

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАР
ДАВЛАТ ҚЎМИТАСИ**

**ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ
ВА ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ**

**ЙЎЛ-ҚУРИЛИШ МАШИНАЛАРИ ВА АВТОМОБИЛЬ ТРАНСПОРТИ
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ФАКУЛЬТЕТИ**

ТРАНСПОРТ ВОСИТАЛАРИ КАФЕДРАСИ

**“ТРАНСПОРТ ВОСИТАЛАРИ
АГРЕГАТЛАРИНИНГ ИШ ЖАРАЁНИ”
ФАНИДАН**

МАЪРУЗАЛАР МАТНИ

Таълим йўналиши: 5310600 - Ер усти транспорт тизимлари ва уларнинг
эксплуатацияси (ИТВ)

Тошкент-2017 й.

Фаннинг маърузалар матни 5310600 - Ер усти транспорт тизимлари ва уларнинг эксплуатацияси (ИТВ) таълим йўналиши учун ўқув режа, ишчи ўқув режа ва ишчи ўқув дастурига мувофиқ ишлаб чиқилди.

Фаннинг маърузалар матни “Транспорт воситалари” кафедрасининг 2017 йил 22 августдаги 1-сон йиғилишида муҳокамадан ўтган ва факультет кенгашида муҳокама қилиш учун тавсия этилган.

Кафедра мудир:

проф.Мухитдинов А.А.

Тузувчилар:

Касимов О.К. – ТАЙЛҚЭИ, “Транспорт воситалари” кафедраси доценти, т.ф.н.

Омаров Ж.А. – ТАЙЛҚЭИ, “Транспорт воситалари” кафедраси ассистенти

Тақризчи:

Хакимов Ш.Х. ТАЙЛҚЭИ, “Транспорт воситалари” кафедраси доценти, т.ф.н.

Фаннинг маърузалар матни Йўл қурилиш машиналари ва автомобиль транспорти эксплуатацияси факультети кенгашида муҳокама этилган ва фойдаланишга тавсия қилинган (2017 йил ___ августдаги ___-сон баённома).

Факультет кенгаши раиси:

Усманов З.Т.

Келишилди:

Ўқув услубий бўлим бошлиғи _____ **Аблакулов А.А.**

Мундарижа

Кириш.	4
1-мавзу. Автомобилга қўйиладиган талаблар.	5
2-мавзу. Юкланиш ва ҳисоблаш режимлари	9
3-мавзу. Илашиш муфтлари	14
4 – мавзу. Узатмалар кутилари	29
5 – мавзу. Поғонасиз узатмалар	47
6- мавзу. Кардан узатмалар	59
7– мавзу. Асосий узатмалар	70
8- мавзу. Дифференциаллар ва ярим ўқлар	78
9– мавзу. Руль бошқармаси	85
10- мавзу. Тормоз бошқармаси	101
11- мавзу. Осмалар	125
12- мавзу. Кўприкларлар ва ғилдираклар	139
Фойдаланилган адабиётлар	153

КИРИШ

Республика иқтисодиётининг илдам одимлар билан ривожланишида автомобил транспортининг ўрни бекиёсдир. Ўзбекистон республикасининг Президенти И.Каримов ташаббуси ва раҳнамолигида ватанимиз автомобилсозлик саноатига асос солиниши, унинг тараққиёти юқори малакали кадрлар тайёрлашни тақозо қилади.

Автомобилсозлик ва автомобил транспорти тармоқлари учун мутахассислар тайёрлаш ўқув режасида “Транспорт воситалари агрегатларининг иш жараёни” фани муҳим аҳамиятга эгадир.

Фани ўқитишдан мақсад талабаларда транспорт воситалари механизмлари ва қисмларининг вазифалари, таснифи, тузилиши, атроф муҳитга таъсири, ишлаш жараёни, ҳамда муайян эксплуатацион шароитда эффе́ктив ишлаш имкониятини аниқлаш ва унинг конструкциясини шу шароитда қай даражада мослашганлигини баҳолаш мезонлари бўйича йўналиш профилига мос билим, кўникма ва малака шакллантиришдир. Фаннинг асосий вазифалари қуйидагилардан иборат:

- автомобил саноати, транспортининг тараққиёт ва истиқболлари, транспорт воситаларини турлари, қисмлари, узеллари, механизмлари, тизимларнинг ўзаро жойлашувини билиш;
- механизм агрегатларнинг вазифаси, тузилиши ва ишлашини билиш;
- автомобилнинг эксплуатацион хусусиятларининг ўлчагич ва кўрсаткичларини ва уларнинг меъёрларни билиш;
- автомобилнинг эксплуатацион хусусиятларини, кўрсаткичларини аниқлаш ва таҳлил этишни билиш;
- автомобилнинг техник тавсиф ва ўлчамлари ҳамда ташқи шароитнинг эксплуатацион хусусиятларига таъсирини билиш.

Талабалар:

- халқ хўжалигида транспорт воситаларининг аҳамияти ҳақида;
- транспорт воситаларини такомиллаштириш йўналишлари ҳақида;
- Куч агрегати хусусиятлари ва иш шароитининг транспорт воситалари техник эксплуатацион кўрсаткичларига таъсири ҳақида;
- транспорт воситаларининг эксплуатацион хусусиятлари кўрсаткичларини аниқлашни бажара олиш ҳақида **тасаввурга эга бўлиши**;
- транспорт воситаларининг асосий, илмий-техникавий муаммолари ва тараққиёт истиқболлари;
- транспорт воситаларига асосий техник-иқтисодий талаблар;
- транспорт воситаларининг эксплуатацион хусусиятларига қўйиладиган талабалар ва уларни яхшилаш усулларини **билиши ва улардан фойдалана олиши**.
- транспорт воситаларининг фойдаланиш хусусиятларига тегишли асосий кўрсаткичларни аниқлаш;
- транспорт воситаларини ҳисоблаш ва муайян ишлатиш шароитлари учун уларни комплектлаш;
- транспорт воситаларининг муайян фойдаланиш шароитларига мослашувини ва самарадорлигини ошириш бўйича тавсияларни ишлаб чиқиш;
- муайян ишлатиш шароитлари учун транспорт воситаларини танлаш ва комплектлаш;
- транспорт воситаларининг фойдаланиш хусусиятлари кўрсаткичларини ҳисоблаш;
- транспорт воситаларининг ҳаракатланиш тенгламаларини тузиш ва унинг ёрдамида конструктив параметрларни эксплуатацион хусусиятларга таъсирини таҳлил қилиш;
- транспорт воситалари конструкциясини таҳлил қилиш ва **баҳолаш каби кўникмаларга эга бўлиши керак**.

1-мавзу. АВТОМОБИЛГА КЎЙИЛАДИГАН ТАЛАБЛАР.

1. “Транспорт воситалари агрегатларининг иш жараёни” фанининг мақсади ва вазифалари.
2. Автомобил конструкциясига кўйиладиган талаблар.
3. Транспорт шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.
4. Йўл шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.
5. Об-хаво шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.
6. Автомобилнинг эргономик хусусиятлари.
7. Автомобилнинг хавфсизлик хусусияти.

1-савол. “Транспорт воситалари агрегатларининг иш жараёни” фанининг мақсади ва вазифалари.

Автомобил мамлакатимизнинг ишлаб чиқариш, қайта ишлаш, хизмат кўрсатиш, соғлиқни сақлаш, муҳофаа ва бошқа соҳаларида кенг қўлланилади ва у ҳаётимизнинг ажралмас қисми ҳисобланади.

Фанни ўқитишдан мақсад талабаларда транспорт воситаларини лойиҳалаш ва ҳисоблаш асосларини, шу жараён учун керак бўладиган муҳандислик маълумотлар бериш ва транспорт воситаларининг конструкциясини эксплуатация шароитига қай даражада мослашганлигини баҳолаш усуллари бўйича йўналиш профилига мос кўникма ва малака шакллантиришдир.

Фаннинг асосий вазифалари қуйидагилардан иборат:

- автомобил саноати, унинг тараққиёт ва истиқболлари, автомобил турлари, техник тавсифи, узеллари, агрегатлари, тизимларнинг ўзаро жойлашувининг боғлиқлигини билиш;
- автомобилнинг узел ва агрегатларида бўладиган иш жараёнларини билиш ва уларни математик модель ёрдамида таҳлил этиш;
- автомобилнинг узел ва агрегатларидаги юкланишларни аниқлаш ва ҳисоблай олиш;
- автомобилнинг узел ва агрегатларидаги динамик жараёнларни билиш ва деталларини мустаҳкамлик, чидамкорлик ва чарчашга ҳисоблай олиш.

Фанни ўқитиш жараёнида замонавий янги педагогик технологиялар, виртуал ўқув жихозлари, анимацияли дарслик ва қўлланмалардан фойдаланиш кўзда тутилган.

2-савол. Автомобил конструкциясига кўйиладиган талаблар.

Автомобил конструкциясига кўйиладиган талабларни 4 гуруҳга бўлиш мумкин, яъни ижтимоий ва ҳуқуқий, ишлаб чиқариш, эксплуатация ва рақобатбардош лик талаблари.

- **ижтимоий ва ҳуқуқий талабларга** конструкциянинг хавфсизлиги; юқори конструктив ва экологик кўрсаткичлар, мамлакатимиз ва халқаро ташкилотларнинг меъёрий ҳужжатларига мослиги киради.
- **ишлаб чиқариш талабларига** материал, меҳнат сарфининг камлиги ва автомобил таннархининг пастлиги; агрегат, узел ва деталлар унификация даражасининг юқорилиги; ишлаб чиқариш кўлами ва маблағга автомобил конструкциясининг мослиги киради.
- **эксплуатация талабларига** автомобилнинг юк кўтаришидан тўла фойдаланиш; юқори ўртача тезлик; юқори ёнилғи тежамкорлиги; ишончлилик; ташиш вақтида юкларнинг сақланиши; автомобилнинг об-хаво шароитига мослашганлиги киради.
- **рақобатбардошлик талабларга** замонавий талабларга жавоб берадиган юқори сифат; патент тарафдан тоза; халқаро тан олиш; экспорт қилиниши мўлжалланаётган давлатларнинг махсус талабларга жавоб бериши киради.

Юқорида санаб ўтилган барча талабларни бир вақтда кондириб бўлмайди, чунки баъзи талаблар бир-бирига қарши бўлиши мумкин. Шунинг учун автомобилнинг вазифаси ва ишлатилиш соҳасига қараб автомобилни лойиҳалаш чоғида ўртача (компромисс) ечим қабул қилинади.

Хар бир автомобил маълум эксплуатация шароити учун яратилади. Эксплуатация шароити учта қисмдан иборат:

- транспорт шароити;
- йўл шароити;
- об-хаво шароити;

3-савол. Транспорт шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.

Транспорт шароити автомобил вазифасидан келиб чиқадиган бир нечта факторлар билан белгиланади.

Юк автомобилларининг транспорт шароити юк тури, хажми, пратияси, ташиш масофаси ва ташкил этилиши, юкни ортиш ва тушириш, юкни сақлаш, автомобилга техник хизмат кўрсатиш ва таъмирлаш каби факторлар билан аниқланади. Юк тури физик-механик хусусиятлари, зичлиги, оғирлиги, ўлчамлари, қимматбаҳо-лиги, тараси, тез ташилиши билан белгиланади. Юк партияси битта автомобил ёки автопоезд-да ташиладиган хажм билан белгиланади. Ташиш масофаси юк етказилиши керак бўлган масофа бўлиб, маҳаллий (50 км гача) ва узоқ (50 кмдан кўп) бўлиши мумкин. Ташишни ташкил этиш деб автомобилни ишда қанча вақт бўлиши (соат ёки суткада), бир сутка юрган масофаси (киломертда), бир йилда неча кун ишда бўлиши, бир йилда босиб ўтган масофаси (кмда), юк ташишни бир маромда ташкил этилиши (сутканинг соатларида, хафтанинг кунла-рида, йилнинг ойларида), хайдовчиларнинг ишини ташкил этишга айтилади. Юкни ортиш-тушириш қўлда бажарилиши ёки механизациялашган бўлиши мумкин.

Пассажиr автомобилларининг транспорт шароити пассажир ташиш билан боғлиқ. Автобуслар шаҳар ичида, шаҳар четига, шаҳарлараро, маҳаллий, экскурсион, туристик ва бошқа бўлиши мумкин. Енгил автомобиллар такси, хизмат, шахсий ва ижара бўлиши мумкин. Шаҳар ичида ишлатиладиган автобусларнинг пол сатхи паст, эшиклари кенг ва кўп, ўриндиқлар сони кам бўлиши керак. Шаҳарлараро қатнайдиган ва турист автобусларда комфортабеллик, яхши кўринувчанлик, юқори тезлик ва катта юкхоналар бўлиши керак. Маҳаллий автобусларда ўтағонлик муҳим ҳисобланади.

4-савол. Йўл шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.

Йўл шароити йўл қопламасининг текислиги ва мустаҳкамлиги, йўл жойлашган муҳит йўлнинг элементлари, автомобиллар ҳаракатининг тиғизлиги ва йўлнинг барқарорлиги билан белгиланади.

Йўл қопламасининг текислиги йўл нотекисликлари ординатасининг ўртача квадратик қиймати билан баҳоланади. Йўл қопламасининг мустаҳкамлиги (айниқса кўприк ва йўл иншоотларида) автомобилнинг тўла массаси ва ўқларга тақсимланган масса билан аниқланади. Йўл жойлашган муҳит текис, тепаликлар ёки тоғлиқлар бўлиши мумкин. Йўлнинг элементлари деб бўйлама йўналишда тепага ёки пастга йўлнинг оғиши, уларнинг такрорланиши ва узунлиги, йўлнинг бир тўғри чизикда ётмаслиги, йўлнинг эни ва йўлдаги қаторлар сонига айтилади. Автомобил ҳаракатининг тиғизлиги вақт бирлигида (соат, сутка, йил) йўлдан ўтадиган автомобилларнинг сони билан белгиланади. Шунингдек ҳаракат тиғизлигининг барқарорлиги куннинг соатларида, хафтанинг кунларида ва йилнинг ойларида ўзгариши мумкин. Йўлнинг барқарорлиги деб йўлнинг ҳолатига айтилади. (курук, нам, қор босган, музлаган)

Қопламасига қараб йўллар 4 та турга бўлинади:

- цементбетон ёки асфальтобетон (I-IV категориядаги йўллар)
- асфальтобетон ёки дегтобетон (III-IV категориядаги йўллар)
- гравий ва шағал (IV-V категориядаги йўллар)
- тупроқ (V категориядаги йўллар)

Йўл қопламасининг мустаҳкамлигига қараб, автомобил ўқиға тушаётган массанинг руҳсат этилгани 100 кН дан (I-IV категория) 60 кН гача (V категория) бўлиши мумкин.

Автомобилнинг эксплуатацион хусусият кўрсаткичларига йўл шароитининг таъсири катта. Автомобил нотекис йўллардан ҳаракатланганда детал ва узелларнинг ишлаш муддати қисқаради, автомобилга техник хизмат кўрсатиш ва таъмирлаш ҳажми ошади, автомобилнинг ўртача тезлиги пасаяди, ёнилғи сарфи ортади. Буларнинг ҳаммаси юк ташиш таннархининг ошишига ва иш унумдорлигининг пасайишига олиб келади. Агар йўл нотекис бўлса автомобилнинг юриш раванлигини яхшилаш ҳисобига, агар йўл текис бўлса автомобилнинг тортиш – тезлик, турғунлик, бошқарувчанлик автомобилнинг ва тормоз хусусиятларини яхшилаш ҳисобига автомобилнинг унумдорлигини ошириш мумкин. Автомобилнинг тезлиги йўлдаги кўринувчанлик, йўлнинг эни, бурилиш радиуслари ва йўлнинг паст-баландлигига боғлиқ.

5-савол. Об-ҳаво шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.

Ер шари бир нечта климатик районларга бўлинган. Масалан: совуқ, иссиқ, мўтадил ва тоғлик районлар бўлади. Совуқ районларда йилнинг 200...300 кунда ҳаво ҳарорати -40° ... -60° С бўлади. Иссиқ районларда киш бор-йўғи 10...20 кун давом этади, ёзда эса ҳарорат $+45$... $+50^{\circ}$ С дан ошиб кетади ва ҳаво жуда қуруқ бўлади.

Об-ҳаво шароитига қараб йўлнинг ҳолати (нам, қор босган, музлаган) ва кўринувчанлик (ёмғир, қор, туман) ўзгаради. Ҳавонинг ҳарорати автомобилнинг иссиқлик режимига агрегатларнинг иш шароитига таъсир қилади (ёнилғи ва мойларининг зичлиги, аккумуляторларнинг сиғими ўзгаради). Ҳарорат ўртача 20° С бўлганда двигателдаги мой ва совуқувчи суюқликнинг ҳарорати 80 ... 100° С бўлиши керак. Агар ҳаво ҳарорати 10° С га кўтарилса двигател қуввати 2...3% га пасаяди, ёқилғи сарфи 1.5% га ортади. Шунингдек, ҳаво ҳарорати трансмиссиянинг фойдали иш коэффицентига ва ғилдиракларнинг қаршилигига таъсир қилади.

Агар автомобил тоғ шароитида ишласа, ҳавонинг сийракланиши туфайли двигателнинг қуввати пасаяди, шунинг учун юк автомобилларида ўртача тезлик 40...50% га камади ва ёнилғи сарфи 10...15% га ортади.

Совуқ шароитда ишлашга мўлжалланган автомобилларда двигателни ишга туширишни енгиллаштирувчи тизим, шунингдек кузов, кабина, ёқилғи баки ва аккумуляторларни иситиш тизимлари ўрнатилади. Ёқилғи, мой, техник суюқликларнинг қишки сортлари ишлатилади, материалларнинг совуққа чидамли турларидан фойдаланилади.

Иссиқ шароитда ишлашга мўлжалланган автомобилларда двигателни совутишнинг самарали тизимлари, мой радиаторлари, ҳавони чангдан яхшилаб тозалаш тизимлари ишлатилади. Кузов ва кабинада ҳавони тозалаш ва совутиш тизимлари бўлиш керак. Автомобилда ишлатиладиган ҳамма эксплуатацион материаллар (резина, полимер, ёқилғи, мой, тормоз суюқлиги ва бошқалар) иссиқ ҳароратда ишончли ишлаши керак. Автомобилнинг ранги оч рангда бўлгани мақсадга мувофиқ, чунки оч ранглар қуёш радиациясига чидамли бўлади.

6-савол. Автомобилнинг эргономик хусусиятлари.

Автомобилнинг эргономик хусусиятлари деб ҳайдовчининг фаолиятини ошириш мақсадида шакллантирадиган хусусиятларга айтилади. Улар 4 гуруҳга бўлинади:

- гигиеник;
- антропометрик;
- физиологик;
- психологик.

Гигиеник кўрсаткичлар ҳайдовчилар иш жойининг санитария меъёрларига жавоб беришини ҳисобга олади. Уларга ички шовқин даражаси, ҳайдовчи иш жойининг вибро юкланиши ва ҳайдовчи иш жойидаги микро иқлим (ҳарорат, намлик, ҳавонинг кимёвий таркиби ва б.) киради.

Антропометрик кўрсаткичлар ҳайдовчи иш жойининг ишлашга қулайлигини характерлайди. Уларга ҳайдовчининг ўриндикда жойлашиши, бошқарув органларининг бошқаришга қулайлиги ва ҳайдовчи атрофидаги бўшлиқ киради. Ҳайдовчининг ўриндикда қулай

жойлашиши унинг ҳаракатлари аниқ ва тез бажарилишига олиб келади, натижада ҳайдовчи узоқ вақт чарчамасдан ишлаши мумкин.

Физиологик кўрсаткичлар автомобилнинг бошқарув органларига сарфланадиган кучнинг ҳайдовчи организмнинг жисмоний имкониятларига мувофиқ келишини белгилайди. Физиологик кўрсаткичларга автомобилнинг бошқарув органларига қўйилган куч ва бошқаришни автоматлаштириш киради.

Психологик кўрсаткичлар ҳайдовчига таъсир қилаётган барча ахборотларнинг унинг психофизиологик имкониятларига мослигини белгилайди. Уларга автомобилнинг агрегат ва тизимларидан келаётган ахборот, ҳайдовчи иш жойидан кўринувчанлик, товуш орқали узатиладиган ахборот киради.

7-савол. Автомобилнинг хавфсизлик хусусияти.

Автомобилнинг хавфсизлиги муҳим эксплуатацион хусусият бўлиб инсонларнинг ҳаёти ва соғлигига, автомобилга, юкларга ва атроф-муҳитга зарар етмаслигини белгилайди. Автомобил хавфсизлиги 4 гуруҳга бўлинади:

- фаол хавфсизлик;
- фаол эмас хавфсизлик;
- авариядан сўнгги хавфсизлик;
- экологик хавфсизлик.

Фаол хавфсизлик деб автомобилнинг йўл-транспорт ҳодисасига учраши эҳтимolini пасайтиришни таъминлайдиган хусусиятга айтилади. Фаол хавфсизлик тормоз хусусиятига, бошқарилувчанликка, турғунликка, бурилувчанликка, экологик хусусиятига, чироқ ва товуш қурилмаларига боғлиқ.

Фаол эмас хавфсизлик деб йўл транспорт ҳодисасининг оқибатларини камайтиришни таъминлайдиган хусусиятга айтилади. Фаол эмас хавфсизлик ички ва ташқи бўлиши мумкин.

Авариядан сўнгги хавфсизлик деб ЙТХ натижасида пайдо бўлиши мумкин бўлган хавфли оқибатларнинг олдини олиш хусусиятига айтилади. Хавфли оқибатларга ёнғин, автомобил эшикларининг қулфланиб қолиши, автомобил ичига сув кириши (агар автомобил чўккан бўлса) киради. Авариядан сўнгги хавфсизликни таъминлаш учун автомобил ўт ўчириш асбоблари, дори қутичалари (аптечка) билан жихозланган бўлиши керак. Шунингдек одамларнинг автомобил ичидан тез чиқиб кетишини таъминлайдиган кўшимча эшик ва люклар билан жихозланган бўлиши керак.

Экологик хавфсизлик деб автомобил ўз вазифасини бажараётганда одамларга, ҳайвонот дунесига ва атроф-муҳитга зарарли таъсирини камайтириш хусусиятига айтилади. Уларга ишлатилган газларнинг тутуни ва захари, шовқин ва радио-тўлқинларни ўзгартириши киради. Ишлатилган захарли газлар таркибида углерод окиси CO , углеводород CH ва азот NO_x бўлади. Бу захарли газлар одамларга ва ҳайвонот дунесига зарар етказилади. Уларнинг миқдори халқаро стандартларга ва бошқа ҳужжатларда белгилаб қўйилган. Автомобилнинг двигатели ва бошқа агрегатларининг шовқини меъёри ҳам чеклаб қўйилган бўлиб, шовқинни камайтиришга мўлжалланган конструктив тадбирлар амалга оширилади. Автомобилда радиотўлқинларга зарар етказувчи асосий қисм двигател ҳисобланади.

Назорат саволлари:

1. Кириш. «Автомобиллар махсус курси» фанининг мақсади ва вазифалари.
2. Автомобил конструкциясига қўйиладиган талаблар.
3. Транспорт шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.
4. Йўл шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.
5. Об-ҳаво шароитининг автомобил конструкциясига таъсири.
6. Автомобилнинг эргономик хусусиятлари.
7. Автомобилнинг хавфсизлик хусусияти.

2-мавзу. ЮКЛАНИШ ВА ҲИСОБЛАШ РЕЖИМЛАРИ.

Режа:

1. Автомобиль узел ва агрегатларининг иш жараёнлари.
2. Автомобиль узел ва агрегатларининг юкланиш режимлари.
3. Автомобиль узел ва агрегатларини ҳисоблаш режимлари.
4. Трансмиссияни ҳисоблаш режимлари.
5. Руль бошқармасини ҳисоблаш режимлари.
6. Тормоз бошқармасини ҳисоблаш режимлари.

1-савол. Автомобил узел ва агрегатларининг иш жараёнлари.

Автомобил узел ва агрегатларининг вазифасига кўра уларга қатор талабларни қўйиш мумкин, шу талабларни бажарилиши уларни бошқа агрегатлар билан бирга ишлаганда функционал вазифасини тўлик бажарилишини таъминлайди. Қўйиладиган талабларни бир неча конструктив ечимлари билан қондириш мумкин, лекин бунда конструкцияларнинг мураккаблиги, нархи, чидамлиги ва х.к ҳам ҳар хил бўлади.

Узел ва агрегатларнинг иш кўрсаткичларини ва уларни яхшилаш имконларини факатгина уларда бўлиб ўтадиган иш жараёнларининг таҳлиллари асосида аниқлаш мумкин

Иш жараёни деб механизм ва агрегатларда иш пайтида содир бўладиган физикавий, физика-кимёвий жараёнлар мажмуаси, уларни сабаби, ўзаро боғлиқлиги ва кетма-кетлигига айтилади.

Иш жараёнини математик модель ёрдамида таҳлил этиб, қайси конструкцияда ва қай даражада талаблар бажарилишини ва шундан сўнг юкланишларни аниқлаш мумкин.

Кўп ҳолларда математик модель учун оддий мувозанат ҳолатини кўриб чиқсак бас:

тўғри чизикли ҳаракатда $\sum P=0$, айланма ҳаракатда $\sum M=0$.

Агар тезланиш ёки секинланиш бўлса, массаларни ҳам ҳисобга олиш керак:

$$\sum P + \sum m \cdot a_n = 0; \quad \sum M + \sum J_n \cdot \varphi_n = 0$$

Айрим ҳолларда тебранувчи тизим таҳлил этилади (масалан осма):

$$P_x = \sum m \cdot a_n + \Sigma(X_n - X_{n-1})/l; \quad M_\varphi = \Sigma J_n \cdot \varphi_n + \Sigma(\varphi_n - \varphi_{n+1})/l_n.$$

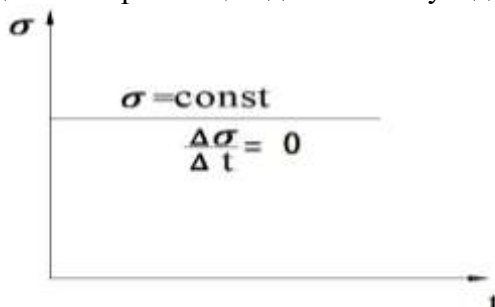
Таҳлилни соддалаштириш учун кўп массали тизимлар бир ёки икки массали эквивалент тизим билан алмаштириб ўрганилади. Бундай тенгламаларни ечиб одатда куч (P, M) кўрсаткичларни кинематик (ω, V) кўрсаткичларга боғлиқлик тавсифларини аниқлаймиз.

2-савол. Автомобил узел ва агрегатларининг юкланиш режимлари.

Автомобил деталларини деформацияси ва улардаги кучланишлар уларга таъсир этувчи юкланиш режимларига боғлиқ.

Юкланиш режими деб эксплуатация жараёнида (вақт кесимида) детал ва агрегатларга таъсир этувчи куч ва моментларнинг ўзгаришига айтилади. Автомобил деталларига таъсир этувчи кучлар (кучланишлар) таъсир этиш вақтига кўра қуйидагича бўлиши мумкин:

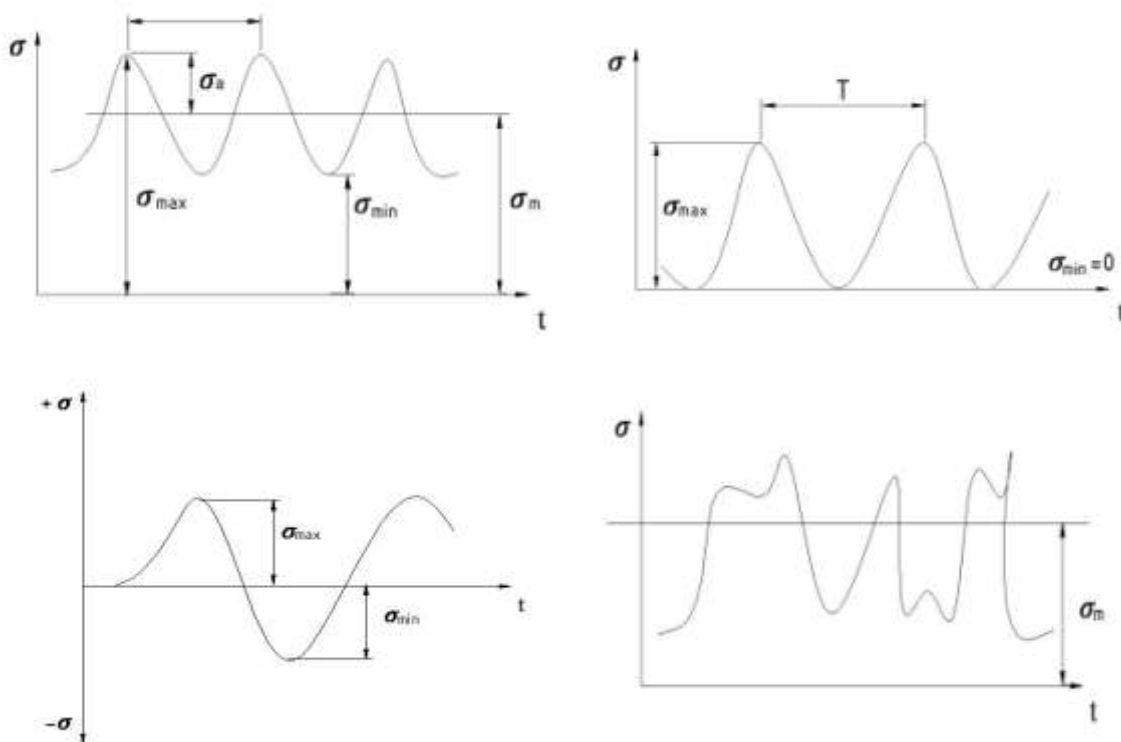
а) ўзгармас (доимий таъсир этувчи ёки секин ўзгарувчи) кучлар, булар: оғирлик кучи, узел ва агрегатларни йиғишда болтларни сиқишдан ҳосил бўладиган кучлар ва х.к



2.1-расм. Ўзгармас кучлар.

б) ўзгарувчан кучлар.

- барқарор режимда ўзгарадиган кучлар. Масалан: валларда ёки шестерня тишларидаги барқарор кучланишлардан ҳосил бўладиган юкланишлар.
- барқарор бўлмаган режимда ўзгарадиган кучлар. Бу энг кенг учрайдиган ҳол.



2.2-расм. Ўзгарувчан кучлар. Барқарор режимда: а-асимметрик цикл; б-пульсли цикл; в-симметрик цикл. Барқарор бўлмаган режимда: г- ўзгарувчан

Бу режимлар асимметрия коэффициенти билан характерланади: $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$

1) асимметрик цикл,

циклнинг ўртача кучланиши: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$; цикл амплитудаси: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$

бу ерда: $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$; $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$; асимметрия коэффициенти- $0 < r < 1$

T – кучланиш ўзгариши тўла циклининг даври.

2) пульсли цикл, асимметрик циклининг $\sigma_{\min} = 0$ бўлган бир тури, шунда ўртача юкланиш ва амплитуда бир бирига тенг бўлади:

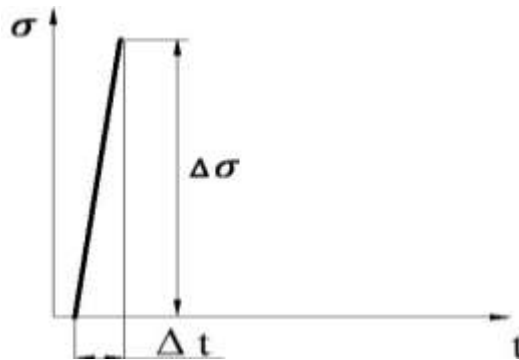
$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$; асимметрия коэффициенти $r = 0$

3) Симметрик цикл учун $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$

циклнинг ўртача кучланиши: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$; цикл амплитудаси: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$

асимметрия коэффициенти: $0 \geq r \geq -1$ Энг ноқулай режим $r = -1$ да бўлади

в) зарбасимон кучлар (кучланиш катта тезлик $\frac{d\sigma}{dt}$ билан ўзгаради.)



2.3-расм. Зарбасимон кучлар.

Кўп ҳолларда автомобил деталларига бир пайтда кучлар (ўзгармас, ўзгарувчан, зарбасимон ва х.к.) мажмуаси таъсир этади.

3-савол. Автомобил узел ва агрегатларини ҳисоблаш режимлари.

Ҳисоблаш режими бу деталларни мустаҳкамликка ва чидамкорликка ҳисоблаш учун қабул қилинган реал ёки шартли юкланиш режими. Ҳисоблаш режими юкланиш режимини таҳлил этиш натижасида танлаб олинади. Деталларни чидамкорликка ҳисоблаганда ўзгарувчан кучлар таъсирида деталнинг синиши аниқланади. Ишлаш жараёнида деталларни синишига қуйидагилар сабаб бўлиши мумкин:

- металлнинг бир жинсли эмаслиги;
- юзаларга яхши ишлов берилмаганлиги;
- ички зўриқишлар;
- катта юкланишлар;
- деталь материални чарчаши;
- ишчи юзаларни шикастланиши.

Ўзгарувчан кучлар таъсирида детални чидамкорлиги деформация турига (эгилиш ёки буралиш) ва уларни вақт давомида ўзгаришига боғлиқ.

4-савол. Трансмиссияни ҳисоблаш режимлари.

Трансмиссиянинг юкланиш режимлари ўзгарувчан момент ва бурчак тезликлари қийматлари билан тавсифланади. Шу юкланишларни таҳлил қилган ҳолда трансмиссия учун қуйидаги ҳисоблаш режимларини белгилаш мумкин:

1-ҳисоблаш режими – двигателнинг максимал моментига кўра ҳисобланади. У ҳолда ҳисоблаш momenti (ФИКни ҳисобга олмаганда) қуйидагича аниқланади:

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot U_n$$

бу ерда: U_n - двигателдан ҳисобланаётган валгача бўлган узатишлар сони;

α_n - буровчи моментни ушбу валдан ўтадиган қисмини ҳисобга олувчи коэффициент.

Бундай юкланишлар текширув ҳисоблари учун ишлатилади. Трансмиссиянинг барча момент ўтказаетган деталлари ушбу буровчи моментни ўтишига бардош бера олиши керак.

2-ҳисоблаш режими - етакчи ғилдиракларни йўл билан максимал илашишига кўра ҳисобланади. У ҳолда ҳисоблаш momenti қуйидагича аниқланади:

$$M_p = G_{cy} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{r_k}{U_n \cdot \eta_n}$$

бу ерда: $G_{\text{си}}$ - тезланиш пайтида етакчи ғилдиракларга тушадиган максимал оғирлик (юкланишларни ўзгаришини ҳисобга олган ҳолда);
 $\varphi_{\text{max}} = 0,7 \dots 0,9$ – илашиш коэффициентининг максимал қиймати.
 U_n ва η_n - етакчи ғилдиракдан ушбу валгача бўлган узатиш сони ва ФИКни.
 r_k - ғилдиракнинг ғилдираш радиуси.

Бу ҳисоблаш режими одатда автомобилларни кардан вали ва кўприкларда буровчи моментни тақсимланиш қонуни ноаниқ бўлганда ёки автомобилда ўта катта буровчи моментга эга бўлган двигател ўрнатилганда ҳисоблаш учун ишлатилади. Чунки катта буровчи момент ҳеч қачон реал ишлатилмайди (ғилдираклар шатаксираб кетади).

3-ҳисоблаш режими – трансмиссияда ҳосил бўлиши мумкин бўлган максимал динамик юкланишларга кўра ҳисобланади. Динамик юкланишлар қуйидагиларга боғлиқ:

- илашиш муфтасининг уланиш тезлигига (хайдовчига);
- илашиш муфтасининг турига ва конструкциясига (дисклар сони, юритмаси, махсус мосламалар ва ҳ.к.);
- йўлнинг турига, ҳолатига ва автомобил тезлигига;
- автомобилнинг конструктив хусусиятларига.

Одатда катта динамик юкланишлар илашиш муфтаси кескин уланганда ҳосил бўлади.

$$M_p = M_{e_{\text{max}}} \cdot U_n \cdot K_d$$

Бунда: $K_d = \frac{M_{\text{max}}}{M_{e_{\text{max}}}}$; бу ерда: M_{max} - ҳисобланаётган деталдаги максимал момент

Динамиклик коэффициенти ҳисобланаётган деталдиги максимал момент критик ҳолатларда двигателнинг максимал моментидан неча мартага ошиб кетишини кўрсатади.

$K_d = 1,5 \dots 2,0$ енгил автомобиллар учун

$K_d = 2,0 \dots 2,5$ юк автомобиллари учун

$K_d = 3,5$ гача ўтагон автомобиллар учун

Ушбу ҳисоблаш режими деталларни мустаҳкамликка ҳисоблашда ишлатилади ва трансмиссия деталларига таъсир этаётган максимал кучланишларни аниқлайди.

4-ҳисоблаш режими реал эксплуатацион юкланишларга ҳисобланади. Бу ҳисоблаш режими чарчаш мустаҳкамлигига ҳисоблаш учун ишлатилади ва реал эксплуатация, синовлар давомида ёзиб олинган статистик маълумотлар асосида ўтказилади. Бундан ташқари трансмиссиянинг айрим қисмлари ишқаланишга, қизишга, емирилишга, критик айланишлар сонига ва ҳ.к. қўшимча ҳисобланади.

5-савол. Руль бошқармасини ҳисоблаш режимлари.

1-ҳисоблаш режими – руль чамбарагидаги максимал моментга кўра ҳисобланади. У ҳолда ҳисоблаш momenti (ФИКни ҳисобга олмаганда) қуйидагича аниқланади:

$$M_p = D_{\hat{a}_{\text{max}}} \cdot r_{\delta\hat{e}}$$

бу ерда: $D_{\hat{a}_{\text{max}}}$ - хайдовчининг руль чамбарагидаги максимал кучи $500H$ (енгил авто учун $250H$);

$r_{\delta\hat{e}}$ - руль чамбарагининг радиуси.

2-ҳисоблаш режими - битта ғилдиракка қўйилган максимал тормоз кучига кўра (шу вақтда иккинчи ғилдиракдаги тормоз кучи 0га тенг) ҳисобланади:

$$D_p = G_{\hat{n}\hat{o}} \cdot \varphi_{\text{max}};$$

3-ҳисоблаш режими – автомобил ҳаракатланаётганда унинг ғилдираклари тик тўсиққа урилганда ҳосил бўладиган кучга кўра ҳисобланади. Ушбу ҳолатда ҳосил бўладиган максимал куч тезликка, тўсиқ баландлигига ва ўтиш усулига (бир ён томон олдин, иккала ғилдирак бир вақтда) боғлиқ.

6-савол. Тормоз бошқармасини ҳисоблаш режимлари.

Тормоз механизми деталлари асосан автомобил ғилдиракларининг йўл билан максимал илашишига кўра ҳисобланади:

$$M_p = G_{\text{н\ddot{o}}} \cdot \varphi_{\text{max}} \cdot r_{\ddot{e}};$$

бу ерда: $G_{\text{сц}}$ - ғилдиракларга тушадиган максимал оғирлик (юкланишларни ўзгаришини ҳисобга олган ҳолда);

$\varphi_{\text{max}} = 0,8 \dots 1,0$ – илашиш коэффициентининг максимал қиймати.

r_k - ғилдиракнинг ғилдираш радиуси.

Тормоз юритмаси деталлари тормоз педалидаги максимал кучга (1500 Н) ва максимал босимга (кучайтиргич ишлатилганда) кўра ҳисобланади:

Османи ҳисоблаш режимлари.

1-ҳисоблаш режими – статик юкланишга кўра (динамикани ҳисобга олган ҳолда) ҳисобланади:

$$D_p = G_{\text{н\ddot{o}}} \cdot k_a;$$

Османинг бикрлиги қанча юқори бўлса k_a шунча юқори бўлади.

2-ҳисоблаш режими - чидамкорликка ҳисобланади.

Рама ва кузовларни ҳисоблаш режимлари.

1-ҳисоблаш режими – автомобил нотекис йўлларда катта тезликда ҳаракатланганда эгилишга ҳисобланади.

2-ҳисоблаш режими - автомобил катта нотекис йўлларда ҳаракатланганда (баъзи ғилдираклар йўлдан узилганда) буралишга ҳисобланади.

Шунингдек, автомобил аварияга учраганда зарбадан ҳосил бўлган деформацияга кўра ҳисобланади.

Кўприкларни ҳисоблаш режимлари.

1-ҳисоблаш режими – автомобил φ_{max} бўлган йўлда тормозланаётганда ҳисобланади.

2-ҳисоблаш режими - автомобил сирпанаётганда ҳисобланади.

3-ҳисоблаш режими – автомобил ҳаракатланаётганда унинг ғилдираклари тик тўсиққа урилганда ҳосил бўладиган кучга кўра ҳисобланади.

Назорат саволлари:

1. Автомобил узел ва агрегатларининг иш жараёнлари.
2. Автомобиль узел ва агрегатларининг юкланиш режимлари.
3. Автомобиль узел ва агрегатларининг ҳисоблаш режимлари.
4. Трансмиссиянинг 1- ҳисоблаш режими.
5. Трансмиссиянинг 2- ҳисоблаш режими.
6. Трансмиссиянинг 3- ҳисоблаш режими.
7. Трансмиссиянинг 4- ҳисоблаш режими.
8. Тормоз бошқармасини ҳисоблаш режими.
9. Руль бошқармасини ҳисоблаш режими.
10. Османи ҳисоблаш режими.
11. Кўприкни ҳисоблаш режими.

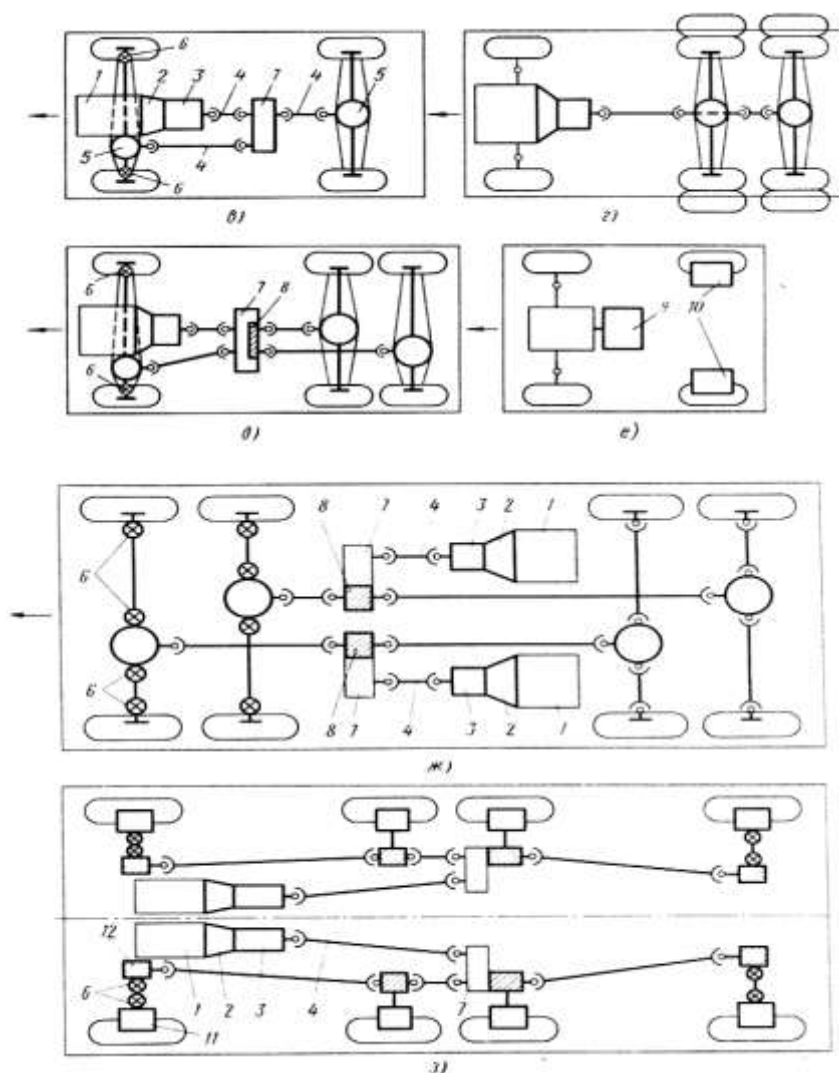
3-мавзу. ИЛАШИШ МУФТАЛАРИ

Режа:

1. Механик трансмиссиялар ва уларнинг қўлланилиши.
2. Илашиш муфтасининг таснифи ва қўлланилиши.
3. Илашиш муфтасига қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
4. Фрикцион илашиш механизмининг иш жараёни.
5. Илашиш муфтасини ва унинг юритмасини танлаш усуллари.
6. Илашиш муфтасидаги юкланишлар.

1-савол. Механик трансмиссиялар. Уларнинг турлари ва қўлланилиши.

Трансмиссия	Афзаллиги	Камчилиги
Механик	Конструкцияси содда. Нархи паст. ФИК юқори.	Хажми катта, копоновкаси мураккаб. Массаси катта. Буровчи момент поғонали ўзгаради.
Электрик ва гидроҳажмли	Буровчи момент поғонасиз ўзгаради. Жойлаштириш қулай. Массаси кичик. Массанинг ўқларга тақсимланиши оптимал. Тиркаманинг етакчи ғилдиракларига кувватни узатиш осон. Тормозланишда энергияни йиғиш имкони бор.	Нархи баланд. ФИК паст. Рессораланмаган массалар катта. Ишончилиги паст.



3.1-расм. Механик трансмиссиялар

2-савол. Илашиш муфтасининг таснифи ва кўлланилиши

Илашиш муфтаси куйидаги кўрсаткичлари бўйича турларга бўлинади:

- 1) иш жараёнининг хусусияти бўйича:
 - доимий уланган;
 - доимий уланмаган.
- 2) етакловчи ва етакланувчи қисмларнинг боғланиши бўйича:
 - фрикцион;
 - гидравлик;
 - электромагнит.
- 3) сиқувчи кучларни ҳосил қилиш усули бўйича:
 - пружинали (цилиндрсимон , конуссимон, диафрагмали)
 - электромагнит;
 - марказдан қочма;
 - ярим марказдан қочма.
- 4) Юритмаси бўйича:
 - механик;
 - гидравлик;
 - комбинациялашган (пневмомеханик, пневмогидравлик, электромеханик, электровакуум).
- 5) Бошқариш бўйича:
 - ноавтоматик;
 - ноавтоматик, кучайтиргич билан;
 - автоматик.
- 6) Ишқаланувчи юзаларнинг шакли бўйича:
 - дискли (қуруқ, мойда);
 - махсус (конусли, лентали ва ҳоказолар).

3-савол. Илашиш муфтасига қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши

Илашиш муфтаси автомобилни ўз жойидан равон кўзғатиш, узатма алмаштирилаётганда двигателни трансмиссиядан қисқа вақтга ажратиш ва трансмиссияни динамик зарбалар таъсиридан сақлаш вазифасини бажаради. Илашиш муфтаси ўз вазифасини тўлиқ бажариш учун куйидаги талабларга жавоб бериши керак:

1. Буровчи моментни двигателдан трансмиссияга ишончли ўтказиш;
2. Равон ва тўла уланиш;
3. Тоза ажралиш;
4. Етакланувчи қисмларнинг инерция моментини минимал бўлиши;
5. Ишқаланувчи юзалардан иссиқликни яхши тарқатиш;
6. Трансмиссияни динамик юкланишлардан сақлаш;
7. Сиқувчи кучларни бир меъёрда сақлаб туриш;
8. Бошқариш учун кам жисмоний куч сарфлаш;
9. Умумий талаблар.

1.Буровчи моментни двигателдан трансмиссияга ишончли ўтказиш;

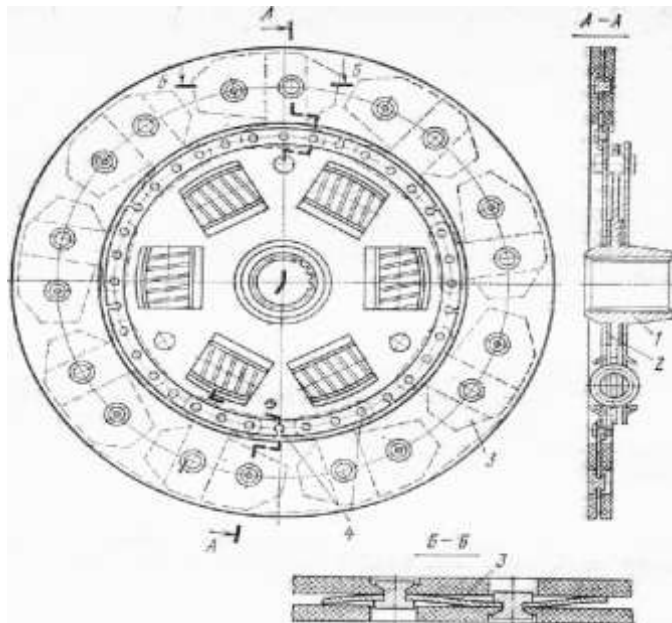
Бу талабни бажариш учун илашиш муфтасини максимал ишқаланиш momenti $M_{\text{сц max}}$ двигателнинг максимал буровчи моментидан $M_{\text{д max}}$ бир мунча катта бўлиши керак

$$M_{\text{сц max}} = M_{\text{д max}} \cdot \beta;$$

$\beta = 1,2 - 2,5$ – илашиш муфтасининг заҳира коэффициенти. Катта қийматлари оғир юк автомобиллари ва автобуслар учун.

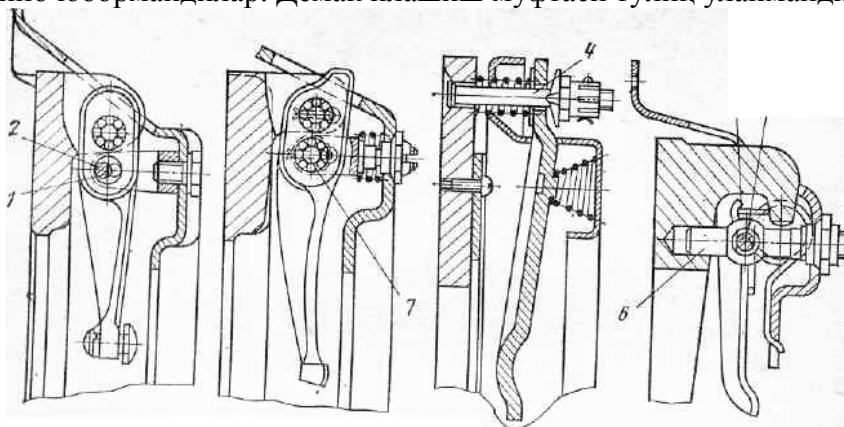
2. Равон ва тўла уланиш;

Ушбу талабни бажариш учун бир қатор конструктив тадбирлар бажарилади. Аввало илашиш муфтасининг уланиш даврени узайтириш керак. Шунинг учун етакланувчи диск ўк бўйлаб эластик (эзиладиган) этиб тайёрланади. Етакланувчи дискга парраксимон пластиналар (3) ўрнатилиб уларни устига накладкалар қотирилади. Илашиш муфтаси уланиш пайтида парраксимон пластиналар сиқувчи кучлар таъсирида текисланади, шу сабабли уланиш даврени узайтиради ва кескин уланишнинг олдини олади. Равон уланишга етакланувчи диск гупчагига ўрнатилган айланма тебранишларни сўндиргич ҳам ўз хиссасини қўшади.



3.2-расм. Илашиш муфтасининг етакланувчи диски

Тўла уланиши учун илашиш муфтасининг юритмасидаги тирқиш белгилангандан кичик бўлмаслиги керак; Агар тирқиш кичикроқ бўлиб қолса, педаль қўйиб юборилганда ҳам, сиқувчи подшипник ажратувчи вилкачаларни босиб қолиши мумкин ва улар ўз навбатида сиқувчи дискни тўлиқ қўйиб юбормайдилар. Демак илашиш муфтаси тўлиқ уланмайди.

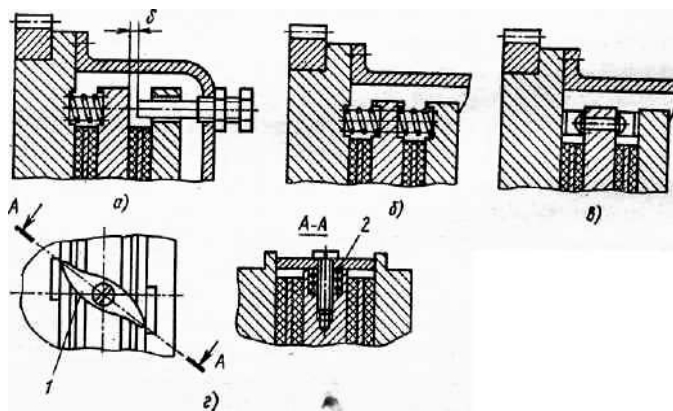


3.3-расм. Илашиш муфтасининг тўла уланишини таъминловчи қурилмалар

Бундан ташқари, ажратувчи вилкачаларни ўқлари атрофида бурилиши тўғри ташкил этилган бўлиши керак, чунки уларни ҳаракати айлана бўйлаб бўлади, сиқувчи дискни сурилиши эса тўғри чизикли, улар эса бир-бирига боғлиқ. Ҳаракат кинематикалари бир-бирига мос эмас. Келтирилган расмда илашиш муфтасининг конструкцияларида шу масалани ечимлари келтирилган.

3. Тоза ажралиш;

Бунинг учун илашиш муфтасининг юритмасидаги тирқиш белгилангандан катта бўлмаслиги керак, акс холда, педаль босилганда унинг йўлининг аксарият қисми тирқишни ўтишга сарфланиб, ажратиш ричагчалар охиригача босилмайди. Демак сиқувчи диск тўлиқ тортилмайди ва илашиш муфтаси тоза ажратилмайди. Икки диски илашиш муфтасида ўртада жойлаштирилган сиқувчи дискни ортга тортиш масаласини ечиш керак. 3.4- расмда шу масалани тўрт хил ечими келтирилган.



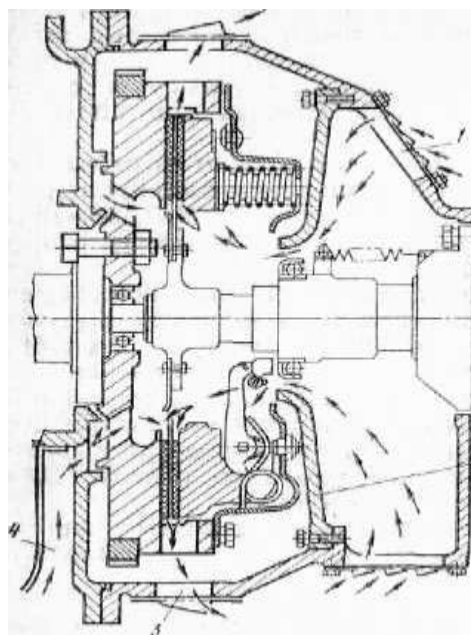
3.4-расм. Илашиш муфтасининг тоза ажралишини таъминловчи қурилмалар

4. Етакланувчи қисмларнинг инерция моментини минимал бўлиши;

Инерция momenti $J = m \cdot R^2$ тенг, шунинг учун етакланувчи қисмларнинг массаси ва ўлчамлари кичик бўлиши керак;

5. Ишқаланувчи юзалардан иссиқликни яхши тарқатиши ;

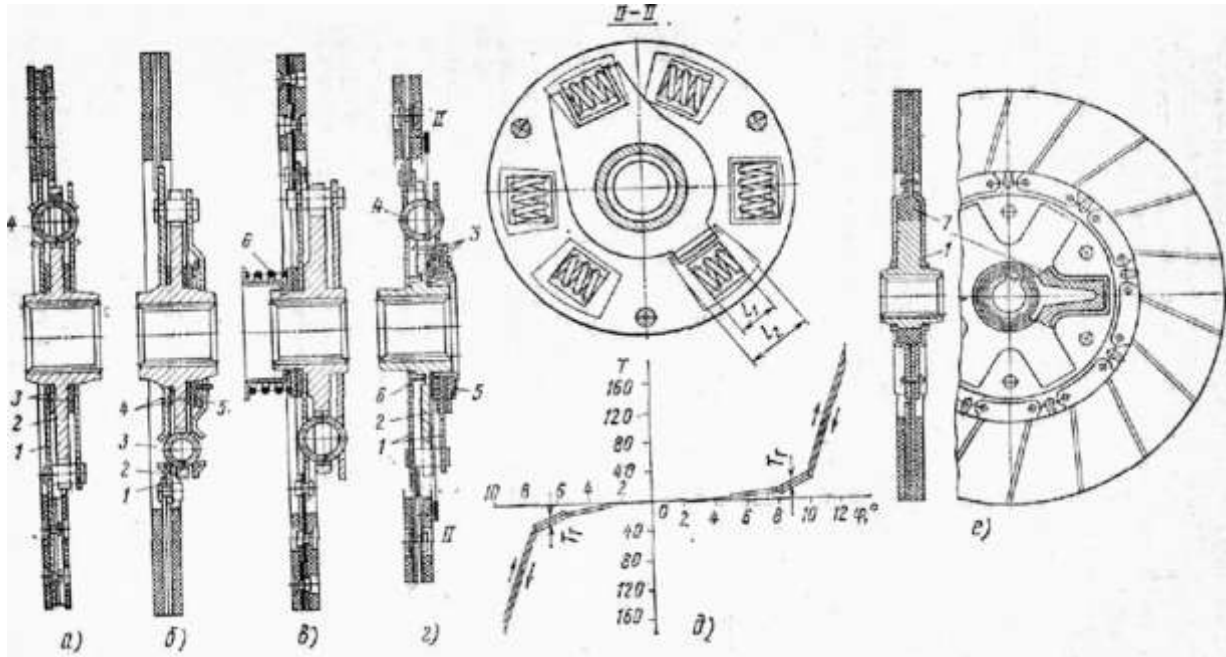
- етакланувчи диск накладкаларининг устида радиус бўйлаб ариқчалар мавжуд; Етакланувчи диск айланганда, бу ариқчалардан хаво оқими марказдан қочма куч таъсирида четга қараб ҳаракатланади ва юзаларни совутиб ўтади. Бундан ташқари, иш жараёнида ишқаланиш натижасида ҳосил бўладиган қиринди зарралари ариқчаларга тушиб марказдан қочма кучлар билан чиқазиб ташланади.
- илашиш муфтасининг деталлари иссиқликни яхши тарқата олиши керак. Шу сабабли илашиш муфтасини корзинаси парраксимон, кўп тешикча ва қирқимлар билан тайёрланади. Айланиш пайтида у шамоллатгичдай ишлайди.



3.5-расм. Илашиш муфтасини шамоллатиш

6. Трансмиссияни динамик юкланишлардан сақлаш ;

Трансмиссияда динамик юкланишлар илашиш муфтасини кескин уланишидан, етакчи гилдиракларни йўл нотекистикларига урилиши, двигателни равон ишламаслиги ва х.к. сабабларга кўра хосил бўлиши мумкин. Бундай юкланишларни ошиши трансмиссия деталларини синишига олиб келади. Бунинг олдини олиш учун илашиш муфтасининг заҳира коэффициентини тўғри танлаш ва илашиш муфтасининг юқори тезликда уланишини олдини олиш керак.

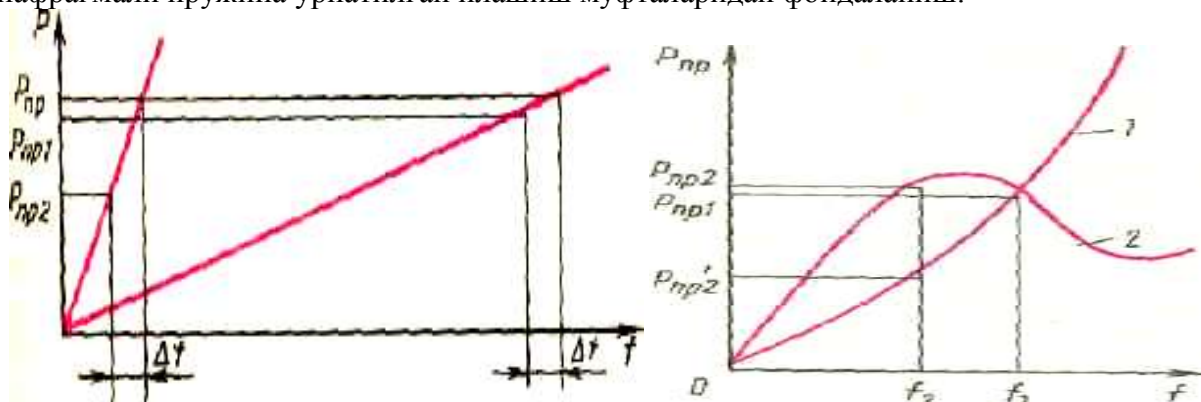


3.6-расм. Трансмиссияни динамик юкланишлардан сақловчи қурилмалар

7. Сиқувчи кучларни бир меъёрда сақлаб туриш ;

Илашиш муфтаси пружиналарини сиқиш кучини ўзгаришини олдини олиш жуда катта аҳамиятга эга. Чунки муфта иш жараёнининг кўрсаткичлари шунга боғлиқ. Бунинг йўллари куйидагича:

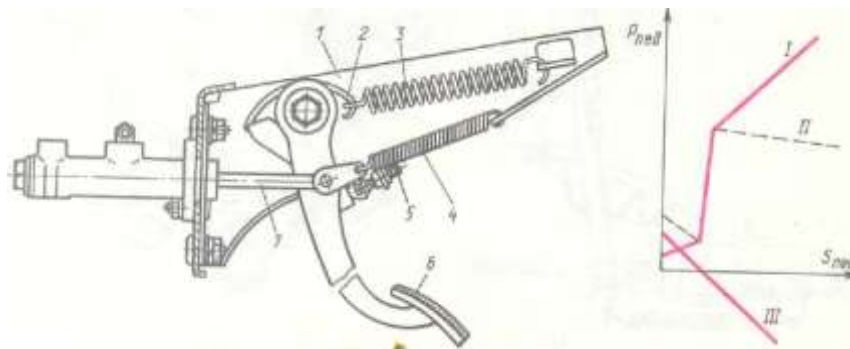
- эксплуатацияда сиқиш кучини сошлаш мумкин бўлган конструкцияни қўллаш;
- сиқувчи пружиналар бикрлигини камайтириш;
- диафрагмали пружина ўрнатилган илашиш муфталаридан фойдаланиш.



3.7-расм. Сиқувчи пружиналарнинг эластиклик характеристикалари

8. Бошқариш учун кам жисмоний куч сарфлаш;

Бунинг учун юритма элементларининг узатишлар сони иложи борича катта қилиб тайёрланади ва юритмада кучайтиргичлар ишлатилади.



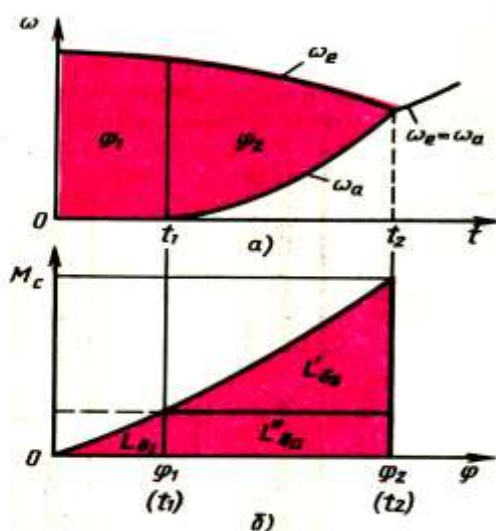
3.8-расм. Илашиш муфтаси юритмасидаги пружинали кучайтиргич

9. Умумий талаблар (ўлчам ва массаси кичик, тузилиши ва техник хизмат кўрсатиш содда, шовқинсиз, таъмирлашга лаёқатли ва бошқалар).

4-савол. Фрикцион илашиш муфтасининг иш жараёни.

Автомобиль жойидан қўзғалаётганда двигателнинг қуввати автомобилни тезлатиш ва ташқи қаршилиқ кучларини енгиш учун, шунингдек илашиш муфтасида шатаксираш учун сарф бўлади:

$$N_e = N_i + N_a;$$



3.9-расм. Автомобилнинг жойидан қўзғалаётгандаги илашманинг шатаксираш графиги

Демак двигателнинг ишини фойдали ишга ва шатаксираш ишига бўлиш мумкин .

$$L_e = L_i + L_a;$$

Автомобиль жойидан қўзғалаётган илашиш механизмининг иш жараёни билан танишиб чиқамиз :

Илашиш муфтаси қўшилаётганда двигатель тирсақли валининг бурчак тезлиги хайдовчи томонидан бошқарилади ва у кўпайиши, камайиши ёки ўзгармас бўлиши мумкин .

Тажрибали хайдовчилар w_e ни ўзгартирмасликка ҳаракат қилишади .

Илашиш муфтасида етакланувчи валнинг бурчак тезлиги 0 дан (t_1) $w_a = w_e$ гача (t_2) ўзгариши мумкин. Двигателнинг ишини иккита этапга бўлишимиз мумкин : $L_i = L_I + L_{II}$

I – этап – илашиш муфтаси қўшилгандан автомобиль жойидан қўзғалгунча даврдаги двигатель иши $(0-t_1)$. II- этап – автомобиль жойидан қўзғалгандан шатаксираш тугагунча даврдаги двигатель иши $(t_1 - t_2)$

0..... t_2 бўлган даврда илашиш муфтаси шатаксирайди. Шунинг учун хар бир этапдаги двигатель ишининг бир қисми шатаксирашга сарф бўлади:

$$L_{\dot{a}} = L_{\dot{a}I} + L_{\dot{a}II}$$

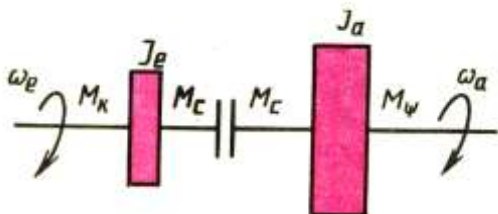
Илашиш муфтасининг шатаксираш иши графикда илашиш механизми узатаётган момент (M_c) ва шатаксираш бурчаги (φ) боғлиқлигида берилган.

$L_{\dot{a}I}$ - автомобил жойидан қўзғалгунча бўлган шатаксираш иши

$L_{\dot{a}II}^I$ - автомобил тезланишидаги шатаксираш иши

$L_{\dot{a}I}^{II}$ - ташқи қаршиликларни енгишдаги шатаксираш иши

Илашиш муфтасининг шатаксирашдаги ишини тахлил қилиш ва баҳолаш учун автомобилнинг икки массали моделидан фойдаланамиз.



3.10-расм. Икки массали автомобил модели

бу ерда : J_e - двигатель айланувчи қисмларнинг ва илашиш механизми етак ловчи деталларининг инерция моменти ;

J_a - илашиш муфтаси валига келтирилган автомобилнинг инерция моменти ;

M_{ψ} - автомобиль ҳаракатига қаршилик моменти ;

M_K - двигательнинг буровчи моменти ;

M_C - илашиш муфтаси узатаётган момент .

Келтирилган инерция моменти қуйидагича аниқланади :

$$J_a = \frac{\delta * M * r_K^2}{U_{TP}^2}$$

Бу ерда : r_K - ғилдиракнинг ғилдираш радиуси ;

M - автомобиль массаси ;

δ – автомобилнинг айланувчи қисмларини хисобга оладиган коэффициент.

U_{TP} - трансмиссиянинг узатишлар сони ;

Икки массали моделдаги массаларнинг ҳаракатини дифференциал тенгламалар орқали ифодалаш мумкин :

$$J_e \frac{dw_e}{dt} = M_R - M_C$$

$$J_a \frac{dw_a}{dt} = M_C - M_{\psi}$$

У ҳолда :

$$L_e = \int_0^{t_2} M_C w_e dt$$

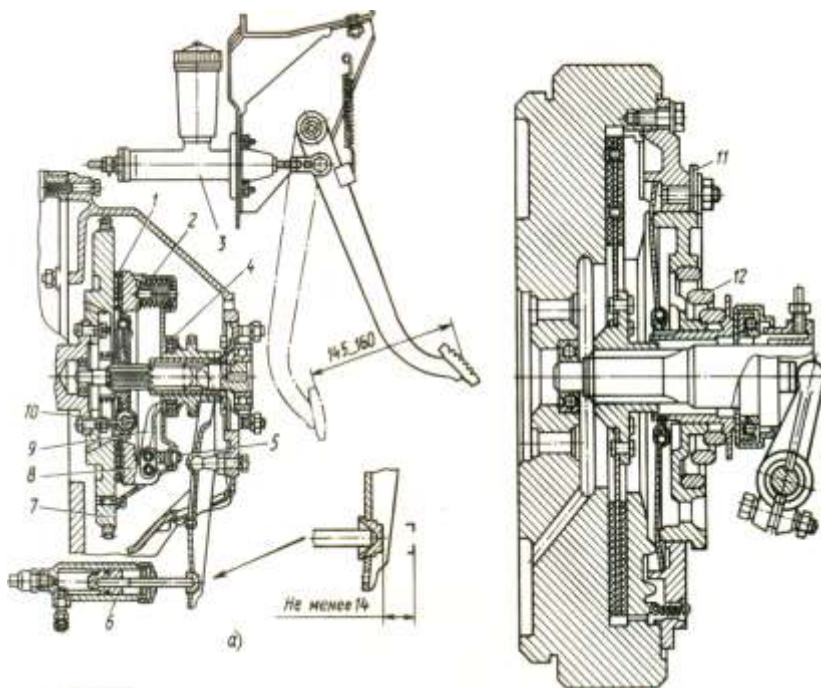
$$L_{\dot{a}II}^E = \int_0^{t_2} M_C w_a dt$$

Илашиш муфтасининг шатаксирашдаги иши:

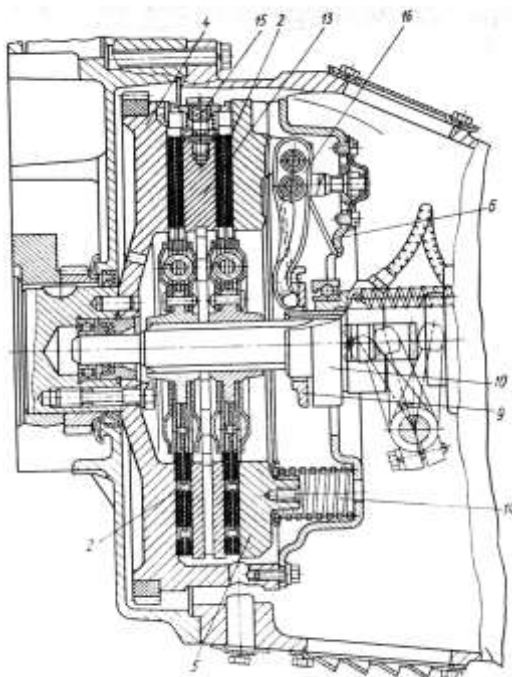
$$L_{\dot{a}} = L_e - L_{\dot{a}II}^E = \int_0^{t_2} M_C (w_e - w_a) dt = \int_0^{\varphi_2} M_C d\varphi;$$

5-савол. Илашиш муфтасии ва унинг юритмасини танлаш усуллари.

Илашиш муфтаси лойихаланаётганда, унинг қандай автомобилда ишлаши ва унга қўйиладиган талабларни бажарилишини ҳисобга олган ҳолда схемаси ва конструктив ечимлари танланади, асосий тавсифлари таҳлил этилади ва уларни конструкциялаш ўтказилади (ват-ман қоғозда масштабда чизилади), сўнгра текширув (мустаҳкамликга, чидамлилиқка, қизишга ва х.к.) ҳисоблари ўтказилади. Лойихаловчи аввало мавжуд конструкциялари таҳлил этиб уларнинг конструктив, эксплуатацион, ишлаб чиқариш афзаллиқларини ва камчиликларини баҳолайди. Конструкцияни мақбуллигини, ишлаб чиқаришга мослигини ва бошқа лойихаланилган ва мавжуд конструкциялар билан уйғунлашганлигини ҳисобга олади.



3.10-расм. Бир дискли фрикцион илашиш муфтаси



3.11-расм. Икки дискли фрикцион илашиш муфтаси

6-савол. Илашиш муфтасидаги юкланишлар

Илашиш муфтасини ҳисоблашга биринчи ҳисоблаш режими, яъни двигателнинг энг катта буровчи моменти $M_{e \max}$ асос қилиб олинади. Етакланувчи дискнинг ташқи диаметри D қуйидагича аниқланади:

$$D = 10 \cdot \sqrt{\frac{M_{e \max} \cdot 10}{k}}$$

k – илашиш муфтасининг эксплуатацияда юкланганлигини кўрсатувчи коэффициент, юк автомобиллари учун $k = 3,6 \dots 4,0$;

Етакловчи дискни етакланувчи дискка сиқувчи пружиналарнинг умумий кучи P_{Σ} қуйидагича аниқланади.

$$P_{\Sigma} = \frac{M_{e \max} \cdot \beta}{R_{\text{н\ddot{o}}} \cdot \mu \cdot i}$$

бу ерда: β - захира коэффициенти ($\beta = 1, 2 \dots 2, 5$)

i – ишқаланувчи юзалар сони.

μ - ишқаланиш коэффициенти.

Диск қопламасининг ташқи диаметри етакланувчи диск диаметри D га тенг, ички диаметри d эса қуйидагича аниқланади:

$$d = 0,6 \cdot D$$

Илашиш муфтаси ўлчамларининг тўғри танланганлиги фрикцион қопламаларга тушган солиштирма босим, пружиналарнинг кучланиши, шатаксияраш иши ва ҳ.к. ҳисоблар билан текширилади.

Фрикцион қопламалардаги солиштирма босимни аниқлаш.

Етакланувчи дискнинг фрикцион қопламасига тушган солиштирма босим қуйидагича аниқланади:

$$P_o = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [P_o]$$

бу ерда:

P_{Σ} - жами сиқувчи пружиналарнинг кучи, Н.

F - диск қопламаларининг юзаси, см²;

$[p_o]$ - рухсат этилган солиштирма босим МПа.

Рухсат этилган солиштирма босим P_o асбест асосида қоплама учун $[p_o] = 0,15 \dots 0,25$ МПа, металлокерамик қопламада $[p_o] = 1,5 \dots 3,0$ МПа.

Сиқувчи пружиналарни ҳисоблаш

Цилиндрсимон сиқувчи пружиналар. Битта сиқувчи пружина ҳосил қиладиган куч P_{np} қуйидагича аниқланади:

$$P'_{i\ddot{o}} = \frac{D'_{i\ddot{o}}}{Z}$$

Пружиналарнинг кучи билан унинг эзилиши ўзаро боғлиқ:

$$D'_{i\ddot{o}} = \frac{f_{i\ddot{o}} \cdot G \cdot d_{i\ddot{o}}^4}{8 \cdot i_{\text{д.а.}} \cdot D_{i\ddot{o}}^3}$$

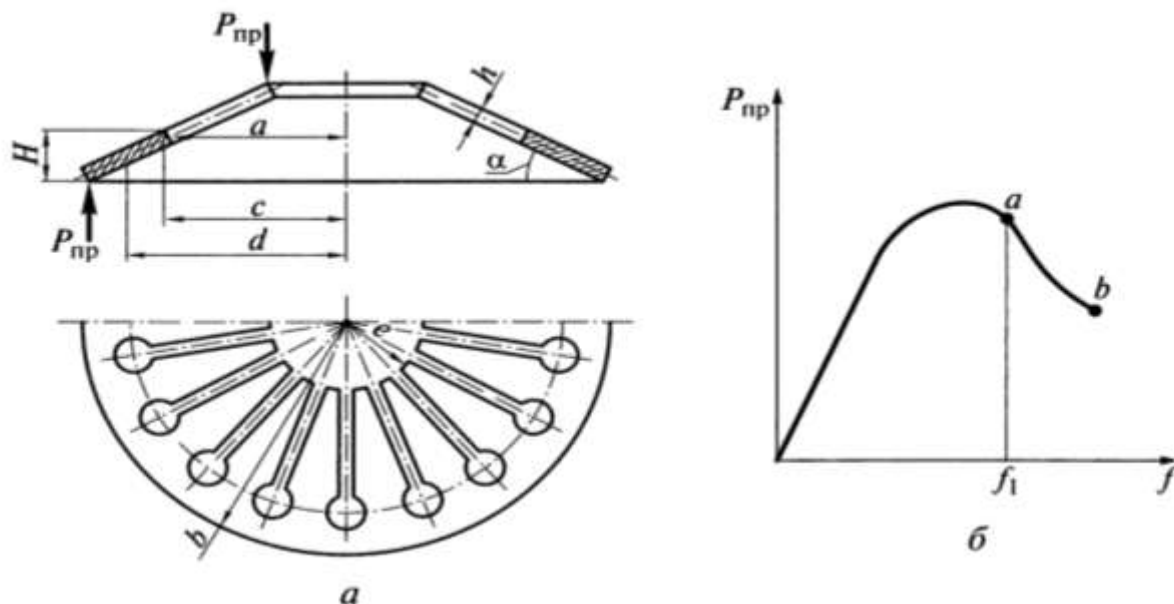
бу ерда: f_{np} – пружинанинг эзилиши, мм.

