

В.П.ТАРАСИК, Т. С.ХУДОЙБЕРДИЕВ,

Б.А.ҚАЮМОВ

**АВТОМОБИЛ ВА ТРАКТОРЛАР
КУЧ УЗАТМАЛАРИ НАЗАРИЯСИ
ВА ЛОЙИХАЛАШ**

**Механикавий куч узатмаларнинг
назарияси асослари**

Тошкент - 2019

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ОЛИЙ ВА
ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ
АНДИЖОН МАШИНАСОЗЛИК ИНСТИТУТИ**

В.П.ТАРАСИК, Т.С.ХУДОЙБЕРДИЕВ, Б.А.ҚАЮМОВ

**АВТОМОБИЛ ВА ТРАКТОРЛАР
КУЧ УЗАТМАЛАРИ НАЗАРИЯСИ
ВА ЛОЙИҲАЛАШ**

**Механикавий куч узатмаларнинг
назарияси асослари**

Ўқув қўлланма

Тошкент - 2020

УЎК:631.372 + 629.33:629.3.023
КБК 39.35

В.П.Тарасик, Т.С.Худойбердиев, Б.А.Қаюмов
Автомобил ва тракторлар куч узатмалари назарияси ва лойиҳалаш (Механикавий
куч узатмалари асослари) –Т.:, 2020, 90 бет.

ISBN 978-9943-.....

Ушбу ўқув қўлланмада автомобилва тракторлар механикавий куч узатмалари назариясининг асослари баён қилиниб, асосий эътибор уларнинг таркибига қирувчи қисмларининг назарияси ва уларнинг параметрларини ҳисоблаш усуллариға қаратилган. Ўқув қўлланманинг 1, 2 боблари ва 3-бобнинг бошланғич қисмлари профессор Т.С.Худойбердиев ва фалсафа доктори (PhD) Б.А.Қаюмов томонидан ёзилган. Ўқув қўлланмани тайёрлашда профессор В.П.Тарасик материалларидан фойдаланилган.

Мазкур ўқув қўлланма олий таълим муассасалари 5A310500 - “Автомобилсозлик ва тракторсозлик” мутахассислигининг магистрантлари, шу йўналишда дарс берувчи профессор-ўқитувчилар ва мутахассислар учун мўлжалланган.

Тақризчилар:

А.А.Мухитдинов – ТАЙЛҚЭИ кафедра мудири, т.ф.д., профессор.

Н.Т.Каримхожаев – АндМИ кафедра доценти, т.ф.н., доцент.

ISBN 978-9943-.....

КИРИШ

Ўзбекистон Республикаси Президенти Ш.М.Мирзиёев раҳбарлигида ишлаб чиқилган Ўзбекистон Республикасини 2017-2021 йилларда ривожлантиришнинг бешта устивор йўналиши бўйича Харакатлар стратегияси асосида, барча соҳалардаги каби, олий таълим тизими олдида ҳам муҳим вазифалар юклатилган. Шу вазифаларни бажариш мақсадида Президентимизнинг “таълим тизимини янада ривожлантириш чоратадбирлари тўғрисида”ги ПҚ–2909 сонли қарори қабул қилинди. Ушбу қарорда «...таълим жараёнини, олий таълимнинг ўқув режа ва дастурларини янги педагогик технологиялар ва ўқитиш усуллари кенг жорий қилиш, магистратура илмий-таълим жараёнини сифат жиҳатидан янгилаш ва замонавий ташкилий шакллари жорий этиш асосида янада такомиллаштириш...» вазифаси қўйилган.

Олий таълим тизимида тайёрланаётган кадрларнинг касбий билимларини орттириш эса профессор-ўқитувчиларнинг билим ва малакасига кўп жиҳатдан боғлиқ. Шунинг учун юқоридаги қарорда «...педагог кадрларнинг касбий маҳорати, сифати ва савиясини узлуксиз юксалтириш...» масалаларига ҳамда «...янги авлод адабиётларини яратиш ва уларни олий таълим муассасаларининг таълим жараёнига кенг тадбиқ этиш...» кераклигига жиддий аҳамият берилган.

Маълумки ишлаб чиқаришни ривожлантириш кўп жиҳатдан қандай техникалардан фойдаланилаётганлигимизга боғлиқ. Охириги йилларда Республикамизга янги, қуввати юқори ва ишлатишга қулай бўлган тракторлар ва автомобиллар кириб келди ва ўзимизда ҳам уларни ишлаб чиқариш йўли қўйилмоқда. Янги техникаларнинг конструкциясида ўзгаришлар рўй бериб, замон талабига жавоб жавоб берувчи механизм ва тизимлар қўлланилмоқда. Соҳага тайёрланаётган мутахассислар ушбу янгиликлар қўлланилган қисмларининг вазифалари, хиллари ва ишлаш принципларидан ҳамда назариясидан, улардан самарали фойдаланиш, ишлаш муддатини оширувчи омиллардан хабардор бўлишлари керак.

Бунинг учун уларга керакли бўлган, юқорида санаб ўтилган омиллар баён қилинган адабиётларни янги авлодини яратиш муҳим деб ҳисоблаймиз.

Мазкур ўқув қўлланмада баён этилган трансмиссия назарияси, ҳисоби ва лойиҳалаш ҳақидаги маълумотлар “Трактор ва автомобиллар шассиси

назарияси” фанининг таркибий қисми бўлиб, магистрантлар учун мустақил фан сифатида ўрганиш йўлга қўйилмоқда. Шунинг учун, трансмиссиянинг параметрлари ҳамда, айниқса, асосий қисмларининг хиллари ва уларнинг назарияси чуқурроқ ёритилган.

Биринчи бобда “Трактор ва автомобиллар шассиси назарияси” фанидаги баъзи бир катталиклар ҳақида тушунчалар ифодалари билан баён қилинган. Бу эса фанни ўрганишда асос бўлиб хизмат қилади.

Иккинчи боб трансмиссиянинг умумий назарияси, ҳисоблаш усуллари ва лойихалашга бағишланган.

Учинчи бобда эса, механикавий трансмиссияси асосий қисмларининг параметрлари ва уларни ҳисоблаш назарияси келтирилган.

Ушбу ўқув қўлланма магистрантларда фанга бўлган қизиқишини орттириб, билим доирасини кенгайтиради, соҳанинг профессор-ўқитувчилари учун эса керакли маълумотларга эга бўлган адабиётлар қаторидан муносиб жой олади деган умиддамиз.

Хар қандай ёзилган адабиёт камчиликлардан холи бўлмаганидек, бу қўлланма ҳам камчиликлардан холи эмас, деб ўйлаймиз. Камчиликларни бартараф қилиш бўйича берилган маслаҳатларни миннатдорлик билан қабул қиламиз.

I-БОБ ТРАНСМИССИЯ НАЗАРИЯСИ ВА ХИСОБИНИНГ АСОСИ БЎЛГАН КАТТАЛИКЛАР

Мазкур наазрия “Трактор ва автомобиллар шассиси назарияси”нинг таркибий қисми бўлиб, мустақил фанлар қаторига киради. Бунда трансмиссиянинг параметрлари, асосий қисмларининг хиллари ва уларнинг назарияси чуқурроқ ўрганилади. Бунинг учун “Трактор ва автомобиллар шассиси назарияси” фанидаги баъзи бир катталиклар “трансмиссия назарияси”ни ўрганишда асос бўлиб хизмат қилади. Мазкур бобда шу катталиклар қисқача тушунтириш ва ифодалари билан баён қилинади.

1.Трансмиссия ва двигателларнинг асосий катталиклари

Етакчи момент тўғрисида тушунча. Автомобил ва тракторларда энергия манбаи бўлиб, двигател хисобланади. Двигателнинг ишлаш жараёнида тирсакли валда буровчи момент, қувват ва айланишлар частотаси ҳосил бўлади. Ҳосил бўлган катталиклар ўзининг валларини айлантирибгина қолмай, балки автомобил ва тракторларни ҳаракатлантиришга ва фойдали ишга сарф бўлади. Демак, тирсакли валда ҳосил бўлган буровчи момент автомобил ва тракторнинг юриш қисмига, яъни етакчи ғилдрагига узатилиши зарур. Буровчи момент етакчи ғилдиракка трансмиссия механизми орқали узатилади. Узатмалар жараёнида унинг миқдори ўзгаради, яъни буровчи моментнинг миқдори ортади. Чунки ғилдиракларнинг айланишлар частотаси тирсакли валнинг айланишлар частотасидан кам бўлади. Бундан келиб чиқадики, тирсакли валнинг буровчи моменти билан етакчи ғилдирак буровчи моменти орасида боғланиш мавжуд. Бу боғланиш текис ҳаракат пайтида қуйидагича:

$$M_e = M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \quad 1.1$$

бу ерда M_e – етакчи ғилдирак етакчи моменти, Нм;

$M_{\text{дв}}$ – двигател тирсакли валидаги буровчи момент, Нм;

$i_{\text{тр}}$ - трансмиссиянинг узатишлар сони;

$\eta_{\text{тр}}$ - трансмиссиянинг фойдали иш коэффициенти.

Трансмиссиянинг узатишлар сони :

- Автомобиллар учун

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{ук}} \cdot i_{\text{ку}} \cdot i_{\text{б}} \quad 1.2$$

- Тракторлар учун

$$i_{mp} = i_{yk} \cdot i_{oy} \cdot i_{\delta} \cdot i_o \quad 1.3$$

Бу ерда i_{yk} – узатмалар қутисининг узатишлар сони;

i_{oy} – оралик узатманинг узатишлар сони;

i_{δ} - бош узатманинг узатишлар сони;

i_o - охирги узатманинг узатишлар сони.

Кўпинча автомобилларнинг тўғри узатмасида $i_{yk}=1$ га тенг бўлади.

Трансмиссиянинг узатишлар сонининг умумий миқдорини қуйидаги ифода орқали ҳам аниқлаш мумкин.

$$i_{mp} = \frac{n_{\delta\delta}}{n_e} = \frac{\omega_{\delta\delta}}{\omega_e} \quad 1.4$$

Бу ерда $n_{\delta\delta}$, n_e – мос равишда двигател тирсакли вали ва етакчи ғилдиракнинг айланишлар частотаси;

$\omega_{\delta\delta}$, ω_e – мос равишда тирсакли валнинг ва етакчи ғилдиракнинг бурчак тезликлари.

Трансмиссиянинг фойдали иш коэффициенти. Двигателдаги қувватни етакчи ғилдиракка узатишда деталларни ишқаланиши ва мойнинг ёпишқоқлигини енгишдаги йўқотишларни ҳисобга олувчи фойдали иш коэффициенти, қуйидагича аниқланади.

1-ифода

$$\eta_{mp} = \eta_{салт} \cdot \eta_{\zeta}^a \cdot \eta_{\delta}^b \quad 1.5$$

Бу ерда $\eta_{салт}$ – салт юришдаги йўқотишни ҳисобга олувчи фойдали иш коэффициенти;

η_{ζ} , η_{δ} – берилган узатишдаги цилиндрсимон ва конуссимон тишли ғилдираклар жуфтнинг фойдали иш коэффициенти;

a , b – узатмадаги цилиндрсимон ва конуссимон тишли ғилдираклар жуфтининг сони.

$$\eta_{салт} = \frac{M_{\delta\delta} - M_{салт}}{M_{\delta\delta}} = 1 - \frac{\xi M_{\delta\delta}}{M_{\delta\delta}}$$

Бу ерда ξ – буровчи моментнинг қанча қисми салт ишлаш моментини ташкил этишини кўрсатувчи коэффицент $\xi=0,03\dots 0,05$.

2-ифода

$$\eta_{mp} = \frac{M_e \cdot \omega_e}{M_{\partial\partial} \cdot \omega_{\partial\partial}} \quad 1.6$$

Бу ерда $M_{\partial\partial} \cdot \omega_{\partial\partial}$ – тирсакли валдан узатилаётган қувват, κBm ;

$M_e \cdot \omega_e$ – етакчи ғилдиракни қабул қилаётган қуввати, κBm .

Агар автомобил ёки трактор нотекис ҳаракатда бўлса

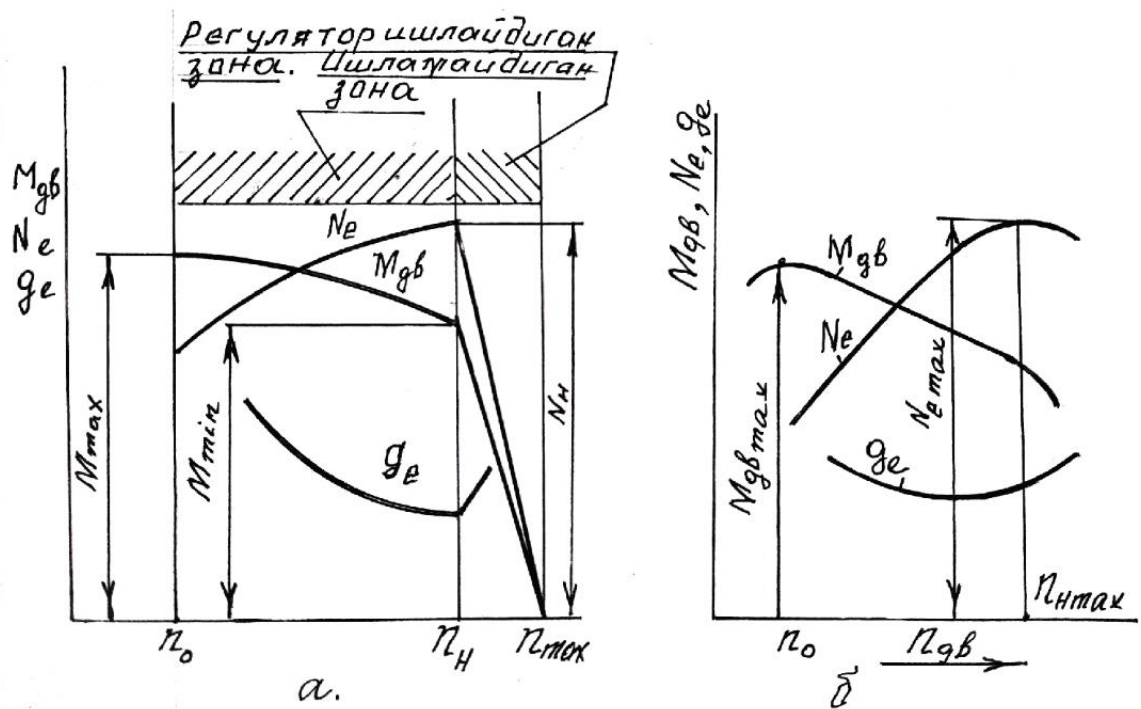
$$M_e^1 = \left(M_{\partial a} - J_{\partial\partial} \frac{\omega_{\partial\partial}}{dt} \right) i_{mp} \cdot \eta_{mp} \quad 1.7$$

Бу ерда M_e^1 – нотекис ҳаракатдаги автомобил ёки трактор етакчи ғилдирагига берилган момент, Hm ;

$J_{\partial\partial}$ – тисакли валнинг ўз ўқи атрофида нотекис айланишидан ҳосил бўлган уринма кучларининг моменти, $H \cdot m \cdot c^2$.

Юқоридаги (1.1) ва (1.7) ифодалар “Автомобил ёки трактор шассиси назарияси”да энг муҳим ифода бўлгани учун “трансмиссия назарияси” да ҳам, кейинги тадқиқотларда ҳам, асосий ифода сифатида фойдаланилади.

Двигателларнинг характеристикалари. Двигателнинг буровчи моменти ва қувватини жорий қийматлари орқали ғилдиракардаги уринма тортиш кучининг қийматлари аниқланади. Тирсакли валнинг буровчи моменти ва қувватини айланишлар частотасига боғлиқ равишда ўзгариши бензин (ёки газ) га ишловчи двигателларда тезликлар характеристикасини, дизел двигателларида эса регулятор характеристикасини эксперимент йўли билан қуриш орқали аниқланади, 1.1-расм. Ўтказилган экспериментлар ёрдамида ёнилғининг солиштирма сарфи ҳам аниқланади.



1.1-расм. Дизел двигателининг регулятор (а), учқун билан алангалантирилувчи двигателнинг (б) тезликлар характеристикалари.

Агар двигателнинг максимал қуввати ва шунга тўғри келувчи ёнилғининг солиштирма сарфи аниқ бўлса, юқоридаги характеристикаларни аналитик услубда, яъни аниқланган жорий миқдорлар асосида ҳам қуриш мумкин, яъни

1. Қувватнинг жорий қийматлари

$$N_e = N_{max} \frac{n_e}{n_{Nmax}} \left[A_1 + A_2 \frac{n_e}{n_{Nmax}} - \left(\frac{n_e}{n_{Nmax}} \right)^2 \right] \quad 1.8$$

2. Ёнилғи сарфининг жорий қийматлари

$$g_e = g_{eNmax} \left[a - a \frac{n_e}{n_{Nmax}} - \left(\frac{n_e}{n_{Nmax}} \right)^2 \right] \quad 1.9$$

Бу ерда n_{Nmax} g_{eNmax} – максимал қувватга тўғри келувчи айланишлар частотаси ва ёнилғининг солиштирма сарфи;

N_{max} – двигателнинг максимал қуввати, кВт;

$N_{\max}$, n_e – двигателнинг қуввати, айланишлар частотаси ва ёнилғи солиштирма сарфининг аниқланаётган жорий қийматлари.

Хисоблар учун n_e нинг жорий қийматлари берилади.

Двигателнинг максимал тезлигидаги қуввати аниқ бўлса, максимал қувватни аниқлаш мумкин, яъни

$$N_{\max} = \frac{N_V}{A_1 + A_2 \lambda - \lambda^2}; \quad \lambda = \frac{n_{\max}}{n_N} \quad 1.10$$

Бу ерда N_V – автомобилнинг максимал тезлигидаги қуввати, κBm .

Бу катталиқ қуйидаги ифода орқали аниқланади.

$$N_V = \left(\frac{K_x \cdot F_x \cdot V_{\max}}{1000} + \frac{Q \cdot \psi \cdot V_{\max}}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{mp}}; \quad 1.11$$

Бу ерда K_x – ҳавонинг қаршилик коэффиценти, $H \cdot c/m^3$;

F_x – ҳаракатдаги автомобилнинг ҳавога тик юзаси, m^2 ;

$V_{\max}$ – автомобилнинг максимал тезлиги (топшириқда берилади), m/c^2 ;

ψ – йўлнинг келтирилган қаршилик коэффиценти (йўриқномада берилади);

a – двигателда ёнилғини ёниш услубига боғлиқ бўлган коэффицент. (учкун билан алангалантириладиган двигателлар учун $a=1,2$, дизел двигателлари учун $a=1,55$)

Двигателларнинг тури бўйича A_1 ва A_2 ларнинг қийматлари

1.1-жадвал

№	Двигателларнинг тури	коэффициент	
		A_1	A_2
1	Учкун ёрдамида алангалантириладиган двигател	1	1
2	Бевосита ёнилғини ёниш камерасига пуркаладиган дизеллар	0,5	1,5
3	Олд камерали дизел	0,6	1,4
4	Уюрма камерали дизел	0,7	1,3

Буровчи моментнинг жорий қийматлари. Аниқланган қувватларнинг жорий қийматлари ва берилган айланишлар частоталари бўйича, двигателнинг буровчи моментининг жорий қийматларини қуйидагича аниқлаш мумкин.

$$M_{\partial\partial} = 9550 \frac{N_e}{n_e}; \quad 1.12$$

Олинган маълумотлар бўйича чизилган графиклардаги $N_{\partial\partial}$, $M_{\partial\partial}$ ларнинг ҳар қандай қиймати учун етакчи ғилдиракдаги буровчи момент M_e ни аниқлаш мумкин.