$G = (8 \dots 9) \cdot 10^4$ МПа - эластиклик модули.

d_{np} - пружина симининг диаметри, мм

D_{np} – пружина ўрамининг диаметри, мм

Диафрагмасимон сиқувчи пружина. Улар илашиш муфтасининг конструкциясини анча соддалаштиради (деталлар сони қисқаради, габарит ўлчамлари кичраяди ва массаси камаяди) чунки диафрагмасимон пружина бир пайтда сиқувчи пружина ва ажратиш вилкаларнинг вазифасини бажаради. Пружина сиқиш кучини сиқувчи дисска бир текис тақсимлайди, баргчаларининг бикрлиги эса илашиш муфтасини раво қўшилишига ёрдам беради. Бундан ташқари, эксплуатация давомида диафрагмасимон пружинанинг сиқувчи кучи деярли ўзгармайди.



3.12-расм. Диафрагмасимон пружина (а) ва унинг бикрлик тавсифи (б):
а,б,с,д,е,н- пружинани ҳисоблаш учун ўлчамлар

Диафрагмасимон пружинанинг бикрлик кучи $P_{пр}$ билан деформация f сини боғлиқлиги қуйидаги формулада ифодаланади:

$$D_{i\delta} = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6(b-c)^2} \cdot f_{i\delta} \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f_{i\delta} \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f_{i\delta}}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right] \quad \text{бу ерда} \quad E' = \frac{E}{1-\mu^2}$$

бу ерда: E - биринчи даражали бикрлик модули; $E = (2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5 \text{ Ѓа}$

$\mu = 0,25$ - Пуассон коэффиценти;

h - пружина қалинлиги; $h = 2 \dots 2,5$ мм енгил автомобил; $h = 3 \dots 3,5$ мм юк автомобили;

a, b, c - диафрагмасимон пружинанинг ўлчамлари;

f - пружинани эзилиши;

H - пружина яхлит қисмининг баландлиги.

Келтирилган формуладан фойдаланиб диафрагмасимон пружинасининг бикрлик тавсифи ҳисобланиши ва қурилиши мумкин.

$$\text{Пружинани сиқиш учун сарфланадиган куч: } D_{a\ddot{u}\ddot{e}} = D_{i\delta} \cdot \frac{b-c}{c-e}$$

$$\text{Пружинанинг эзилиши: } f_{i\delta} = (c-e) \cdot \Delta\alpha + \frac{P_{a\ddot{u}\ddot{e}}}{\tilde{n}_{\ddot{e}}}$$

бу ерда: $\Delta\alpha$ - бурчак сурилиши;

c_e - пружина баргларининг бикрлиги.

Энг катта кучланиш пружинанинг ички томонида (баргларнинг тагида) илашиш муфтаси ажралганда ҳосил бўлади, шу пайтда пружина эзилиб бир текисликда ётади. Айни шу пайтда йиғинди кучланиш таъсир этади :

$$\sigma_{\text{нóи}} = \sigma_{\delta} + \sigma_{\text{éçā}}$$

$$\text{- чўзилишдан кучланиш: } \sigma_{\delta} = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{(d-a) \cdot \alpha^2 - h \cdot \alpha}{2a}$$

$$\text{- эгилишдан кучланиш: } \sigma_{\text{éçā}} = \frac{D_{\text{āūē}} \cdot (\hat{a} - \hat{a})}{\ddot{i}_{\text{ē}} \cdot W_{\text{ē}}}$$

бу ерда: $\alpha = 10 \dots 12^\circ$ - эркин ҳолатда пружинанинг буралиш бурчаги;

$n_{\text{л}}$ – пружина баргларининг сони;

$W_{\text{и}}$ – хавфли қирқимнинг эгилишга қаршилик моменти.

$$W_{\text{ē}} = \frac{b^2 \cdot h}{6}$$

Турли пружиналар учун юқори углеродли пўлатлар 65Г, 85Г, 60С₂ ишлатилади, улардаги рухсат этилган кучланиш $[\tau] = 700 \dots 800$ МПа.

Диафрагмасимон пружинани тавсифи 3.12б-расмда келтирилган. Тавсифда a нукта (эгилиш f_1) илашиш муфтаси уланган, b нукта илашиш муфтаси ажратилган ҳолатига тўғри келади. Кўришиб турибдики диафрагмасимон пружина ишлатилганда илашиш муфтасини ажратилган ҳолатда ушлаб туриш учун педалга қуйиладиган куч камаяди.

Илашиш муфтасининг шатаксираш ишини ва қизишини ҳисоблаш.

Илашиш муфтасининг шатаксираш иши эмперик формула ёрдамида ҳисобланади:

$$L_{\delta} = \frac{M_{\hat{a}\text{max}} \cdot J_a \cdot \omega_e \cdot \hat{a}}{0,66 \cdot (\dot{I}_{\hat{a}\text{max}} - \dot{I}_{\psi})}$$

бу ерда: ν – тенглама коэффиценти, дизел двигатели учун $\nu = 0,72$,

$\omega_{\hat{a}}$ – автомобил кўзғалаётгандаги тирсакли валнинг бурчак тезлиги

$$\omega_{\hat{a}} = 0,75 \cdot \omega_N$$

J_a - илашиш муфтаси валига келтирилган автопоезднинг инерция моменти

$$J_a = 1,05 \cdot \frac{M_a \cdot g \cdot r_{\text{ē}}^2}{U_{\text{ēи}}^2 \cdot U_{\text{āи}}^2}$$

бу ерда: $U_{\text{кн}}$, U_{zn} - узатмалар қутиси ва асосий узатмаларнинг узатишлар сони.

$r_{\text{к}}$ - ғилдиракнинг ғилдираш радиуси,

M_a – автомобилнинг тўла массаси,

Илашиш муфтаси валига келтирилган автомобилнинг ҳаракатланишига қаршилик моменти:

$$\dot{I}_{\psi} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_{\text{ē}} \cdot \eta_{\delta\delta}}{U_{\text{ēи}} \cdot U_{\text{āи}}}$$

бу ерда: ψ - йўлнинг жами қаршилик коэффиценти.

Ейилишга чидамлилиқни аниқлашга имкон берувчи солиштирма шатаксираш иши қуйидагича аниқланади:

$$L_{\delta\hat{a}} = \frac{L_{\delta}}{F} = \frac{L_{\hat{a}}}{\pi(R^2 - r^2) \cdot 4}$$

бу ерда: F - фрикцион қопламаларнинг умумий юзаси

$$\text{Юк автомобиллари учун } [L_{\delta\ddot{a}}] = 15 \dots 120 \frac{\ddot{A}e}{\ddot{n}^2}$$

Шатаксираш илашиш муфтасини қизишига олиб келади. Натижада ишқаланиш коэффициентлари камаяди, бу эса илашиш муфтасининг ишлаш самардорлигини пасайтиради. Автомобилни қўзғалишда илашиш муфтаси бир марта қўшилганда атроф-муҳитга иссиқлик тарқатишни ҳисобга олгандаги қизиш куйидагича ҳисобланади.

$$\tau^0 = \frac{\lambda \cdot L_{\delta}}{C_g \cdot m_{\ddot{a}}} \quad [\tau^0] = 10 \dots 15^0 C$$

бу ерда: икки дискли илашиш муфтаси учун $\lambda = 0,25$

C_g - чўяннинг иссиқлик сиғими, $C_g = 482$ Дж/кг·К.

Бурама тебранишларни сўндиргичлар.

Автомобилни тезлиги кескин ўзгарганда (илашиш муфтасини ажратмаган ҳолда жадал тормозланиш, двигател катта айланишлар сонидан ишлаганда илашиш муфтасини бирдан қўшиш ва ҳ.к.) динамик юкланишлар юзага келади. Бурама тебранишларни сўндиргич динамик юкланиш натижасида куч узатмаси элементларида юзага келадиган кучланишларни камайтиради.

Илашиш муфта конструкциясида бурама тебранишларни сўндиргичнинг қўлланилиши трансмиссия агрегатларининг хизмат муддатини узайтиради, ишлаш шароитини яхшилайти, ҳамда транспорт воситасида юриш қулайлигини оширади. Юкоридагиларга сўндиргичда ҳосил қиладиган ишқаланиш эвазига трансмиссиядаги тебранишлар амплитудасининг камайиши ҳисобига эришилади.

Бурама тебранишларни сўндиргич бажарилган конструкциялар бўйича маълумотлар асосида кейинчалик автомобилда ишлаш самардорлигини текшириш билан танланади.

Бурама тебранишларни сўндиргич илашиш муфтасининг етакланувчи дискини унинг гупчаги билан боғлаб турувчи эластик муфтадан иборат.

агар $D = 250 \dots 280$ мм бўлса $z_2 = 6 \dots 8$ ва $r_2 = 62 \dots 67$ мм;

агар $D = 280 \dots 310$ мм, $z_2 = 8 \dots 10$ ва $r_2 = 67 \dots 79$ мм,

агар $D = 310 \dots 330$ мм бўлса, унда $z_2 = 10$ ва $r_2 = 81$ мм.

бу ерда: D - илашиш муфтаси етакловчи дискининг диаметри

z_2 - бурама тебранишларни сўндиргич пружиналарининг сони;

r_2 - сўндиргич пружиналарига қўйилган куч радиуси.

Бурама тебранишларни сўндиргичнинг ишқаланиш моменти

$$M_{\text{т.г.}} = 20 \dots 100 \text{ Нм} \quad \text{ёки} \quad M_{\text{т.г.}} = (0,06 \dots 0,17) M_{\text{emax.}}$$

Узатилаётган буровчи момент, момент $M_{\text{т.г.}}$ дан катта бўлганда ва унинг эластиклик хусусиятига боғлиқ бўлганда сўндиргичнинг пружинаси ишлай бошлайди. Сўндирувчи пружинанинг биттасини сиқувчи кучи:

$$P'_{i\ddot{a}} = \frac{(1,2 \dots 1,3) \dot{I}_{\ddot{a}\text{max}} \cdot \beta}{r_{\ddot{a}} \cdot z_{\ddot{a}}}$$

Бурама тебранишларни сўндиргич пружинасида юзага келадиган буралишдаги кучланиш куйидагича аниқланади:

$$\tau = \frac{8 \cdot \dot{D}'_{i\ddot{a}} \cdot D_{i\ddot{a}}}{\pi \cdot d_{i\ddot{a}}^3} \cdot \nu, \quad [\tau] = 700 \dots 900 \text{ МПа} .$$

$$\nu = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}; \quad c = \frac{D_{i\ddot{a}}}{d_{i\ddot{a}}}$$

Илашиш муфтаси деталларини мустаҳкамликка ҳисоблаш.

1) Сиқувчи пружинани ҳисоблаш. Илашиш муфтасини ажратганда битта сиқувчи пружинага таъсир этувчи куч

$$P_{i\delta}^1 = \frac{A \cdot D_{i\delta}}{\varphi}$$

бу ерда:

E - пружинани йиғиш вақтида дастлабки сиқилишни ҳисобга олувчи коэффициент $E = 1,2$
 φ - пружинага нотекис юкламани ҳисобга олиш коэффициенти. $\varphi = 0,85$.

Илашиш муфтасини ажратиш вақтида пружинани буралишдаги кучланиши τ_{max} куйидагича аниқланади:

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot P_{i\delta}^1 \cdot D_{i\delta}}{\pi \cdot d_{i\delta}^3}; \quad [\tau] = 700 \dots 900 \text{ МПа.}$$

Илашиш муфтаси ажралиш вақтидаги пружинанинг эзилиши f_{ip} :

$$f_{i\delta} = \frac{8 \cdot n_p \cdot D_{i\delta}^1 \cdot D_{i\delta}^3}{d_{i\delta}^4 \cdot G}$$

бу ерда: G - иккинчи тоифа эластиклик модули. $G = 80000$ МПа.

Пружинанинг вертикал бикрлигини куйидагича аниқлаш мумкин:

$$C_{ip} = \frac{P_{i\delta}^1}{f_{i\delta}}$$

Пружиналар доира бўйича жойлашганда $C_p = 65 \dots 100$ Н/мм, марказий жойлашган пружиналар учун $C_p = 50 \dots 65$ Н/мм.

2) Илашиш муфтасининг шлицали валини ҳисоблаш. Шлицага таъсир этувчи айланма куч куйидагича аниқланади:

$$P_{\phi} = \frac{4 \cdot M_{\hat{a}max} \cdot \beta}{d_i + d_{\hat{a}}}$$

бу ерда: d_n - шлицанинг ташқи диаметри, м.

d_b - шлицанинг ички диаметри, м.

Шлицасининг ички диаметри бўйича буралишдаги кучланиши куйидагича аниқланади:

$$\tau = \frac{M_{e max} \cdot \beta \cdot d_{\hat{a}}}{2J_p} \quad [\tau] = 250 \text{ МПа;}$$

бу ерда: J_p - валнинг поляр инерция моменти, см⁴. $J_p = \frac{\pi \cdot d_{\hat{a}}^4}{32}$

Шлицанинг эзилишдаги кучланиши куйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\hat{n}i} = \frac{2D_{\phi}}{t \cdot f_{\hat{e}} (d_{\hat{a}} - d_{\hat{a}\hat{a}}) \cdot \hat{E}} \quad [\sigma_{cm}] = 10 \dots 28 \text{ МПа}$$

Шлицанинг қирқилишдаги кучланиши куйидагича аниқланади:

$$\tau_{\hat{n}p} = \frac{D_{\phi}}{t \cdot f_{\hat{e}} \cdot h \cdot \hat{E}} \quad [\tau_{cp}] = 5 \dots 15 \text{ МПа}$$

бу ерда: t - шлицалар сони.

f_k - шлицанинг узунлиги, см.

K - шлицанинг киришиш аниқлиги коэффициенти, $K = 0,75$

h - шлицанинг эни, см.

3) **Етакланувчи диск** фрикциион қопламаларининг чидамлилигини ҳисоблаш. Илашиш муфтасини ишлаши жараёнида фрикциион қопламалар тез ейилади. Илашиш муфтасини бир марта қўшгандаги фрикциион қопламанинг ейилиши қуйидагича аниқланади.

$$V = J \cdot S_T$$

бу ерда: S_T – илашиш муфтасини бир марта қўшгандаги ишқаланиш йўли.

Илашиш муфтаси бир марта қўшилганда маховик етакланувчи дискка нисбатан шатаксираб 4...6 марта айланади. Унда:

$$S_T = (4...6) \cdot S'_T = (4...6) \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{\bar{n}\delta}$$

S'_T – тирсакли вал бир марта айлангандаги ишқаланиш йўли, м.

J – ейилиш сурати, $J = 8 \cdot 10^{-7} \dots 4 \cdot 10^{-10}$ м

Серқатнов шаҳар шароитида 100 км йўл учун фрикциион қопламаларнинг ейилишини X (м) аниқлаймиз. Бунда илашиш муфтаси ўртача 500 марта қўшилиб ажратилади. У ҳолда:

$$X = V \cdot 500 \text{ м}$$

Умумий чидамлик Y (км) қуйидагича аниқланади:

$$Y = \frac{\delta \cdot 100}{X}$$

бу ерда: δ - фрикциион қопламанинг қалинлиги.

Илашиш муфтаси юритмасининг ҳисоби.

Юритманинг умумий узатишлар сони U_{oi} қуйидагича аниқланади:

$$U_{oi} = U_{p\delta} \cdot U_{\delta\epsilon}; \quad [U_{oi}] = 25 \dots 50$$

бу ерда: $U_{p\delta}$ - юритманинг узатишлар сони;

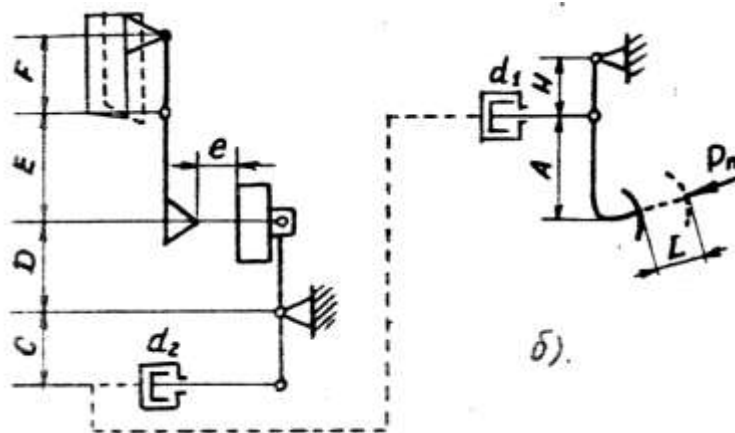
$U_{\delta\epsilon}$ - илашиш муфтасини ажратиш ричагини узатишлар сони;

Гидравлик юритма учун (6-расм):

$$U_{p\delta} = \frac{A}{I} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2}; \quad U_{\delta\epsilon} = \frac{A}{F};$$

бу ерда: d_1 ва d_2 - тегишли равишда, асосий ва ишчи цилиндрларни поршенларининг диаметрлари.

A, H, C, D, E, F - масофалар, мм.



3.13-расм. Илашиш муфтаси гидравлик юритмасининг схемаси.

Ажратиш муфтаси подшипниги ва ажратиш ричаглари орасидаги тирқиш $l = 2 \dots 3$ мм. Педални умумий юриш йўли қуйидагича аниқланади.

$$Z = (l \cdot U_{\delta\delta\epsilon} + l) \cdot U_{p\delta} = (2,5 \cdot 2,5 + 2,5) \cdot 13,3 = 116,5 \text{ Ì}$$

Юк автомобиллари учун $Z \leq 180$ мм Педални салт юриш йўли 25...40 мм.
 P_n - педалга таъсир этувчи куч Н.

$$P_n = \frac{1,2 \cdot P_{\Sigma}}{U_{\delta i} \cdot \eta} = \frac{1,2 \cdot 12700}{33,25 \cdot 0,85} = 53,92 \text{ Í}$$

бу ерда: η - юритманинг Ф.И.К.и Гидравлик юритма учун $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

ГОСТ 21398-75 бўйича илашиш муфтаси педалига таъсир этаётган кучнинг миқдори кучайтиргич мавжуд бўлса 50 Н, кучайтиргичсиз эса 250 Н дан ортмаслиги керак.

Назорат саволлари:

1. Механик трансмиссиялар ва уларнинг қўлланилиши.
2. Илашиш муфтасининг таснифи ва қўлланилиши.
3. Илашиш муфталарига қўйиладиган талаблар.
4. Илашиш муфтасининг фрикциион моменти. Уни ҳисоблаш формуласи.
5. Буровчи моментни двигателдан трансмиссияга ишончли ўтказишни таъминлаш
6. Фрикциион илашиш муфтасининг равон ва тўла уланишини таъминлаш.
7. Фрикциион илашиш муфтасининг тоза ажралишни таъминлаш.
8. Фрикциион илашиш муфтасида иссиқликни яхши тарқатиш.
9. Фрикциион илашиш муфтасида сиқувчи кучларни бир меъёردа сақлаб туриш.
10. Фрикциион илашиш муфтасида бошқариш учун кам жисмоний куч сарфлаш.
11. Фрикциион илашиш механизмнинг иш жараёни.
12. Илашиш муфтасида ўрта сиқувчи дискни нейтрал ҳолатига қайтариш.
13. Илашиш муфтасидаги цилиндрсимон сиқувчи пружиналарни ҳисоблаш.
14. Илашиш муфтасидаги диафрагмасимон сиқувчи пружиналарни ҳисоблаш.
15. Илашиш муфтасининг шатаксираш ишини ҳисоблаш.
16. Илашиш муфтасининг қизишини ҳисоблаш.
17. Илашиш муфтаси механик юритмасининг схемаси.
18. Илашиш муфтаси гидравлик юритмасининг схемаси.
19. Илашиш муфтаси юритмасининг ҳисоби.
20. Илашиш муфтаси юритмасидаги кучайтиргичлар.

4 – мавзу. УЗАТМАЛАР КУТИЛАРИ

Режа:

1. Узатмалар кутисининг таснифи ва кўлланилиши
2. Узатмалар кутисига кўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Поғонали узатмалар кутисининг схемалари.
4. Қўшимча кутилар (мультипликатор ва демумтипликатор).
5. Тарқатиш кутилари.
6. Узатмалар кутисидаги юкланишлар.

1-савол. Узатмалар кутисининг таснифи:

- 1) Узатишлар сонини ўзгартириш бўйича:
 - поғонали (энг кенг тарқалган)
 - поғонасиз
 - комбинациялашган
- 2) Конструктив схемаси бўйича:
 - ўқлари кўзғалувчи валли (планетар редукторлар)
 - ўқлари кўзғалмас валли (икки, уч ва кўп валли)
- 3) Поғоналар сони бўйича:
 - уч поғонали
 - тўрт поғонали
 - беш поғонали
 - кўп поғонали
- 4) Шестерняларнинг тури бўйича:
 - тўғри тишли
 - қия тишли
 - шеврон тишли
 - аралаш тишли
- 5) Поғоналарни алмаштириш усуллари бўйича:
 - кареткалар ёрдамида
 - енгил кўшиладиган муфта ёрдамида
 - синхронизатор ёрдамида
- 6) Бошқариш усули бўйича:
 - тўғридан – тўғри узатмалар кутисини бошқариш
 - масофадан туриб бошқариш
 - ярим автомат
 - автомат
- 7) Етакловчи ва етакланувчи қисмларнинг ўзаро боғлиқлиги бўйича:
 - механик
 - гидравлик
 - электрик
 - комбинациялашган.

2-савол. Узатмалар кутисига кўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.

1. Автомобилнинг оптимал тортиш ва тежамкорлик хусусиятларини двигателнинг берилган ташқи тезлик хараактеристикаси учун таъминлаш;
2. Ишлаганда ва поғоналарни алмаштираётганда шовқинсиз ишлаш;
3. Енгил бошқариш;
4. Юқори ФИК;
5. Умумий талаблар.

1. Автомобилнинг оптимал тортиш ва тежамкорлик хусусиятларини двигателнинг берилган ташиқ тезлик характеристикаси учун таъминлаш; Бу талабини бажарилишини баҳолаш учун бир нечта параметрлардан фойдаланилади:

Узатишлар сонининг диапазони - қуйи поғона узатиш сонининг юқори поғона узатиш сонига нисбати орқали аниқланади. Автомобиль қанчалик оғир эксплуатация шароитига мўлжалланган бўлса, шунчалик диапазони катта бўлади. Замонавий автомобиль учун диапазон: енгил автомобиллар учун 3-5, юк автомобиллари ва автобуслар учун 5-8, катта юк кўтарувчи ва ўтағон автомобиллар учун 10-20 бўлади.

Поғоналар сони. Бугунги кунда 4-5 поғонали узатмалар қутиси кўпроқ ишлатилади. Катта юк кўтарувчи ва ўтағон автомобилларда 6-16 поғонали узатмалар қутиси ўрнатилади. Поғоналар сонини кўпайтириш двигател қувватидан унумли фойдаланиш даражасини, ёнилғи тежамкорлигини, ўртача ҳаракат тезлигини оптималлаштиради, натижада автомобил-нинг самарадорлигини оширади, юк ташиш таннархини пасайтиради. Лекин поғоналар сонини кўпайтириш конструкцияни мураккаблаштиради ва оғирлаштиради, ўлчамларни, нархини оширади, бошқаришни қийинлаштиради. Қўл билан оддий механик бошқаришда тез ва хатосиз поғоналарни ўзгартириш 5 поғонадан ошганда қийинлашади, шунинг учун поғоналар сони 6 ва ундан кўпроқ бўлганда мураккаб махсус бошқариш юритмаси, ёки мустақил юритмага эга бўлган ва маълум шароитларда ишлатиладиган қўшимча узатмалар қутиси ўрнатилади.

Поғоналар сонининг зичлиги - қўшни поғоналар узатиш сонларининг нисбати орқали аниқланади. Замонавий автомобиллар узатмалар қутисининг поғоналари зичлиги 1,1-1,5 атрофида бажарилади. Узатмалар қутиси поғоналарининг зичлиги юқори бўлиши синхронизаторнинг ишлашини енгиллаштириб, ишлаш муддатини оширади.

Бир қатор енгил ва юк автомобилларида узатиш сони 0,7-0,8 бўлган тезлаткич поғоналар мавжуд. Бундай поғоналар двигателнинг қувватидан тўлиқроқ фойдаланиш ва унинг айланишлар сонини камайтириш имконини беради, бу эса двигателнинг ёйилишини камайтиради ва ёнилғи тежамкорлигини оширади. Лекин тезлаткич поғоналарда фойдали иш коэффиценти тўғри узатмадагидан кўра пастрок.

Автомобилнинг тортиш-тезлик ва ёнилғи тежамкорлик хусусиятлари узатмалар қутисининг узатишлар сони билан қандай боғлиқлигини аниқлаймиз. Агар двигателни қувватини ва айланиш частотасини ўзгармас деб қабул қилсак: $N_d = \text{const}$; $n_k = \text{const}$.

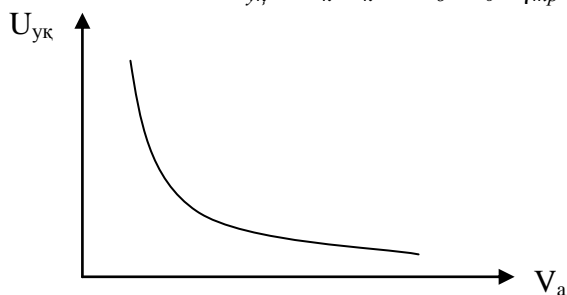
Демак $N_k = N_d \cdot \eta_{тр} = \text{const}$; Унда $N_k = P_k \cdot V_a = \text{const}$;

Етакчи ғилдирақларга етиб келган қувват:

$$N_k = M_{\delta} \cdot U_{yк} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp} \cdot V_a / r_k;$$

Демак узатмалар қутисининг узатишлар сони қуйидагича аниқланади:

$$U_{yк} = N_k \cdot r_k / M_{\delta} \cdot I_0 \cdot \eta_{mp} \cdot V_a;$$



4.1- расм. Узатмалар қутиси узатиш сонининг тезликка боғлиқлиги

Агар ўзгармас параметрлар нисбатини $N_k \cdot r_k / M_{\delta} \cdot I_0 \cdot \eta_{тр} = A$ деб белгиласак формула қуйидаги кўринишга келади.

$$U_{yк} = A / V_a.$$

бу тенглама параболанинг формуласи, унинг графиги 4.1-расмда тасвирланган. Демак автомобилни тезлиги ошиши билан узатмалар қутисининг узатишлар сони камайиб бориши керак. Ушбу талабни амалга ошириш учун:

-поғоналар сонини кўпайтириб, қўшни поғоналар узатиш сонларини нисбатини иложи борича кичиклаштириш, тезлатгич поғоналар ишлатиш керак;

-поғоналардаги узатишлар сони тўғри танланиши керак. Биринчи поғонанинг узатиш сони автомобил эксплуатация шароитида энг катта қаршилиқларни энга оладиган этиб танланади;

2. Ишлаганда ва поғоналарни алмаштираётганда шовқинсиз ишлаш;

Хар-хил шовқинлар инсонни жисмоний меҳнат каби чарчатади, бундан ташқари, механизмлардаги шовқин улардаги урилишлар, тебранишлар, юқори ишқаланишлардан хосил бўлади. Охиргилар эса узел ва деталларни тез ишдан чиқишини сабабчиси бўлади.

Ушбу талаб, аввало, энгил автомобилларга тегишли. Шавқиннинг асосий сабабчилари урилишлар ва тебранишлар бўлади. Шовқин сабабларини бартараф этиш мақсадида куйидаги конструктив ечимлар амалга оширилади:

-валлар ва шестернялар кераклича юқори қаттиқликка эга бўлиши, узатмалар кутиси двигателни максимал моментини узатаётганда унинг валларининг умумий эгилиши 0.2мм ошмаслиги керак;

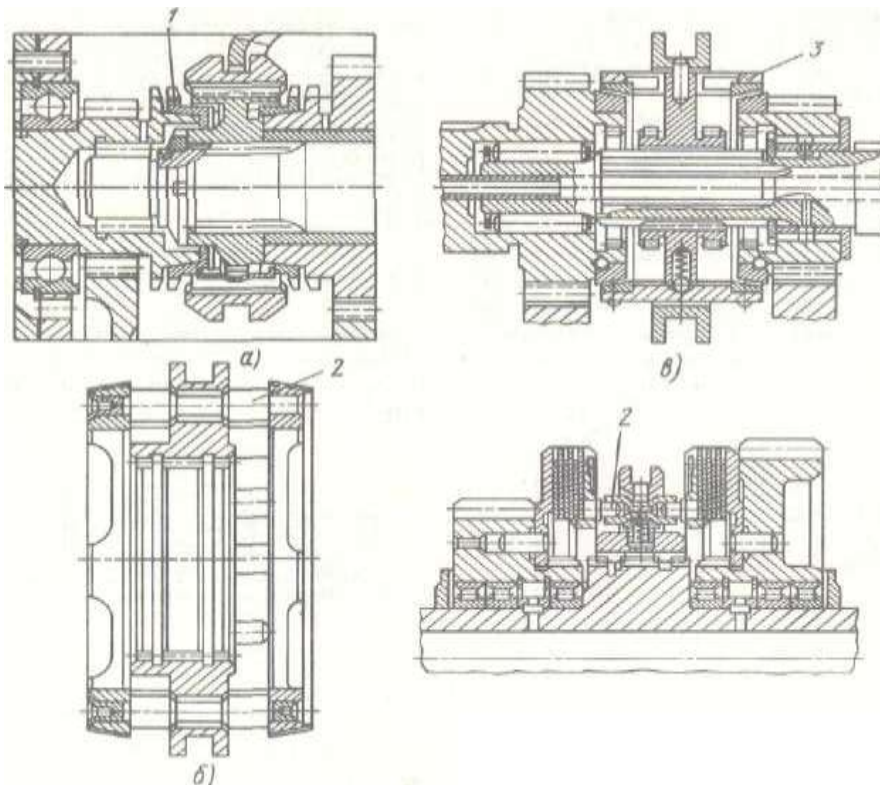
-қия ёки шеврон тишли шестернялар ишлатилиши керак;

-картер ён томонлари билан шестернялар орасида масофа 3мм, шестернялар ва картер туби орасида масофа 15мм дан кам бўлмаслиги керак;

-картер томонларида нисбатан катта текис юзалар бўлмаслиги керак;

-картерда ўрнатиладиган подшипниклар таянчларида қаттиқлик қовурғалари бўлиши керак.

-поғоналар алмаштиришни урилишларсиз, шовқинсиз бажарадиган қурилмаларни ишлатиш (тишли кареткалар, синхронизатор) керак.



4.2-расм. Синхронизаторлар
а-в) конусли; г) кўп диски муфтали.

3. Энгил бошқариш:

Узатмалар кутисини энгил бошқарилишига катта эътибор берилади, чунки хайдовчи тез-тез шу ишни бажаради. Бошқаришни осонлаштириш мақсадида:

-механик узатмада поғоналар сони 6 тадан ошмаслиги керак ёки кўшимча узатмалар кутиси ўрнатилиши керак. Узатмалар кутисини бошқариш ричаглари хайдовчи учун комфорт зонада жойлаштирилиши лозим ;

-поғоналарни алмаштиришни осонлаштирадиган тишли кареткалар ва шестернялар, синхронизаторлар ишлатилиши керак. Синхронизаторлар зарба ва шовқинни бартароф этишдан ташқари сарфланадиган кучни хам камайтиради.

-бошқаришни енгиллаштириш масаласини узил-кесил хал этиш учун бошқаришни автоматлаштирилиши керак. Механик узатмалар кутисини автоматлаштириш уч даражада бўлиши мумкин:

1. Оптимал поғонани кўрсатувчи белгилар;
2. Поғоналарни ярим автоматик равишда ўзгартириш;
3. Поғоналарни алмаштиришни тўла автоматлаштириш.

4. Юқори ФИК

Механик узатмалар кутисида ФИКни юқори бўлиши моментни узатишда қатнашаётган илашмалар сони минимал бўлиши, тишларни ва валларни ишлови сифатли бўлиши, мустахкам ва сифатли подшипниклар қўлланилиши ва асосий деталларини юқори бикрлиги билан таъминланади. Гидромеханик узатмаларда комплексли ва блокланувчи гидротрансформатор, планетар механизм, кам қувват оладиган бошқарув тизими қўлланилиши билан эришилади.

ФИКга таъсир этувчи муҳим омиллар бу: узатмалар кутисининг кинематик схемасини тўғри танланиши, айланиш частотаси, узатилаётган қувват, мойлаш тизимининг самарадорлиги, картер, шестерня ва валларнинг аниқ тайёрланиши ва ўрнатилиши хисобланади.

5. Умумий талаблар

3-савол. Поғонали узатмалар кутисининг схемалари.

Поғонали узатмалар кутисининг фойдали иш коэффиценти $\eta = 0,96 - 0,98$ гача бўлади. Улар поғонасиз узатмалар кутисига нисбатан содда ва арзон, шунинг учун турли автомобилларда кенг ишлатилади. Бугунги кунда 2 ва 3 валли узатмалар кутиси кенг тарқалган.

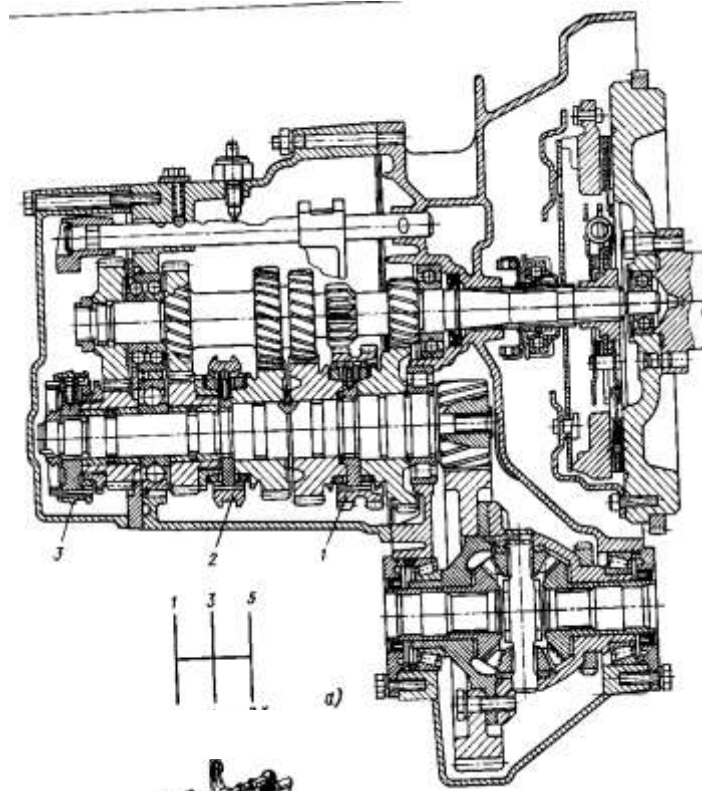
Икки валли узатмалар кутиси олди юритмали кичик классдаги ва двигатели орқада жойлашган орқа юритмали автомобилларда ишлатилади. Одатда бундай узатмалар кутисини юқори узатмаси тезлатгич бўлади. Ушбу узатмалар кутиси двигател, илашиш муфтаси ва асосий узатма билан конструктив битта блокда жойлаштирилади. Бундай узатмалар кутиси олди ғилдираги етакчи ва двигатели олдинда ёки орқа ғилдирак етакчи ва двигатели орқада бўлган енгил автомобилларда ишлатилади. Улар двигател, илашиш муфтаси, асосий узатма ва дифференциал билан конструктив битта блокда жойлаштирилади.

Узатмалар кутиси двигател билан биргаликда автомобилда кўндаланг ўрнатилганда асосий узатма цилиндрик шестерняли бўлади, чунки буровчи моментнинг айланиш текислигини 90^0 ўзгартириш керак эмас. Узатмалар кутиси кўндаланг жойлашганда уни бошқариш бир оз мураккаблашади. Шунинг учун юритмада кулиса ва штангалар ишлатилади.

Асосий узатманинг етакчи шестерняси узатмалар кутисини етакланувчи вали билан бирга бажарилган. 2 валли узатмалар кутиси буровчи моментни бир жуфт тишли шестернялар (ғилдираклар) орқали узатади.

Бу жуфтликнинг узатиш сони маълум чегарадан (тахминан 4) ошмаслиги керак, чунки бундан ортиғи узатмалар кутисининг ўлчамларини ва шовқинни ошишига олиб боради. Юқори поғонасининг узатиш сони бирга тенг бўлмайди ва кўпинча тезлатгич бўлади.

Икки валли узатмалар кутисининг асосий афзалликлари – бу конструкциянинг соддалиги, массасининг кичиклиги ва оралиқ поғоналарда юқори ФИКга эгаллиги, чунки буровчи момент бир жуфт шестернялар орқали узатилади.

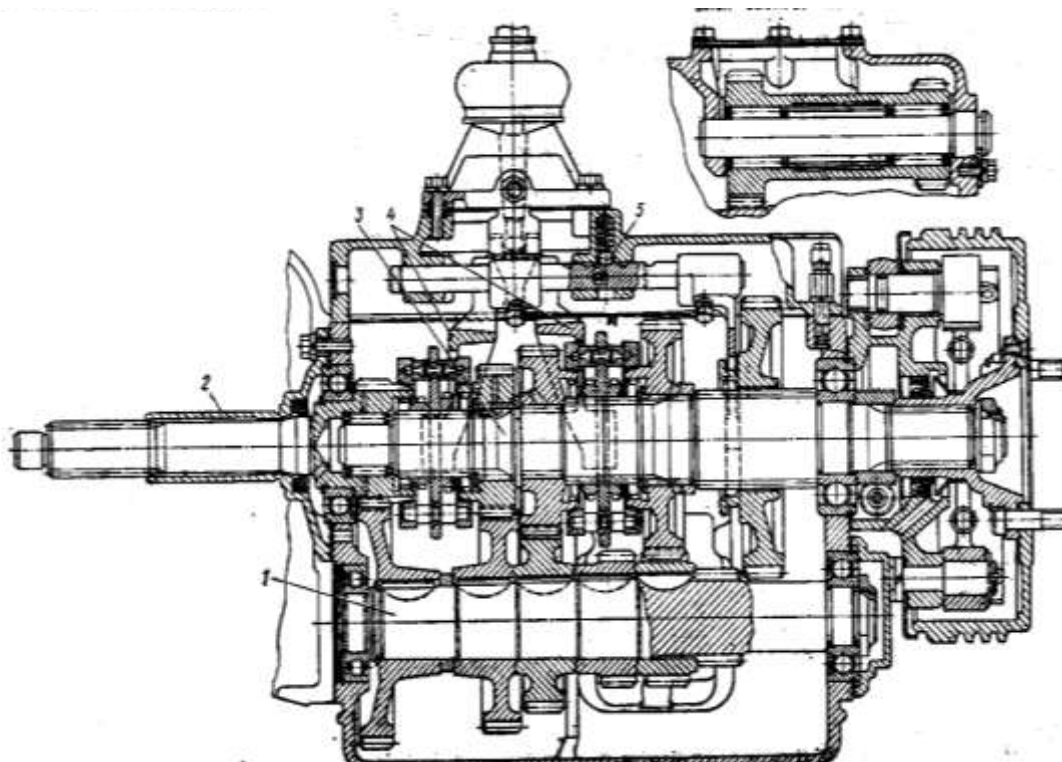


4.3-расм. Икки валли беш поғонали узатмалар қутиси:
 1-биринчи ва иккинчи поғоналар синхронизатори, 2-учинчи ва тўртинчи поғоналар синхронизатори, 3-бешинчи поғона синхронизатори.

Уч валли узатмалар қутиси классик схемада бажарилган енгил автомобиллар ва кичик, ўрта юк автомобилларида ва автобусларда ўрнатилади. Бундай узатмалар қутисининг асосий афзаллиги, бу бирламчи ва иккиламчи валларнинг бир-бири билан уланганда ҳосил бўладиган тўғри узатма борлиги, тишли ғилдирақлар, подшипниклар ва оралиқ вал деярли юкланиш қабул қилмайди, бирламчи ва иккиламчи валлар эса фақат буровчи момент узатишади. Шунда шовқин, емирилиш паст бўлиши ва ФИК нинг 1 га тенг бўлиши табиий. 3 валли конструкциянинг кейинги афзаллиги ўлчамлари кичик бўлган ҳолда биринчи поғонада кетма-кет уланган иккита шестерня жуфтликлари ёрдамида катта узатишлар сонини олиш осонлигида. Бундай узатмалар қутисининг камчилиги оралиқ поғоналарда ФИК нинг бирмунча пастлигида.

Бундай узатмалар қутисида поғоналар сони 6 тадан кўп бўлмайди. Юқори поғонасида тўғри узатма $U = 1$ ва бошқа узатмаларда 2 жуфт шестернялар орқали момент узатилади, натижада шу поғоналарда узатиш сони 9-10 гача бўлиши мумкин, лекин ФИК икки валли узатмалар қутисига кўра бирмунча пастроқ бўлади. Барча ғилдирақлар қия тишли этиб бажарилган, бу эса уларнинг шовқинсиз ишлашини ва ўлчамларининг кичик бўлишини таъминлайди. Поғоналар синхронизатор ёрдамида уланади. Орқа узатманинг уланиши тўғри тишли 1-поғона ғилдирагини ўнгга суриш билан амалга оширилади.

Биринчи ва орқага ҳаракат берувчи поғона шестернялари таянчга яқин жойлаштирилган, чунки улар максимал эгувчи ва буровчи кучлар таъсирида бўлади. Шестерняларнинг таянчга яқин жойлашиши валларнинг эгилишини камайтиради. Тез-тез ишлатиладиган поғоналар шестернялари валларнинг ўртасига жойлаштирилиши шовқинни пасайишига ва емирилишни камайишига сабаб бўлади. Валларнинг эгилишини камайтириш учун айрим ҳолларда орқага ҳаракат берувчи шестерня жуфтлиги қўшимча корпусга чиқарилади. Шунда корпус валларни қўшимча таянчи бўлади, бу эса ўз навбатида уларнинг ва шестерняларнинг емирилишини ва шовқин чиқаришини камайтиради.



4.4-расм. Уч валли беш поғонали узатмалар қутиси:
1-3-мос равишда оралик, бирламчи ва иккиламчи валлар, 4-поғоналарни ўзгартирувчи айрилар, 5-фиксатор.

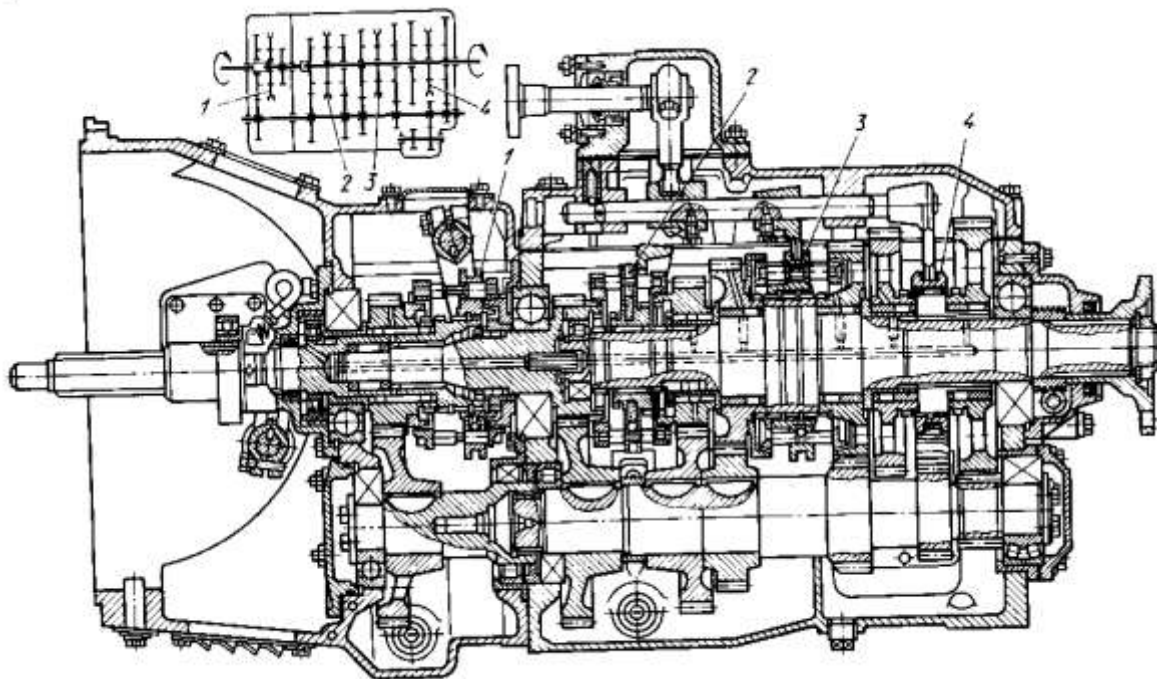
Кўп валли узатмалар қутиси катта юк автомобилларида узатишлар сонини диапазони 8...18 бўлганда тортиш-тезлик ва ёнилғи тежамкорлик хусусиятларини яхшилаш учун ишлатилади. Агар шундай диапазон 5-6 поғонага бўлинса, поғоналар орасида сакраш катта бўлади, бу ўз навбатида тортиш-тезлик ва ёнилғи тежамкорлик хусусиятларининг пасайишига сабаб бўлади.

Кўп поғонали узатмалар қутиси уч валли 4-6 поғонали узатмалар қутиси ва қўшимча қути биргаликда ишланган агрегатдир. Қўшимча қути оширувчи ёки пасайтирувчи бўлади. Оширувчи қути (мультипликатор ёки бўлгич) қуйи поғонасининг узатиш сони 1,2 дан катта бўлмайди ва асосий узатмалар қутисидан олдин ўрнатилади. Бу қути қўшни поғоналар орасини кичиклаштиради (поғоналар қаторини зичлаштиради), диапазонни 20-25 % гача ошириш мумкин, одатда 2 поғонага: тўғри ва оширувчи поғонага эга. Шунинг учун асосий узатмалар қутисининг поғоналар сони 2 марта ошади.

4-савол. Қўшимча қутилар (мультипликатор ва демумльтипликатор).

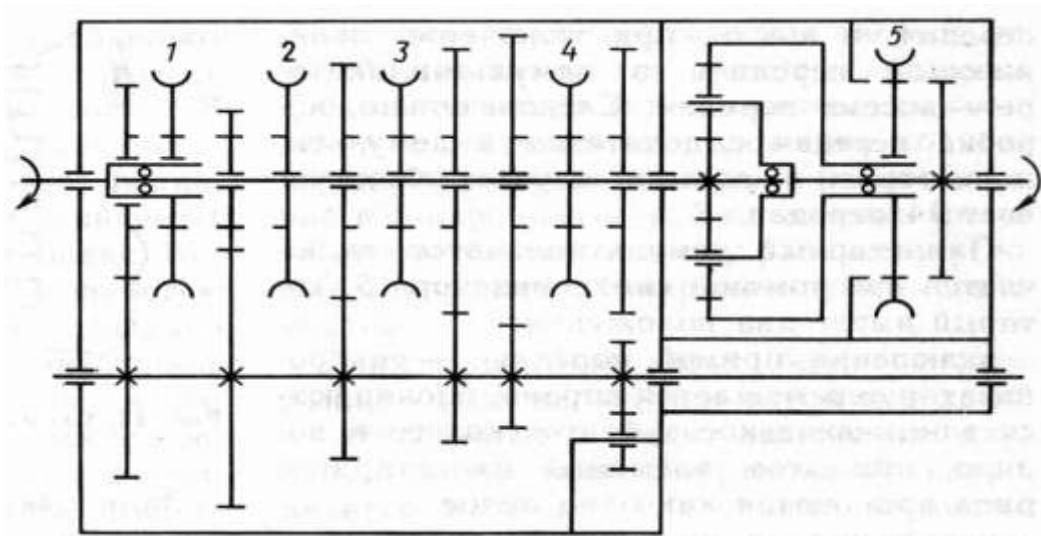
Қўшимча қути (мультипликатор)да оширувчи ($U = 0,815$) ва тўғри ($U = 1$) узатмалар мавжуд. У асосий узатмалар қутисидан олдин жойлашган ва синхронизатор 1 билан бошқарилади. Ушбу конструкцияда қўшимча қутини ташкил этиш учун бор йўғи бир жуфт шестернялар ўрнатилган. Натижада поғоналар сони 2 марта ошган, конструкция мураккаблашмаган, ФИК деярли ўзгармаган, енгил бошқарилиши таъминланган. Оширувчи поғонада узатиш сони 0,815 га тенглиги асосий узатмалар қутисини поғоналарининг орасини зичлаштиради ва диапазонини кенгайтиради. Шу тўғрисида бундай узатмалар қутиси ҳаракат тезлигини ҳам оширади. Мультипликаторда тўғри узатма ($U = 1$) уланганда асосий узатмалар қутисининг бешта поғоналарида узатиш сонлари ўзгармайди. Оширувчи поғона ($U = 0,815$) уланганда асосий узатмалар қутиси поғоналарининг узатиш сонлари 0,815 га кўпайтирилади. Натижада 5 та узатиш сонига эга бўлган янги 5 та поғона ҳосил бўлади. Улар олдинги 5 поғона билан биргаликда 10 поғона ҳосил қилади. Асосий ва қўшимча қутиларда юқори поғоналар

уланганда узатиш сони $u = 1 \times 0,815 = 0,815$ га тенг бўлган оширувчи узатма ҳосил бўлади. Ушбу конструкциянинг яна бир афзаллиги – қўшимча узатмалар қутисини ўрнатиш учун асосий узатмалар қутисининг конструкцияси деярли ўзгартирилмайди.



4.5-расм. Кўп валли ўн поғонали узатмалар қутиси.

Пасайтирувчи қути (демультипликатор)нинг қуйи поғонада узатиш сони 1,25 дан анча катта бўлади, шунинг учун у асосий узатмалар қутисидан кейин ўрнатилади, чунки агар у олдин ўрнатилса, асосий узатма қутисининг деталлари қўшимча қутининг қуйи поғонасини узатиш сонига кўпайтирилган двигателнинг максимал буровчи моментига бардош бера олишлари керак. Улар эса бундай моментга ҳисобланмаган ва тезда ишдан чиқиши мумкин. Демультипликатор 2 ёки 3 поғонали бўлади, шунинг учун поғоналар сонини 2 ёки 3 марта оширади ва диапазонни керакли даражада кенгайтиради



4.6-расм. Демультипликатор билан 14 поғонали узатма ($I_{дн} \geq 1,2$)

5-савол. Тарқатиш қутилари.

Агар қўшимча қути алоҳида ўрнатилиб унда буровчи моментни тақсимлаш имкони мавжуд бўлса у тарқатиш қутиси деб аталади. Тарқатиш қутиси юкори ўтағонликка эга бўлган автомобилларда ўрнатилиб кўприклар орасида буровчи моментни тақсимлаб туради ва шу билан автомобилни ўтағонлигини оширади.

Тарқатиш қутисига қуйидаги талаблар қўйилади:

- тортиш кучини ўқларга тушадиган оғирликларга мос равишда тақсимлаш ва тортиш кучини тўла ишлатилишини таъминлаш;
- трансмиссияда паразит қувватларнинг хосил бўлишини олдини олиш;
- умумий талаблар.

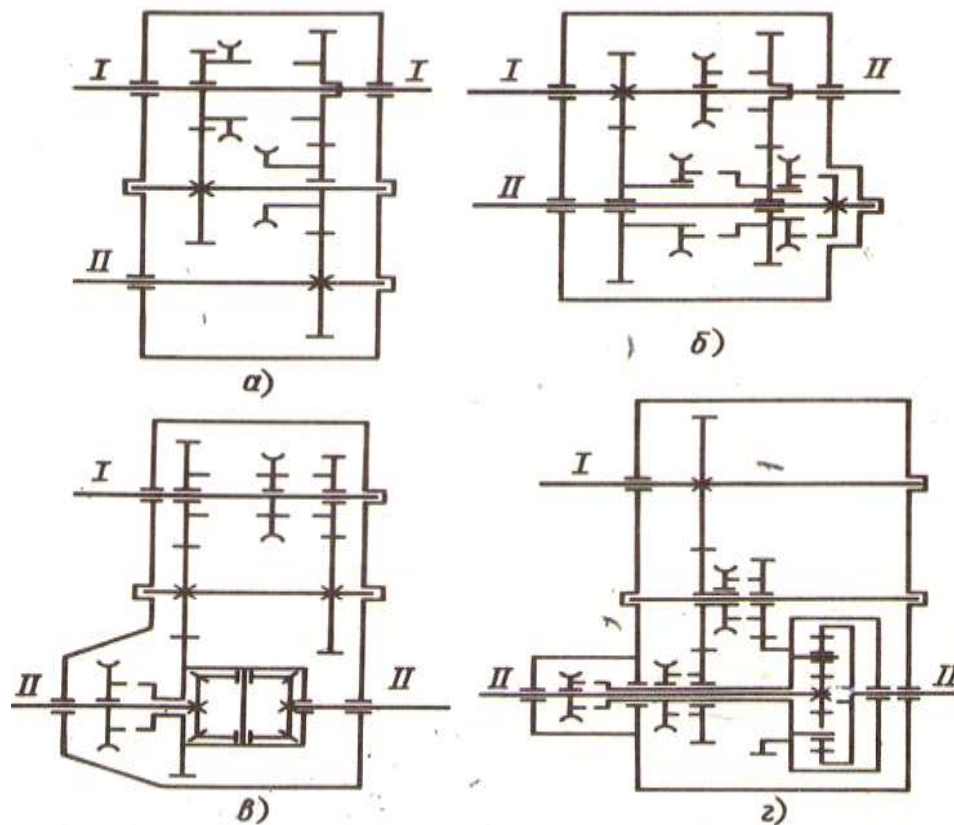
Тарқатиш қутилари поғоналар сонига кўра: бир, икки, уч поғонали; етакланувчи валларнинг жойлашишига кўра: бир ўқда жойлашган ва бир ўқда жойлашмаган; етакланувчи валларнинг юритмасига кўра: блокланадиган ёки дифференциалланган турларга бўлинади.

Етакланувчи валлари бир ўқда жойлашган тақсимлаш қутилари нисбатан кенг ишлатилади. Уларни афзаллиги бир қатор (ўзаро алмаштириладиган) асос узатмалар билан конструкциясини ўзгартирмасдан ишлатила олиншида.

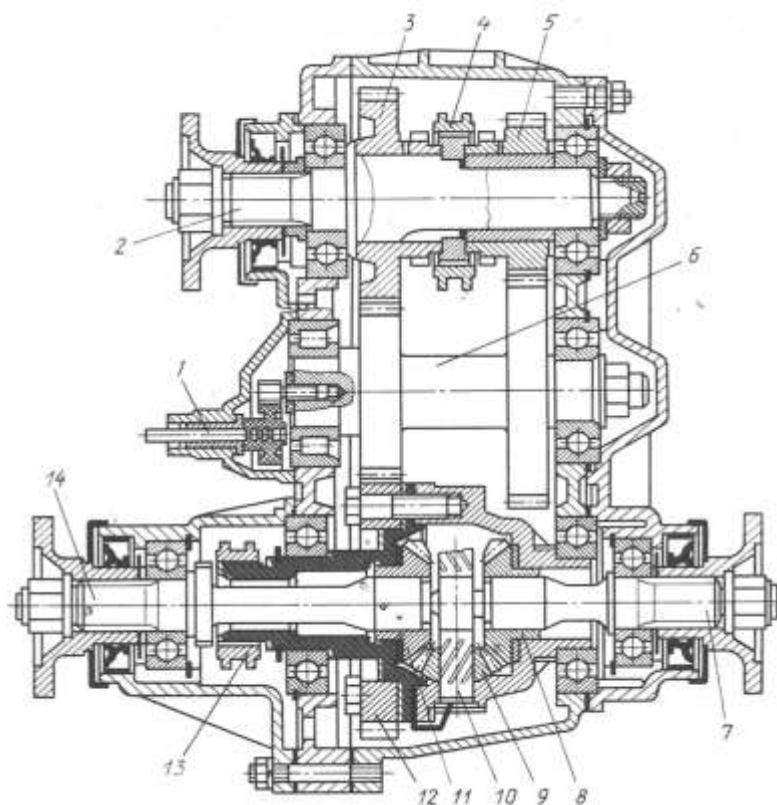
Етакланувчи валлари бир ўқда жойлашмаган тарқатиш қутилари (4.7б-расм) ихчам, енгил, ФИКи юкорирок ва камрок шовқин чиқаради.

Блокланадиган дифференциалларни (4.7а,б-расм) ишлатилиши ёмон йўлларда илашиш шартидан келиб чиққан холда тортиш кучидан тўлиқ фойдаланишга имкон беради. Лекин бу холда трансмиссияда паразит қувват пайдо бўлиши мумкин. Шунингдек, блокланадиган тақсимлаш қутилари, автомобил яхши йўлда харакатланаётганда паразит қувватни олдини олиш учун, албатта олд кўприкни узадиган қурилмага эга бўлиши керак.

Олди ва орқа ғилдиракларнинг юритмалари дифференциалланган бўлишлиги мақсадида тақсимлаш қутисида ўқлараро симметрик ёки носимметрик дифференциаллар ишлатилиши мумкин. 4.8-расмда икки поғонали конуссимон симметрик, блокланувчи дифференциалли тақсимлаш қутиси тасвирланган.



4.7- расм. Тақсимлаш қутиларининг асосий схемалари
I-етакчи вал, II-етакланувчи валлар



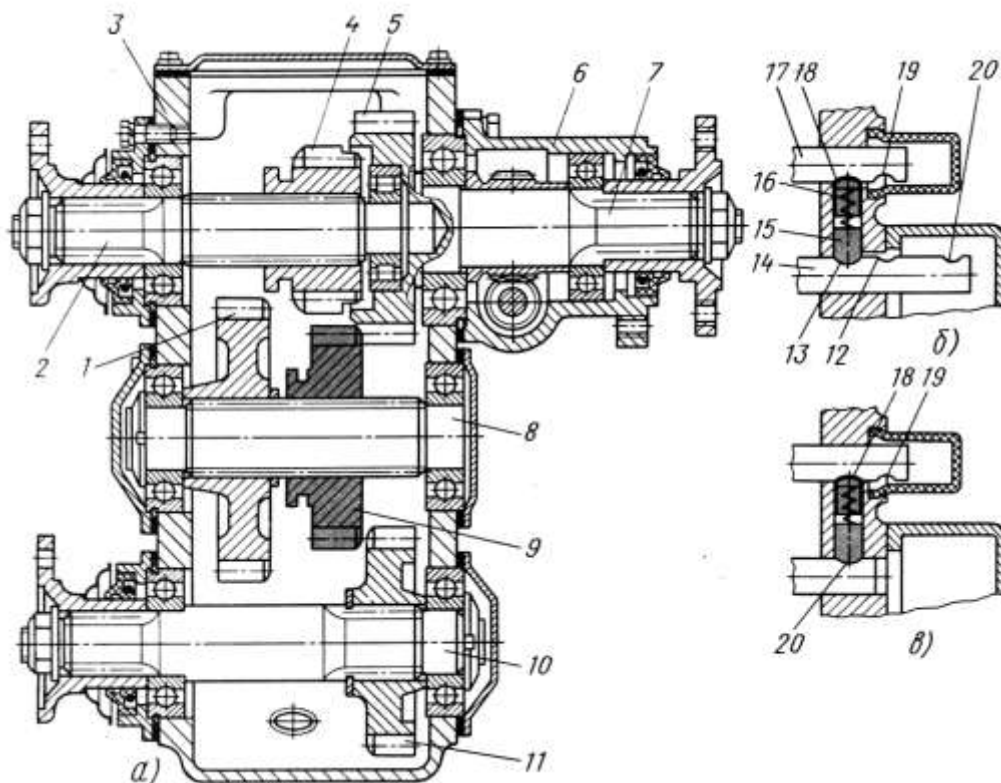
4.8- расм. Икки поғонали, симметрик, блокланувчи дифференциалли тақсимлаш қутиси

Тарқатиш қутиларида симметрик дифференциаллар, агар икки ўқли тўла юритмали юкори ўтағонли юк автомобилнинг орқа ва олди ўқларига оғирлиги тахминан тенг тақсимланса, ўрнатилади. Бу холда мажбурий блоклаш юритмасига эга симметрик дифференциал ва тақсимлаш қутиси битта корпусда ўрнатилади, Автомобил оғир йўл шароитига тушганда хайдовчи ўз ўрнидан махсус юритма ёрдамида тишли каретка 13 ни чап томонга суриб олдинги кўприкка харакатни узатиш вали 14 ни дифференциал корпуси 11 га боғлайди ва дифференциални блоклайди. Бундай конструкцияда автомобилни олди ва орқа ўқла-рига доимий(яхши ва ёмон йўлларда) буровчи момент етказилиб тури-лади. Тақсимлаш қутисида дифференциалли мавжудлиги, тўла юритмали автомобилларни трансмиссияси учун ўта зарарли бўлган паразит қувватни пайдо бўлишига йўл қўймайди.

Блокланган юритмали тақсимлаш қутисининг (4.9-расм.) картери 3 раманинг кўндаланг лонжеронида ўрнатилади Картернинг ичида етакчи вал 2 ва орқа кўприк юритмасининг вали 7 шарикли подшипникларда ўрнатилади, шунингдек оралик вал 8, олдинги кўприк юритмасининг вали 10 жойлашти-рилади. Бундан ташқари, етакчи валнинг таянчи бўлиб вал 7 нинг учида жойлаштирилган цилиндрлик роликли подшипник ҳам қатнашади.

Шестерня 4 ўнг томонга сурилиб унинг тишлари шестерня 5 ни ички тишлари билан тишлашганда тақсимлаш қутисида иккинчи узатма (тўғри узатма) уланади. Буровчи момент вал 2 дан бевосита вал 7 га узатилади, валдан эса орқа етакчи кўприкка узатилади. Шестерня 9 илашмада қатнашмаганлиги учун (расмда кўрсатилгандай) олди кўприкка буровчи момент узатилмайди.

Олди кўприкка буровчи моментни узатиш учун шестерня 9 ўннга сурилиб шестерня 11 билан тишлашади. Шунда буровчи момент етакчи вал 2 дан шестернялар 4,5,9,11лардан ўтиб олдинги кўприк юритмасининг вали 10 га узатилади. Биринчи куйи поғона шестерня 4 ни чапга суриб шестерня 1 билан илашиши натижасида уланади.

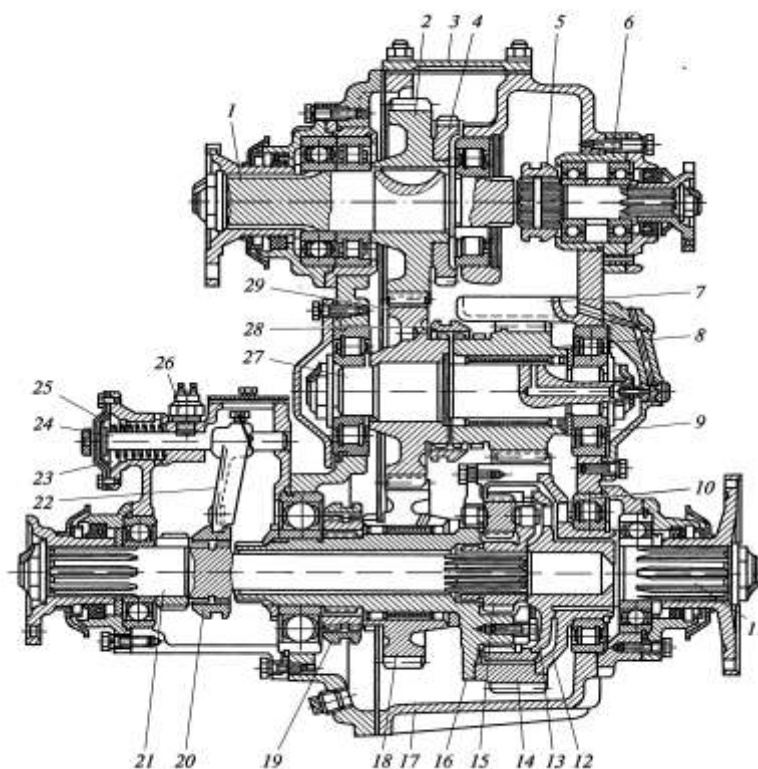


4.9- расм. Блокланган юритмали тақсимлаш қутиси.

Тарқатиш қутисининг поғоналарни алмаштириш механизми блокловчи курилмага – қулфга эга. Қулф олдинги кўприк юритмаси уланмаганда тақсимлаш қутисида биринчи узатмани уланишининг олдини олиб, орқа етакчи кўприк юритмасини катта кучланишлардан сақлаб, унинг ишдан чиқиш эҳтимолини камайтиради. Қулф 14 ва 17 ползунлар орасида картер каналида ўрнатилган муштчалар 14 ва 17 лардан иборат.

Тарқатиш қутисини бошқариш иккита ричаг билан амалга оширилади: ползун 14 билан уланган узатмаларни поғоналарни уловчи ричаг ва ползун 17 билан уланган олдинги кўприкни кўшувчи ричаг. Олдинги кўприкни кўшиш учун илашиш муфтасини ишлатиш шарт эмас, чунки шестернялар 9 ва 11 ни бурчак тезликлари деярли тенг. Кўприкларга блокланган юритмали тақсимлаш қутиси билан автомобил яхши йўлда ҳаракатланганда трансмиссияда, гилдирак радиуслари тенг эмаслиги ва яна бир қатор сабабларга кўра, зарарли паразит қувват ҳосил бўлади. Шунинг учун автомобил яхши йўлга чикқанда олдинги кўприк юритмаси дархол ҳайдовчи томонидан ўчирилиши керак. Лекин ҳайдовчи ўз ишни ҳар доим ҳам вақтида бажармайди. Ҳосил бўлган паразит қувват трансмиссия ва двигателларга ортиқча юкланиш беради. Бу ушбу турдаги тақсимлаш қутиларининг камчилигидир.

Юқори ўтоғонли уч ўқли юк автомобилларда олди кўприкка тушадиган вертикал юкланиш орқа қўшалок кўприкка тушадиган юкланишнинг тахминан ярмига тенг. Шунинг учун тақсимлаш қутиси буровчи моментни кўприкларга шу нисбатда тақсимлаши керак. Бундай нисбатда тарқатиш узатмада ўрнатилган носимметрик дифференциал ёрдамида амалга оширилади. 4.10- расмда келтирилган тақсимлаш қутисининг конструкциясида носимметрик цилиндрик шестернялар билан (планетар) дифференциал 13 ўрнатилган. Бу дифференциал олди ва орқа кўприкларга буровчи моментни қуёшли 15 ва эпициклик 12 шестернялар диаметрларининг нисбатига тенг равишда тақсимлайди. Олдинги кўприкка ҳаракат доимий уланган. Дифференциал, керак бўлганда, ҳайдовчи томонидан пневмо- юритма ёрдамида блоккланиши мумкин. Тарқатиш қутиси икки поғонали редуктор билан бирлаштирилган.



4.10-расм. Носимметрик цилиндрик шестернялар билан (планетар) дифференциалли тақсимлаш қутиси

1-етакчи вал; 2,4,8,13,14,15,18,29-шестернялар; 3-капқоқ; 5,19,20,28-муфтлар; 6-қувват ажратиш қутиси; 7-мой йиққич; 9-подшипник; 10-сателлитлар; 11,21-кўприк юритмаси валлари; 12-ўрама (обойма); 16-дифференциал; 17- картер; 22-вилка; 23-хаво балони; 24-шток; 25-диафрагма; 26-клапанлар; 27-оралиқ вал.

6-савол. Узатмалар қутисидаги юкланишлар.

Текширув ҳисоблари валларнинг мустаҳкамлигини аниқлашдан бошланади, чунки узатмалар қутисининг иш жараёнида аввало шестерняларнинг тўғри илашиши муҳим аҳамиятга эга, бу эса ўз навбатида валларнинг мустаҳкамлигига боғлиқдир. Шунинг учун кўп ҳолларда валларнинг мустаҳкамлик заҳира коэффиценти 5-10 атрофида бўлади. Одатда валларни ҳисоблаш иккиламчи вални ҳисоблашдан бошланади.

Валларни мустаҳкамликка ҳисоблаш учун улардаги юкланишларни иккита ҳисоблаш режимларида аниқлаш керак:

Биринчи ҳисоблаш режими шу валдан ўтаётган двигателнинг максимал буровчи моментига кўра:

$$M_p = M_{\dot{a}_{\max}} \cdot U'_{tp} \cdot \alpha, \text{ Нм}$$

бу ерда: $M_{\dot{a}_{\max}}$ - двигателнинг максимал буровчи momenti;

U'_{tp} - двигателдан ҳисобланаётган валгача бўлган узатиш сони;

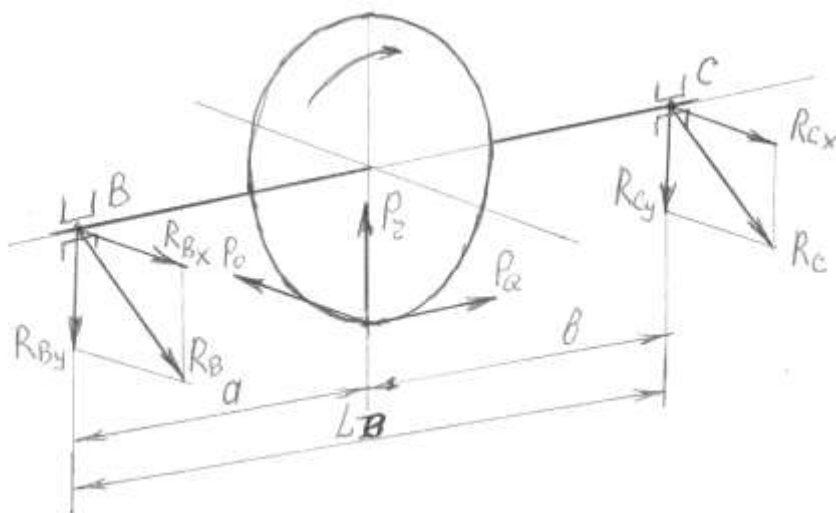
α - моментнинг қанчаси ҳисобланаётган валдан ўтишини ҳисобга олувчи коэфф.;

Иккинчи ҳисоблаш режими - етакчи ғилдиракларнинг йўл билан илашиш моментига кўра

$$M_{p\phi} = G_{\ddot{n}\ddot{o}} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{r_k}{U'_{\dot{o}p} \cdot \eta'_{\dot{o}p}}$$

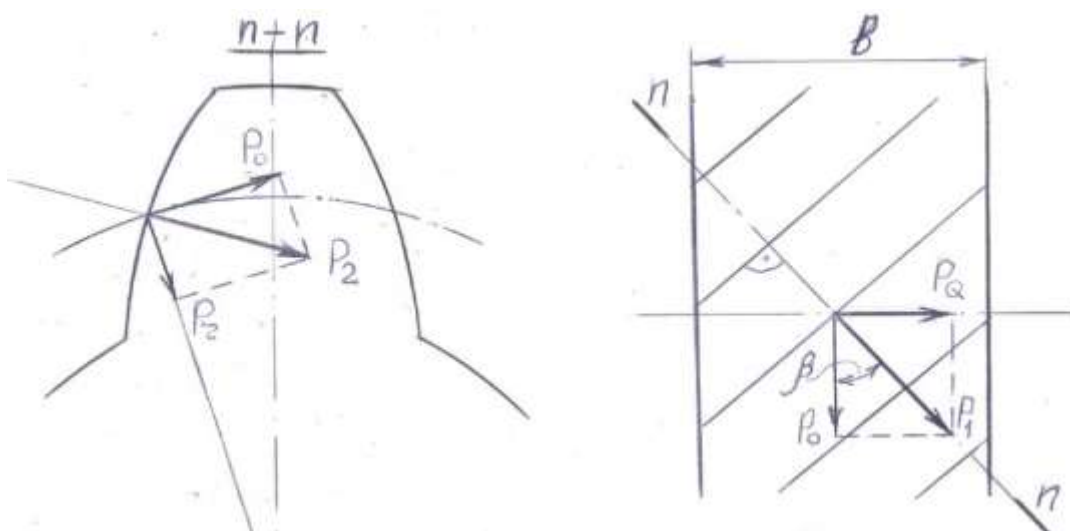
бу ерда: $G_{\bar{n}\delta}$ -автомобиль тезланаётганда ўзгаришини ҳисобга олган ҳолда етакчи ғилдиракларга тушадиган автомобилнинг оғирлиги;
 $\varphi_{\max} = 0,7 \dots 0,8$ – максимал илашиш коэффиценти;
 $U'_{\delta p}$ - етакчи ғилдираклардан шу валгача бўлган узатиш сони
 $\eta'_{\delta\delta}$ - етакчи ғилдираклардан шу валгача бўлган фойдали иш коэффиценти;
 r_k -етакчи ғилдиракнинг радиуси.

Иккала аниқланган моментлардан мустақкамликка ҳисоблаш учун каттаси қабул қилинади.



4.11-расм. Иккиламчи вални ҳисоблаш схемаси.

Тишли илашмада таъсир этувчи кучларни аниқлаётганда тишлар орасидаги ишқаланиш ҳисобга олинмайди. Шунда илашган тишлар орасида ҳосил бўладиган кучлар иш юзаларига перпендикуляр (нормал) йўналган бўлади. Нормал таъсир этувчи кучлар контакт чизиғи бўйлаб текис тақсимланган деб ҳисоблаб, улар контакт чизиғи марказига қўйилган тенг таъсир этувчи куч билан алмаштирилади. Тишли илашмада вертикал ва горизонтал текисликларда таъсир этувчи кучлар 4.12-расмда кўрсатилган.



4.12-расм. Тишли илашмада таъсир этувчи кучлар схемаси.

Илашмада таъсир этувчи кучлар қуйидагича аниқланади:

$$P_0 - \text{айланма куч; } P_0 = \frac{2M_{\dot{a}}}{D_d};$$

$$P_r - \text{радиал куч; } P_r = P_1 \operatorname{tg} \alpha;$$

$$P_Q - \text{шестерня ўқи бўйлаб таъсир этувчи куч; } P_Q = P_0 \operatorname{tg} \beta;$$

бу ерда: $M_{\dot{a}}$ - шестерняга етиб келган двигателнинг максимал моменти; $M_{\dot{a}} = M_{\dot{a}_{\max}} U$

U - шестернягача бўлган узатишлар сони;

α - илашиш бурчаги (одатда 20°);

β - тишларнинг қиялик бурчаги;

D_d - шестернянинг бошланғич диаметри. Ҳисобларда бўлувчи диаметрга тенг деб олинади.

$$P_1 = \frac{P_0}{\cos \beta}; \quad P_2 = \frac{P_1}{\cos \alpha};$$

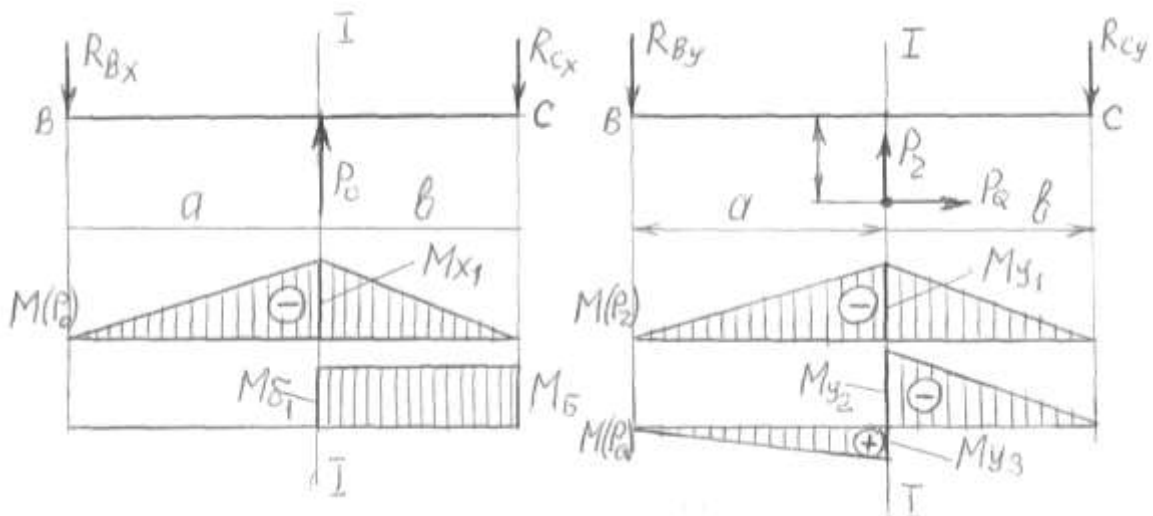
Трансмиссиянинг барча деталларини мустақкамликка ҳисоблаганда ФИК=1 га тенг деб олинади. Вал таянчларининг реакциясини X (горизонтал) ва Y (вертикал) текисликлардаги ташкил этувчиларини топиш учун таянчларга нисбатан шу текисликларда моментлар тенгламалари тузилади.

$$\sum M(B)_x = R_{cx} \cdot L - P_0 \cdot a = 0 \text{ бундан } R_{cx} = \frac{P_0 \cdot a}{2} \text{ ва } R_{\dot{a}x} = P_0 - R_{cx}$$

Таянчларнинг реакциялари векторларни қўшиш усули билан топилади.

$$R_B = \sqrt{R_{\dot{a}x}^2 + R_{\dot{a}y}^2}; \quad R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2}$$

Валнинг хавфли қирқимини аниқлаш учун эгувчи ва буровчи моментлар эпюралари қурилади. Эпюралар қуриш усуллари “Материаллар қаршилиши” фанида батафсил ўтилган, бунинг учун вални шартли равишда қирқимларга бўлиб шу қирқимларда таъсир этувчи моментлар ҳисобланади ва маълум бир масштабда эпюралар қурилади. Буровчи момент эпюраси $M_{\dot{a}} = P_0 r = \text{const}$ ва шестерня тагидан “С” таянчгача бир текис бўлади, чунки иккиламчи валда момент шестернядан чиқишга, яъни “С” таянч томон узатилади. 4.11-расмда кўрсатилган вал учун эпюралар 4.13-расмда кўрсатилган.