Курилган графиклардан кейинчалик трансмиссия назариясини ўрганишда керак бўлиб қоладиган катталиклар қуйидагилар:

1. Двигател буровчи моментининг захира коэффиценти – K_3

$$K_3 = \frac{M_{\partial\partial\max} - M_n}{M_n}; \quad 1.13$$

2. Двигател буровчи моментининг мослашиш коэффиценти - K_m

$$K_m = \frac{M_{\partial\partial\max}}{M_n}; \quad 1.14$$

3. Двигател тирсакли валининг бурчак тезликлари бўйича мослашиш коэффиценти - K_ω .

$$K_\omega = \frac{\omega_{n\max}}{\omega_n}; \quad 1.15$$

K_m ва K_ω коэффицентлар тўғрисида маълумот

1.2-жадвал

Двигателларнинг типлари	Наддувли (+) наддувси з (-)	K_m	K_ω	Частота диапазони , $\omega_{\max}/\omega_{\min}$
Учқун ёрдамида ёндирилувчи двигателлар	-	1,25...1,	1,33...1,5 4	4...7
		3		
		1,3...1,3 5		

Дизел двигателлар и	Енгил автомобиллар	-	1,15...1, 2	1,18...1,6 6	3,5...5
		+	1,2...1,3		
	Юк автомобиллар и	-	1,1...1,1 5	1,11...2,5	1,8...3,2
		+	1,15...1, 3		

2. Ғилдиракларнинг турлари, дефформациялари ва радиуслари.

Ғилдиракларнинг турлари. Ғилдираклар автомобил ёки тракторнинг оғирлигини йўлга ёки тупроққа ўтказувчи, улар билан муносабати жараёнида реакция кучларини ҳосил қилувчи ва автомобил ёки тракторни турли режимда ишлашини таъминловчи асосий қисм бўлиб хизмат қилади.

Ғилдираклар вазифасига кўра икки хил бўлади:

- Етакчи ғилдираклар;
- Етакланувчи ғилдираклар.

Агар ғилдиракка етакчи момент берилиб, унинг натижасида ҳаракат юзаси билан туташган жойда уринма тортиш кучини пайдо қилса, у ғилдирак **етакчи** ҳисобланади ва унга тегишли бўлган параметрларнинг индексига шартли равишда “е” ҳарфи қўйилади.

Агар ғилдиракка етакчи момент берилмаса, у ғилдирак **етакланувчи** ҳисобланиб, унга тегишли параметрларнинг индексига шартли равишда “0” ҳарфи ёзилади.

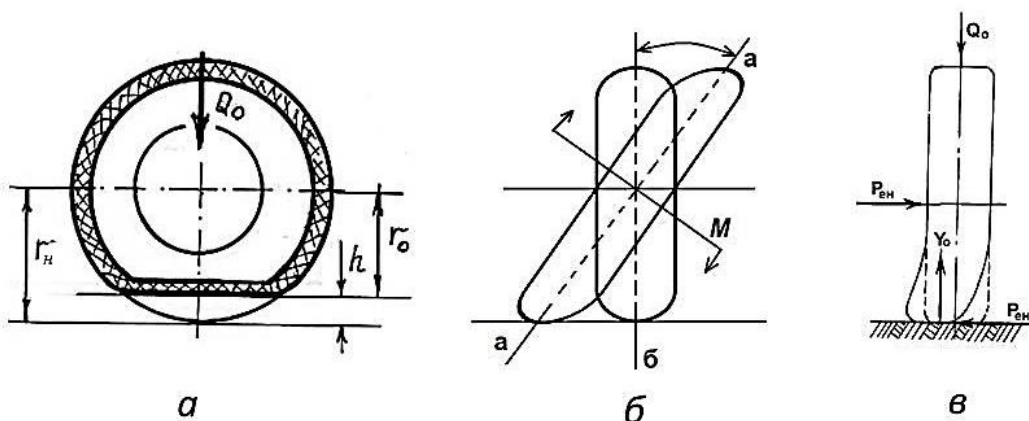
Автомобил, тракторларнинг аксариятида етакчи ғилдираклар орқага, етакланувчи ғилдираклар эса олдинга жойлаштирилади.

Агар автомобил 4x4 (тракторлар 4к4) ғилдирак формуласига эга бўлишса, тўртала ғилдираги ҳам етакловчи ҳисобланади. У ҳолда олдинги ғилдирак ҳам етакчи, ҳам йўналтирувчи вазифасини ўтайди.

Ғилдиракларнинг дефформацияси. Пневматик шиналар ҳаракат даврида ҳар хил кучлар ва моментлар таъсирида дефформацияланади. Улар қуйидагилар: (1.2-расм).

- Вертикал куч ёки юкланишда ҳосил бўладиган радиал дефформация (1.2 а-расм);

- Айланаси бўйича рўй берадиган тангенциал деформация;
- Харакат юзасига параллел бўлган текисликда таъсир этувчи момент таъсиридаги **бурчак деформация** (1.2 б-расм);
- Ён томондан таъсир этувчи куч таъсирида рўй берувчи **ёнаки деформация** (1.2 в-расм).



А-радиал деформация, б-бурчак деформация, в-ёнаки деформация, h-шинанинг радиал деформациясининг катталиги.

1.2-расм. Ғидиракнинг деформациялари.

Радиал деформациянинг катталиги h қуйидагича

$$h = r_n - r_o \quad 1.16$$

Шина вертикал куч Q таъсирида деформацияланишига мустахкамлик коэффиценти λ_p қуйидагича

$$\lambda_p = Q / h$$

Бу коэффицент шина босимиға, ўлчовларига, конструкцияси ва материалига боғлиқ.

Тангенциал деформация радиал деформациядан сезиларли даражада кам. Шунинг учун тангенциал деформация радиал деформация билан бирга рўй беради, деб қаралади.

Шинанинг бурчак деформацияси юк остида турган ғилдиракка харакат юзасига параллел текисликда бурувчи момент M ни қуйиш билан рўй беради. Бу шинанинг бурчак мустахкамлиги K_ψ билан аниқланади.

$$K_{\psi} = \frac{M}{\psi} \quad 1.17$$

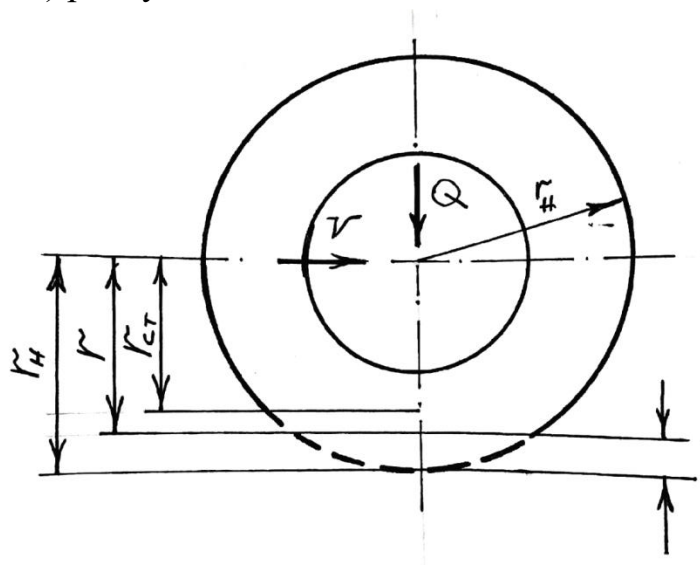
Ёнаки деформация ғилдиракка ёндан таъсир этувчи $P_{\text{ён}}$ кучи таъсирида рўй беради. Бу кўпроқ бурилиш пайтида ҳосил бўлиб, шинани олиб кетишига қаршилиқ коэффициентини $K_{\text{ён}}$ билан баҳоланади.

$$K_{\text{ён}} = \frac{P_{\text{ён}}}{\delta} \quad 1.18$$

Бу ерда δ – шина харакатини ўзгартириш коэффициентини.

Ғилдиракнинг радиуслари. Юкланиш шинанинг босими ва кенглиги ҳар хил бўлган харакат ҳолатларида ғилдиракнинг радиусини ўзгартириб туради. Радиуснинг хиллари қуйидагилар, 1.3-расм.

- 1.Назарий радиус - r_n ;
- 2.Статик радиус – r_{cm} ;
- 3.Динамик (хакикий) радиус - r_d ёки r ;



1.3-расм. Ғилдиракларнинг радиуслари.

Ғилдиракка ҳеч қандай юк, момент таъсир этмагандаги радиусни назарий, деб атаймиз - r_n ;

Юк остида тинч турган ғилдиракнинг радиуси **статик радиус**, деб айтилади – r_{cm} ;

Харакатдаги ғилдиракнинг марказидан реакция кучи таъсир этаётган текисликкача бўлган масофа **динамик радиус** ёки **хакикий радиус** дейилади – r .

Одатда

$$r_{cm} < r < r_n \quad 1.19$$

Булардан ташқари кинематик радиус деган катталиқ қабул қилинган. Бу радиус фикран қабул қилинган бўлиб, ҳеч қандай шатаксирашсиз ва сирпанишсиз берилган бурчак тезликда айланиб, хақиқий ғилдирак босиб ўтган масофани босиб ўтувчи ғилдиракнинг радиусига айтилади. У қуйидаги ифода ёрдамида аниқланади ва r_k билан белгиланади.

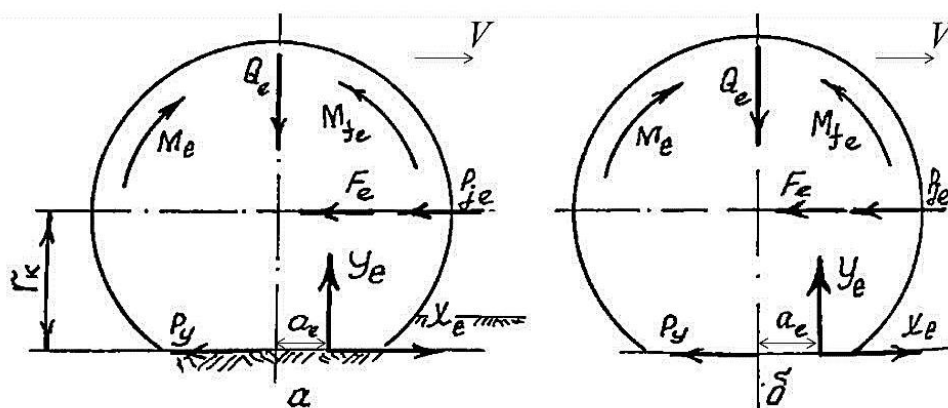
$$r_k = \frac{V_k}{\omega_k} \quad 1.20$$

Шатаксираш бўлганда $r_k=0$, сирпаниш билан тормозланганда эса $r_k=\infty$ га тенг бўлади.

3. Ғилдиракларда ҳосил бўладиган куч ва реакция кучлари.

Етакчи ғилдираклардаги кучлар ва реакция кучлари. Етакчи ғилдиракка етакчи M_e момент берилади. Шу момент туфайли ғилдиракка тушаётган оғирлик ва ўзининг оғирлиги Q_e билан ҳаракат юзасига босилганда ҳаракат йўналишига қарама-қарши бўлган P_y кучи ҳосил бўлади. Бу кучни **уринма тортиш кучи** деб атаймиз, 1-4-расм. Бундан ташқари ҳаракатга трактор ёки автомобилнинг остови қаршилик қилади. Бу куч ғилдиракнинг ўқиға таъсир қилади ва у яъни F_e , ҳаракатга қарама қарши йўналган бўлади.

Бундан ташқари ғилдирак Q_e оғирлик кучи таъсирида деформацияланади. Шу деформация туфайли оғирлик кучига тик бўлган реакция кучи Y_e ҳаракат томон a_e масофага силжийди.



Трактор ғилдираги (а), автомобил ғилдираги (б)

1.4-расм. Етакчи ғилдиракларга таъсир этувчи кучлар ва ҳосил бўлувчи реакция кучлари.

Юқоридаги схемага асосан қуйидагиларни ёзиш мумкин, яъни

$$M_e = P_y \cdot r_k ; \quad P_y = \frac{M_e}{r_k} \quad \text{ёки} \quad P_y = \frac{M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{мп}}}{r_k} \quad 1.21$$

Харакат пайтида етакчи ғилдирак билан ҳаракат текислиги орасида бўйлама реакция кучлари ҳам ҳосил бўлади. Уларнинг тенг таъсир этувчиси X_e ҳаракат юзасига параллел, уринма тортиш кучига қарама қарши йўналган бўлади. Бу реакция кучи машинани олдинга қараб силжитади. Шунинг учун тупроқнинг **силжитувчи реакция** кучи, деб атаймиз.

Бу реакция кучининг миқдорини аниқлаш учун етакчи ғилдиракка берилган M_e моментни, текис ҳаракат пайтида, қандай қаршилиқларга сарфланаётгани билиш кифоя. Ҳаракат пайтида M_e момент фойдали ишга $X_e r_k$ ва ўз-ўзини юргизишга сарфланади, яъни M_{fe} га.

У ҳолда

$$M_e = X_e r_k + M_{fe} \quad 1.22$$

Бундан

$$X_e = \frac{M_e - M_{fe}}{r_k} \quad \text{ёки} \quad X_e = P_y \frac{M_{fe}}{r_k} \quad 1.23$$

Нотекис ҳаракат бўлса

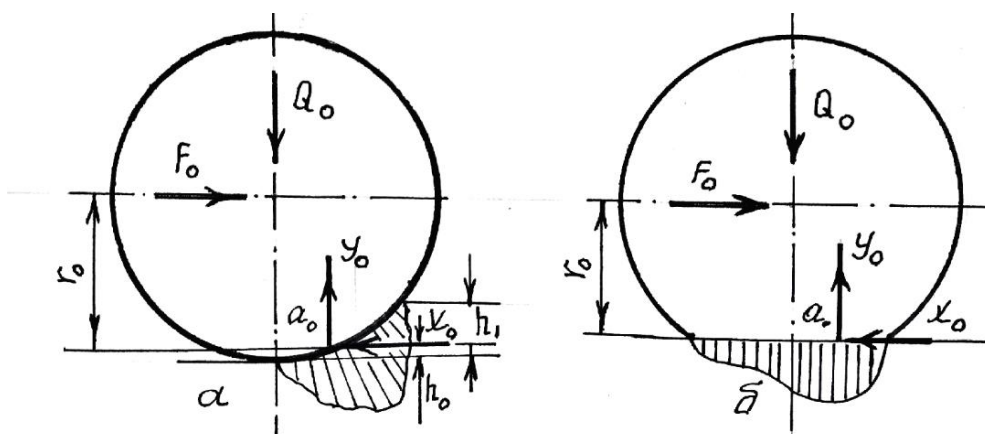
$$X_e = \frac{M_e - M_{fe} - M_{je}}{r_k} \quad 1.23 a$$

Юқоридаги ифодалардан шундай хулоса қилиш мумкин, яъни

$$P_y \geq X_e \quad 1.24$$

Етакланувчи ғилдиракда ҳосил бўладиган кучлар ва реакция кучари. Етакланувчи ғилдиракка ҳам автомобил ёки трактор оғирлигининг шу ғилдиракка тўғри келган қисми ғилдирак оғирлиги билан биргаликда таъсир этади. Бу оғирлик кучи Q_0 билан белгиланади. Ҳаракат вақтида автомобил ёки

тракторнинг остови томонидан ғилдирак марказига келтирилган итарувчи F_0 кучи таъсир этади, 1.5-расм.



1.5-расм. Тракторнинг (а), автомобилнинг (б) етакланувчи ғилдиракларига таъсир қилувчи кучлар ва ҳосил бўлувчи реакция кучлари.

Харакат мавжуд бўлгани учун Q_0 кучига ҳаракат юзасида ҳосил бўлган тик реакция кучи ҳаракат томон a_0 масофага силжийди. Ғилдирак думалаши учун ғилдирак билан ҳаракат юзаси орасида ҳаракатга қарама-қарши бўлган реакция кучи X_0 ҳосил бўлади. Ҳосил бўлган реакция кучи рўпаравий реакция кучи, деб номланади ёки кейинги матнларда реакция кучи деб атаймиз. Шу куч ётган текислик билан ғилдиракнинг горизонтал ўқигача бўлган масофа r_0 билан белгиланади.

Бу кучнинг миқдорини аниқлаш учун ҳосил бўлган $X_0 \cdot r_0$ моменти қандай қаршиликларга сарф бўлишини билишимиз керак бўлади. Ҳосил бўлган момент ғилдиракнинг ўзини думалатиш учун, яъни M_{f_0} га ва нотекис думалашдан ҳосил бўлган инерция кучларининг моменти M_{J_0} га сарфланади.

$$X_0 r_0 = +M_{f_0} + M_{J_0} \quad h = r_n - r_0 \quad 1.25$$

$$\text{бундан } X_0 = \frac{M_{J_0} + M_{f_0}}{r_0} \quad X_0 = P_{f_0} + \frac{M_{J_0}}{r_0}, \quad \text{чунки } \frac{M_{f_0}}{r_0} = P_{f_0} \quad 1.25a$$

Бу ерда M_{f_0} – етакланувчи ғилдиракнинг думалашига бўлган қаршилик кучи, H .

Ғилдиракларни думалашига қаршилик кучи ва коэффиценти. Юқорида етакчи ва етакланувчи ғилдиракларда ҳосил бўладиган кучлар ва реакция кучларини кўриб ўтдик. Ҳаракатга қаршилик кучи шу ғилдиракка

тушаётган оғирлик кучини думалашга қаршилиқ коэффициентига кўпайтмаси орқали аниқланади, яъни

-етакчи ғилдрак учун

$$P_{fe} = f_e \cdot Q_e$$

-етакланувчи ғилдирак учун

$$P_{f_0} = f_0 \cdot Q_0$$

} 1.26

Бу ерда: P_{fe}, P_{f_0} – етакчи ва етакланувчи ғилдиракларни думалашига қаршилиқ кучлари, H ;

f_e, f_0 – етакчи ва етакланувчи ғилдиракларни думалашига қаршилиқ коэффициентлари.

Демак, думалашга қаршилиқ кучлари ғилдиракларга тушаётган оғирлик кучлари Q_e, Q_0 ва думалашга қаршилиқ коэффициентларига боғлиқ экан. Қаршилиқ кучининг миқдорини камайтириш учун оғирлик кучларини ёки қаршилиқ коэффициентларини камайтириш зарур. Оғирлик кучларини ҳар доим ҳам камайтириш мумкин эмас, чунки трактор ёки автомобилни тортиш-илашиш ёки тортиш-тезликлар кўрсаткичларини камайтиради.

У холда f_e, f_0 камайтиришга эътиборни қаратиш керак бўлади. Уларнинг қиймати эса қуйидагича

- етакчи ғилдирак учун

$$f_e = \frac{a_e}{r_k}$$

- етакланувчи ғилдирак учун

$$f_0 = \frac{a_0}{r_0}$$

} 1.27

Автомобилларда r_k ва r_0 катталаштирилса f_e ва f_0 камаяди. Лекин уларда ғилдираклар радиусини катталаштириш мақсадга мувофиқ эмас. Уларнинг бурилиш ва қияликлардаги тургунлиги ёмонлашади. Демак автомобилларда фақатгина a_e ва a_0 ларни камайтириш зарур. Бунинг учун шинанинг деформациясини озайтириш ва босимини орттириш билан камайтириш мумкин. Лекин бу тадбир ҳам чекланган. Чунки босимнинг ортиши билан шинани ҳаракат юзаси билан туташган юзаси камаяди.

Бу эса ғилдиракдаги илашиш коэффициенти φ ни камайтиради, натижада автомобилнинг тормозланиши, шиғов ҳаракати ва бурилиш

жараёнини ёмонлаштиради. Шунинг учун шинанинг босими тадқиқотлар асосида белгиланади ва доимо назоратда бўлсин учун автомобилнинг ишлатиш паспортида кўрсатилган бўлади.

Тракторларда қаршилиқ коэффициентини камайтириш йўллари автомобиллардагига қараганда фарқ қилади. Тракторларда қаршилиқ коэффициентини камайтириш учун ғилдираклар радиусини катталаштириш мумкин. Амалиётда шундай ҳам қилинмоқда (айниқса олдинги ғилдиракникини).

Бу коэффициентнинг миқдорлари автомобил ва тракторнинг ишлашдаги тупроқ шароитининг ҳар хиллиги, ҳаракат юзасининг ҳолатига қараб йўриқномаларда берилади.

Илашиш кучи ва илашиш коэффициенти. Етакчи ғилдиракка тирсакли валдаги буровчи момент $M_{\text{де}}$ трансмиссия механизмлари орқали миқдори ўзгарган ҳолда етказиб берилади. Етакчи ғилдиракда ҳосил бўлаётган уринма тортиш кучи ғилдиракдаги етакчи момент M_e га боғлиқ. Етакчи момент қанча бўлса, уринма тортиш кучи шунча юқори бўлади, чунки

$$P_y = \frac{M_e}{r_k}$$

Етакчи моментни кўпайтириш учун двигателнинг тирсакли валидаги $M_{\text{де}}$ орттириш керак. Лекин бу моментларни орттиравериш ва унга боғлиқ равишда P_y ни орттириш чекланган. Чунки P_y нинг қийматини ғилдирак билан ҳаракат юзаси орасидаги илашиш кучи чеклайди, яъни

$$P_y \leq P_{\varphi_e} \quad 1.28$$

Бу ерда P_{φ_e} – етакчи ғилдирак билан ҳаракат юзаси орасидаги илашиш кучи.

Илашиш кучи қуйидаги ифода орқали аниқланади.

$$P_{\varphi_e} = \varphi \cdot Q_e \quad 1.29$$

бу ерда φ – илашиш коэффициенти.

Агар автомобил ёки тракторнинг барча ғилдираклари етакчи бўлса (4х4 ёки 4к4), у ҳолда

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot Q \quad 1.30$$

бу ерда Q – автомобил ёки тракторнинг тўла оғирлиги.

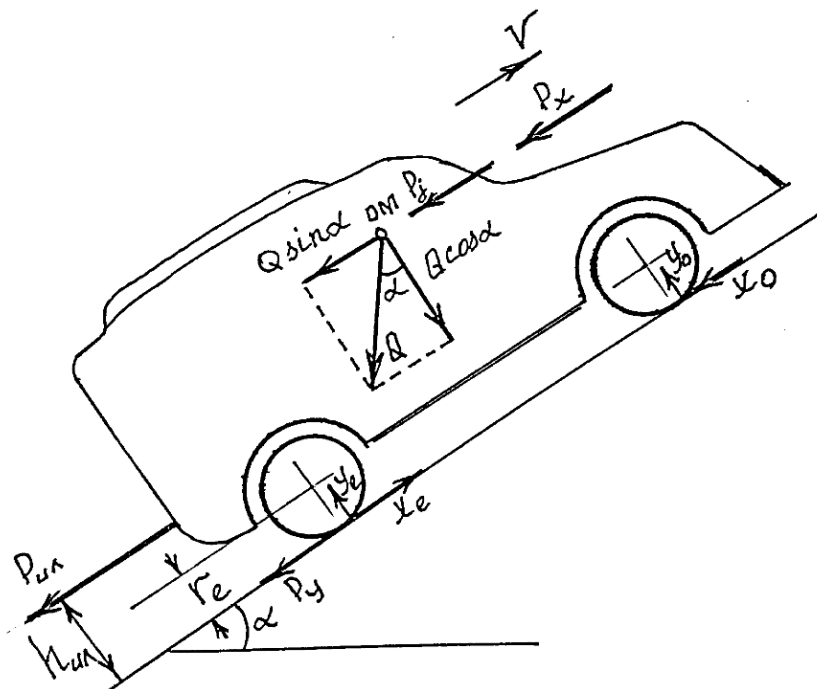
Илашиш кучи P_ϕ қанча кўп бўлса P_y кучидан фойдаланиш шунча юқори бўлади. Агар (1.28) тенгсизлик бузилса, яъни P_y кучи $P_{\phi e}$ кучидан кўп бўлса, P_y кучининг ортиқчаси шатаксирашга сарфланади. Натижада ёнилғининг солиштирма сарфи кўпаяди.

Етакчи органларни ҳаракат юзаси билан уринма тортиш кучини ҳосил қилиши ва улардан фойдаланиш қобилияти илашиш сифатининг даражаси бўлиб, **илашиш коэффиценти ϕ** орқали баҳоланади. Бу коэффицентнинг миқдори ҳаракат юзасининг ҳолатига қараб йўриқномаларда берилади.

4. Ҳаракатга қаршилик қилувчи кучлар.

Етакчи ғилдиракка етакчи моментнинг берилиши ва у ҳаракат юзаси билан муносабатда бўлиши, автомобил ёки тракторни ҳаракатда эканлигидан далолат беради. Ҳаракатдаги автомобил ва тракторга қуйидаги кучлар таъсир этади (ғилдиракларда ҳосил бўлган кучлардан ташқари).

1. Тупроқнинг силжитувчи реакция кучи X_e ва реакция кучи X_o ;
2. Автомобил ёки тракторнинг оғирлик кучи - Q
3. Инерция кучи - P_j ;
4. Илмоқдаги тортиш кучи - P_{ul} ;
5. Ҳавонинг қаршилик кучи - P_x .



1.6-расм. Автомобил ва тракторнинг ҳаракатига қаршилик қилувчи кучларнинг схемаси.

Бу кучларнинг пайдо бўлиши, уларнинг микдорига таъсир этувчи омиллар, камайтириш йўллари, шунингдек уларни автомобил ёки тракторнинг эксплуатацион кўрсаткичларига таъсири масалалари “Трактор ва автомобиллар. Шасси назарияси” фанида атрофлича ўрганилгани учун қуйида бу қаршиликларни аниқлаш ифодаларини келтириш билан чекланамиз. Чунки бу кучлар “трансмиссия назарияси” фанини ўрганишда асос бўлиб хизмат қилувчи ифодалар ҳисобланади.

Тупроқнинг силжитувчи реакция кучи X_e ва реакция X_o . Тупроқнинг силжитувчи реакция кучи X_e (1.23) ифодада келтирилган, яъни текис ҳаракат учун

$$X_e = \frac{M_e + M_f}{r_k} \quad \text{ёки} \quad X_e = P_y \frac{M_{fe}}{r_k}$$

Агар ҳаракат нотекис бўлса (1.23а)

$$X_e = \frac{M_e - M_{fe} - M_{Je}}{r_k} \quad \text{ёки} \quad X_e = P_y \frac{M_{fe} + M_{Je}}{r_k}$$

$$M_e = M_{\partial s} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} \quad \text{эканлигини ҳисобга олсак}$$

$$X_e = \frac{M_{\partial s} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} - M_{fe} - M_{Je}}{r_k}$$

Тупроқнинг реакция кучи X_o (1.25а) ифодада келтирилган.

Текис ҳаракат учун

$$X_o = P_{f_0} \quad \text{бунда} \quad P_{f_0} \frac{M_{f_0}}{r_0}; \quad P_{f_0} = f_o \cdot Q_o$$

Нотекис ҳаракат учун

$$X_o = P_{f_0} + \frac{M_{J_0}}{r_0}$$

Ифодаларда келтирилган катталикларнинг изохи юқорида баён қилинган.

Автомобил ёки тракторнинг оғирлик кучи. Оғирлик кучи Q оғирлик марказига қўйилади. Автомобилни горизонтал юзадаги ҳаракатида ҳаракат юзасига тик йўналади, қияликдаги ҳаракатида эса ташкил этувчиларга ажралади, яъни $Q \cos \alpha$ ва $Q \sin \alpha$ га. Вертикал ташкил этувчиси $Q \cos \alpha$ автомобилни ҳаракат юзасига босиб туради. Натижада ғилдирак билан ҳаракат юзасининг илашуви ҳосил бўлиб, автомобил ёки тракторни ҳаракатланишини, шиғов ва тормозланиш, бурилиш ва турғунлик кўрсаткичларини яхши бўлишлигининг асоси ҳисобланади.

Оғирлик кучини горизонтал ташкил этувчиси $Q \sin \alpha$ автомобилнинг юқорига чиқишида қаршилик, пастга тушишида эса ҳаракатлантирувчи кучга айланади. Иккала ҳолатда ҳам бу куч шартли равишда, “самарасиз” куч бўлиб ҳисобланади.

Инерция кучи. Автомобилнинг текис ҳаракатида инерция кучлари пайдо бўлмайди. Ҳаракат тезланишли ёки секинланишли бўлгандагина пайдо бўлади. Аниқлаш ифодаси қуйидагича:

$$P_f = \frac{Q}{g} \cdot j \quad 1.31$$

Бу ерда: g – эркин тушиш тезланиши, $м/с^2$;
 j – тезланишнинг катталиги, $м/с^2$.

Илмоқдаги тортиш кучи. Илмоқдаги тортиш кучининг аниқлаш ифодаси йўқ. Бу кучнинг миқдори илмоғига уланган қишлоқ хўжалик машинасининг қаршилиги билан белгиланади. Қишлоқ хўжалик машинасининг қаршилиги эса, ўзининг техник паспортида кўрсатилган бўлади. Тракторларда қаршилик кучларининг миқдорлари ичида илмоқдаги қаршилик кучининг миқдори энг кўпини ташкил этади.

Ҳавонинг қаршилик кучи. Автомобилсозликнинг шиддат билан ривожланиши ва ишлаб чиқарилаётган автомобилларнинг сифатини яхшиланиб бориши, уларнинг тезликларини ортиб боришига сабаб бўлмоқда. Тезликлар $180...200 км/соат$ га, пойга автомобилларининг тезлиги эса $800 км/соат$ га етди. Автомобилларда ҳавонинг қаршилиги бошқа қаршиликлардан энг кўпини ташкил этади.

Ҳавонинг қаршилигини аниқлаш ифодаси қуйидагича:

$$P_x = K \cdot F_a V^2 \quad 1.32$$

Бу ерда: K – ҳавонинг қаршилигини енгиш коэффициенти;

F_a – автомобилни ҳаракат йўналишига перпендикуляр бўлган юзаси.

Агар F_a нинг ўлчов бирлиги $м^2$, V нинг ўлчов бирлиги $км/соат$, K нинг ўлчов бирлиги $Н с^2/м^4$ бўлганда ифода қуйидаги кўринишда бўлади.

$$P_x = \frac{K \cdot F_a V^2}{13} \quad 1.32a$$

Ҳавонинг қаршилик кучи автомобилнинг парус марказига ёки шартли равишда оғирлик марказига (ОМ) қўйилади. Коэффициент K ва юза F нинг қийматлари автомобил турига қараб, йўриқномаларда берилади.

5. Автомобиллар динамикаси. Тортиш - тезликлар характеристикасини белгиловчи параметрлар.

Куч баланси тенгламаси. Куч балансини тузишда қаршилик қилувчи ва унинг ҳаракатланишига ёрдам берувчи кучларнинг барчаси ҳисобга олинади. Бунинг учун 1.6-расмда келтирилган схемадан фойдаланилади. Таъсир этаётган кучлар ҳаракат текислигига проекцияланади ва куч баланси тенгламасига эга бўлинади.

$$X_e = X_o + Q \sin \alpha \pm P_j + P_x \quad 1.33$$

Агар X_e ва X_o реакция кучларининг (1.23а) ва (1.25а) ифодаларини қўйиб, уларни мазмунига кўра гурухлаштириб,

$$\frac{M_{f_e}}{r_k} = P_{f_e}; \quad \frac{M_{f_0}}{r_0} = P_{f_0}; \quad P_{f_e} + P_{f_0} = P_f$$

эканлигини ҳисобга олиб, ҳамда $P_f = f \cdot Q \cos \alpha$ га тенг эканлигини ва йўл томонидан таъсир этаётган қаршиликларни ажратиб, уни P_ψ билан белгиланган ҳолда қуйидагига эга бўламиз.

$$P_\psi = f \cdot Q \cos \alpha \pm Q \sin \alpha = \psi \cdot Q \quad \text{бу ерда} \quad \psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha \quad 1.34$$

Бу ерда: P_f – автомобилнинг ҳаракатига қаршилик кучи, H ;

f – автомобилнинг ҳаракатига қаршилик коэффициенти;

P_ψ – йўлнинг келтирилган қаршилик кучи, H ;

ψ – йўлнинг келтирилган қаршилик коэффициенти.

Юқоридаги ψ нинг ифодасини $\cos \alpha$ га бўлиб, α нинг кичиклигини ҳисобга олсак

$$\psi = f \pm \operatorname{tg} i \quad \text{ёки} \quad \psi = f \pm i \quad 1.35$$

Бу ерда i – йўлнинг қиялиги (юздан бир улушларда)

Гурухлаштиришдаги инерция кучларини ҳисобга олувчи гурухни соддалаштириб, қуйидагича белгилаб оламиз.

$$\left(P_j + \frac{M_{je}}{r_k} + \frac{M_{fo}}{r_o} \right) = P_j \cdot \delta_{айл}$$

бу ерда $\delta_{айл}$ – айланиб ишловчи массаларни хисобга олувчи коэффициент

$$\delta_{айл} = 1 + (1,04 + 0,05 i_{ук}^2) \frac{Q}{Q^1} \quad 1.36$$

Бу ерда Q, Q^1 – юксиз ва юкли автомобилнинг оғирлик кучи, H

У холда куч баланси тенгламаси қуйидаги кўринишда бўлади

$$P_y = P_\psi \pm j \frac{Q}{g} \delta_{айл} + P_x \quad 1.37$$

Агар автомобилга тиркамалар уланган бўлса куч баланси тенгламаси қуйидагича

$$P_y = P_\psi \pm j \frac{Q}{g} \delta_{айл} + P_x Z + P_f^1 \cdot n \quad 1.38$$

Бу ерда: Z – тиркамаларга хавонинг қаршилигини шатакчи машинага нисбатан ортиш коэффициенти;

P_f^1 – битта тиркамани судрашга бўлган қаршилик кучи, H ;

n – тиркамалар сони.

Харакатнинг дифференциал тенгламаси. Куч баланси тенгламаси келтириб чиқарилади. Бунинг учун (1.37) ифоданинг $P_j \cdot \delta_{айл}$ қисмини қолдириб, қолган қисмини тенгликнинг чап томонига ўтказилади, яъни

$$j \frac{Q}{g} \delta_{айл} = P_y - P_\psi - P_x$$

Харакатга қаршилик кучларини йиғинди остига олиб $\sum P_k$ биан белгилаймиз, унда

$$j \frac{Q}{g} \delta_{айл} = P_y - P_\psi - P_x = P_y - \sum P_k \quad 1.39$$

Агар автомобил тиркама билан ишлаётган бўлса цигинди остига у ҳам киради, яъни

$$j \frac{Q}{g} \delta_{айл} = P_y - P_\psi - Z \cdot P_x - P_f^1 \cdot n = P_y - \sum P_k \quad 1.39 \text{ а}$$

Тенгламадан ҳаракатнинг дифференциал тенгламаси қуйидагича

$$j \frac{dV}{dt} = \frac{g}{Q \cdot \delta_{айл}} (P_y - \sum P_k) \quad 1.40$$

Бу тенгламада хар бир узатма учун катталиқ $\frac{g}{Q\delta_{айл}}$ ўзгармаси бўлади,
яъни

$$\frac{g}{Q \cdot \delta_{айл}} = const$$

Бу тенгламанинг тахлилидан уч хил хулосага келамиз

1. $P_y > \sum P_k$ бўлса- ҳаракат тезланувчан;
2. $P_y = \sum P_k$ бўлса-текис ҳаракат;
3. $P_y < \sum P_k$ бўлса-ҳаракат секинланувчан.

1.41

Қувват баланси тенгламаси. Етакчи ғилдиракка етиб келган қувватни қандай ташқи қаршилиқларни енгишга сарф бўлётганини кўрсатувчи тенглама автомобилнинг **қувват баланси тенгламаси** дейилади. Бу қуйидагича

$$N_F = N_f + N_i + N_x + N_J \quad 1.42$$

Бу ерда: N_F – етакчи ғилдиракка етиб келган қувват, $кВт$;

N_f – автомобилнинг ҳаракатига сарфланувчи қувват, $кВт$;

N_i – юқорига чиқишга сарфланувчи қувват, $кВт$;

N_x -ҳавонинг қаршилигини енгишга сарфланувчи қувват, $кВт$;

N_J – тезликни ўзгартириш учун сарфланувчи қувват, $кВт$.