4.13-расм. Иккиламчи вал моментларининг эпюралари.

Бу эюраларда ўзаро перпендикуляр X ва Y текисликларда R_x ва R_y таянч реакциясининг ташкил этувчилари қурилган. Эюралардан кўриниб турибдики, энг катта юкланиш I-I қирқимга таъсир этади, шу қирқим текширилиши лозим. Эгувчи ва буровчи моментлар бир пайтда таъсир этганда эквивалент момент аниқланади.

$$M_{\dot{\gamma}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_b^2};$$

M_x ва M_y ни аниқлаш учун эюрорадаги моментларнинг максимал қийматлари алгебраик қўшилади. Келтирилган мисолда

$$M_x = M_{x1}; \quad M_y = M_{y3} - M_{y1} - M_{y2}; \quad M_b = M_{b1},$$

Энди эквивалент кучланиш ҳисобланади:
$$\delta_{\dot{\gamma}} = \frac{M_{\dot{\gamma}}}{W_N};$$

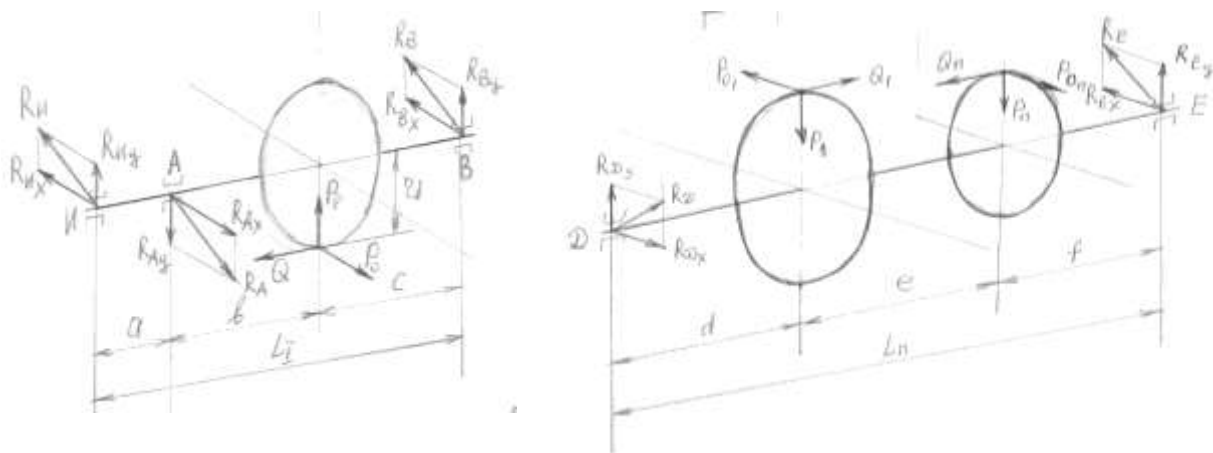
бу ерда: $W_N = \frac{\pi d_{cp}^3}{32}$ - тўла қирқимни эгишга қаршилик momenti.

$$d_{cp} = \frac{D+d}{2} - \text{қирқимнинг ўртача диаметри.}$$

Замонавий узатмалар қутисининг қуйи поғоналари учун $\delta_{\dot{\gamma}} \leq 400$ МПа

Агар шлицали қирқимнинг мустақамлиги текширилса, вал диаметри деб шлицанинг энг кичик диаметри қабул қилинади.

Узатмалар қутисининг барча валлари юқорида келтирилган усулга кўра ҳисобланади. Бирламчи ва оралиқ валларнинг ҳисоблаш схемалари қуйидагича:



4.14-расм. Бирламчи ва оралиқ валларни ҳисоблаш схемаси.

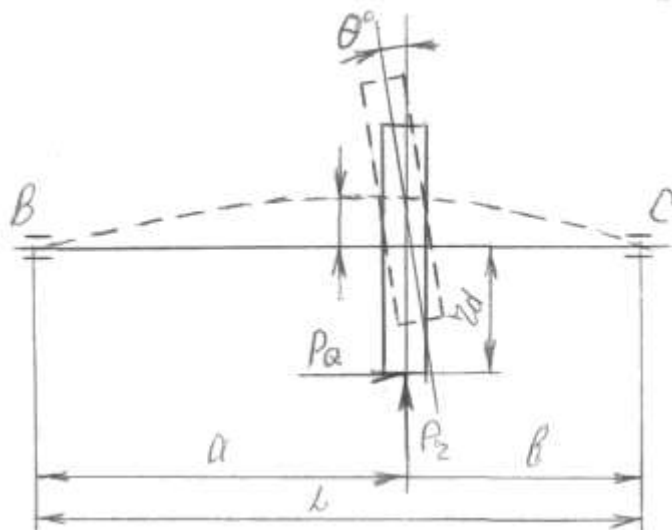
Валларнинг эгилишини текшириш.

Валларни эгилиши максимал буровчи момент узатилаётганда меъёридан ошмаслиги керак. Икки таянчли валнинг эгилиш схемаси 4.15-расмда келтирилган. Валнинг радиуси ва ўқи бўйлаб йўналтирилган кучлар таъсирида шестерня текислигида эгилиши қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$Y = P_r \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot J} - P_Q \cdot \frac{a \cdot b \cdot (b-a) \cdot r_d}{3 \cdot L \cdot E \cdot J}$$

Валнинг буралиш бурчаги:
$$\theta^0 = P_Q \cdot r_d \cdot \frac{a^2 - a \cdot b + b^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot J} - P_r \cdot \frac{a \cdot b \cdot (b - a)}{3 \cdot L \cdot E \cdot J};$$

Тўғри тишли шестернялар учун $P_Q = 0$, агар шестерняларнинг буралиш бурчаги $\theta^0 = 0$ бўлса, демак $a = b$.



4.15-расм. Икки таянчли валнинг эгилиш схемаси (оралиқ ва иккиламчи вал).

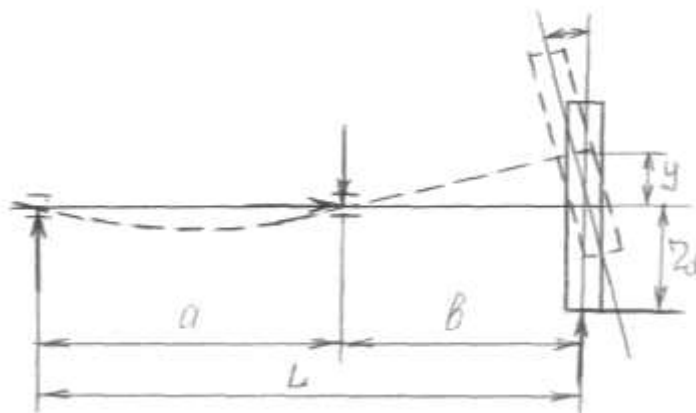
Трубасимон валнинг эгилиши одатда ҳисобга олинмайди. Бу ҳолда валларни бири-биридан қочиши (оралиқ ва иккиламчи валларнинг йиғинди эгилиши) иккиламчи валнинг эгилишига қараб аниқланади. Кўпинча бу валнинг қаттиқлиги валлар орасида энг кичиги бўлади.

Яратилган конструкцияларда иккиламчи вални тўлиқ эгилиши двигателнинг максимал моментини узатаётганда 0,13-0,15 мм атрофида юқори узатмада ва 0,15-0,23 мм куйи узатмаларда бўлади. Юкланиш таъсирида шестернянинг максимал қийшайиши 0,001-0,002 радиандан ошмаслиги керак.

Консоль ўрнатилган валнинг шестерня текислигида эгилиши куйидаги формула билан аниқланади:

$$Y = R' \frac{b^2 L}{3EJ} - Q r_d \frac{b(2a + 3b)}{6EJ}$$

бу ерда: R' - иккиламчи вал олдинги таянчининг реакциясини ҳисобга олган радиал юкланиш.



4.16-расм. Консоль ўрнатилган валнинг эгилиш схемаси (бирламчи вал).

Шестернянинг эгилиш бурчаги:

$$\theta = R' \frac{b(2a + 3b)}{6EJ} - Q r_d \frac{a + 3b}{JEJ}$$

Масалан, иккинчи поғона уланганда иккиламчи валнинг эгилиши куйидагича:

$$Y = \sqrt{R_1^2 + P^2} * \frac{a^2 b^2}{3LEJ} - Q \frac{ab(b-a)r_d}{JLEJ}$$

бу ерда: $E=2,1$ -биринчи турдаги бикрлик модули.

$$J = \frac{\pi d^4}{64} - \text{валнинг шестерня ўрнатилган жойининг инерция моменти.}$$

Шестерняларни ҳисоблаш.

1. Шестерня тишларини эгилишга мустаҳкамлигини куйидаги формула бўйича аниқлаймиз:

$$\delta = \frac{M}{r_d \cdot Y \cdot b \cdot t_s \cdot \cos \beta}$$

бу ерда: M -ҳисобланаётган шестернядаги буровчи момент;

b -шестернянинг кенглиги;

Y -тиш шаклининг коэффициенти;

t_s -ён томон қадами.

Тиш шакли коэффициенти қия тишли шестернялар учун тўғри тишли шестернянинг амалдаги эквивалент тишлар сонига кўра аниқланади:

$$Z_\phi = \frac{Z}{\cos^3 \beta}; \quad Y = 0.174 - \frac{1}{Z_\phi}$$

Шестерня тишларининг ён томон қадами куйидагича аниқланади:

$$t_s = \pi m_s = \pi \frac{m_t}{\cos \beta};$$

Мавжуд конструкцияларнинг шестернялари учун рухсат этилган кучланишлар 1...2- поғоналарда $[\delta] = 400 - 900$ МПа, 3...5-поғоналарда $[\delta] = 200 - 400$ МПа.

2. Шестерняларнинг контакт мустаҳкамлигини ҳисоблаш: бундай ҳисоблаш илашиш полюсида ҳосил бўладиган солиштирма босимга кўра ўтказилади ва куйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$K = 0.418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \cos \alpha \sin \alpha \left(\frac{1}{r_{d_1}} - \frac{1}{r_{d_2}} \right)}};$$

бу ерда: P - айлана куч;

r_{d_1}, r_{d_2} -илашган шестерняларнинг бошланғич айланаларининг радиуслари.

K - шестернялар учун рухсат этилган контакт юкланиш. (тўғри тишли шестерняларга 1500-300 МПа ва қия тишли шестернялар учун 1000-2500 МПа).

Подшипникларни танлаш ҳисоби.

Подшипникларни ҳисоблаш уларнинг узоқ муддат ишлашини келтирилган формула ёрдамида аниқлаш билан чекланади:

$$C = Q(nh)^{0.3}$$

бу ерда: C – подшипникнинг ишлаш коэффициенти;

n -подшипникнинг кўпроқ ишлайдиган узатмада айланишлари сони;

h - подшипникнинг ишлаш муддати, соат;

Q - подшипникка эквивалент радиал юкланиш.

Тўғри узатмада 1 минутда айланишлар сони қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$n = \frac{VU_0}{0.377r_k};$$

бу ерда: V_a - автомобиль тезлиги, км/соат да (енгил автомобиллар ва автобуслар учун 60 км/соат ва юк автомобиллари учун 40 км/соат деб қабул қилинади)

U_0 - асосий узатмани узатишлар сони;

r_k - филдиракнинг радиуси.

Подшипникларни ишлаш муддати кичик литраждаги енгил автомобиллар учун 100000 км, ўрта ва катта классдаги енгил автомобиллар ва юк автомобиллари учун 160000 км, автобуслар учун 200000 км бўлиши керак.

Синхронизаторни ҳисоблаш.

Конус юзасига таъсир этувчи ишқаланиш моменти: $M_r = \frac{Q\mu}{\sin \gamma} r$

бу ерда: Q -синхронизатор корпусига таъсир этадиган сурувчи куч (узатмалар қутисини бошқариш ричагидан ҳосил бўлади);

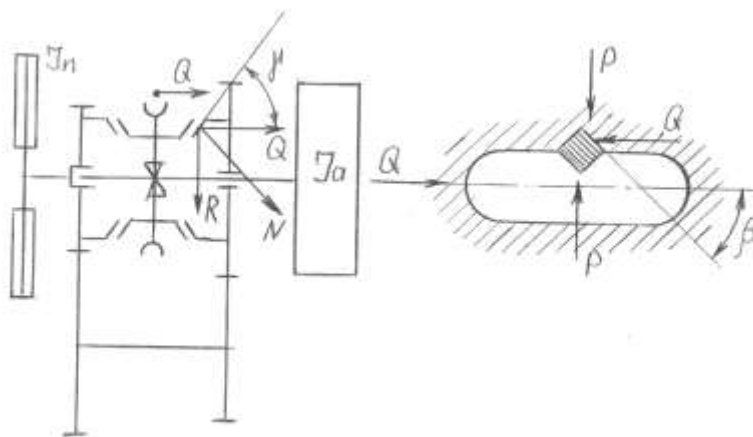
μ - фрикцион юзанинг ишқаланиш коэффиценти;

γ -конус халқанинг конус юзасининг бурчаги $\gamma = 6 - 12^\circ$;

r -конуснинг ўртача радиуси синхронизаторнинг чизмасидан олинади.

Ишқаланиш коэффиценти μ деталлар юзаларига ишлов берилганлигига, мой турига ва бошқа бир қатор омилларга боғлиқ бўлиб, пўлат-бронза ва пўлат-латунъ юзалар учун 0,05 – 0,1 га тенг. Конус бурчаги γ тикилиб қолишининг олдини олиш учун $7-8^\circ$ қабул қилинади.

Қуйи поғонадан юқори поғонага ўтиштида двигателнинг бурчак тезлиги юқори поғонадан қуйи поғонага ўтишдагидан кўра анча юқори бўлади. Шу сабабли ҳисоблаш учун юқори поғонага ўтиш қабул қилинади.



4.17-расм. Синхронизаторни ҳисоблаш схемаси.

Синхронизаторда бурчак тезликлар тенглашиши учун ишқаланиш моменти бўлиши керак.

$$M_r = \left[\frac{\pi n_g}{30} \left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right) + \varpi_0 t \right] \frac{J}{t};$$

бу ерда: n_g - двигателнинг айланишлар частотаси;

U_{k+1} , U_k -уланаётган ва узилаётган поғоналарни узатишлар сони;

t - синхронизация вақти, с;

J -илашиш муфтасини етакланувчи қисмларининг йиғинди инерция моменти.

Синхронизаторнинг фрикцион халқаларида бўладиган ишқаланиш иши:

$$L = \frac{M_r * J}{2} \cdot \frac{\left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right)^2}{M_r - W_0 J} \cdot \left(\frac{\pi m_q}{30} \right)^2;$$

Аниқланган ишқаланиш ишини конус халқаси юзасига нисбати енгил автомобиллар учун 0,3-0,15 $M_{\dot{a}ce} / i^2$ ва юк автомобиллари учун 0,5-0,4 $M_{\dot{a}ce} / i^2$ бўлиши керак. Поғона тўла уланмагунча синхронизаторни блокловчи штифти чиқиб кетишини олдини олиш учун штифтнинг қиялик бурчаги қуйидаги тенгсизликка риоя қилиши керак:

$$\text{Ctg } \beta < \frac{M \cdot r}{r \cdot \sin \gamma} + \mu_1$$

бу ерда: μ_1 - штифт ва корпус орасидаги ишқаланиш коэффициенти. $\mu_1 = 0,06 - 0,1$.

Синхронизаторнинг деталларини бир поғона уланишида қизиши қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$\Delta T = \frac{\gamma_c L_c}{MC}, C^\circ;$$

бу ерда: $\gamma_c = 0,5$ – иссиқликни қисмларга тақсимланиш коэффициенти;

M - синхронизаторнинг массаси;

C - пўлатнинг иссиқлик сиғими.

Бир уланишда синхронизаторнинг ҳарорати 15...30⁰ дан ошмаслиги керак.

Назорат саволлари:

1. Узатмалар қутисининг таснифи ва қўлланилиши.
2. Узатмалар қутисига қўйиладиган талаблар.
3. Узатмалар қутисида узатишлар сонининг диапазони деб нимага айтилади?
4. Узатмалар қутисида поғоналар сонининг зичлиги деб нимага айтилади?
5. Узатмалар қутисининг шовқинсиз ишлаши қандай таъминланади?
6. Узатмалар қутисини енгил бошқариш қандай таъминланади?
7. Узатмалар қутисида юқори ФИК қандай таъминланади?
8. Икки валли узатмалар қутисининг схемаси ва тахлили.
9. Уч валли узатмалар қутисининг схемаси ва тахлили.
10. Кўп валли узатмалар қутисининг асосий қисмлари ва тахлили.
11. Қўшимча қути (мультипликатор)нинг вазифаси ва ишлатилиши.
12. Қўшимча қути (демультипликатор)нинг вазифаси ва ишлатилиши.
13. Тарқатиш қутисининг таснифи.
14. Тарқатиш қутисига қўйиладиган талаблар.
15. Узатмалар қутисини ҳисоблаш режимлари.
16. Погонали узатмалар қутисида ўқлараро масофани аниқлаш.
17. Узатмалар қутисида айланма кучни аниқлаш.
18. Узатмалар қутисида радиал кучни аниқлаш.
19. Узатмалар қутисида ўқ бўйлаб йўналган кучни аниқлаш.
20. Узатмалар қутисида валнинг хавфли қиркимини аниқлаш.
21. Узатмалар қутисида валнинг эгилишини аниқлаш.
22. Узатмалар қутисида валнинг буралиш бурчагини аниқлаш.

23. Узатмалар қутисида шестерняларни ҳисоблаш.
24. Узатмалар қутисида синхронизаторни ҳисоблаш.

5 – мавзу. ПОҒОНАСИЗ УЗАТМАЛАР

Режа:

1. Поғонасиз узатмаларнинг таснифи ва уларга қўйиладиган талаблар.
2. Механик фрикцион поғонасиз узатмалар.
3. Гидравлик поғонасиз узатмалар
4. Электрик поғонасиз узатмалар
5. Гидродинамик узатмалар (гидротрансформаторлар).
6. Гидромеханик узатмалар ва уларнинг бошқарув тизими.

Узатмалар қутисини тахлилида кўрсатилдики, трансмиссия таркибидаги узатмалар қутиси берилган йўл шароитида энг катта тортиш кучини ва энг кам ёнилғи сарфини таъминлаши учун унинг узатишлар сони тезлик ошиши билан поғонасиз гипербола қонунига бинаон ($U_{yк} = A/V_a$) камайиб бориши керак. Гипербола кўринишидаги тавсифни фақат поғонасиз узатма ёрдамида амалга ошириш мумкин. Ушбу узатма етакчи валнинг ўзгармас бурчак тезлиги ва буровчи моментидан етакланувчи валнинг буровчи momenti ва бурчак тезлиги автомобилнинг ҳаракат тезлиги билан боғлиқ равишда узлуксиз ўзгаришини таъминлайди.

Бундай хусусиятга эга узатмалар қутисининг узатиш сони қуйидагича аниқланади.

$$U_{кП} = \omega_N * r_K / U_o * V_a$$

Агар ифодадаги $\omega_N * r_K / U_o = B$ деб белгиласак, $U_{yк} = B/V_a$ ҳосил бўлади, у эса яна гиперболанинг формуласидир, яъни иккала ифода ҳам сифат жиҳатидан бир хил бўлиб гиперболани тасвирлайди.

1-савол. Поғонасиз узатмаларнинг таснифи ва уларга қўйиладиган талаблар:

1) Ишчи жисмга кўра:

- гидравлик (гидродинамик, гидростатик)
- электрик (ўзгармас ток, ўзгарувчан ток)
- механик (фрикционли, импульсли)

2) Қувватни узатиш усулига кўра:

- қувват оқимини бўлмасдан (бир оқимли)
- қувват оқимини иккига бўлиб (икки оқимли)

3) Узатиш сонининг ўзгаришига кўра:

- узатиш сонини ўзгартирувчи ички автоматизмининг мавжудлиги
- узатиш сонини ўзгартириш учун ташқи мослама мавжудлиги
- узатиш сонини комбинациялаштирилган ўзгартириш усулининг мавжудлиги

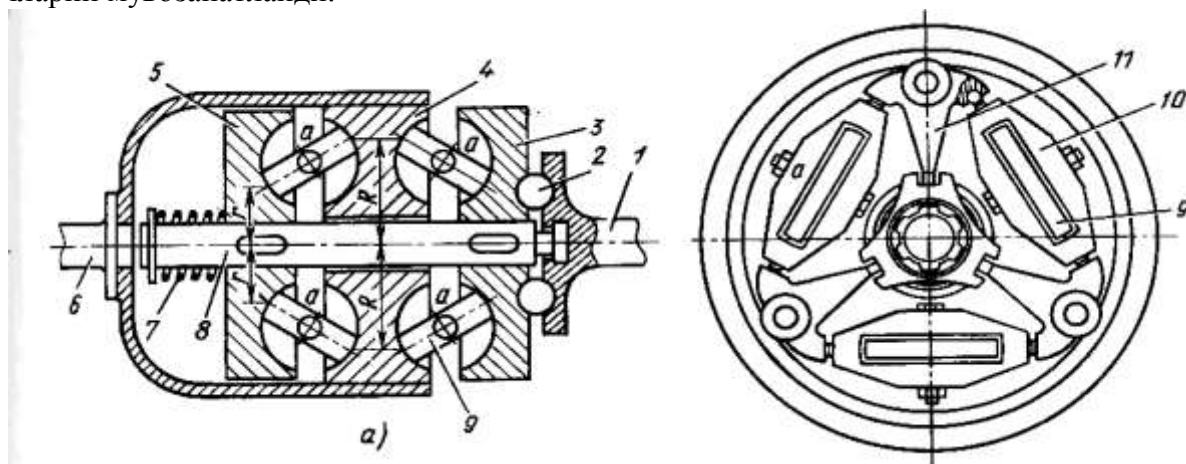
Поғонасиз узатма ўз вазифасини тўлиқ ва самарали бажариш учун қуйидаги функционал талабларга жавоб бериши керак:

1. Қандай усулда ишлашдан қатъий-назар узатиш сонини керакли диапазонда ўзгаришини таъминлаши;
2. Ишчи диапазонда ФИК юқори бўлиши керак;
3. Минимал масса ва ўлчамларга эга бўлиши керак;
4. Технологияга мос ва арзон нархга эга бўлиши керак.

2-савол. Механик фриқцион поғонасиз узатмалар

Механик фриқцион поғонасиз узатмалар (улар кўпинча вариаторлар деб аталадилар) етакчи ва етакланувчи қисмлар орасидаги боғланишга кўра бевосита контактли ва пона-тасмали бўлади. Бундай узатмаларда механик ҳаракатни узатиш учун ишқаланиш кучидан фойдаланилади. Фриқцион узатмаларда ички автоматизм йўқ, узатиш сонини ўзгартирувчи махсус автомат бошқарув тизимлари керак. Бундан ташқари ҳаракатни бошлаш учун илашиш муфтаси керак.

Фриқцион контактли узатма. 5.1-расмда бевосита контактли поғонасиз узатма келтирилган. Кичик енгил автомобилларида ўрнатилган. Бундан ташқари, ушбу узатма станоксозликда кенг қўлланилади. Етакчи вал 1 билан шарикли юкловчи курилма ёрдамида боғлиқ бўлган вал 8 да етакчи дисклар 3 ва шпонкалар 5 ўрнатилган. Дисклар ўқи бўйлаб ҳаракатланишлари мумкин. Дисклар орасида ўзининг ўқларига нисбатан эркин айланадиган роликлар 9 ўрнатилган. Узатмани барча элементлари пружина 7 билан бир-бирига сиқилган. Сиқиш кучи узатилаётган буровчи моментга пропорционал. Буровчи момент ошиши билан шариклар ўзгарувчан қирқимли арикчалардан ғилдираб вал 8 ни суради ва пружина 7 ни сиқади. Шу туфайли диск ва ролик орасида контакт кучи ошади. Узатмада бир вақтда иккита тор ишлаши унинг ўлчамларини кичиклаштириб, етакланувчи валда ўқ бўйлаб таъсир этувчи кучларни мувозанатлайди.



5.1-расм. Фриқцион контактли вариатор.

1- етакчи вал; 2-шариклар; 3 ва 5-етакчи дисклар; 4-етакланувчи диск; 6-етакланувчи вал; 7-пружина; 8-вал; 9-роликлар; 10- роликнинг айрилари; 11-ричаг.

Етакчи дискни айланиши роликлар орқали етакланувчи дискка ўтади. Шунда узатиш сони:

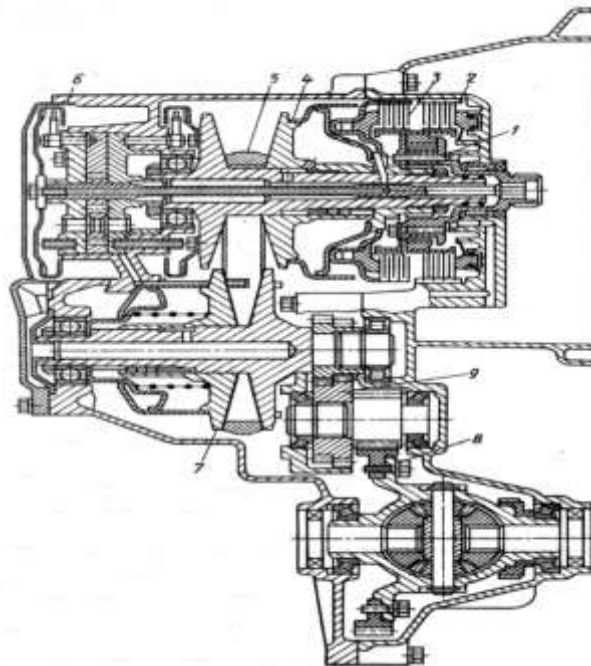
$$u_{\text{вар}} = \omega_1 / \omega_2 = sR_2 / R_1,$$

бу ерда: S -ишқаланувчи контактлар юзасида нисбий сирпаниш;

R_1, R_2 - тегишли равишда етакчи ва етакланувчи дискларни радиуслари.

Узатиш сони бирдан кичик бўлиши мумкин, роликлар горизонтал ўққа параллел жойлашганда узатмани узатиш сони 1 га тенг бўлади. Вариаторнинг узатиш сони роликларни дискларга нисбатан жойлашишига боғлиқ. Вариаторнинг умумий ФИКти 0.90..0.94 атрофида. Иш муддати контактларда кучланиш 2000...3000МПа бўлганда кўп эмас. Кучланиш 800...1000МПа га туширилганда кескин ошади, лекин бунда узатмани ўлчамлари автомобилда ўрнатиб бўлмайдиган даражада ошади.

Фрикцион пона тасмали узатма. 5.2-расмда “Фиат Уно-70” автомобилнинг пўлат эгилувчи тасмали “Уноматик” поғонасиз узатмасини конструкцияси тасвирланган.



5.2-расм. Пона-тасмали узатма (вариатор).

1-планетар педуктор; 2-тормоз механизми; 3-илашиш муфтаси; 4 ва 7- сурилувчи яримшківлапр; 5-эгилувчан тасма; 6-картер; 8-асосий узатма; 9-оралиқ узатма;

Бундай узатмали автомобиллар сони дунёдаги автомобилларнинг умумий сонидан тахминан 2% ташкил этади. Узатмани иш принципи пулат тасма 5 ўрнатилган етакчи 4 ва етакланувчи 7 шкивларни кенгайтириш ва торайиши мум-кинлигига асосланган. Шкивларни кенгайтириш ва торайтириш уларнинг ярми-ни ўқ бўйлаб суриб амалга оширилади. Бунинг учун улар гидроцилиндрлар билан уланган. Гидроцилиндрларга мойни босим остида тизимда ўрнатилган махсус мой насоси хайдайди. Шкивнинг етакчи қисмига ҳаракат умумий картер 6 да жойлаштирилган планетар редуктор 1 орқали бажарилади. У ўз навбатида қўп диски тормоз механизми 2 ва қўп диски илашиш муфтаси 3 орқали бошқарилади. Шу илашиш муфтаси автомобилни ўрндан қўзғалишида ҳам ишлатилади. Шкив кенгаётганда пўлат тасмани шкив ўқига яқинлашишига, тарайтганда пўлат тасмани сиқиб чиқарилиб уни шкив ўқидан узоқлашишига олиб келади. Узатмани узатиш сони пўлат тасмани шкивларда жойлашиш радиусларини нисбати билан аниқланади. Цилиндрик асосий узатма 8 ни ҳаракатга келтириш учун оралиқ узатма ўрнатилган. Вариаторнинг максимал ФИКи 0.9дан ошмайди, бу эса поғонали механик узатмалар қутисининг ФИКидан анча паст.

Юқорида келтирилган механик поғонасиз узатмаларнинг хусусиятлари куйидагича:

Афзалликлари: - узатиш сонининг поғонасиз ўзгариши.

Камчиликлари: - узатиш сонини ўзгартирувчи ички автоматизм йўқ;

- ишқаланиш мавжудлиги туфайли ФИК ни паст;

- узатиш сонини ўзгартириш диапазони бирмунча кичик;

- конструкцияси мураккаб.

3-савол. Гидравлик поғонасиз узатмалар

Ушбу узатмалар автомобилларда бошқа турдаги поғонасиз узатмаларга нисбатан қўп ишлатилади. Гидравлик поғонасиз узатмалар гидростатик (гидроҳажмли) ва гидродинамик турларга бўлинади.

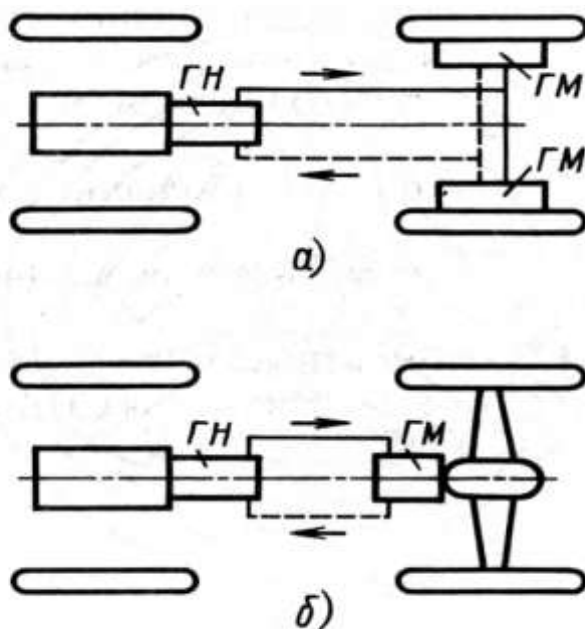
Гидростатик (гидроҳажмли) поғонасиз узатмалар. Гидроҳажмли узатмаларда механик ҳаракатни узатиш учун ёпик ҳажмда сиқилган суюқликнинг статик энергиясидан

фойдаланилади. Улар ўзаро трубкалар билан бирлаштирилган автомобиль двигатели айлантирадиган гидронасос (ГН) ва етакчи ғилдираклар билан боғлиқ гидромотор(ГМ) лардан ташкил топган. Гидромотор суюқликнинг статик босимини хосил қилиб, гидромоторга трубкалар орқали узатади, гидромотор эса шу босимни механик ҳаракатга айлантиради. Суюқлик оқимида узатилаётган қувват оқим босимини суюқликни сарфига қупайтириб аниқлаш мумкин:

$$N=HQ\rho g /1000$$

бу ерда: ρ -суюқликнинг зичлиги, кг/м^3 ;

Гидроагрегатларни конструкциясига боғлиқ равишда тизимда босим 10...50 МПа бўлиши мумкин. Гидроҳажмли узатма ҳаракатни тўғри (мотордан ғилдиракларга) ва тесқари (ғилдираклардан моторга) ҳам узатиши мумкин. Ушбу узатмалар гидроагрегатни конструкциясига кўра винтли, шестерняли, парракли (шиберли) ва поршенли бўлиши мумкин. Автомобилларда асосан поршенлиларнинг икки тури: радиал-поршенли ва аксиал-поршенли ишлати-лади. Гидроҳажмли узатмаларда узатиш сонини ўзгариши автоматик равишда кечмайди. Шунинг учун махсус механизмлар ўрнатилади. 5.3-расмда гидро-ҳажмли трансмиссияни икки варианты ифодаланган (а) гидромоторлар ғилдиракда ўрнатирилган, (б) гидромотор асосий узатмадан олдин ўрнатирилган.



5.3-расм. Гидроҳажмли юритмали автомобиллар схемалари

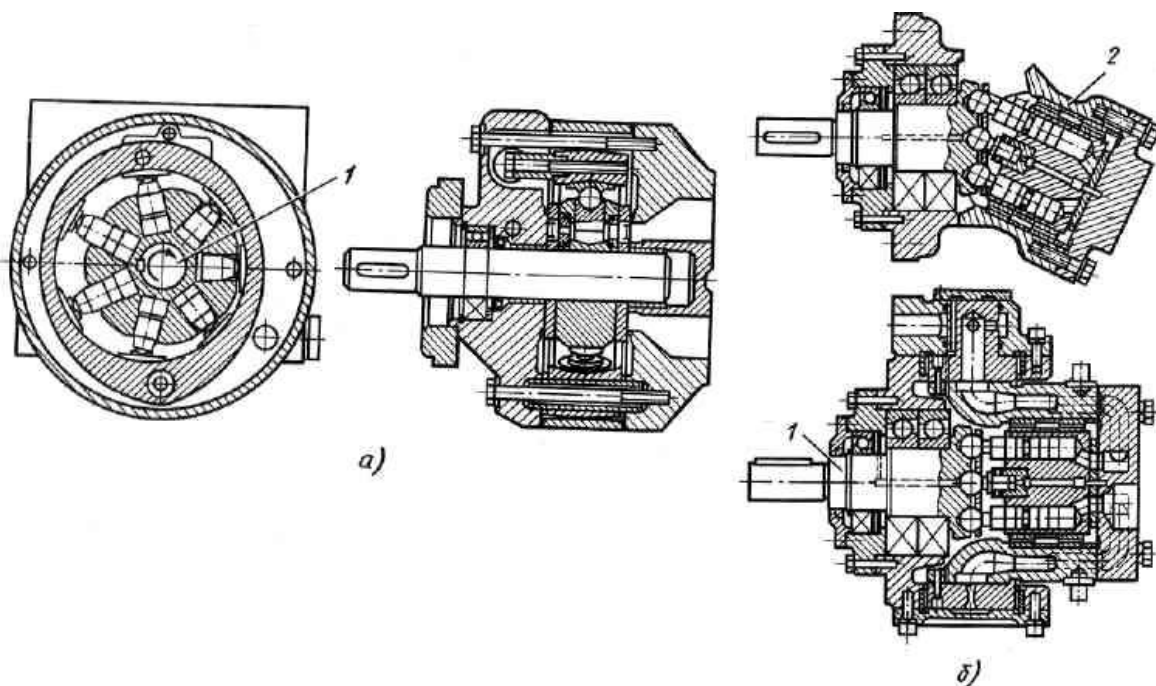
Гидроҳажмли трансмиссия куйидаги афзалликларга эга:

- двигателдан етакчи ғилдиракка момент узатилганда узатиш сони поғонасиз ўзгаради;
- ГМ ларни ғилдиракларга жойлаштириш қийин эмас;
- трансмиссияга хос илашиш муфтаси, кардан узатма, асосий узатмаларнинг зарурияти йўқ;
- трансмиссияси реверсив;
- автомобил олдинга ва кетинга юраётганда узатмаларда бир хил бурчак тезлигига эга бўлиши мумкин;
- автомобил пастликка тушаётганда ва тоғли йўлларда унинг реверсивлиги двигателни тормоз сифатида самарадор ишлашини таъминлайди;
- трансмиссия учун $P_T = f(V_a)$ функцияси гиперболо кўринишида бўлиши, автомобилнинг энг мақбул тортиш хусусиятини таъминлайди, жойидан кўзғалиши рафон бўлади, шиғов олиши яхшиланади;
- гидротизим ҳажми ёпиқ бўлиб, ишчи суюқлик сарфи кам.

Шу билан бирга гидроҳажмли трансмиссия камчиликларга ҳам эга:

- гидроҳажмли узатмаларда ўз-ўзини ростлаш хусусияти йўқ;
- туташган қисмлари катта аниқлик билан тайёрланишни талаб этади;
- уловчи қувурлар (трубкалар) катта босимда ишлаганда ишончли эмас;
- чидамлилиги паст;
- масса ва ўлчамлари катта, таннархи юқори.

Конструкциясига кўра ГН ва ГМ (гидромотор) винтсимон шестерняли, парракли ва поршенли бўлиши мумкин. Автомобилларда асосан (5.4-расм) радиал-поршенли (а) ва аксиально-поршенли (б) гидроагрегатлар ўз ўрнини топди. Бундай узатмалар автоматик равишда узатиш сонини ўзгартира олмайди. Бунинг учун узатилаётган суюқликни порциясини ўзгартирувчи махсус механизмлар мавжуд.



5.4-расм. Гидроҳажмли юритманинг гидроагрегатлари;
а-радиал-поршенли; б- аксиал-поршенли.

Гидронасос ва гидромоторнинг иш жараёни шундайки, тизимдаги ишчи босим 10...50 МПа га етиб, узилиб-узилиб ўзгаради. Гидронасосда гидромотор-лардан қайтаётган иш суюқлигининг босими керагидан ортиқча бўлиб, 1 –1,2 МПа ни ташкил этади.

Гидроҳажмли трансмиссиянинг тавсифлари унинг кинематик узатиш сони - $U_{ГК}$, куч узатиш сони - $U_{ГКЧ}$, ва ф.и.к. - η_c ҳисобланади. Улар қуйидагича аниқланади:

$$U_{ГК} = \omega_n / \omega_m \quad U_{ГКЧ} = M_m \square / M_n \quad \eta_c = N_m \square / N_n$$

бу ерда: ω_n, ω_m - гидронасос ва гидромоторларнинг бурчак тезликлари, c^{-1} ;

M_n, M_m - гидронасос ва гидромотор валларидаги буровчи моментлар, Н*м;

N_n, N_m - гидронасос ва гидромотор валларидаги қувватлар, кВт.

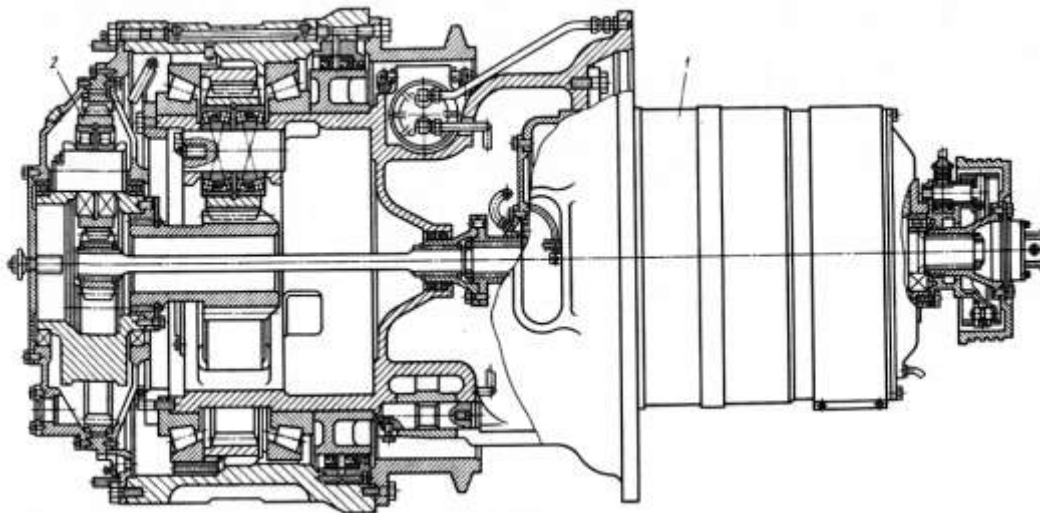
Гидроҳажмли трансмиссиянинг ф.и.к. $\eta_c = 0,85 \dots 0,89$ бўлади.

4-савол. Электрик поғонасиз узатмалар

Электрик поғонасиз узатма катта юк автомобилларида ишлатилади. Улар автомобил двигатели ҳаракатга келтирадиган ўзгарувчан ёки ўзгармас ток ишлаб чиқарадиган электрогенератордан ва битта ёки ғилдирақларда ўрнатилган электромоторлардан ва улар орасида электрбоғлиқларни таъминловчи симлар-дан иборат. Агар электродвигател битта бўлса у етакчи ғилдирақларни қардан узатма, асосий узатма, дифференциал ва ярим ўқлар

ёрдамида харакатга келти-ради. Электродвигателлар иккита, ёки ундан хам кўп бўлса, улар ғилдиракларда ўрнатилади ва ғилдирак-мотор деб номланади.

5.5-расмда шундай ғилдирак-моторнинг конструкцияси келтирилган. Электромотор ишлаб чиқарган буровчи момент ғилдирак 1га пасайтирувчи 2 редуктор орқали ошириб узатилади. Ушбу электродвигателларни буровчи моментини бурчак тезлигига боғлқ равишда узгариши гипербола чизигига бинаон бўлади. Қаршилиқ ошиши билан автоматик равишда буровчи момент ошиб айланиш частотаси камаяди. Буровчи моментни поғонасиз ўзгартириш диапозони 4-5 гача бўлади.



5.5-расм. Катта юк кўтарувчи автомобилнинг ғилдирак-мотори;
1-ғилдирак гупчаси; 2-пасайтирувчи редуктор.

Ўзгарувчан токда ишлайдиган генератор ва электродвигателларни ишла-тилиши афзал, чунки уларнинг ўлчамлари ва массалари нисбатан кичик. Лекин улар кенг ишлатилмайди, чунки узатиш сони диапозонини катта бўлишини бошқариш тизими мураккаб. Электрик поғонасиз узатмаларнинг афзалликлари мўлжалланган ишчи қувватни ошиши билан ошаверади. Масалан 800 кВт мўлжалланган электр узатманинг оғирлиги шу қувватда ишлайдиган механик узатмадан енгилроқ бўлади. Бундан ташқари электрик поғонасиз узатмалар куйидаги афзалликларга эга:

- катта қувват узатилиши мумкин;
- жойлаштирилиши қулай;
- автомобилни бошқариш анча енгиллашади;
- керак бўлганда секинлаштирувчи (ёрдамчи) тормоз режимида ишлайди;
- автомобилнинг ўтағонлигини оширади;
- динамик юкланишлар йўқлиги натижасида двигателнинг иш ресурси ошади.

Шу билан биргаликда бир катор камчиликлар хам мавжуд:

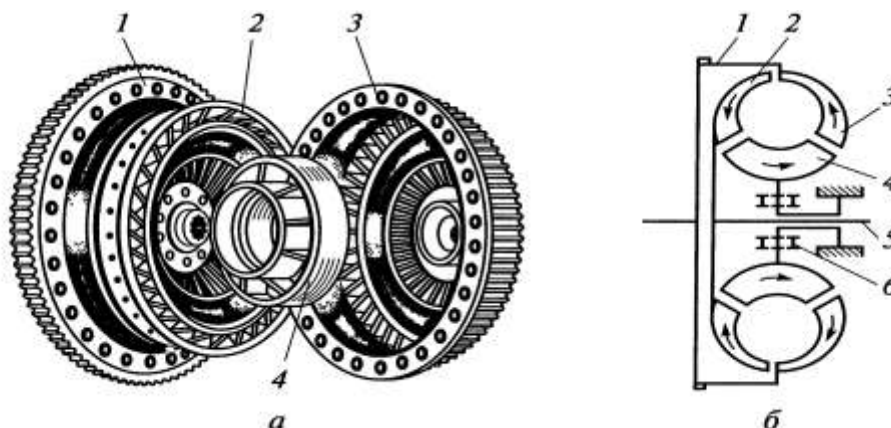
- ФИК оптимал режимларда 0,85 дан ошмайди, шу туфайли ёнилги сарфи 15-20 % га ошади;
- кичик қувватларга мўлжалланган электрузатмалар механик узатмаларга нисбатан анчагина оғир;
- рангли металллар ишлатилгани учун бундай трансмиссия нисбатан қиммат.

5-савол. Гидротрансформаторлар

Гидродинамик узатмаларда механик харакатни узатиш катта тезлик билан харакатланаётган суюқликнинг кинетик энергияси ёрдамида амалга оширилади. Бундай гидроқурилмалар гидротрансформаторлар (ГДТ) деб номланади.

Оддий ГДТ(4.6-расм) учта ғилдиракдан: двигателнинг тирсакли вали билан айланадиган насос (Н) ғилдираги, автомобилни етакловчи ғилдираклари билан боғлиқ бўлган турбина (Т) ғилдираги ва қўзғалмас ўрнатилган реактор (Р) ғилдираklarидан ташкил топган.

ГДТ нинг ички хажми суюқлик билан тўлдирилган. Ғилдираклар паррақларга эга. Автомобил двигатели насос ғилдиракни айлантирганда унинг парракари, марказдан қочма насос сингари, суюқликни марказдан четга қаратиб ота-ди ва суюқлик бориб турбина паррақларига урилади. Суюқлик турбина ғилдиракларига гидравлик урилишдан сўнг ундан ўтиб реактор ғилдирагининг паррақларига урилади ва ундан сўнг яна насос паррақлари билан марказдан четга отилади. Шу тарзда суюқлик тўлиқ айланади. (расмда стрелкалар билан кўрсатилган)



5.6-расм. Гидротрансформатор:

а- гидротрансформатор; б-схемаси; 1- двигател маховики; 2- трубина ғилдираги; 3- насос ғилдираги; 4-реактор ғилдираги; 5-вал; 6-эркин юриш муфта.

Стрелкалар билан кўрсатилган йўналишда суюқлик узлуксиз халқасимон оқим ҳосил қилади. Шунинг учун ГДТни иш жараёни қуйидаги хусусиятларга эга:

- 1) ГДТнинг ишчи ғилдираклари орасидаги куч ва кинематик боғлиқликлар тўғридан-тўғри эмас, фақат ишчи суюқлик воситасида амалга оширилади.
- 2) ГДТни ички бўшлиғини тўлдирган суюқлик бир пайта ҳамма ишчи ғилдираклар билан боғлиқликда бўлган халқасимон оқимни ташкил этади
- 3) Суюқликни халқасимон айланиши, ишчи ғилдираклар орасида куч боғлиқларни бўлиши, ҳеч бўлмаганда битта ғилдирак айланганда вужудга келади.

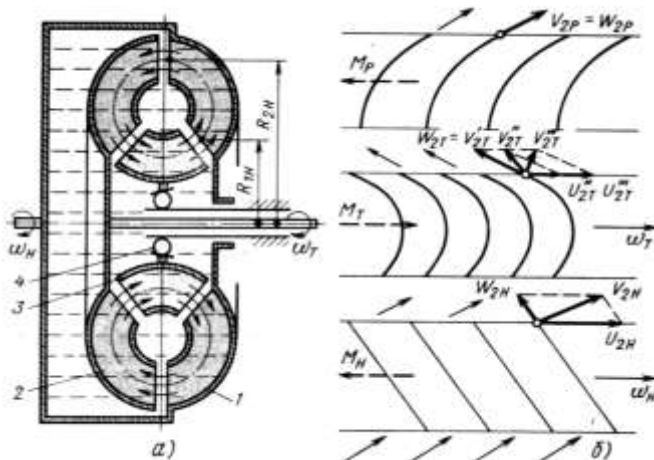
ГДТлар қуйидаги афзалликларга эга:

- транспорт воситаси дроссел ва зарур бўлганда тормоз педали билан бошқарилади;
- автомобилнинг жойидан оҳиста қўзғалиши ва шиғов билан ҳаракатланишини таъминлайди;
- массаси ва ўлчамлари кичик;
- автомобил қўзғалаётганда етакчи ғилдиракнинг шатаксиярашини камайтириб, унинг ўтағонлигини яхшилайдди;
- трансмиссияда, айланишдаги тебранишни сўндириб, автомобил двигатели ва трансмиссия қисмларининг ейилишини камайтиради.

ГДТ узатманинг камчилиги конструкциясининг мураккаблиги, ф.и.к нинг кичиклиги ва таннархининг баландлигидир.

ГДТ нинг моментни ўзгартириб узатишини 5.7б-расм ёрдамида тушунтириш мумкин. Расмда ғилдиракларни халқасимон оқим бўйлаб кесиб текисликда ёйилгани келтирилган. Насос ғилдирагининг паррақлари суюқликни киришдан чиқишга қараб хайдайди. Шу пайтда суюқлик молекулалари икки тезликга эга. Биринчи тезлик ғилдирак билан бирга ва иккинчи тезлик паррақлар бўйлаб нисбий тезлик. Молекулаларнинг абсолют тезлиги икки тезликларни йигинди-сига тенг ва расмда кўрсатилгандай йўналтирилган. Насос ғилдирагининг паррақларидан чиққан суюқлик турбина паррақларидан оқиб ўтади ва агар турбина тўхтаган бўлса бўйича йўналтирилган. Бу йўналиш реактор ғилдирагининг паррақларига деярли перпендикуляр йўналтирилган, суюқликни реактор паррақларига урилиши кучли кечади. Шу туфайли

реактор ғилдирагига катта буровчи момент таъсир қилади. Суюклик реактор паррақларидан расмда кўрсатилган йўналишда чикиб яна насос ғилдирагига киради ва жараён такрорланади. Агар суюкликни ғилдирак паррақларига таъсирини кузатсак куйидагини кўрамиз: насос ғилдирагига чапга, чунки насос паррақлари суюкликни олдинга сураяпти. Турбина ғилдирагига таъсири ўннга, чунки суюклик паррақларга уриляпти. Реактор ғилдирагига таъсири чапга. (расмда моментлар таъсири узиқ стрелкалар билан кўрсатилган).



5.7-расм. Гидротрансформаторда таъсир этувчи моментлар схемаси.

Агар тизимда таъсир этувчи моментлар тенг бўлишини ҳисобга олсак куйидаги тенгламани ёзиш мумкин :

$$M_T = M_H + M_P$$

Тенгламадан кўриниб турибдики, турбина ғилдирагидаги буровчи момент насосникдан реактор ғилдирагидаги моментга тенг равишда ошди.

Агар турбина ғилдирагида буровчи момент етарли бўлиб у ҳаракатга келса у билан бирга айланаётган суюкликни кўчма тезлиги пайдо бўлади ва унинг абсолют тезлигини йўналиши расмда кўрсатилгандай ўзгариб боради. Энди турбинадан чиққан суюклик реактор паррақлари га тик эмас ва турбинани айланиш частотаси ошиши билан тобора етиқ урилади ва бора-бора умуман урилмасдан уринма йўналишида киради. Бу эса суюкликни реактор ғилдирагига таъсирини поғонасиз камайтириб боради. Демак ГДТни момент ўзгартириши поғонасиз камаяди.

ГДТ ни баҳоловчи кўрсаткичлар куйидагилар:

- узатиш сони – $U_{ГТ}$;
- трансформация коэффициенти – K ;
- фойдали иш коэффициенти (ФИК) – $\eta_{ГТ}$;
- насос валидаги момент коэффициенти – λ_H ;
- шаффофлик коэффициенти – Π ;

ГДТ нинг узатиш сони $U_{ГТ}$ – турбина (ω_T) ва насос (ω_H) бурчак тезликларининг нисбатидир.

$$U_{ГТ} = \omega_T / \omega_H$$

Трансформация коэффициенти K -турбина (M_T) ва насос (M_H) ғилдиракларидagi моментлар нисбатидир.

$$K = M_T / M_H$$

Книнг қиймати 2-4 атрофида. Книнг энг катта қиймати турбина ғилдираги тўхтатилганда бўлади ва K_0 деб белгиланади. Замоनावий ГДТ ларда $K_0 = 3-5$ атрофида. Ушбу кўрсаткич ГДТни моментни ўзгартира олиш қобилиятини баҳолайди.

ГДТ нинг ФИКи ($\eta_{ГТ}$) турбина ва насосдаги қувватлар N_T ва N_H ларнинг нисбатидан аниқланади, яъни

$$\eta_{ГТ} = N_T / N_H = M_T \omega_T / M_H \omega_H = K * U_{ГТ}$$

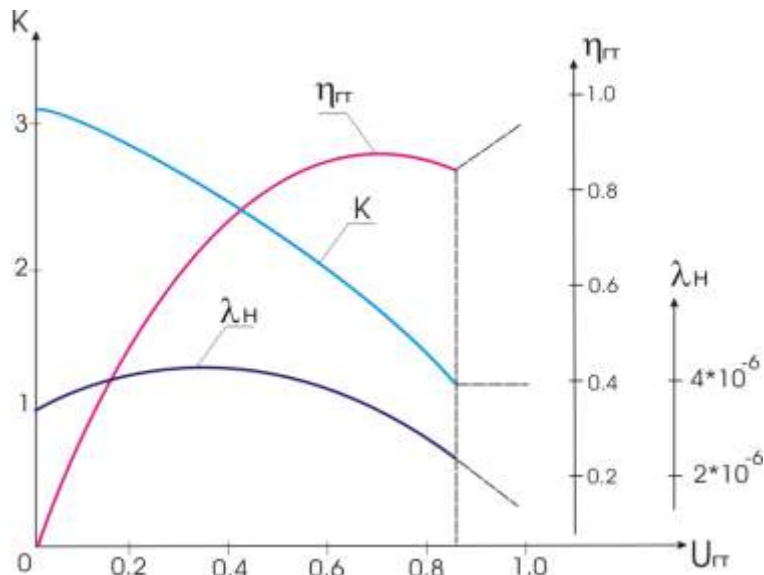
Замоनावий автомобиллар гидротрансформаторининг ф.и.к $\eta_{ГТ} = 0,7-0,8$

ГДТ насоси валидаги момент коэффициенти λ_H насоснинг фаол (энг катта) диаметри D_{max} ва бурчак тезлиги ω_H га боғлиқ бўлиб, куйидагича аниқланади:

$$\lambda_n = M_n / \rho \omega_n^2 D_{\max}^5$$

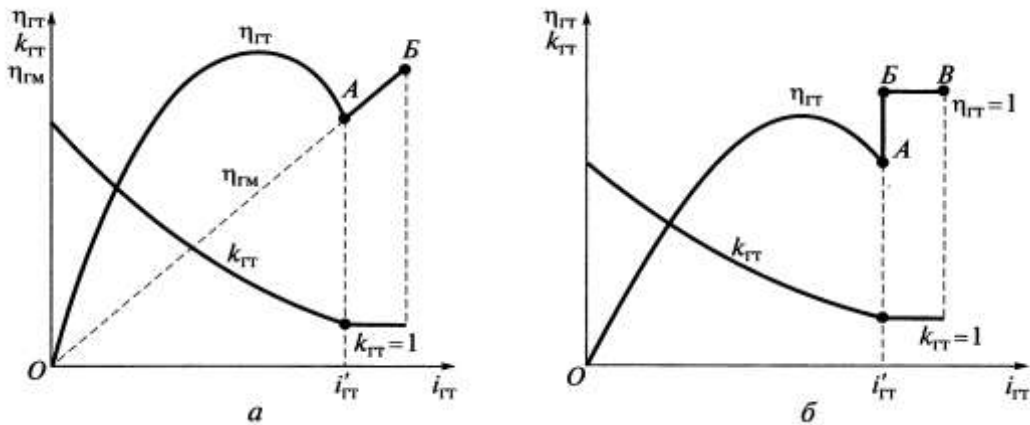
бу ерда: ρ – ишчи суюкликнинг зичлиги.

Ушбу кўрсаткичлар ГДТ нинг ташқи тавсифида ифодаланади. ГДТ нинг ташқи тавсифи 5.8-расмда кўрсатилган бўлиб, K , λ_n , $\eta_{ГТ}$ ларнинг $U_{ГТ}$ билан боғлиқлик графигидир. Айтиш жоизки, бу тавсиф ҳар хил фаол диаметрли, геометрик ўхшаш ГДТга ҳам тегишлидир.



5.8-расм. Гидротрансформаторнинг тавсифи

ГДТнинг шаффолик коэффициенти Π - унинг двигателга юкланиш бериш хусусияти бўлиб, турбина тўхтаб турганда ($\omega_r=0$), насос валидаги момент коэффициентининг, трансформация коэффициенти $K=1$ вақтдаги насос валидаги момент коэффициентига нисбатига айтилади. Шаффолик коэффициенти ГДТ ғилдираklarини шаклига ва конструкциясига қараб $\Pi=1,2-2,5$ бўлиши мумкин.

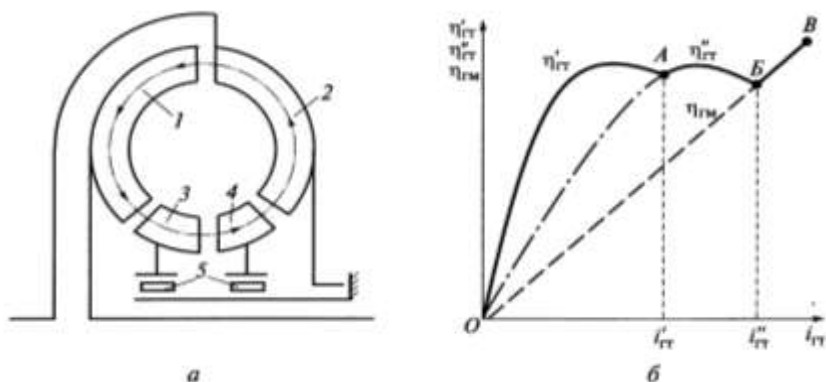


5.9-расм. Комплекс (а) ва блокланувчи (б) ГДТларнинг тавсифи

ГДТни узатиш сони 0,88 яқинлашганда ФИКи кескин тушиб кетади. Шунинг учун уни гидромуфта режимига ўтказиш мақсадга мувофиқ. Чунки ушбу режимларда гидромуфтани ФИКи юкорирок. Бунинг учун реактор эркин юриш муфтаси устига ўрнатилади ва суюклик оқимини йўналиши ўзгартириб реакторнинг орқасидан таъсир этганда у суюклик оқими билан айланиб кетади. Гидромуфта режимига ўта оладиган ГДТ комплексли деб аталади (5.9а-расм). Лекин бу ҳам етарли эмас. ГДТни узатиш сони 0,95 яқинлашганда гидромуфтани ҳам ФИКи тушиб кетади. Бунинг олдини олиш учун ГДТ блокланади(насос ва турбина механик йўл

билан бир-бирига уланади). 5.9б-расмда блокланувчи трансформаторни ФИК ўзгариши келтирилган.

ГДТлар кўп ғилдиракли хам бўлиши мумкин. Масалан икки реакторли ёки икки турбинали. Бу конструктив амаллар ГДТни тавсифини (асосан ФИКни) ошириш учун бажарилади. Мисол сифатида 5.10-расмда иккиреакторли ГДТни тавсифи келтирилган. Иккала реактор тўхтатилганда ФИК тавсифи ОА чизиғи бўйлаб ўзгаради. Тавсифдаги А нуктада биринчи реактор бўшатилиб суюқлик оқимида айланади ва ФИК ўзгариши АБ чизик бўйлаб ўзгаради. Б нуктада эса иккинчи реактор хам бўшатилиб ГДТ гидромуфта режимига ўтади (БВ чизик)



5.10-расм. Икки реакторли ГДТнинг схемаси (а) ва тавсифи (б):
1-насос; 2-турбина; 3,4-реакторлар; 5-муфта;

Конструктив омилларга қарамасдан ГДТни момент ўзгартириш диапазони (4-5) замонавий автомобиллар учун етарли эмас. Шунинг учун, узатмани диапазонини кенгайтириш мақсадида, ГДТдан сўнг кўпинча, кетма-кет механик поғонали узатмалар қутиси ўрнатилади. Унинг поғоналарини ўзгартириш, ҳаракат шароитига мос равишда, автоматик бажарилади. Ушбу узатмалар гидромеханик узатма деб аталади.

6-савол. Гидромеханик узатмалар ва уларнинг бошқарув тизими

Поғонасиз узатмаларнинг тахлили шуни кўрсатдики бугунги кунда барча талабларга жавоб берадиган поғонасиз узатма яратилгани йўқ. Хар бир турини қандайдир жиддий камчилиги бор. Шунинг учун улар амалиётга кенг тадбик этилмади. Лекин оддий механик трансмиссия хам камчиликлардан холи эмас. Автомобилда оддий механик трансмиссия ўрнатилган бўлса, ҳайдовчи кўп марта муфтанинг педалига босиб ва узатмалар қутисини бошқариш ричагидан фойдаланишга мажбур бўлади. Бу конструкция ҳаракат интенсивлиги тобора ошиб бораётган пайтда ҳайдовчининг чарчашига, реакциясини пасайишига, унинг диққатини йўлда содир бўлаётган вазиятлардан чалғишига олиб боради. Булар, ўз навбатида, ҳаракат ҳавфсизлигини таъминлашда муҳим аҳамиятга эга. Юқоридаги камчиликларни камайтириш усулларида бири замонавий автомобилларда гидромеханик, автоматик узатмаларининг қўлланилишидир.

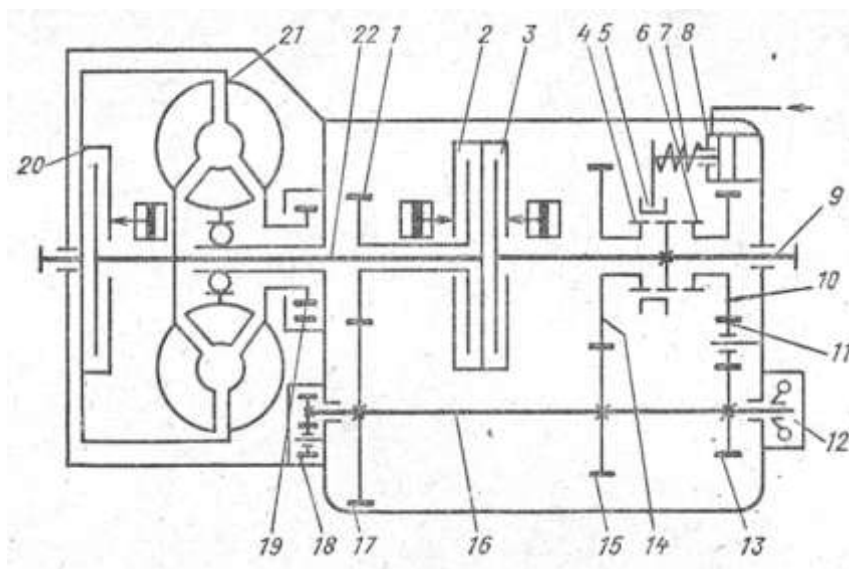
Гидромеханик узатма (ГМУ) учта асосий қисмдан иборат бўлиб, улардан бири гидротрансформатор (ГДТ), иккинчиси механик поғонали узатмалар қутиси (УҚ) ва учинчиси бошқарув тизими (БТ). Механик узатмалар қутиси планетар ёки шестернялар ўқи қўзғалмас бўлади, бошқарув тизими асосан гидравлик, гидроэлектрик ёки замонавийларда гидроэлектроник бўлади.

ГМУ конструкциясини тахлил этиш мақсадида 5.11-расмда тасвирланган, нисбатан содда ГМУ билан танишамиз. Ушбу ГМУ комплекс гидротрансформатор 21дан, валлари қўзғалмас механик қутидан ва бошқарув тизимидан (расмда кўрсатилмаган) ташкил топган. Ўз навбатида механик узатма бирламчи 22, иккиламчи 9, оралик 16 валлар шестернялари билан, фрикционлар илашиш муфтлари 2, 3, 20, тишли тожлар 4 ва 6 шунингдек бошқарувчи пружина 7 ёрдамида билан ёки цилиндр 8га киритиладиган сиқилган хаво билан суриладиган

тишли муфта 5 лардан ташкил топган. Булардан ташқари, схемада олди 19, орқа 18 шестерняли насослар ва марказдан қочма созловчи 12 кўрсатилган

Нейтрал ҳолатда фрикционлар 2,3,20 ўчирилган (ажратилган) ва вал 9 га буровчи момент узатилмайди. Қуйи поғонани улаш учун бошқарув тизими фрикцион 2 ни ишга туширади (фрикцион гидроцилиндирига босим остида мой боради). Буровчи момент гидротрансформатор, фрикцион 2, шестернялар 1,17, 15, 14, тишли муфта 5 дан узатилиб иккиламчи вал 9га етиб боради. Иккинчи поғонага ўтиш автоматик равишда. фрикцион 2 ўчирилиб фрикцион 3 уланиб, бажарилади. Момент вал 22 дан фрикцион Зорқали вал 9га узатилади. Фрикцион 20 ишга тушганда (уланганда) ГДТнинг насос ва турбина ғилдираклари бирлаштирилади.

Орқага ҳаракатланиш учун тишли муфта 5 ўнг ҳолатга сурилади ва фрикцион 2 уланади. Буровчи момент ГДТ, фрикцион 2, шестернялар 1,17,13, 11, 10, тишли муфта 5 лардан узатилиб иккиламчи вал 9 га етиб боради. Бу вал эса вал 22 нинг айланишига тесқари айланади.



5.11-расм. Икки поғонали гидромеханик узатманинг схемаси

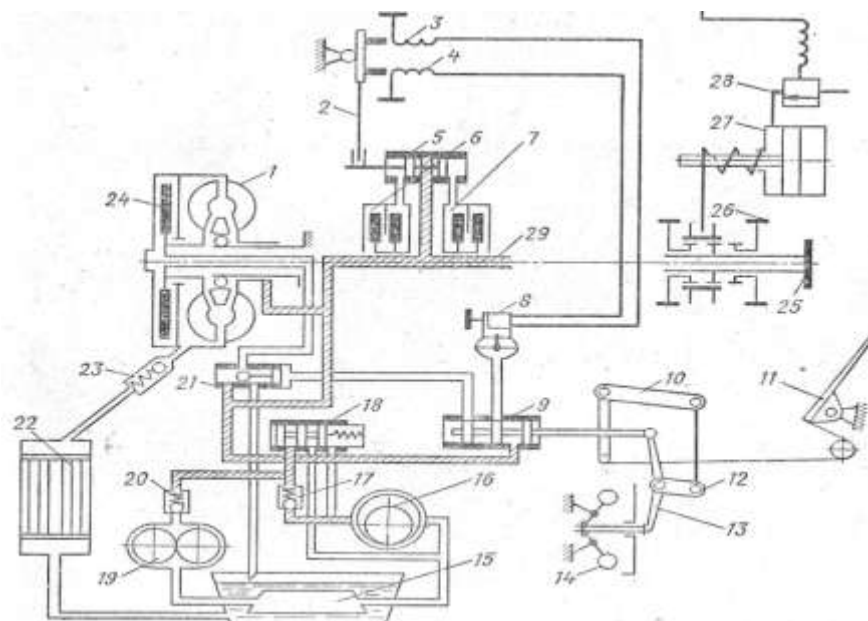
Гидроэлектрик бошқарув тизими (5.12-расм) олдинда ўрнатилган катта 16 ва орқада кичик 19 шестерняли насослардан; редукцион клапан 18; микроўчиргич 8 билан асосий клапан 9; блоклаш клапани 21; атроф клапанлари 5; бошқа-рилувчи соленоидлар 3 ва 4; асосий клапан 9 ва ёнилғи педали 11 билан уланган марказдан қочма созлавчи 14; орқа ҳаракатни уловчи цилиндр 17 нинг электропневмоклапани 28; клапан 23 билан радиатор 22.

Бундан ташқари, бошқарув тизимига расмда кўрсатилмаган, автомобилнинг руль чамбарагани тагида ўрнатилган, поғоналарни ўзгартирувчи ричаг билан контроллер ва электр тизим ҳам киради.

Олдинги катта насоснинг етакчи шестерняси ГДТни насос ғилдираги орқали двигателдан ҳаракат олади, орқа насосни етакчи шестерняси эса механик узатмани орқали автомобилни орқа етакчи ғилдирагидан олади. Двигател ишга тушганда мой ГМУ нинг поддонидан мой қабул қилгич 15, клапан 17 лардан ўтиб марказий магистралга (схемада штрихланган) олдинги насос билан ҳайдалади, автомобил ҳаракатга келганда бунга яна орқа насос клапан 20 орқали ўз улишини қўшади. Редукцион клапан 18 мой босимни асосий магистралда 600—650 кН/м²дан оширмай туради ва орқа насоси тизим ишлаши учун етарли босим берганда олдинги насосни ўчириб қўяди.

Контроллер корпусида тўрт ҳолат белгиланган: ЗХ — орқага юриш; Н—нейтрал; А—узатмаларни автоматик бошқариш билан ҳаракат; ПП—ҳаракат фақат биринчи поғонада. Двигателни ишга тушириш фақат контроллер ричаги Я ҳолатига сурилганда мумкин. Шунда электр токи ГМУнинг бошқарув тизимини занжирларидан ўтмайди. Двигатели ишлаб ўрнида турган автомобил контроллерини ричагини Н дан А ҳолатга ўтказилса биринчи поғона

солиноиди 3 нинг электр занжирлари уланади. Солиноид 3 эса бошқарувчи 2 ёрдамида атроф клапани 5 ни энг чет чап холатига суради. Мой босим остида бош магис-тралдан биринчи поғони фрикциони 6 нинг цилиндрига ўтиб, уни сиқиб ишга туширади. Бу биринчи поғонани уланиши, автомобил харакатни бошлайди.



5.12-расм. Икки поғонали гидромеханик узатмани бошқарув тизимининг схемаси

Автомобилни тезлиги ошиши билан марказдан қочма созлагич 14 юкчаларининг бурчак тезликлари ошади. Уларнинг марказдан қочма куч таъсирида атрофга қараб сурилиши ричаг 13 орқали бош клапан 9 нинг золотнигини чапга суради. Автомобил маълум тезликка эриш-ганда бу сурилиш мойнинг бош магистралдан босим остида клапан 9 орқали микроўчиргич 8 клапанига ўтиш учун етарли бўлади. Солиноид 3нинг электр занжири узилади ва соленоид 4 нинг занжири уланади. Атроф клапани 5 бошловчи 2 билан энг чет ўнг томонга сурилади. Мой босим остида фрикцион 7нинг цилиндриги бориб уни сиқиб ишга туширади ва тўғри (иккинчи) поғона уланади. Шу пайтда фрикцион 6нинг цилиндридан мой пастга оқиб тушади.

Автомобилнинг тезлиги яна ошиши билан клапан 9 нинг золотниги чапга янада купрок силжийди ва блокировка клапани 21 га мой учун йўл очилади. Блокировка фрикциони 24 нинг цилиндри оқизиш канали билан уланади ва фрикцион ишга тушиб ГДТнинг насос ва турбина гилдиракларини блоклайди (бир-бирига боғлайди).

Поғоналарни автоматик равишда алмаштирилиши ёнилги педалини босилиш даражасига боғлиқ, қанчалик кўп босилса шунчалик юқори тезликларда бўлиб ўтади. Ёнилги педали тортқи ва ричаглар 10 ва 12лар орқали ричаг 13 билан боғлиқ. Йўл қаршилиги ошиши туфайли тезлик пасайса автомобил автоматик равишда поғоналарни тескари тартибда ўзгартиради: аввало блокировка фрикциони ўчирилади, сўнгра, агар тезлик тушиб кетаверса, иккинчи поғонадан биринчи поғонага ўтказилади.

Назорат саволлари:

1. Поғонасиз узатмаларнинг таснифи ва уларга кўйиладиган талаблар.
2. Механик фрикцион поғонасиз узатмалар тахлили.
3. Гидравлик поғонасиз узатмалар тахлили.
4. Электрик поғонасиз узатмалар тахлили.
5. Гидротрансформаторлар ва уларни бахоловчи кўрсаткичлар.
6. Гидромеханик узатмалар ва уларнинг иш жараёни.
7. Гидромеханик узатмаларнинг бошқарув тизими

6- мавзу. КАРДАН УЗАТМАЛАР

Режа:

1. Кардан узатманинг таснифи ва қўлланилиши.
2. Кардан узатмага қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Бурчак тезликлари тенг бўлмаган (асинхрон) кардан шарнирнинг кинематикаси ва динамикаси.
4. Бурчак тезликлари тенг бўлган (синхрон) кардан шарнирларининг кинематикаси ва тахлили.
5. Кардан узатмадаги юкланишлар.

1-савол. Карданли узатманинг таснифи ва қўлланилиши.

Конструкцияси бўйича карданли узатмалар очик ва ёпиқ бўлиши мумкин.

Кардан шарнирлар таснифи:

1) Кинематикаси бўйича:

- асинхрон, яъни бурчак тезликлари тенг бўлмаган (оддий, универсал);
- синхрон, яъни бурчак тезликлари тенг бўлган (шарикли, кулачокли, тишли, қўшилган ва ҳ.к.)

2) Конструкцияси бўйича:

- тўла кардан (бурчак тезликлари тенг бўлган ва тенг бўлмаган) бурчак 40° ;
- ярим кардан (қаттиқ эластик, бурчак 2° дан кичик) бурчак $8 \dots 12^\circ$

2-савол. Карданли узатмага қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.

1) Буровчи моментни узатаётганда трансмиссияда қўшимча юкланишлар ҳосил бўлиши керак эмас (эгиловчи, буралувчи, ўк бўйлаб йўналган, титраш)

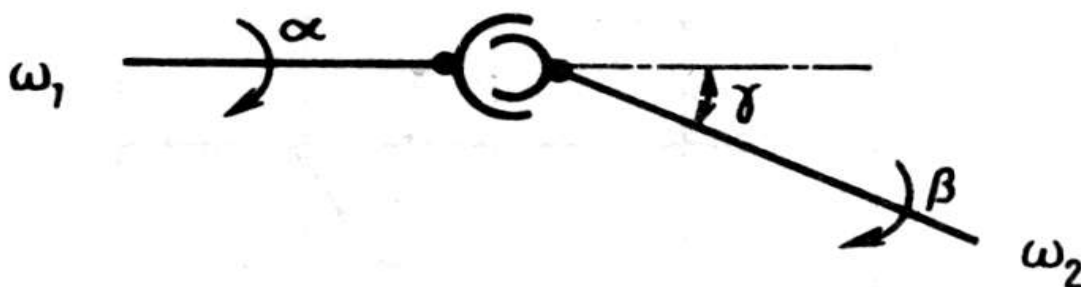
2) Ўқлар орасидаги бурчакдан қатъий-назар етакчи ва етакланувчи валларнинг ўқлари иложи борича бир хил бурчак тезлик билан айланиши керак.

3) ФИК юқори бўлиши керак.

4) Шовқинсиз ишлаши керак.

5) Умумий талаблар.

3-савол. Бурчак тезликлари тенг бўлмаган (асинхрон) кардан шарнирларининг кинематикаси ва динамикаси.



6.1-расм. Асинхрон кардан шарнирнинг схемаси

Асинхрон кардан шарнирнинг кинематикаси.