Двигателнинг қуввати трансмиссиядаги йўқотишлардан сўнг етакчи ғилдиракка етиб келади, яъни

$$N_F = N_e + N_{mp} \text{ бу ерда } N_{mp} = N_e(1 - \eta_{mp}) \quad 1.43$$

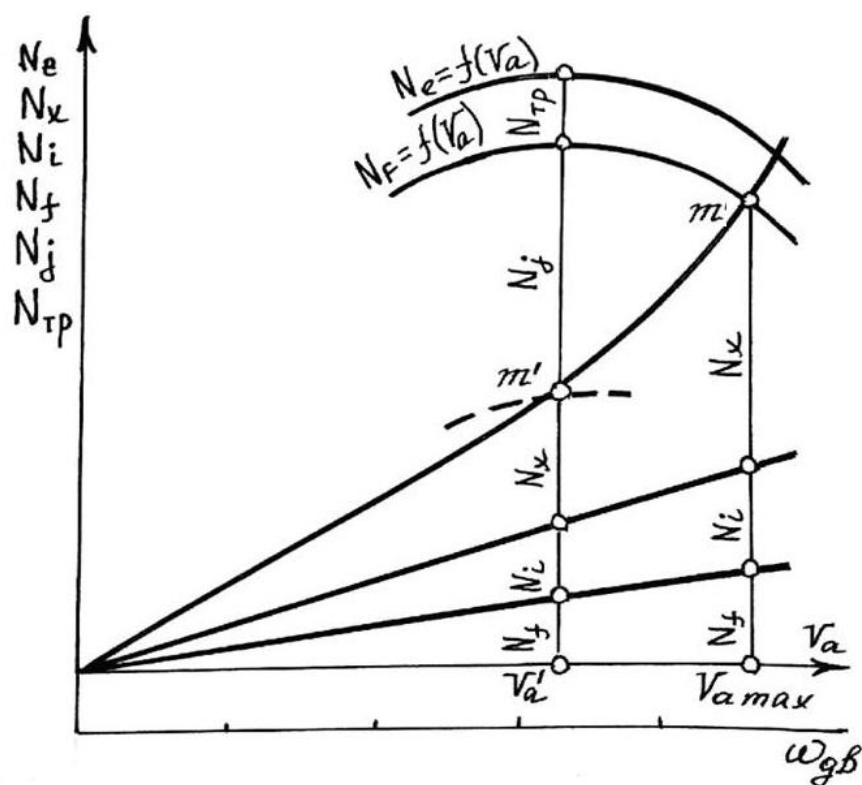
Бу ерда N_{mp} – трансмиссиядаги қаршилиқларни енгишга сарфланувчи қувват, $кВт$.

Қувватларни аниқлаш ифодалари қуйидагилар

$$N_f = \frac{f \cdot \cos \alpha \cdot V_a}{1000}; \quad N_i = \frac{Q \cdot \sin \alpha \cdot V_a}{1000}; \quad N_x = \frac{P_x \cdot V_a}{1000}; \quad N_J = \frac{\delta_{айл} \cdot P_J \cdot V_a}{1000}; \quad 1.44$$

Бу ерда V_a – автомобилнинг тезлиги.

Юқоридаги қувватларни автомобилнинг тезлиги бўйича ўзгаришини билиш учун (1.42) ифодани (1.44) ифодалар ёрдамида график усулда ечамиз. Ифоданинг ечими 1.7-расм келтирилган.



1.7-расм. Қувват баланси тенгламасининг графиги.

Бу графикдан амалий аҳамиятга эга бўлган қуйидаги жавобларни олиш мумкин.

1. Берилган автомобил ва шароит учун максимал тезликлар графиклари $N_F=f(V_a)$ билан $N_x + N_f + N_j = V_a$ ни кесишган нуқта m га тўғри келувчи тезлик $V_{a_{\max}}$ хисобланади.

2. Кесишган m нуқтадан ўнг томондаги тезлик доим секинланувчан хусусиятга эга, чунки қаршиликларнинг йиғиндиси етакчи ғилдиракдаги қувватдан доимо кўп бўлади.

3. Аниқланган m нуқтадан чап томонидаги барча тезликларда қувватни қаршиликларга сарфланувчи қувватлардан ортиқча қиймати мавжуд, яъни N_j га ортиқ. Бу ортиқча қувват N_j автомобилга тезланиш беришга интилади. Шунинг учун бу ортиқча қувват автомобилнинг шифов ҳаракатланиши учун сарфланади.

Агар шу зонада автомобилнинг текис ҳаракатланиши зарур бўлса, дроссел заслонкаси қия очилади, у вақтда $N_F=f(V_a)$ чизиқ билан $N_f + N_i + N_x = f(V_a)$ чизиқнинг кесишган нуқтаси тезлик кичик бўлган

тарафга силжийди. Натижада автомобил V_a тезликда текис ҳаракат қилабошлайди.

Бундан ташқари, 1,7-расмда келтирилган диаграмма ёрдамида маълум тезликда кетаётган автомобил, қанчалик қаршиликларни енгиб ўта олишини ҳам аниқлаш мумкин.

6. Тортиш - тезликлар хусусиятлари

Тортиш тезликлар хусусияти, деб ҳар қандай йўл шароитида двигател ўзининг характеристикаси бўйича ва етакчи ғилдиракни ҳаракат юзаси билан илашиши орқали тортиш режимида ишлаб, автомобилни тезликлар диапазони кераклича ўзгартириши ва шиғов ҳаракатини таъминловчи хусусиятларига айтилади. Энергия двигателдан етакчи ғилдиракка берилиши эса тортиш режими дейилади.

Тортиш - тезликлар хусусиятларининг кўрсаткичлари. Автомобилларнинг тортиш - тезликлар хусусиятлари кўрсаткичлар тизими орқали баҳоланади. Тезликлар эса ишлаб чиқилган меъёрий ҳуқуқий ҳужжатлар томонидан назорат қилинади. Кўплари ҳар хил стандартлар асосида меъёрланади. Автомобилни ҳар хил вазифаларга мақсадли танланишида қуйидаги кўрсаткичларга эътибор қилинади.

- 1.Автомобилнинг максимал тезлиги $-V_{max}$;
- 2.Шартли максимал тезлик- $V_{шmax}$;
- 3.400м масофадаги шиғов ҳаракатининг вақти $-t_{400}$;
- 4.1000м масофадаги шиғов ҳаракатининг вақти $-t_{1000}$;
- 5.Белгиланган вақтдаги шиғов ҳаракат вақти - t_V
- 6.Максимал тезликни таъминловчи узатмадаги шиғов ҳаракат вақти - $t_{j_{max}}^z$
- 7.Юқори узатмадаги максимал динамик фактор $-D_V^{ю}$
- 8.Пастки узатмадаги максимал динамик фактор- $D_V^{п}$
- 9.Максимал тезликдаги динамик фактор - $D_{V_{max}}^{ю}$
- 10.Максимал енгиб ўта олиш қиялиги- i_{max}

Юқоридаги кўрсаткичлар бакалавр йўналишида ўтиладиган “Трактор ва автомобиллар назарияси” фанида етарли даражада ўрганилади. “Трансмиссия назарияси, ҳисоби ва лойиҳалаш” фанида юқоридаги кўрсаткичларнинг баъзилари ва уларни аниқлаш ифодалари шартли даражада қисқартирилган

холда берилади. Чунки бериладиган кўрсаткичлар “Трансмиссия назарияси, хисоби ва лойихалаш” фанида ифодаларни келтириб чиқаришда асос сифатида керак бўлиб қолиши мумкин.

Автомобилларнинг динамик фактори ва унинг аниқлаш ифодалари. Динамик фактор тушунчасини академик Е.А. Чудаков таклиф этган. Бу катталиқ D харфи билан белгиланади ва автомобиллар динамик хусусиятларининг даражасини баҳолайди. Бунинг учун куч баланси тенгламасидан фойдаланилади.

$$P_y = fQ \cos \alpha \pm Q \sin \alpha \pm j \frac{Q}{g} \delta_{aйл} + P_x \quad 1.45$$

Бу ифода қуйидаги кўринишга олиб келинди.

$$P_y - P_x = fQ \cos \alpha \pm Q \sin \alpha \pm j \frac{Q}{g} \delta_{aйл}$$

Тенгламанинг икки томонини Q га бўлиб юбориб. Чап томони D харфи билан белгиланди.

Ифодалари:

1-ифода

$$D = \frac{P_y - P_x}{Q} \quad 1.46$$

2-ифода

$$D = f \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm j \frac{1}{g} \delta_{aйл} \quad 1.47$$

Таърифи. Динамик фактор деб, автомобилнинг хар бир килограмм оғирлик кучига тўғри келадиган, хавонинг қаршилигини чегириб ташлагандаги, уринма тортиш кучининг миқдорига айтилади.

3-ифода

$$D = \psi \pm \frac{j}{g} \delta_{aйл} \quad 1.48$$

Агар автомобил текис ҳаракат қилаётган бўлса

4-ифода

$$D = \psi \quad 1.49$$

Бундан иккинчи таъриф келиб чиқади, яъни динамик фактор деб текис ҳаракат мавжуд бўлганда йўлнинг қаршилигини енгиб ўтиш қобилиятига айтилади.

Агар автомобил текис юзада текис ҳаракат қилаётган бўлса

5-ифода

$$D = f \quad 1.50$$

Юқоридаги (1.46) ифодадаги уринма тортиш кучи ўрнига (1.21) ифодасини қўйсак динамик факторнинг навбатдаги ифодасига эга бўламиз

6-ифода

$$D = \frac{M_{\partial\phi} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} - r_{\kappa} P_x}{Q r_{\kappa}} \delta_{айл} \quad 1.51$$

Агар автомобилнинг тезлиги кам бўлиб, хавонинг қаршилиги ҳисобга олинмайдиган миқдорда бўлса

7-ифода

$$D = \frac{M_{\partial\phi} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{Q r_{\kappa}} \quad 1.52$$

Динамик фактор максимал илашиш кучи бўйича ҳам аниқланади, чунки $P_{y_{\max}} \leq P_{\phi_{\max}}$ у ҳолда қуйидаги ифодага эга бўламиз.

8-ифода

$$D_{\phi} = \frac{P_{\phi_{\max}} - P_x}{Q} \quad 1.53$$

D_{ϕ} — катталиқ автомобилнинг илашиш бўйича динамик фактори дейилади.

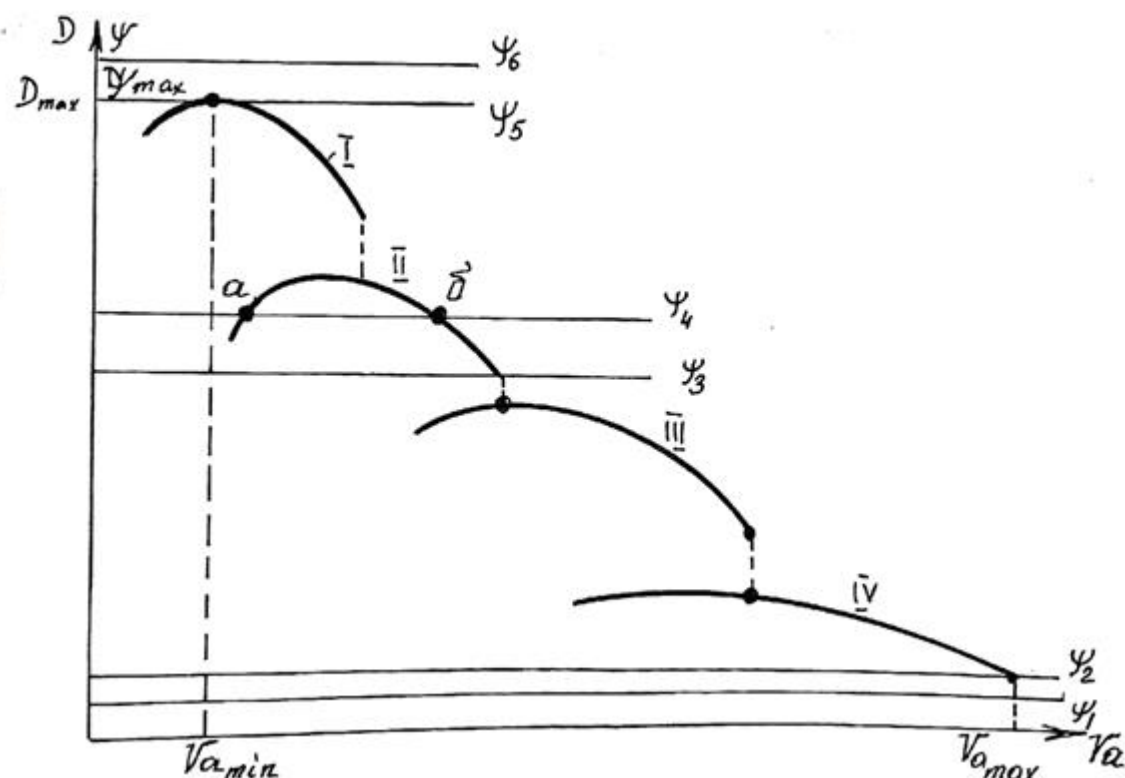
Бу ифодалар трансмиссия назариясини ўрганишда бошланғич ифодалар бўлиб хизмат қилади.

Автомобилни динамик характеристикаси. Динамик факторни тезликлар бўйича ўзгаришини кўрсатувчи графикка автомобилнинг динамик характеристикаси дейилади. Графикни чизиш учун ордината ўқига $Q=\psi$ қўйилади. Абсцисса ўқига эса қуйидаги ифода орқали аниқланадиган тезлик қўйилади.

$$V_a = r_{\kappa} \frac{n_{\partial\phi}}{i_{mp}} \quad 1.54$$

Динамик факторнинг ҳар бир узатма учун қийматларини (1.51) ифода орқали, хавонинг қаршилиги эса (1.32а) ифода орқали аниқланади.

Аниқланган қийматлар қўйилиб чизилган динамик характеристика 1.8-расмда келтирилган



1.8-расм. Автомобилнинг динамик характеристикаси.

Автомобилнинг динамик характеристикаси ёрдамида бир қатор амалий масалаларга ечим топиш мумкин. Масалан, динамик характеристика ёрдамида берилган шароитдаги максимал тезликни, йўлнинг келтирилган қаршилик коэффицентини ва шағов билан ҳаракатдаги тезланишини, берилган йўл шароитида ва узатмада автомобилни енгиб ўта оладиган қаршилиги ва қиялиги каби катталикларни аниқлаш мумкин.

Бундан ташқари динамик факторни массалар номограммаси билан тўлдирилган характеристикаси, автомобилнинг универсал динамик фактори чизмалари ҳам мавжуд.

Автомобилларнинг қуввати ва оғирлигини аниқлаш.

Двигателнинг қуввати автомобил номинал юкланганда берилган йўл шароити учун максимал тезлик V_{max} ни таъминлаши шарт. Шу шартга асосан двигателнинг қуввати қуйидаги ифода орқали аниқланади.

$$N_e = \frac{Q(f \cos \pm \sin \alpha) V_{max} + P_x \cdot V_{max}}{1000 \eta_{mp}} \quad 1.55$$

Агар $f \cos \pm \sin \alpha = \psi$ эканлигини ҳисобга олсак.

$$N_e = \frac{Q \psi V_{\max} + P_x \cdot V_{\max}}{1000 \eta_{mp}} \quad 1.56$$

Бу ерда Q -автомобилнинг тўла оғирлик кучи, H . Хисоблар учун $f=0,02$;

Оғирликлари. Автомобилнинг тўла оғирлик кучи икки қисмдан иборат, яъни

$$Q = Q_\phi + Q_a \quad 1.57$$

Бу ерда: Q_ϕ - фойдали юкнинг оғирлик кучи, H ;

Q_a - узининг оғирлик кучи, H .

Автомобилнинг узини оғирлик кучи Q_a унинг юк кўтариш қобилятига қараб аниқланади. Юк кўтариш қобиляти эса қуйидагича аниқланади.

$$\eta_a = \frac{Q_a}{Q_\phi} \quad 1.58$$

Бундан автомобилнинг узини оғирлик кучини аниқлайдиган бўлсак

$$Q_a = \eta_a + Q_\phi$$

Одатда юк автомобиллари учун $\eta_Q=0,6...1$ гача

Енгил автомобиллар учун эса $\eta_Q=0,2...0,4$ атрофида қабул қилинади.

ТРАНСМИССИЯ НАЗАРИЯСИ, ХИСОБИ ВА ЛОЙИХАЛАШ.

2-БОБ. ТРАНСМИССИЯЛАР

Умумий маълумотлар.

Трансмиссияларнинг вазифалари. Двигателнинг тирсакли валида хосил бўлган буровчи момент, қувват ва айланишлар частотасини етакчи ғилдиракка миқдори ва йўналишини ўзгартирган ҳолда етказиб беришдир. Бундан ташқари автомобил ёки трактор двигателини ўрнида ишлаб туришига ҳам имконият яратади.

Тракторларда двигател тирсакли валида хосил бўлган катталикларнинг қишлоқ хўжалик машиналарини қаршиликлари ва бажараётган жараёнларини агротехника талабларидан келиб чиққан ҳолда етказиб беради.

Автомобилларда бўлса юқоридаги катталикларнинг миқдорини уларнинг турлари, тезликлари ва ишлаш шароитини ҳисобга олган ҳолда етказиб беради.

Қисқача қилиб айтадиган бўлсак, трансмиссиянинг вазифаси қуйидаги катталикни таъминлашдан иборат, яъни

$$i_{mp} = \frac{M_e}{M_{\partial\partial}} ; \quad \text{ёки} \quad i_{mp} = \frac{\eta_{\partial\partial}}{\eta_e} \quad \text{ёки} \quad i_{mp} = \frac{\omega_{\partial\partial}}{\omega_e} \quad 2.1$$

Бунинг учун трансмиссияда ҳар хил вазифаларни бажарувчи, уларни шу вазифасини бажариши учун бир бирига нисбатан қулай жойлаштирилган бир неча механизмлар ўрнатилган.

Мазкур ўқув қўлланмасида трансмиссиянинг асосий қисмлари бўлган илашиш муфтаси, узатмалар қутиси, кардан узатма, бош (марказий) узатма, дифференциаллар тўғрисида назарий фикрлар юритилади. Бу қисмларнинг тузилиши ва схемалари “Автомобиллар ва тракторлар” курсида етарли даражада ўрганилган. Шунинг учун бу қисмларнинг назарияси тўғрисида гап кетганда, юқоридаги барча қисмларнинг тузилиши ва схемаларини келтиришни қайтариш мақсадга мувофиқ эмас деб қаралди. Лекин схемалардаги ўлчовлар керакли бўлгани учун баъзи схемалар келтирилган.

Трансмиссиянинг хиллари. Улар бир неча хиллардан иборат. Лекин уларнинг хили қандай бўлишидан қатъий назар юқорида баён қилинган вазифаларни бажаришдир.

Хозирда куйидаги трансмиссиялар автомобил ва тракторларда қўлланилмоқда

1. Механикавий трансмиссия;
2. Гидромеханикавий трансмиссия;
3. Электромеханикавий трансмиссия;
4. Гидроҳажмли трансмиссия.

Қўлланилиши бўйича кенг тарқалганлари механикавий ва гидромеханикавий трансмиссиялар ҳисобланади.

Механикавий трансмиссиянинг афзалиги шуки, унинг конструкцияси содда ва нархининг пастлиги, фойдали иш коэффициенти (ФИК) ва ишончлилигининг юқорилигидир. Камчилиги эса буровчи моментни поғонали узгартирилиши ва кўп узатмали автомобилларда жойлаштирилишининг мураккаблиги ҳисобланади.

Автомобилларда гидромеханикавий узатманинг (трансмиссиянинг) қўлланилиши двигател ва трансмиссиянинг ишлаш муддатини оширишга олиб келиши, механикавий редукторни поғоналар сонининг камайиши ва узатмаларни алмаштиришнинг озайиши, автомобилнинг ўтувчанлиги ва қулайлигини юқорилигига олиб келади.

Механикавий трансмиссияни гидромеханик узатмага (ГМУ) алмаштирилиши автомобилнинг шиғов ҳаракатини биров пасайишига ва ёнилғининг солиштирма сарфининг кўпайишига олиб келади.

Трансмиссия гидромеханикавий узатмага эга бўлганда, двигател тирсақли валидаги буровчи момент гидротрансформаторнинг (ГТР) насос ғилдирагига тўғридан тўғри ёки керак бўлганда, мословчи редуктор орқали узатилади. Бу ҳолда гидромеханикавий узатмада механикавий узатмага айлантиришда планетар ва босқичли редукторлар қўлланилиб, узатмани узгартишда, двигателни трансмиссия билан куч ва кинематик боғланишини сақлаб туради.

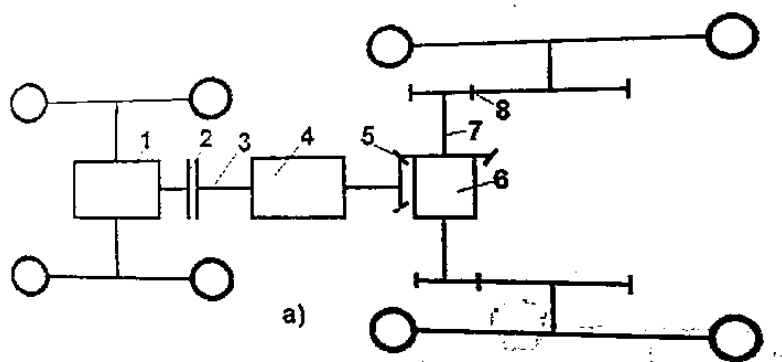
Агар қувват оқимини узувчи, узатмаларни ўзгартирувчи поғонали узатмалар қутисидан фойдаланилса, илашиш сақланади. У ҳолда механикавий трансмиссиянинг гидромеханикавий узатмадан, то етакчи ғилдираккача бўлган қолган қисимлари механикавий трансмиссияники билан бир хил бўлади.

Электромеханикавий ва гидромеханикавий трансмиссиялар махсус трансмиссиялар бўлиб, асосан ,транспорт машиналарида қўлланилади. Булар эксплуатация ва тузилиши хусусиятлари жихатидан аввалги иккита трансмиссиялардан фойдаланишнинг иложи бўлмаган ҳолларда қўлланилади.

2.1. Механикавий трансмиссиялар.

Механикавий трансмиссиялар асосан қуйидаги қисмлардан иборат:

тракторлар учун: илашиш муфтаси, узатмалар қутиси,оралиқ узатма, марказий узатма, дифференциал, охирги узатмалар. Трансмиссиянинг қисмларини юқоридаги кетма кетликда жойлашуви, анъанавий жойлашув, деб аталади ва у 2.1-расмда ғилдиракли трактор учун келтирилган.

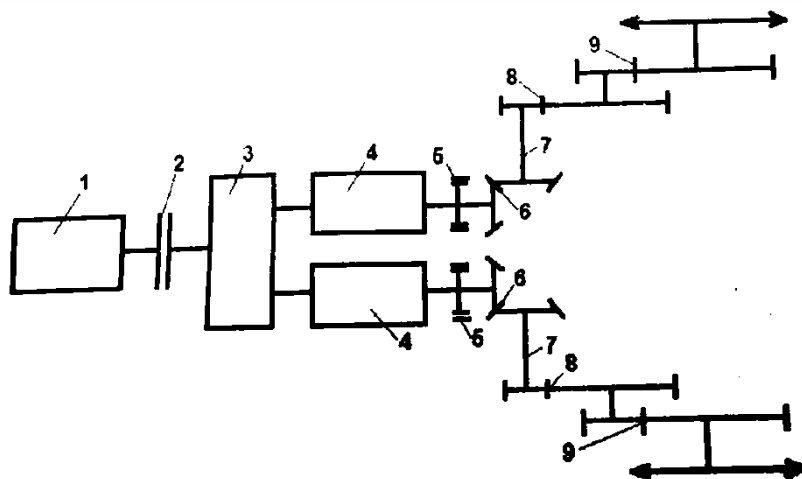


1-двигател, 2-илашиш муфтаси, 3-оралиқ узатма,
4-узатмалар қутиси, 5-марказий (бош) узатма, 6-дифференциал
механизм, 7-ярим ўқлар, 8,9- охирги узатмалар

2.1-расм. Тракторнинг трансмиссиясидаги механизм ва қисмларининг жойлашуви

Ҳозирги кунда ғилдиракли тракторларнинг трансмиссияси қисмлари ва механизмларининг жойлашуви шу анъанавий усул бўйича чиқарилмоқда.

Айрим шатакчи тракторлар трансмиссиялари анъанавий схемадан бироз чекинган ҳолда ишлаб чиқарилмоқда. Улар илашиш муфтаси ва тақсимлаш қутиси, сўнг узатмалар қутилари ва двигател қуввати икки оқимга бўлинган ҳолда етакчи ғилдиракларга берилади, 2.2-расм

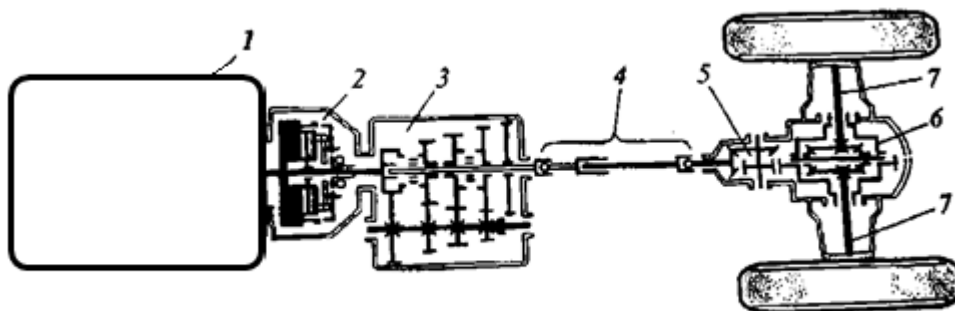


1-двигател, 2-илашиш муфтаси, 3-тарқатиш қутиси,
4-узатмалар қутиси, 5-тормоз, 6-марказий (бош) узатма,
7-ярим ўқлар, 8,9- охирги узатмалар

2.2-расм. Т-150, Т-151, К-701М, К-734, Тракторлари трансмиссия қисмларининг жойлашуви.

Узатмалар қутисининг хусусияти шуки, унда қувват оқимини узмасдан тракторнинг ҳаракати давомида узатмалар қутисида поғоналар, ўзгартирилади. Бунда қисилган суюқлик билан ишловчи оддий илашиш муфтаси қўлланилган.

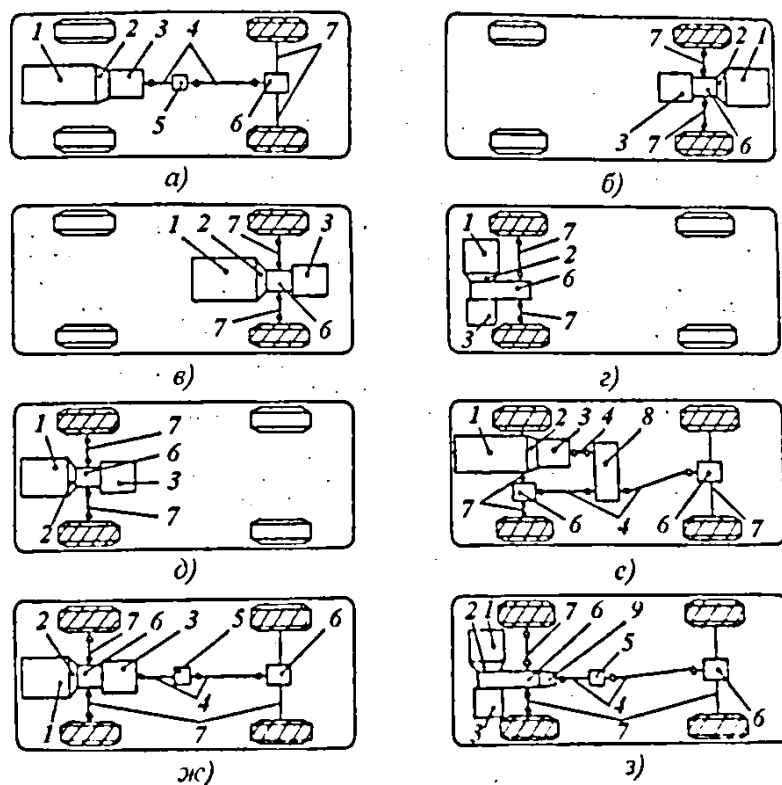
Автомобилларда механикавий трансмиссия қисмларининг анъанавий жойлашувининг схемаси 2.3-расмда келтирилган.



1-двигател, 2-илашиш муфтаси, 3- узатмалар қутиси,
4- кардан вал, 5- бош узатма, 6-дифференциал, 7-ярим ўқлар

2.3- расм. Трансмиссия қисмларининг анъанавий жойлашиш схемаси.

Хозирги замон енгил, юк ва автобусларда трансмиссия қисмларининг жойлашуви анъанавий жойлашувдан фарқ қилади. 2.4-расмда енгил автомобиллардаги трансмиссия қисмларини хар хил жойлашувининг схемалари келтирилган.



а-анъанавий, б-орқа моторли, в-марказий моторли, г,д-олди узатмали, е,ж,з-тўла узатмали.

1-двигател, 2-илашиш муфтаси, 3- узатмалар қутиси, 4- кардан узатма, 5- кардан узатмасини оралиқ таянчи, 6- бош узатма, 7-етакчи ғилдирак узатмаси, 8-тақсимлаш қутиси, 9-қувват олиш қутиси.

2.4-расм. Енгил автомобиллар трансмиссия қисмларининг двигател ва кўприкларга нисбатан жойлашуви.

Анъанавий жойлашувда (2.4 а-расм) двигател автомобилнинг олди қисмида, етакчи ғилдирак эса кетинги қисмда. Двигател тирсакли валидаги буровчи момент етакчи ғилдиракка илашиш муфтаси 2, узатмалар қутиси 3, кардан узатма 4 ва бош узатма 6 қисмлари орқали узатилади.

Афзаллиги. Автомобилнинг оғирлиги кўприкларига бир меъёрда тақсимланади. Бу турғунлик, бошқарилиш, ўтувчанлик катталикларига ижобий таъсир қилади. Натижада шиналарнинг ишлаш муддати ҳам ортади.

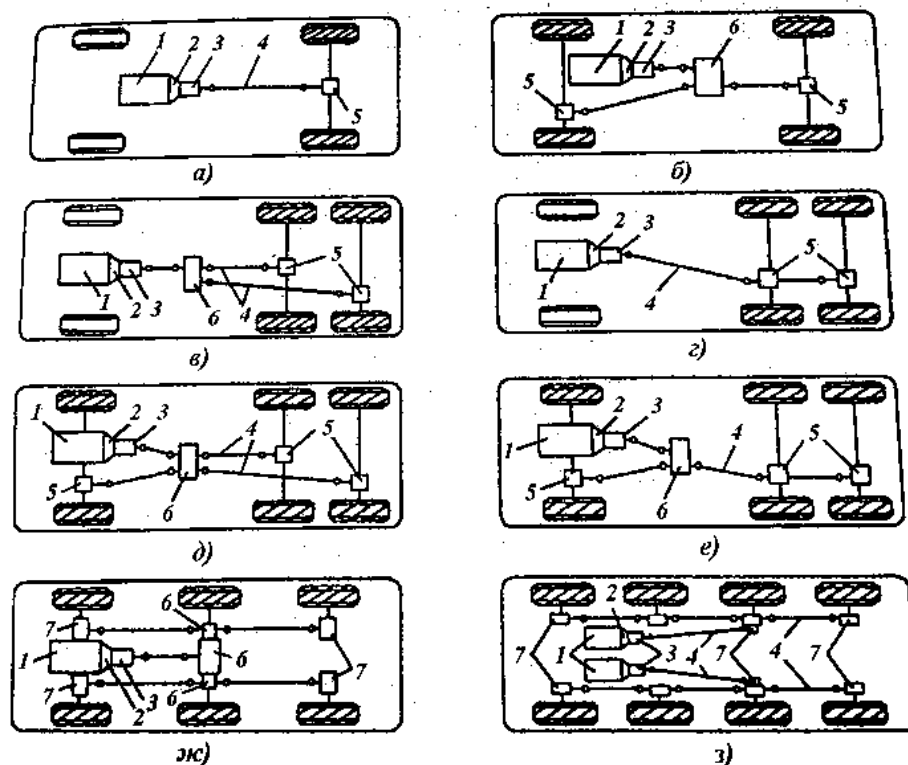
Бундай жойлашув схемаси кенг тарқалган, айниқса, катта классдаги автомобилларда.

Орқа моторли схемада (2.4б-расм) автомобилларнинг умумий массаси камаяди, лекин кетинги ғилдиракларнинг юкланиши ортади. Бунда двигател бўйлама ва кўндаланг холда ўрнатилиши мумкин. Бу схема автомобилни узунлигини қисқартириши мумкин. Унда автомобилни маркази моторли, деб ҳам айтиш мумкин (2.4в-расм). Бундай схема пойга автомобилларида қўлланилади.

Олд узатмали (2.4 г, д- расм) бу схемада ҳам автомобилнинг массаси камаяди, лекин олдинги ғилдиракнинг юкланиши ортади. Бошқариш ва турғунлик ортади, юк хонасининг хажми ҳам ортади, айниқса, 2.4г-расмдаги схемада. Охирги йилларда жуда кичик, кичик ва ўрта классдаги автомобилларда бу схема кенг тарқалмоқда.

Тўла узатмали схема. Бу схема яқин вақтларгача ўтағонлиги юқори бўлган, яъни тупроқли йўлларда ишловчи автомобилларда қўлланилиб келинган эди. Буларда двигател олдида жойлашиб, кўприкларга бурувчи момент тақсимлаш қутиси орқали етказиб берилади, 2.4е-расм. Охирги вақтларда двигател қувватидан тўла фойдаланиш учун утағонлиги чекланган автомобилларда ҳам фойдаланилабошлади. Тўла узатмали бўлгани учун ғилдиракларда пайдо бўлаётган тортиш кучидан тўла фойдаланилади. Чунки тупроқ билан илашишда барча ғилдираклар иштирок этади. Буларда двигател бўйлама (2.4ж-расм), кўндаланг (2.4з-расм) жойлашиш мумкин бўлиб, уларда хўл муфтлар қўлланилади.

Юк автомобиллари трансмиссияларининг схемалари. Бу автомобиллар, кўпинча, тўла узатмали ва бундан ташқари икки кўприкдан кўп бўлган кўприкларга эга бўлгани учун трансмиссияларининг конструкциялари ҳам кўп вариантли бўлади, 2.5-расм. Булардан энг саддаси ғилдирак формуласи 4х2 бўлган автомобилларники хисобланади, 2.5 а-расм. Агар ғилдирак формуласи 4х4 бўлса, уларда, албатта, тақсимлаш қутиси қўлланилади, 2.5б-расм. Ғилдирак формуласи 6х4 бўлганларда тақсимлаш қутиси бўлиши ҳам мумкин (2.5в-расм), баъзи бирларида бўлмаслиги ҳам мумкин (2.5 г-расм).



а-4х2; б-4х4; в,г-6х4; д,е,ж-6х6; з-8х8.

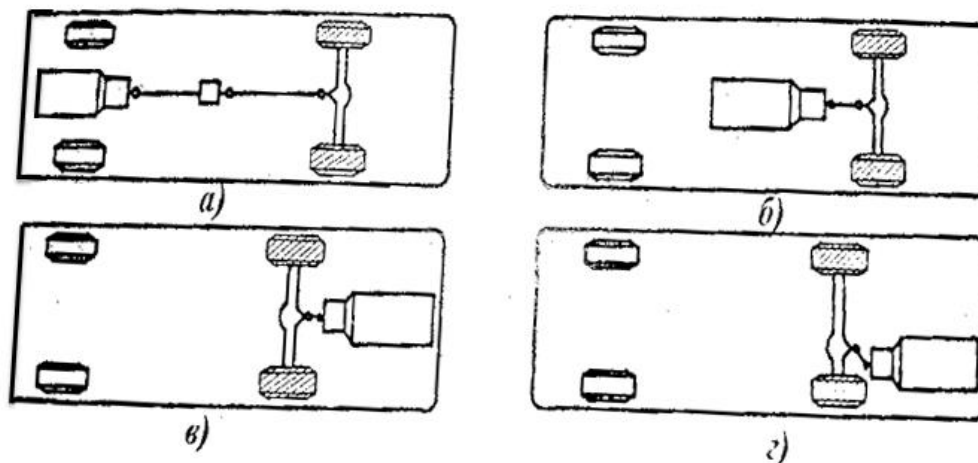
1-двигател, 2-илаиши муфтаси, 3- узатмалар қутиси, 4- кардан узатма, 5- бош узатма, 6-тақсимлаш қутиси, 7-гилдираклар узатмаси.

2.5-расм. Юк автомобилларни ғилдирак формуласи бўйича трансмиссиялар схемаси.

Ғилдирак формуласи 6х6 бўлган автомобилларда қувватнинг тақсимоти ўрта ва кетинги кўприкка паралел холда (2.5д-расм) ёки кетма-кет (2.5е-расм) холда узатилиши мумкин.

Кўп кўприкли, тўла узатмали махсус автомобилларнинг трансмиссияларида қувват бортлар ёрдамида тақсимланади. Бунинг учун баъзиларида тақсимлаш қутиси (2.5ж-расм), бошқаларида эса (2.5з-расм) иккита двигателдан фойдаланади.

Автомобиллардаги трансмиссия ва двигателни жойлашув схемалари, 2.6-расм. Схемалар двигател ва трансмиссияни бир бири билан жойлашуви бўйича фарқланади. Асосий схемада: двигател кузовнинг олд қисмида (2.6а-расм), автобуснинг бўйлама базаси полининг остида (2.6б-расм), бўйлама базасининг охирида (2.6в-расм) ва бўйлама базадан ёнга силжиган холда (2.6г-расм).