Механизмлар назарияси фанидан бундай шарнир учун $tg\beta = tg\alpha \cdot \cos\gamma$
Тенгламани икки томонини вақтга асосан дифференциаллаймиз

$$\frac{1}{\cos^2\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2\alpha \cdot \cos\gamma} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1 \text{ ва } \frac{d\beta}{dt} = \omega_2 \text{ шунинг учун } \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2\beta}{\cos^2\alpha \cdot \cos\gamma}$$

бир қатор алмаштиришлардан сўнг:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2\beta}{\cos^2\alpha \cdot \cos\gamma}$$

айланиш нотекислиги γ бурчакка боғлиқ. Агар $\gamma = 0, \cos\gamma = 1$ бўлса, унда $\omega_2 = \omega_1$ яъни ўзгартиришлардан сўнг формулани қуйидаги кўринишга келтирамиз

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\gamma}{1 - \sin^2\gamma \cos^2\alpha}$$

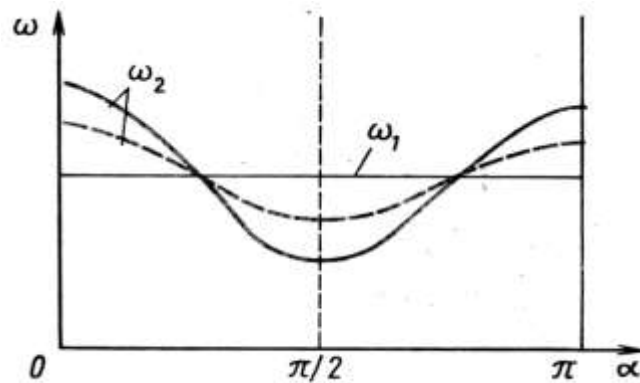
Агар $\omega_1 = const$ бўлса ω_2 нинг айланиш нотекислиги $\cos^2\alpha$ ёки α га боғлиқ

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$ энг катта қиймати $\cos^2\alpha = 1$ тенг бўлганда ($\alpha = 0^0, 180^0, 360^0 \dots + 180^0$) бўлади,

чунки бунда $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\gamma} \geq 1$.

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$ энг кичик қиймати $\cos^2\alpha = 0$ тенг бўлганда ($\alpha = 90^0, 270^0, 540^0 \dots + 180^0$) бўлади,

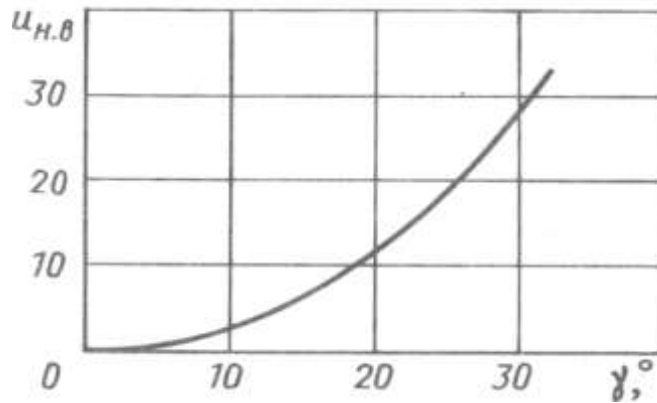
чунки бунда $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos\gamma \leq 1$



6.2-расм. Ҳақланувчи валнинг бурчак тезлиги билан Ҳақчи валнинг бурилиш бурчаги орасидаги боғланиш графиги

Агар келтирилган графигка эътибор берсак Ҳақчи вал текис айланиб 360^0 бурилса Ҳақланувчи валнинг бурчак тезлиги икки марта олдинга ўтади ва икки марта орқада қолади. Бу эса, ўз навбатида, нотекис харакатни уйғотади. Нотекислик даражаси:

$$H = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{\frac{\omega_1}{\cos\gamma} \omega_1 \cos\gamma}{\omega_1} = \frac{\sin^2\gamma}{\cos\gamma}$$



63-расм. Нотекисликни γ га боғлиқлиги

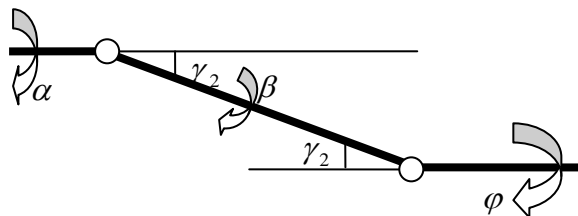
Демак бундай шарнир бурчак тезликларининг тебранишларини уйғотади. Нотекислик даражаси етакчи ва етакланувчи валлар орасидаги бурчакга боғлиқ.

Асинхрон кардан шарнирининг динамикаси.

Агар шарнирда энергия йўқолишини ҳисобга олмасак $N_1 = N_2$ ёки $M_1\omega_1 = M_2\omega_2$

Бундан $M_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = M_1 \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \lambda}{\cos \gamma}$ Демак $M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \gamma}$; $M_{2\min} = M_1 \cos \gamma$

Иккита асинхрон шарнирли кардан узатмани кинематикаси.



6.4-расм. Иккита асинхрон кардан шарнирнинг схемаси

Биринчи шарнир учун $\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \gamma_1}$

Иккинчи шарнир 90° илгари сурилган шунинг учун $\operatorname{tg}(90 + \varphi) = \frac{\operatorname{tg}(90 + \beta)}{\cos \gamma_2}$ ўзгаришлардан

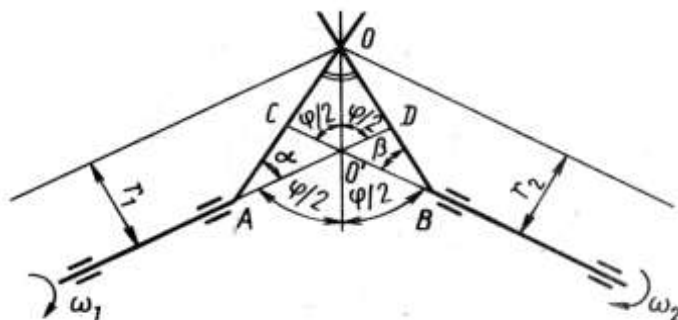
сўнг $\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}$

Тенглаштирсак $\frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \gamma_1} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}$ ёки $\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \lambda} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$

Демак бурчаклар φ ва λ тенг бўлиши учун:

- $\gamma_1 = \gamma_2$ бўлиши керак
- шарнирнинг етакчи вилкаларининг текисликлари орасида 90° бурчак бўлиши керак
- валлар бир текисликда ётиши керак.

4-савол. Бурчак тезликлари тенг бўлган (синхрон) кардан шарнирларининг кинематикаси ва тахлили.

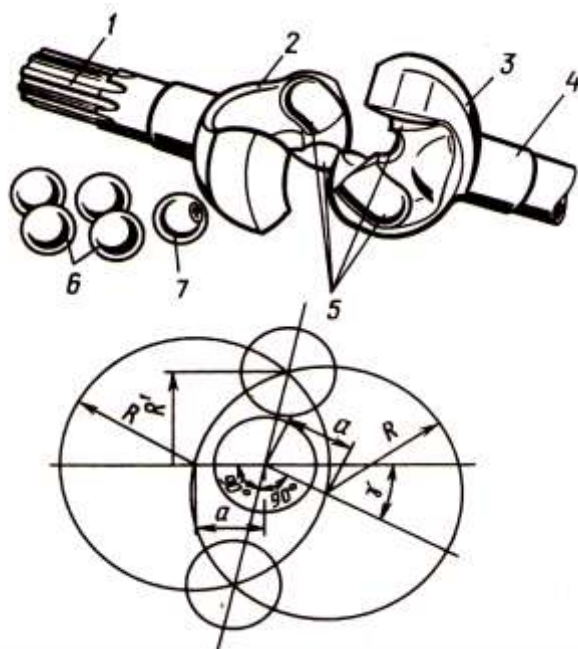


6.5-расм. Синхрон кардан шарнирнинг схемаси

“O” нуктанинг айланма тезлиги бўлади $V_0 = \omega_1 r_1$ ва $V_0 = \omega_2 r_2$

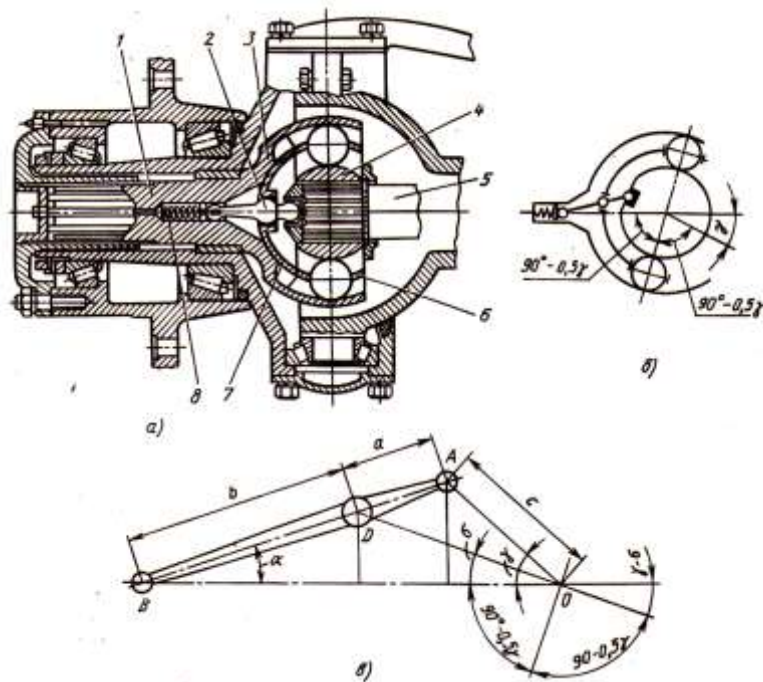
Демак $\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 r_2$, лекин $r_1 = AO \sin \lambda$; $r_2 = BO \sin \beta$

Бунда $\omega_1 AO \sin \lambda = \omega_2 BO \sin \beta$ - бундан чикди агар $AO=BO$; $\lambda=\beta$ бўлса $\omega_1 = \omega_2$ шарнир синхрон бўлади. Демак шарнир синхрон (бурчак тезликлари тенг) бўлиши учун “O” нукта ҳар доим валлар орасида ҳосил бўлган бурчакнинг биссектриса текислигида бўлиши керак. Бу шарт конструкция ёрдамида бажарилади.



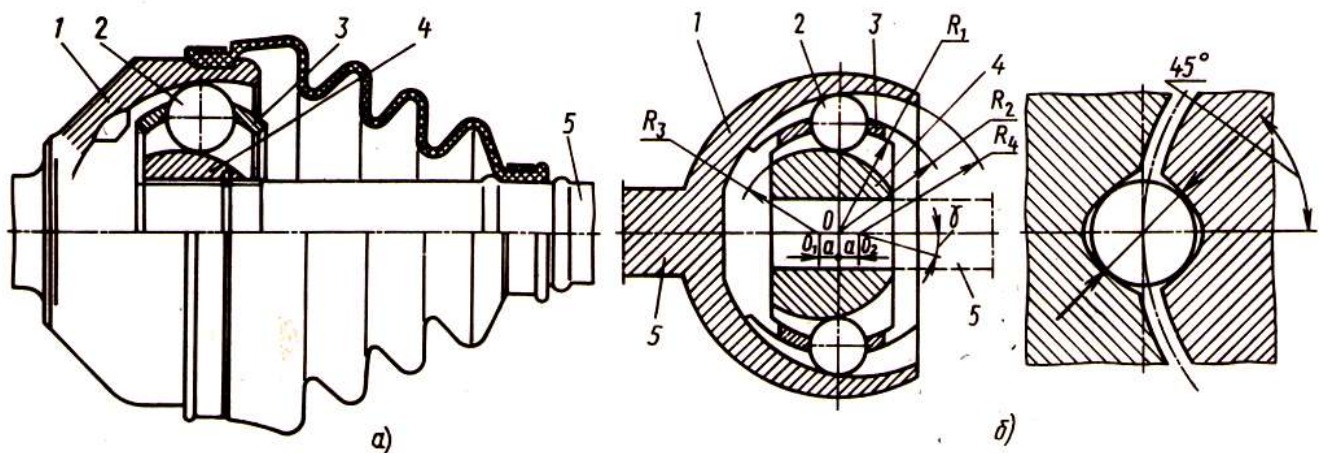
6.6-расм. Арикчалар билан шарикли кардан шарнири (ВЕЙС)

- энг содда ва арзон кардан шарнири;
- ҳаракатни иккала томонга ҳам иккита шарик воситалигида узатади;
- шариклар арикча юзаларига нуқтавий юзада таъсир этади, шунинг учун жуда катта солиштира босим ҳосил бўлади;
- босим юзаларда бринеллирование (укаланиш) ҳосил қилади;
- шарнир 32° бурчак остида ишлай олади;
- иш даври ёки иш муддати 25-30 минг кмгача;
- катта юк, ўтагон автомобилларда олдинги бошқарилувчи кўприкларда ишлатилади.



6.7-расм. Бўлувчи ричагли шарикли кардан шарнири (РЦЕППА)

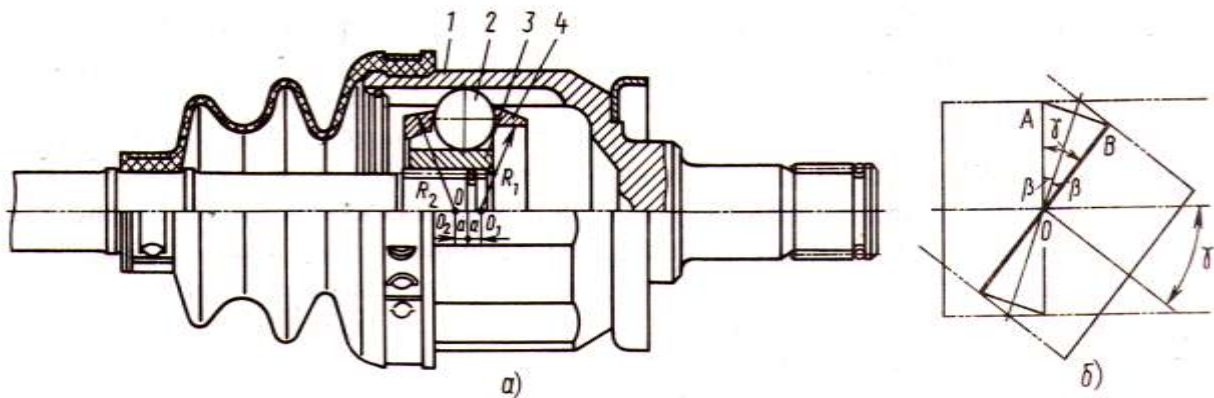
- ҳаракатни иккала томонга ҳам олтига шарик воситалигида узатади;
- шариклар ариқча юзаларига эгри чизик бўйлаб таъсир этади, шунинг учун солиштирма босим катта эмас;
- шарикларни биссектриса текислигида ётиши бўлувчи ричагчани тўғри танланиши ва шарнир ишлаётган бурчагига боғлиқ;
- бўлувчи ричаг сепаратор ёрдамида шарикларни биссектриса текислигига жойлашади;
- мойланиши яхши бўлган ҳолда шарнир 150 минг кмдан зиёд ишлайди;
- кардан шарнир конструкцияси бир мунча мураккаб ва бундай шарнир қимматроқ;
- ҳарбий техникаларда кенг қўлланилади.



6.8-расм.Олти шарикли кардан шарнири (БИРФИЛЬД)

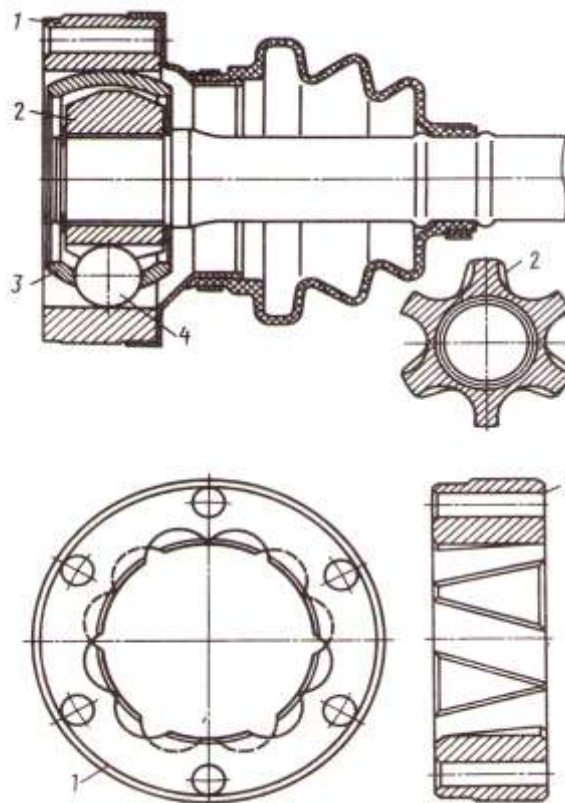
- ҳаракатни иккала томонга ҳам олтига шарик воситалигида узатади;
- шариклар ариқча юзаларига эгри чизик бўйлаб таъсир этади, шунинг учун солиштирма босим катта эмас;

- етакчи чашка ва етакланувчи муштчаларнинг сфераларини марказлари сурилганлигининг ҳисобига шариклар биссектриса текислигига жойлашадилар;
- мойланиши яхши бўлган ҳолда шарнир 150 минг кмдан зиёд ишлайди;
- кардан шарнир конструкцияси бир мунча мураккаб ва бундай шарнир қимматроқ;
- енгил автомобиллар олдинги бошқарилувчи етакчи кўприкларда қўлланилади.



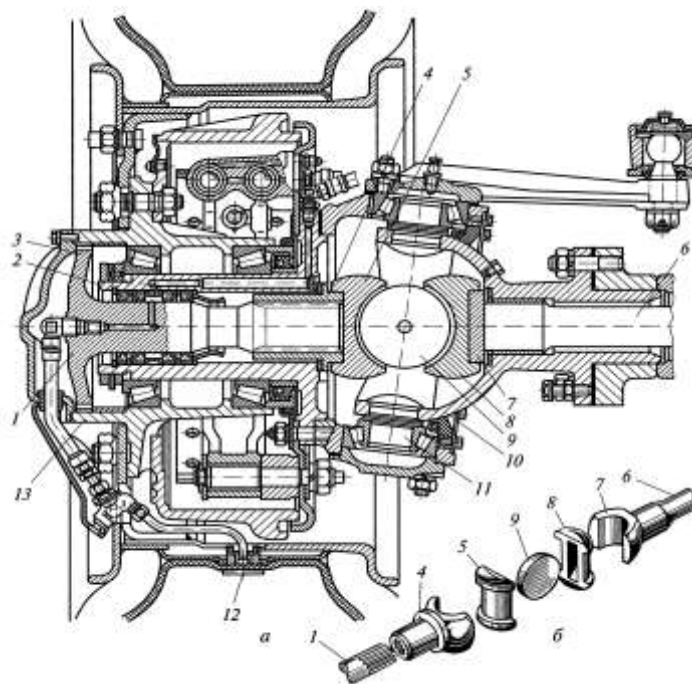
6.9-расм. Олти шарикли универсал кардан шарнири (ГКН)

- ушбу шарнир БИРФИЛЬД шарнирининг модификацияси;
- шарнир ўқи бўйлаб бир мунча силжиш имконини беради;
- енгил автомобиллар олдинги бошқарилувчи етакчи кўприкларда қўлланилади.



6.10-расм. Шарикли универсал кардан шарнири (Лебро)

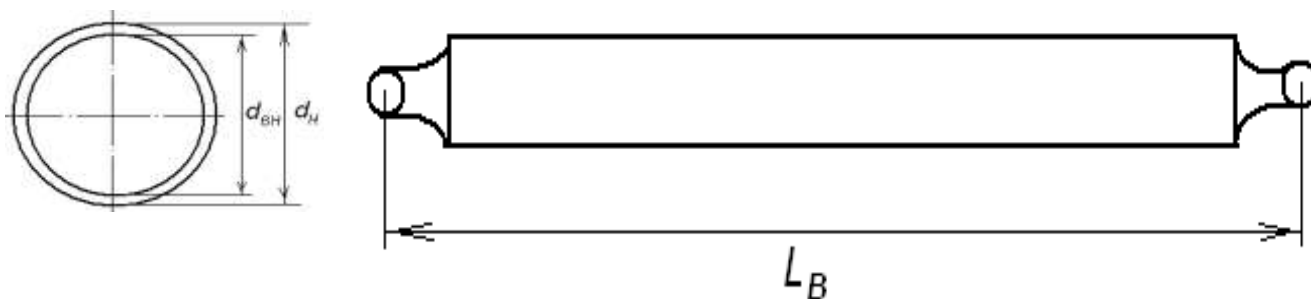
- ушбу шарнир Бирфильд шарнирининг модификацияси;
- шарнир ўқи бўйлаб бир мунча силжиш имконини беради;
- шариклар ариқчалари қия кесилганлиги натижасида етакчи ва етакланувчи валлар орасидаги бурчак ўзгарганда шу бурчак биссектрисасида жойлашади;
- енгил автомобиллар олдинги бошқарилувчи етакчи кўприкларда қўлланилади.



6.11-расм. Юк автомобили олдинги кўпригининг кардан узатмаси
 а-умумий кўриниши; б-шарнир деталлари; 1,6-ярим ўқлар; 2-цапфа; 3-фланец; 4,7-вилкалар;
 5,8-кулачоклар; 9-диск; 10-золдрли таяч; 11-шип; 12-шина;13-гупчак

5-савол. Карданли узатмадаги юкланишлар.

Кардан вадини ҳисоблаш



1. Кардан валянинг эгилиши унинг юкланиш схемасига қараб аниқланади:

$$f = \frac{5g_a \cdot l_a^4}{384E \cdot J_u}$$

бу ерда: E – биринчи даражали эластиклик модули ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа);

J_u - вал кўндаланг юзасининг инерция моменти

трубали вал учун: $J_u = \frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{64}$

тўлиқ вал учун: $J_u = \frac{\pi \cdot d_H^4}{64}$ см⁴

d_H и d_B – кардан валянинг ички ва ташқи диаметрлари;

2. Кардан валянинг массаси қуйидагича аниқланади:

$$m_a = \frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{4} \cdot l_a \cdot \gamma$$

бу ерда: γ – кардан вали материалнинг зичлиги.

3. Кардан валининг критик айланишлар сонини аниқлаймиз ($C_{и}$ ва $m_{в}$ ларнинг қийматини ўрнига қўйиб):

$$\text{труба вал учун: } n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{l_6}; \quad \text{тўлиқ вал учун: } n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{d_H}{l_6};$$

Кардан валининг критик айланишлар сони двигателнинг максимал айланишлар сонидан 1,5...2 мартаба кўп бўлиши керак.

4. Кардан валининг максимал айланишлар сони:

$$n_{a\max} = \frac{2,65 \cdot v_{a\max} \cdot u_{B-K}}{r_k},$$

бунда: $V_{a\max}$ – автомобилнинг максимал тезлиги. км/с

U_{B-K} – кардан валдан етакчи ғилдиракларгача бўлган узатиш сони.

r_k – ғилдиракнинг ғилдираш радиуси

5. Кардан валининг мумкин бўлган узунлигини аниқлаш:

$$l_{a\max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{a\max}}},$$

Кардан валининг ўрнатилиш бурчаги автомобил тинч турганда енгил автомобилларда 3⁰дан, юк автомобилларида 4⁰дан, ўтағон автомобилларда 8⁰дан катта бўлмаслиги керак;

Буралувчи юкланишлар.

6. Трубали кардан валининг буралишдаги кучланиши:

$$\tau_{\partial\partial} = \frac{\dot{I}_{k\max} \cdot U'_{\partial\partial\max} \cdot d_i}{0,2(d_i^4 - d_a^4)} \quad [\tau_{\partial\partial}] = 100 \dots 120 \text{ МПа.}$$

Тўлиқ кардан валининг буралишдаги кучланиши:

$$\tau_{\partial\partial} = \frac{\dot{I}_{k\max} \cdot U'_{\partial\partial\max}}{0,2d_i^3} \quad [\tau_{\partial\partial}] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$$

7. Кардан валнинг буралиш бурчаги:

$$\theta = \frac{M_{k\max} \cdot U_{TP} \cdot L_r}{J_{\partial} \cdot G} \cdot \frac{180}{n},$$

бу ерда: G – иккинчи даражали эластиклик модули. $G=850\text{ГПа}$

Кардан валнинг рухсат этилган буралиши 1 метрда 7....8⁰

8. Кардан валининг шлицасида эзилувчи кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\bar{n}i} = \frac{8 \dot{I}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D \max}}{(d_{\phi i}^2 - d_{\phi \dot{a}}^2) l_{\phi} \cdot n_{\phi}} \quad [\sigma_{\bar{n}i}] = 15 \dots 20 \text{ МПа.}$$

бу ерда: $d_{\text{ши}} , d_{\text{ув}}$ – шлицанинг ташқи ва ички диаметрлари;
 $n_{\text{ш}}$ – шлицалар сони;
 $l_{\text{ш}}$ – шлицанинг узунлиги.

9. Кардан валининг шлицасида қирқилувчи кучланиш қуйидагича аниқланади:

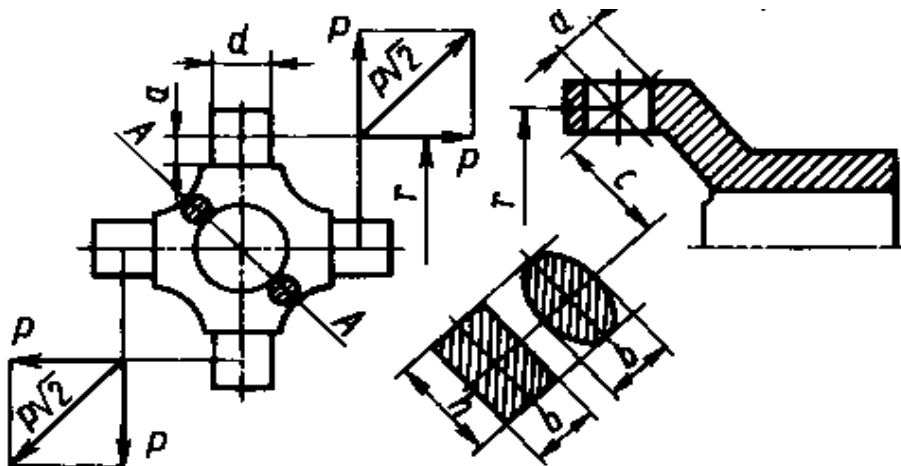
$$\tau_{\phi \delta} = \frac{\dot{I}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D \max}}{d_{\phi \dot{a}} \cdot l_{\phi} \cdot b_{\phi} \cdot n_{\phi}} \quad [\tau_{\phi \delta}] = 25 \dots 30 \text{ МПа.}$$

бу ерда: $b_{\text{ш}}$ – шлицанинг эни.

10. Кардан валининг шлицасида ўқ бўйлаб йўналган юкланиш қуйидагича аниқланади:

$$D_{\phi} = \frac{4 \dot{I}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D \max}}{(d_{\phi i} + d_{\phi \dot{a}})}$$

Крестовинани ҳисоблаш



6.13-расм. Кардан шарнирини ҳисоблаш схемаси

1. Крестовина шипнинг эгилишдаги кучланиши:

$$\sigma_{\dot{E}} = \frac{\dot{I}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D \max} \cdot \dot{a}}{2r \cdot 0,1d^3}; \quad [\sigma_{\dot{E}}] = 300 \text{ МПа}$$

Бу ерда: $M_{k \max}$ - двигателнинг максимал буровчи моменти,

$U'_{\dot{O}D \max}$ - карданли узатмагача бўлган трансмиссиянинг узатиш сони

2. Крестовина шипининг қирқилишдаги кучланиши

$$\tau = \frac{2 \dot{I}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D \max}}{\pi \cdot d^2 \cdot r}; \quad [\tau] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$$

3. Крестовинанинг A-A қирқимда синишдаги F юза бўйича кучланиши:

$$\sigma_D = \frac{\dot{i}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D_{\max}} \cdot \sqrt{2}}{2r \cdot F}; \quad [\sigma_D] = 100 \dots 150 \text{ МПа}$$

4. Вилканинг эгилишдаги кучланиши:

$$\sigma_{\dot{E}} = \frac{\dot{i}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D_{\max}} \cdot c}{2r \cdot W_{\dot{E}}}; \quad [\sigma_{\dot{E}}] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$$

бу ерда: $W_K = \frac{b \cdot h^2}{6}$ – тўғри бурчакли шаклдаги қирқим учун;

$W_K = \frac{b \cdot h^2}{10}$ – эллиптик шаклдаги қирқим учун.

5. Вилканинг буралишдаги кучланиши:

$$\tau = \frac{\dot{i}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D_{\max}} \cdot \dot{a}}{2r \cdot W_{\dot{e}\delta}}; \quad [\tau] = 120 \dots 150 \text{ МПа}$$

бу ерда: $W_{\dot{e}\delta} = \alpha \cdot h \cdot b$ – тўғри бурчакли шаклдаги қирқим учун;

$W_{\dot{e}\delta} = \frac{b \cdot h^2}{5}$ – эллиптик шаклдаги қирқим учун.

α коэффициенти h/b нисбатга боғлиқ:

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
α	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

Игналы подшипниклардаги рухсат этилган юкланиш:

$$D_{\max} \leq 7900 \frac{z_{\dot{E}} \cdot l_{\dot{E}} \cdot d_{\dot{E}}}{\sqrt[3]{\frac{\dot{i}_{\dot{a}}}{U'_{\dot{O}D_{\max}}} \cdot \text{tg} \gamma}}$$

бу ерда: $z_{\dot{E}}$ - число подшипникдаги игналар сони;

$l_{\dot{E}}$ - игнанинг узунлиги;

$d_{\dot{E}}$ - игнанинг диаметри;

n_e - $M_{k \max}$ даги тирсақли валнинг айланишлар частотаси.

Синхрон кардан шарнирини ҳисоблаш

1. Тўрт шарикли шарнирларда шарикларнинг ариқча юзаларига таъсир кучи қуйидагича аниқланади:

$$D = \frac{\dot{i}_{k \max} \cdot U'_{\dot{O}D_{\max}}}{2R'}$$

2. Ариқча юзаларининг эзилишдаги кучланиши:

$$[\sigma_{\dot{E}}] = 5100 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{d^2}}$$

бу ерда: d – шарик диаметри;

$$R' - P \text{ куч қўйилган елка узунлиги, } R' = R \cdot \cos(\varphi + 0,5\gamma); \quad \varphi = \arcsin\left(\frac{a}{R}\right)$$

3. Олти шарикли шарнирларда шарикларнинг ариқча юзаларига таъсир кучи қуйидагича аниқланади:

$$D = \frac{\dot{I}_{k \max} \cdot U'_{\dot{D} \max}}{6R \cdot \cos \gamma}$$

4. Шарикка таъсир этувчи нормал куч:

$$D = \frac{D}{\cos \lambda}$$

бу ерда: λ – шарик ва ариқчанинг туташув бурчаги ($\lambda = 40 \dots 45^\circ$).

$d = R/1,7$ диаметрли (см да) шарикка таъсир этувчи юкланиш $46d^2$ кНдан ошмаслиги керак.

Назорат саволлари:

1. Карданли узатмаларнинг таснифи.
2. Карданли узатмаларга қўйиладиган талаблар.
3. Карданли узатмаларнинг схемалари (4x2, 4x4, 6x6 ғилдирак формулалари).
4. Асинхрон кардан шарнирининг кинематикаси.
5. Синхрон кардан шарнирининг кинематикаси.
6. Эластик ярим кардан шарнирининг афзаллик ва камчиликлари.
7. Вейс туридаги синхрон кардан шарнирининг тахлили.
8. Рцепп туридаги синхрон кардан шарнирининг тахлили.
9. Бирфильд туридаги синхрон кардан шарнирининг тахлили.
10. Кардан валининг критик айланишлар сонини аниқлаш.
11. Кардан валининг эгилиши аниқлаш.
12. Кардан валнинг бурчалиш бурчагини аниқлаш.
13. Карданли узатмадаги крестовинани ҳисоблаш.
14. Синхрон кардан шарнирини ҳисоблаш

7– мавзу. АСОСИЙ УЗАТМАЛАР

Режа:

1. Асосий узатманинг таснифи ва қўлланилиши
2. Асосий узатмага қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Якка асосий узатма конструкцияларини тахлил қилиш ва баҳолаш.
4. Қўшалок асосий узатма конструкцияларини тахлил қилиш ва баҳолаш.
5. Асосий узатмадаги юкланишлар.

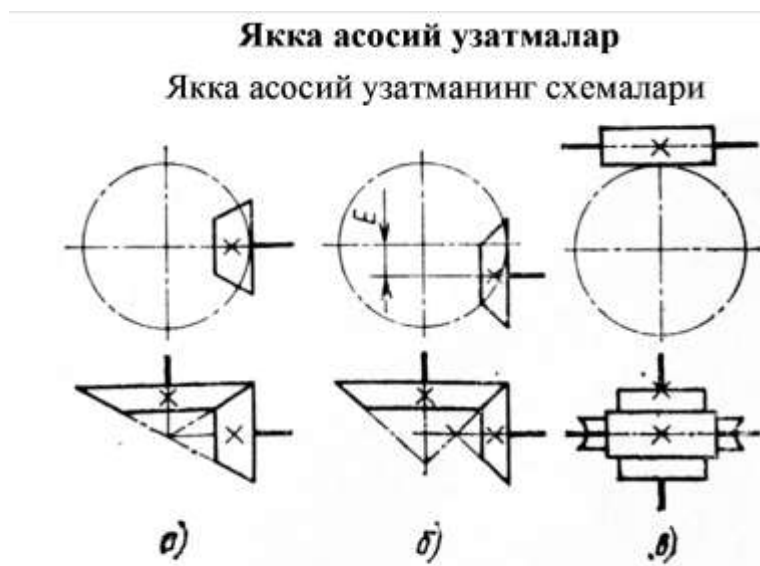
1-савол. Асосий узатманинг таснифи ва қўлланилиши.

1) Якка асосий узатмалар:

- червякли;
- цилиндрик;
- конуссимон;
- гипойдли.

2) Қўшалок асосий узатмалар:

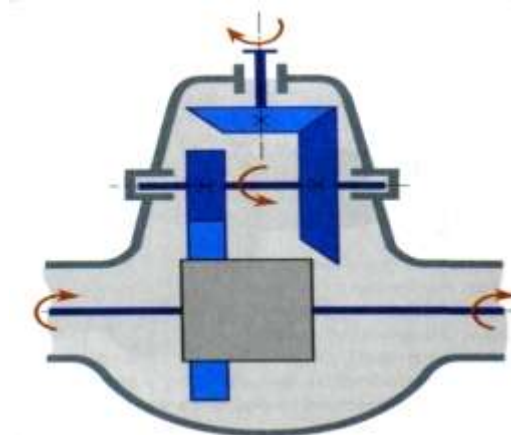
- марказий;
- ажратилган.



а) конуссимон шестерняли; б) гипойдли; в) червякли

Қўшалок асосий узатмалар

Марказда жойлашган қўшалок асосий узатма схемаси



7.1-расм. Асосий узатмалар схемалари.

2-савол. Асосий узатмага кўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.

1. Автомобилнинг оптимал тортиш ва тежамкорлик хусусиятларини двигателнинг берилган ташки тезлик ҳарактеристикаси учун таъминлаши керак.

- Узатиш сонини тўғри танлаш;
- ФИК юқори бўлиши $\eta = \frac{1 + f \operatorname{tg} \beta_2}{1 + f \operatorname{tg} \beta_1}$.

Асосий узатма тури	ФИК
Эгри чизикли тишли якка конуссимон ва гипоид асосий узатма	0,96-0,98
Конуссимон ва цилиндрлик жуфтликлар билан асосий узатма	0,93-0,96
Червякли якка асосий узатма	0,90-0,94

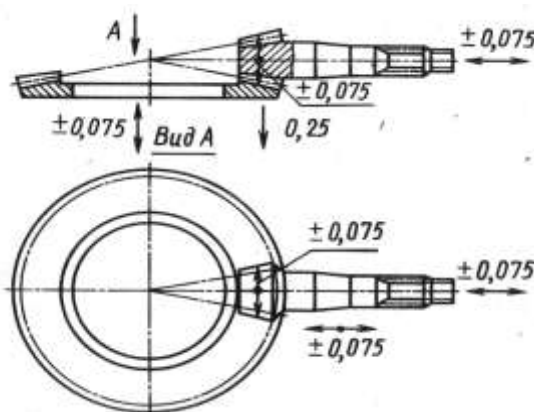
2. Асосий узатма ва йўл орасидаги масофа иложи борича катта бўлиши учун унинг ўлчамлари кичик бўлиши керак.

- Кўшалок асосий узатмани иккинчи қисмини ғилдирақларга жойлаштириш;
- Гипоид асосий узатмадан фойдаланиш.

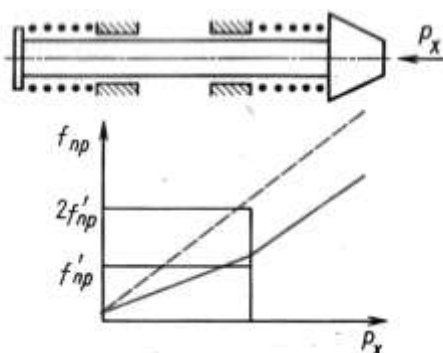
3. Шовқинсиз ишлаши керак.

- Гипоид асосий узатмадан фойдаланиш;
- Валларни ва шестерняларни қаттиқлигини таъминлаш;
- Валларни ва шестерняларни аниқ ва мустақкам ўрнатилишини таъминлаш;
- Етакчи валнинг таянч подшипникларини олдиндан сиқиб қўйиш (преднатяг);
- Конструкциядаги ишқаланувчи қисмларида яхши мойланишни таъминлаш ва махсус мойларни қўллаш.

4. Умумий талаблар.



7.2-расм. Асосий узатмадаги мумкин бўлган силжишлар



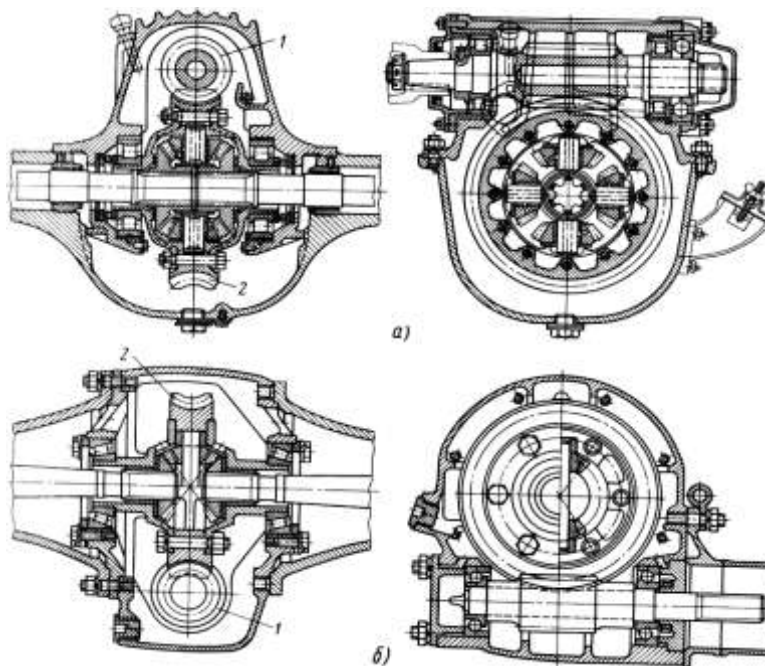
7.3-расм. Асосий узатма етакчи валининг модели

_____ Олдиндан сиқилганда; ----- Олдиндан сиқилмаганда;

P_x - вал ўқи бўйлаб таъсир этувчи куч; f - вални деформация натижасида сурилиши;

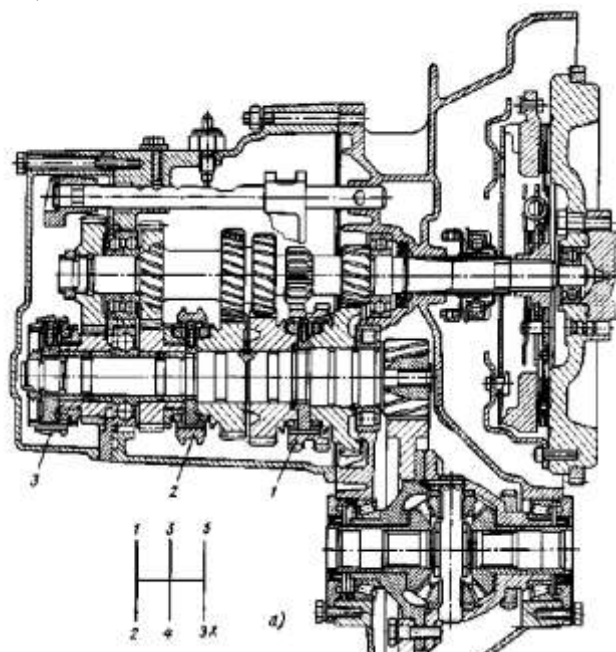
Подшипниклар ўқи бўйлаб таъсир этувчи кучнинг максимал қийматини 30-35 % га тенг бўлган куч билан аввалдан сиқилса, ишлаш муддати ўзгармайди.

3-савол. Якка асосий узатма конструкцияларини таҳлил қилиш ва баҳолаш

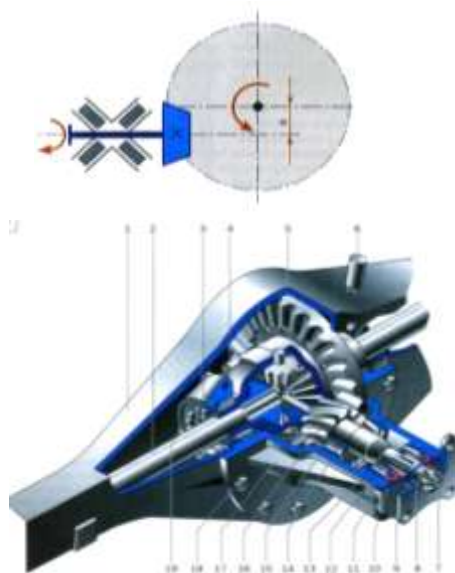


7.4-расм. Червякли якка асосий узатмалар схемалари

- ФИК паст, чунки червяк билан ғилдирак орасида ишқаланиш мавжуд;
- Катта узатиш сонини олиш учун бир киришли червяк ишлатиш керак, лекин бунда тескари ҳаракат мумкин бўлмасдан қолади;
- Червякни тепада ва паст ўрнатиш мумкин, бу эса кардан вални пастга тушириш ёки тепага кўтариш мумкин;



7.5-расм. Цилиндрик якка асосий узатма схемаси

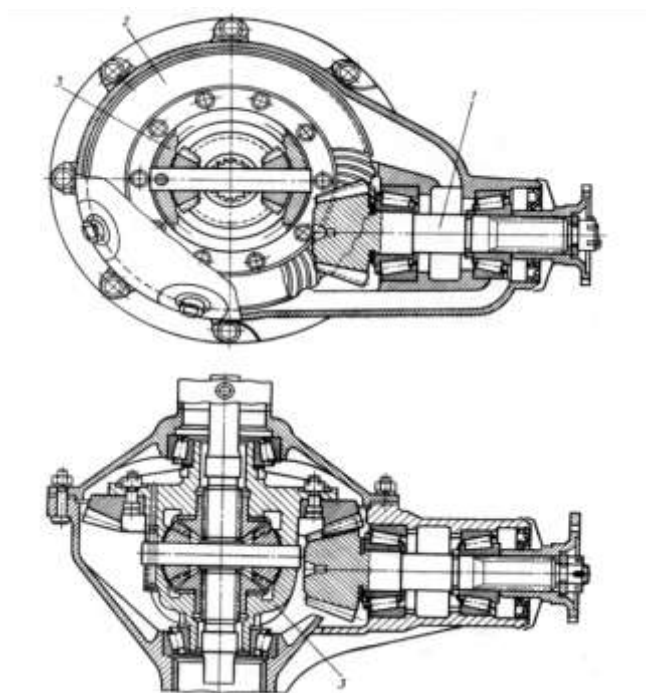


а-схема

б-конструкция

1-орка кўприк картери, 2-яримўк, 3-дифференциал подшипниклар гайкаси, 4-дифференциал подшипниги, 5-асосий узатма етакланувчи шестерняси, 6-сапун, 7-гайка, 8-шайба, 9-етакчи шестерня фланеци, 10-манжета, 11-чангқайтаргич, 12,14-етакчи шестерня подшипниги, 13-халка, 15-ростловчи халқа, 16-етакчи шестерня, 17-редуктор картери, 18-болт, 19-стопор пластинаси.

7.6-расм. Гипоидли асосий узатма схемаси ва конструкцияси



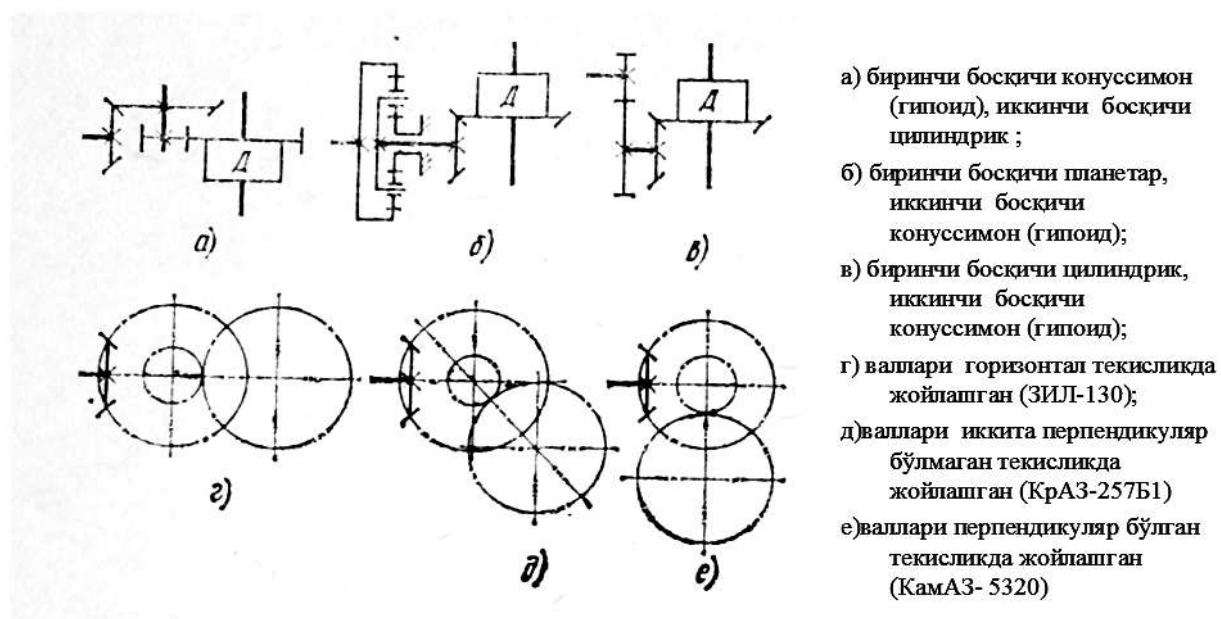
7.7-расм. Гипоидли асосий узатма конструкцияси

- ўлчамлар бир бўлганда бундай асосий узатма 1,5 марта кўпроқ буровчи момент узатади
- илашишдаги тишлар сони конуссимонникидан тахминан 1,5 марта кўп.
- тишлар катта спирал бурчагига эга ва қалинроқ. шунинг учун тишлар мустаҳкам.
- чарчашга чидамкорлиги бир неча баробар кўпроқ
- шовқинсиз ишлайди.
- нархи оддий асосий узатмадай
- $\eta = 0.96 - 0.97$

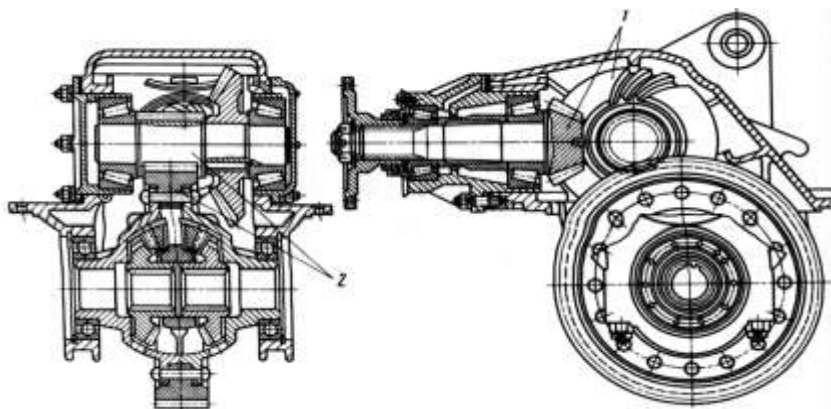
Камчиликлари

- Тишлар орасида катта босим ва яхшигина сирпаниш мавжуд. Шунинг учун махсус гипоид мой ишлатилади.
- Тишларнинг спирал бурчаги катталиги учун ўқ бўйлаб таъсир этувчи кучлар катта.

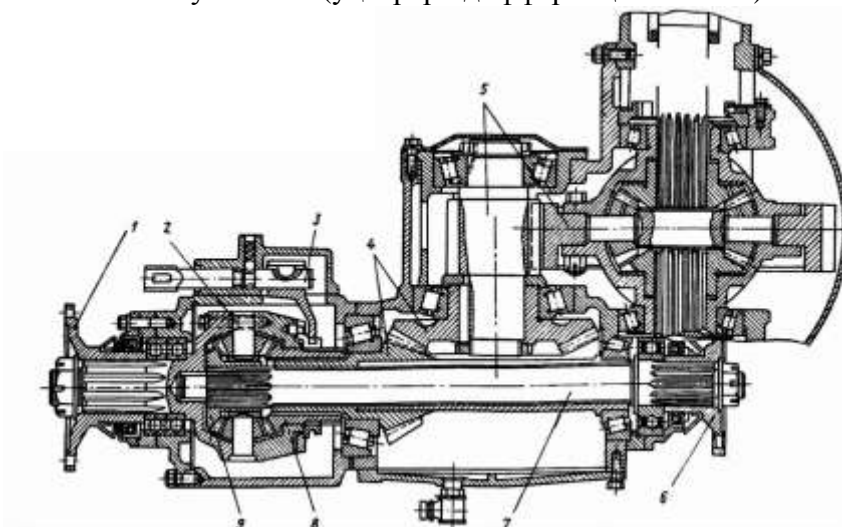
4-савол. Қўшалок асосий узатма конструкцияларини таҳлил қилиш ва баҳолаш



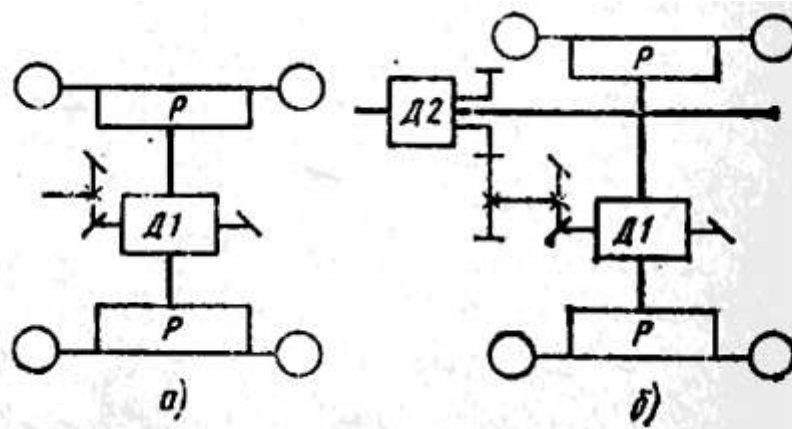
7.8-расм. Марказда жойлашган қўшалок асосий узатмалар схемалари



7.9-расм. Уч ўкли юк автомобилнинг марказда жойлашган бурчакли қўшалок асосий узатмаси (ўқлараро дифференциал билан)

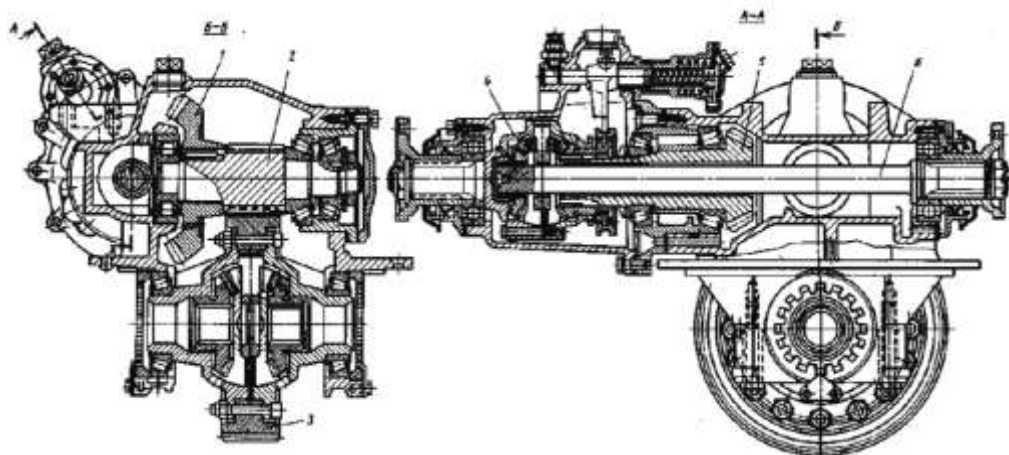


7.10-расм. Уч ўкли юк автомобилнинг марказда жойлашган қўшалок асосий узатмаси (ғилдираклараро дифференциални блокировкалаш қурилмаси билан)

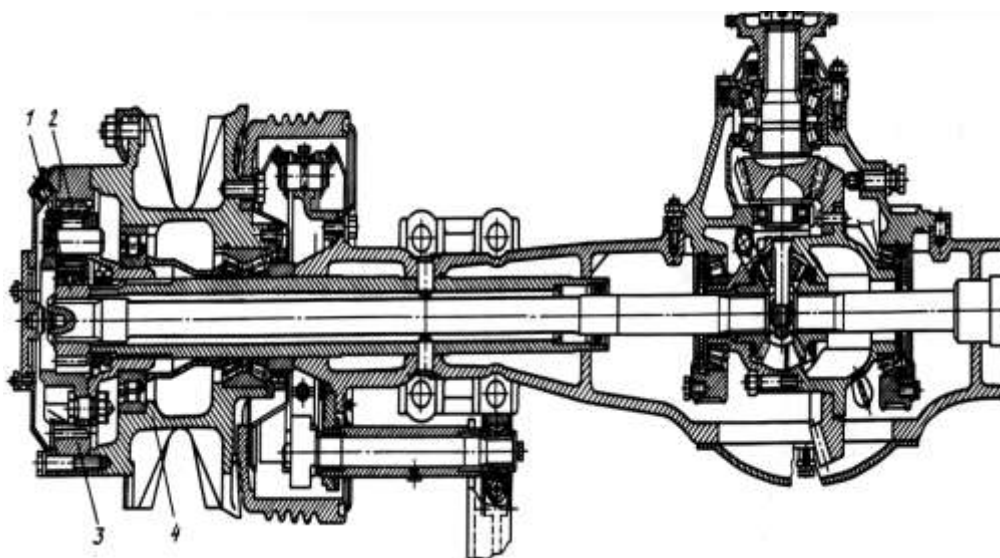


- а) конусли (ёки гипонд) узатма марказда, планетар редукторлар(P) гилдиракда жойлашган ажратилган қўшалок асосий узатма;
- б) ўтувчи ваши ажратилган қўшалок асосий узатма
 Д1- гилдираклараро дифференциал;
 Д2- ўқлараро дифференциал;

7.11-расм. Ажратилган қўшалок асосий узатмалар схемалари



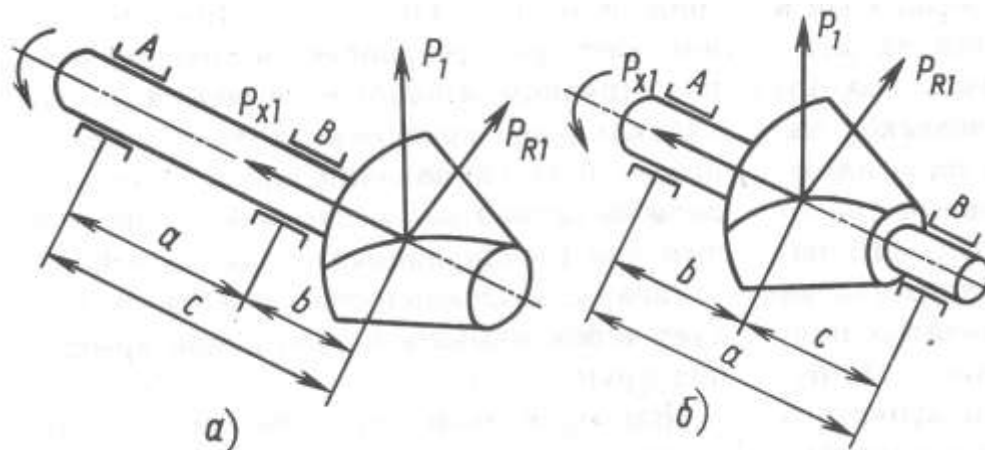
7.12-расм. Ажратилган қўшалок асосий узатма конструкцияси.



7.13-расм. Бортда жойлашган қўшалок асосий узатма конструкцияси.

5-савол. Асосий узатмани ҳисоблаш асослари

Асосий узатманинг тишли ғилдирак тишларига, вал ва подшипникларга таъсир этувчи юкланиш манбаи бўлиб илашмадаги кучлар ҳисобланади. Уларни аниқлаш учун 7.14-расмдаги схемадан фойдаланамиз.Схемада шестерня тишларига таъсир этаётган нормал кучни ҳосил қилувчи кучлар кўрсатилган: P_1 – айлана бўйлаб йўналган куч; P_{x1} – ўқ бўйлаб йўналган куч; P_{R1} - радиус бўйлаб йўналган куч (1 ва 2 индекслар шестерня ва ғилдиракка тегишли).



7.14-расм. Асосий узатмадаги кучларни аниқлаш схемаси
а)-консол ўрнатилган; б)-кўшимча таянч билан ўрнатилган.

Конуссимон асосий узатмадаги кучлар

Шестерня.

Айлана бўйлаб йўналган куч: $D_1 = \frac{\dot{I}_{a \max} \cdot U_{\delta\delta}}{r_o}$

бу ерда: r_o - ўртача радиус, $r_o = \frac{0,5 \cdot r_f}{\sin \delta}$

r_n – бошланғич конус асосининг радиуси;

l – шестернянинг эни;

δ - бошланғич конус бурчагининг ярми.

Ўқ бўйлаб йўналган куч: $D_{x1} = \frac{P_1}{\cos \beta} \cdot (tg \alpha_w \cdot \sin \delta_1 \mp \sin \beta \cdot \cos \delta_1)$

бу ерда: «-» - айланиш ва спирал бир тарафга йўналган бўлса;

«+» - хар тарафга йўналган бўлса..

Радиус бўйлаб йўналган куч: $D_{R1} = \frac{P_1}{\cos \beta} \cdot (tg \alpha_w \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1)$

бу ерда: «-» - айланиш ва спирал бир тарафга йўналган бўлса;

«+» - хар тарафга йўналган бўлса..

Тишли ғилдирак.

Айлана бўйлаб йўналган куч: $P_2 = P_1$.

Ўқ бўйлаб йўналган куч: $P_{x2} = P_{R1}$.

Радиус бўйлаб йўналган куч: $P_{R2} = P_{x1}$.

Гипоидли асосий узатмадаги кучлар

Шестерня.

Таъсир этувчи кучлар конуссимон асосий узатмадаги шестерняга таъсир этувчи кучларга ўхшаш ва ўша формулалар билан аниқланади (β_1 ни ҳисобга олиб).

Тишли гилдирак.

$$\text{Айлана бўйлаб йўналган куч: } D_2 = \frac{D_1 \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$$\text{Ўқ бўйлаб йўналган куч: } D_{x2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_\omega \cdot \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cdot \cos \delta_2)$$

$$\text{Радиус бўйлаб йўналган куч: } D_{R2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_\omega \cdot \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cdot \sin \delta_2)$$

Таянч реакциялари:

Подшипниклардаги юкланишларни аниқлаш ва валлардаги кучланишларни ҳисоблаш учун A ва B таянчлардаги реакцияларни аниқлаш зарур.

Шестерня. Шестерня консол ёки қўшимча таянч билан ўрнатилган бўлса:

$$R_A = (1/a) \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - P_{x1} r_0)^2}$$

$$R_B = (1/a) \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c + P_{x1} r_0)^2}$$

Ҳисоблаш схемасидаги белгилашлар учун иккала хол учун ҳисоблаш формулалари бир хил.

Тишли гилдирак. Тишли гилдиракнинг таянч реакциялари шестернянинг таянч реакцияларини аниқловчи формулалар ёрдамида аниқланиши мумкин.

Подшипниклар, материаллар

Подшипникларнинг ишлаш муддатини юқорида келтирилган усул билан аниқлаш мумкин.

Деталлардаги рухсат этилган кучланишлар уларнинг материаллига, термик ишловга ва б. боғлиқ. Асосий узатма деталларининг материаллари сифатида легирланган, цементланган ёки нитроцементланган тобланган пўлатлар 15ХНЗА, 20ХНЗА (МАЗ, КрАЗ), 20ХНМ, (ГАЗ), 30ХГТ (ЗИЛ), 12Х2Н4А ишлатилади. Асосий узатма конструкцияларида эгилишдаги максимал кучланишлар $[\sigma_{\text{и}}] = 500 \dots 700$ МПа; буралишдаги максимал кучланишлар $[\sigma_{\text{к}}] = 1000 \dots 1200$ МПа.

Назорат саволлари:

1. Асосий узатманинг таснифи ва қўлланилиши.
2. Асосий узатмага қўйиладиган талаблар.
3. Автомобилнинг эксплуатацион хусусиятларини асосий узатмада таъминлаш.
4. Асосий узатманинг шовқинсиз ишлаши қандай таъминланади?
5. Червякли якка асосий узатманинг схемаси ва тахлили.
6. Цилиндрсимон якка асосий узатманинг схемаси ва тахлили.
7. Конуссимон якка асосий узатманинг схемаси ва тахлили.
8. Гиподли якка асосий узатманинг схемаси ва тахлили.
9. Марказда жойлашган қўшалок асосий узатманинг схемаси ва тахлили.
10. Ажратилган қўшалок асосий узатманинг схемаси ва тахлили.
11. Асосий узатмада айланма кучни аниқлаш.
12. Асосий узатмада радиал кучни аниқлаш.
13. Асосий узатмада ўқ бўйлаб йўналган кучни аниқлаш.

8- мавзу. ДИФФЕРЕНЦИАЛЛАР ВА ЯРИМ ЎҚЛАР

Режа:

1. Дифференциалнинг таснифи ва қўлланилиши.
2. Дифференциалга қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Ғилдираклараро дифференциал конструкцияларини тахлил қилиш.
4. Ўқлараро дифференциал конструкцияларини тахлил қилиш.
5. Дифференциалдаги юкланишлар.
6. Ярим ўқлар ва уларнинг турлари.
7. Ярим ўқлардаги юкланишлар.

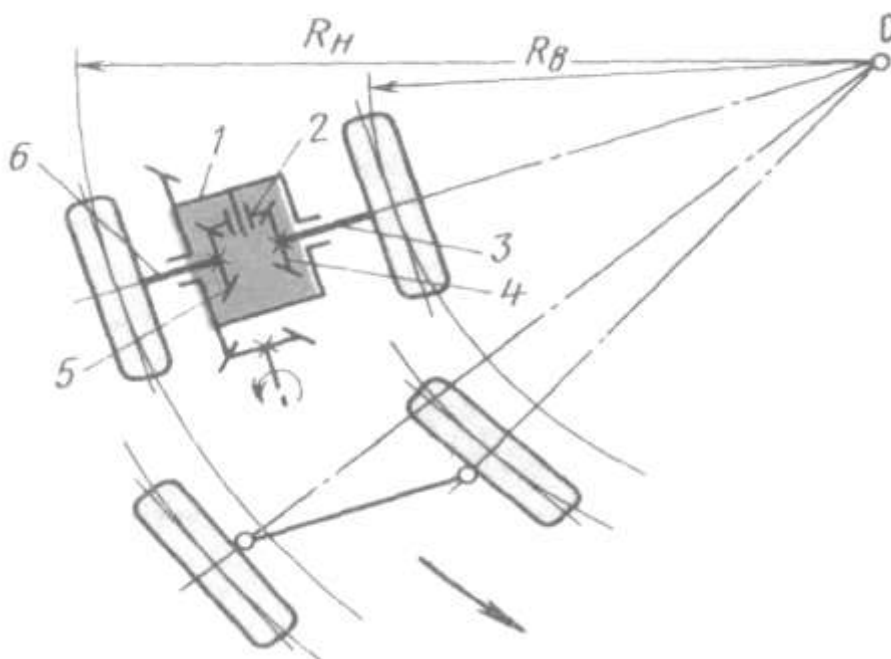
1-савол. Дифференциалнинг таснифи ва қўлланилиши.

1) Трансмиссияда жойлашувига кўра:

- ғилдираклараро;
- ўқлараро;
- бортлараро.

2) Етакланувчи валлардаги буровчи моментларнинг нисбатига кўра:

- ўзгармас нисбатли (симметрик, носимметрик);
- ўзгарувчи нисбатли (мажбурий блокировкаланувчи, ўзи блокировкаланувчи).

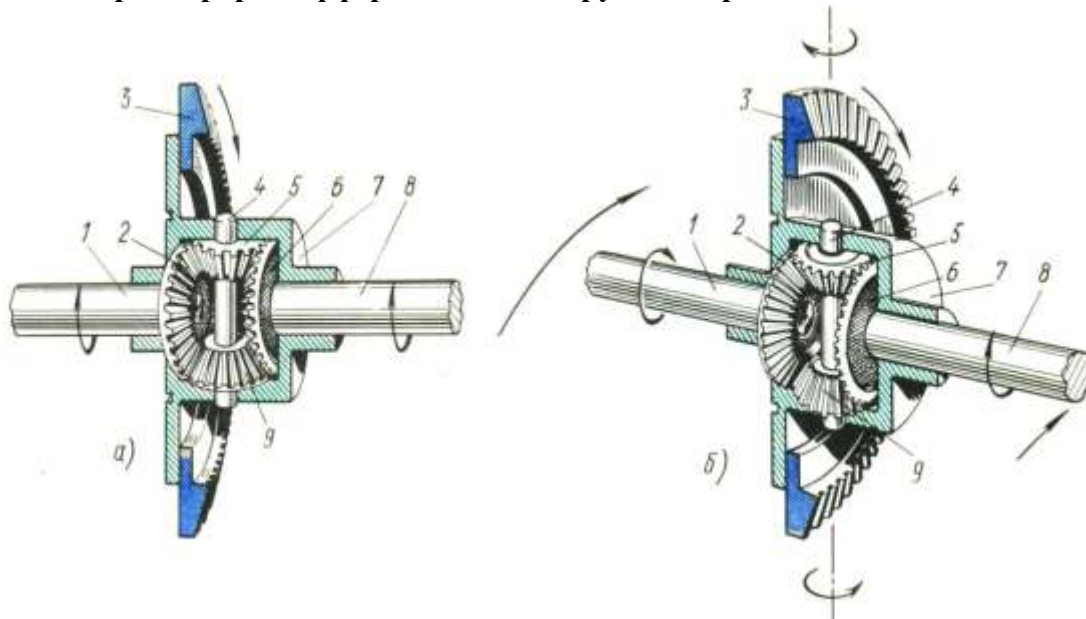


8.1-расм. Автомобилни бурилишдаги схемаси. 1-дифференциал корпуси; 2-сателлит; 3,6-ярим ўқлар; 4,5-ярим ўқ шестернялари.

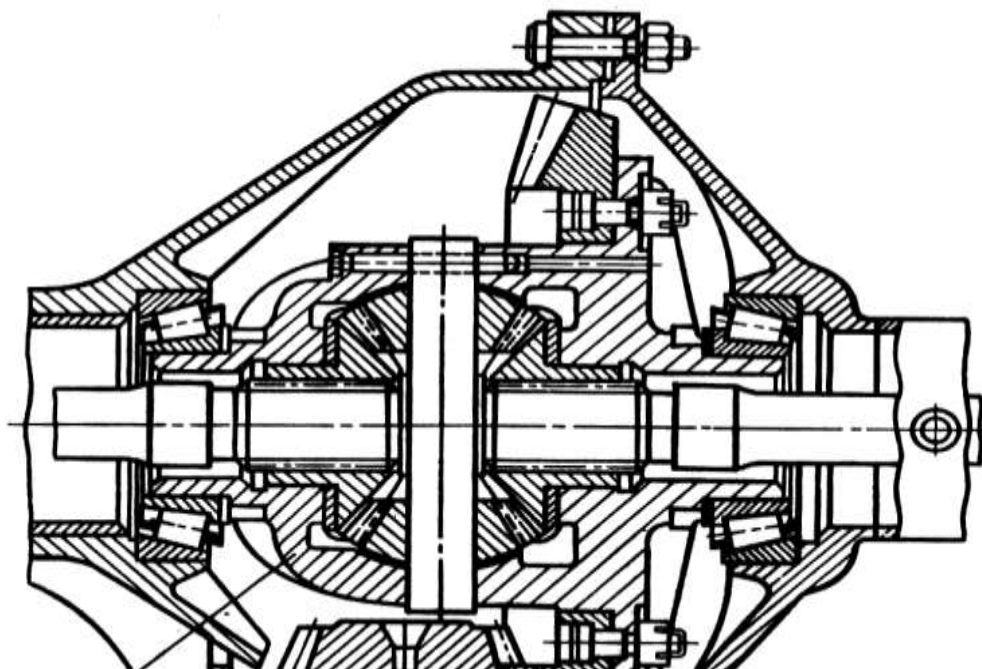
2-савол. Дифференциалга қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.

1. Дифференциал буровчи моментни автомобилга максимал эксплуатацион хусусиятларини таъминлайдиган қилиб ғилдираклар ва ўқлараро тақсимлаши керак;
2. Умумий талаблар.

3-савол. Гилдираклараро дифференциал конструкцияларини таҳлил қилиш.

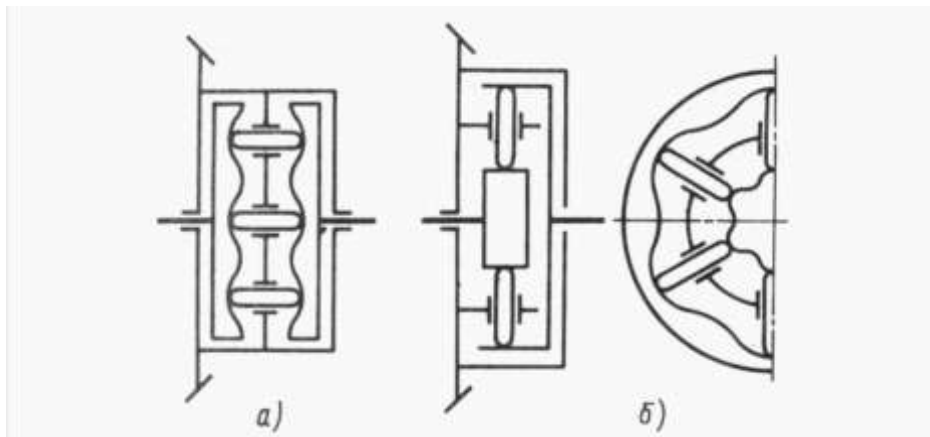


8.2-расм. Дифференциалнинг ишлаши. а-автомобил тўғри йўналишда ҳаракатларганда; б-автомобил бурилишда ҳаракатларганда; 1,8-ярим ўқлар; 2,6-ярим ўқ шестернялари; 3-асосий узатманинг етакланувчи шестерняси; 4-сателлит ўқи; 5-сателлит; 7-дифференциал кутиси.

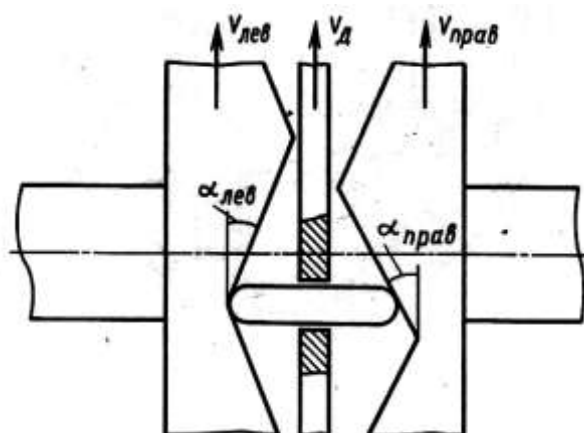


8.3-расм. Оддий симметрик дифференциал

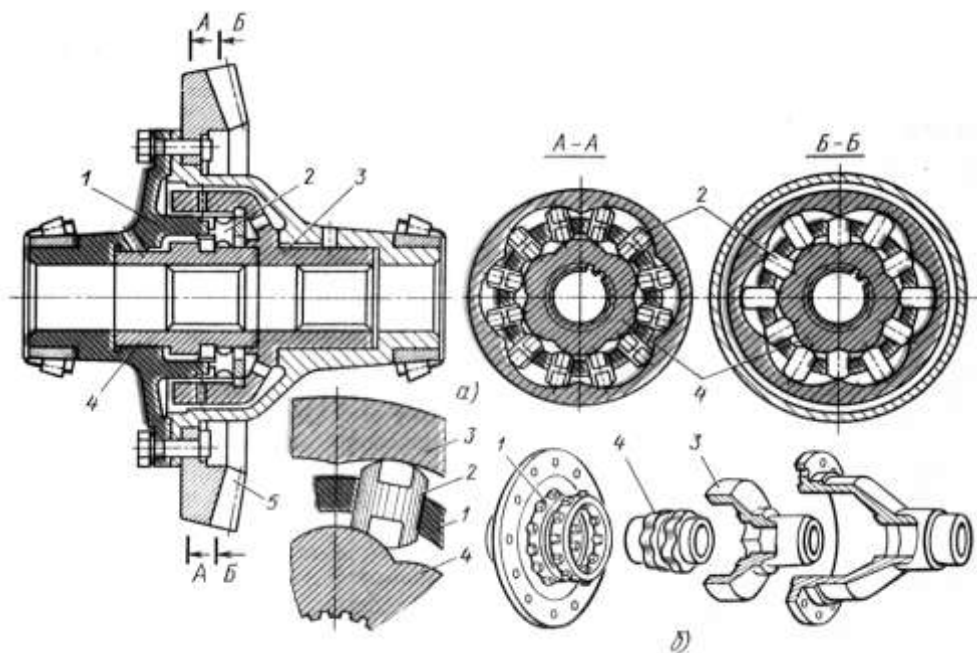
- ихчам ва содда;
- ФИК юқори;
- автомобилнинг турғунлигига ва бошқарувчанлигига таъсир этмайди;
- трансмиссияда паразит қувватларни уйғотмайди;
- автомобил ўтоғонлик хусусиятларини чеклайди;



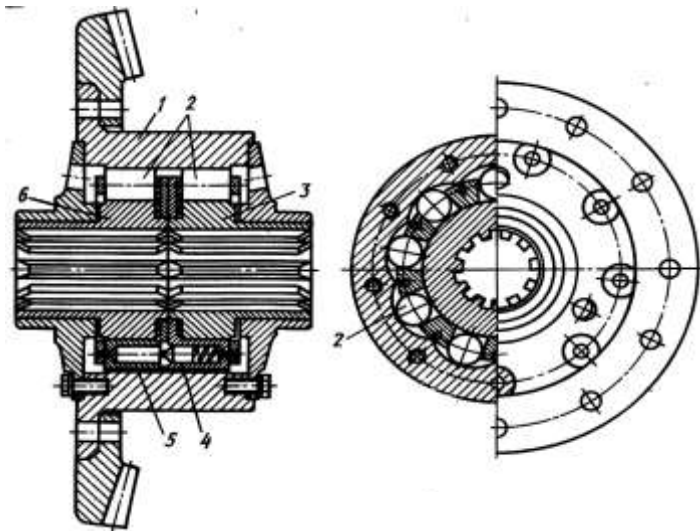
8.4-расм. Муштчали (сухарли) дифференциал схемалари; а-сухарлари горизонтал жойлашган; б- сахарлари вертикал жойлашган



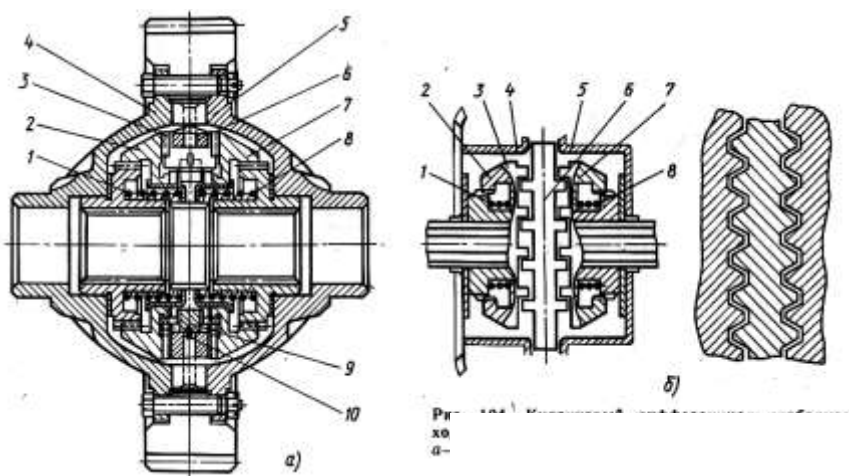
8.5-расм. Муштчали дифференциалнинг кинематик схемаси



8.6-расм. Юқори ишқаланишда ишлайдиган муштчали дифференциали; а-конструкцияси; б-деталлари; 1-сепаратор; 2-сухар; 3-ташки юлдузча; 4-ички юлдузча; 5-асосий узатманинг етакланувчи ғилдираги.