*а-кузовнинг олди қисмида; б-бўйлама база чегарасида полнинг остида;
в-кузовнинг бўйлама ўқи бўйлаб охирида; г-кузовнинг бўйлама ўқи ёнига
силжиган ҳолатда.*

2.6-расм. Автомобилларда двигател ва трансмиссиясининг жойлашув схемаси.

Двигател ва трансмиссияни кузовнинг олд қисмига жойлашувида (2.6а-расм) етакчи ғилдиракларга буровчи моментни етказиш қийин. Шунинг учун бу схема нисбатан кичик автомобилларда қўлланилади.

Агар двигател ва трансмиссияни иккита кўприк орасида полнинг остига жойлаштирилса (2.6 б-расм) автобус хажмидан тўла фойдаланиш мумкин. Лекин полнинг сатхи кўтарилиб йўловчиларни чиқиб-тушиши қийинлашади. Полнинг сатхи пасаяди, агар двигател ва трансмиссия 2.6 б-расмдаги схема бўйича жойлаштирилса.

Агар двигател ва трансмиссия 2.6 г-расмдаги схема бўйича жойлаштирилса пол ҳам пасаяди ва қарама қарши томонда йўловчиларнинг юклари учун хажм ҳосил бўлади.

Юқорида тракторларнинг трансмиссияларини, автомобилларнинг турига қараб, уларнинг ҳам трансмиссияларининг хиллари ва жойлашувини кўриб ўтдик. Уларнинг хиллари, жойлашуви қандай бўлишидан қатъий назар етакчи ғилдиракка двигателнинг буровчи моментини, қуввати ва айланишлар частотасини қийматлари ва йўналишини ўзгартирган ҳолда етказиб бериш керак, яъни бу талаб(2.1) ифодада келтирилган, етакчи момент (1.1) ифодада ва трансмиссиянинг фойдали иш коэффициентини эса (1.5) ифодада келтирилган.

2.2 Трансмиссиянинг асосий параметрларини аниқлаш.

Автомобил трансмиссияларини лойихалашда қуйидаги асосий параметрлар аниқланади:

1. Трансмиссия бош узатмасининг узатишлар сони – i_δ ;
2. Трансмиссиянинг $i_{mp}^{ю}$ ва пастки i_{mp}^n узатишлар сони ва уларнинг узатиш диапазони - δ_{mp} .
3. Қўшимча узатмалар қутисининг узатишлар сони ёки тақсимлаш қутисининг узатишлар сони - i_{mq} .

2.2.1 Бош узатманинг узатишлар сони.

Бош узатманинг узатишлар сони i_δ аниқлаш учун автомобиль максимал кинематик тезлик V_{max} билан ҳаракат қилмоқда, деб қабул қиламиз.

Бу тезлик автомобилни ташқи тезликлар характеристикасида максимал айланишлар частотасига, узатмалар қутисининг юқори поғонасига тўғри келади. Замонавий автомобилларда максимал айланишлар частотасида максимал қувват N_{max} ҳосил бўлади. Бу ҳолда $n_{овмах} = n_N$ у ҳолда V_{max} қуйидагича аниқланади

$$V_{max} = \frac{\pi n_N \cdot r_k}{30 \cdot i_{mp}^{ю}} \quad 2.1$$

Бу ерда - $i_{mp}^{ю}$ -трансмиссиянинг юқори поғонасидаги узатишлар сони.

Автомобилларда трансмиссиянинг узатишлар сони (1.3) ифодага асосан ($i_{кy}=1$ деб қабул қилинади).

$$i_{mp} = i_{ук} \cdot i_\delta$$

Агар узатмалар қутисининг узатишлар сони юқори поғонаси учун олсак (2.1) ифодага биноан бош узатманинг узатишлар сонига эга бўламиз яъни

$$i_\delta = \frac{\pi \cdot n_N \cdot r_k}{30 \cdot i_{ук}^{ю} \cdot V_{max}}; \quad 2.2$$

Катта юк кўтарувчи юк автомобиллари учун $i_\delta=8...10$ атрофида белгиланади. Бош узатманинг катта қийматларида конуссимон тишли ғилдираклар ўрнига планетар механизм қўлланилади.

2.2.2 Трансмиссия юқори поғонасининг узатишлар сонини белгилаш.

Трансмиссия юқори поғонасининг узатишлар сонини аниқлаш узатмалар қутисининг юқори поғонасини узатишлар сонини танлаш орқали белгиланади, яъни

$$i_{mp}^{ю} = i_{ук}^{ю} \cdot i_\delta \quad 2.3$$

Бу ерда $i_{ук}^{ю}$ - узатмалар қутисининг юқори поғонасидаги узатишлар сони.

Узатмалар қутисининг юқори поғонасининг узатишлар сонини танлаш эса трансмиссиянинг схемасини, улардаги қисмларни ўзаро жойланиши, автомобилнинг тури ва максимал тезликлари, узатмалар қутисининг конструкциясига боғлиқ равишда танланади. Юк автомобилларида, асосан, икки валли узатмалар қутиси танланиб, уларнинг 85...90 % вақти юқори узатмада юриш билан ўтади. Шунинг учун юқори поғонада узатишлар сонини $i_{ук}^{ю} = 1$ га тенг бўлишлиги танланади.

Трансмиссия қисмлари анъанавий жойлашган (2.3-расм) ва уч валли узатмалар қутиси ўрнатилган автомобиллар ҳам юқори поғонанинг узатишлар сонини $i_{ук}^{ю} = 1$ га тенг деб қабул қилинади.

Олди узатмали енгил автомобиллар (2.4 а-расм) да, лекин кетинги узатмали двигатели орқада жойлашган автомобилларда (2.4 б-расм) икки валли узатмалар қутиси қўлланилган бўлиб, уларда тўғри узатмалар йўқ. Шунинг учун $i_{ук}^{ю} = 0.65...0.80$ атрофида қабул қилинади.

Кинематик максимал тезлик $V_{кмах}$ ни одатда, максимал тезлик $V_{мах}$ тенг деб қабул қилинади. Лекин улар хар хил. У ифода (2.1) дан кўриниб турибдики, унинг миқдори двигател ва трансмиссиянинг қабул қилинган доимий параметрларига боғлиқ. Демак $V_{кмах} = const$. Лекин $V_{мах}$ нинг миқдори ўзгарувчан бўлиб, йўл шароити ва автомобилларнинг юкланишига боғлиқ равишда ўзгаради.

Замонавий автомобиллар узатмалар қутисининг узатишлар сони юқорисидан олдингиси, яъни $i_{ук}^{ю} \leq 1$ га тенг бўлиб, юқориси, яъни $i_{ук}^{ю} = 0.75...0.85$ га тенг бўлган конструкцияси танланмоқда. Бу эса узатмалар қутисининг узатишлар сони диапазонини кенгайтириб, узатмалар қутисидан кейин жойлашган қисмларининг юкланишини камайтиради.

Демак, олд ва кетинги узатмали енгил автомобилларда икки валли узатмалар қутиси қўлланилгани учун, уларда тўғри узатма бўлмайди. Уларнинг юқори поғонасидаги узатишлар сони $i_{ук}^{ю} = 0.65...0.80$ га тенг, у холда

$$i_{mp}^{ю} = (0.65...0.80) \cdot i_{\delta}$$

Замонавий автомобиллар узатмалар қутисининг тўғри узатмаси юқори поғонасидан олдингисида бўлиб, у $i_{ук}^{ю-1} = 1$ га тенг, юқори поғонасида $i_{ук}^{ю} = 0.75...0.85$ га тенг. У холда

- юқоридан олдинги поғонасида $i_{mp}^{ю} = i_{ук}^{ю-1} \cdot i_{\delta}$
- юқори поғонасида эса $i_{mp}^{ю} = i_{\delta} (0.75...0.85).$

2.2.3 Трансмиссия паст поғонасининг узатишлар сонини аниқлаш.

Автомобил трансмиссиясининг пастки поғонасидаги узатишлар сонини аниқлаш учун узатмалар қутиси пастки поғонасидаги узатишлар сонини аниқлаш керак бўлади, чунки

$$i_{mp}^{II} = i_{ук}^{II} \cdot i_{\delta} \quad 2.4$$

бу ерда i_{mp}^{II} , $i_{ук}^{II}$ - мос равишда трансмиссия ва узатмалар қутиси пастки поғонасининг узатишлар сони.

Автомобиллар трансмиссияси пастки поғонасида ҳаракатланишда қуйидаги шартлар бажарилиши керак.

1. Йўлнинг келтирилган қаршилик коэффициентини ψ_{max} бўлганда, уни енгиб ўтаолиши;
2. Илашиш коэффициентини φ_x бўлганда, шатаксирашнинг олди олиниши;
3. Берилган минимал турғун тезлик V_{min} да автомобил турғун ҳаракатланаолиши.

Юқоридаги параметрлар автомобилнинг турига қараб белгиланади, яъни

- Енгил автомобиллар учун - $\psi_{max} = 0.35...0.5$;
- Юк а втомобиллар учун - $\psi_{max} = 0.35...0.4$;
- Тўла узатмали автомобиллар учун - $\psi_{max} = 0.7...0.8$;
- Автопоездлар учун - $\psi_{max} \geq 0.18$;
- Карьерларда ишловчи ўзи ағдарар автомобиллар учун - $\psi_{max} = 0.3...0.4$;
- Тўла узатмага эга бўлмаган автомобиллар учун - $\varphi_{max} = 0,7...0,8$;
- Тўла узатмали автомобиллар учун - $\varphi_{max} = 0,7...0,9$.

Барча автомобиллар учун юқоридаги шартлар ҳисобга олинса, енгил автомобиллар учун фақат биринчи шарт ҳисобга олинади, чунки бундай бўлишининг сабаби, уларда солиштирма қувватнинг кўплигидир. Шунинг учун уларда пастки узатмада ёнилғини кўп берилгани учун, ҳар қандай йўл шароитида етакчи ғилдиракда доимо шатаксираш рўй беради. Минимал турғун тезликда бу ҳодиса рўй бермайди, чунки ёнилғи миқдори минимал сарфланади.

Пастки узатмадаги минимал турғун тезлик V_{min} тирсакли валнинг минимал бўлган айланишлар частотасига тўғри келади. Замоनावий учқун билан алангалантириладиган ва дизел двигателларида минимал айланишлар частотаси $n_{min} \geq 1000 \text{ айл/мин}$ бўлганда, улар турғун ишлаб, горизонтал юзада ҳаракатига бўлган қаршиликни енгиб ўтаолади. Юк автомобиллари учун $V_{min} = 4...5 \text{ км/соат}$ ($1.1...1.4 \text{ м/с}$), тўла узатмали автомобиллар ва фуғғон автомобиллари учун $V_{min} = 2...3 \text{ км/соат}$ ($0.55...0.83 \text{ м/с}$) қабул қилинади.

Трансмиссия қисмлари анъанавий жойлашган автомобилларда биринчи навбатда, трансмиссиянинг паст поғонасидаги узатмалар сони i_{mp}^{Π} , ундан кейин узатмалар қутисининг пастки поғонасидаги узатмалар сони i_{yp}^{Π}

аниқланади.

Автомобил йўлнинг максимал қаршилиги ψ_{max} ни енгиб ўтиши учун у максимал динамик факторга эга бўлиши керак. Максимал динамик D_{max}^{Π} эса узатманинг паст босқичида бўлади (1.49-ифода), яъни

$$D_{max}^{\Pi} \geq \psi_{max} \quad 2.5$$

Шу ҳолатдан келиб чиққан ҳолда, трансмиссия пастки поғонасининг узатмалар сони аниқланади. Автомобилнинг тезлиги узатмаларнинг пастки поғонасида кам бўлгани учун, хавонинг қаршилиги ҳисобга олинмайди. У ҳолда (1.52) ифодага мувофиқ

$$D_{max}^{\Pi} = \frac{M_{e_{max}} \cdot i_{tr}^{\Pi} \cdot \eta_{tr}}{Q \cdot r_k} \quad 2.6$$

Бундан

$$i_{tr\psi}^{\Pi} = \frac{Q \cdot r_k \cdot \psi_{max}}{M_{e_{max}} \cdot \eta_{tr}}$$

Юк автомобиллари ва автобуслар учун трансмиссия узатмасининг пастки поғонаси етакчи ғилдиракларда сирпаниш бўлмасдан, уларни илашиш кучидан фойдаланилган ҳолда аниқланади, яъни (1.53) ифодага асосланган ҳолда қуйидагига эга бўламиз

$$D_{max}^{\Pi} \leq D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi_{max}}}{Q} = \frac{\varphi_{max} \cdot Q}{Q} = \varphi_{max} \quad 2.7$$

У ҳолда

$$i_{tr\varphi}^{\Pi} \leq \frac{\varphi_{max} \cdot r_k \cdot Q}{M_{e_{max}} \cdot \eta_{tr}} \quad 2.8$$

Агар $i_{tr\varphi}^{\Pi} > i_{tr\varphi}$ бўлса, етакчи ғилдиракларнинг сирпаниши бўлмайди.

Шунинг учун $i_{tr\varphi}^{\Pi} = i_{tr\varphi}$ деб қабул қилиш мумкин.

Агар тўла узатмасиз автомобилларда $i_{tr\varphi}^{\Pi} > i_{tr\varphi}$ рўй берса, етакчи ғилдиракнинг юкланишини етакланувчи ғилдирак юкланишини камайтириш ҳисобига орттириш керак бўлади.

2.2.4 Трансмиссия узатишлар сонининг ўзгариш диапазони.

Трансмиссия пастки поғонасининг узатишлар сонини юқори поғонасининг узатишлар сонига нисбати **трансмиссия узатишлар сонининг ўзгариш диапазони** дейилади

$$\delta_{mp} = \frac{i_{mp}^{\Pi}}{i_{mp}^{\text{ю}}} \quad 2.9$$

Агар (2.6) ифоданинг хисобига

$$\delta_{mp} = \frac{Q \cdot \varphi_{max} \cdot r_{\kappa}}{M_{e_{max}} \cdot \eta_{mp}} \quad 2.10$$

2.2.5 Таксимлаш кутисининг узатишлар сонини аниқлаш.

Таксимлаш кутиси қўлланилганда узатмалар кутиси пастки поғонасининг узатишлар сони куйидаги ифода ёрдамида аниқланади, яъни

$$i_{mk}^{\Pi} = \frac{i_{mp}^{\Pi}}{i_{yk}^{\Pi} \cdot i_{\delta}} \quad 2.11$$

бу ерда i_{mk}^{Π} - таксимлаш кутиси пастки поғонасининг узатишлар сони. Одатда таксимлаш кутиси поғонасининг узатишлар сони $i_{mk}^{\Pi} = 1,5 \dots 2,5$ оралиқда қабул қилинади.

Узатмалар кутиси пастки поғонасининг узатишлар сони i_{yk}^{Π} аниқлангандан сўнг, автомобилни маневр қилишга имкониятининг борлиги текширилади. Бунинг учун $n_{\delta min}$ бўлганда, автомобилларни V_{min} тезликда ҳаракат қилаолишини таъминловчи i_{yk}^{Π} нинг қиймати аниқланади, яъни

$$i_{yk}^{\Pi} = \frac{\pi \cdot n_{\delta min} \cdot r_{\kappa}}{30 \cdot i_{mk}^{\Pi} \cdot i_{\delta} \cdot V_{min}} \quad 2.12$$

Тезликлар характеристикасига i_{yk}^{Π} ва $N_{\delta} = f(n_{\delta})$ чизикларини

Агар тақсимлаш қутиси бўлмаса, (2.17) ифодада $i_{ук}^{II}=1$ тенг деб қабул қилинади. У холда $i_{ук}^{II}=1$ катталик (2.4) ифода ёрдамида аниқланади, яъни

$$i_{ук}^{II} = \frac{i_{тк}^{II}}{i_{\delta}}$$

Агар олинган миқдор $i_{ук}^{II} \leq 9$ бўлса, уч валли, иккита эркин поғонали узатмалар қутисидан фойдаланиш мумкин. Бунда схема анъанавий трансмиссияга эга бўлган юк автомобилларида, автобуслар, енгил автомобилларида қўлланилади. Агар узатмалар қутисининг юқори босқичидаги қиймати $i_{ук}^{ю}=1$ бўлса, унинг мақсимал узатишлар сонинг диапазони қуйидагича аниқланади

$$\delta_{ук} = \frac{i_{ук}^{II}}{i_{ук}^{ю}} \leq 9 \quad 2.13$$

Узатмалар қутисининг икки валли схемасини юқори поғонасидаги узатишлар сони $i_{ук}^{ю}=0,65...0,80$ га тенг бўлганда, $\delta_{ук}$ нинг қиймати 4.6 дан ($\delta_{ук} \leq 4,6$) юқори бўлмайди.

Агар $i_{ук}^{II} \geq 9$ бўлганда уч ёки тўрт эркинлик даражасига эга бўлган кинематик схеманинг қўлланилиши керак бўлади. У холда узатмалар қутиси мураккаб структурага (иерархиялик таркибига) эга бўлади. Унинг таркибига асосий узатмалар қутиси ва унинг олдида ва кетида жойлашган қўшимча редукторлар киради. Агар қўшимча редуктор асосий узатмалар қутисининг олдида жойлашган бўлса-**тақсимловчи**, кетида жойлашган бўлса - **кўпайтиргич** ёки **демультипликатор** дейилади.

3-БОБ МЕХАНИКАВИЙ ТРАНСМИССИЯ АСОСИЙ ҚИСМЛАРИНИНГ ПАРАМЕТРЛАРИ ВА УЛАРНИ ХИСОБЛАШ

3.1.Илашиш муфтасининг параметрларини танлаш.

Илашиш муфтаси двигател тирсакли валидаги буровчи моментни трансмиссиянинг бирламчи валига ўтказишда хизмат қилиб, трансмиссия поғоналарини ўзгартириш учун қисқа пайтга уларни бир биридан бирданига ажратиш ва ўзгартириб бўлингандан сўнг, секин асталик билан қўшиш вазифасини бажаради. Бу вазифани сифатли даражада бажариш учун уларнинг олдида қуйидаги талаблар қўйилади.

1.Илашиш муфтаси қўшилган пайтда, автомобил ёки тракторнинг ишлаш шароитидан қатъий назар, буровчи момент двигател валидан трансмиссиянинг бирламчи валига тўлалигича узатиши зарур;

2.Илашиш муфтасини қўшиш пайтида буровчи моментнинг миқдори бир текис ортиб бориши шарт;

3.Илашиш муфтасини ажратиш вақтида двигател вали билан трансмиссиянинг бирламчи валини ажратиш вақти минимал бўлиши керак;

4.Илашиш муфтаси ажратилгандан сўнг муфта ва трансмиссия деталларининг инерцияси минимал қийматга эга бўлиши керак;

5.Илашиш муфтасининг ишқаланувчи қисмлари кам ёйилиши ва иссиқликка чидамли бўлиши керак.