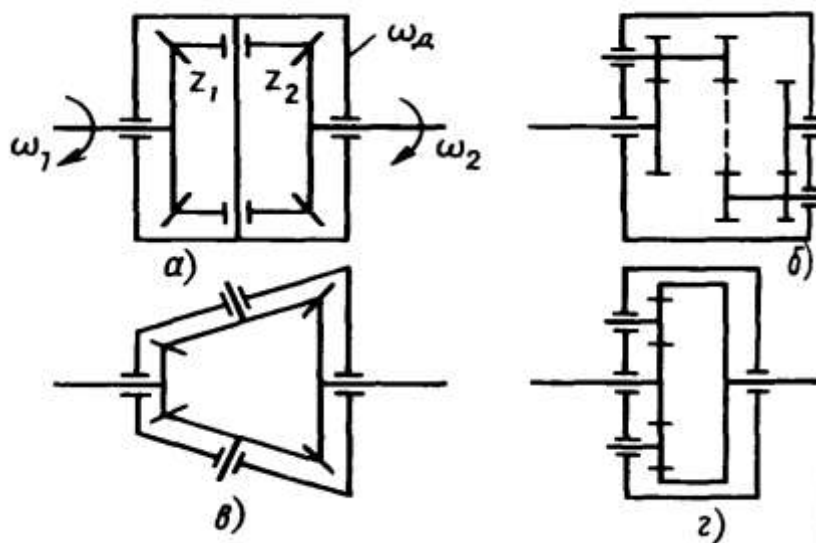


8.7-расм. Эркин ҳаракатли роликли дифференциал



8.8-расм. Эркин ҳаракатли муштчали дифференциал

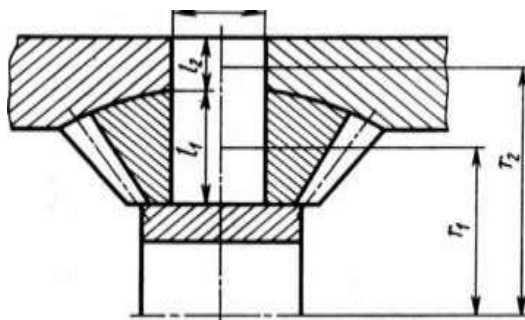
4-савол. Ўқлараро дифференциал конструкцияларини таҳлил қилиш.



8.9-расм. Етакланувчи валлардаги буровчи моментлари ўзгармас нисбатли дифференциаллар схемаси.

5-савол. Дифференциалдаги юкланишлар.

Дифференциалнинг юкланишлари трансмиссиянинг 1-ҳисоблаш режимига биноан аниқланади. Конуссимон дифференциалларда сателлит, яримўқ шестернялари, крестовина ва дифференциал корпусидаги юкланишлар аниқланади.



8.10-расм. Сателлит схемаси.

Сателлит ва яримўқ шестернялари тишларидаги юкланишни аниқлашда айланма куч барча сателлитларга тенг тақсимланган ва хар-бир сателлит иккита тиш орқали куч узатаяпти деб ҳисобланади. Шунга биноан битта сателлитга таъсир этувчи айланма куч куйидагича аниқланади:

$$D_n = \frac{i_{\text{а\`а\`о}} \cdot U_{\text{е\`и1}} \cdot U_{\text{а\`и}}}{r_1 \cdot n_c}$$

бу ерда: $M_{\text{к\`ма\`х}}$ - двигателни максимал буровчи моменти;
 $u_{\text{к\`п1}}, u_{\text{г\`п}}$ - тегишли равишда узатмалар қутисини биринчи поғонада ва асосий узатма марказий қисмининг узатишлар сони;
 r_1 - сателлитни айланма куч таъсир этадиган радиуси;
 n_c - сателлитлар сони.

Ярим ўқ шестерняларига таъсир этувчи кучлар айланма куч P_c туфайли ҳосил бўлади ва илашмада P_c га тенг лекин тескари йўналтирилган бўлади.

Эгилишдаги кучланиш ГОСТ 21354-87 бўйича аниқланади. Тишларнинг ейилиши ҳисобга олинмайди. Сателлит ва яримўқ шестернялари 18ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М каби пўлатлардан тайёрланади.

$$[\sigma_u] = 500 \dots 800 \text{ МПа.}$$

Крестовина шипида (18ХГТ, 20ХН3А) куйидаги кучланишлар ҳосил бўлади:

-эзилишдаги кучланиш: $\sigma_{\text{н\`и}} = \frac{D_n}{d \cdot l_1} \quad [\sigma_{\text{с\`м}}] = 50 \dots 60 \text{ МПа};$

- қирқилишдаги кучланиш: $\tau_{\text{с\`д}} = \frac{4D_n}{\pi \cdot d^2} \quad [\tau_{\text{с\`р}}] = 100 \dots 120 \text{ МПа};$

Дифференциал корпусида эзилишдаги кучланиш куйидагича ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{н\`и}} = \frac{D_{\text{а}}}{d \cdot l_2} \quad [\sigma_{\text{с\`м}}] = 50 \dots 60 \text{ МПа.}$$

бу ерда: P_d - айланма куч; $D_{\text{а}} = \frac{i_{\text{а\`а\`о}} \cdot U_{\text{е\`и1}} \cdot U_{\text{а\`и}}}{r_2 \cdot n_c}$

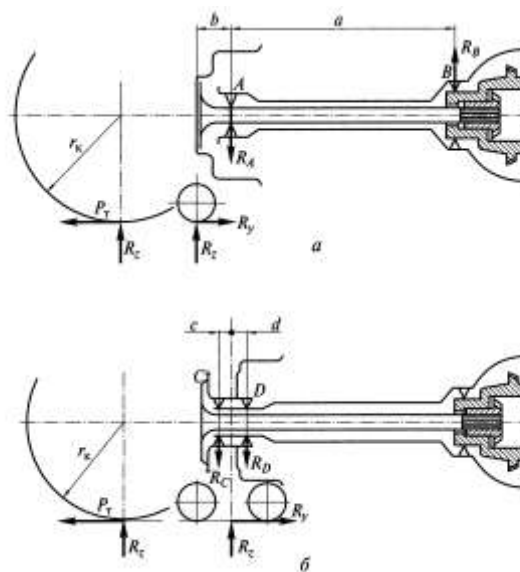
Сателлит ён тарафининг дифференциал корпусига босими эзилишдаги кучланиш орқали топилади:

$$\sigma_{\text{н\`и}} = \frac{D_{\text{с\`н}}}{F} \quad [\sigma_{\text{с\`м}}] = 10 \dots 20 \text{ МПа,}$$

бу ерда: $P_{xc} = P_c \text{ tg } \alpha_w \text{ sin } \delta_c$, α_w - илашиш бурчаги; δ_n - сателлит конуси бурчагининг ярми.

6-савол. Ярим ўқлар ва уларнинг турлари.

Ярим ўқлар буровчи моментни дифференциалнинг ярим ўқ шестерняларидан етакчи ғилдирақларга етказиб беради. Ярим ўқлар буровчи момент билан бир пайтда эгувчи момент билан юкланиши мумкин.



8.11-расм. Ярим юксизланган (а) ва тўла юксизлаган (б) ярим ўқларга таъсир этувчи кучлар схемаси

Автомобилни етакчи ғилдирақларига йўлнинг вертикал реакция R_z , тортиш P_k , тормозлаш P_T , бурилишларда ва қияликларда ёндан таъсир этувчи P_y ва x, k кучлар таъсир этади. Бу кучлар ярим ўқларда эгувчи момент ҳосил қилишлари мумкин. Етакчи кўприкнинг қартерига ўрнатилишининг хусусиятларига кўра ярим ўқлар юқорида айтиб ўтилган эгувчи моментлардан тўла ёки қисман озод бўлишлари мумкин. Ярим ўқларга тушадиган буровчи ва эгувчи моментларга кўра таснифланади. Агар ярим ўқ бевосита етакчи кўприкнинг подшипнигига таянса (8.12а-расм) у юқорида айтиб ўтилган барча кучлардан ҳосил бўлган эгувчи моментларнинг таъсирида бўлади ва буровчи момент узатади. Шу турдаги ярим ўқ ярим юксизлантирилган деб аталади. Ярим юксизлантирилган ярим ўқлар барча енгил автомобилларнинг орқа етакчи кўприқларида ишлатилади. Ғилдирак гупчаги бевосита ярим ўқнинг фланецига қотирилади.

Агар етакчи ғилдирақлар гупчаги кўприкнинг устида иккита подшипникларда ўрнатилган бўлса (8.12б-расм), юқорида айтиб ўтилган барча кучлардан ҳосил бўладиган эгувчи моментларни подшипниклар орқали кўприк қабул қилади. Ярим ўқ эса фақат буровчи моментни узатади. Бундай турдаги ярим ўқлар тўла юксизлантирилган деб аталади. Тўла юксизлантирилган ярим ўқлар автобус ва ўрта, катта юк автомобилларнинг етакчи орқа кўприқларида ишлатилади.

7-савол. Ярим ўқлардаги юкланишлар

Ярим юксизлантирилган ярим ўқлар эгилиш ва буралишга уч хил режим учун ҳисобланади:

1) автомобил тўғри чизикли ҳаракатланганда ярим ўқнинг вертикал ва горизонтал текисликлардаги умумий эгилувчи момент қуйидагича аниқланади:

$$M_u = b\sqrt{R_{z1}^2 + P_T^2};$$

ярим ўқнинг буралишдаги моменти: $M_{кр} = P_T \cdot r_k$;

ярим ўқнинг мураккаб кучланиши: $\tau = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_{кр}^2}}{0,1d^3}$;

2) автомобил сирпанганда ўнг ва чап ярим ўқлардаги эгиловчи моментлар қуйидагича аниқланади:

$$M_{u1} = R_{y2}r_k - R_{z2}b;$$

$$M_{u1} = R_{y2}r_k + R_{z2}''b$$

3) автомобил динамик юкланганда вертикал юкланиш: $R_{z1}K_d = R_{z2}K_d$;

горизонтал юкланиш: $R_{z1}K_d\varphi = R_{z2}K_d\varphi$

буровчи юкланиш: $P_T r_k = M_{кр} = R_{z1}K_d\varphi \cdot r_k = R_{z2}K_d\varphi \cdot r_k$

Хисоб-китобларда $\varphi = 0,8...0,9$ - автомобил тўғри чизиқли ҳаракатланганда

$\varphi = 1$ - автомобил сирпанганда

Тўртдан учга юксизлантирилган ва тўла юксизлантирилган ярим ўқлар фақат буралишдаги кучланишга ҳисобланади:

$$\tau = \frac{P_T r_k}{0,2 d^3};$$

Ярим ўқнинг буралиш бурчаги: $\theta = \frac{180}{\pi} \frac{M_{кр} l}{G \cdot J_{кр}}$; $M_{кр} = P_T \cdot r_k$

бу ерда: $J_{кр} = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ - инерция моменти;

$G=85$ ГПа - силжиш модули.

Буралиш бурчаги ярим ўқнинг 1м узунлигига $\theta = 9...15^0$ га тенг. Ярим ўқлар асосан 30ХГС, 40ХМА, 40Х, 40ХНМА каби легирланган пўлатлардан тайёрланади.

Рухсат этилган кучланишлар:

эгилишдаги кучланиш: $[\sigma] = 600...800$ МПа

буралишдаги кучланиш: $[\tau] = 500...600$ МПа

Назорат саволлари:

1. Дифференциалнинг таснифи ва қўлланилиши.
2. Дифференциалга қўйиладиган талаблар.
3. Ғилдираклараро дифференциал схемалари ва тахлили.
4. Ўқлараро дифференциал схемалари ва тахлили.
5. Юқори ишқаланишда ишлайдиган дифференциаллар.
6. Дифференциал сателлитига таъсир этувчи айланма кучни аниқлаш.
7. Ярим ўқлар ва уларнинг турлари.
8. Ярим ўқлардаги юкланишлар.

9– мавзу. РУЛЬ БОШҚАРМАСИ

Режа:

1. Руль бошқармасининг таснифи ва қўлланилиши
2. Руль бошқармасига қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Руль бошқармасининг асосий техник параметрлари.
4. Руль механизмлари ва уларни бахоловчи параметрлар.
5. Руль юритмалари ва руль трапециялари.
6. Руль кучайтиргичларига қўйиладиган талаблар
7. Руль кучайтиргичларининг турлари ва компоновка схемалари
8. Руль кучайтиргичларини бахоловчи мезонлар.
9. Руль бошқармасидаги юкланишлар.

1-савол. Руль бошқармасининг таснифи ва қўлланилиши.

- 1) автомобилни буриш усули бўйича:
 - бошқарилувчи ғилдиракларнинг бурилиши хисобига;
 - автомобил элементларининг (бир ўқли тортувчи автомобиль ва бир ўқли тиркама) жойлашувини ўзгартириш хисобига;
 - битта бортдаги ғилдиракларни тўхтатиш хисобига;
 - битта бортдаги ғилдиракларни орқага айлантириш хисобига.
- 2) руль чамбарагининг жойлашуви бўйича:
 - ўнг тарафда;
 - чап тарафда.
- 3) бошқарилувчи ғилдиракларнинг жойлашуви бўйича:
 - икки ўқли автомобилларда: олдинги ўқда; орқа ўқда; олдинги ва орқа ўқларда.
 - уч ўқли автомобилларда: биринчи ўқда; биринчи ва учинчи ўқда.
 - тўрт ўқли автомобилларда: биринчи ва иккинчи ўқда; биринчи ва учинчи ўқда; барча ўқларда.

2-савол. Руль бошқармасига қўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.

1. Автомобилнинг бурилиш радиуси кичик бўлиши керак;
2. Енгил бошқарилиши керак;
3. Кинематик ва динамик кузатиш қобилиятига эга бўлиши керак;
4. Бурилиш пайтида ғилдираклар сирпанмаслиги керак;
5. Йўлдан келадиган турткиларни руль чамбарагига ўтказмаслиги керак;
6. Оптимал эластикликга эга бўлиши керак;
7. Руль юритмаси осма элементлари билан тўғри кинематик боғланган бўлиши керак;
8. Бошқарилувчи ғилдиракларнинг барқарорлигига таъсири минимал бўлиши керак;
9. Юқори ишончлиликга эга бўлиши керак;
10. Умумий талаблар.

3-савол. Руль бошқармасининг асосий техник параметрлари.

1. Автомобилнинг минимал бурилиш радиуси.

Бошқарилувчи ғилдираклар максимал бурилганда ташқи ғилдиракнинг йўл билан контакт марказидан бурилиш марказигача бўлган масофага автомобиль минимал бурилиш радиуси дейилади. Ғилдираклари қаттиқ автомобиллар учун:

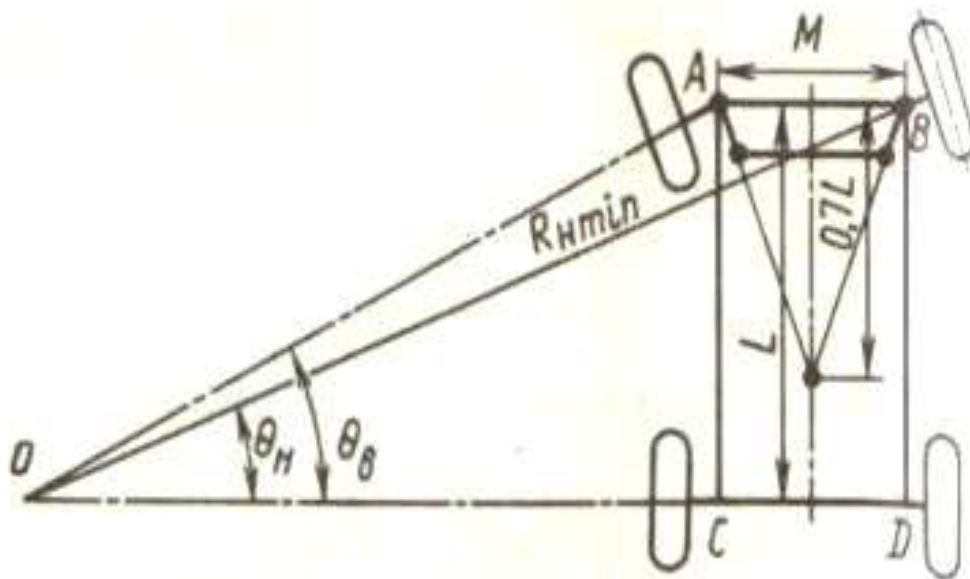
$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{(OD - JC)}{L} = \frac{CD}{L} = \frac{M}{L}$$

бу ерда: θ_H ва θ_B – ташқи ва ички ғилдираклар бурилиш бурчаклари;
 L – автомобил базаси;
 M – шкворенлар орасидаги масофа.

Оддий автомобилларда минимал бурилиш радиуси қуйидагича аниқланади:

$$R_{H_{\min}} = \frac{L}{\sin \theta_{H_{\max}}}$$

Ҳамма ғилдираклари бошқарилувчи автомобиль учун: $R_{H_{\min}} = \frac{L}{2 \sin \theta_{H_{\max}}}$



9.1-расм. Автомобилнинг бурилиш схемаси

2. Руль бошқармасининг умумий ФИК

$$\eta_{PY} = \eta_{PM} \cdot \eta_{PI}$$

3. Руль бошқармасининг бурчак узатишлар сони

Руль чамбараги элементар бурилиш бурчагининг ғилдираклар бурилиш бурчаклари йиғиндисининг ярмига нисбати руль бошқармасининг бурчак узатишлар сони дейилади:

$$U_{\omega} = \frac{d\alpha}{d\theta}$$

бу ерда:

$$d\theta = \frac{d\theta_H + d\theta_B}{2}$$

Бу бурчак узатишлар сони ўзгарувчан бўлади ва механизм билан юритманинг узатишлар сонига боғлиқ бўлади.

$$U_{\omega} = U_{PM} \cdot U_{PI}$$

Руль механизмнинг узатиш сони деб руль чамбараги элементар бурилиш бурчагининг сошка вали элементар бурилиш бурчагига нисбатига айтилади. Руль механизмнинг узатиш сони ўзгарувчан ва ўзгармас бўлиши мумкин. $U_{PM} = 12 \dots 18$ енгил автомобилда, $U_{PM} = 16 \dots 26$ юк автомобилида.

Руль юритмасининг узатиш сони деб ричаг елкаларининг нисбатига айтилади. Бурилиш вақтида елкаларнинг қиймати ўзгаргани учун руль юритмасининг узатиш сони ўзгарувчан $U_{Di} = 0,85 \dots 2,0$

4. Руль бошқармасининг куч узатишлар сони

Бошқарилувчи ғилдиракларнинг бурилишига қаршилик моментининг руль чамбарагига қўйилган моментга нисбати руль бошқармасининг куч узатишлар сони дейилади.

$$U_C = \frac{M_C}{\dot{I}_{p.k.}}$$

Руль бошқармасининг куч узатиш сони осон бошқарувчанлик мезони бўлиб хизмат қилиши мумкин. Автомобил лойиҳалаштирилаётганда руль чамбарагидаги куч чегараланади: $\min = 60H$, $\max = 120H$. \min чегараланиш сабаби хайдовчи йўлни сезувчанлигини йўқотиши керак эмас.

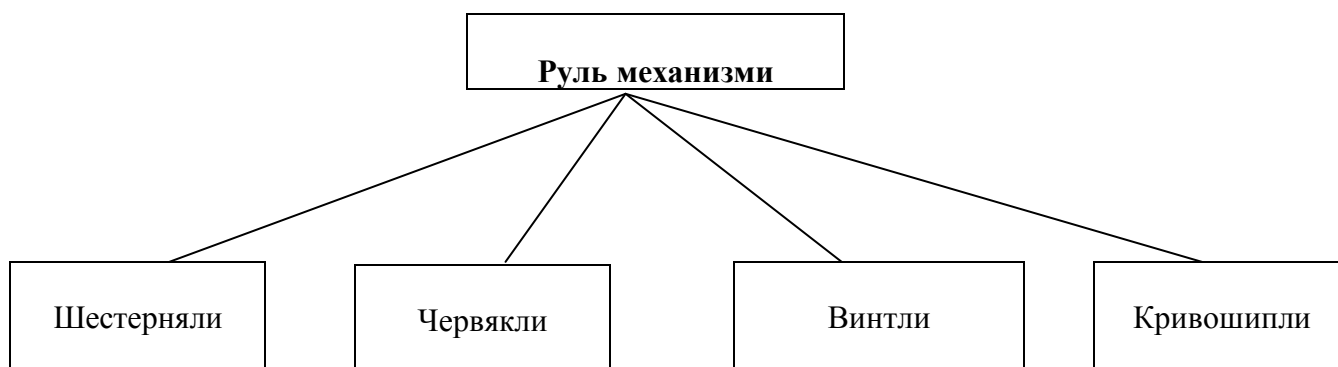
5. Руль чамбарагининг параметрлари:

Руль чамбарагининг максимал бурилиш бурчаги $-540^0 \dots 1080^0$

Руль чамбарагининг диаметри - 380...425 мм (енгил автомобилларда)

440...550 мм (юк автомобилларда)

4-савол. Руль механизмлари ва уларни баҳоловчи параметрлар.



Руль механизмига қўйиладиган талаблар:

- тўғри йўналишда (руль чамбарагидан бошқарилувчи ғилдиракларгача) ФИК юқори бўлиши керак, тескари йўналишда сезиларли даражада пастроқ бўлиши керак;
- руль механизми бошқарилувчи ғилдиракларнинг стабилизациясига ҳалақит бермаслиги керак;
- руль механизмида илашиш жуфтлигидаги тирқиш нейтрал ҳолатда минимал бўлиши керак ва албатта соналандиган бўлиши керак;
- руль механизмининг узатишлар сони берилган характерда ўзгариши керак;
- руль механизми жароҳатланишга қарши қурилмаларга эга бўлиши керак;
- умумий талаблар.

Руль механизмини баҳоловчи параметрлар:

1) Руль механизмининг ФИК:

-тўғри йўналишдаги ФИК: $\eta \downarrow_{Di} = 1 - \frac{\dot{I}_{\partial\partial 1}}{\dot{I}_{\partial.\partial.}}$; $\eta \downarrow_{PM} = 0,6 \dots 0,95$;

бу ерда: M_{mp1} – руль чамбарагига келтирилган руль механизмининг ишқаланиш momenti;
 M_{pk} – руль чамбарагининг momenti.

$$\text{-тескари йўналишдаги ФИК: } \eta \uparrow_{D_i} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{I}} \frac{\partial \delta^2}{\partial \dot{\alpha}}; \quad \eta \uparrow_{PM} = 0,55 \dots 0,85;$$

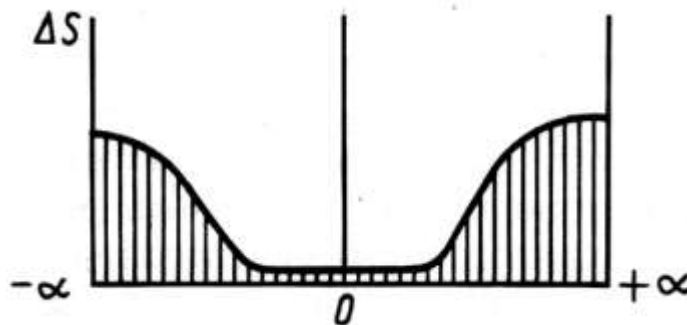
бу ерда: M_{mp2} – сошка валига келтирилган руль механизмининг ишқаланиш моменти;
 M_{oc} – бошқарилувчи ғилдираклардан сошка валига келтирилган моменти.

2) Руль чамбарагига узатилаётган зарбаларни камайтириш

Йўлнинг нотекисликларидан хосил бўладиган зарбаларнинг руль чамбарагига кескин узатилиши бошқарилувчанликни йўқотишга олиб келади. Бу зарбаларни камайтиришнинг куйидаги усуллари мавжуд:

- тескари йўналишдаги ФИК тўғри йўналишдаги ФИК даги бир мунча кичик қилиб тайёрланади;
- бошқарилувчи ғилдираклар нейтрал ҳолатда руль механизмининг узатишлар сони оширилади;
- бошқарилувчи ғилдиракларнинг обкатка елкаси камайтирилади;
- руль механизмининг қайишқоқлиги оширилади;
- руль механизмида ёки руль юритмасида амортизацияловчи қурилмалар ўрнатилади;
- руль бошқармасида гидрокучайтиргичлар ишлатилади;

3) Руль механизмидаги тирқишлар:



9.1-расм. Руль механизмидаги тирқишнинг оптимал характеристикаси

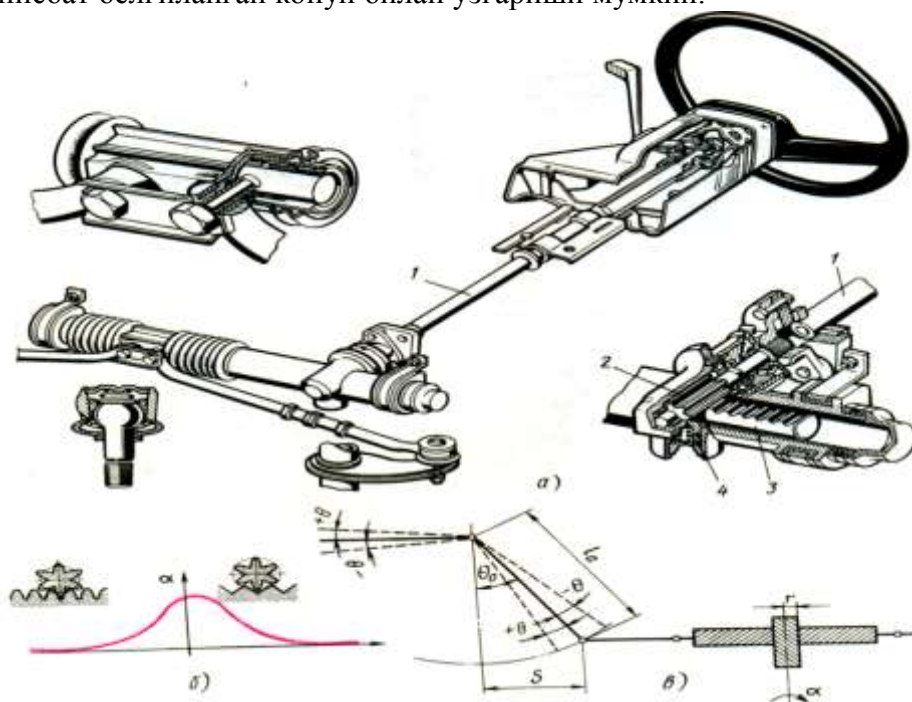
Руль чамбарагини бурилиш бурчаги α ошиб борган сари тирқиш ҳам ошиб бориши керак. Бунинг сабаби: автомобил асосан тўғри йўналишда ҳаракатлангани учун руль механизмидаги руль элементларининг нейтрал ҳолатдаги қисми тез ейилади. Улардаги тирқишни созлаш учун бу элементлар бир-бирига яқинлаштирилади. Агар четки ҳолатларда тирқиш аввалдан катта бўлмаса, у ҳолда руль механизми тикилиб қолиши мумкин, чунки четки ҳолатларда элементлар кам ейилади.

Руль механизмларининг таҳлили

Рейкали руль механизми. Енгил автомобилларда рейкали руль механизми охири пайтда кенг тарқалмоқда. Улар шестерня 2 ва тишли рейка 3 жуфтлигидан ташкил топган (9.2а-расм). Бундай руль механизмларини афзаллиги уларнинг содда, ихчам ва арзонлигида. Тўғри ва тескари йўналишлардаги ФИКқоникарли даражада юқори ($\eta = 0.9 \dots 0.95$). Рейкали руль механизми билан номустақил осмада тўрт шарнирла руль юритмаси ишлатилиши мумкин. Тескари йўналишдаги ФИК юқорилиги туфайли бундай руль механизми руль кучайтиргичи бўлмаганда фақат кичик классдаги енгил автомобилларга ўрнатилиши мақсадга мувофиқ, чунки йўл нотекисликларидан руль чамбарагига келадиган турткилар автомобилни бошқаришни қийинлаштиради. Юқори классдаги енгил автомобилларда ўрнатилган руль кучайтиргичлари турткиларни ютади ва бошқаришни осонлаштиради.

Ушбу руль механизмини таҳлил этиш учун шестернянинг элементар бурилиш бурчагини рейкани элементар сурилиш масофасига нисбатини оламиз. Агар шестерня ва рейка

тишларининг профили нормал бўлса бу нисбат $da/ds = \text{const}$ ўзгармас бўлади. Асосан ушбу нисбат рейкали руль механизмлари учун ўзгармас бўлади, лекин охириги пайтларда нисбат da/ds ўзгарувчан рейкали руль механизмлари пайдо бўлмоқда. Нисбатнинг ўзгариши рейкани тишларини махсус профил (9.2б-расм) этиб кесилиши ҳисобига амалга оширилади. Қўйилган масалага кўра нисбат белгиланган конун билан ўзгариши мумкин.



9.2-расм. Рейкали руль механизми конструкцияси.

Рейкали руль механизми ўрнатилганда руль бошқармасини умумий бурчак узатиш сонини $u_\omega = \frac{d\alpha}{d\theta}$ орқали аниқлаш мақсадга мувофиқ ($d\alpha$ - руль чамбарагини элементар бурилиш бурчаги, $d\theta$ - бошқарилувчи ғилдирақларнинг ўртача бурилиш бурчаги). 9.2-расмда келтирилган схемадан фойдаланган ҳолда $\frac{d\alpha}{ds} = \text{const}$ деб ҳисоблаб, бошқарилувчи ғилдирақлар $\pm\theta$ бурчакка бурилганда рейкани жорий сурилишини топамиз:

$$s = l_a \sin(\theta_0 \pm \theta)$$

агар тенгламани дифференциалласак:

$$ds = l_a \cdot \cos(\theta_0 \pm \theta) d\theta$$

$r \cdot d\alpha = ds$ деб ҳисоблаб, руль бошқармасининг бурчак узатиш сонини аниқлаймиз

$$u_\omega = \frac{d\alpha}{d\theta} = \frac{l_a \cdot \cos(\theta_0 \pm \theta) d\theta}{r}$$

Демак рейкали руль механизмли руль бошқармасининг узатиш сони ўзгарувчан. Шестернядан рейкага узатилаётган куч

$$P_x = \frac{P_{\delta\div} \cdot R_{\delta\div}}{r}$$

бу ерда: $P_{\text{рч}}$ - руль чамбарагига қуйилган куч;

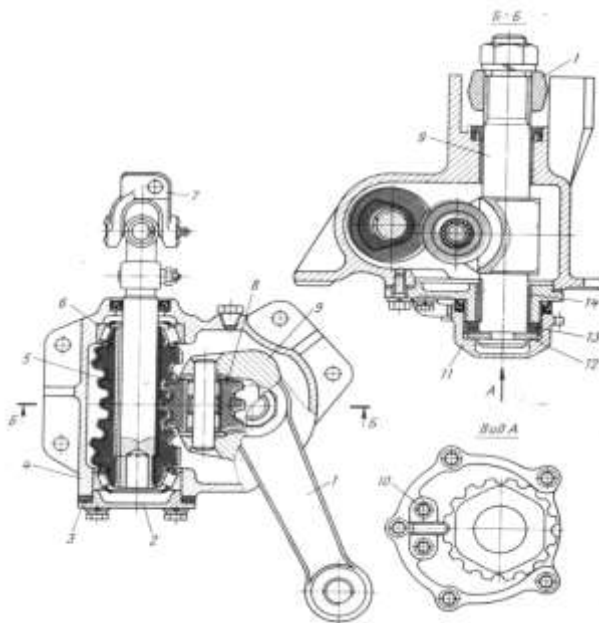
$R_{\text{рч}}$ - руль чамбарагининг радиуси;

r_ω - шестернянинг бошлангич радиуси.

Рейкали руль механизмнинг афзаллиги: содда ва ихчам; арзон; ФИК=0,9-0,95; камчилиги: турткиларни сўндирмасдан ўтказди; узатиш сони пастрок.

Червякли руль механизми. Ушбу руль механизмлари энгил, юк автомобиллари ва автобусларда ўрнатилади. Червяк ва роликли руль механизмлари кенг тарқалган. Бундай жуфтлик глобоидал червяк ва икки ёки уч тишли роликдан иборат. Кам холларда кичик классдаги энгил автомобилда бир тишли ролик ишлатилиши мумкин.

Глобоидал червяк ва уч тишли роликли руль механизмини конструкцияси 9.3-расмда тасвирланган. Червяк, сошка валининг ишчи бурчагини ошириш мақсадида, глобоид шаклида тайёрланган. Ишчи бурчак тишли илашма илашишдан чикиб кетмаслиги билан аниқланади. Червяк ва валлар шарикли, радиал ёки игнасимон подшипникларда ўрнатилади. Ишқаланиш минимумга туширилганлиги туфайли руль механизмининг ФИК тўғри йўналишда 0,85ни, тескари йўналишда тахминин 0,7ни ташкил этади.



9.3-расм. Червякли руль механизми конструкцияси.

Глобоидал червякли руль механизмининг узатиш сони ўзгармас ва тишли ғилдиракнинг тишлар сонини (ролик тишли ғилдиракнинг кичик сектори деб ҳисобланади) червякнинг киришига нисбатига тенг. Червяк асосон бир киришли бўлади. Илашмадаги червяк ва ролик орасидаги тирқишнинг ўзгарувчанлиги червякни ҳосил этувчи ёйнинг радиуси ва ролик траекториясининг радиусларини фарқланиши билан таъминланиши мумкин. Радиусларни ҳар хиллиги ҳисобига жуфтликнинг элементларини яқинлаштириб илашмадаги тирқишни ростлаш мумкин.

Винтли руль механизми. Бундай руль механизмлари турли конструктив кўринишда бўлиши мумкин: винт ричаг билан; тебранувчи винт ва гайка; винт ва тебранувчи гайка; винт рейка билан. Автомобилларда винт ва рейкали; винт 1, шарикли гайка-рейка 2 ва сошканинг вали билан биргаликда бажарилган сектор 3 лардан ташкил тонган руль механизмлари кенг ишлатилади (9.4а-расм) Ушбу руль механизмини узатиш сонини аниқлаймиз(9.4б-расм).

Агар руль чамбараги элементар бурчак $d\alpha$ га бурилса гайка қуйидаги масофага сурилади:

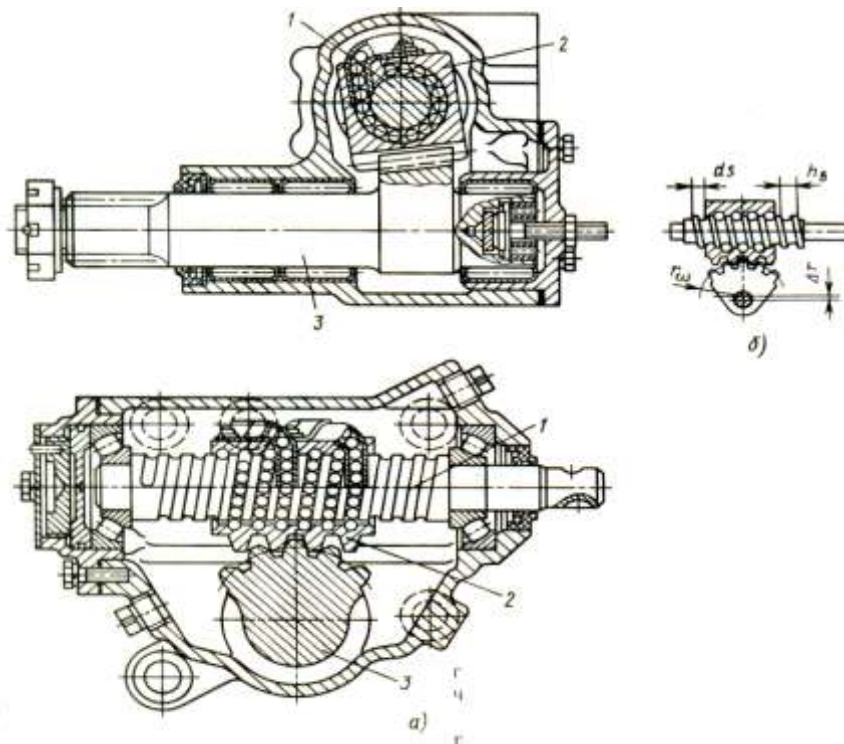
$$ds = \frac{h_a \cdot d\alpha}{2\pi} \quad (h_a - \text{винт қадами}).$$

Шу сурилишга мос сошка валининг элементар бурилиш бурчаги:

$$d\beta = \frac{ds}{r_\omega} = \frac{h}{2\pi \cdot r_\omega} d\alpha \quad \text{Демак} \quad u_{\partial i} = \frac{d\alpha}{d\beta} = \frac{2\pi \cdot r_\omega}{h_a} \quad \text{ўзгармас.}$$

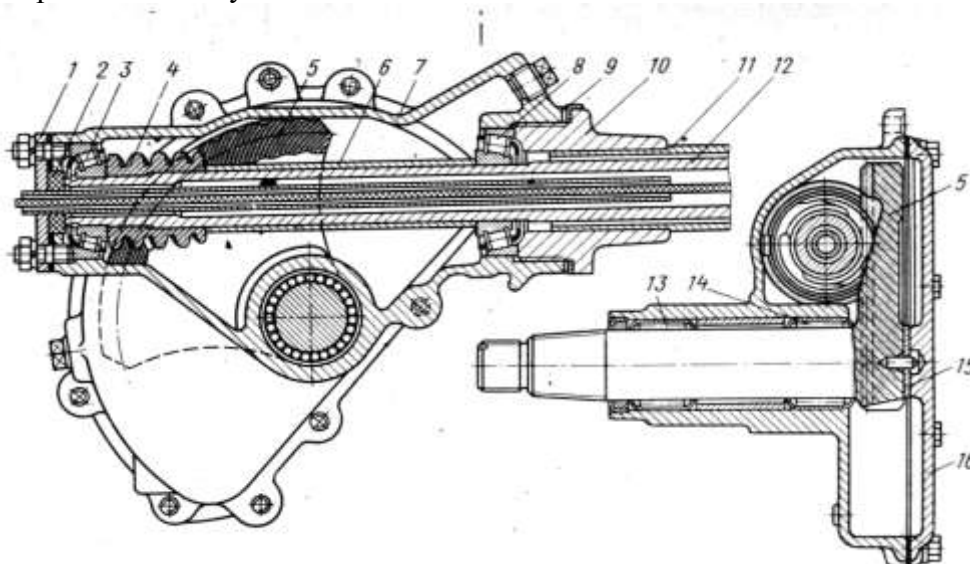
Винтли руль механизмининг ФИК ($\eta_{\text{тўғри}} = \eta_{\text{тескар}} \approx 0,8 \dots 0,85$) иккала йўналишда ҳам юқори. Шунинг учун йўл нотекисларидан турткилар руль чамбарагида сезилади.

Кучайтиргичсиз ушбу руль механизмларини фақат кичик классдаги енгил автомобилларга ўрнатилиши мақсадга мувофиқ.



9.4-расм. Винт-гайка-рейка-секторли руль механизми конструкцияси.

Цилиндрик червяк ва ён сектор типдаги руль механизми. Айрим автомобилларда червяк ва ён сектор типдаги руль механизми ишлатилади. Бу турдаги механизмда катта кучларни узатаётганда жуфтликларининг тишларига кам босим таъсир этади, чунки бир пайтда кўп тишлар илашишда бўлади.



9.5-расм. Цилиндрик червяк - ён секторли руль механизми конструкцияси.

Механизмнинг узатиш сони ўзгармас ва қуйидаги формулага бўйича аниқланади

$$u_{\delta i} = \frac{r_{\omega 2} \cdot \cos \beta_2}{r_{\omega 1} \cdot \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

бу ерда: $r_{\omega 1}, r_{\omega 2}$ – тегишли равишда червяк ва секторни бошлангич радиуслари;
 β_1, β_2 – тегишли равишда червяк кириш сони ва сектор кесиб олинган тишли
 ғилдиракни тишларининг сони.

Червяк ва сектор тишларини орасида ишқаланиш мавжудлиги механизмининг ФИК пастлигига, яъни тўғри йўналишда $\eta_{\text{тўғри}} = 0,65 \dots 0,75$ ва тескари йўналишда $\eta_{\text{тескар}} \approx 0,55 \dots 0,6$, бўлишига сабаб бўлади.

Сошка вали ён сектори билан яхлит этиб тайёрланган ва игнасимон подшипникларда ўрнатилган. Червяк ва тишли сектор орасидаги тирқиш ўзгарувчан ва секторни ўрта ҳолатида, унинг тишлари махсус шаклли тайёрланганлиги туфайли, энг кичик қийматга эга. Илашма тирқиш қопқоқ тагидаги қистирманинг қалинлигини ўзгартириш билан ростланади.

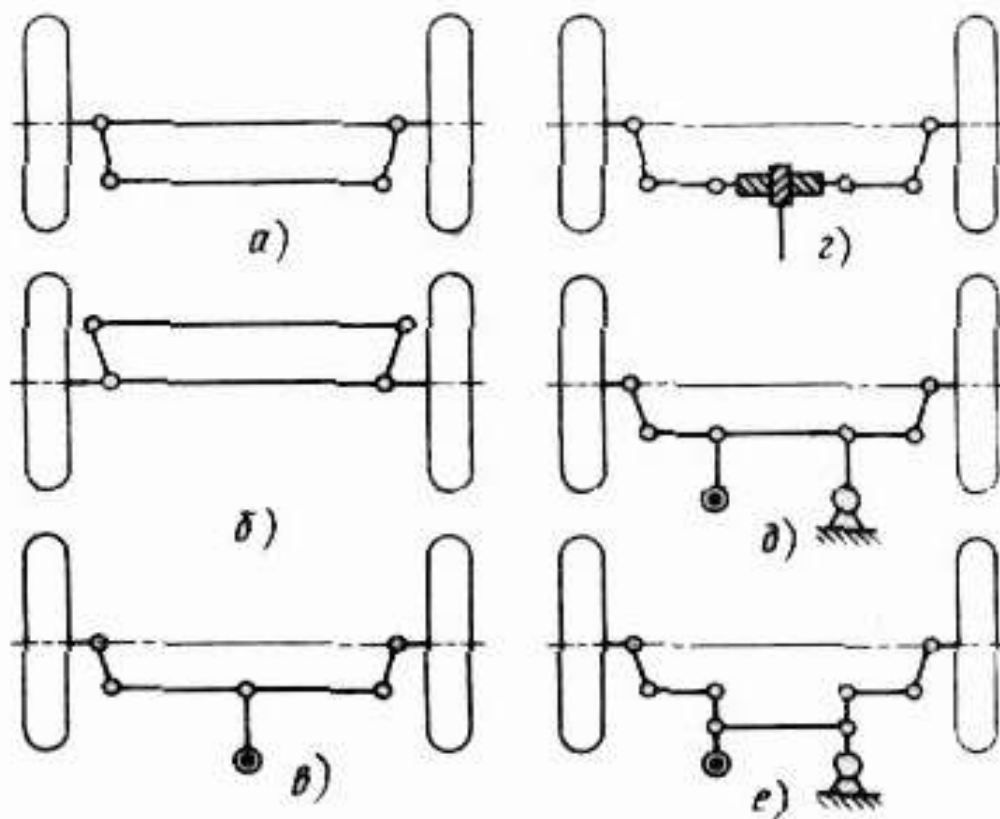
5-савол. Руль юритмалари ва руль трапециялари.

Руль юритмаси руль механизидан узатилаётган буровчи моментни ошириб, бошқарилувчи ғилдиракларга узатиш учун хизмат қилади. Руль юритмасининг таркибига руль трапецияси, тортқилар (бўйлама ва кўндаланг), ричаглар ва шарнирлар киради.

Руль юритмасига қуйидаги талаблар қўйилади:

- бошқарилувчи ғилдиракларнинг бурилиш бурчаклари тўғри нисбатда бўлиши керак;
- бошқарилувчи ғилдираклар ўз – ўзидан тебранмаслиги керак;
- османинг тебраниши бошқарилувчи ғилдиракларни буриб юбормаслиги керак.

Автомобилнинг бурилиш кинематикаси тўғри бўлиши учун унинг барча нуқталари битта нуқта атрофида айланишлари керак. Шунда ғилдираклар йўл юзасида ёнга сирпанмасдан ҳаракатланади. Лекин бунинг учун бошқарилувчи ғилдираклар ҳар хил бурчакларга бурилишлари керак. Бурилиш марказига яқин бўлган ғилдирак катта бурчакка, узоқ бўлгани кичик бурчакларга бурилиши керак. Лекин хайдовчи битта руль чамбарагини айлантиради. Ғилдиракларни ҳар хил бурчакларга буриш вазифасини руль трапецияси бажаради. Трапеция ўлчамлари автомобил базаси ва ғилдиракларнинг колеясига боғлиқ равишда танланади. Компановка имконларидан келиб чиқиб руль трапециясини олдинги ўқдан олдин (олдинги трапеция), ёки олдинги ўқдан кейин (орқа трапеция) жойлаштириш мумкин.

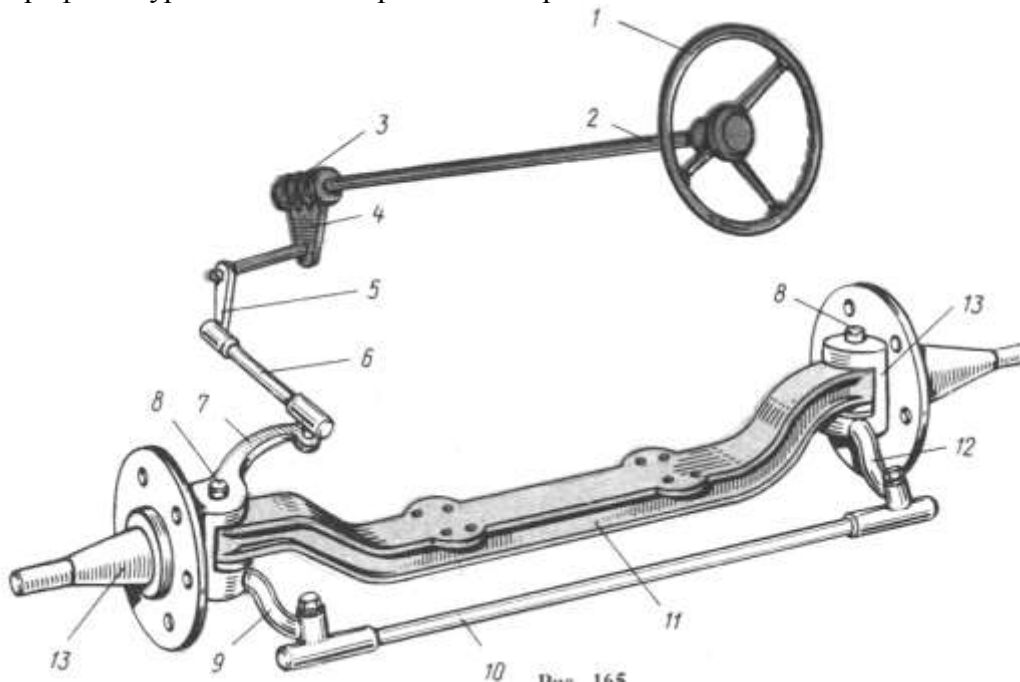


9.6-расм. Руль трапецияларининг схемалари.

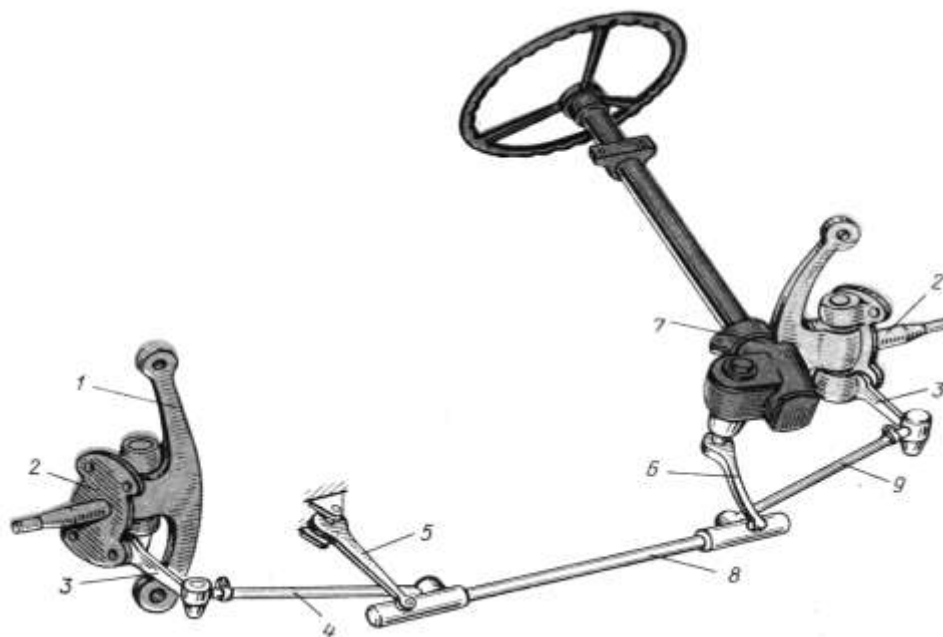
а), б) – номустикал осмали автомобилларнинг олди ва орқа руль трапециялари;

в) – е) - мустикал осмали автомобилларнинг руль трапециялари;

Номустакил осмали автомобилларнинг руль трапециясида яхлит кўндаланг тортқи 10 ишлатилади (9.7-расм); мустикал осмали автомобилларнинг руль трапециясида кўндаланг тортқи бир бирига шарнирлар ёрдамида уланган учта қисмлар 4,8,9дан иборат(9.8-расм), ақс холда османинг мустикаллиги бузилади. Шу мақсадда кесма кўндаланг торқининг шарнирлари шундай жойлашиши керакки ғилдиракларнинг осмада тебраниши уларни шкворен атрофида бурилишини чақирмаслиги керак.



9.7 -расм. Номустакил осма билан ишлайдиган руль бошқармасининг схемаси:
1-руль чамбараги; 2-Руль вали; 3- руль механизмининг червяги; 4-руль механизмининг сектори; 5-сошка; 6-буйлама тортқи; 7- буриш ричаги; 8-шкворен; 9,12-трапециянинг буриш ричаглари; 10-кундаланг тортқи; 11-олдинги куприк; 13- бурилиш цапфаси;



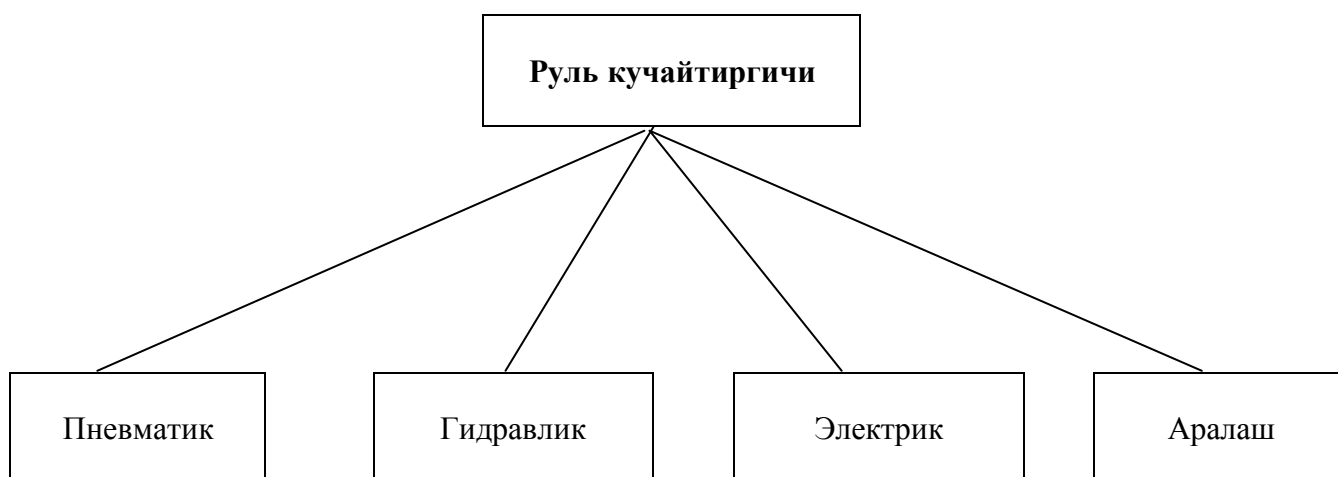
9.8-расм. Мустикал осма билан ишлайдиган руль бошқармасининг схемаси:
1-турғи; 2-бурилиш цапфаси; 3-бурилиш цапфасининг ричаги; 4,9- ён тортқилар;
5- маятник ричаги; 6-сошка; 7-руль механизми; 8- ўрта тортқи.

Руль трапециясини геометрик улчамларини аниклаш учун асосан график усулидан фойдаланилади. Агар конструкцияларда трапеция кўприкнинг орқасида жойлашган бўлса, трапециянинг ғилдиракларни буриш ричаглари ўқларининг давоми олдинги ўқдан $0,7L$ масофада кесишади, агар трапеция олдинда бўлса— L масофада кесишади (9.1-расм).

Кўндаланг тортқи асосан пайвандланмаган трубадан тайёрланади, унинг резбали учларига шарли бармоқлар буралиб қўйилади. Кўндаланг торт-қининг узунлиги ўзгарадиган бўлиши керак, чунки тортқи ёрдамида ғилдирак-ларнинг ўрнатилиши ростланади. Кўп холларда кўндаланг тортқи учларидаги резбаларни қадами, аниқ ростлаш имконини бўлиши учун, хар хил бўлади. Кўндаланг тортқининг шарли бармоқ шарнирларида тирқиш бўлиши мумкин эмас, шунинг учун улар ейилиш натижасида хосил бўладиган тирқишни автоматик равишда ростланадиган этиб тайёрланади.

Бўйлама тортқи б руль механизмининг сошқасини буриш ричаги билан боғлайди ва асосан номуस्ताқил осмада ишлатилади(9.7-расм). Бўйлама тортқи ва османинг кинематик харакатлари мослашган бўлиши керак, акс холда османинг тебраниши бошқарилувчи ғилдиракларнинг бурилишини чақиради.

6-савол. Руль кучайтиргичлари турлари ва компоновка схемалари



Руль кучайтиргичларига қўйиладиган талаблар:

- бошқарилувчи ғилдиракларнинг бурилиш бурчаги ва бураётган куч руль чамбаранинги бурилиш бурчагига ва унга қўйилган кучга тўғри пропорционал бўлиши керак (кучайтиргич кузатиш қобилиятига эга бўлиши керак);
- кучайтиргич ишламаганда руль бошқармасини ҳайдовчи бошқара олиши керак;
- кучайтиргич ишга тушиш учун минимал вақт сарфланиши керак (0,2-1 секунд);
- кучайтиргич белгиланган сезувчанликкаэга бўлиши керак (20 Н ва 10°);
- кучайтиргич ғилдиракларнинг стабилизациясига иложи борича камроқ таъсир этиши керак;
- йўл нотекистиклардан келувчи кучлар тасирида ишга тушмаслиги керак;
- йўл нотекистикларидан келаётган турткиларни сўндириб руль чамбаранига ўтказмаслиги керак.

Бир қатор афзалликларига кўра (ихчамлиги, тез ишга тушиши, энергия манбасини яратиш қулайлиги, ФИК баландлиги ва х.к.) автомобилларда асосан гидравлик кучайтиргичлар ишлатилади. Гидравлик кучайтиргичлар қуйидаги асосий қисмлардан ташкил топган:

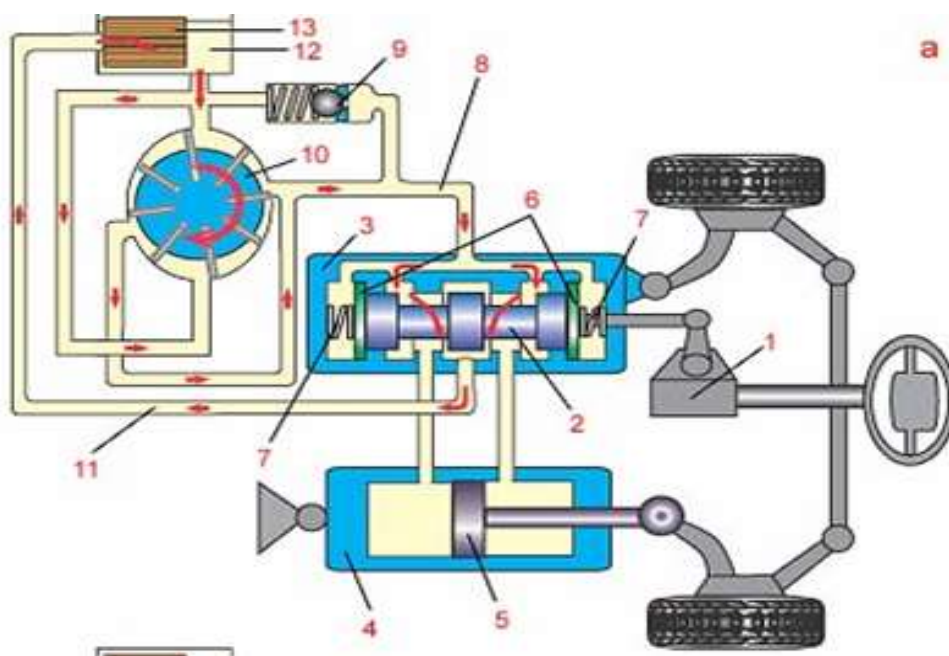
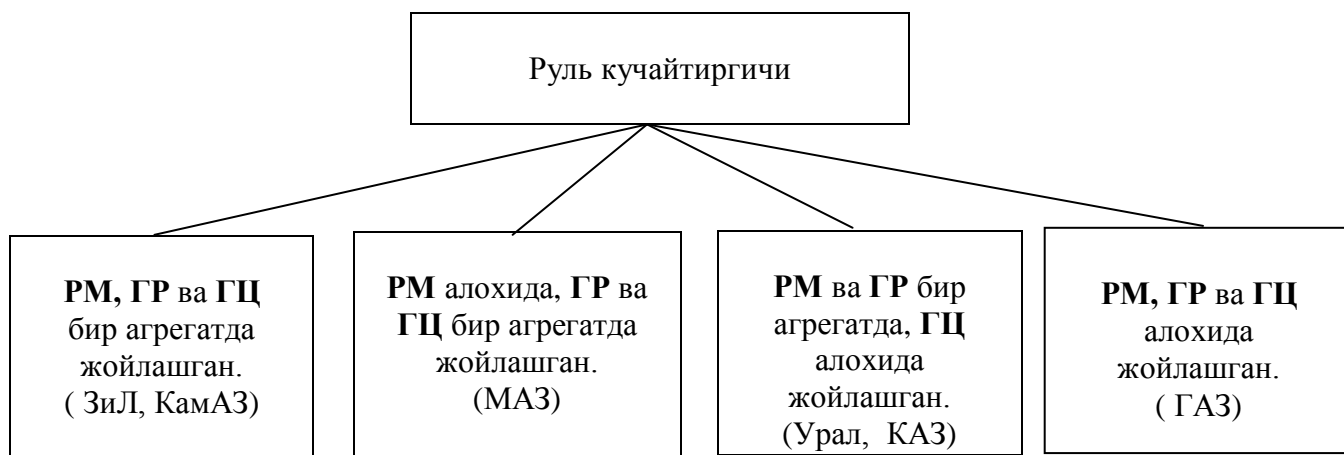
ГН – энергия манбаи (гидронасос);

ГР – гидротаксимлагич;

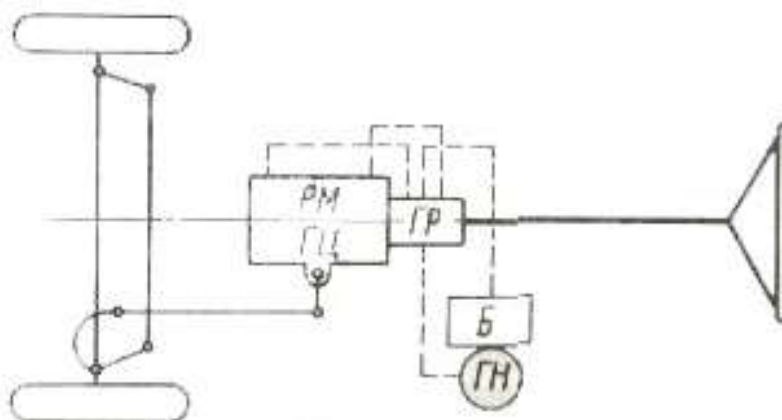
ГЦ – бажарувчи мослама (гидроцилиндр);

Б – суюқлик баки.

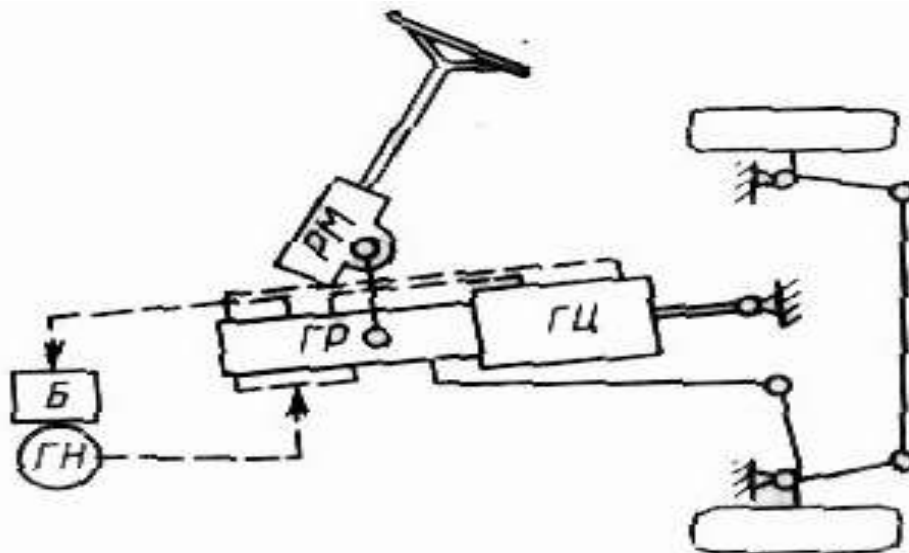
Кучайтиргич асосий қисмларининг руль механизми (РМ) билан ўзаро жойлашувига кўра куйидагича тавсифланади.



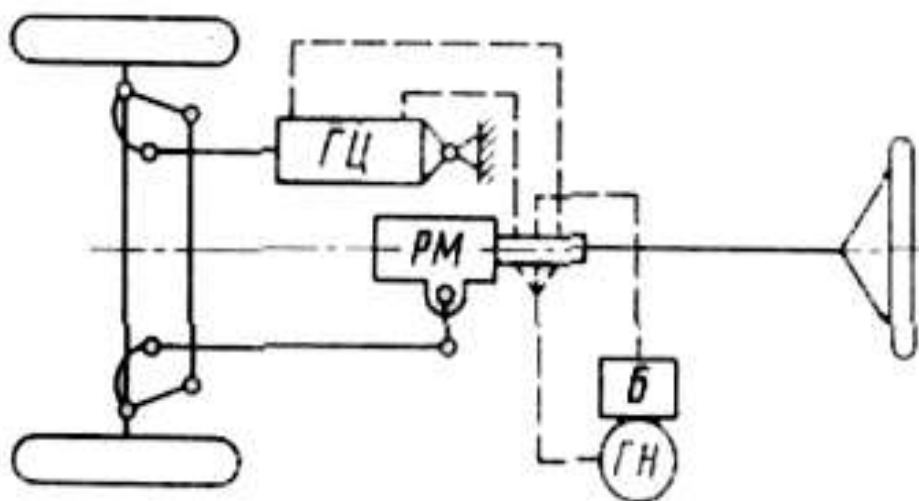
9.9-расм. Гидравлик гидрокучайтиргичларнинг схемаси ва ишлаши



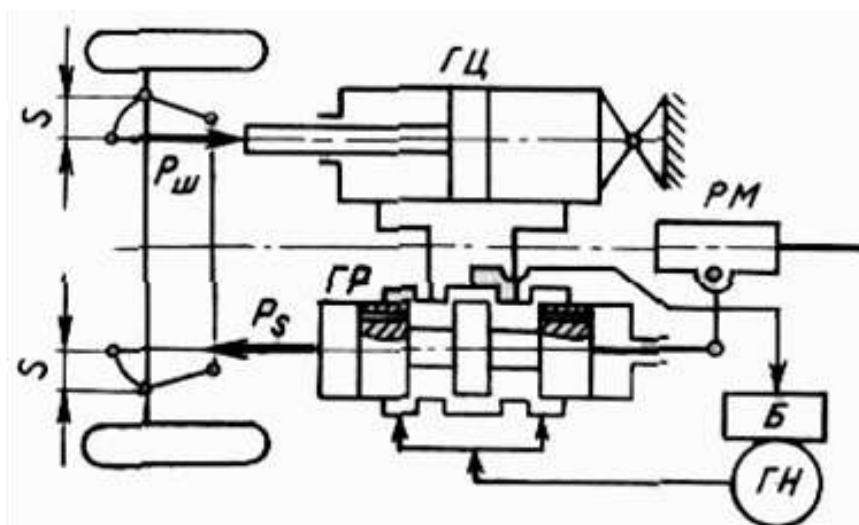
9.10-расм. РМ, ГР ва ГЦ бир агрегатда жойлашган. (1-компоновка схемаси)



9.12-расм. РМ алохида, ГР ва ГЦ бир агрегатда жойлашган. (2 – компоновка схемаси)



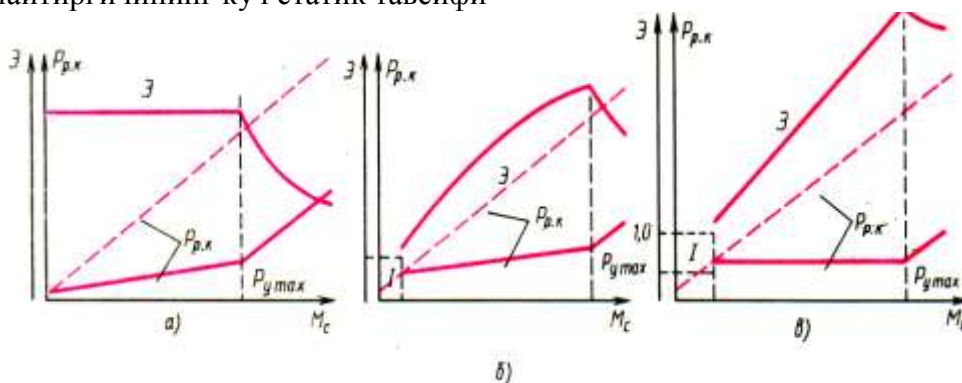
9.13-расм. РМ ва ГР бир агрегатда, ГЦ алохида жойлашган.(3 – компоновка схемаси)



9.15-расм. РМ, ГР ва ГЦ алохида жойлашган. (4 – компоновка схемаси)

7-савол. Руль кучайтиргичларини баҳоловчи мезонлар.

1. Руль кучайтиргичининг куч статик таъсифи



2. Самардорлик коэффициенти $\Theta = \frac{P_{pk}}{(P_{pk} - P_y)}$; $\approx 10 \div 15$

3. Сезувчанлик кўрсаткичи $\lambda_n = 20 \div 50 \text{ Н}$

4. Реактив таъсир кўрсаткичи $\rho = \frac{P_y}{M_c}$

8-савол. Руль бошқармасидаги юкланишлар.

Руль бошқармаси деталаридаги юкланишларни икки хил усул билан аниқлаш мумкин:

1-усул. Руль чамбарагига ҳайдовчи томонидан қўйилган максимал кучга кўра ($P_{pk} = 400 \text{ Н}$ - энгил автомобиллар учун; $P_{pk} = 700 \text{ Н}$ - юк автомобиллари учун);

2-усул. Автомобиль турган жойида бошқарилувчи ғилдиракларни буриш учун руль чамбарагига қўйиладиган кучга кўра:

$$D_{\delta\epsilon} = \frac{M_c}{U_w \cdot R_{pk} \cdot \eta_{\text{ДА}}}$$

бунда: M_c - жойида турган автомобилнинг ғилдиракларининг бурилишга қаршилик моменти;

U_w - руль бошқармасининг бурчакли узатиш сони;

R_{pk} - руль чамбарагининг радиуси;

$\eta_{\text{рб}}$ - руль бошқармасининг ФИК;

Жойида турган автомобилнинг ғилдиракларининг бурилишга қаршилик моменти қуйидаги эмперик формуладан аниқланади:

$$M_c = \frac{2\varphi_0}{3} \cdot \sqrt{G_k^3}; \quad \text{ёки} \quad M_c = \varphi_0 \cdot G_k \cdot \sqrt{\frac{J_p}{F_{ш} + l^2}};$$

бунда: $\varphi_0 = 0,9 - 1,0$ - бошқарилувчи ғилдиракларни жойида бургандаги илашиш коэффициенти;

G_k - бошқарилувчи ғилдиракка тушадиган оғирлик кучи, Н

$\rho_{ш}$ - бошқарилувчи ғилдирак шинасидаги босим; МПа

J_p - шинанинг йўл билан контакт юзасини қутбий инерция мрменти;

l - ғилдиракнинг айланиш елкаси;

$F_{ш}$ - шинанинг йўл билан контакт юзасининг майдони.

Иккинчи усул билан юкланишларни аниқлаш афзалроқ.. Шуни назарда тутиш керакки автомобил нотекис йўлларда ҳаракатланётганда ёки юқори илашиш коэффициенти йўлларда тормозланётганда руль бошқармасининг деталарига динамик юкланишлар таъсир этади, бундай юкланишлар динамиклик коэффициенти $K_0 = 1,5 - 3$ билан ҳисобга олинади. K_0 нинг қиймати автомобил тури ва эксплуатация шароитига кўра танланади.

Танлаб олинган ёки хисоблаб топилган R_{pk} асосида руль бошқармасининг барча деталларидаги юкланишларни аниқлаш мумкин. Агар R_{pk} нинг қиймати рухсат этилган қийматдан ошиб кетса, у холда руль бошқармасига руль кучайтиргичи ўрнатилади.

Руль вали. Руль вали асосан қувур шаклида тайёрланган ва қуйидаги моментни узатади.

$$\dot{I}_{\delta\epsilon} = D_{\delta\epsilon} \cdot R_{\delta\epsilon}$$

Руль валнинг буралишдаги кучланиши:

$$\tau = \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot d_i}{0,2 \cdot (d_i^4 - d_a^4)}; \quad [\tau] = 100 \text{ МПа}$$

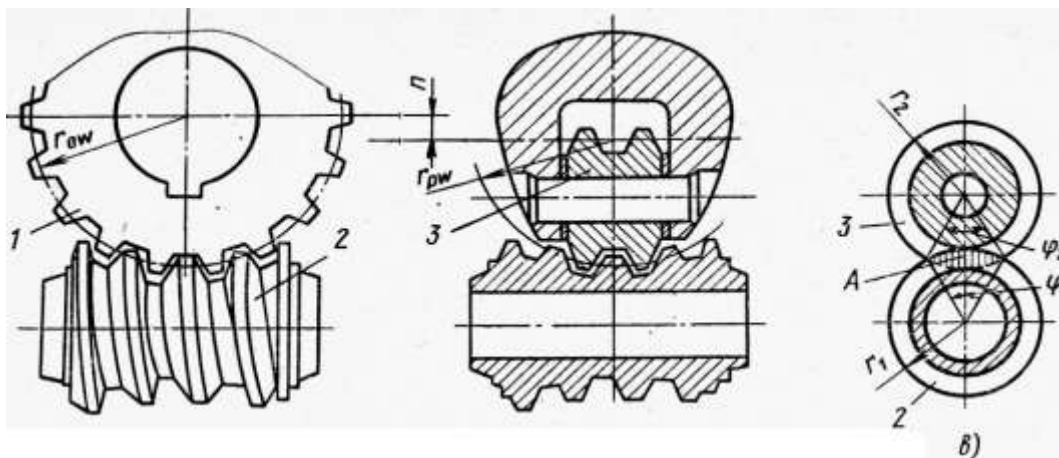
бу ерда: d_n – рул валининг ташқи диаметри;
 d_e – рул валининг ички диаметри.

Руль механизми. Червякли руль механизмининг узатишлар сони қуйидагича аниқланади:

$$U_{PM} = \frac{Z_r}{n}$$

бу ерда: Z_r – червяк ғилдирагининг тишлар сони (бу ерда ролик червяк ғилдирагининг бўлаги деб қабул қилинади)
 n – червякдаги киришлар сони (червяк асосан бир киришли)

Радиуслар r_1 ва r_2 ларнинг хар хиллиги хисобига червяк билан ролик орасидаги тирқиш ўзгарувчан бўлади, яъни нейтрал холатда тирқиш кичкина, четки холатларда тирқиш катта бўлиб, руль механизмини созлаш имконияти яратилади.



9.17-расм. Червяк-ролик туридаги руль жуфтлигининг конструкцияси.
 1-сектор; 2-червяк; 3-ролик.

Руль механизмидаги контакт кучланиш:

$$\sigma = \frac{P_x}{F \cdot n} \quad [\sigma] = 7 \dots 8 \text{ МПа}$$

бу ерда: P_x - червякка таъсир қилаётган ўқ бўйлаб йўналган куч, Н
 F - роликнинг битта қабаригининг червяк билан контакт (туташув) юзаси
 n - роликнинг қабариклари сони

$$P_x = \frac{M_{\delta\epsilon}}{r_{w0} \cdot \text{tg} \beta} \quad F = \frac{(\varphi_1 - \sin \varphi_1) \cdot r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) \cdot r_2^2}{2}$$

бу ерда: r_{w0} - червякнинг бошланғич радиуси;
 β - винт чизиғининг кўтарилиш бурчаги

Руль сошкеси валининг буралишдаги кучланиш:

$$\tau = \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot U_{\Delta i} \cdot \eta_{\Delta i}}{0,2 \cdot d^3}; \quad [\tau] = 300 \dots 350 \text{ МПа}$$

бу ерда: d – сошка валининг диаметри.

Руль сошкесидаги куч қуйидагича аниқланади:

$$P_{\tilde{n}\tilde{i}\tilde{o}} = \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot U_{\Delta i} \cdot \eta_{\Delta i}}{l_s}$$

Агар руль механизмига кучайтиргич ўрнатилган бўлса:

$$P_{\tilde{n}\tilde{i}\tilde{o}} = \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot U_{\Delta i} \cdot \eta_{\Delta i}}{l_s} + \frac{\rho_x \cdot \pi \cdot D_{\tilde{a}\tilde{o}}^2}{4l_s}$$

А-А хавфли қирқимда эгилишдаги кучланиш: $\sigma_{\epsilon} = \frac{P_{\tilde{n}\tilde{i}\tilde{o}} \cdot e}{W_{\epsilon}};$

А-А хавфли қирқимда буралишдаги кучланиш: $\tau = \frac{P_{\text{сош}} \cdot l_n}{W_k}$

бу ерда: W_u – хавфли қирқимнинг ўқ бўйлаб йўналган қаршилик моменти;
 W_k – хавфли қирқимнинг поляр қаршилик моменти;

Сошканинг шарли бармоғидаги кучланишлар қуйидагича аниқланади:

- эзилишдаги кучланиш: $q = \frac{4 \cdot P_{\text{сош}}}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}; \quad [q] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$

- қирқилишдаги кучланиш: $\sigma_{cp} = \frac{P_{\text{сош}}}{F_u}; \quad [\sigma_{\tilde{n}\tilde{o}}] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$

Руль юритмасидаги бошқа бармоқлар ҳам шу усулда ҳисобланади.