Юқоридаги талаблар илашиш муфтасининг параметри тўғри танлангандагина бажарилиш мумкин.

3.1.1. Асосий параметрларини танлаш.

Илашиш муфтасининг асосий параметрлари қуйидагилар.

1.Етакланувчи фрикцион қопламанинг ташқи ва ички диаметрлари $-D_T, D_u$

2.Илашишнинг захира коэффиценти- β

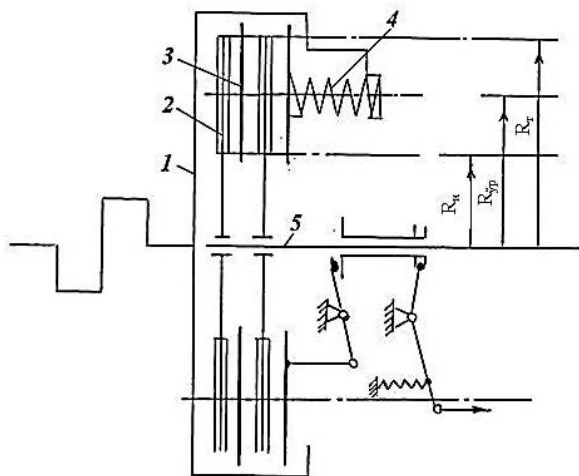
3.Қисувчи пружинанинг кучи $-Q_0$

4.Ишқаланиш коэффиценти хисобий қиймати $-\mu$

5.Пружина толалари ва уларнинг мустахкамлиги $-Z_n, C_n$

6.Фрикцион қопламага бўлган босим ва етакланувчи дискларнинг сони $-Z_d$

Юқоридаги параметрларни танлаш ва ҳисоблаш учун 3.1-расмда кўрсатилган икки дискли фрикцион илашиш муфтасининг схемасидан фойдаланамиз. Ифодалардаги катталикларнинг белгилари фақат шу мавзуга тегишли эканлигини эслатиб ўтмоқдамиз.



1-маховик, 2-етакланувчи диск, 3-етакчи диск, 4-қисувчи пружиналар, 5-трансмиссиянинг бирламчи вали.

3.1-расм. Фрикцион илашиш муфтасининг кинематик схемаси.

Асосий ўлчамлари. Асосий ўлчамлари деганда, фрикцион дискларни ўрта $D_{\text{ўр}}$, ташқи $D_{\text{т}}$ ва ички $D_{\text{и}}$ диаметрлари тушунилади. Ўртача диаметр $D_{\text{ўр}}$ қуйидагича аниқланади.

$$D_{\text{ўр}} = \frac{D_{\text{т}} + D_{\text{и}}}{2} \quad 3.1$$

Ташқи $D_{\text{и}}$ диаметр, асосан, маховикнинг диаметридан келиб чиқиб, ёки қуйидаги эмпирик ифода орқали аниқланади.

$$D_{\text{т}} = \sqrt{\frac{M_{\text{дв.мах}}}{100 \lambda_3}} \quad 3.2$$

Бу ерда λ_3 - трактор ёки автомобилнинг эксплуатацион юкланиш коэффициенти.

Ички диаметр ташқи диаметрнинг 50...70% ни ташкил этади, яъни $D_{\text{и}} = (0,5 \dots 0,7) D_{\text{т}}$

Ҳисобланган ўлчовлар бўйича тайёрланган фрикцион қопламаларни ўлчовларидан четланиши ташқи диаметр учун -1мм, ички диаметр учун +1мм, қалинлиги δ_1 эса $\pm 0,1$ мм ни ташкил этиши керак. Қуйидаги 3.1 жадвалда Россия стандарти бўйича (ГОСТ 12238-76) қабул қилинган илашиш муфтасининг катталиклари келтирилган.

Илашиш муфтасининг асосий параметрлари

3.1-жадвал

D _и	Қопламанинг ўлчамлари, мм		Двигател моменти, Нм	Айланишлар частотаси
	D _и	δ		
180	100,120,125	2,5;3,0;3,5	88	8000
200	120,130,140	4,04,5	142	8000
215	140,150,100		186	8000
240	160,180		235	7000
250	155,180		201	5000
280	165,180,200		255	4500
300	165 175 200	3,5;4,0;4,5 6,0	353	4500
325	185 200 200 230		352	4500
			372	4500
340	185 195 210	4,0; 4,5; 1,7 5,0; 6,0;	402(465)*	4000
350	195 200 210		441 (800)	4000
350	240 290			
380	200, 220, 230 220 240, 280		490 (930) 685 (1080)	3500 3000
420	220 240 280	4,0 4,5 5,0 6,0	1080(1420)	3000

Захира коэффиценти. Бу коэффицент илашиш муфтасини узатиши мумкин бўлган статик моментини (хисобий моменти) двигателнинг максимал моментига нисбати билан аниқланади, яъни

$$\beta = \frac{M_{\text{хис}}}{M_{\text{е max}}}$$

Бу коэффицент илашиш муфтасини ишлаш жараёнида қопламани ишқаланиш коэффиценти μ га, қисувчи пружинанинг кучига ва уни ростланишига, етакланувчи дискнинг сонига боғлиқ равишда ўзгаради, яъни камаяди. Масалан: захира коэффиценти β пружина кучсизланганда 8...10% га, қопламалар ейилганда 15% га камаяди. Умумий β нинг камайиши 23...25% ни ташкил этади.

Қуйида автомобиллар учун ўртача β нинг қийматлари келтирилди.

Енгил автомобилларда $\beta=1,2...1,75$

Юк автомобилларда..... $\beta=1,5...2,5$

Юкори ўтувчан автомобилларда $\beta=1,8...3,0$

Хисобий ёки узатиши мумкин бўлган момент ишқаланиш кучи, етакловчи дискнинг ўртача диаметри ва дисклар сонига тўғри пропорционал боғланган. У ҳолда

$$M_{хис} = 0,5 \cdot \mu \cdot Q_n D_{ўр} \cdot i \quad 3.3$$

Бу ерда i -ишқаланувчи юзалар жуфти;

Q_n -пружиналар кучи;

μ -ишқаланиш коэффиценти.

Ишқаланиш коэффиценти μ фрикцион қопламанинг материалига, ишқаланиш юзаларининг ҳолати ва бир бирига нисбатан тезлиги, босими ва ҳароратига боғлиқ бўлиб, $\mu=0,22...0,30$ атрофида бўлади. Ишқаланувчи материалларнинг турига қариб μ нинг ўзгариши 3,2-жадвалда келирилган.

**Ишқаланиш коэффиценти μ ни ишқаланиш
материаллари бўйича ўзгариши.**

3.2-жадвал

Тар.№	Ишқаланувчи материаллар	μ
1.	Пўлат билан чўян	0,15...0,18
2.	Пўлат билан пўлат	0,15...0,2
3.	Пўлат билан райбест	0,25...0,30
4.	Чўян билан райбест	0,2...0,3
5.	Пўлат билан металлокерамика	0,4...0,5
6.	Пўлат билан асбокаучук	0,4...0,5
7.	Пўлат билан пластмасса	0,3...0,4

Агар пружиналар ва ҳисобий моментни илашиш муфтасининг эҳтиёт коэффиценти орқали аниқласак, ишқаланувчи юзалар жуфтининг сони i куйидагича аниқланади.

$$i = \frac{2M_{хис} \cdot F}{\mu \cdot \pi \cdot Q_n \cdot D_{ур}^2} \quad 3.4$$

бу ерда F -дискнинг бир томонидаги ишқаланиш юзаси

$$F = \pi D_{урк} \cdot b$$

бу ерда v – дисклар ишқаланувчи юзасининг кенглиги

$$v = \frac{D_T - D_u}{2}$$

Дисклар орасида ҳосил бўлаётган ишқаланиш кучи пружиналарнинг қисиш кучига боғлиқ равишда ўзгаради, яъни

$$P_{иш} = \mu \cdot Q_n \quad 3.5$$

Пружиналарни қисувчи куч қуйидагича аниқланади

$$Q_n = \frac{2M_{хис}}{\mu \cdot D_{yp} \cdot i} \quad 3.6$$

Пружиналар кучининг ишқаланиш юзасига нисбати ишқаланиш юзасига бўлган солиштирма босим q_n ни беради.

$$q_n = \frac{Q_n}{F} \quad 3.7$$

Солиштирма босим q_n га юзаларнинг ҳолати, ҳарорати ва дискларнинг тезлиги таъсир қилади.

Ҳозирги вақтда металлокерамика фрикцион материаллар илашиш муфтларида кенг қулланилмоқда. Унинг таркиби темир ва мис кукунидан иборат бўлиб, уларга металмас материаллар ҳам қушилган. Бунда металлокерамик материалларнинг физик-механик хоссалари ортади ва фрикцион хоссалари яхшиланади.

Солиштирма босим q_n ни материаллар бўйича ўзгариши.

Т/р	Ишқаланувчи материаллар	q_n
1.	Пўлат билан чўян	2...2,5
2.	Пўлат билан пўлат	2...2,5
3.	Пўлат билан райбест	1...2,5
4.	Чўян билан райбест	-
5.	Пўлат билан металлокерамика	0,09...0,12
6.	Пўлат билан асбокаучук	3
7.	Пўлат билан пластмасса	5

Доимий қўшилган илашиш муфтларида ишқаланиш кучлари қисиб турувчи пружиналар ёрдамида ҳосил қилинади. Бу пружиналар бевосита

ишқаланувчи юзалар қаршисида бўлиб, дискнинг диаметри $D_{\text{дп}}$ бўйлаб жойлаштирилади. Уларнинг сони ишқаланиш моментининг катталиги ва дискнинг ўлчамига қараб 6 дан 12 гача бўлади.

Пружиналарнинг кучи Q_n илашиш муфтасининг хисобий моменти $M_{\text{хис}}$, ишқаланувчи юзалар жуфти i ва дисклар ўлчами аниқлангандан сўнг пружинанинг катталиклари топилади.

Хар бир пружинанинг кучи Q_o қуйидагича аниқланади.

$$Q_o = \frac{Q_n}{Z}$$

Бу ерда Z -пружиналар сони.

Одатда, пружинанинг ўртача диаметри сифатида пружинани сиқиш кучини толасининг диаметрига нисбати қабул қилинади.

Бу нисбат

$$e = \frac{Q_n}{d} = 5 \dots 8$$

Пружина толасининг диаметри қуйидаги ифода орқали ифодаланади.

$$d = \sqrt[3]{\frac{Q_o^1}{0,4 \cdot \tau} \cdot \frac{D_{\text{дп}}}{d}}; \quad 3.8$$

$\frac{D}{d} = 5 \dots 8$ - пружина ўртача диаметрини толасининг диаметрига нисбати

Бу ерда Q_o^1 – битта пружина қисилгандаги куч, Н.

Бу куч қуйидагича аниқланади

$$Q_o^1 = \frac{D^1}{Z}; \quad \text{ёки} \quad Q_1 = 1,2 \cdot Q_n$$

Бу ерда Q^1 – пружиналар қисилгандаги куч, Н;

$\tau = 4000 \dots 5000 \text{ кг/см}^2$ – пружина толасини эшилишга кучланиши.

Илашиш муфтасини ажратиш пайтида пружинанинг f_n деформацияси қуйидагига тенг

$$f_n = \frac{8Q_o^1 \cdot D_{\text{дп}}^3 \cdot n}{d^4 \cdot G} \quad 3.9$$

Илашиш муфтаси қўшилган пайтда ҳам пружина қисилган ҳолатда бўлиб, унинг деформацияси f_n^1 қуйидагича

$$f_n^1 = \frac{8Q_o \cdot D_{yp}^3 \cdot n}{d^4 \cdot G} \quad 3.10$$

Бу ерда $n = \frac{d^4 G}{8 \cdot K \cdot D_{yp}}$ пружина ишчи халқалари сони;

G –пружинани буралиш пайтидаги эластиклик модули; $G = 8 \cdot 10^5$ кг/см²

$K = \frac{Q_o^1 - Q_o}{f_n - f_n^1}$ – пружинанинг биқирлик коэффиценти

Пружинанинг умумий узунлиги қуйидагича

$$L = (n + 2)d + \delta_i(n + 1) + f_n \quad 3.11$$

Бу ерда $\delta_i = 0,5 \dots 1,5$ – илашиш муфтаси ажралган ҳолда толалар орасидаги оралик.

Илашиш муфтанинг шатаксираш вақтидаги иши. Автомобилнинг ўрнидан силжиш пайтида илашиш муфтасининг етакчи ва етакланувчи дисклари секин асталик билан қўшилади. Қўшилган даврида дискларнинг шатаксираши рўй беради. Шатаксираш пайтида ишқаланиш туфайли солиштирма иш бажарилади. Бунинг миқдори қуйидагича аниқланади.

$$a_{\sigma} = 4w_{\delta} [\pi Z_f (D^2 - d^2)]$$

Бажарилган иш эса қуйидагича аниқланади

$$w_{\sigma} = \int_0^{\tau} M_c(t)(\omega_d - \omega_a) dt$$

Бу ерда ω_d ва ω_a – етакчи ва етакланувчи дискларнинг бурчак тезликлари; $M_c(t)$ – илашишдаги ишқаланиш моменти. Бу момент нолдан максимал қийматга етишгача бўлган вақтда пайдо бўлади.

Амалий ҳисоблар учун қуйидаги ифодадан ҳам фойдаланиш мумкин

$$w_{\sigma} = 0,5 J_a \cdot \omega_e^2 M_{e_{\max}} / M_{e_{\max}} - M_{\psi} \quad 3.12$$

Бу ерда J_a – тирсакли валга келтирилган маховикнинг инерция моменти.

ω_e – двигател тирсакли валининг бурчак тезлиги

$$\omega_e = \omega_m / 3 + 50\pi \quad \text{ёки} \quad \omega_e = 0,75 \omega_N$$

ω_m ва ω_N момент ва қувватни максимал қийматига тўғри келувчи тирсакли валнинг бурчак тезликлари

$M_{e_{\max}}$ - двигател бурувчи моментининг максимал қиймати.

M_ψ – двигател тирсакли валига келтирилган автомобилнинг ҳаракатига қаршилиқ моменти.

Юқоридаги ифодалар учкун билан алангаланадиган ва дизел двгательлари учун фойдаланилади.

Бу ерда;

- биринчи узатма учун $\psi=0,02$ ва $0,16$

- иккинчи узатма учун $\psi=0,02$

Ишқаланишдаги солиштирма иш A_6 нинг чегаравий қийматлари:

- биринчи узатмада - 20 ($\psi=0,02$ бўлганда);

- иккинчи узатмада – 40 ($\psi=0,02$ бўлганда);

- биринчи узатмада - 65 ($\psi=0,16$ бўлганда).

Етакчи дискнинг қизиши. Бунда етакчи дискнинг ҳароратини Δt га ортиши тушунилади. Хисоблашда ҳароратнинг ташқи муҳитга тарқалиши йўқ, деб қаралади. Яъни шатаксирашдаги бажарилган иш тўлалигича етакчи дискнинг қизишига сарфланади.

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot W_\delta}{m \cdot c} \quad 3.13$$

Бу ерда γ –бир дискли илашиш муфтаси учун – 0,5; $\gamma=0,25$ қисувчи диск учун, икки дискли илашиш муфтасининг оралиқ диски учун $\gamma=0,5$ қабул қилинади.

m_d – дискнинг массаси; кг;

c – чўян (пўлат) нинг массали солиштирма иссиқлик сиғими, $c=481,5$ Дж/кг. $^{\circ}$ С

Тиркамасиз автомобилларда илашиш муфтасининг бир қўшилишдаги ҳароратининг ортиши -10° С, автомобилларда – 20° С гача бўлишига йўл қўйилади.

Илашиш муфтаси ёйилишга ҳисобланганда фақат қистирмалар қалинлигининг камайиши Δh эътиборга олинади. Бу параметрнинг катталигига ишқаланиш юзасига бўлган солиштирма босимга ва ишқаланиш масофасига тўғри пропорционал. Ишқаланиш пайтида солиштирма босим q_n бўлиб, ишқаланиш элементар ds масофада рўй берса, қистирмалар $d(\Delta h)$ қийматга ейилади, яъни

$$d(\Delta h) = \kappa \frac{Q}{F} ds \quad 3.14$$

бу ерда κ - пропорционаллик коэффиценти.

Агар $ds=R_{yp} \cdot d\varphi$ ва $M_{хис}=\mu \cdot Q \cdot R_{yp} \cdot i$ эканлигини хисобга олсак, қуйидагига эга бўламиз.

$$d(\Delta h) = \kappa \frac{M_{хис} \cdot d\varphi}{\mu \cdot i \cdot F} \quad 3.15$$

Тўла шатаксираш даврида ейилишнинг қиймати

$$\Delta h = \int_0^{t_{mat}} d(\Delta h) = \frac{\kappa}{\mu \cdot i \cdot F} \int_0^{t_{mat}} M_{хис} \cdot d\varphi \quad 3.16$$

Интеграл остидаги катталиқ шатаксираш давридаги бажарилган иш $A_{иш}$ га тенг. У ҳолда

$$\Delta h = \frac{\kappa A_{иш}}{M \cdot i \cdot F} \quad 3.17$$

Демак, шатаксираш даврида иш қанча кўп бажарилса, ейилиш ҳам шунча кўп бўлади, чунки қолган параметрлар ўзгармасдир.

Шуни айтиб ўтиш керакки, илашиш муфтасининг хизмат муддатида уни ажратиб қўшишнинг тез-тез такрорланиши ҳам таъсир қилади. Чунки автомобилларни шаҳар шароитида эксплуатация қилиш, тракторларни эса, узатмалари кўпайиб, манёврчанлик имкониятлари кенгайиши билан илашиш муфтасининг ажратиб-қўшиш частотаси ортиб бормоқда. Бу эса, уларни қизиш ва ейилишдан сақловчи тадбирларни ишлаб чиқишни тақозо этади.

3.2. УЗАТМАЛАР ҚУТИСИНИНГ ПОҒОНАЛАР СОНИНИ АНИҚЛАШ.