Бўйлама тортқида $P_{\text{сош}}$ кучи чўзилиш-сиқилишни ва букилишини ҳосил қилади:

сиқилишдаги кучланиш: $\sigma_{\tilde{n}\tilde{a}} = \frac{P_{\tilde{n}\tilde{i}\tilde{o}}}{F_T};$

букилишдаги кучланиш: $\sigma_{\tilde{n}\tilde{e}} = \frac{\pi^2 \cdot \overset{\circ}{A} \cdot J}{L_T^2 \cdot F_T};$

бу ерда: F_T – бўйлама тортқининг қирқим юзаси;
 E – эластиклик модули

$$J - \text{тортқи қирқимининг экваториал инерция моменти} \quad J = \frac{\pi \cdot (d_T^4 - d_u^4)}{64};$$

L_T – бўйлама тортқи узунлиги (шарнир марказлари ораси)

Бурилувчи ричагнинг кучланишини аниқлаш:

эгилишдаги кучланиш: $\sigma_n = \frac{P_{\text{сош}} \cdot S}{W_n};$

$$\text{буралишдаги кучланиш: } \tau = \frac{P_{\text{сош}} \cdot l}{W_k}; \quad [\sigma_{\text{эк}}] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$$

Трапеция ён ричаглари P_{nm} кучи таъсирида зўриқади:

$$P_{i\delta} = \frac{P_{\text{нi\delta}} \cdot S}{l};$$

$$\text{эгилишдаги кучланиш: } \sigma_n = \frac{P_{i\delta} \cdot l}{W_n};$$

$$\text{буралишдаги кучланиш: } \tau = \frac{P_{i\delta} \cdot l}{W_{\hat{e}}}; \quad [\sigma_{\text{эк}}] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$$

Кўндаланг тортқи P_{nm} кучи таъсирида худди бўйлама тортқини ҳисоблаш усули билан ҳисобланади.

Назорат саволлари:

1. Руль бошқармасининг таснифи ва қўлланилиши.
2. Руль бошқармасига қўйиладиган талаблар.
3. Руль бошқармасининг асосий техник параметрлари.
4. Руль механизмининг таснифи ва уларга талаблар.
5. Руль механизмини баҳоловчи параметрлар.
6. Рейкали руль механизмининг схемаси ва тахлили.
7. Червякли руль механизмининг схемаси ва тахлили.
8. Винтли руль механизмининг схемаси ва тахлили.
9. Руль юритмасининг схемаси ва унга талаблар.
10. Руль трапецияларининг схемалари.
11. Руль кучайтиргичининг турлари ва компоновка схемалари.
12. Руль кучайтиргичига қўйиладиган талаблар.
13. Руль кучайтиргичининг 1- компоновка схемаси.
14. Руль кучайтиргичининг 2- компоновка схемаси.
15. Руль кучайтиргичининг 3- компоновка схемаси.
16. Руль кучайтиргичининг 4- компоновка схемаси.
17. Руль кучайтиргичини баҳоловчи мезонлар.
18. Руль чамбарагига қўйилган кучни аниқлаш.
19. Руль механизмининг узатишлар сонини аниқлаш.
20. Руль юритмасининг узатишлар сонини аниқлаш.

10- мавзу. ТОРМОЗ БОШҚАРМАСИ

Режа:

1. Тормоз бошқармасининг таснифи ва кўлланилиши
2. Тормоз тизимларига кўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Тормоз механизмларининг турлари ва уларни баҳоловчи мезонлар.
4. Дискли тормоз механизмининг тахлили.
5. Барабанли тормоз механизмининг тахлили.
6. Тормоз юритмалари. Механик тормоз юритмаси.
7. Гидравлик тормоз юритмаси.
8. Асосий ва ишчи тормоз цилиндрлари.
9. Тормоз кучайтиргичлари.
10. Пневматик тормоз юритмаси.
11. Тўғри ва тескари йўналишдаги тормоз кранлари.
12. Тормоз камералари.
13. Тормоз тизимларидаги юкланишлар.

1-савол. Тормоз бошқармасининг таснифи ва кўлланилиши.

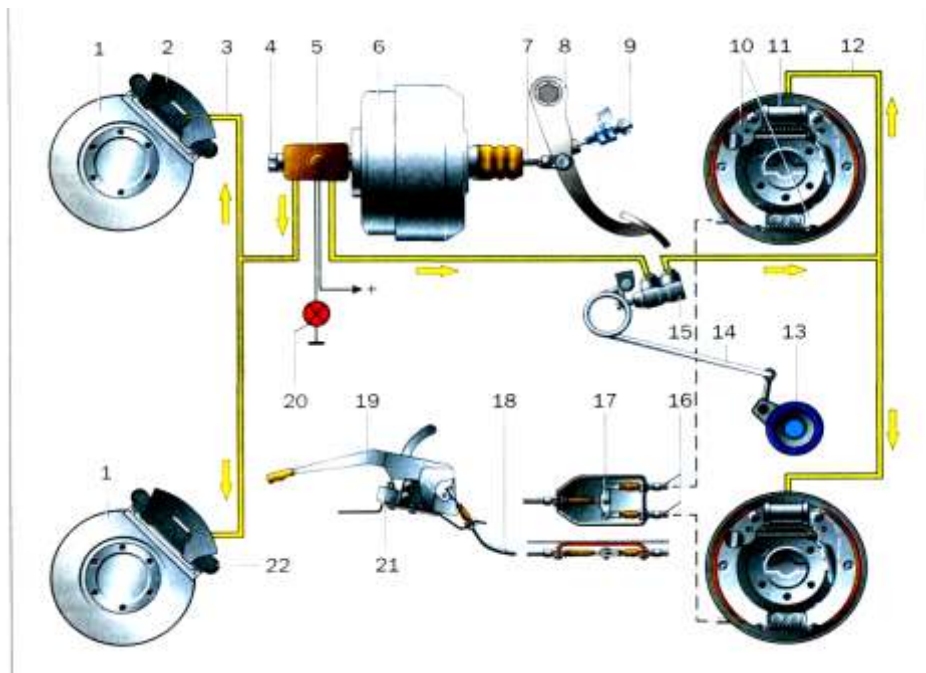


2-савол. Тормоз тизимларига кўйиладиган талаблар.

1. Автомобил максимал секинлашишига ва минимал тормоз йўлига эга бўлиши керак.
2. Тормозланганда автомобиль турғунлигини йўқотмаслиги керак.
3. Қайта- қайта тормозланганда тормозлаш хусусиятларини ўзгармаслиги керак.
4. Тормоз юритмаси минимал вақтда ишга тушиши керак.
5. Тормоз юритмаси “кузатиш” қобилиятига эга бўлиши, яъни тормоз педалидаги куч билан ғилдираклардаги тормоз моменти пропорционал (мос) бўлиши керак.
6. Тормоз тизимлари осон бошқарилиши керак (тормоз педалидаги куч – 500...700 Н, тормоз педалининг йўли – 80...180 мм)
7. Тормозланиш вақтида хар-хил товушлар, хидлар чиқармаслиги керак.
8. Тормоз тизимларининг барча элементлари ишончли бўлиши, асосий элементлар кафолатли мустахкамликка эга бўлиши керак.
9. Тормоз тизими ишдан чиққанлиги хақида хайдовчига хабар етказилиши керак.
10. Умумий талаблар.

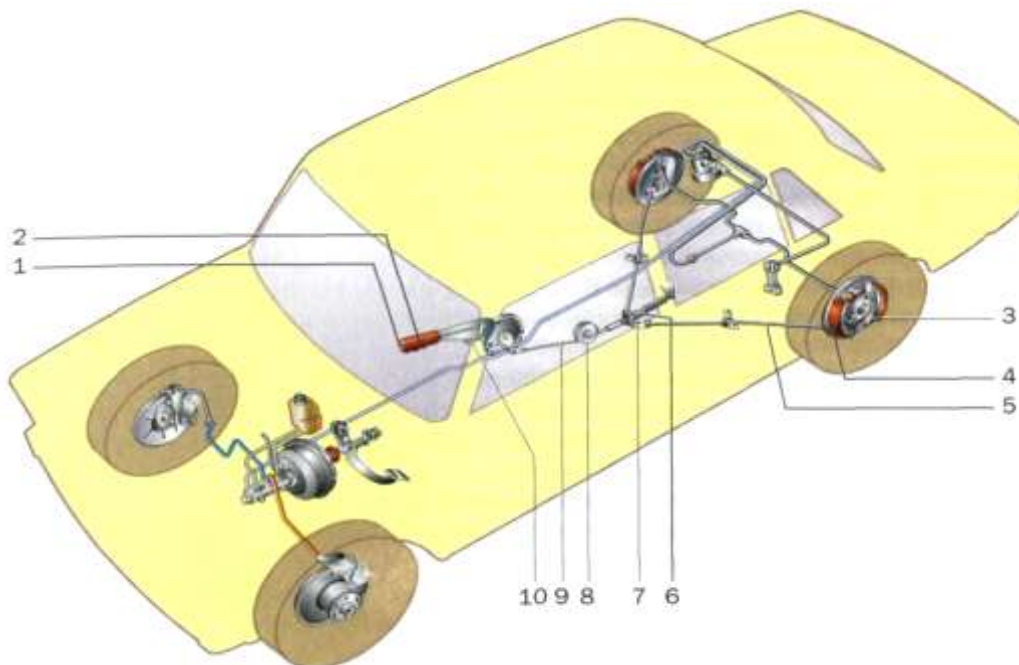
Тормоз бошқармаси ГОСТ 22895-77га биноан ишчи, захира, тўхтатиб туриш (кўл) тормоз тизимлари билан жихозланган бўлиши керак. Ёрдамчи тормоз тизими билан массаси 5 тоннадан оғир бўлган автобуслар ва 12 тоннадан оғир бўлган юк автомобиллари жихозланади.

Ҳар қандай тормоз тизими тормоз юритмаси ва битта ёки бир нечта тормоз механизмлардан ташкил топган.



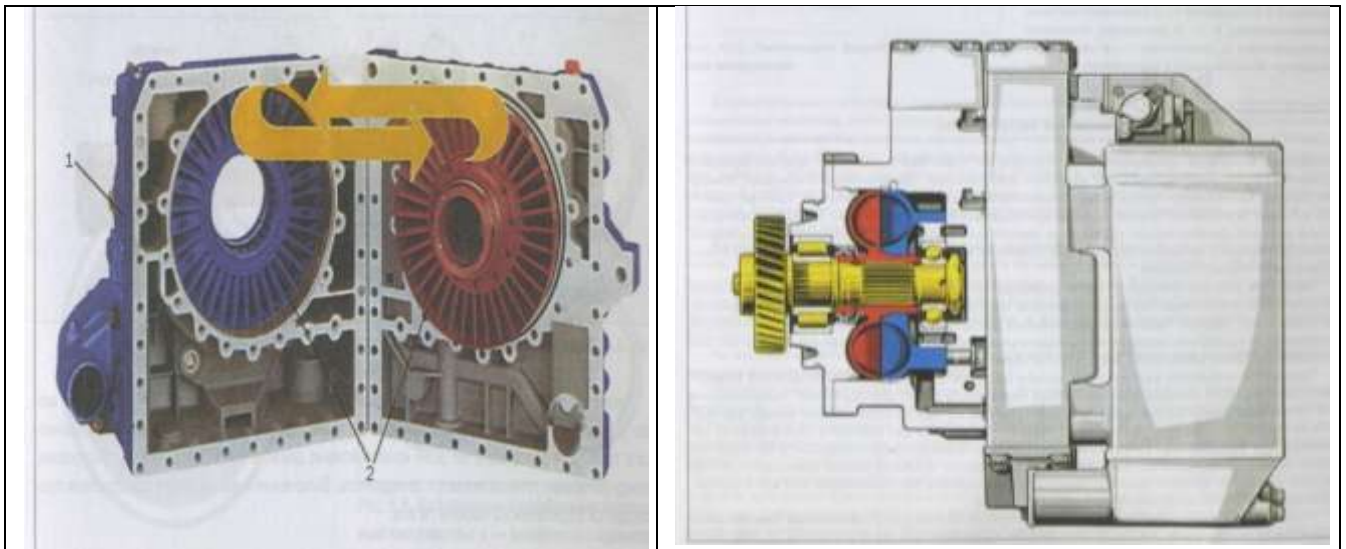
10.1-расм. Ишчи тормоз тизими

1-тормоз диски; 2-олди ғилдирак тормоз механизми скобаси; 3-олдинги контур; 4-асосий тормоз цилиндри; 5-бачок; 6-вакуум кучайтиргич; 7-турткич; 8-тормоз педали; 9-улагич; 10-орқа ғилдирак тормоз колодкалари; 11-орқа ғилдирак тормоз цилиндри; 12-орқа контур; 13-орқа кўприк ярим ўқининг ғилофи; 14-пружина; 15-босим ростлагичи; 16-орқа трослар; 17-тенглаштиргич; 18-олди трос; 19-ричаг; 20-дараклагич; 21-тўхтатиб туриш тормозининг улагичи; 22-олдинги ғилдирак тормоз колодкаси



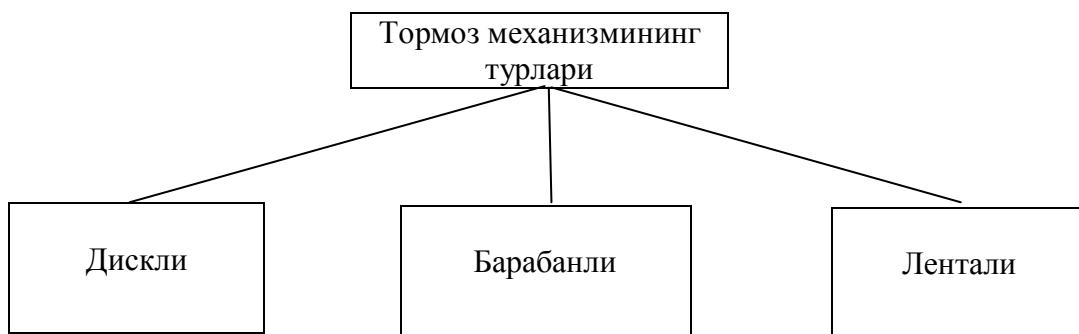
10.2-расм. Тўхтатиб туриш тормоз тизими

1-қўл тормози кнопкаси; 2- қўл тормози дастаги; 3-тормоз механизми; 4- таянч диски; 5-трубка; 6-созловчи винт; 7- тенглагич; 8-ролик; 9- трос; 10-фиксатор.



10.3-расм. Ёрдамчи тормоз тизими (Гидравлик тормоз-секинлатгич)

3-савол. Тормоз механизмларининг турлари ва уларни бахоловчи мезонлар.



Тормоз механизмни бахоловчи мезонлар:

1. Тормоз механизмнинг самарадорлик коэффициенти - бу механизм хосил қилган тормоз моментини шартли тормоз моментига нисбати

$$K_{\mathcal{O}} = M_{TOP} / (\sum P \cdot r_{TP}),$$

Бунда: M_{TOP} - тормозланиш momenti;

$\sum P$ - юритма кучларининг йиғиндиси;

r_{TP} - юритма кучи қўйилган радиус;

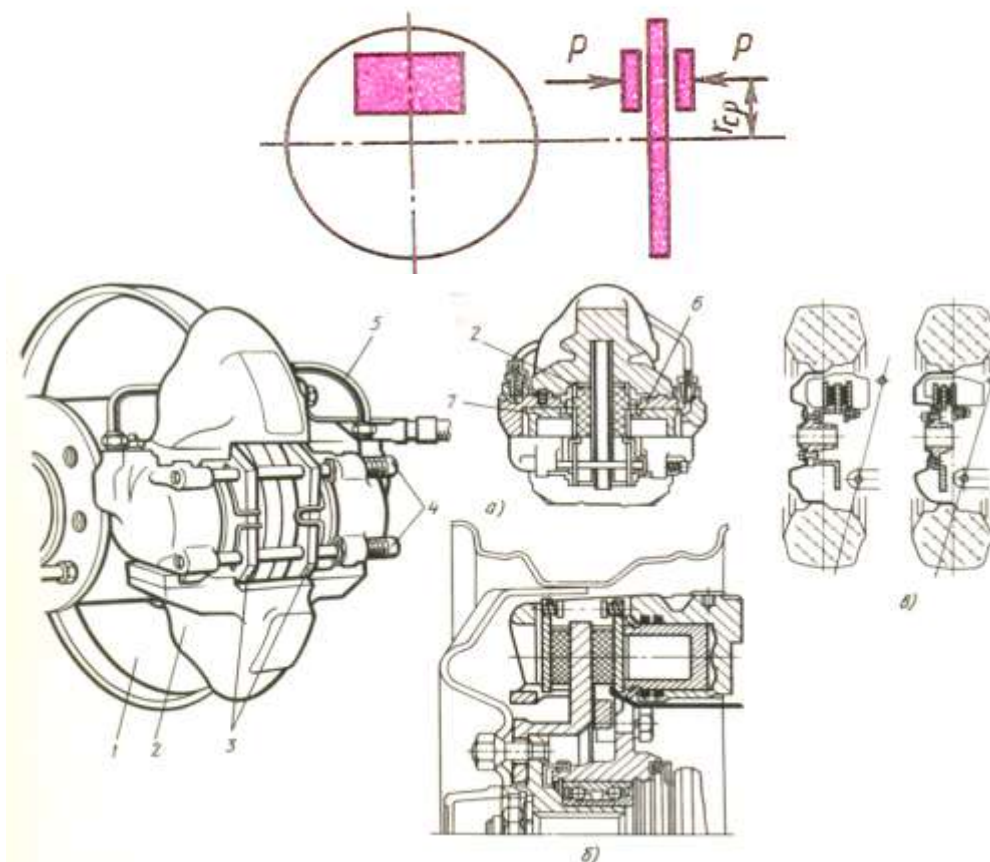
2. Тормоз механизмнинг барқарорлиги - бу $K_{\mathcal{O}} = f(\mu)$. Агар графикдаги боғланиш тўғри чизик бўлса тормоз механизми барқарор.

3. Тормоз механизмнинг мувозанатлашганлиги - бундай тормоз механизми тормозлаш вақтида ғилдирак подшипникларида қўшимча юкланишлар хосил этмайди.

4. Тормоз механизмнинг реверсивлиги – автомобил олдинга ва орқага ҳаракатланганда тормоз механизми бир хил самара билан ишласа тормоз механизми реверсив ҳисобланади.

4-савол. Дискли тормоз механизмнинг таҳлили.

Дискли тормоз механизмлари асосан енгил автомобилларда ишлатилади: кичик ва ўрта синфдаги енгил автомобилларнинг олд ғилдиракларида (орқа ғилдиракларда-барабанли тормоз механизми); катта синфдаги енгил автомобилларнинг барча ғилдиракларида дискли тормоз механизми ишлатилади.



10.4-расм. Дискли тормоз механизмнинг схемаси ва конструкциси. а-қўзғалмас скобали; б - қўзғалувчи скобали; в – скобаларни ўрнатилиш схемалари; 1 – тормоз диски; 2 – скоба; 3 – тормоз колодкалари; 4 – колодка бармоғи; 5 – уланиш трубкаси; 6 – резинали халқа; 7 – поршенлар.

Дискли тормоз механизмнинг тормоз моменти қуйидагича аниқланади: $\dot{I}_{\text{дд}} = 2 \cdot D_{\text{дд}} \cdot \mu \cdot r_{ch}$

Тормоз механизмнинг самарадорлик коэффициенти: $K_y = \frac{M_{\text{дв}}}{2 \cdot P \cdot r_{\text{дд}}} = \frac{2 \cdot P \cdot r_a \cdot \mu}{2 \cdot D \cdot r_a} = \mu$

Дискли тормоз механизмнинг бошқа афзалликлари қуйидагилар:

- ўлчамлари ва инерция моменти кичик;
- тормоз юритмасининг узатиш сонини поршеннинг кам юриши ҳисобига ошириш мумкин;
- тормоз диски ва колодкалар яхши совутилади, чунки тормоз механизми очик ва ҳаво яхши айланиши учун дискда радиал каналлар очилади;
- барабанли тормоз механизмларига кўра анча енгил;
- тормоз механизми ҳосил қиладиган тормоз моментига колодкалар намла-нишининг таъсири кам, чунки солиштирма босим барабанли тормоз механизмига караганда 3...4 марта катта. Бу намланишни тез буғланиб қуришига олиб боради.

Шу билан бирга дискли тормоз механизмлари бир қатор камчиликлардан холи эмас:

- колодкаларда солиштирма босим юқорилиги сабабли улар тез-тез алмаштирилади;
- дискли тормоз механизмлари мувазанатлашган эмас, тормозлаш пайтида ғилдиракнинг подшипникларига қўшимча кучлар таъсир этади.
- самарадорлиги энг кичик тормоз механизми.

5-савол. Барабанли тормоз механизмнинг таҳлили.

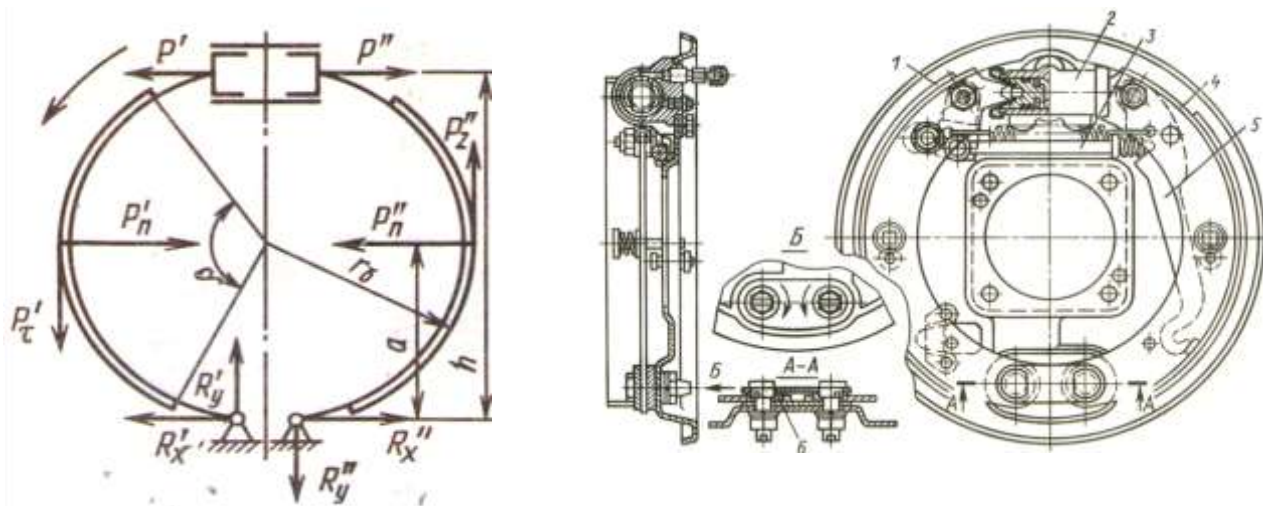
Тахлил ўтказиш учун куйидаги соддалаштиришлар киритамиз:

-колодкалар ва уларнинг қопламалари вертикал ва горизонтал ўқларга нисбатан симметрик жойлаштирилган.

-элементар нормал кучларнинг тенг таъсир этувчи кучи тормоз механизмининг марказидан ўтади.

Ишқаланиш momenti ҳисобига барабанга қўшимча қисадиган тормоз колодкаси актив, ишқаланиш momenti ҳисобига барабандан қочадиган колодка пасив деб номланади.

1. Юритма кучлари тенг ва таянчлари бир тарафга жойлашган тормоз механизми.



10.5-расм. Юритма кучлари тенг ва таянчлари бир тарафга жойлашган тормоз механизмининг схемаси ва конструкцияси

Схемада $P' = P'' = P$ – юритма кучи; P'_n, P''_n – актив ва пасив колодкаларга барабан томондан таъсир этадиган элементар нормал кучларнинг тенг таъсир этувчи кучлари; P'_t, P''_t – колодкаларга таъсир этувчи ишқаланиш кучлари; R'_x, R''_x, R'_y, R''_y – таянчларнинг реакциялари.

Иккала колодка биргаликда ҳосил қиладиган тормоз momenti:

$$M_{TP} = M_{TP}^I + M_{TP}^{II} = P \cdot r_0 \left(\frac{\mu h}{K_a \cdot a - \mu r_0} + \frac{\mu h}{K_a \cdot a + \mu r_0} \right);$$

Тормоз механизмининг самарадорлик коэффициенти

$$K_s = \frac{2\mu}{(1 - \mu^2)} = 0,8 \quad \text{бу ерда } a \approx r_0; K_a = 1; \mu = 0,35$$

Тормоз механизмининг самарадорлиги барабан иккала томонга айланганда ҳам тенг.

Тормоз механизмининг статик тавсифи тўғри чизиқли эмас, демак механизм етарли даражада барқарор эмас.

Тормоз механизми мувозанатлашмаганлиги туфайли $R'_x \neq R''_x, R'_y \neq R''_y$ ва тормозлашда ғилдирак подшипникларига қўшимча юкланишлар таъсир этади.

3. Юритма кучлари тенг ва таянчлари икки тарафга жойлашган тормоз механизми.

Ушбу тормоз механизмида олдинга ҳаракатланганда иккала колодка ҳам актив. Шунинг учун иккала колодка ҳосил этадиган тормоз momentлари тенг:

$$M''_t = M^I_{TP} = P r_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0};$$

Тормоз механизмининг умумий тормоз momenti

$$M_{TOP} = 2Pr_6 \frac{\mu h}{K_0 a - \mu r_6}; K_3 = \frac{2\mu}{1-\mu} = 1,08$$



10.6-расм. Юритма кучлари тенг ва таянчлари икки тарафга жойлашган тормоз механизмнинг схемаси ва конструкцияси

Тормоз механизмнинг хусусиятлари:

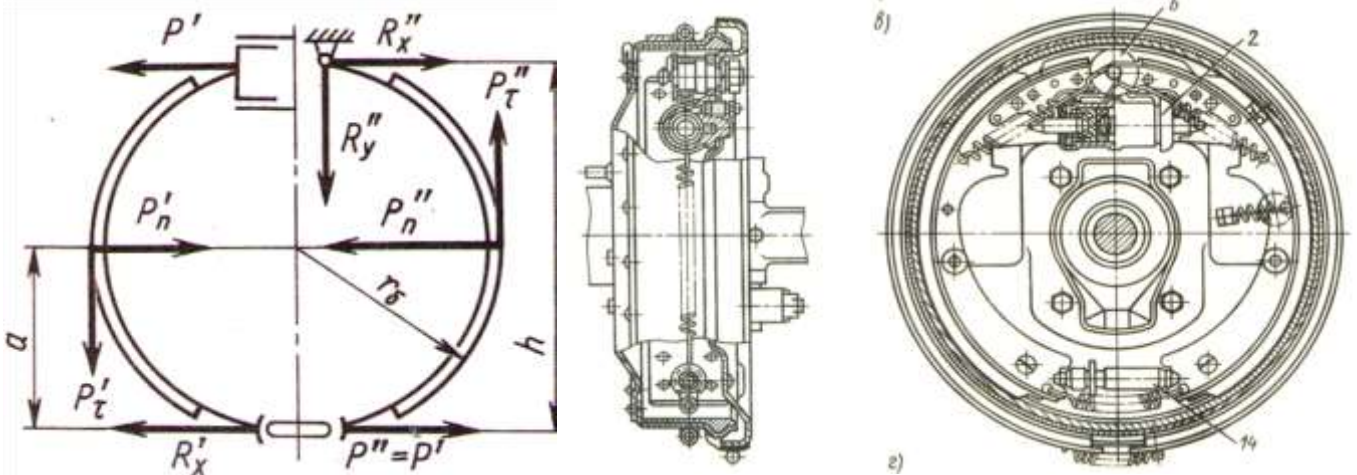
-солиштирма босим иккала накладкалар юзасида тенг, шунинг учун улар тенг ейилади.
 -самарадорлик коэффициенти қабул қилинган содалаштиришларни ҳисобга олганда $K_3 = 2\mu / (1-\mu) = 1,08$, демак ҳосил бўладиган тормоз моменти шартли тормоз моментида бир мунча катта.

-автомобил орқага ҳаракатланганда тормоз механизмнинг самарадорлиги тахминан 2 баробарга камаяди.

-тормоз механизми мувазанатлаштирилган, чунки $R'_x = R''_x$, $R'_y = R''_y$

-ушбу турдаги тормоз механизмлар фақат олдинги кўприк гилдиракларида ўрнатилади.

3. Ўз-ўзидан кучаювчи тормоз механизми (сервотормоз).



10.7-расм. Ўз-ўзидан кучаювчи тормоз механизми (сервотормоз)нинг схемаси ва конструкцияси

Тормоз механизмнинг умумий тормоз моменти

$$M_{TOP} = M_{TOP}^I + M_{TOP}^{II} = 3P^I r_6 \frac{\mu h}{R_0 a - \mu r_6}; K_3 = \frac{4\mu}{(1-\mu)^2} \approx 3,31$$

Тормоз механизмнинг хусусиятлари:

- қопламаларнинг устига таъсир этадиган солиштирма босим тенг эмас, шунинг учун иккинчи актив колодканинг қопламалари икки баравар тез ейилади.

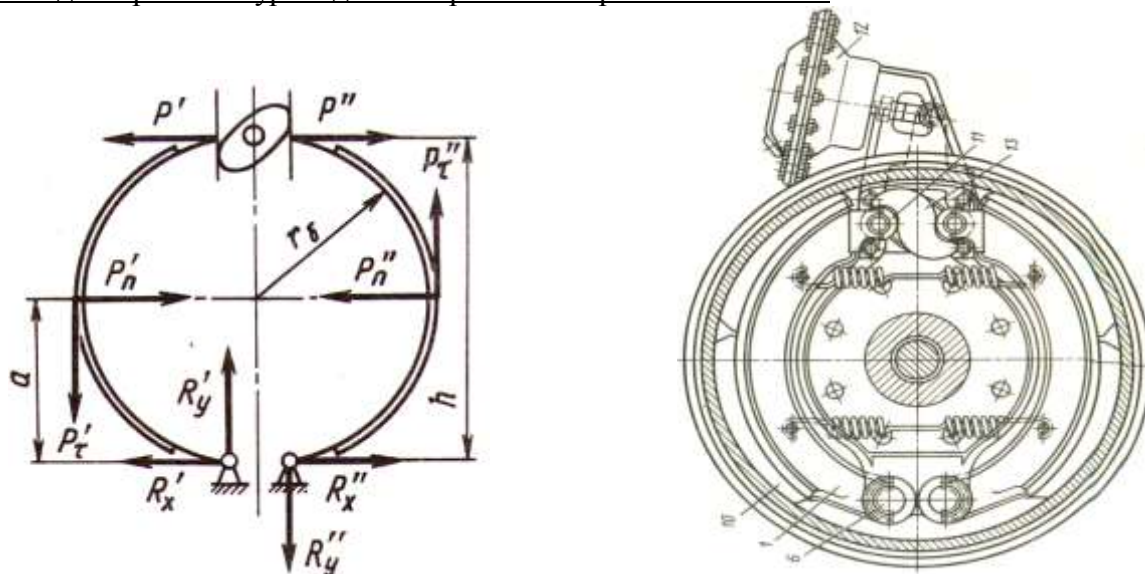
- ушбу тормоз факат бир томонга(олдинга) самарали ишлайди, тескари айланганда самарадорлиги 3 баробардан кўпроқ тушиб кетади.

- бошқа тормоз механизмларга қараганда энг ёмон барқарорликка эга, тавсифи кескин тепага кўтарилувчи эгри чизик.

- тормоз механизми мувозанатлашмаган. Шунинг учун тормозлаш пайтида ғилдирак подшипникларига кўшимча юкланишлар хосил бўлади.

Самарадорлик коэффиценти ўта юқорилиги, барқарорлиги энг пастлиги, жуда мувозанатлашмаганлиги ва ўта кескин тормозланиши туфайли замонавий автомобилларда ушбу тормоз механизмлари ғилдирак тормоз механизмлари сифатида ишлатилмайди, балки трансмиссияда ўрнатиладиган тормоз механизмлари сифатида ишлатилади.

4. Колодкалари тенг суриладиган барабанли тормоз механизми.



10.8-расм. Колодкалари тенг суриладиган барабанли тормоз механизмининг схемаси ва конструкцияси

Колодкаларни керувчи тормоз муштчанинг елкалари симметрик ишланган, шунинг учун колодкалар тенг сурилади. Демак колодкаларга таъсир этувчи нормал кучлар ва ишқаланиш кучлари ҳам иккала колодкаларда тенг. Лекин юритма кучлари тенг эмас, чунки актив колодкани барабанга сиқиш учун пассив колодкани сиқиш кучидан кам юритма кучи керак. Тормоз механизмининг тормоз моменти:

$$M_{\text{ошБ}} = r_a \mu \cdot h \left(\frac{P^I}{K_a a - \mu r_a} + \frac{P^{II}}{K_a a + \mu r_a} \right); \quad K_y = \frac{P^{II}}{P^I} = \frac{(1 + \mu)}{(1 - \mu)} = 2$$

Тормоз механизмини баҳолаш:

-тормоз механизмининг иккала колодкаларида солиштирма босим тенг, демак колодкалар бир хил ейилади;

-тормоз механизмининг самарадорлик коэффиценти $K_s = 2 \cdot \mu = 2 \cdot 0,35 = 0,7$, шартли тормоз моментидан кичик, демак тормоз механизми етарли даражада самарадор эмас;

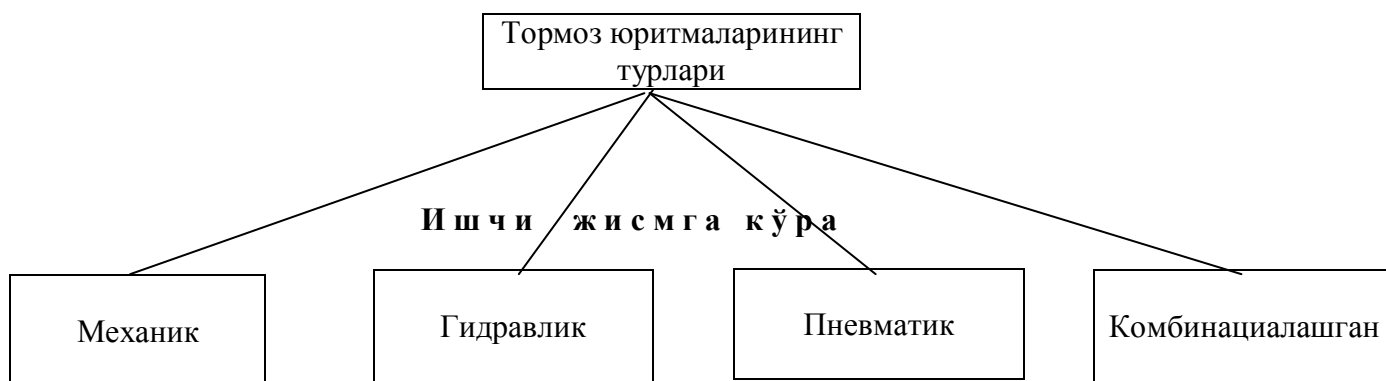
-тормоз механизмининг самарадорлиги олдга ва ортга харакатларда тенг;

-тормоз механизмининг тавсифи тўғри чизикли, демак тормоз механизми яхши барқарорликка эга;

- тормоз механизми мувлзанатлашган, демак тормозлаш пайтида ғилдирак подшипникларига кўшимча юкланишлар уйғотмайди.

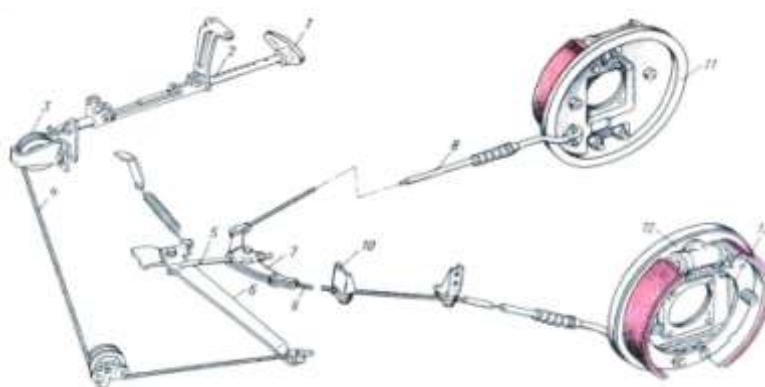
Колодкалари тенг суриладиган барабанли тормоз механизмлар пневмо юритмали тормоз тизимига эга юк автомобилларда кенг қўлланилади.

6-савол. Тормоз юритмалари. Механик тормоз юритмаси.



Механик тормоз юритмаси.

Механик тормоз юритмасининг афзаллиги унинг содда тузилганлиги, ишончли ишлаши ва юритма кучини узоқ муддатга ўзгартирмасдан сақлаб туришидир. Лекин, механик тормоз юритмасининг ФИК энг кичкина (0,6...0,8) бўлгани учун, бу тормоз юритмалари фақат тўхта-тиб туриш тормоз тизимларида ишлатилади.



10.10-расм. Механик тормоз юритмаси

1-тортки; 2-рейка; 3,10-роликлар; 4-трос; 5-тортки; 6-ричаг; 7-тенглагич; 8,9-трослар; 11,12-орқа тормоз механизмлари; 13-ричаг

Механик тормоз юритмасининг камчиликларига яна қуйидагилар киради:

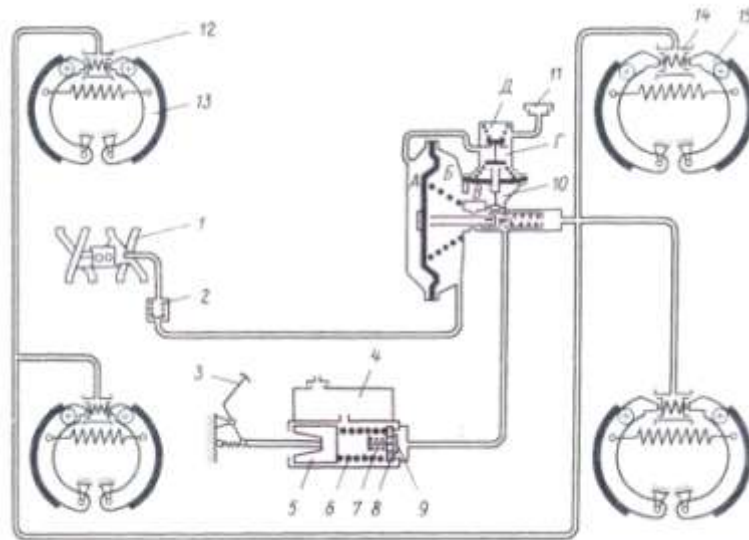
-жойлаштириш ноқулай, чунки ричаглар, торткилар, трослар, таянчлар ва х.к. ўрнатилиши керак;

-барча тормоз механизмларига бир вақтда ва бир хил тормоз кучини етказиб бормайди;

-кўп контурли тормоз юритма яратиш ва уларни синхрон ишлашини таъминлаши мураккаб.

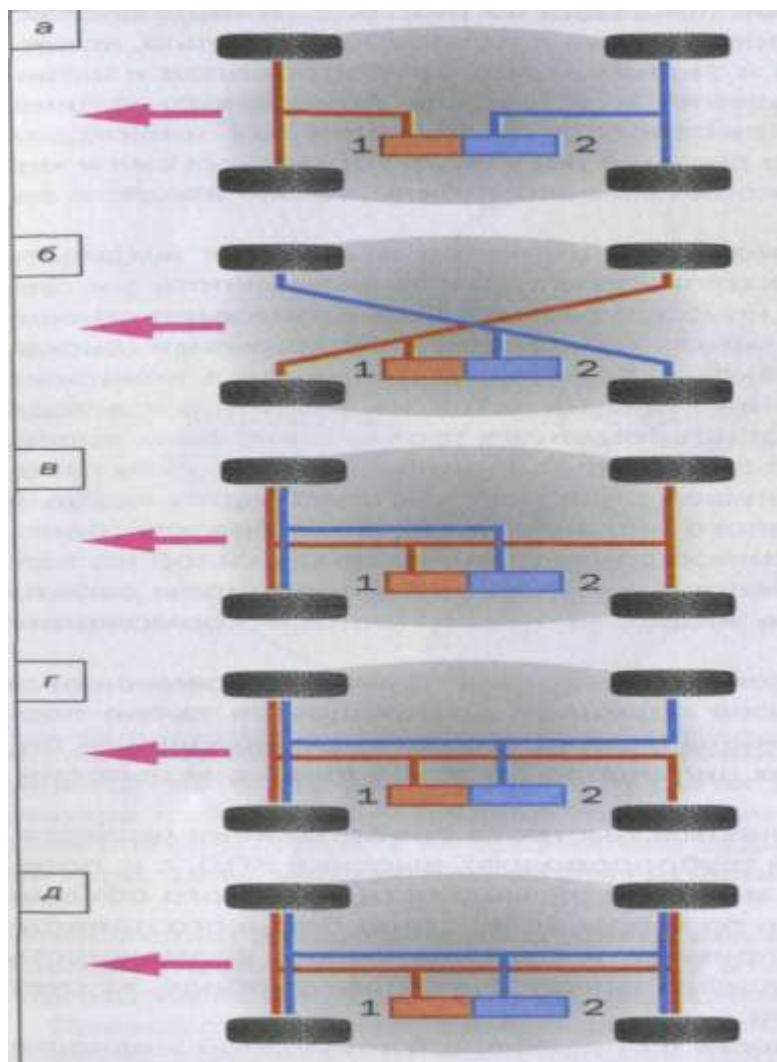
7-савол. Гидравлик тормоз юритмаси.

Гидравлик тормоз юритмасининг асосий афзаллиги физик олим Паскаль очган қонуни билан асосланади: газ ва суюқликлар босимни барча йўналишларга бирдай узатади. Шу қонунга бинаон, гидравлик тормоз юритмада тормоз педалига қуйилган кучдан асосий тормоз цилиндрида ҳосил бўлган босим контурларга бирдай тарқалиб, тормоз механизмларини бир пайтда ишга туширади. Бундан ташқари, суюқликда босим 300 м/с тезлик билан тарқалади, бу зса юритмани юқори тезлик билан ишга тушишини таъминлайди. Суюқлик ва қувурлар девори орасида ишқаланиш жуда камлиги учун юритманинг ФИК юқори. Суюқлик юрадиган қувурлар эгилувчан материал (мис қотишмалари) дан тайерланади, Уларни эгиб керакли шаклга келтириб ўрнатиш анча қулай.



10.11-расм. Гидравлик юритмали ишчи тормоз тизими

1-киритиш коллектори; 2-тескари клапан; 3-тормоз педали; 4-асосий тормоз цилиндри; 5-поршен; 6-қайтарувчи пружина; 7-ўтказувчи клапан пружинаси; 8-тескари клапан; 9-ўтказувчи клапан; 10-гидровакуум кучайтиргич; 11-хаво фильтри; 12,14-ишчи цилиндрлар; 13-олдинги тормоз механизми; 15-орқа тормоз механизми



10.12-расм. Тормоз юритмасини иккита мустақил контурга ажратиш усуллари

Лекин гидравлик юритмалар камчиликлардан ҳам холи эмас:

-юритмага хаво кириши унинг самдорлигини ва ишончилигини кескин туширади.

-тормозлаш жараёнида кизиб кетадиган цилиндрлар (асосан диски тормоз механизмларида) суюқликни кайнаб кетиши натижасида ҳосил бўлган газлар юритмани ишдан чиқаради.

8-савол. Асосий ва ишчи тормоз цилиндрлари.

Бир поршенли асосий тормоз цилиндрининг конструкцияси 10.13а-расмда кўрсатилган. Тормозланиш вақтида турткич пружина 12 ни сиқиб, поршенни ўнг тарафга силжитади. Поршеннинг силжиши бошланиши билан резинали манжета 14 компенсацион тешик 3 ни ёпади. Суюқлик ўтказиш клапани пружинаси 11 нинг кучини енгиб, цилиндрдан трубкаларга ва ғилдирак цилиндрига сиқиб чиқарилади, ҳамда тормоз механизмларини ишга туширади.

Тормозланиш тугагандан сўнг суюқлик ғилдирак цилиндрларидан асосий цилиндрларга тескари клапан 10 орқали ўтади. Трубкалардаги суюқлик босими тахминан 0,1 МПа бўлганда қайтариш пружинаси тескари клапанни ёпиб қўяди ва шунинг ҳисобига поршеннинг резина манжеталари цилиндр деворларига зич ёпишиб туради, натижада юритма ичига хаво кирмайди.

Тормоз педали тез қўйиб юборилганда пружина 12 таъсирида асосий цилиндрининг поршени ўзининг аввалги ҳолатига тез қайтади. Лекин ғилдирак цилиндрларидан ва трубкалардан қайтаётган суюқлик бундай тезликда асосий цилиндрга қайтолмайди. Натижада асосий цилиндрида сийракланиш ҳосил бўлади. Сийракланиш ҳисобига суюқлик юқори хажмдан (резервуар) ўтказиш клапани 2 орқали поршен каллагининг ортига ўтади ва поршен 17 орқали резинали манжетанинг четларини букиб, асосий цилиндрга ўтади. Шунинг ҳисобига асосий цилиндрга хаво кириши бартараф қилинади. Кейинчалик ғилдирак цилиндрларидан ва трубкалардан келаётган суюқлик ортиқча суюқликни асосий цилиндридан юқори хажмга (резервуар) компенсацион тешик 3 орқали сиқиб чиқаради.

Асосий цилиндридаги ўтказиш ва тескари клапанлар, ҳароратдан қатъи назар, ғилдирак цилиндрларидаги ва трубкалардаги суюқликнинг хажмини бир хил ушлаб туради. Агар ҳарорат ҳисобига босим ошиб кетса суюқликнинг ортиқчаси тескари клапан ва компенсацион тешик орқали резервуарга қайтиб боради. Ҳарорат пасайиб кетиб ғилдирак цилиндрлари ва трубкалардаги суюқликнинг хажми камайса етишмаган суюқлик ўтказиш клапани орқали трубкаларга етиб боради.

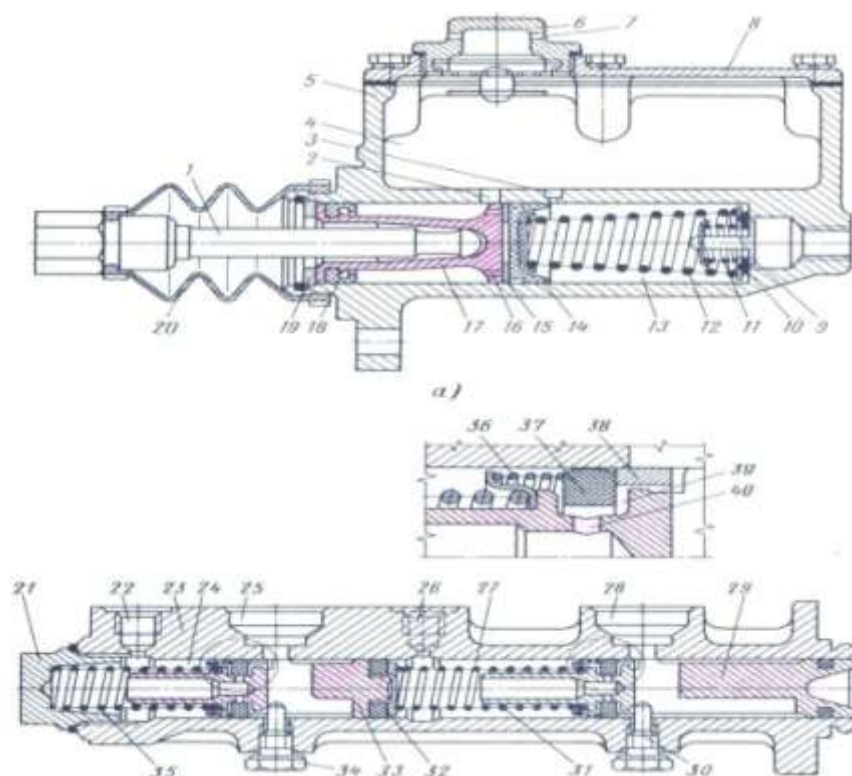
Тандем типидagi асосий тормоз цилиндри чўян корпус 23дан (10.13б-расм) ва унинг ичидаги иккита поршендан иборат. Олдинги ғилдираклар контурини ишга солувчи поршен 29 тузилиши бўйича орқа ғилдиракларни ишга солувчи поршен 33 дан унча фарқ қилмайди. Поршен 29 га тормоз педалининг штоки тиралиб туради. Поршенлар асосий цилиндри иккита хажмга, яъни камера 24 ва 27 ларга ажратиб туради. Бу камералар 22 ва 26 тешиклар орқали олдинги ва орқа ғилдирак цилиндрлари билан боғланган. Шунингдек, камералар 25 ва 28 тешиклар орқали ўз резервуари билан боғланган.

Тормоз педали босилмаган пайтда пружина 35 поршен 33 ни ўнг тарафдаги ҳолатда ушлаб туради. Бу пайтда поршен 33 чеклагич 34 га тиралиб туради. Пружина 31 таъсирида поршен 29 чеклагич 30 тиралиб туради. Камералар бир-биридан поршен 33 да жойлашган манжета 32 орқали ажралиб туради. Хар бир поршенда резинали зичловчи халқа 37 ва таянч втулка 38 жойлашган. Бошланғич ҳолатда пружина 36 зичловчи халқани таянч втулкага сиқиб туради ва натижада тирқиш 39 ҳосил бўлади. Шу тирқиш ва тешик 40 орқали камералар резервуар билан туташган, шунинг учун суюқликнинг ортиқча босими ҳосил бўлмайди.

Тормоз педали босилганда поршен 29 чап тарафга силжийди, тирқиш 39 ёпилади ва поршеннинг қирраси зичловчи халқа 37 га сиқилади. Сўнгра суюқлик ғилдирак цилиндрларига сиқиб чиқарилади ва олдинги ғилдирак контурида тормозланш учун етарли бўлган суюқлик босими ҳосил бўлади. Поршен 29 билан бир вақтда поршен 33 ҳам чап тарафга силжийди ва орқа ғилдираклар контурида суюқликнинг босимини оширади. Камера 27 даги суюқлик босими поршен 33 орқали камера 24 га узатилади, шунинг учун иккала камерадаги суюқлик босими бир хил бўлади.

Агар юритмадаги носозлик хисобига олдинги ғилдираклар контуридаги суюқлик оқиб чиқиб кетса, тормоз педали босилганда поршен 29 поршен 33 га тиралиб қолади ва автомобил фақат орқа ғилдираклардаги тормоз механизмлари хисобига тўхтатилади. Агар носозлик орқа ғилдираклар контурида хосил бўлса, поршен 33 пробка 21 га тиралиб қолади ва суюқлик босими фақат камера 27 да ошади, натижада автомобил фақат олдинги ғилдираклардаги тормоз механизмлари хисобига тўхтатилади.

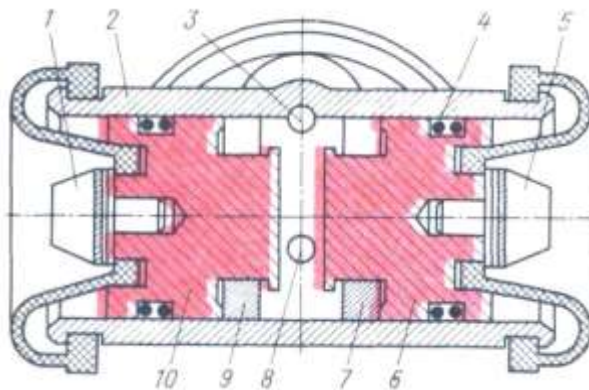
Баъзи автомобилларда (ВАЗ-2108, 2109, Нексия, Тико) диагонал схемали икки контурли тормоз юритмалари ишлатилади. Бунда биринчи контур олдинги чап ва орқадаги ўнг ғилдиракларни боғлаб турса, иккинчи контур олдинги ўнг ва орқадаги чап ғилдиракларни боғлаб туради. Бу тормоз юритмаларида битта контур ишдан чиқса тормоз самарадорлиги фақат 50 % га камаяди.



10.13-расм. Асосий тормоз цилиндрлари а) бир поршенли б) икки поршенли (тандем)
 1-турткич; 2-ўтказиш тешиги;3-компенсацияловчи тешик; 4-юқори хажм; 5-корпус; 6-тиқин;
 7-тешик; 8-қопқоқ; 9-ўтказиш клапани; 10-тесқари клапан; 11-пружин; 12-қайтарувчи
 пружина; 13-цилиндр; 14-манжета; 15-халқасимон клапан; 16-поршен тешиги; 17-поршен; 18-
 зичловчи халқа; 19-таянч шайба; 20-чехол; 21-резбали тиқин; 22,26-ўтказиш тешиклари; 23-
 корпус; 24-орқа контур хажми; 25,28-тешиклар; 27-олдинги контур хажми; 29,33-поршенлар;
 30,34-чеклагичлар; 31,35-пружиналар; 32-манжета; 36-пружина; 37-зичловчи халқа; 38-таянч
 втулка; 39-халқасимон хажм; 40-поршендаги тешик.

Ғилдирак цилиндр тормоз механизмнинг таянч дискига ўрнатилган. Ғилдирак цилиндрнинг корпуси 2 да иккита поршен 6 ва 10 жойлашган (10.14-расм). Бу поршенлар турткич 1 ва турткич 5 орқали тормоз колодкаларига таъсир этади. Поршен ўйиқларида резинали зичловчи халқа 4 жойлашган. Цилиндр корпусида иккита тешик очилган. Пастки тешик 8 га штуцер орқали трубка уланган, юқори тешик 3 га эса ўтказиш клапани ўрнатилган. Бу клапаннинг вазифаси цилиндрга суюқлик тўлдирилганда цилиндрдаги хавони ташқарига чиқариб юбориш. Поршенларга металлдан тайёрланган кесик халқалар 7 ва 9 лар қийдирилган. Бу кесик халқалар цилиндр ички юзасига сезиларли куч билан қадалиб туради. Хар бир поршен кесик халқаларга нисбатан маълум бир масофага силжийди.

Тормозланиш вақтида суюқликнинг ҳисобига поршен ва кесик халқалар колодқалар томонга силжийди. Тормозланиш тугагандан кейин тормоз колодқаларини қайтарувчи пружиналар кесик халқаларни бошланғич ҳолатига қайтара олмайди. Шунинг ҳисобига колодқалар ва барабан орасидаги тиркиш автомат тарзда соланади.



10.14-расм. Ишчи тормоз цилиндри
1,5-турткичлар; 2-корпус; 3-юқоридаги тешик; 4-манжета;
6,10-поршенлар; 7,9-таянч халқалар; 8-пастдаги тешик

9-савол. Тормоз кучайтиргичлари.

Тормоз кучайтиргичларига қўйиладиган асосий талаблар: кучайтиргич ҳосил этадиган куч тормоз педалига қўйилган кучга пропорционал бўлиши керак; кучайтиргич ишдан чиққанда хайдовчи тормоз тизимини бошқара олиши керак.

Хар бир кучайтиргич бажарувчи ва кузатувчи қурилмалардан ташкил топган. Бажарувчи қурилма мембранали ёки поршенли вакуум камераси қўринишида бўлиши мумкин. Кузатувчи қурилма сезгир элемент ва иккита – вакуум ва атмосфера клапанларидан ташкил топган. Сезгир элемент мембранали, ричагли, бикрэластикли бўлиши мумкин. Айрим конструкцияларда кузатувчи қурилма бажарувчи қурилмадан алоҳида жойлаштирилади. Кузатувчи қурилманинг юритмаси гидравлик бўлган кучайтиргичлар гидровакуум кучайтиргичлар деб, агар кузатувчи қурилманинг юритмаси механик бўлса вакуум кучайтиргичлар деб аталади. Асосий тормоз цилиндри кўп ҳолларда вакуум кучайтиргич билан бирга ишланади.

10.15-расмда кузатувчи қурилмаси мембранали гидровакуум кучайтиргичнинг схемаси тасвирланган. Тормоз педали босилмаганда мембранали камера 1 нинг иккала томонида вакуум ҳосил булади, чунки кузатувчи қурилманинг мембранаси 7 пружина билан пастга сиқилган ва вакуум клапани 6 очик, атмосфера клапани 5 эса пружина 4 билан ўриндиғига сиқилган. Тормоз педали босилганда гидрокувурларда пайдо бўлган босим кузатувчи қурилманинг поршени 8 ни мембрана 7 билан биргаликда тепага кўтаради ва вакуум клапани 6 ни ёпиб, атмосфера клапани 5 ни очади. Камера 1нинг чап томонида вакуум камаяди ва тормоз педалига маълум куч қўйилганда босим атмосфера босими билан тенглашади. Мембрана 2 га таъсир этаётган босимлар фарқи мембрана билан бирлаштирилган штокда (демак кучайтиргич гидроцилиндри-нинг поршени 10га) кўшимча куч ҳосил қилади. Бу куч тормоз педали босилганда ҳосил бўлган босим кучига қўшилади. Кузатиш имкони мембрана 7ни, педалга қўйилган куч ўзгармас бўлганда, мувозанатда бўлишидан ҳосил бўлади. Мувозанат ҳолатида вакуум клапани 6 ва атмосфера клапани 5 лар ёпиқ бўлади.

Тормоз кучайтиргичдаги “кузатув” механизмининг ишлаши тормоз педалидаги хайдовчининг кучи ўзгармас бўлганда мембрана 7 нинг ўз-ўзидан тенглик ҳолатини эгаллашига асосланган. Бу ҳолда вакуум клапани 6 ва ҳаво клапани 5 ёпиқ ҳолатда бўлади.

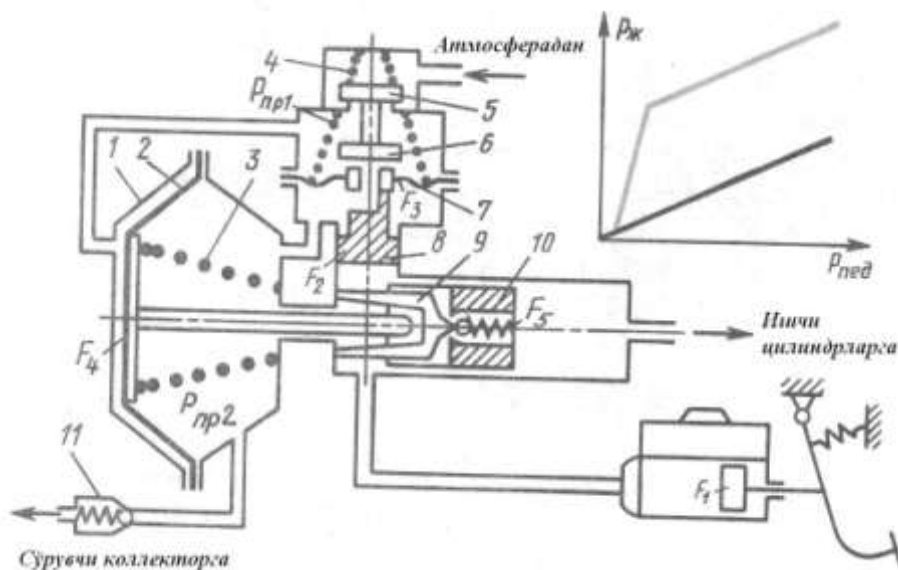
“Кузатув механизми”даги мембрана 7 нинг тенглик ҳолати тенгламаси қуйидагича аниқланади:

$$(\rho_1 - \rho_2) \cdot F_3 + P_{np1} - \rho_{cl} \cdot F_2 = 0$$

бу ерда: p_1 - мембрана 7 нинг тепасидаги хаво босими;
 p_2 -мембрана 7нинг остидаги босим (двигателнинг киритиш коллекторидаги вакуум,
хисоб-китоблар учун $p_2 = 0,05$ МПа);
 F_3 - мембрана 7 нинг фаол юзаси;
 P_{np1} - мембрана7 пружинасининг кучи;

$$p_{c1} \text{- асосий тормоз цилиндридаги суюқлик босими: } \rho_{n1} = \frac{P_i \cdot U_i}{F_1}$$

P_n - тормоз педалидаги хайдовчининг кучи;
 U_n - тормоз педалининг узатишлар сони;
 F_1 - асосий тормоз цилиндри поршенининг юзаси;
 F_2 -“кузатув механизми”даги поршен 8 нинг юзаси.



10.15-расм. Гидровакуум кучайтиргичнинг схемаси ва ишлаши

Мембрана 7 нинг икки тарафидаги босимлар фарқи қуйидагича аниқланади:

$$\rho_1 - \rho_2 = \frac{P_i \cdot U_i \cdot F_2}{F_1 \cdot F_3} - \frac{P_{i01}}{F_3};$$

Худди шундай босимлар фарқи мембрана камераси 1да ҳам хосил бўлади.

Гидровакуум тормоз кучайтиргичнинг цилиндридаги поршенга таъсир этаётган кучлар қуйидагича аниқланади:

$$(\rho_1 - \rho_2) \cdot F_4 - P_{np2} + \rho_{c1} \cdot F_1 = \rho_{c2} \cdot F_5$$

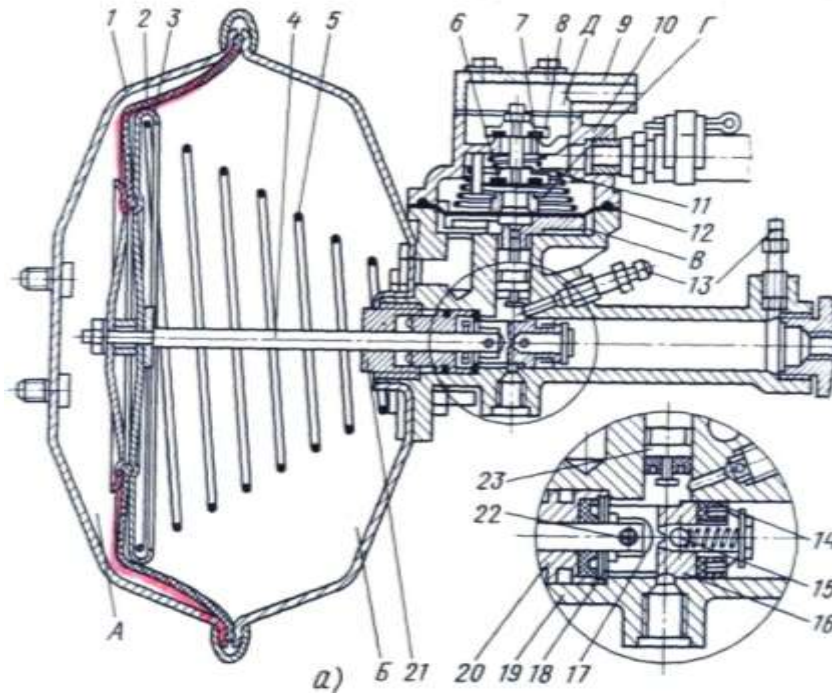
бу ерда: p_1 - мембрана 2 нинг чап тарафидаги босим;
 p_2 - мембрана 2нинг ўнг тарафидаги босим (двигателнинг киритиш коллекторидаги
вакуум, хисоб-китоблар учун $p_2 = 0,05$ МПа);
 F_4 - мембрана 2 нинг фаол юзаси;
 P_{np2} -пружина 3 нинг кучи;
 F_5 - кучайтиргич цилиндри поршенининг юзаси;
 ρ_{c2} -кучайтиргич цилиндрининг ўнг тарафидаги босим;

Охири тенгламага $\rho_1 - \rho_2$ ва ρ_{c1} ларнинг қийматини қўйиб, кучайтиргич цилиндрининг ўнг тарафидаги босим аниқланади:

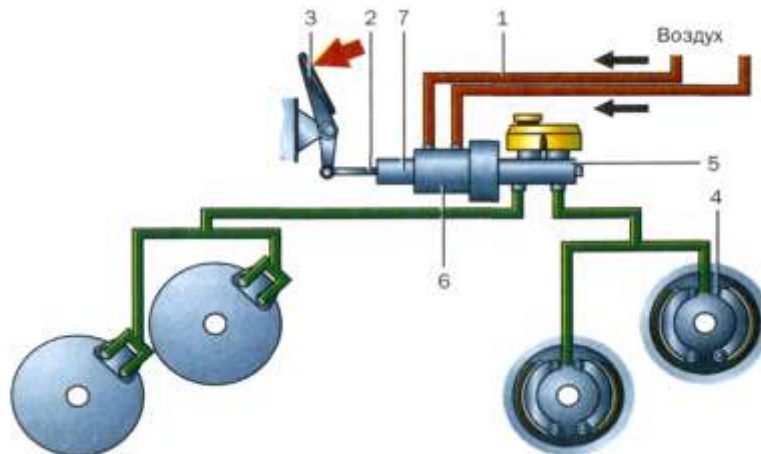
$$\rho_{\bar{n}2} = \frac{P_{\bar{i}} \cdot U_{\bar{i}}}{F_1 \cdot F_5} \left(\frac{F_2 \cdot F_4}{F_3} + F_5 \right) - \frac{P_{\bar{i}01} \cdot F_4}{F_3 \cdot F_5} - \frac{P_{\bar{i}02}}{F_5};$$

Тормоз кучайтиргичнинг кучайтириш (самарадорлик) коэффициенти куйидагича аниқланади:

$$K_{\sigma} = \frac{\rho_{\bar{n}2} - \rho_{\bar{n}1}}{\rho_{\bar{n}1}}; \quad \text{одатда,} \quad K_y = 2 \dots 3 \text{ атрофида}$$



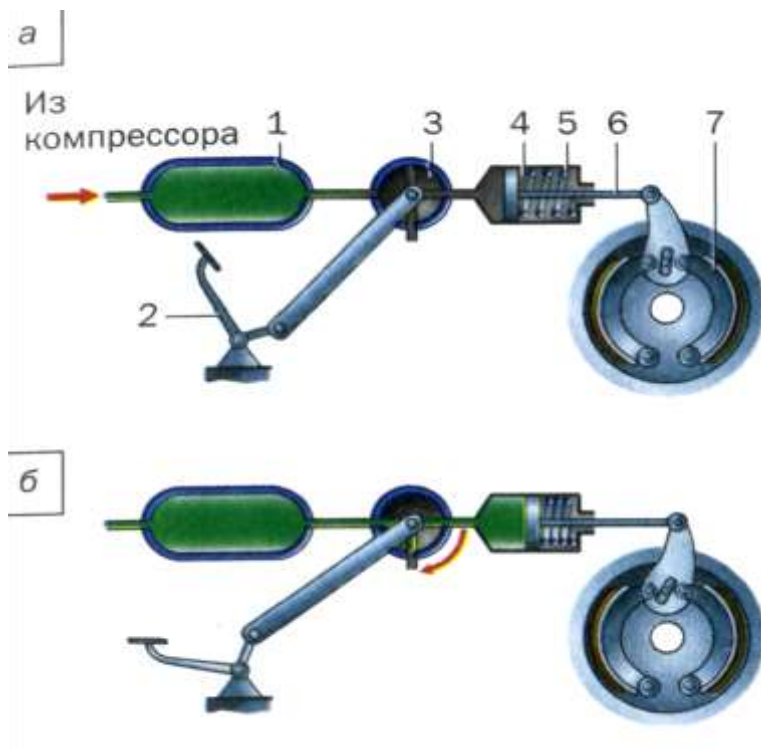
10.16-расм. Гидровакуум кучайтиргичнинг конструкцияси
 1-вакуум камераси; 2-мембрана; 3-тарелка; 4-поршен турткичи; 5,11-мембрана пружиналари;
 6-вакуум клапани; 7-клапанлар пружинаси; 8-атмосфера клапани; 9-қопқоқ; 10-кузатув
 механизмининг корпуси; 12-кузатув механизмининг мембранаси; 13-ўтказиш клапанлари; 14-
 манжета; 15-шарикли клапан; 16-поршен; 17-клапан турткичи; 18-таянч халқа; 19-цилиндр;
 20-зичловчи корпус; 21-гайка; 22-штифт; 23-плунжер; А-Д-хажмлар



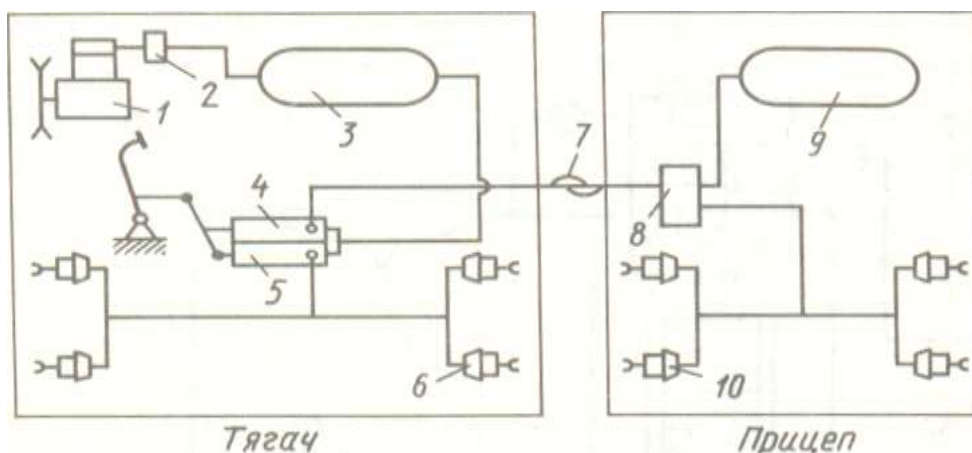
10.17-расм. Пневматик кучайтиргичли гидравлик юритманинг схемаси
 1-ҳаво қувири; 2-шток; 3-педал; 4-тормоз механизмлари; 5-асосий цилиндр;
 6-куч цилиндри; 7-кузатувчи клапан(таксимлагич)

10-савол. Пневматик тормоз юритмаси

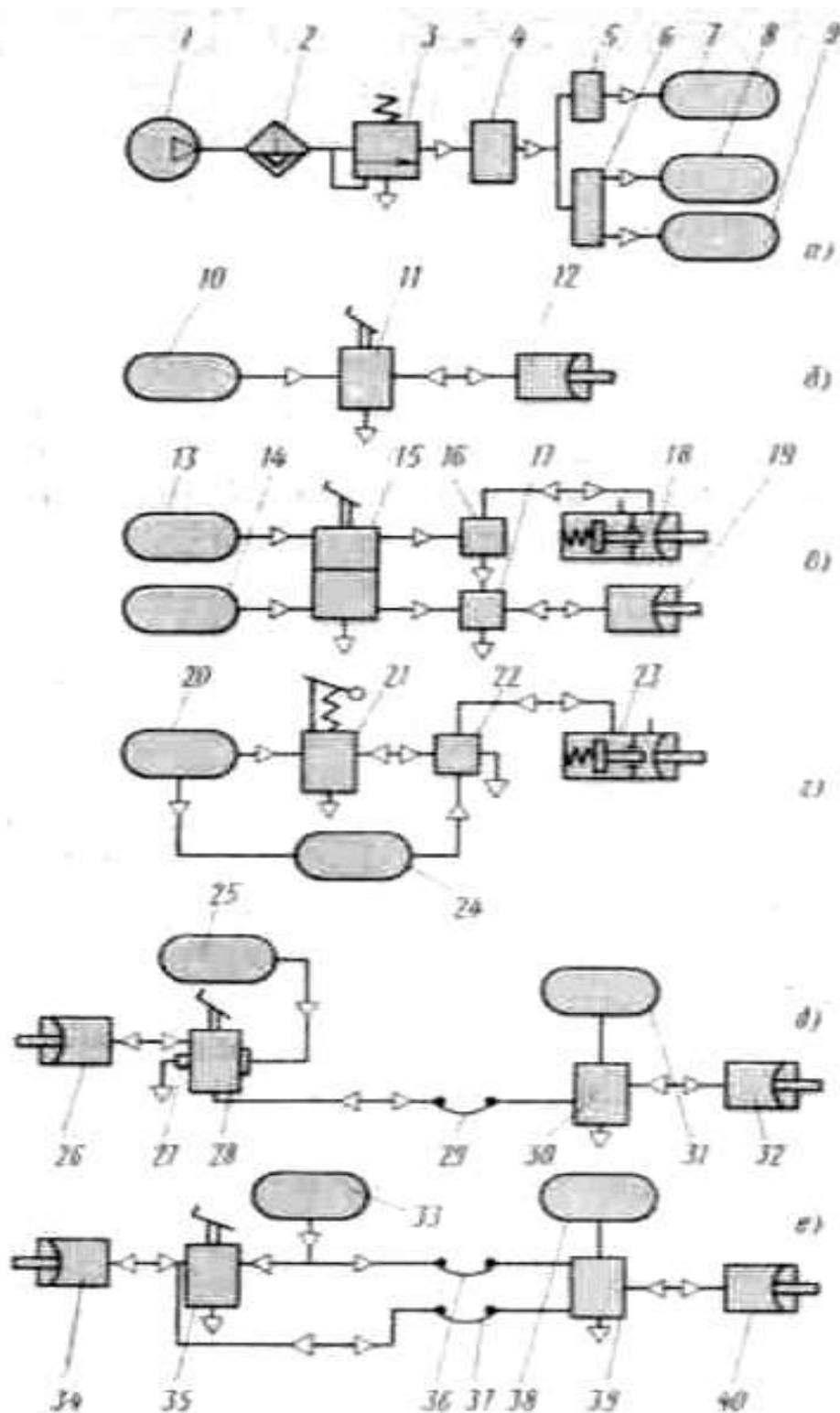
Пневматик тормоз юритмаси катта ва ўрта юк кўтарувчи автомобиллар ва автобусларнинг тормоз юритмаси сифатида ишлатилади. Ушбу юритманинг афзалликлари: бошқаришни осонлашиши, тиркама ва ярим тиркамани тормоз юритмалари сифатида ишлатиш қулайлиги, сиқилган ҳаво энергиясини бошқа мақсадга ишлатиш мумкинлиги (шиналарга дам солиш, ойна тозалагичларни ҳаракатга келтириш ва х.к.). Пневматик тормоз юритмасининг камчилиги: ишлаб чиқаришни мураккаблиги, нисбатан нархи юқорилиги, компрессорга доимий қувват сарфланиши, ишга тушиш вақтини катталиги (гидроюртмани ишга тушиш вақтидан 5..10 марта катта. Бу камчиликни электропневмоюртма билан бартараф этиш мумкин).



10.18-рasm. Энг содда пневматик тормоз юритмасининг схемаси
1-ресивер; 2-педал; 3-кран; 4- тормоз цилиндри; 5-пружина;
6- тормоз механизми штоки; 7-тормоз колодки;



10.19-рasm. Автопоезднинг пневматик тормоз юритмаси



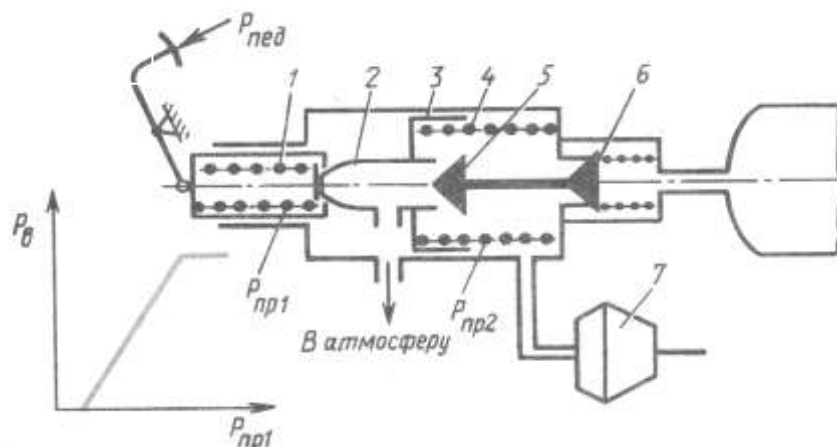
10.20-расм. Пневматик тормоз юритмаларининг схемалари

1-компрессор; 2-намажратгич; 3-ростлагич; 4-спиртщидиргич; 5,6-ыимояловчи клапанлар; 7-10-ресиверлар; 11,15-тормоз крани; 12-тормоз камераси; 13,14-ресивер; 16- тормоз кучларини ростлагич; 17-босим чеклагич; 18,23-энергоаккумуляторли тормоз камераси; 19-тормоз камераси; 20,24-ресивер; 21-тормоз крани; 22-тезлатгич клапан; 25,33-ресивер; 26,34-тормоз камераси; 27,28,35-комбинациялашган тормоз крани; 29,36,37-шланг; 30,39-хаво тақсимлагич; 31,38-прицеп ресивери; 32,40-тормоз камераси;

11-савол. Тўғри ва тескари йўналишдаги тормоз кранлари.

Тормоз крани. Ушбу ускуна кузатишни таъминлайди, яъни тормоз педалига қўйиладиган куч ва сиқилган хаво босимини пневмоюритманинг бажарувчи ускуналарида мослигини таъминлайди. Ишлаш принципига кўра тормоз кранлари тўғри ва тескари ишловчи бўлиши мумкин. Тўғри ишловчи тормоз кранлари тортувчи автомобилни тормоз тизимини ёки икки ўтказгичли тормоз юритмали тиркаманинг тормоз тизимларини бошқариш учун ишлатилади. Тескари ишловчи тормоз кранлари бир ўтказгичли тормоз юритмага эга тиркамани тормоз тизимини бошқариш учун ишлатилади. Конструкциясига кура тормоз кранлари поршенли ёки мембранали бўлиши мумкин. Поршенли тормоз кранларида сиқилган хаво босимини ўсиши ва поршенни сурилиши орасида боғлиқлик тўғри чизикли, лекин поршен ва цилиндр деворлари орасида ишқаланиш мавжудлиги туфайли, тормоз кранини сезувчанлиги етарли даражала эмас. Мембранали тормоз кранлари юқори сезувчанлика эга, чунки мембранани силжишида ишқаланиш деярли йўқ. Хажмларни орасида ўрнатилган мембрана хажмларни яхши ажратиб туради. Лекин сиқилган хаво босимини ўсиши ва мембранани сурилиши орасида тўғри чизикли боғлиқликни таъминламайди.

Тўғри ишловчи тормоз крани. Конструкцияси ва схемаси 10.21-расмда тасвирланган. Келтирилган схемада тормоз педали куйиб юборилган, атмосфера клапани 5 тормоз камераси 7 ни атмосфера билан боғлайди ва сиқилган хаво клапани 6 ёпиқ. Педал босилганда поршеннинг ғовак штоки 2 унга бирлаштирилган поршен билан сурилиб эгари билан клапан 5 га ўтиради ва уни ёпиб, тормоз камерасини атмосферадан ажратади; шу билан бирга, стержен орқали клапан 5 билан боғлиқ бўлган клапан 6 очилиб, сиқилган хавони ресивердан тормоз камерасига ўтказди. Тормоз камерасида босим қиймати педалга қўйилган кучга тўғри пропорционал. Кузатиш имкони, тормоз педалига ўзгармас куч қўйилганда, поршен 3 га таъсир этувчи кучларнинг мувозанати билан белгиланади. Шунда иккала клапан ҳам ёпиқ. Клапанларнинг бирини зичлиги яхши бўлмай камроқ хаво чиқиши мувозанатни бузмайди, чунки хавони чиқиши иккинчи соз клапанни очилишига ва мувозанатни тикланишига олиб келади.



10.21-расм. Тўғри ишловчи тормоз крани схемаси ва статик тавсифи.

Мувозанатда бўлишнинг тенгламаси (ишқаланишни ҳисобга олмаганда):

$$D_i \cdot U_i - \rho_a' \cdot F_i - P_{\text{пр}2} = 0;$$

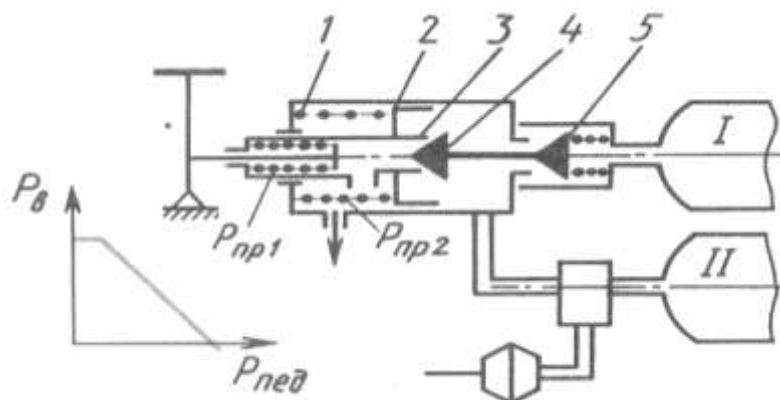
бу ерда: ρ_a' — клапанларни ёпиқ ҳолатида тормоз кранининг ўнг хажмидаги хаво босими;
 F_n — поршен юзаси; $P_{\text{пр}2}$ — пружина 4 нинг кучи.

Шу тенгламадан тормоз педалига куйилган куч ва тормоз камерасида хаво босими орасидаги боғлиқликни аниқлаймиз.

$$\rho_a' = \frac{D_i \cdot U_i - P_{\text{пр}2}}{F_i}$$

10.21-расмда тасвирланган статик тавсиф тормоз кранининг ишқаланувчи деталлари орасидаги ишқаланишни ҳисобга олиб қурилган, шунинг учун босимни ошиши педалга маълум куч қўйилгандан сўнг бошланади. Графикнинг тепа горизонтал қисми сиқилган ҳаво босимини максимал қийматга чиққанини ифодалайди.

Тескари ишловчи тормоз крани тиркамада бир ўтказгичли юритма ишла-тилганда ўрнатилади (10.22-расм). Схемада тормозланмаётган ҳолати тасвирланган. Педал босилмаганда мувозанатлаштирувчи пружина 1 поршен 2 ни шток 3 билан биргаликда ўнгга суради ва пневмотаксимлагични атмосферадан ажратади, сиқилган ҳаво клапани 5 ни очади. Бунда тиркаманинг ресивери I га тиркама пневмотаксимлагичи оркали тортувчи автомобил ресивери II дан сиқилган ҳаво ўтади. Сиқилган ҳавони ўтиши қуйидаги шарт бажарилмагунча давом этади $D_{i\delta 1} > \rho_a \cdot F_i$



10.22-расм. Тескари ишловчи тормоз кранининг схемаси ва статик тавсифи.

Тормоз педали босилса поршен 2, мувозанатлаштирувчи пружинани сиқиб, чапга сурилади; сиқилган ҳаво клапани эгарига ўтиради - сиқилган ҳаво келиши тўхтайдди, клапан 4 очилиб, тормоз крани поршенининг ўнг томонини атмосферага очади. Тиркаманинг пневмоюртма таъминотида ҳаво босимини пасайиши пневмотаксимлагични ишга туширади. Натижада тиркаманинг ресиверидан сиқилган ҳаво тормоз механизмларининг тормоз камераларига боради. Тормоз крани поршенининг мувозанат тенгламаси

$$D_{i\delta 2} - D_{i\delta 1} - \rho_a \cdot F_i = 0; \quad \text{бу ерда: } D_{i\delta 1} = D_i \cdot U_i$$

Бу тенгламадан цилиндрнинг ўнг томонидаги ҳажмда (тормоз камерасида) ҳосил бўлган босимни аниқлаймиз:

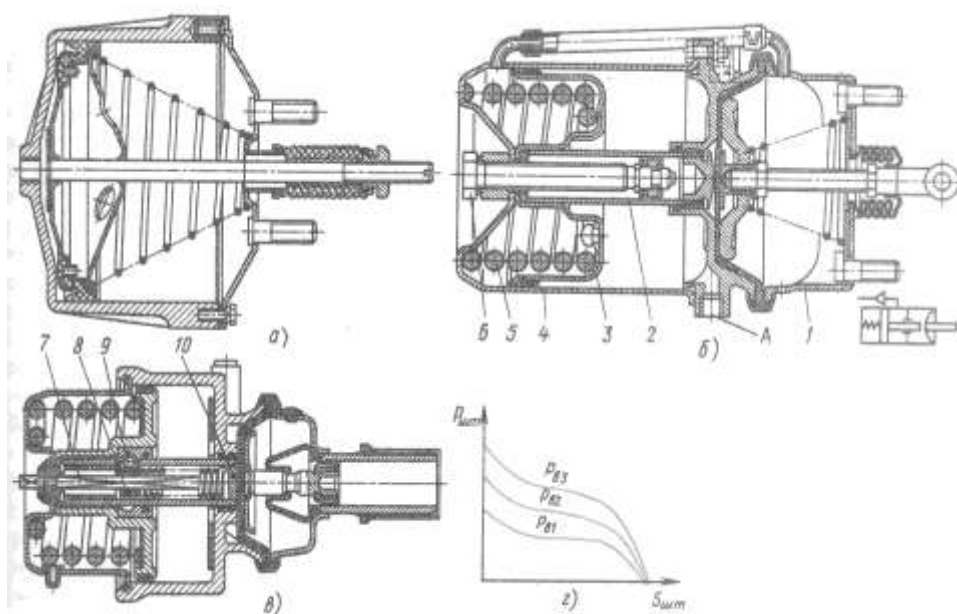
$$\rho_a = \frac{D_i \cdot U_i - P_{i\delta 2}}{F_i}$$

Ушбу тенгламадан ва келтирилган статик тавсифидан кўришиб турибдики педалга қўйилган кучни ошиши билан цилиндрнинг ўнг томон ҳажмида босим тушади. Статик тавсифни тепа горизонтал қисми тормоз кранининг сезмаслик зонасини ифодалайди.

12-савол. Тормоз камералари.

Тормоз камералари ғилдиракларга яқин жойлаштирилади. Тормоз камералари мембранали ва цилиндрли бўлишти мумкин. Катта юк кўтарувчи юк автомобилларда кўп ҳолларда тормоз камералари пружинали энергоаккумуляторлар билан бирлаштирилади. Мембранали тормоз камералари ишқаланиш юзларнинг йўқлиги ва яхши ёпиқлиги (герметиклиги) билан фарқланади. Шунинг учун улар юқори сезувчанликка эга, бундан ташқари, уларни мойлашга зарурат йўқ. Мембранали тормоз камераларини камчилиги штокдаги куч $P_{шт}$ ва штокнинг сурилиши $S_{шт}$ орасидаги боғлиқлик тўғри чизиқли эмаслигида (10.23г-расм). Бу диафрагманинг эффектив юзасини ўзгариши билан боғлиқ. Эффектив юза штокнинг сурилиши ошиши билан камайиб боради. Иккинчи камчилиги мембрана тешилганда тормоз тизими ишдан чиқади.

Поршенли тормоз камералари (10.23а-расм), мембраналикка нисбатан катта эффектив юзага эга. У хаво босими ўзгармас бўлганда штокдаги куч ва штокни сурилиши орасида тўғри чизиqli боғлиқликни таъминлайди. Цилиндрли тормоз камерасининг эксплуатацион ишончилиги анча юкори, чунки поршенни зичловчи манжетаси узилганда тормоз тизимини ёки контурларни тўсатдан ишдан чиқишига олиб бормайди. Цилиндрли тормоз камераларини камчилиги уларни герметиклиги нисбатан пастлигида, ишқаланувчи юзаларни борлигида ва мембраналига нисбатан қимматлигида. Шунинг учун улар нисбатан кам ишлатилади.



10.23-расм. Тормоз камералари: а- поршенли; б ва в – диафрагмали энергоаккумулятор билан; г- мембранали тормоз камерасини статик тавсифи; 1-мембрана; 2- ғовак туртки; 3-поршен; 4 – знергоаккумуляторнинг цилиндри;5- пружина; 6- пружинани сиқувчи болт;7- стержен; 8-муштча; 9- шарик; 10- туртки.

Энергоаккумуляторлар билан бирлаштирилган тормоз камералари (10.23б -расм) ишчи ва тўхтаб туриш тормоз тизимларида ўрнатилади. Чиқиш А пружинали энергоаккумуляторнинг цилиндрини тўхтаб туриш тормозининг юритмасидаги ресивер билан бирлаштиради; иккинчи чиқиши (расмда кўрсатилмаган) мембранали камерани, тормоз крани орқали, автомобилни ресивери билан бирлаштиради. 10.23б-расмда кўрсатилган ҳолатда сиқилган хаво тўхтаб туриш тормоз тизимининг ресиверидан энергоаккумуляторнинг цилиндрига ўтказилади, поршен чап чет ҳолатига сурилади, пружина сиқилади; мембрана камерасининг ўнг томони доимий атмосферага очик, чап томони тормоз крани орқали атмосферага очик. Сиқилган хаво йўқлигида тормоз механизмлари тормозланган ҳолатда бўлади. Автомобилни ўрнидан кўзғалиши, фақат ресиверларда хаво босими энергоаккумуляторларнинг пружинасини сиқишга етарли бўлгандан сўнг мумкин. Агар автомобил пневматик юритма тўсатдан ишдан чиққанлиги учун энергоаккумуляторнинг пружинаси билан автоматик равишда тормозланган бўлса, автомобилни шатакка олиш учун, поршен билан боғлиқ шток болтини айлантириб, энергоаккумуляторни пружинасини сиқиш керак. Пружиналар 10кН куч билан сиқилган, шунинг учун энергоаккумуляторни махсус мосламаларсиз очиш жуда хавфли.

10.23б-расмда кўрсатилган конструкцияда пружинани сиқиш учун маълум меҳнат ва вақт сарфланиши керак. Энергоаккумуляторни такомиллашган конструкцияси 10.23в-расмда тасвирланган. Бунда поршен туртки билан шарикли тиқин орқали боғлиқ. Махсус муштча 8 ўрнатилган марказий стержен 7 бурилганда, шарик 9 ғилдираб чиқади ва поршенни туртки 10 билан алоқаси узилади. Туртки 10 тормоз камерасининг мембранасини босмайди ва автомобилни, ишдан чиққан тормоз юритмаси билан, шатакка олиш мумкин.

11-савол. Тормоз тизимларидаги юкланишлар.

Тормозлаш вақтида инерция кучлари ҳисобига ўқларга тушаётган вертикал юкланишлар ўзгаради, яъни олдинги ўқда кўпаяди ва орқа ўқда камаёди.

$$P_{Z1} = \frac{M_a \cdot g}{L} (b + \varphi \cdot h_{OM}) \quad P_{Z2} = \frac{M_a \cdot g}{L} (\dot{a} - \varphi \cdot h_{OM})$$

бу ерда: $P_{Z1}; P_{Z2}$ – тормозланиш вақтида олдинги ва орқа ўқга тушадиган вертикал юкланиш

M_a – автомобилнинг тўлиқ массаси; [кг]

L – автомобилни базаси; [м]

a, b – олдинги ва орқа ўқлардан оғирлик марказигача бўлган масофа; [м]

h_{OM} – оғирлик марказининг баландлиги; [м]

Ғилдирақлар ва йўл орасидаги илашиш бўйича ҳосил қилиши мумкин бўлган максимал тормоз кучи:

$$P_{T1\varphi} = P_{Z1} \cdot \varphi ; \quad P_{T2\varphi} = P_{Z2} \cdot \varphi ;$$

Максимал тормоз моменти:

$$M_{T1\varphi} = P_{T1\varphi} \cdot r_k ; \quad M_{T2\varphi} = P_{T2\varphi} \cdot r_k$$

бу ерда: r_k – ғилдирақнинг ғилдираш радиуси

Агар автомобилнинг параметрлари (L, a, b, h_{OM}) ноаниқ бўлса P_{Z1} ва P_{Z2} ларни аниқлаш учун реакцияларни қайта тақсимлаш коэффициентлари m_{T1} ва m_{T2} дан фойдаланиши мумкин:

$$P_{Z1} = M'_1 \cdot g \cdot m_{T1}; \quad P_{Z2} = M'_2 \cdot g \cdot m_{T2}$$

бу ерда: $M'_1; M'_2$ – тинч турган автомобилнинг олди ва орқа ўқларига тушадиган масса.

$m_{T1}; m_{T2}$ – реакцияларни қайта тақсимлаш коэффициентлари. ($m_{T1} = 1,3 \div 1,5$;

$m_{T2} = 0,5 \div 0,7$)

Тормоз механизмини ҳисоблаш

1) Тормоз механизми ҳосил қилиши керак бўлган тормоз моменти аниқлаш. Ўққа тушаётган юкланиш ғилдирақларга тенг тақсимланади деб ҳисобласак, у ҳолда ғилдирақдаги максимал тормоз моменти қуйидагича аниқланади:

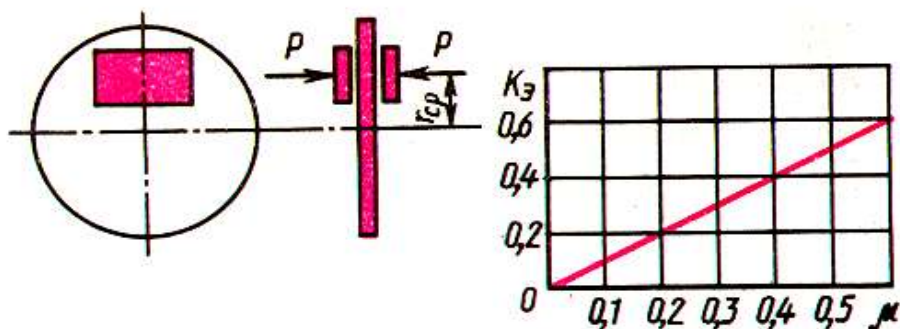
$$\text{олдинги ўқдаги ғилдирақ учун: } M_{T_{о.о}} = \frac{M_{T1\varphi}}{2}; \quad \text{орқа ўқдаги ғилдирақ учун: } M_{T_{орк}} = \frac{M_{T2\varphi}}{2}$$

Тормоз механизми ҳосил қилиши керак бўлган тормоз моменти ғилдирақлардаги максимал тормоз моментида кичик бўлмаслиги керак; яъни:

$$\text{олдинги ўқдаги ғилдирақ учун: } \dot{I}_{\partial i} \geq \dot{I}_{\partial_{\text{к}}} ; \quad \text{орқа ўқдаги ғилдирақ учун: } \dot{I}_{\partial i} \geq \dot{I}_{\partial_{\text{е}}}$$

2) Тормоз механизми колодкаларига таъсир этувчи юритма кучини аниқлаш:

- *дискли тормоз механизмини ҳисоблаш:*



Дискли тормоз механизми ҳосил қиладиган тормоз моменти қуйидагича ҳисобланади:

$$M_{TM} = 2P \cdot \mu \cdot r_a \quad \text{бундан:} \quad \dot{D} = \dot{\omega} / 2\mu \cdot r_a$$

- барабанли тормоз механизмини ҳисоблаш (юритма кучлари тенг ва колодка таянчлари бир тарафга жойлашган барабанли тормоз механизми мисолида):

Тормоз механизми ҳосил қиладиган тормоз моменти қуйидагича аниқланади:

$$M_{TM} = 2P' \cdot r_a \cdot \frac{\mu \cdot h \cdot k_i \cdot a}{k_i^2 \cdot a^2 - \mu^2 \cdot r_a^2};$$

бу ерда: P', P'' - колодкаларга таъсир этувчи юритма кучлари; [Н]

β_0 - колодкалардаги фрикцион қопламаларнинг қоплаш бурчаги ($\beta_0 = 90 \dots 120^\circ$)

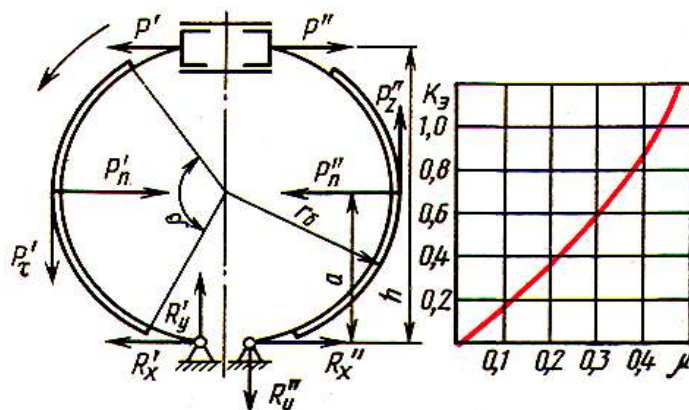
μ - ишқаланиш коэффициенти; ($\mu = 0,35$)

h - колодка таянчидан ишчи цилиндр марказигача бўлган масофа;

k_o - коэффициент (графикдан олинади)

a - колодка таянчидан тормоз механизми марказигача бўлган масофа;

r_a - тормоз барабани радиуси;



Зарур бўлган тормоз моментини ҳосил қилиш учун колодкаларга қўйилган кучлар қуйидагича аниқланади:

$$P' = P'' = \frac{M_{торм} (k_o^2 \cdot a^2 - \mu^2 r_a^2)}{2r_a \mu \cdot h \cdot k_i \cdot a}$$

3) Тормоз механизмининг колодка қопламаларидаги солиштирма юкланиш:

$$\rho_{кон} = \frac{G_a}{\sum F_{кон}}$$

бу ерда: G_a – автомобилнинг оғирлиги;

$\sum F_{кон}$ – барча колодка қопламалари юзаларининг йиғиндиси.

Енгил автомобиллар учун $\rho_{кон} = 10 \dots 20 \text{ Н/см}^2$

Юк автомобиллари ва автобуслар учун $\rho_{кон} = 20 \dots 40 \text{ Н/см}^2$

4) Тормоз механизмининг солиштирма ишқаланиш иши

$$q_0 = \frac{M_a \cdot V_{amax}^2}{2 \cdot \sum F_k} \leq [q_0]$$

бу ерда: M_a - автомобилнинг тўла массаси, [кг]

V_{amax} - автомобилнинг максимал тезлиги, [м/с]

$\sum F_k$ -барча тормоз механизм фрикцион қопламалари юзаларининг йиғиндиси, [см2]

$[q_0]$ - солиштирма ишқаланиш кучининг рухсат этилган қиймати,
 (енгил автомобиллар учун – 1...2 кДж/см² ; юк автомобиллари учун – 0,6...0,8 кДж/см²)

5) Автомобил бир марта тормозланганда барабан (диск)нинг қизиши:
$$T = \frac{M_r \cdot V_a^2}{2m_g \cdot C}$$

бу ерда: M_r - ғилдиракка тушаётган масса, [кг]

m_g - барабаннинг массаси, [кг]

C - барабан материалининг солиштирма иссиқлик сиғими, $C=500$ Дж/кгК

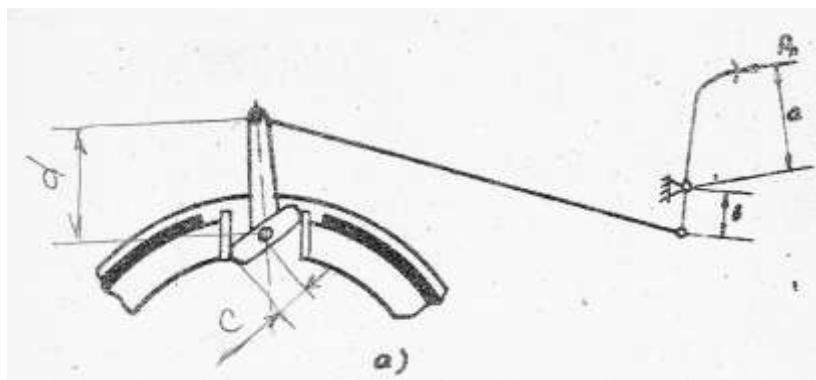
V_a - автомобил тезлиги ($V_{amax}=30$ км/с)

Барабаннинг қизиши бир марта тормозланганда 20⁰С дан ошмаслиги керак.

Тормоз юритмасини ҳисоблаш

1) Механик тормоз юритмасинининг узатишлар сони қуйидагича аниқланади:

$$U_{TP} = \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{c}$$



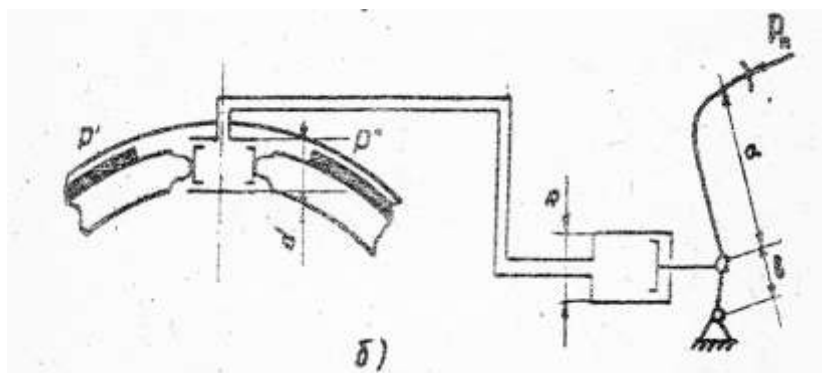
2) Тўхтатиб туриш тормоз тизимини бошқариш органи (ричаг)даги кучни аниқлаймиз: (бу куч 400Н дан ошмаслиги керак)

$$P_i = \frac{P' + P''}{U_{\partial b} \cdot \eta_{\partial b}} ;$$

бу ерда: $U_{\text{тто}}$ - тормоз юритмасининг узатишлар сони;

$\eta_{\text{тто}}$ - тормоз юритмасининг фойдали иш коэффициенти.

3) Гидравлик тормоз юритмасининг узатишлар сони қуйидагича аниқланади.



$$U_{\text{тто}} = \frac{a}{b} \cdot \frac{D^2}{d^2} ;$$

бу ерда: a – хайдовчининг кучи қўйилган нуқтадан асосий тормоз цилиндрининг штокигача бўлган масофа;
 b – сосий тормоз цилиндри штогидан таянчгача бўлган масофа;
 D – асосий тормоз цилиндрининг диаметри;
 d – ғилдирак тормоз цилиндрининг диаметри.

4) Хайдовчининг тормоз педалига қўйилган кучи қуйидагича аниқланади:

$$P_x = \frac{P' \cdot D^2}{d^2 \cdot U_{II} \cdot \eta_{ТЮ}}; \text{ мм}$$

бу ерда: P' – фаол колодкага қўйилган куч, Н;
 U_{II} – тормоз педалининг узатишлар сони;
 $\eta_{ТЮ}$ – гидравлик тормоз юритманинг ФИК, (0,95...0,98).

5) Тормоз педалининг йўли қуйидагича аниқланади:

$$S_{II} = \frac{4(2V_{олд} + 2V_{орк})}{D^2 \cdot \pi} \cdot U_{II} \cdot K_q + S_0 \cdot U_{II};$$

бу ерда: $V_{олд}$ ва $V_{орк}$ – тормозланиш вақтида олдинги ва орқа ғилдирак цилиндрларига кирадиган суюқлик ҳажми

$$V_{олд} = \frac{\pi \cdot d_{олд}^2}{4} \cdot \delta_{олд} \quad V_{орк} = \frac{\pi \cdot d_{орк}^2}{4} \cdot \delta_{орк}$$

K_q – тормоз суюқлигининг ҳажмини ошишини ҳисобга оладиган коэффициент (резинали шланглар учун) $K_d = 1,05 \dots 1,1$;

S_0 – тормоз педалининг эркин йўли;

$d_{олд}$ – олдинги ғилдирак цилиндрининг диаметри;

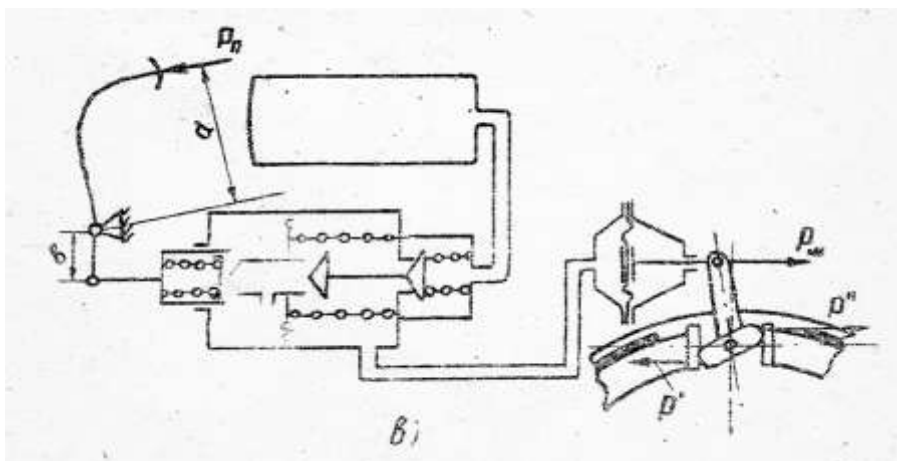
$d_{орк}$ – орқа ғилдирак цилиндрининг диаметри;

$\delta_{олд}$ – олдинги ғилдирак цилиндри поршенининг силжиши;

$\delta_{орк}$ – орқа ғилдирак цилиндри поршенининг силжиши;

Тормоз педалининг тўла йўлини аниқлаётганда тормоз педалининг захира йўлини ҳам ҳисобга олиши керак (тормоз колодкаларининг қопламаларини ейилишини ҳисобга олувчи), акс ҳолда тормоз педали полга ёки бошқа тўсикка қадалиб қолиши мумкин.

6) Пневматик тормоз юритмасида керувчи муштдаги момент қуйидагича аниқланади:



$$M_M = P' \cdot r + P'' \cdot r = (P' + P'') \cdot r;$$

бу ерда: P' ва P'' – тормоз механизмининг колодкаларидаги юритма тарафдан таъсир этувчи кучлар (тормоз механизмини ҳисоблаганда топилади);
 r – керувчи мушт радиуси ($r = \text{const}$);

5) Тормоз камераси (цилиндри) штокидаги куч қуйидагича аниқланади: $P_{uu} = \frac{M_M}{l}$;

бу ерда: l - керувчи мушт ричагининг узунлиги, см;

6) Тормоз камерасидаги (цилиндридаги) босим қуйидагича аниқланади: $\rho_k = \frac{P_{uu}}{F_1}$

бу ерда: F_1 -тормоз камерасидаги диафрагманинг (цилиндрдаги поршеннинг) юзаси;

7) Тормоз кранининг поршенга таъсир этувчи куч қуйидагича аниқланади:

$$D_i = \rho_{\hat{e}} \cdot F_2 + D_{i\delta}$$

бу ерда: F_2 - тормоз кранидаги поршен юзаси;

P_{np} - тормоз кранидаги пружина кучи.

8) Тормоз педалидаги хайдовчининг кучи қуйидагича аниқланади: $D_i = \frac{D_i \cdot b}{a}$;

бу ерда: a, b - тормоз педалининг ўлчамлари;

Агар P_x меъёрдан ($P_x=700\text{Н}$) ошиб кетса, у холда пневматик тормоз юритманинг геометрик ўлчамлари ўзгартирилади.

9) Пневматик тормоз юритмасининг узатишлар сони қуйидагича аниқланади: $U_{TP} = \frac{P' + P''}{P_x}$

Назорат саволлари:

1. Тормоз бошқармасининг таснифи ва қўлланилиши.
2. Тормоз бошқармасига қўйиладиган талаблар.
3. Тормоз механизмининг конструкциялари ва уларни баҳоловчи мезонлар.
4. Қўзғалмас скобали дискли тормоз механизмининг схемаси ва тахлили.
5. Сузувчи скобали дискли тормоз механизмининг ўзига хос хусусиятлари.
6. Барабанли тормоз механизмининг 1-схемаси ва тахлили.
7. Барабанли тормоз механизмининг 2-схемаси ва тахлили.
8. Барабанли тормоз механизмининг 3-схемаси ва тахлили.
9. Барабанли тормоз механизмининг 4-схемаси ва тахлили.
10. Автомобил фойдалана оладиган тормоз моментини аниқлаш.
11. Тормоз механизми хосил қилиши керак бўлган тормоз моментини аниқлаш.
12. Дискли тормоз механизми колодкаларига таъсир этувчи юритма кучини аниқлаш.
13. Барабанли тормоз механизми колодкаларига таъсир этувчи юритма кучини аниқлаш.
14. Тормоз механизмининг солиштирма ишқаланиш ишини аниқлаш.
15. Автомобил бир марта тормозланганда барабаннинг қизишини аниқлаш.
16. Механик тормоз юритмасининг схемаси ва тахлили.
17. Гидравлик тормоз юритмасининг схемаси ва тахлили.
18. Тормоз юритмасини иккита мустақил контурга ажратиш усуллари.
19. Тормоз кучайтиргичининг таснифи ва унга талаблар.
20. Пневматик тормоз юритмасининг схемаси ва тахлили.
21. Автопоезднинг пневматик тормоз юритмаси.
22. Тўғри ишловчи тормоз кранининг схемаси ва ишлаши.
23. Тескари ишловчи тормоз кранининг схемаси ва ишлаши.
24. Тормоз камерасининг схемаси ва тахлили.
25. Гидравлик тормоз юритмасининг узатишлар сонини аниқлаш.
26. Хайдовчининг тормоз педалига қўйган кучини аниқлаш.
27. Тормоз педалининг йўлини аниқлаш.
28. Тормоз кучларини ростлагичларнинг турлари ва иш жараёни.
29. Ёрдамчи тормоз тизими турлари ва уларнинг жойлаштирилиши.
30. Захирадаги тормоз тизими турлари ва уларнинг жойлаштирилиши.

11- мавзу. ОСМАЛАР

Режа:

1. Осмаларнинг таснифи ва кўлланилиши
2. Осмаларга кўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.
3. Османинг эластиклик характеристикаси.
4. Осмаларнинг кинематик схемалари.
5. Османинг эластик элементи.
6. Османинг йўналтирувчи элементи.
7. Османинг сўндирувчи элементи.
8. Осмалардаги юкланишлар.

Автомобил нотекис йўллардан харакатланганда йўлдан узатилаётган зарбалар хайдовчи ва йўловчиларга, юкларга, шунингдек автомобилнинг ўзига шикаст етказиши мумкин. Шунинг учун бу зарбаларни камайтириш зарурати пайдо бўлади. Бу вазифани осма бажаради. Осма автомобил кузовини (рамасини) кўприклар (ғилдираклар) билан эластик боғлаш учун хизмат қилади.

1-савол. Осмаларнинг таснифи ва кўлланилиши.

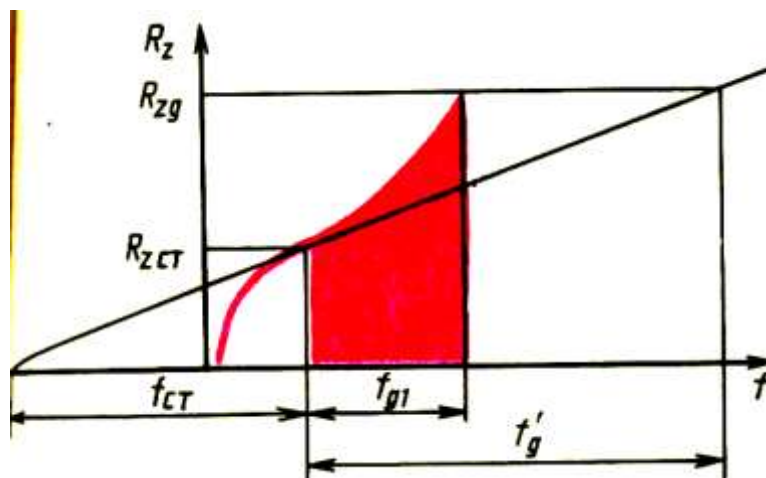
- 1) Тавсифига кўра:
 - ўзгармас бикрли;
 - ўзгарувчан бикрли;
 - прогрессив бикрли.
- 2) Йўналтирувчи элемент турига кўра:
 - номустақил (автоном, балансир);
 - мустақил.
- 3) Эластик элемент турига кўра:
 - металлдан (рессорали, пружинали, торсионли, аралаш);
 - нометалл (пневматик, гидравлик, резинали, аралаш).
- 4) Сўндирувчи элемент турига кўра:
 - ричагли амортизаторли (механик, гидравлик);
 - телескопик амортизаторли (бир трубали, икки трубали).
- 5) Ғилдираклардан куч ва моментларни узатиши бўйича:
 - рессорали;
 - штангали;
 - ричагли (бир ричагли, икки ричагли).
- 6) Шкворенни борлигига кўра:
 - шкворенли;
 - шкворенсиз.

2-савол. Осмаларга кўйиладиган талаблар ва уларнинг кондирилиши.

1. Автомобилнинг равон юришини таъминлаши керак;
2. Нотекис йўлларда чекловларга урилмасдан харакатлана олиши керак;
3. Автомобилнинг кўндаланг оғишини чеклаши керак;
4. Бошқарилувчи ғилдиракларнинг силжишини кинематик мувофиқлаштириши, яъни уларнинг шкворен атрофида тебранмаслигини таъминлаши керак;
5. Кузов ва ғилдиракларнинг тебранишини сўндириши керак;
6. Колея, ғилдиракнинг оғиш бурчаги ва шквореннинг оғиш бурчаги ўзгармаслиги керак;
7. Ғилдиракдан кузовга бўйлама ва кўндаланг кучларни ишончли узатиши керак;
8. Умумий талаблар.

3-савол. Османинг эластиклик характеристикаси

Автомобилнинг равои юришини таъминлаш учун ғилдиракка таъсир этувчи вертикал юкланиш (R_z) османинг эзилишига қараб маълум қонуниятда ўзгариши керак. Бундай боғланиш османинг эластиклик тавсифи дейилади.



11.1-расм. Османинг эластиклик тавсифи.

Вертикал юкланиш статик юкланишга яқин диапазонда (R_{zcm}) ўзгарса османинг тавсифи оптимал тебранишлар частотасини таъминлаб бериши керак, яъни, тебранишлар частотаси енгил автомобилларда 0,8...1,2 Гц, юк автомобилларида 1,2...1,9 Гц атрофида бўлиши керак. Бу тебранишлар частотаси йўловчи пиёда харакатлангандаги тебранишларга тўғри келади ва йўловчи учун қулай ҳисобланади. Рессорланган массанинг хусусий тебранишлар частотаси османинг статик эзилишига (f_{cm}) боғлиқ:

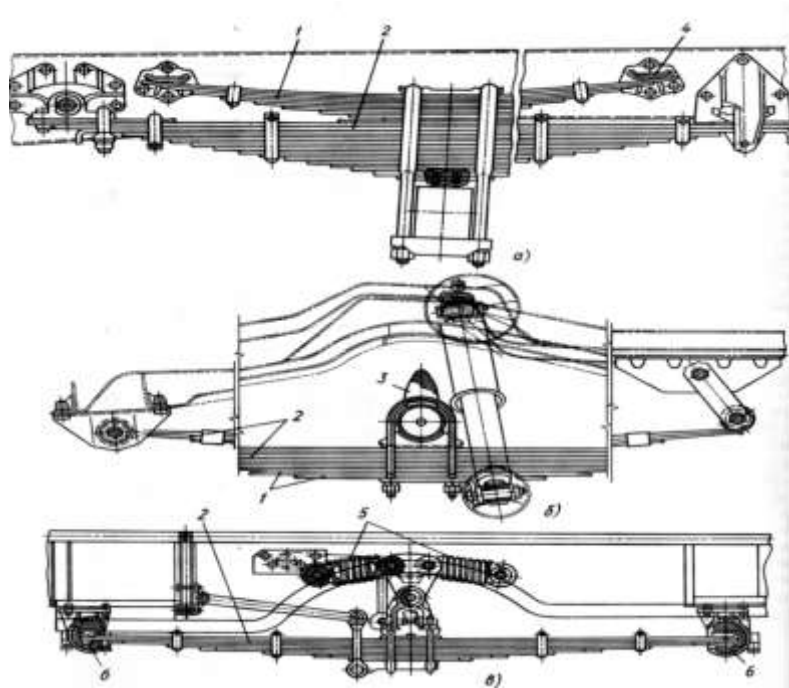
$$\Omega = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{\bar{n}\delta}}}$$

Автомобиль нотекис йўллардан харакатланганда тебранишлар амплитудаси ошиб рессорланган масса чеклагичларга урилмаслиги учун османинг бикрлиги ошиб бориши керак, яъни $R_{z\delta} = (2,5...3) R_{zcm}$ Динамик юкланишни статик юкланишга нисбати динамиклик коэффициентини дейилади:

$$\hat{E}_{\bar{a}} = \frac{R_{z\ddot{a}}}{R_{z\bar{n}\delta}}$$

Османинг эластиклик тавсифидаги эгри чизик остидаги юза османинг динамик энергохажмини билдиради, бу эса эластик қисмнинг тўла эзилишини таъминлайдиган ишга эквивалент ҳисобланади. Османинг динамик энергохажмини ошириш учун эластик тавсиф прогрессив (ўсувчи) бўлиши керак, яъни османинг озгина эзилишида ҳам динамик юкланиш ($R_{z\delta}$) катта бўлиши мумкин. Худди шундай динамиклик коэффициентини тўғри чизикли тавсифда ҳам олиш мумкин, лекин у холда динамик эзилиш (f_{δ}) катта бўлиб кетади, бунини эса конструкцияда таъминлаш жуда қийин.

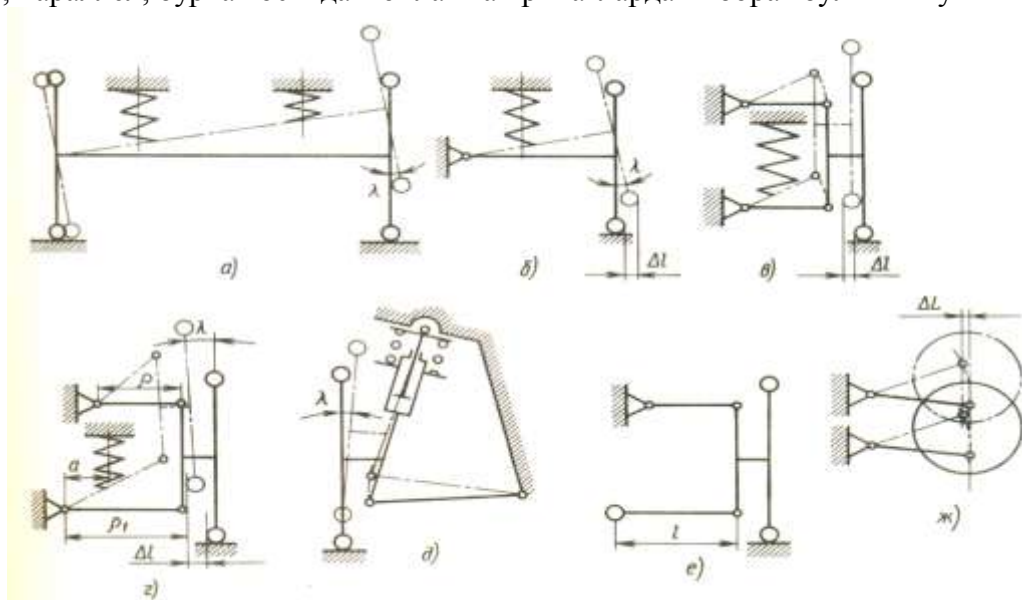
Автомобилнинг фойдали юкланиши минимумдан максимумгача ўзгарса, статик эзилишни (f_{cm}) ҳосил қиладиган рессорланган массанинг ўзгариши енгил автомобилларнинг олдинги ўқида 10-30%, орқа ўқида 45-60%, юк автомобилларида 250-400% ва автобусларда 200-250%ни ташкил этади. Шу ўзгаришларда ҳам рессорланган массанинг хусусий тебранишлар частотаси оптимал бўлиши учун юкланиш ўзгарса ҳам османинг статик эзилиши (f_{cm}) ўзгармас бўлиши керак, яъни юкланиш ўзгарса османинг бикрлиги ҳам ўзгариши керак. Бунини юк автомобилларида орқа османинг рессораси устида қўшимча рессора ўрнатилиши (11.2-расм), пневмобаллонларда ҳаво босимини ошириши ва х.к. конструктив йўллар билан амалга ошириш мумкин.



11.2-расм. Қўшимча эластик қисмли рессорали осма конструкциялари
 а- юк автомобилнинг рессорали орқа кўприк осмаси; б-юк автомобилнинг
 рессорали олдинги кўприк осмаси; в-автобуснинг рессорали корректирловчи
 пружинали осмаси

4-савол. Осмаларнинг кинематик схемалари.

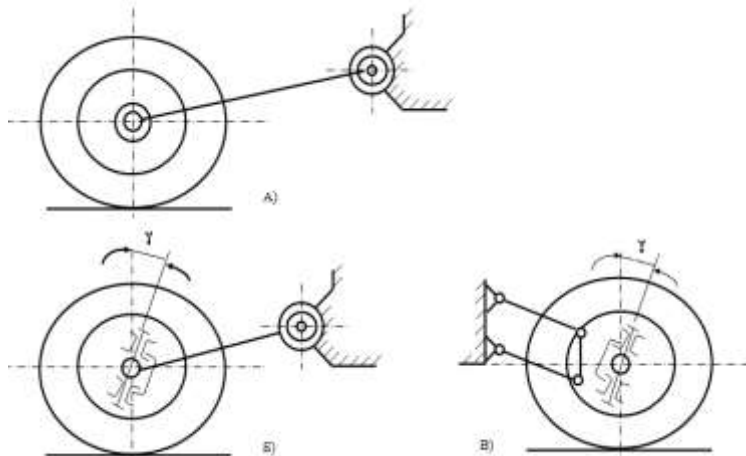
Осмалар кинематикасига қараб мустақил ва номустақил бўлади. Мустақил ва номустақил осмалар ўз навбатида ғилдирак автомобилнинг бўйлама ўқиға параллел, тик ва бурчак остида тебранувчи турларига бўлинади. (11.3-расм) Османинг бу кинематик схемалари конструктив жиҳатдан бўйлама жойлашган рессоралар, штангалар, автомобилнинг бўйлама ўқиға тик, параллел, бурчак остида жойлашган ричаглардан иборат бўлиши мумкин.



11.3-расм. Османинг кинематик схемалари.

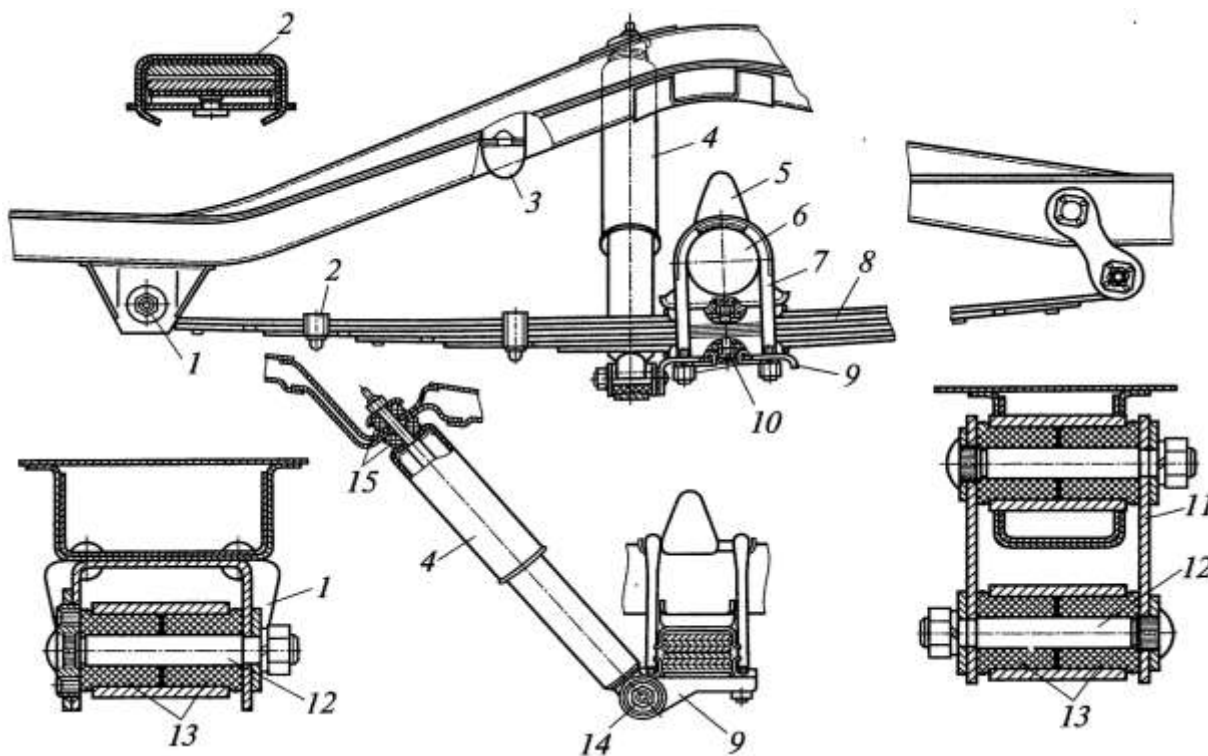
а – номустақил; б – бир ричагли мустақил; в - икки ричагли мустақил (бир хил узунликда);
 г - икки ричагли мустақил (хар хил узунликда); д – мустақил ричаг-телескопли; е - икки
 ричагли мустақил торсионли; ж – мустақил бўйлама тебранувчи.

Автомобилнинг бўйлама ўқига параллел жойлашган кинематик схемали олд ва орқа осмалар 11.4-расмда кўрсатилган. Улар битта (а,б) ёки иккита (в) ричагли бўлиши мумкин. Бу турдаги осмаларда эластик қисм бўлиб пружина, торсион ишлатилиши мумкин. Автомобилнинг ҳаракати даврида шквореннинг оғиш бурчаги ўзгариши сабабли, автомобилнинг статик ҳолати учун $18-22^{\circ}$ гача қийматга эга. Бу кинематик схемали осмаларнинг хусусияти шуки, автомобилнинг нотекис йўлдаги ҳаракати даврида колея ва ғилдираклардан кўндаланг текисликдаги оғиш бурчаги (развал) назарий жиҳатдан ўзгармайди.

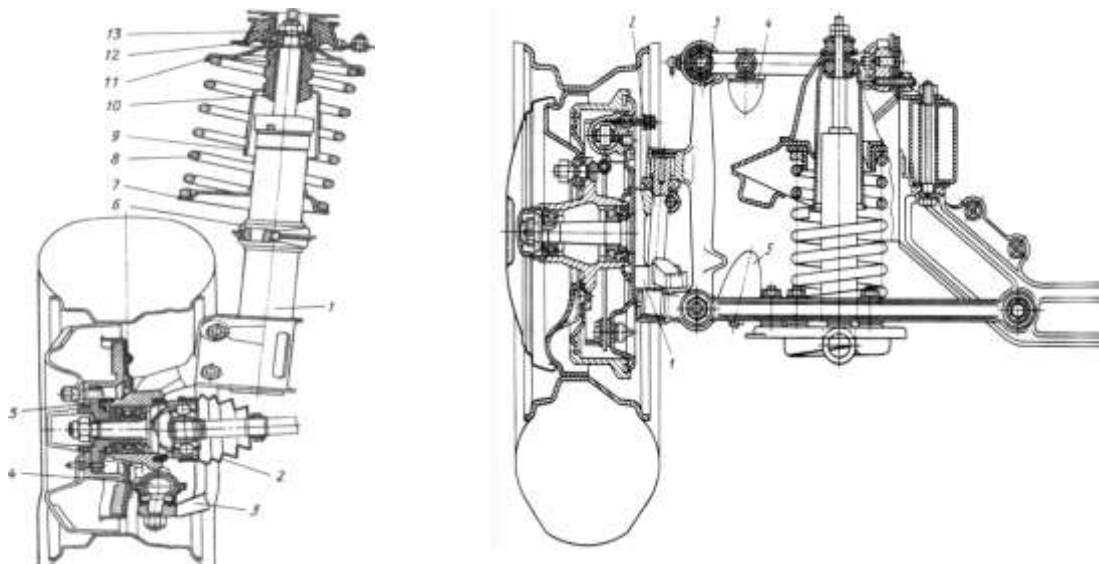


11.4-расм. Автомобилнинг бўйлама ўқига параллел жойлашган кинематик схемали осмалар

5-савол. Османинг эластик элементи.

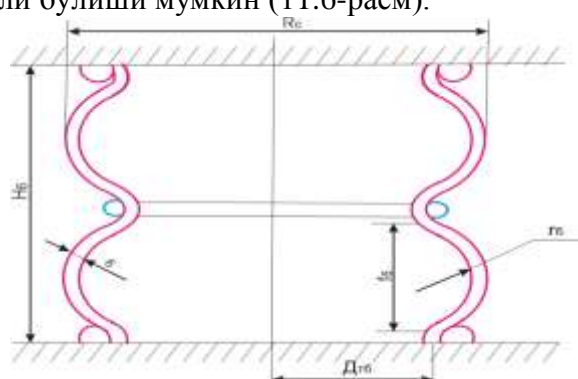


11.5-расм. Рессорали осма конструкцияси



11.6-расм. Пружинали осма конструкциялари
а) Макферсон туридаги осма; б) икки ричагли осма.

Пневмобаллон Ҳозирги замонда юк автомобиллари, айниқса автобус осмаларида пневматик эластик қисм кўплаб ишлатилаяпти. Пневматик эластик қисмнинг асосий афзаллиги тавсифининг ўсувчанлиги ва юкланиш миқдори ўзгарганда кузов таги сатҳининг автоматик равишда бир хил сақлай олиш қобилиятидир. Пневмобаллон бир, икки ва уч бўлакли ҳамда диафрагмали бўлиши мумкин (11.6-расм).



11.7-расм. Пневмобаллоннинг конструктив ўлчамлари

Пневмобаллон танлаб қабул қилинади. Кўпроқ юкланган ўқнинг юкланишини аниқлаб ва конструктив жиҳатдан зарур пневмобаллон сонини тайинлаб унинг юк кўтара олиш қобилиятини аниқлаш мумкин.

$$Q_{\delta} = G_2 / n \quad \text{Маълумки } Q_{\delta} = \pi R_c^2 * P_u; \text{ унда: } R_c = \sqrt{Q_{\delta} / (\pi * P_u)}$$

бу ерда: P_u - баллондаги ички босим; R_c - баллоннинг самарадор радиуси.

Пневмобаллон профилининг радиуси қуйидагича аниқланади: $r_{\delta} = K_{\delta} * (f_{\delta} \square 2 * \delta)$

бу ерда: K_{δ} - пневмобаллон формасининг ўзгариш коэффициенти $K_{\delta} = 0,5 \dots 0,6$;

f_{δ} - баллон деформациясининг ярми,

δ - баллон деворининг қалинлиги, $\delta = 5 \text{ мм}$.

Q_{δ} ва R_c ларни аниқлангандан сўнг пневмобаллон тури қабул қилинади.

Пневмобаллоннинг тик йўналишдаги бикрлиги қуйидагича аниқланади:

$$C_p = (n * (P_u \square P_a) V_2) * F_{\delta c}^2$$

бу ерда: n - политропа кўрсаткичи, $n = 1, 3$;

P_a - атмосфера босими;

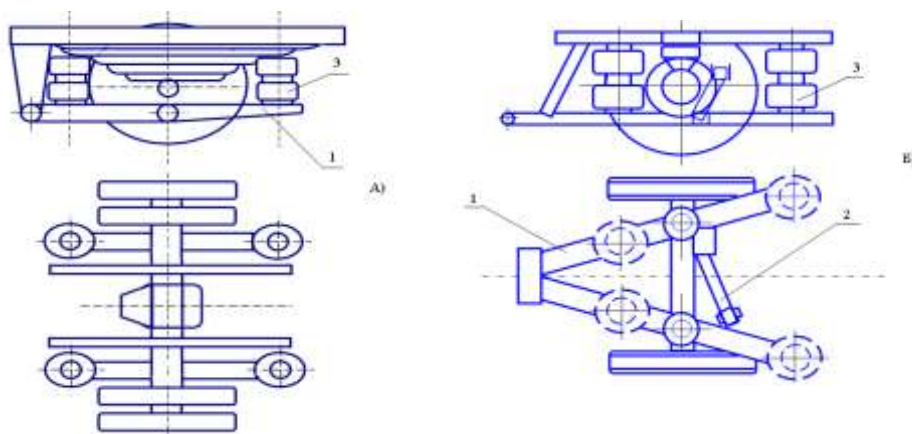
V_2 - резервуар ва баллондаги газ ҳажми;

$F_{\delta c}$ - баллоннинг самарадор ҳажми, $F_{\delta c} = \pi R_c^2$

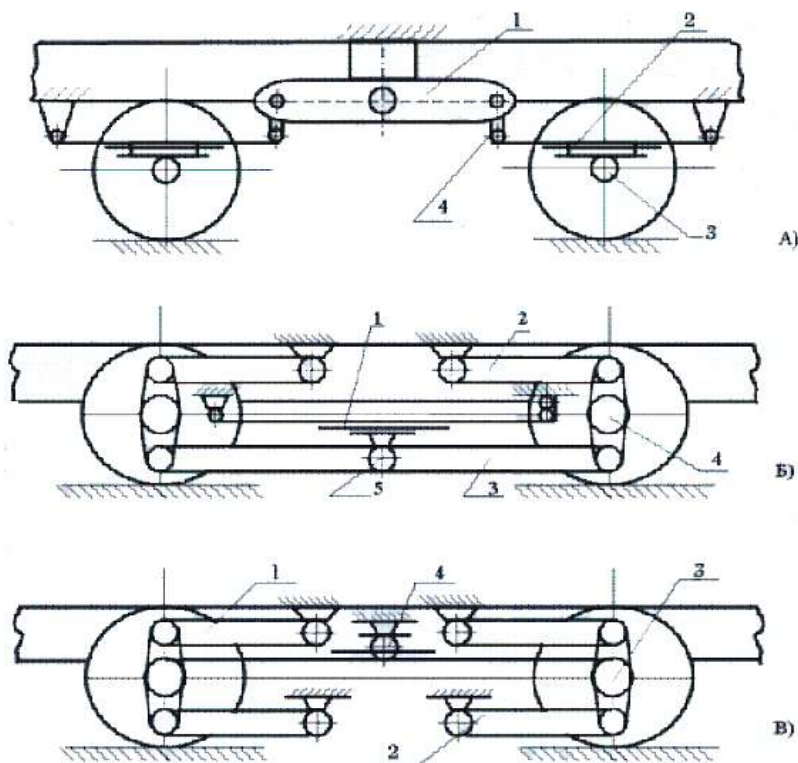
6-савол. Османинг йўналтирувчи элементи.

Осмалар кинематикасида уларнинг йўналтирувчи элементлари катта аҳамиятга эга. Юк автомобилларида эластик қисм сифатида рессоранинг ишлатилиши унинг олдинги (кетинги) ўқини рама билан бирлаштириш вазифасини ҳам бажаради. Демак, бир вақтнинг ўзида рессора йўналтирувчи ва эластик қисм вазифаларини бажаради.

Агар эластик қисм сифатида пневмобаллон ишлатилса (11.8а-расм), қўшимча штангаларни 1 қўллашга тўғри келади. Штангалар 1 бир томондан пневмобаллон 3 ни ушлаб турса, иккинчи томондан бўйлама ва кўндаланг йўналишдаги кучларни қабул қилади. Шу жиҳатдан йўналтирувчи элемент (11.8б-расм) V-симон қилинса ҳам бўлади, чунки, бу схемада бир вақтнинг ўзида иккита йўналишдаги (кўндаланг, бўйлама) кучлар қабул қилинади. Кўпчилик осмаларда кўндаланг йўналишдаги кучларни қабул қилиш учун кўндаланг ричаг 2 ҳам ишлатилиши мумкин.



11.8-расм. Номустақил пневмобаллонли осмалардаги йўналтирувчи элементларнинг схемалари



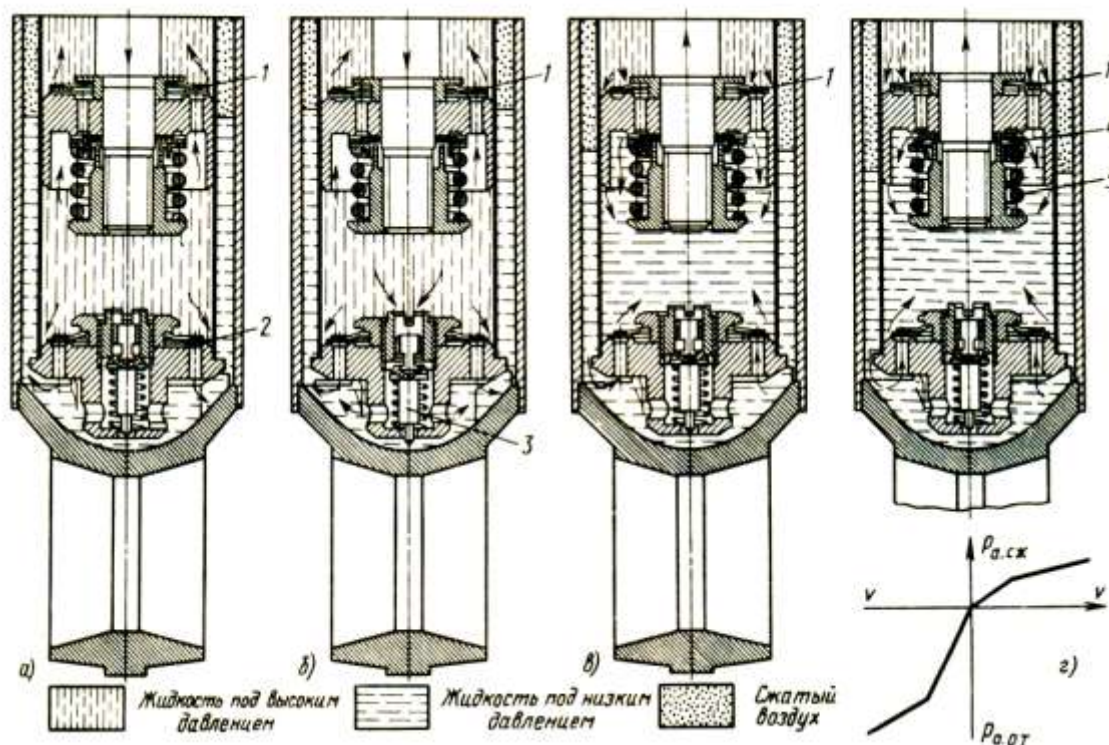
11.9-расм. Балансирли осма схемалари.

Оғир юк кўтарувчи, юқори ўтағонликка эга автомобилларда бу муаммонинг ечими бошқачароқдир (11.9-расм). Бу турдаги осмаларни балансирли осмалар дейилади. 11.9а-расмда османинг ҳар бир ўқи 3 ўзининг эластик қисми 2 га эга бўлиб, зиракчалар 4 орқали балансир 1 билан бириктирилган. Балансир 1 кўп ўқли кетинги осмаларда ғилдирақлардан узатилаётган куч ва моментларни рамага узатади, ҳамда ўқларга тушаётган юкларни қайта тақсимлайди. Бу схемада рессоралар 2 йўналтирувчи ва эластик қисм вазифасини бажаради. 10.9б-расмда эса рессора 1 рамага бармоқ ва зиракча ёрдамида бириктирилиб балансир ўқи 5 ни ҳам ушлаб туради. Тортқилар 2, 3 эса кўприкни 4 рама билан боғлайди. Учинчи схемада (11.9в-расм) эса балансир ўқи 4 кронштейнлар орқали рамага ва рессорага шарнирли маҳкамланган бўлиб, рессора ўз навбатида ўқлар устида таянч сифатида жойлашган.

7-савол. Османинг сўндирувчи элементи.

Тебранишни сўндириш кинетик энергияни иссиқлик ёки электрик турига айлантириш билан боғлиқ жараёндир. Тебраниш вақтидаги кинетик энергияни электр энергияга айлантириш усулини автомобилларда ишлатиш мураккаблиги ва таннархининг баландлиги туфайли қўлланилмайди. Кинетик энергияни иссиқлик энергияга айлантириб атмосферага тарқатиш, курук ишқаланиш □ фрикцион диски амортизаторларда □, суюқлик ишқаланиш □ гидравлик амортизаторларда □, молекулаларо ишқаланиш □ пневматик ва резинали амортизаторлар □ турлари сифатида мавжуддир. Бугунги кун техника ва технологиясининг ривожини автомобил осмаларида гидравлик амортизаторларнинг энг қулай ва □ ихчам □ эканлигини исботлайди.

Амортизаторлар осмаларда ҳосил бўлган тебранишларни сўндирувчи бўлиб, конструкцияси бўйича ричагли ва телескопик, иш жараёнини ҳисобга олганда эса, бир ёки икки томонлама ишлайдиганларига бўлинади. Бундан ташқари, ишлаш принципи бўйича амортизатор фрикцион □ курук ишқаланишли □, гидравлик □ қовушқоқ ишқаланишли □, электродинамик □ электромагнит қаршилик кучлари □ турларига ҳам бўлиниши мумкин.



11.10-расм. Амортизаторнинг иш жараёни ва тавсифи.
а-равон сиқиш; б-кескин сиқиш; в-равон қайтиш; г-кескин қайтиш.

Амортизаторга қуйидаги талаблар қўйилади:

- тебраниш тезлигининг ортиши билан унинг сўндириш қобилияти ортиши зарур;
- автомобил кичик нотекистиклардан ўтганда сўндириш қобилияти кичик бўлиши керак;
- амортизатордан кузовга узатилаётган юкланишлар минимал бўлиши керак;
- ҳар хил шароит ва ҳароратда ишлаганда иш жараёни барқарор бўлиши лозим.

Гидравлик амортизаторларнинг иш жараёни шундайки, тебранишнинг кинетик энергиясини, қовушқоқлик ишқаланиши ҳисобига иссиқликка айлантириб, атмосферага тарқатилади. Бу вақтда амортизатор ичидаги ҳарорат 100°C дан ортиши мумкин. Гидравлик амортизатор тузилиши поршенли насос каби бўлиб, фарқи суюқликни ёпиқ контурда бир камерадан иккинчисига ҳайдаш жараёнидан иборатдир. Шу жиҳатдан улар гидравлик машинанинг худди ўзгинасидир. Иш жараёнида телескопик амортизаторларда 2-5 МПа, рычагличисда эса 15-30 МПа босим ҳосил бўлиши мумкин. Икки труба телескопик амортизаторнинг иш жараёни ва тавсифи 11.10-расмда кўрсатилган.

Равон сиқишда суюқлик босим ($p_{сж}$) остида ўтказиш клапани 1 орқали пастки хажмдан юқори хажмга ўтади. Суюқликнинг бир қисми компенсацион камерага ўтиб, у ердаги хавони сиқади. Сиқишдаги қаршилик кучи: $D_{\dot{a},\dot{n}ae} \approx \dot{\delta}_{\dot{n}ae} \cdot F_{\phi\dot{o}}$; бу ерда: $F_{\phi\dot{o}}$ - шток юзаси

Кескин сиқишда суюқликнинг босими ортади ва қайтарувчи клапан 3 очилиб, қаршилик кучининг ошиши секинлашади.

Равон қайтишда поршень юқорига ҳаракатланади, ўтказиш клапани 1 ёпилади, суюқлик калибрили тешик 4 орқали ўтади ва поршень тепасидаги суюқлик босими ортади. Штокнинг бир қисми ишчи цилиндрдан чиқади, поршень остига суюқлик компенсацион камерадан ўтади. Қайтишдаги қаршилик кучи: $D_{\dot{a},\dot{i}\dot{o}} = \dot{\delta}_{\dot{i}\dot{o}} \cdot (F_i - F_{\phi\dot{o}})$

бу ерда: p_{om} – поршень устидаги босим;

F_i - поршень юзаси

Кескин қайтишда суюқлик босими қайтарувчи клапан пружинаси 5нинг кучини енгади ва диск 4 суюқликнинг йўлини очади.

Тебранишлар сўнишини баҳолаш учун нисбий сўниш коэффициенти ишлатилади:

$$\psi = \frac{\hat{E}_{\dot{n}\dot{a}\dot{i}}}{\sqrt{\dot{n}_{\dot{n}\dot{a}\dot{i}}} \cdot m'} \quad \psi = 0,15...0,25$$

бу ерда: K_{nod} – османинг қаршилик коэффициенти;

c_{nod} – османинг бикрлиги;

m' - ғилдиракка тўғри келувчи рессораланган масса.

Амортизаторнинг қаршилик кучи унинг турига ва ўрнатилишига боғлиқ. Амортизатор вертикал ўрнатилса қаршилик кучи қуйидагича аниқланади:

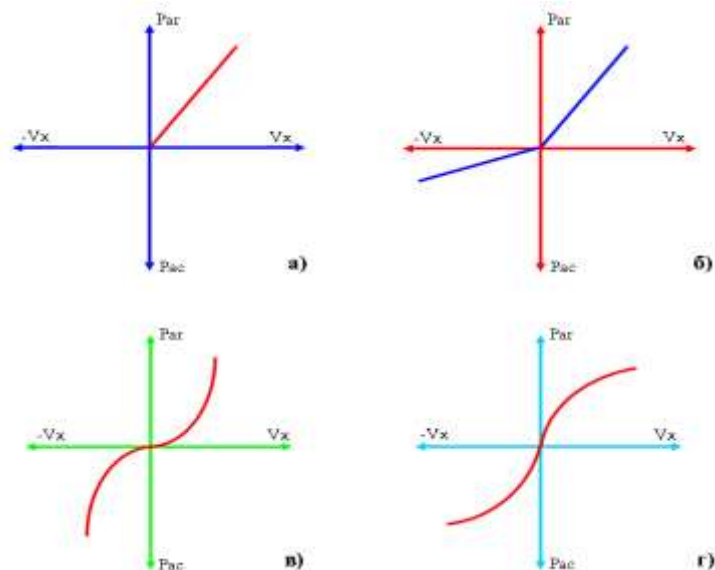
$$D_{\dot{a}} = \frac{\hat{E}_{\dot{n}\dot{a}\dot{i}} \cdot \delta_1^2 \cdot v_{\dot{a}}}{\dot{a}^2}$$

Амортизатор бурчак остида ўрнатилса қаршилик кучи қуйидагича аниқланади:

$$D_{\dot{a}} = \frac{\hat{E}_{\dot{n}\dot{a}\dot{i}} \cdot v_{\dot{a}}}{\cos \beta}$$

бу ерда: v_a – амортизатор поршенининг тезлиги. ($v_a = 20...30\text{м/с}$)

Суюқлик босими телескопик амортизаторларда 2,5...5,0 МПа, рычагли амортизаторларда 15...30 МПа



11.10-расм. Гидравлик амортизаторлар тавсифлари

Танланган босимнинг қийматиға қараб гидравлик амортизаторнинг дросселловчи қисмининг ўлчамлари танланади. Дросселловчи қисм-амортизаторда суюқлик сақланадиган ҳажмларни бир-бирига боғловчи каналлар мажмуасидир. У каналларнинг конструкцияси шундай ҳисобланиши ва ясаилиши зарурки, амортизаторда маъқул тавсифни таъминлаши ва унинг тебранишини сўндиришини амалга ошириши керакдир. Амортизатор тавсифи деб, қаршилик кучи P_a нинг амортизатор поршенининг цилиндрга нисбатан силжиш тезлигига айтилади, Амортизатор тавсифлари турли кўринишда бўлиши мумкин □(11.10-расм)□.

Тавсифларнинг барчаси $P_a = K_m * V_x^m$ эмпирик қонуниятга бўйсунади.

бу ерда: P_a - амортизаторнинг қаршилик кучи;

K_m - тавсиф бошланғич қисмининг коэффиценти;

V_x - амортизатор поршенининг цилиндрга нисбатан силжиш тезлиги;

m – даража кўрсаткичи; $1 \leq m \leq 3$

m даража кўрсаткичи амортизатор қаршилигининг ўсиш тезкорлигини белгилаб беради.

Демак, у осма тебранишининг ортиши билан унинг сўндириш қобилиятининг ортиш талабини қондирилишини таъминлайди.

Бугунги автомобилларда тавсифи ўсувчи ва носимметрик □10.8в-расмдаги □ тавсифга эга икки томонлама ишловчи гидравлик амортизаторлар кўп тарқалган. Бу амортизаторларда тавсиф кўриниши калибрланган канал тешиқларига боғлиқ равишда ўзгаради.

Амортизатор ҳар хил шароитда ва ҳароратда ишлаганда унинг иш жараёнининг стабил бўлиши, тавсифининг стабил бўлиши билан таъминланади. Тавсифнинг стабиллиги дросселловчи тизими ва ишлатиладиган суюқлигига боғлиқдир, яъни $P_a=f(V_x)$ функцияси амортизатор иш камерасидаги суюқлик босимининг, дроссел тизимидан мажбурий сиқиб чиқарилаётган суюқлик сарфи орасидаги боғланишдир.

Амортизаторнинг иш жараёнида ҳароратининг ўзгариши стабил ишлашига ҳалал беради. Сабаби шуки, ҳарорат таъсири натижасида иш суюқлигининг қовушқоқлиги пасаяди, натижада у ишқаланувчи қисмлар орасидан ва клапанларнинг зич ёпилмаслигидан ўтиб кетади. Натижада амортизаторнинг ишончлилиги пасаяди. Амортизатор орқали кузовга узатилиши мумкин бўлган кучларнинг кам бўлишини таъминлаш учун икки томонлама ишловчи гидравлик амортизаторда юкни енгиллаштирувчи клапан тавсифи носимметрик қилинади, яъни сиқилишдаги қаршилик коэффиценти, чўзилишдагидан кичик бўлади. Натижада, ғилдирак дўнгликка урилиб амортизатор тезкор сиқилса, рамага куч кўп ўтмайди.

8-савол. Осмалардаги юкланишлар.

Автомобил осмаларини ҳисоблаш икки босқичдан иборат:

- 1) автомобилнинг юриш раёнлиги таъсир этувчи умумий жиҳатларни ҳисоблаш;
- 2) османинг таркибий қисми бўлган йўналтирувчи қисми, эластик ва сўндирувчи қисмларни ҳисоблаш.

Номустақил осма. Юкланиш ғилдиракка таъсир этаётган реакция R_z га ва рессораланмаган масса $G_{н.м}$ га боғлиқ:

$$P_p = R_z - 0,5 \cdot \tilde{N}_{i,i}.$$

Эластик элементнинг эзилиши ғилдиракнинг кузовга нисбатан силжишига тенг $f_p = f_k$.

Муустақил осма. Османинг схемасига қараб, эластик элементга таъсир этаётган юкланиш ўзгаради.

Бир ричагли осмада эластик элементга таъсир этаётган юкланиш:

$$P_p = (R_z - G'_e) \frac{l}{a};$$

бу ерда: G'_k – ғилдирак ва йўналтирувчи элементнинг оғирлиги.
 $f_p = f_k a/l$ – эластик элементнинг эзилиши:

Икки ричагли осмада эластик элементга таъсир этаётган юкланиш:

$$P_p = (R_z - G'_e) \frac{l}{a};$$

Торсионли икки ричагли осмада эластик элементга таъсир этаётган юкланиш торсионнинг буровчи моменти орқали топилади:

$$\dot{I} = (R_z - G'_e) l;$$

Думалоқ торсионнинг буралиш бурчаги: $\theta = \frac{32M \cdot l}{\pi \cdot d^4 \cdot G};$

бу ерда: d - торсион диаметри;
 G – буралишдаги эластиклик модули;

Пластинкали торсионнинг буралиш бурчаги: $\theta = \frac{3M \cdot l}{[n \cdot b \cdot h^3 \cdot G(1 + 0,6b/h)]};$

бу ерда: n - пластинкалар сони.

Эластик элементлардаги юкланишлар

Варақли рессора. Варақли рессораларда асосий аниқланувчи параметрлар бўлиб эгилишдаги кучланиш σ_e , рессоранинг эзилиши f_p ва бикрлиги C_p ҳисобланади.

Симметрик яримэллиптик кўпварақли рессора учун:

$$\sigma_e = \frac{1,5D_\delta \cdot L}{n \cdot b \cdot h^2}; \quad f_p = \frac{\delta \cdot D_\delta \cdot L^3}{4E \cdot n \cdot b \cdot h^3}; \quad C_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot \delta \cdot L^3};$$

бу ерда: L - рессоранинг узунлиги;

n - варақлар сони;

b - варақнинг эни;

h - варақнинг қалинлиги;

δ - эзилиш коэффициенти ($\delta = 1,25 \dots 1,4$).

Носимметрик яримэллиптик кўшарақли рессора учун:

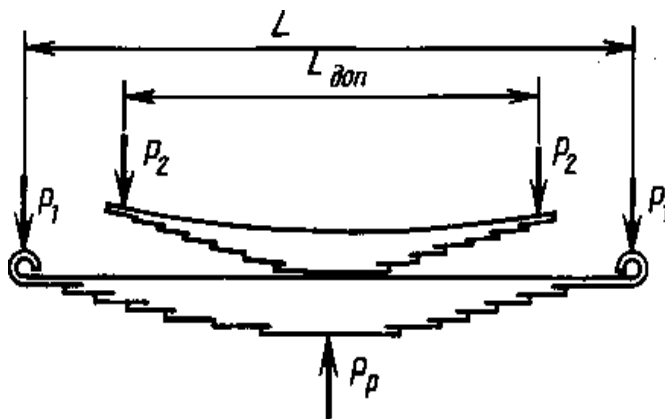
$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{6 \cdot D_{\delta} \cdot l_1 \cdot l_2}{L \cdot n \cdot b \cdot h^3}; \quad f_p = \frac{D_{\delta} \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3 \cdot L};$$

Кўшалок рессора учун:

Кўшимча рессора ишга тушиш вақтида асосий рессорага таъсир этаётган куч куйидагича аниқланади:

$$P_{p0} = \tilde{N}_{\delta} \cdot f_0;$$

бу ерда: f_0 - кўшимча рессора ишга тушгунча асосий рессоранинг эзилиши.



11.11- расм. Кўшалок рессорани ҳисоблаш схемаси

Иккала рессорага баравар таъсир этаётган куч,

$$D_{\delta} = P_{p0} + (c_p + c_{\text{аў}})(f - f_0);$$

бу ерда: $c_{\text{дон}}$ - кўшимча рессоранинг бикрлиги;

f - кўшалок рессоранинг тўлиқ эзилиши.

Кўшалок рессоранинг эгилишдаги кучланиши:

$$\sigma_p = \frac{D_1 \cdot L}{2 \cdot n_p \cdot W_p}; \quad \sigma_{\text{аў}} = \frac{D_2 \cdot L_{\text{аў}}}{2 \cdot n_{\text{аў}} \cdot W_{\text{аў}}};$$

бу ерда: W_p ва $W_{\text{дон}}$ - асосий ва кўшимча рессоранинг қаршилик моментлари

$\sigma_p = \sigma_{\text{дон}}$ деб қабул қилинса:
$$\frac{D_{\text{аў}}}{D_{\delta}} = \frac{W_{\text{аў}} \cdot n_{\text{аў}} \cdot L_{\text{аў}}}{W_{\delta} \cdot n_{\delta} \cdot L};$$

Рессора варақларининг эгилишдаги кучланиши:

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{D_{\delta} \cdot L}{4(1 + D_{\text{аў}})(D_{\delta} \cdot n_p \cdot W_p)};$$

Рессоралар 55ГС, 50С2, 60С2 каби пўлатлардан тайёрланади, улар учун максимал эзилишдаги рухсат этилган эгилишдаги кучланиш $\sigma_{\varepsilon} [] = 800 \dots 1000 \text{ МПа}$;

Пружина. Пружинанинг кучи ва эзилиши ўзаро боғлиқ:

$$P_{np} = \frac{f_{np} \cdot G \cdot d_n^4}{8 \cdot n_{p.a} \cdot D_a^3};$$

бу ерда: f_{np} - пружинанинг эзилиши;

G - силжиш модули, пўлат учун $G = (8 \dots 9) \cdot 10^4$ МПа;

d_n - пружина симининг диаметри;

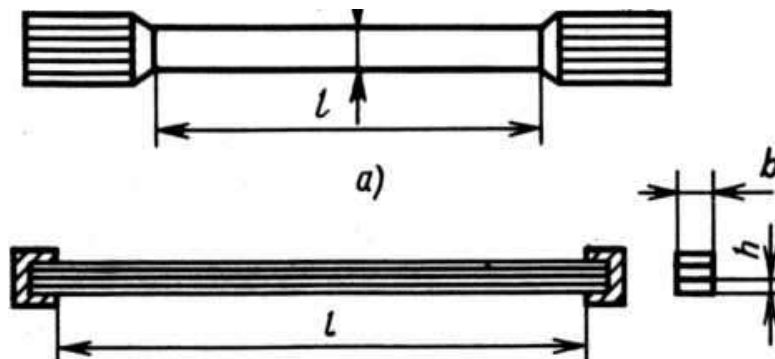
$n_{p.b}$ - ишчи чулғамлар сони [тўлиқ чулғамлар сони $n_{p.b} = n_{p.c} + (1, 2 \dots 2)$];

D_b - чулғамнинг ўртача диаметри.

Осмининг самарадорлиги пружинанинг бикрлигига боғлиқ: $\tilde{N}_{i\delta} = \frac{P'_{np}}{f_{np}} = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot n_{p.a} \cdot D_a^3}$;

Пружинанинг кучланиши: $\tau_{i\delta} = \frac{8 \cdot \tilde{D}'_{i\delta} \cdot D_a}{\pi \cdot d^3}$; $[\tau] = 700 \dots 900$ МПа.

Торсион.



11.12-расм. Торсионни ҳисоблаш схемаси

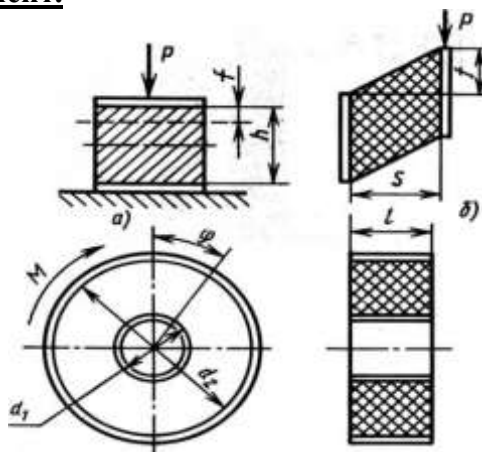
думалоқ қирқимли торсионнинг кучланиши: $\tau = \frac{16M}{\pi \cdot d^3}$;

пластинали торсионнинг кучланиши: $\tau = \frac{3M \cdot (1 + 0,6h/b)}{n \cdot h^2 \cdot b}$;

бу ерда: n - пластиналар сони.

Торсионлар рессора ва пружиналар учун ишлатиладиган 50ХФА, 45НХМА каби пўлатлардан тайёрланади. Торсионлар учун рухсат этилган буралишдаги кучланиш: $[\tau] = 800 \dots 1000$ МПа.

Резинали эластик элемент.



11.13-расм. Резинали эластик элементни ҳисоблаш схемаси

Юкланиш усулига қараб резинали эластик элементлар қуйидаги формулалар орқали ҳисобланади:

- эзилишга: $D_\delta = \frac{f \cdot E \cdot F}{h}$; $\sigma_{ni} = \frac{D_\delta}{F}$; бу ерда $\frac{f}{h} \leq 0,2$;

- текислик бўйича силжишга: $D_\delta = \frac{f \cdot F \cdot G}{S}$; $\sigma_{na} = \frac{D_\delta}{F}$; бу ерда $\frac{f}{S} \leq 0,35$;

- айлана бўйича силжишга: $M = \frac{\varphi \cdot \pi \cdot l \cdot G_{\bar{n}\bar{a}}}{(1/d_1^2 - 1/d_2^2)}$; $\tau = 2M \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l$; бу ерда $\varphi \leq 40^\circ$;

бу ерда: $G_{\text{сд}}$ - силжиш модули;

F - силжиш ёки эзилиш юзаси.

Пневматик эластик элемент.

Юкланиш таъсирида ($\Delta_{\delta} = \delta_{\bar{a}} \cdot F_{y\delta} = \pi \cdot \delta_{\bar{a}} \cdot R_{y\delta}^2$) пневматик эластик элементнинг юзаси $F_{\text{эф}}$ ва радиуси $R_{\text{эф}}$ ўзгаради. Юкланиш динамик ўзгарганда пневматик эластик элементнинг ичидаги хавонинг босими куйидагича аниқланади:

$$\delta_{\bar{a}} = (\delta_{\bar{n}\delta} + 1) \left(\frac{V_o + V_{\delta\bar{a}\zeta}}{V_i + V_{\delta\bar{a}\zeta}} \right)^k - 1$$

бу ерда:

$p_{\text{ст}}$ - статик ҳолатдаги хавонинг босими;

V_o - пневматик эластик элементнинг дастлабки ҳажми;

$V_{\text{рез}}$ - қўшимча резервуар ҳажми;

V_i - пневматик эластик элементнинг оралиқ ҳажми;

k - тенглама коэффиценти, $k \approx 1,3$.

Пневматик эластик элементнинг бикрлиги:

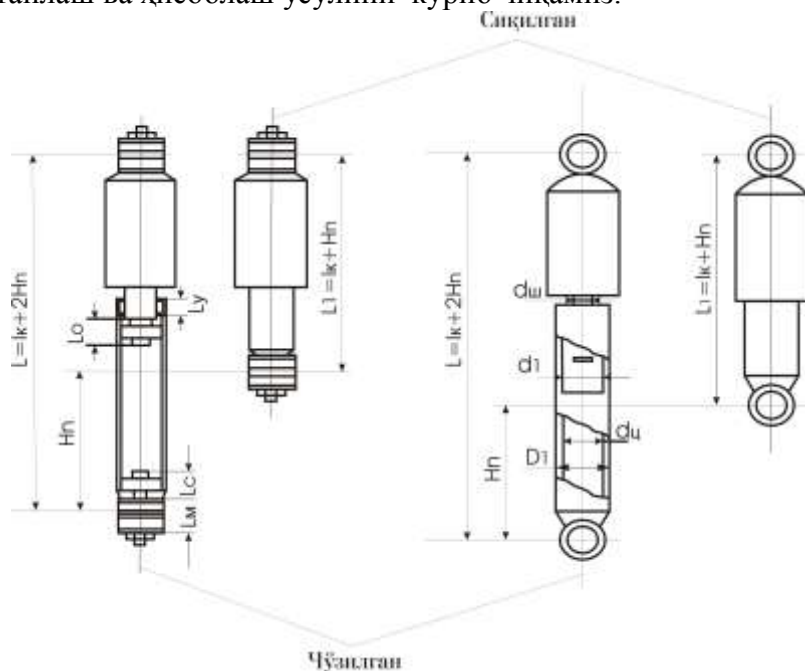
$$\tilde{N}_{\delta} = \frac{dP_p}{df_p} = \frac{p_{\bar{a}} \cdot dE_{y\delta}}{df_p} + \frac{E_{y\delta} \cdot dp_{\bar{a}}}{df_p} = -k \cdot F_{y\delta} (\delta_{\bar{n}\delta} + 1) \frac{V_{\bar{n}\delta}^k \cdot dV_i}{V_{\bar{a}}^{k+1} \cdot df_p} + \frac{(\delta_{\bar{n}\delta} + 1) \cdot V_{\bar{n}\delta}^k}{V_{\bar{a}}^k} \cdot \frac{dE_{y\delta}}{dF};$$

бу ерда: $V_{\text{ст}} = V_o + K_{\text{рез}}$, $V_{\text{д}} = V_i + V_{\text{рез}}$. $dV_i / df_p = -F_{\text{эф}}$ эканлигини ҳисобга олсак:

$$\tilde{N}_{\delta} = k \cdot \left(\frac{p_{\bar{a}} + 1}{V + V_{\delta\bar{a}\zeta}} \right) F_{y\delta} + \frac{p_{\bar{a}} \cdot dE_{y\delta}}{df_p};$$

Сўндирувчи элементни ҳисоблаш

Автомобил осмаларида битта ёки иккита трубаги амортизаторлар кўп қўлланилиши туфайли, уларни танлаш ва ҳисоблаш усулини кўриб чиқамиз.



11.14-расм. Телескопик амортизаторларнинг конструктив ўлчамлари

Цилиндрнинг диаметри ГОСТ 11728-68 га асосан танланади. Энг катта қабул қилувчи куч жадвалда рухсат этилганидан катта бўлмаслиги керак. Амортизатор поршенининг йўли H_{Π} османи танлаш даврида компоновка шароитини ҳисобга олиб османинг статик f_{cm} ва динамик f_{δ} йўллари билан мувофиқлаштириб қабул этилади, яъни

$$H_{\Pi} \leq (3,5 \dots 10) * d_{\Pi}$$

Амортизатор штокининг диаметри $d_{ш} = (0,4-0,6) * d_{\Pi}$ бўлиб, у сиқилиш даври даги P_{max} босим ва компенсацион камера ўлчамларини белгилайди, бундан ташқари, ташқи диаметри d_T , ҳамда амортизатор массасига таъсир этади.

Амортизатор трубагининг ташқи диаметри: $d_T \cong \sqrt{(2 \dots 4)d_{\phi}^2 + d_{\delta}^2}$;

Амортизатор ишлаётганда ичидаги суюқлик босими қуйидагича аниқланади:

$$p = (F_n - F_{\phi})^2 \cdot y \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot g \cdot \mu_o^2 \cdot f_{\delta}^2 \cdot Z_{\delta i}^2 ;$$

Амортизаторнинг қаршилик кучи:

$$D_{\delta} = (F_n - F_{\phi}) \cdot \delta = (F_n - F_{\phi})^3 \cdot y \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot g \cdot \mu_o^2 \cdot f_{\delta}^2 \cdot Z_{\delta i}^2 ;$$

бу ерда: $F_n, F_{ш}$ - поршен ва штокнинг юзалари;

$Z_{омн}$ - автомобил кузовининг тебраниш тезлиги ; $Z_{омн} = 30 - 50 \text{ см} \cdot \text{сек}$;

$g = 9,8 \text{ м} \cdot \text{сек}^2$;

μ_o - суюқлик сарфи коэффициенти, $\mu_o = 0,6 - 0,75$;

$f_{кл}$ - калибрланган тешик юзаси, $f_{кл} = 0,016-0,076 \text{ см}^2$;

p - суюқлик босими, ричагли амортизатор учун

$p = 25 - 40 \text{ МПа}$, телескопик амортизатор учун $p = 5-8 \text{ МПа}$;

γ - суюқликнинг зичлиги, $\gamma = 0,85-0,89 \text{ г} \cdot \text{см}^3$.

Назорат саволлари:

1. Османинг таснифи ва қўлланилиши.
2. Осмага қўйиладиган талаблар.
3. Османинг эластиклик характеристикаси.
4. Османинг кинематик схемалари.
5. Осма эластик элементларининг турлари ва уларнинг тахлили.
6. Осма йўналтирувчи элементларининг турлари ва уларнинг тахлили.
7. Осма сўндирувчи элементларининг турлари ва уларнинг тахлили.
8. Османинг рессорали эластик элементини ҳисоблаш.
9. Османинг пружинали эластик элементини ҳисоблаш.
10. Османинг торсионли эластик элементини ҳисоблаш.
11. Османинг резинали эластик элементини ҳисоблаш.
12. Османинг пневматик эластик элементини ҳисоблаш.
13. Османинг торсионли эластик элементини ҳисоблаш.
14. Османинг сўндирувчи элементини ҳисоблаш.

12- мавзу. КЎПРИКЛАР ВА ҒИЛДИРАКЛАР.

Режа:

1. Кўприкларнинг таснифи ва уларга қўйиладиган талаблар.
2. Кўприк конструкцияларининг тахлили.
3. Кўприклардаги юкланишлар.
4. Ғилдиракларнинг таснифи ва қўлланилиши.
5. Ғилдиракларга қўйиладиган талаблар.
6. Ғилдиракнинг ўрнатилиш бурчаклари.
7. Шиналарнинг таснифи ва қўлланилиши.
8. Шиналарга қўйиладиган талаблар.
9. Шиналарнинг маркировкаланиши.

Кўприклар ғилдиракларни ўрнатиш ва кўтарувчи қисмни (рама ва кузов) ушлаб туриш учун хизмат килади. Кўприклар ҳаракат пайтида ғилдиракларга таъсир этувчи вертикал, бўйлама, кўндаланг кучларни қабул килади.

Етакчи кўприк деб двигателнинг буровчи моменти билан айлантриладиган етакчи ғилдиракларга эга кўприкка айтилади. Автомобилларда факат олди, факат орқа ёки ҳамма кўприклари етакчи бўлиши мумкин.

Бошқарилувчи кўприк деб бошқарилувчи ғилдираклар ўрнатилган кўприкка айтилади. Кўп холларда олдинги кўприк бошқарилувчи бўлади.

Уйғунлашган кўприк деб етакчи ва шу билан бирга бошқарилувчи бўлган ғилдираклар ўрнатилган кўприкка айтилади. Уйғунлашган кўприклар олди кўп-риги етакчи енгил автомобил ва тўла юритмали автомобилларда ишлатилади

Таянч кўприк деб бошқарилувчи бўлмаган етакланувчи ғилдиракларга эга кўприкка айтилади. Таянч кўприклар кўпрок тиркама ва ярим тиркамаларда ўрнатилади. Кўп ўкли юк ва олди етакчи енгил автомобилларда орқа кўприк сифатида ишлатилади.

1-савол. Кўприкларнинг таснифи ва уларга қўйиладиган талаблар.

Кўприклар қуйидаги кўрсаткичлар бўйича турларга бўлинади.

1) Вазифаси бўйича:

- етакчи;
- бошқарилувчи;
- уйғунлашган;
- таянч.

2) Ғилдираклар сони бўйича:

- биттали;
- қўшалок.

3) Конструктив схемаси бўйича:

- двугаврли;
- балкали (ажралувчи, ажралмас, штампланган, қўйма).

4) Таркиби бўйича:

- якка;
- тележка таркибида.

Кўприк ўз вазифасини тўлиқ ва самарали бажариш учун қуйидаги функционал талабларга жавоб бериши керак:

- минимал масса, минимал габарит ўлчамлар ва юқори бикрликка эга бўлиши;
- умумий талаблар.

Кўприкнинг массаси. Кўп автомобилларда кўприклар рессораланмаган қисмига киради. Бу ҳолда кўприклар кўтарувчи тизим билан бевосита боғлиқ эмас ва рама ёки кузов билан осма орқали боғланади. Шунинг учун масса катта ахамиятга эга. Кўприкнинг массаси автомобил ва кўприк турларига боғлиқдир. Кўприк массаси юк автомобилларда шассининг 10-15% ва енгил автомобилда 3-5% ташкил этади. Етакчи кўприкнинг массаси кўп жихатдан кўприк балкаси-нинг конструкциясига ва асосий узатманинг турига боғлиқ. Қўшалоқ асосий узатманинг ўрнига яққа узатма ишлатилаши массани анча камайтиради.

Етакчи кўприк асосий узатмасининг қартери юқори мустаҳкам чўяндан ёки алюминий қоришмасидан қуйилганда массаси анча камаяди. Шунингдек, кўприклар балкаси листли пўлатдан штамплаб пайвандланиб тайёрланса мас-саси энг кичик бўлади. Юк автомобилни бошқарилувчи кўпригининг массаси автомобил массасининг 5-9% ташкил этади. Массани камайтириш учун айрим ҳолда бошқарилувчи кўприкни қовқаланган алюминий қоришмасидан тайёрланади. Лекин алюминий кўприк анча қиммат бўлади.

Кўприкнинг габарит ўлчамлари. Кўприкнинг габарит ўлчамлари автомобил ва йўл орасидаги масофага, автомобил полини ва оғирлик марказини баландлигига сезиларли таъсири бор, демак автомобилни ўтагонлиги ва турғунлигига ҳам таъсир кўрсатади.

Етакчи кўприкнинг ўлчамлари асосан асосий узатмани турига ва унинг ўлчамларига боғлиқ. Юк автомобиллари ва автобусларда шина ўлчамларини инобатга олган ҳолда, кўприк остидан йўлгача бўлган масофани таъминлаган ҳолда асосий узатмани етакчи шестернясини ўлчамидан келиб чиқиб уни тури аниқланади.

Кўприкнинг бикрлиги. Етакчи кўприкнинг балкаси юқори бикрликка эга бўлиши керак, бу эса асосий узатма, дифференциал, ярим ўқларни ишончли ва узоқ ишлашини таъминлайди. Кўприкларни бикрлиги автомобил тўла юкланганда кўприкка тушадиган вертикал юкланиш таъсирида кўприк балкасини статик эгилишини қийматига қараб аниқланади. Етакчи кўприкларда балканинг статик эгилиши колеяни 1м узунлигига 1.5мм дан ошмаслиги керак. Кўприкни дефформацияси белгилангандан ошса асосий узатма ва дифференциал шестерняларининг илашиши бузилиб иш муддати камаяди.

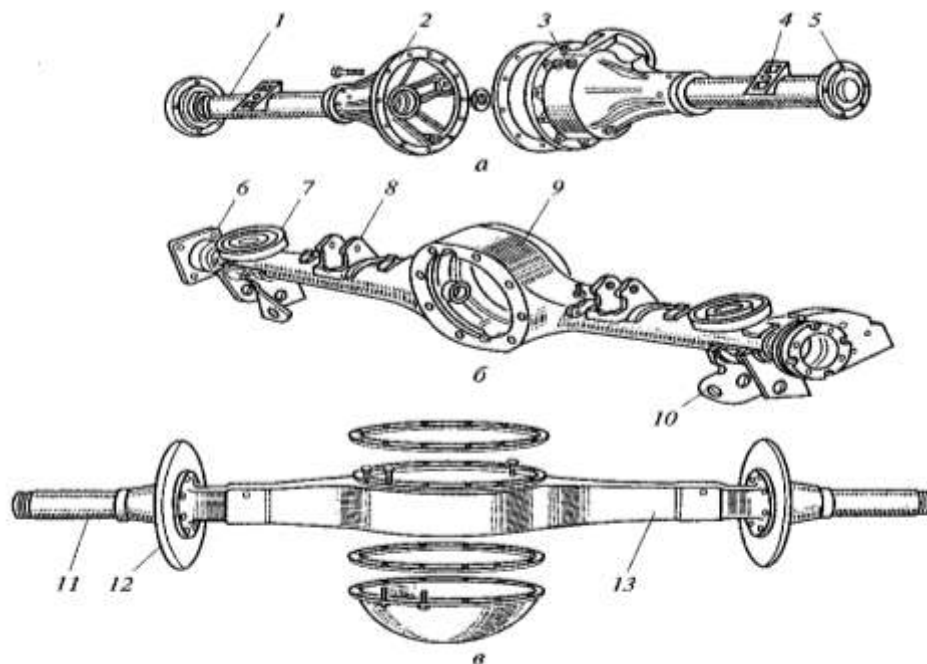
Листли пўлатдан штампаланган икки яримдан пайвандлаб тайёрланган балкалар юқори бикрликка эга. Ушбу балкалар пўлат 12ГС ва пўлат 17ГС тайёрланади. Листли пўлатни қалинлиги енгил автомобиллар учун 3.5 мм дан юк автомобилларни кўприклари учун 13 мм гача бўлади. Бундан ташқари балканинг ўрта қисмига махсус халқалар пайвандланиб бикрлиги оширилади. Қуйма етакчи кўприклар ҳам юқори бикрликка эгадир. Уларни балкасининг қирқим кўриниши тўртбурчак бўлиб, деворларининг қалинлиги 8-10 мм бўлади. Балкани бикрлигини ошириш учун ички қисмида кўндаланг деворлар бўлади, деворлар кучайтирувчи прессланган ғилофларни таянчи сифатида фойдаланилади.

Катта юк кўтарувчи автомобилларда етакчи кўприкни бикрлигини ошириш учун ярим ўқ шестерняларини гупчагини узайтириб крестовинанинг марказий қисмига кирадиган этиб тайёрланади. Бикрликни ошириш учун етакчи кўприкларнинг асосий узатмасини қартерида ташқи ва ички қовурғалар ишланилади. Асосий узатмани корпусига ярим ўқларни қожухи (ғилоф) прессланган балкалар ҳам етарли бикрликка эга бўлади.

Бошқарилувчи кўприклар ҳам етарли бикрликка эга бўлиши керак. Бунинг учун олдинги бошқарилувчи кўприклар одатда болғаланган углеродли пўлатлардан тайёрланиб, қирқим кўриниши ўрта қисмида двутавр ва секин ўзгариб рессора майдончасидан кейин айлана шаклига ўтади. Ғилофсимон (айлана ёки эллипс қирқимли) балкалар юқори бикрликка ва кичик массага эга. Лекин уларни тайёрлашда мураккаб ва таннархи юқори. Бошқарилувчи кўприкларни дефформацияси натижасида бошқарилувчи ғилдирақларни ўрнатилиш бурчаги (развал ва сходжение) бузилади. Бу эса ҳаракатга қаршилиқни ва ёнилғи сарфини ошириб, шиналарни ейилишини тезлаштиради. Юк автомобилининг олдинги бошқарилувчи кўпригининг эгилиши 2-3 мм ошмайди.

2-савол. Кўприк конструкцияларининг тахлили.

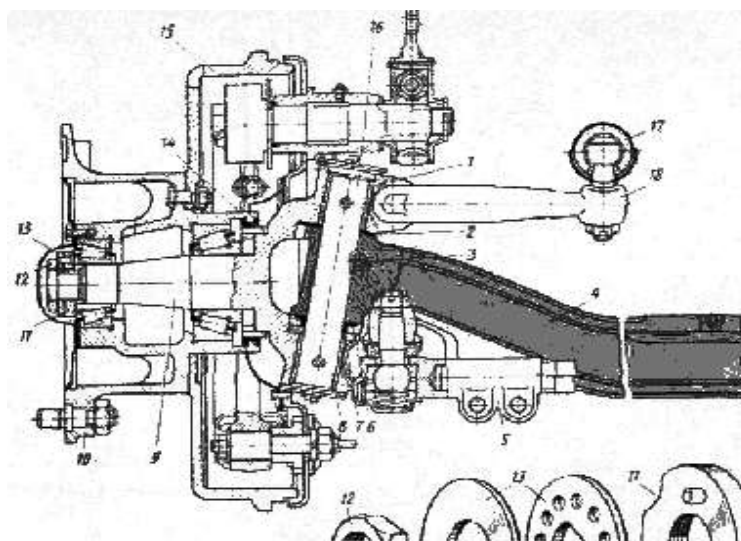
Етакчи кўприк. Етакчи кўприк бу каттиқ ғовак балка. Унинг учларида подшипниклар устида етакчи ғилдирак гупчаги ўрнатилади, ички қисмида эса асосий узатма, дифференциал ва ярим ўқлар жойлаштирилади.



12.1-расм. Етакчи кўприклар: а – йиғма; б,в – яхлит ;
1-кожух; 2,3-картернинг қисмлари; 4-майдончалар; 5,6,12- фланецлар;
7-лаганча; 8,10 кронштейнлар; 9,13- балкалар; 9- кувур.

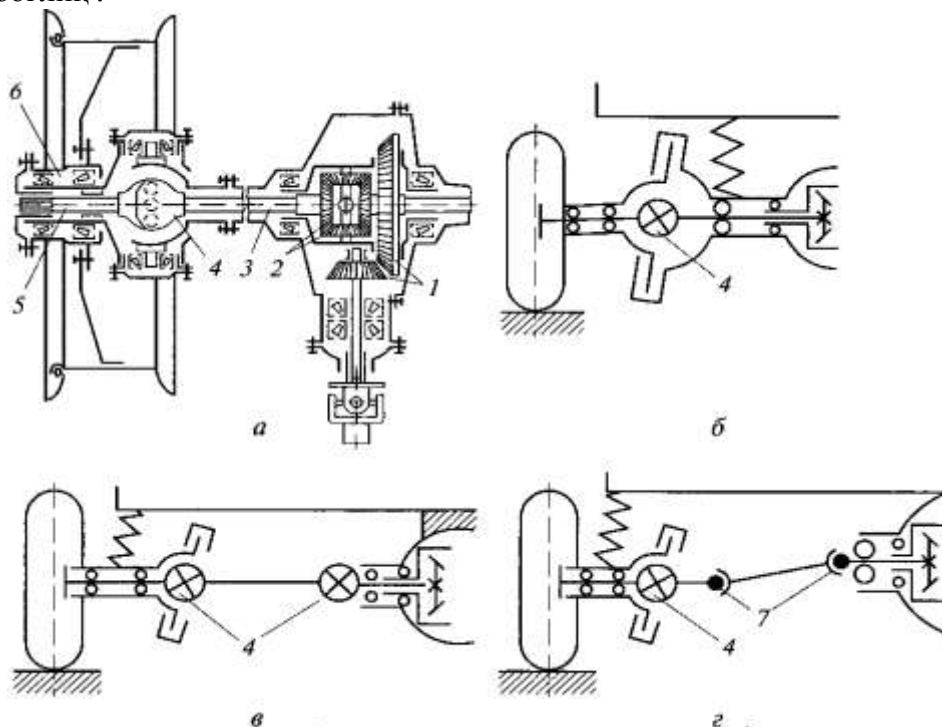
Йиғма кўприкнинг картери (12.1-расм) болғаланувчи куланг чўядан қуйилади. Картер иккита ўзаро кўндаланг вертикал текисликда уланадиган қисмлар 2 ва 3 лардан ташкил топган. Иккала картернинг бўйин қисмига ярим ўқларнинг пўлат кожухлари 1 пресслаб котирилган. Кожухларга рессоранинг таянч майданчаси 4 ва тормоз механизмининг таянч диски ўрнатиладиган фланец пайвандлаб ўрнатирилган. Йиғма кўприклар энгил автомобиллар ва кичик, ўрта юк кўтарувчи автомобилларнинг етакчи кўприклариде ишлатилади.

Бошқарилувчи кўприк автомобилнинг ҳаракат йўналишини ўзгартирувчи олд ғилдиракларни буриш, ҳамда етакчи кўприк каби унга тушган юкламани кўтариб туриш учун зарур.



12.2-расм. Бошқарилувчи кўприк

Уйғунлашган кўприк. Уйғунлашган кўприк ҳам етакчи, ҳам бошқарилувчи кўприк вазифасини бажаради. Уйғунлашган кўприк таркибига асосий узатма, дифференциал ва етакчи ғилдираклар юритмаси киради (12.3а-расм). Асосий узатма 1 ва дифференциал 2 конструкциялари орқа етакчи кўприк асосий узатма ва дифференциаларидан фарқланмайди. Етакчи бошқарилувчи ғилдиракларнинг юритмаси бурчак тезликлари тенг бўлган кардан шарнирли 4 кардан узатмадан иборат. Етакчи бошқарилувчи ғилдиракларни юритмасининг конструкцияси осма турига боғлиқ.

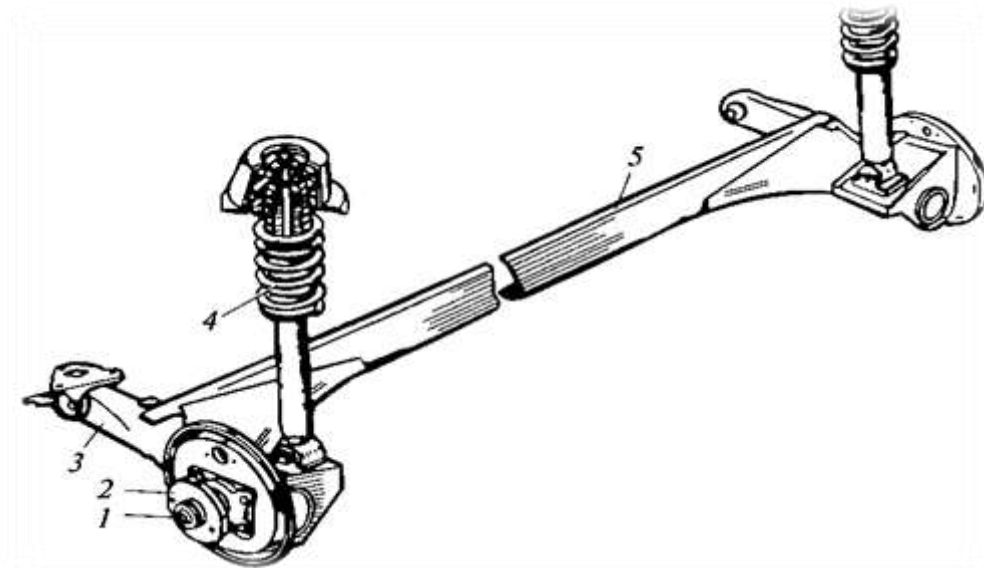


12.3-расм. Уйғунлашган кўприклар:

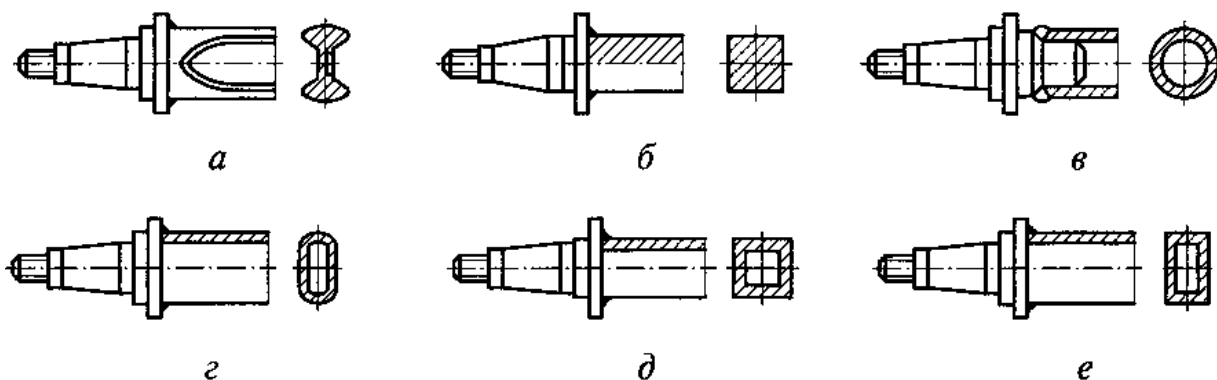
1-асосий узатма; 2- дифференциал; 3,5-ярим ўқ; 4,7- кардан шарнирлар; 6- гупчак.

Етакчи кўприги яхлит, номустақил осмали юк автомобилларда (12.2б-расм) битта бурчак тезликлари тенг бўлган кардан шарнирли 4 кардан узатма ишлатилади. Кардан шарнир 4 га буровчи момент ички ярим ўқ 3 ердамида дифференциал 4 дан узатилади. Ташқи ярим ўқ 5 фланецидан буровчи момент ғилдирак гупчаги 6 га узатилади. Гупчак бурилиш цапфасида иккита подшипникларда ўрнатилган, ва ярим ўқлар фақат буровчи моментни узатадилар. Мустақил осмали енгил автомобилнинг етакчи бошқарилувчи кўприкларидида (12.2в-расм) одатда бурчак тезликлари тенг бўлган иккита кардан шарнирли 4 кардан узатма ишлатилади. Бунда ички шарнирлар ғилдиракларни вертикал силжишига, ташқи шарнирлар эса уларни бурилишига имкон берадилар. Ғилдиракларни мустақил осмали айрим холларда иккита бурчак тезликлари тенг бўлмаган 7 кардан шарнирли ва битта бурчак тезликлари тенг бўлган 4 кардан шарнирли кардан узатма ишлатилади (12.3г-расм).

Таянч кўприк. Таянч кўприк фақат кўтарувчи тизимни кўтариб туриш учун керак. Кўприк юкланишни рама ва кузовдан ғилдиракларга узатади. Таянч кўприк одатда икки учида подшипниклар устида ғилдираклар ўрнатилган тўғри балка бўлади. Таянч кўприклар тиркама, ярим тиркама, кўп ўқли автомобилларда оралиқ таянч кўприги ва олдинги кўприк етакчи бўлган автомобилларда орқа кўприк сифатида ишлатилади. 12.4-расмда олди етакчи енгил автомобилнинг таянч кўприги тасвирланган. Кўприкни асосий қисми листли пўлатдан штампланган U-симон шаклли балка 5 бўлиб, унинг учларига пружинали османинг ғилофсимон ричаглари 3 пайвандланган. Ричаглар 3 учига ўқлар 7 пайвандланган ва уларда пошипниклар устида орқа ғилдираклар гупчаклари 2 ўрнатилади. Таянч кўприк ечиб олинувчи қисм бўлиб у автомобилнинг кўтарувчи кузовига қотирилади.



12.4-расм. Олди кўприги етакчи енгил автомобилнинг орқа таянч кўприги
1-ўк; 2-гупчак; 3-ричаг; 4-осма; 5-балка



12.5-расм. Автомобилнинг таянч кўприкларни.

Тиркама ва ярим тиркамаларнинг таянч кўприklarининг балкаларини учида ғилдиракларни ўрнатилаши учун цапфалари, рессора ўрнатилиши учун махсус майдончалар ва тормоз механизмлари учун фланецлар бўлади. Кўп ўқли автомобиллар таянч кўпригида реактив тягалар учун махсус кронштейнлар бўлади. Тиркама ва ярим тиркамаларни балкалари двугавр (12.5а-расм), тўла квадрат (12.5б-расм) ва ғилофсимон (12.5-расм, в—е) бўлиши мумкин.

3-савол. Кўприклардаги юкланишлар.

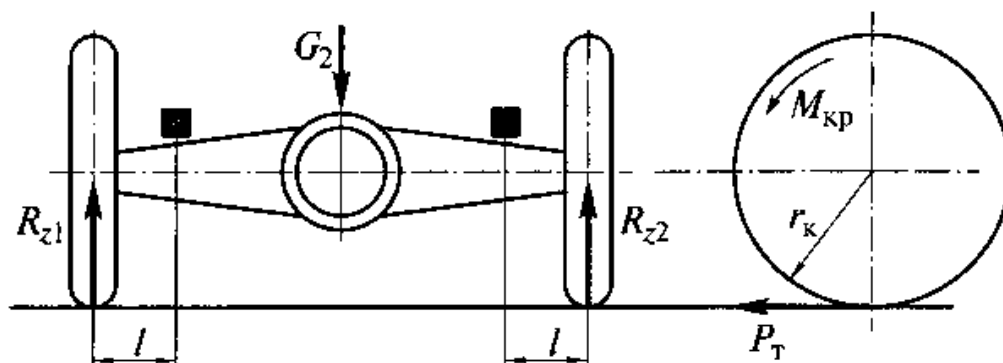
Кўприклар максимал илашиш кучи асосида хисобланади. Хисоблаш автомобилни барча ҳаракат режимлари учун ўтказилади. Хисоблашда таъсир этувчи кучларнинг максимал қийматлари олинади.

Етакчи кўприк. Етакчи кўприк балкаси учта юкланиш режимлари учун хисобланади: автомобил тўғри чизик бўйлаб ҳаракатланганда, автомобил ёнга сурилганда (занос), автомобил тўсиқдан ўтаётганда.

Автомобил тўғри чизик бўйлаб ҳаракатланганда етакчи кўприк балкаси (12.6-расм) ғилдираклардаги нормал реакциялар R_{z1} ва R_{z2} таъсирида вертикал текисликда эгилади. Вертикал текисликда эгувчи момент:

$$\dot{I}_{\bar{a}} = R_{z1} \cdot l = R_{z2} \cdot l$$

бу ерда: l - эгилиш елкаси.



12.6-расм. Етакчи кўприкни ҳисоблаш схемаси

Етакчи кўприкка вертикал юкланиш G_2 дан ҳосил бўлган йўлнинг реакция кучи:

$$R_{z1} = R_{z2} = \frac{m_2 \cdot G_2}{2}$$

бу ерда: $m_2 - 1,2$ — орка кўприкнинг юкланишини қайта тақсимлаш коэффиценти.

Горизонтал текисликда эгувчи момент: $\dot{I}_{\bar{a}} = R_{\bar{o}1} \cdot l = R_{\bar{o}2} \cdot l$

Етакчи ғилдиракларда тортиш кучи: $R_{\bar{o}1} = R_{\bar{o}2} = R_{z1} \cdot \varphi_x = R_{z2} \cdot \varphi_x$

бу ерда: φ_x - ғилдиракни йўл билан илашиш коэффиценти .

Етакчи кўприкларга эгувчи моментлардан ташқари буровчи момент ҳам таъсир этади

$$\dot{I}_{\bar{e}\bar{d}} = D_{\bar{o}1} \cdot r_e = D_{\bar{o}2} \cdot r_e$$

бу ерда: r_k - ғилдиракнинг ғилдираш радиуси.

Етакчи кўприкнинг балкасида энг хавфли жой одатда рессора қотириладиган майдончанинг қирқими ҳисобланади. Балкани хавфли қирқимида эгувчи ва буровчи моментлардан бўлган йиғинди момент:

$$\dot{I}_{\bar{\delta}} = \sqrt{\dot{I}_{\bar{a}}^2 + \dot{I}_{\bar{a}}^2 + \dot{I}_{\bar{e}\bar{d}}^2}$$

Айлана ғилоф қирқимли балка учун эгувчи ва буровчи моментлардан умумий кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\bar{\delta}} = \frac{\dot{I}_{\bar{\delta}}}{W}$$

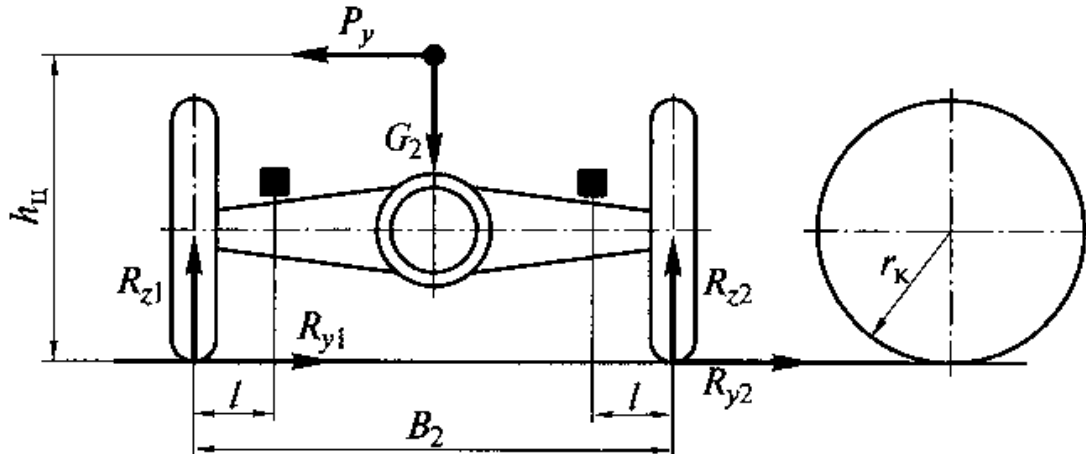
бу ерда: $W = \frac{0,2(D^4 - d^4)}{D}$ - айлана ғилоф қирқимнинг қаршилик моменти.

Қирқими тўртбурчак шаклдаги балкаларда эгилиш ва буралишдан бўлган кучланишлар алоҳида аниқланади. Шунда вертикал ва горизонтал текисликларда эгилишдаги кучланишлар қўшилади, лекин буралишдаги кучланишлар қўшилмайди:

Эгилишдан кучланиш: $\sigma_{y\bar{a}} = \frac{\dot{I}_{\bar{a}}}{W_{\bar{a}}} + \frac{M_{\bar{a}}}{W_{\bar{a}}}$ Буралишдан кучланиш: $\tau_{\bar{a}\bar{o}\bar{i}} = \frac{\dot{I}_{\bar{a}\bar{o}\bar{d}}}{W_{\bar{a}\bar{o}\bar{d}}}$

бу ерда: $W_{\bar{o}}$, $W_{\bar{e}}$ - вертикал ва горизонтал текисликларда эгилишга қаршилик моментлари; W_{kp} - буралишга қаршилик моменти.

Автомобил ёнга сурилганда тортиш кучи $P_T = 0$ ва етакчи кўприк балкаси йўл реакция-сининг нормал R_z ва кўндаланг R_y кучлари таъсирида вертикал текисликда эгилади.



12.7-расм. Автомобилни ёнга сурилишида етакчи кўприкни ҳисоблаш схемаси

Шунда кўндаланг кучлар R_y таъсирида етакчи ғилдиракларнинг бирида (масалан чапда) таъсир этувчи реакциялардан ҳосил бўлган эгувчи момент айрилади, бошқа ғилдиракда (ўнгида) эса қўшилади.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\epsilon 1} &= D_{z1} \cdot l - R_{\sigma 1} \cdot l; & R_{z1} &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_\delta \cdot h_\delta}{\hat{A}_2} \right); & R_{\sigma 1} &= R_{z1} \cdot \varphi_\delta; \\ \dot{I}_{\epsilon 2} &= D_{z2} \cdot l + R_{\sigma 2} \cdot l; & R_{z2} &= \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_\delta \cdot h_\delta}{\hat{A}_2} \right); & R_{\sigma 2} &= R_{z2} \cdot \varphi_\delta; \end{aligned}$$

бу ерда: φ_y - ғилдиракни йўл билан кўндаланг текисликдаги илашиш коэффициентини;

h_y - оғирлик марказини жойлашиш баландлиги;

B_2 - ғилдираклар колеяси.

Етакчи кўприкнинг хавфли қиркимида (рессоралар қотириладиган жой) эгилишдаги кучланиш:

$$\sigma_{\epsilon \zeta \bar{a}} = \frac{\dot{I}_{\epsilon}}{W_{\epsilon \zeta \bar{a}}}$$

Автомобил тўсикдан ўтаётганда етакчи кўприкларга статик юкланишларга қараганда анча катта динамик юкланишлар таъсир этиши мумкин. Балкага таъсир этувчи динамик юкланишлар кўприкнинг массасига боғлиқ. Динамик юкланишлар таъсирида кўприк балкаси вертикал ва горизонтал текисликларда эгилади. Бу ҳолда эгувчи момент:

$$\dot{I}_{\epsilon \zeta \bar{a}} = R_z \cdot \epsilon_{\bar{a}} \cdot l$$

бу ерда: κ_δ - автомобил тўсиклар ва бошқа нотекисликлардан ўтаётганда нормал реакция R_z ошишини ҳисобга олувчи динамиклик коэффициенти (юк автомобиллари учун $\kappa_\delta = 2,5 \dots 3,0$).

Динамик юкланишдан ҳосил бўладиган эгилишдаги кучланиш:

$$\sigma_{\epsilon \zeta \bar{a}} = \frac{\dot{I}_{\epsilon \zeta \bar{a}}}{W_{\epsilon \zeta \bar{a}}}$$

Етакчи кўприк балкалари учун рухсат этилган кучланишлар;

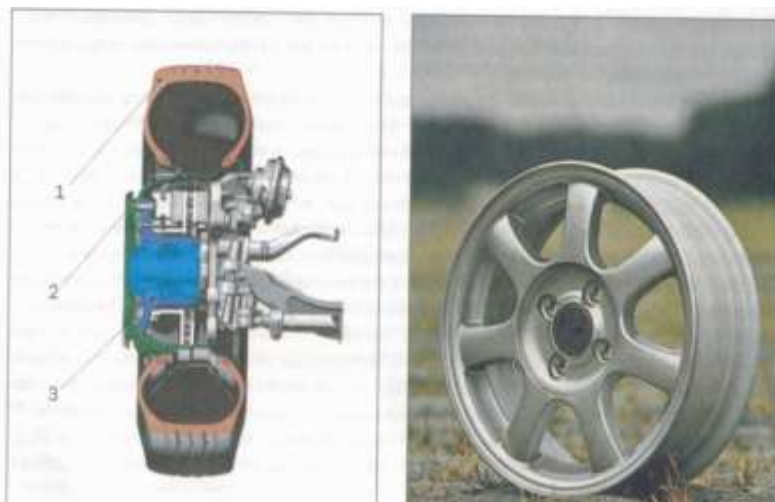
$[\sigma_{\epsilon \zeta \bar{a}}] = 300 \ddot{I} \bar{a}$; $[\tau_{\epsilon \delta}] = 200 \ddot{I} \bar{a}$; - пўлат ёки болғаланган чўяндан қуйилган

$[\sigma_{\epsilon \zeta \bar{a}}] = 500 \ddot{I} \bar{a}$; $[\tau_{\epsilon \delta}] = 400 \ddot{I} \bar{a}$; - листли пўлатдан штампланган.

Бошқа кўприклар ҳам етакчи кўприк каби ҳисоб-китоб қилинади.

4-савол. Ғилдираклар таснифи ва қўлланилиши.

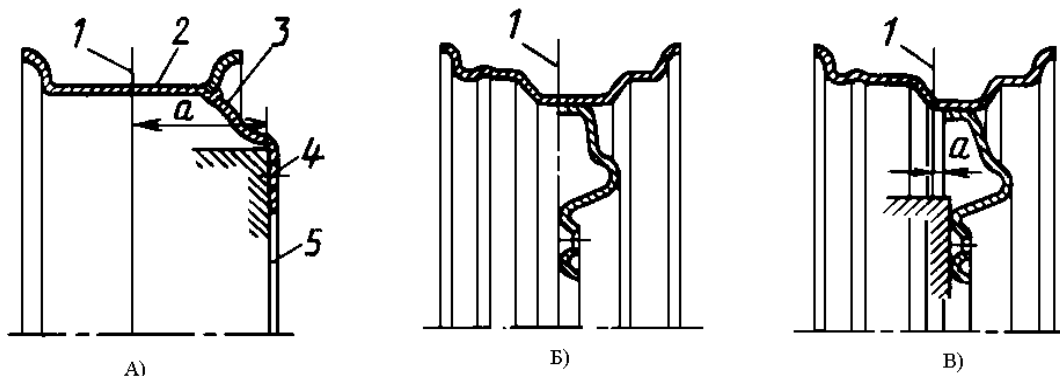
Ғилдирак шинани жойлаштириш ва биргаликда ўқга маҳкамланиши натижасида автомобилга таянч вазифасини бажариш учун зарурдир. Ғилдиракка қўйилган талаблар унинг конструкциясининг хар-хиллигига олиб келди.



12.8-расм. Ғилдирак конструкцияси: а)-тузилиши; б)-ажралмас ободли.
1-шина; 2-обод; 3-гупчак.

Ғилдирак қуйидаги кўрсаткичлар бўйича турларга бўлинади.

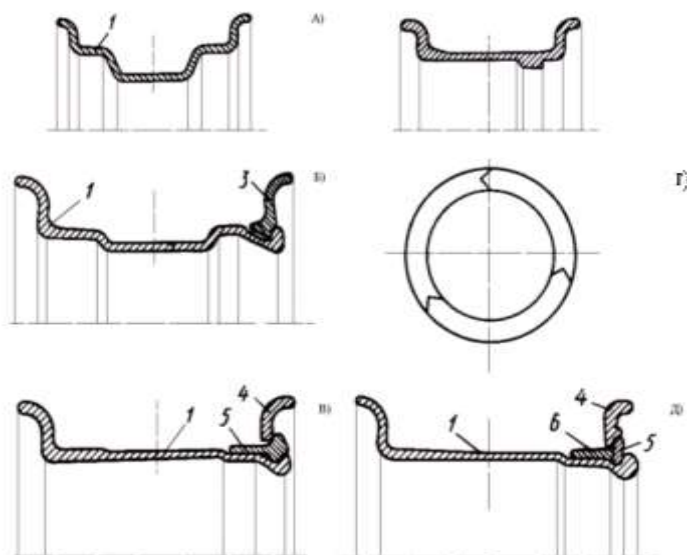
- 1) Ишлатиладиган шина тури бўйича:
 - камерали шина учун;
 - камерасиз шина учун;
 - босими ростланувчи шина учун;
 - аркасимон шина учун;
 - пневмокатоқлар учун.
- 2) Ғилдиракнинг гупчак билан боғланиши бўйича:
 - диски;
 - дисксиз.
- 3) Ободнинг тури бўйича:
 - ажралмас;
 - ажралувчи.
- 4) Гупчакка ўрнатилган ғилдираклар сони бўйича:
 - якка;
 - қўшалок.



12.9-расм. Ғилдиракнинг конструктив схемалари

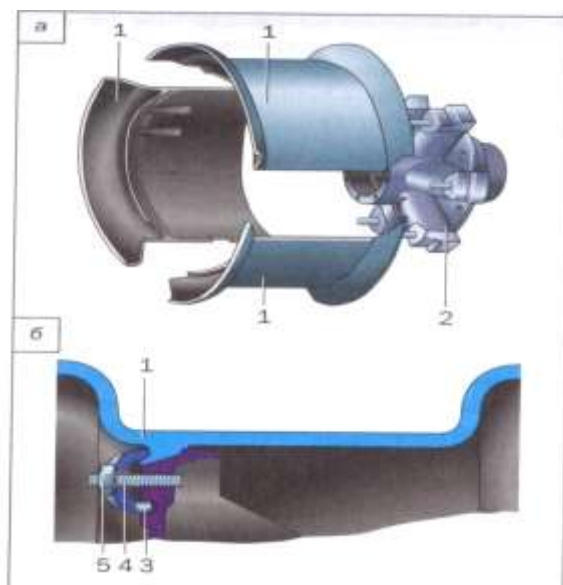
Шиналар бир-биридан асосан конструкцияси ва ўлчамлари билан фарқ қилади. Камерали ва камерасиз шиналар учун ободнинг чети конуссимон бўлиб, бурчаги 50° ни ташкил этади. Камерали шиналар учун бортларнинг таранглиги бир диаметрга 0,75-1,0 мм, камерасизда эса 1,2-1,5 мм ни ташкил этади. Камерали ва камерасиз шиналарга мос ғилдиракларнинг конструктив схемалари 12.9-расмда кўрсатилган.

Маълумки, ғилдирак диск ва ободнинг бир-бирига маҳкамланишидан ҳосил бўлади. Юк автомобилларида ғилдиракнинг дисксиз тури ишлатилиб, у тўппа-тўғри гупчакка маҳкамланади. Ўқларга тушган юкнинг миқдорига қараб, ўқ гупчакларига ўрнатилган ғилдирак яқка ёки қўшалок турларга бўлинади. Ғилдираклар ободнинг турига қараб, ажралмас ва ажралувчи бўлиши мумкин.



12.10-расм. Ғилдирак ободнинг асосий турлари:

- а)-ажралмас симметрик;
- б)-ажралувчи (икки қисмдан иборат);
- в)-ажралувчи (уч қисмдан иборат); г)-“триллекс” туридаги сегментли;
- д)-ажралувчи (тўрт қисмдан иборат); 1-обод асоси; 3-ажралувчи борт халқаси; 4-ечилувчи борт халқаси; 5-пружинали қулф халқаси; 6-ўрнатувчи халқа



12.11 -расм. Дисксиз ғилдирак:
а)-умумий кўриниши; б)-ғилдиракни гупчакка маҳкамланиши.

- 1-ғилдирак бўлаклари; 2-гупчак;
- 3-шайба; 4-шпилька; 5-гайка.

Автомобилнинг эксплуатацияси даврида шинани ғилдиракка кийдириш, айниқса юк автомобиллари учун муаммоли ҳисобланади. Шу сабабли енгил автомобиллар учун ғилдирак бир-бутун, юк автомобилларига мўлжаллангани эса бўлақлардан иборат этиб ясалади (12.10-12.11-расмлар). Ўрта ва катта юк автомобилларда, шу боисдан, ғилдирак ободнинг ўзи ҳам қисмларга ажратиладиган қилинади.

Транспорт воситаларининг вазифаси бўйича ғилдираклар синфларга ҳам бўлинади. Синфларнинг сони еттита:

- 1-синф: завод ичида эксплуатация қилинадиган транспорт учун;
- 2...5-синфлар: автомобилнинг ҳамма турларига;
- 6...7-синфлар: қишлоқ хўжалигида ишлатиладиган машиналар учун.

Автомобилга йўлдан узатиладиган турткиларни асосан ғилдирак диски қабул қилади ва гупчакка ўтказилади. Ғилдирак массасини камайтириш учун уни енгил қотишмалардан, ҳатто пластмассадан қилиш ҳам мақсадга мувофиқ. Ғилдирак массасининг камайиши унинг инерция моментини камайтиради, натижада, унинг мувозанатланмаганлик даражаси ҳам камаяди.

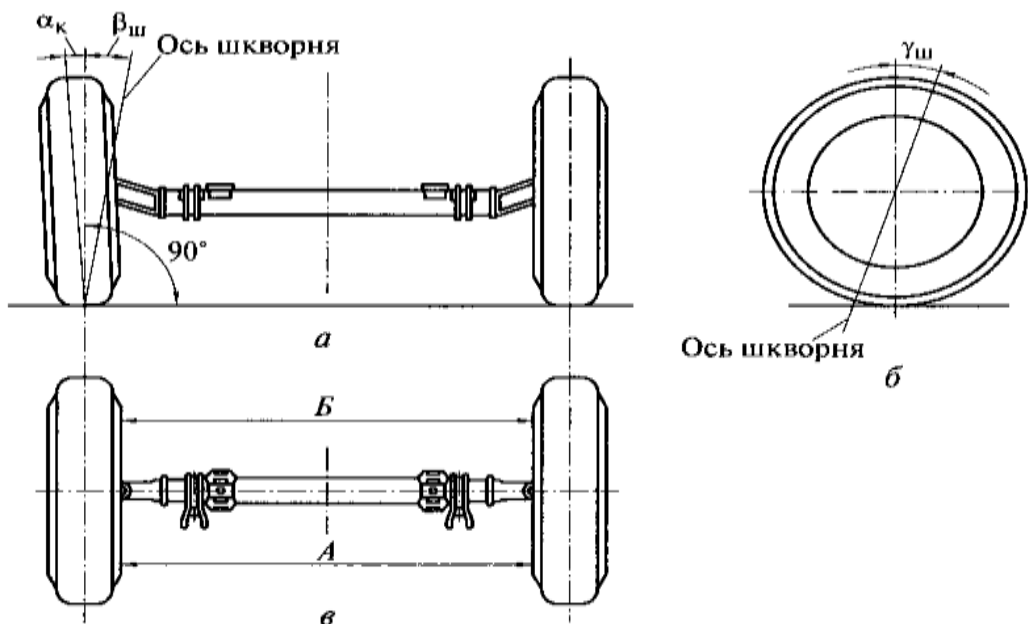
5-савол. Ғилдиракларга кўйиладиган талаблар.

1. Ғилдирак тузилиши, бикрлиги, ўлчамлари билан шинага мос келиши керак;
2. Гупчакка ишончли маҳкамланиши керак;
3. Мустаҳкам ва узок муддат ишлаши керак;
4. Яхши статик ва динамик мувозанатланган бўлиши керак;
5. Массаси ва инерция моменти минимал бўлиши керак;
6. Шинани ўрнатиш ва ечиб олиш осон бўлиши керак;
7. Ўлчамлари камерали ва камерасиз шиналарга бирдай мос келиши керак;
8. Камерасиз шиналар хаво босими кам вақтида ҳам ободдан ажралиши мумкин эмас;

6-савол. Ғилдиракнинг ўрнатилиш бурчаклари.

Бошқарилувчи кўприкларнинг ғилдиракларини ўрнатилиш бурчакларини барқарорлигини таъминлаш ғилдиракларни ғилдирашига қаршилигини ва шиналарни ейилишини камайтириш, ёнилғи тежамкорлигини яхшилаш учун керак. Развал бурчаги $\alpha_k = 0 \dots 2^\circ$ бўлиши ғилдиракларни йўл юзасиги нисбатан перпендикуляр туришини таъминлайди. Бу бурчак конструкцияда буриш цапфасини оғиши билан амалга оширилади.

Схождение бурчаги $\delta_k = 0^\circ 20' \dots 1^\circ$ бўлади ва А–Б = 2...8 мм айирмаси билан аниқланиб (12.12в-расм), у развал билан ғилдираётган ғилдиракларнинг ёнаки сирпанишини олдини олади.



12.12-расм. Шкворенни (а,б) ва бошқарилувчи ғилдиракларни (а,в) ўрнатилиш бурчаклари: α_k – оғиш бурчаги; $\beta_{ш}$ – шкворенни кўндаланг оғиш бурчаги; $\gamma_{ш}$ – шкворенни бўйлама оғиш бурчаги; А,Б- ғилдирак гупчаклари орасидаги масофа.

Бошқарилувчи кўприкнинг бурилиш ўқининг (шкворенни) ўрнатилиш бурчагини барқарорлигини таъминланиши ғилдиракларни барқарорлаштириш (ғилдиракларни тўғри чизикли ҳаракатини сақлай олиши) демак, автомобилни осон бошқариш, шина ва руль бошқармасини камроқ ейилиши учун керак.

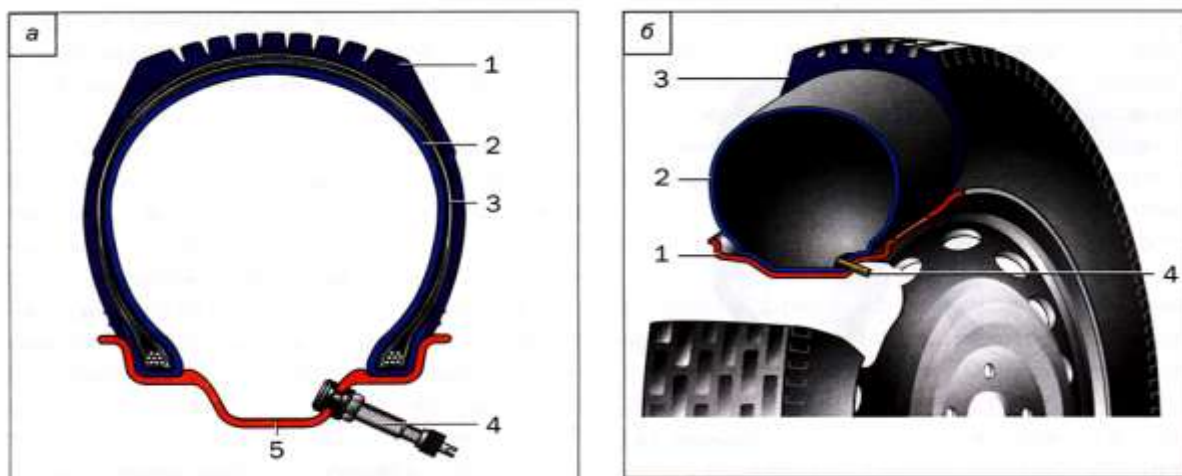
Шквореннинг кўндаланг оғиш бурчаги $\beta_{ш} = 5 \dots 10^\circ$ (12.12а-расм) автомобилни бурилиш пайтида оғирликдан хосил бўладиган барқарорлаштирувчи моментни бошқарилувчи ғилдиракларда хосил этади. Шквореннинг бўйлама оғиш бурчаги $\gamma_{ш} = 0 \dots 3,5^\circ$ (12.12б-расм) автомобилни бурилиш пайтида ғилдиракка таъсир этувчи тезлик билан боғлиқ барқарорлаш-

тириш моментини хосил этади. Оғирлик ва тезликдан хосил бўлган барқарорлаштирувчи моментлар шквореннинг оғиш бурчаклари белгиланган қийматларда бўлганда ғилдиракларни ишончли барқарорлаштиради ва автомобилга яхши бошқарувчанлик ҳамда хавфсизликни таъминлайди.

Шкворенни кўндаланг ва бўйлама оғиш бурчаклари белгилангандан ошганда ғилдиракларни барқарорлаши яхшиланади, лекин уларни бошқариш қийинлашади. Эксплуатация жараёнида ғилдиракларни развал ва схождение бурчаклари, шкворенни оғиш бурчаклари ўзгармаслиги керак, агар ўзгариб қолса конструкцияда уларни осон созлаш чоралари бўлиши керак.

7-савол. Шиналар таснифи ва қўлланилиши.

Шиналар йўл нотекисликларидан ҳосил бўлувчи турткиларни бирламчи сўндириш ва ғилдирак билан бирга кузовнинг илгарилама ҳаракатини таъминлаши учун зарурдир.



12.13-расм. Ғилдирак конструкцияси: а)-камерасиз шина учун; 1-протектор; 2-хаво ўтказмайдиган резина қатлами; 3-каркас; 4-ғилдирак вентили; 5-обод. б)- камерали шина учун; 1-обод; 2-камера; 3-шина; 4-ғилдирак вентили.

Шиналар қуйидаги кўрсаткичлар бўйича турларга бўлинади.

1) Вазифаси бўйича:

- енгил автомобиллар учун;
- юк автомобиллари учун;
- ўтағон автомобиллар учун.

2) Зичлаш усули бўйича:

- камерали;
- камерасиз.

3) Конструкцияси бўйича:

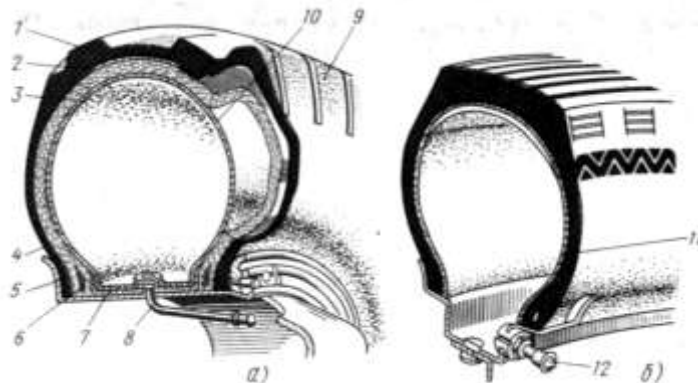
- диагонал;
- радиал.

4) Профили бўйича:

- оддий профилли;
- кенг профилли;
- паст профилли;
- жуда паст профилли;
- аркасимон;
- пневмокаток.

Шиналар вазифаси бўйича енгил, юк ва юқори ўтагонликка эга турларига бўлинади. Бу шиналар асосан бир–бирдан конструктив ўлчамларининг ҳар–хиллиги, конструктив қисмларининг бадастирлиги, шина протектори расмининг майда–йириклиги билан фарқ килади.

Шинани зичлаш усули бўйича камерали ва камерасиз турларга бўлинади. Бу шиналарнинг ўзига хос конструктив хусусиятлари бўлиб, ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш ва маблағ тежамкорлиги талабларидан келиб чиққандир. Айтиш жоизки, камерасиз шиналар учун чуқур ободли махсус конструктив хусусиятларга эга ғилдирақлар зарурдир. (12.14-расм.)

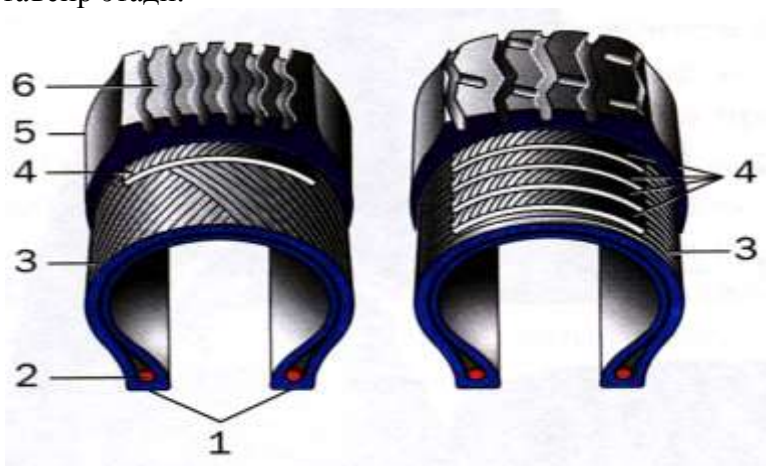


12.14-расм. а) камерали; б) камерасиз.

1-шина протектори; 2-ёстик қатлам; 3-каркас; 4,5-ён томон; 6-ўзак; 7-обод лентаси; 8-вентил; 9-покришка; 10-камера; 11-ҳаво ўтказмайдиған резина қатлами; 12-зичлагич шайба

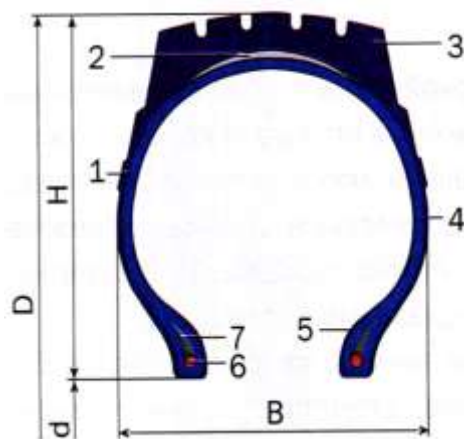
Конструкцияси бўйича корд иплари диагонал ва радиал жойлашган бўлиши мумкин. Буни шина русумида "P" (радиал) ҳарфи билан белгиланади. (12.15-расм)

Профили бўйича шиналарнинг оддий, кенг, паст, жуда паст, аркасимон профили турлари мавжуддир. Кейинги вақтда шина профилининг нисбий баландлигининг пасайиши, ҳамда энининг ортиб бориши ривож топмоқда. Асосий мақсад, транспорт воситасининг турғунлигини яхшилаш ва ўтагонлигини орттиришдир. Оддий профили шина учун Н/В (Н-шина профилининг баландлиги, В-эни) 0,89-0,9 бўлса, бу нисбат пневмокотоклар учун 0,25-0,39 га тенгдир. Кўриниб турибдики, шина профилининг ўзгариши унинг йўл билан контакт юзасини орттиради, натижада автомобилнинг турғунлиги ва таянч ўтагонлигига ижобий таъсир этади.



12.15-расм. Диагонал (а) ва радиал (б) шиналар конструкцияси:

1-борт; 2-борт сими; 3-каркас; 4-брекер;
5-ён томон; 6-протектор.



12.16-расм. Шинанинг конструктив элементлари ва асосий ўлчамлари:

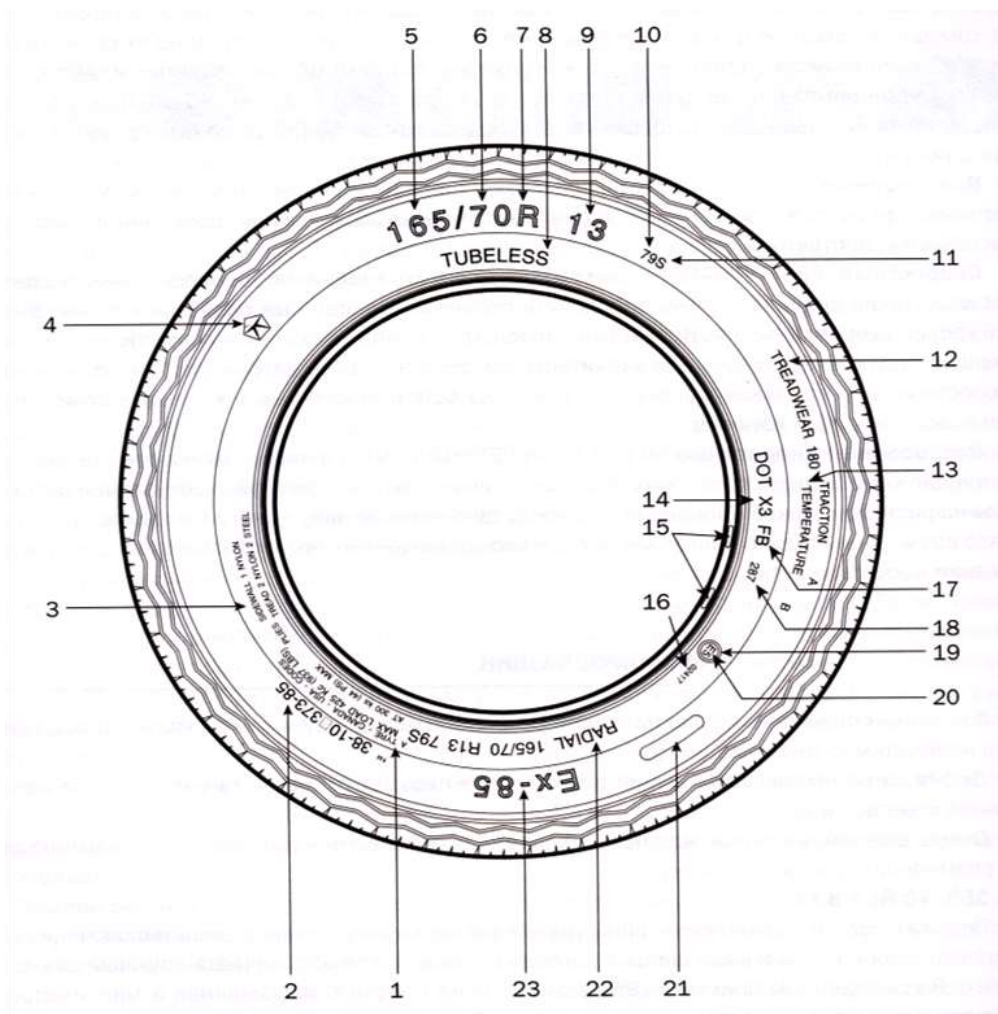
D-ташқи диаметр; H-шина профилининг баландлиги; B- шина профилининг эни; d-ғилдирақ ободининг диаметри; 1-каркас; 2-брекер; 3-протектор; 4-ён томон; 5-борт; 6-борт сими; 7-ғилдирувчи шнур.

8-савол. Шиналарга қўйиладиган талаблар.

1. Шинанинг эластиклиги ГОСТ 4754-80 ва ГОСТ 5513–86 ларга мос бўлиши, вертикал,
2. Бурчак бикрликлари автомобил ўлчамлари ва ҳаракат шароитига мос бўлиши керак;
3. Шиналар ғилдиракка зич ўрнатилиши ва ички босими ўзгармас бўлиши керак;
4. Шинанинг йўл билан илашиши етарли даражада ва ғилдирашга қаршилик коэффиценти
5. Минимал бўлиши керак;
6. Шинадан йўлга тушган солиштирма босим кичик бўлиши керак;
7. Шина протекторининг сурати йўлнинг қопламасига мос бўлиши керак;
8. Шина статик ва динамик жиҳатдан мувозанатланган бўлиши керак;
9. Шина етарли даражада мустаҳкам ва берилган муддат ишлайдиган бўлиши керак;
10. Шинани ғилдиракка ўрнатиш ва чиқариб олиш, ҳамда таъмирлаш осон бўлиши керак.

9-савол. Шиналарнинг маркировкалари.

Кейинги вақтда, айниқса, енгил автомобил шиналарининг ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш, арзонлиги, комфортлиги хусусиятларига бўлган талаблар жуда ортиб кетди. Масалан, катта тезлик билан ҳаракатланаётганда тўсатдан йиртилиб кетмаслик; ҳароратининг ортмаслиги; нархининг пастлиги; ейилишга турғунлиги ва ҳ.к шулар жумласидандир.



12.17-расм. Шинанинг маркировкалари

Россия ва Европада ишлаб чиқарилган шиналардаги белгиланишлар: 1-максимал юкланиш ва босим (АҚШ стандарти); 2-техник талабга кўра рақами; 3-брокер ва каркаснинг тури ва қатламлар сони; 4-олий тоифа давлат белгиси (1992 йилгача); 5- профил кенглиги; 6-“70”серия (Н/В нисбати) ; 7-радиал шинанинг белгиси; 8-камерасиз шинанинг белгиси; 9-обод диаметри (13”); 10-юк кўтариш индекси; 11-тезлик индекси (“S”-180 км/с гача); 12-шинанинг емирилишга чидамлигининг шартли белгиси (АҚШ стандарти); 13-шинанинг термо турғунлигининг шартли белгиси (АҚШ стандарти);14-завод кодининг шартли белгиси (АҚШ стандарти);15-йиғувчининг рақами (15); 16-халқаро қоидаларнинг №30 ЕЭК ООН (1247) биноан расмий равишда тасдиқланган сертификат рақами; 17-ўлчам кодининг шартли равишда белгиловчи (АҚШ стандарти); 18-ишлаб чиқарилган санаси (1987 йил 28 hafta); 19-шинанинг №30 ЕЭК ООН (Е) халқаро қоидаларга мослигини расмий равишда тасдиқланганлигининг белгиси; 20-шинага сертификат берган давлатнинг шартли белгиси; 21-шинанинг серия рақами; 22-радиал шина; 23- модель номи;

Назорат саволлари:

1. Кўприкларнинг таснифи ва уларга қўйиладиган талаблар.
2. Етакчи кўприк схемаси ва тахлили.
3. Бошқарилувчи кўприк схемаси ва тахлили.
4. Уйғунлашган кўприк схемаси ва тахлили.
5. Таянч кўприк схемаси ва тахлили.
6. Етакчи кўприкни ҳисоблаш режимлари.
7. Бошқарилувчи кўприкни ҳисоблаш режимлари.
8. Таянч кўприкни ҳисоблаш режимлари
9. Ғилдиракларнинг таснифи ва қўлланилиши.
10. Ғилдиракларга қўйиладиган талаблар.
11. Ғилдиракнинг ўрнатилиш бурчаклари.
12. Шквореннинг кўндаланг оғиш бурчаги.
13. Шквореннинг бўйлама оғиш бурчаги.
14. Шиналарнинг таснифи ва уларнинг асосий элементлари.
15. Шиналарга қўйиладиган талаблар.
16. Шиналарнинг маркировкаланиши.

Фойдаланилган адабиётлар

Асосий адабиётлар:

1. Мухитдинов А.А., Косимов О.К., Халиков Р. «Транспорт воситалари агрегатларининг иш жараёни», Ўқув қўлланма, Т., Тошкент тиббиёт академияси босмахонаси, 2016й.
2. Мухитдинов А.А., Косимов О.К., Халиков Р. «Транспорт воситаларини лойиха-лаш ва ҳисоблаш», Ўқув қўлланма, Т., Фан ва технология нашриёти, 2014й.
3. Осипов В.И. и др. «Автомобили. Конструкция и рабочие процессы» М., Транспорт, 2012г. 378с.

Қўшимча адабиётлар:

4. Giancarlo Genta, Lorenzo Morello The Automotive Chassis, Volume 1, Springer 2009
5. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. «Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета» М., Маш, 1989г. 304с.
6. Лукин П.П. и др. «Конструирование и расчет автомобиля» М., Маш, 1984г.,
7. «Транспорт воситалари агрегатларининг иш жараёни» фанидан маърузалар матни, Тошкент, ТАЙИ, 2016 й.

Интернет сайтлар:

1. www.autonet.ru
2. www.toyota.com
3. www.man-mn.com
4. www.kamaz.net
5. www.samauto.com
6. www.google.com