Узатмалар қутисини юқори поғонасининг узатишлар сони 2.2.2. бўлимда асосланган ҳолда танланган. Шунингдек, узатмалар қутиси пастки поғонасининг узатишлар сони (1.52) ифодадан келиб чиққан ҳолда аниқланади. Пастки поғонада автомобилнинг тезлиги кам бўлгани учун хавонинг қаршилиги хисобга олинмайди. У ҳолда автомобилнинг динамик фактори максимал қийматда бўлади, яъни

$$D_{max} = \frac{M_{\text{двmax}} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{Qr} \quad 3.18$$

Трансмиссия пастки поғонасининг узатишлар сони қуйидагига тенг. (2.4-ифода)

$$i_{mp}^{\Pi} = i_{ук}^{n\Pi} \cdot i_{\sigma}$$

У холда

$$i_{\text{ук}}^{\text{II}} = \frac{D_{\text{max}} \cdot Qr}{M_{\text{двmax}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \quad 3.19$$

Пастки узатмада автомобил D_{max} динамик фактори билан максимал келтирилган қаршилигини енгиб ўтаолишини ҳисобга олсак, қуйидагига эга бўламиз

$$i_{\text{ук}}^{\text{II}} = \frac{\psi_{\text{max}} \cdot Qr}{M_{\text{двmax}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \quad 3.20$$

Узатмалар қутисининг поғоналар сонини аниқлаш эса автомобилнинг тортиш тезликлар кўрсаткичини яхшилаш ва ёнилғидан унумли фойдаланиш мақсадида, двигател қувватидан самарали фойдаланишдан келиб чиқиб, аниқланади. Узатмалар қутисининг ҳар бир поғонасида автомобилнинг турғун ҳаракати таъминланиши керак. Бунинг учун двигателнинг тезликлар режими $n_{\text{м}} < n_{\text{дв}} < n_{\text{N}}$ оралигида бўлиши керак (тезликлар характеристикаси бўйича).

Лекин двигател буровчи моментининг максимал $M_{\text{двmax}}$ бўлган режимда ишлаганда, қуввати максимал қийматдан кам бўлади. Ҳақиқатдан ҳам двигател қувватининг максимал қиймати $N_{\text{emax}} = M_{\text{N}} \cdot \omega_{\text{N}}$ максимал момент бўлганда эса $N_{\text{м}} = M_{\text{дв}} \cdot \omega_{\text{м}}$. Қувватнинг $N_{\text{м}} / N_{\text{emax}}$ нисбати эса **қувватнинг пасайиш коэффицентини** ифодалайди. Бу коэффицентни $\beta_{\text{м}}$ билан белгиласак, қуйидагига эга бўламиз.

$$\beta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{м}}}{N_{\text{emax}}} = \frac{M_{\text{двmax}} \cdot \omega_{\text{м}}}{M_{\text{N}} \cdot \omega_{\text{N}}} = \frac{K_{\text{м}}}{K\omega} \quad 3.21$$

Ички ёнув двигателларида $\beta_{\text{м}}$ нинг қиймати $\beta_{\text{м}} = 0,6 \dots 0,7$ оралигида бўлади. Шунинг учун двигател қувватидан фойдаланишни орттириш учун тирсакли валнинг айланишлар частотаси тор диапазонда ишлатиш зарур бўлади, яъни $n_{\text{дв}}^1 \leq n_{\text{дв}} \leq n_{\text{дв}}^{\text{II}}$ бу ҳолда $n_{\text{дв}}^1 \leq n_{\text{м}}$, $n_{\text{дв}}^{\text{II}} \geq n_{\text{N}}$ деб қабул қилиш керак.

Агар автомобил узатмалар қутисининг поғоналар сонини Z билан белгиласак, у ҳолда поғоналардаги тезликлар қуйидагига тенг.

$$V_{\text{zi}} = \frac{3,6 \pi n_{\text{дв}} \cdot r_{\text{м}}}{30 \cdot i_{\text{ук}}^{z_i} \cdot i_{\text{д}}} \quad 3.21a$$

бу ерда Z – узатмалар қутиси поғоналарининг сони

Тезликлар характеристикасига $N_e = f(n_{\partial\epsilon})$ ва $M_{\partial\epsilon} = f(n_{\partial\epsilon})$ чизиқларини ўтказамиз. Ордината ўқини ўтказиб, $V^Z = f(n_{\partial\epsilon})$ графигини узатмалар қутисининг барча узатмалар поғонаси учун чизамиз, 3.2-расм. Координата бошидан ўтказилган $V^Z = f(n_{\partial\epsilon})$ графиклар нурсимон кўринишга эга бўлади. Улар билан абцисса ўқи орасидаги бурчак узатмалар қутисининг ҳар бир поғонасидаги узатишлар сони $i_{yк}^z$ ёрдамида аниқланади. Барча ўтказилган $V^Z = f(n_{\partial\epsilon})$ графикларнинг мажмуи **нурсимон диаграмма** деб аталади. Агар узатмалар поғонасини ўзгартириш пайтидаги тезликнинг пасайишини ҳисобга олмасак, узатманинг иккинчи поғонанинг бошланишидаги тезликнинг миқдори (нуқта 2) узатманинг биринчи поғонасининг охиридаги тезликка (нуқта 2¹) га тенг бўлади. Узатмалардаги тезликларнинг бошланиши $n_{\partial\epsilon}^1$ дан бошланиб $n_{\partial\epsilon}^{11}$ да тугайди, яъни

$$V_{Z_{i+1}}^1 = \epsilon \frac{n_{\partial\epsilon}^1}{i_{yк}^{Z_{i+1}}} = V_Z^{11} = \epsilon \frac{n_{\partial\epsilon}^{11}}{i_{yк}^{Z_i}} \quad 3.22$$

Бу ерда

$$\epsilon = \frac{3,6\pi \cdot r_{\kappa}}{30 \cdot i_{\delta}}$$

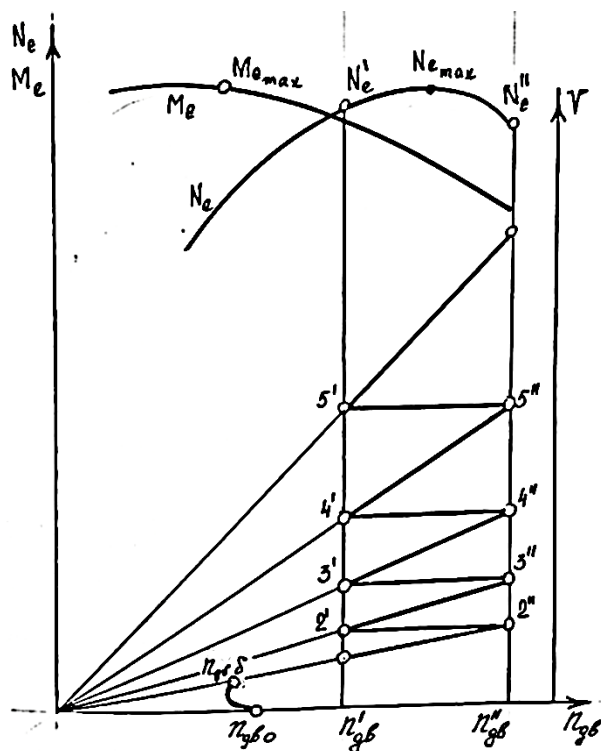
i – узатмалар қутиси поғоналарининг номери.

Натижада қуйидагига эга бўламиз

$$\frac{i_{yк}^{Z_i}}{i_{yк}^{Z_{i+1}}} = \frac{n_{\partial\epsilon}^{11}}{n_{\partial\epsilon}^i} = q \quad 3.23$$

Бу ерда q –геометрик прогрессиянинг маҳражи.

Айланишлар частотаси $n_{\partial\epsilon}$ ни $n_{\partial\epsilon_0}$ дан $n_{\partial\epsilon_6}$ оралигида ўзгариши илашиш муфтасининг шатаксирашига, $n_{\partial\epsilon}^1 \leq n_{\partial\epsilon} \leq n_{\partial\epsilon}^{II}$ оралигида ўзгариши белгиланган узатмадаги ҳаракатига тўғри келади. Бу ҳолда двигател қувватининг фойдаланилаётган миқдори $N_e^I - N_e^{II}$ оралигига тўғри келади



3.2-рasm. Узатмалар қутисининг поғоналарини аниқловчи нурсимон диаграмма.

Автомобиллар узатмалар қутиси поғоналарнинг сони, одатда, тўртта ёки бешта бўлади. Агар уларни бешта, деб қабул қилсак қуйидаги ифодани ёзиш мумкин.

$$\frac{i_{yк}^{z=1}}{i_{yк}^{z=2}} = \frac{i_{yк}^{z=2}}{i_{yк}^{z=3}} = \dots = \frac{i_{yк}^{z=4}}{i_{yк}^{z=5}} = q \quad 3.24$$

Чизилган нурсимон диаграмма махражи q га тенг бўлган геометрик прогрессиянинг сонли қаторини билдиради.

Юқорида аниқланган $i_{yк}^{II}$ ва $i_{yк}^{IO}$ катталикларни узатмалар қутисининг поғоналар сони аниқ бўлгандан сўнг қуйидагича ёзиш мумкин.

$$i_{yк}^{z=1} = i_{yк}^{II}; \quad i_{yк}^{z=5} = i_{yк}^{IO} \quad 3.25$$

У ҳолда геометрик прогрессия қаторига асосан қуйидагига эга бўламиз, яъни

$$\frac{i_{yк}^{n(z=1)}}{i_{yк}^{ю(Z=5)}} = q^{Z-1} \quad \text{ёки} \quad q = \sqrt[Z-1]{\frac{i_{yк}^{П(z=1)}}{i_{yк}^{ю(z=1)}}} \quad 3.26$$

Агар узатмалар қутиси поғоналарининг юкориси тўғри узатма бўлса

$$q = \sqrt[Z-1]{i_{yк}^{n(Z=1)}} \quad 3.27$$

Қисмлари анъанавий жойлашган трансмиссия узатмалар қутисининг ҳар бир поғонасидаги узатишлар сони қуйидагича аниқланади. Бунда паст поғонанинг, яъни биринчи поғонанинг узатишлар сони (3.19) ёки (3.20) ифодадар орқали аниқланади. Демак биринчи поғонанинг узатишлар сонини берилган, деб қабул қиламиз. У ҳолда

$$i_{yк}^{П(Z=1)} \quad \text{ёки} \quad i_{yк}^{Z=1} \quad \text{берилган}$$

$$\left. \begin{aligned} i_{yк}^{(Z=2)} &= i_{yк}^{Z=1} \cdot q \\ i_{yк}^{Z=3} &= i_{yк}^{Z=2} \cdot q = i_{yк}^{Z=1} \cdot q^2 \\ i_{yк}^{Z=4} &= i_{yк}^{Z=1} \cdot q^3 \\ i_{yк}^5 &= i_{yк}^{Z=1} \cdot q^4 \\ \text{ёки} \\ i_{yк}^Z &= i_{yк}^{Z=1} \cdot q^{Z-1} \end{aligned} \right\} \quad 3.28$$

Автомобил узатмалар қутисининг ҳар бир поғонасидаги тезликни аналитик усулда ҳам аниқлаш мумкин. Бунинг учун тезликлар диапазони δ_v дан фойдаланамиз, яъни

$$\delta_v = \frac{V^{ю(Z)}}{V^{П(Z=1)}} \quad 3.29$$

У ҳолда

$$\delta_v = q^{Z-1} \quad \text{ёки} \quad q = \sqrt[Z-1]{\delta_v} \quad 3.30$$

$V^{II(Z=1)}$ ни берилган деб хисоблаймиз

$$\left. \begin{aligned} V_n^2 &= V_n^1 \cdot q \\ V_n^3 &= V_n^1 \cdot q^2 \\ V_n^4 &= V_n^1 \cdot q^3 \\ V_Z^5 &= V_n^1 \cdot q^4 \end{aligned} \right\} \quad \text{ёки} \quad V_n^Z = V_n^1 \cdot q^{Z-1} \quad 3.31$$

Бунда V_n^5 нинг миқдори $V_{ук}^{ю}$ га тенг дейилади.

Биз автомобиллар узатмалар кутисининг поғоналар сонини тўртта ёки бешта бўлади дедик. Лекин улар автомобилларнинг юк кўтариш қобилятига қараб ҳар хил танланади. Кўп юк кўтарувчи автомобилларда узатмалар кутиси поғоналарининг сони 12...20 та, енгил автомобилларда – 5...6 та, автобусларда – 6...8 бўлади. Бундан ташқари поғоналарнинг сони узатмалар кутиси узатишлар сонининг ўзгариш диапазони $\delta_{ук}$, двигателларининг солиштира қуввати ва автомобилларнинг вазифаси бўйича танланади, 1-жадвал.

**Куп юк кўтарувчи ва автопоездлар узатмалар кутиси
поғоналарининг сони билан узатишлар сонини ўзгариш
диапазони орасидаги боғлиқлик [1]**

1-жадвал

$\delta_{ук}$	5,7...8,5	7,9...9,4	8...10	9,2...18,5	13,0...19,4	17,0...24,7
Z	5	6	8	10	16	20

Изоҳ; Z-узатмалар кутиси поғоналарнинг сони

Одатда асосий узатмалар кутиси поғоналарининг сони 5...6 тадан ошмайди. Поғоналарнинг сонини ортиши узатмалар кутиси валларининг мустаҳкамлигини орттиришни қийинлаштиради, чунки уларнинг узунлигини орттириш керак бўлади.

**3.2.1 Асосий узатмалар кутисини таксимлагич (делитель) ва
кўпайтиргич (умножитель) билан ишлагандаги параметрларини
аниқлаш.**

Узатмалар кутиси поғоналарини орттириш керак бўлса, 4 ёки 5 поғонадан иборат асосий узатмалар кутиси, таксимлагич (делитель) ёки

купайтиргич (умножитель) лар билан бирга ишлатилиши керак. Бунда $Z_{ук}=8...10$ атрофида бўлади.

Агар асосий узатмалар кутиси бир вақтда тақсимлагич ва купайтиргичлар билан ишлатилса, $Z_{ук}=16...20$ тенг бўлади. Бундай мураккаб структурали узатмалар кутиси куп юк кутарувчи автомобиллар ва автопоездларда қўлланилади. Уларда узатмалар сони қийматининг ўртача зичлиги $q_{ур} = 1,2...1,4$ га тенг бўлади. Қолган автомобилларда содда таркибдаги узатмалар кутиси қўлланилганда $q_{ур} = 1,4...1,55$ га тенг бўлган қиймати қабул қилинади.

У ҳолда

$$Z_{ук} = 1 + \frac{\ln \delta_{ук}}{\ln q_{ур}} = 1 + \frac{\ln i_{ук}^{\Pi} - \ln i_{ук}^{ю}}{\ln q_{ур}} \quad 3.32$$

Юқорида келтирилган маълумотларга кўра $q_{ур}$ танланади ва (2.13) ифодадан $\delta_{ук}$ аниқлаб, $Z_{ук}$ ни топамиз. Аниқланган сон бутун соннинг кўпи бўйича яхлитланади. Қуйидаги ифода ёрдамида $q_{ур}$ аниқланади.

$$q_{ур} = {}^{Z_{ук}-1}\sqrt{\delta_{ук}} = {}^{Z_{ук}-1}\sqrt{i_{ук}^{\Pi} / i_{ук}^{ю}} \quad 3.33$$

Юқорида аниқланган параметрлар автомобиллардаги асосий узатмалар кутисига тегишли.

Узатмалар кутиси, тақсимлагич ва купайтиргичлар билан жизохланган ҳолат учун узатмалар поғонасининг сони қуйидагича аниқланади.

$$Z_{ук} = Z_{аук} \cdot Z_T \cdot Z_{к} \quad 3.34$$

Бу ерда $Z_{аук}$, Z_T , $Z_{к}$ — мос равишда асосий узатмалар кутиси, тақсимлагич ва купайтиргичлардаги узатмалар поғонаси.

Узатмалар кутисининг оралиқ поғоналаридаги узатмалар сони қуйидагича аниқланади.

$$i_{ук}^{Z_i} = i_{ук}^{Z_{i-1}} / q_{ур} \quad 3.35$$

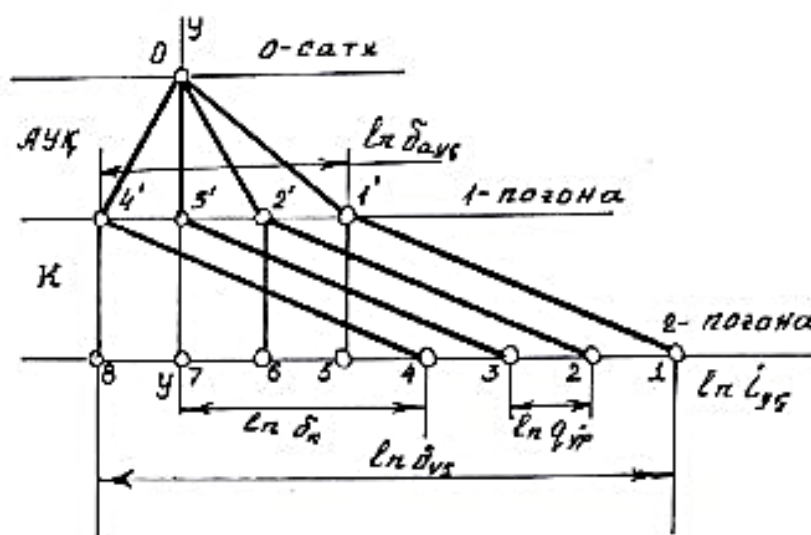
ёки

$$i_{ук}^{Z_i} = i_{ук}^{Z_{i+1}} \cdot q_{ур} \quad 3.36$$

Тақсимлагич ва купайтиргичнинг узатишлар сонини асосий узатмалар кутисининг узатишлар сонига боғлиқ равишда ўзгаришини кўрсатувчи чизмага мураккаб структурали узатишлар сони, деб аталади ва у 3.3-расмда иккита таркибдан, яъни тўрт поғонали асосий узатмалар кутиси ва икки поғонали кўпайтиргичдан иборат бўлган узатмалар кутиси учун келтирилган.

Бу чизма чўққи ва тармоқлардан иборат. Чизманинг чўққиси иерархиянинг даражаси ёки босқичи ҳисобланади. Чизмадаги 1-поғона асосий узатмаларнинг кутисидан чиқаётган поғоналарнинг параметрларини, 2-поғона купайтиргичдан чиқаётгандаги поғоналарнинг параметрларини билдиради. Чизманинг чўққиси **О** иерархияни юқориси бўлиб, **чўққининг илдизи** бўлади ва у узатмалар кутисининг кириш элементи ҳисобланади.

Қуйида мураккаб структурали узатмалар кутисини чизиш услуби билан танишамиз.



3.3-расм. Мураккаб структурали узатмалар кутисининг узатмалар сонини ўзгаришини куриш чизмаси.

Бунинг учун аввало узатишлар сонининг структураси босқичларини белгилаб оламиз. Бу чўққини ҳисобга олганда, учта эркинлик даражасига эга бўлган узатмалар кутиси ҳисобланади, яъни чўққи, биринчи поғона ва иккинчи поғона

$$\mathcal{E} = B + 1 \quad 3.37$$

Бу ерда: $\mathcal{E}$ -узатмалар кутисининг эркинлик даражаси;

Б-структурадаги поғоналар сони.

Узатишлар структурасидаги поғоналарини чизиш учун бир биридан тенг масофада жойлашган горизонталлар ўтказилади.

Хар бир поғонада чўккилар бўлиб, улар хар бир узатмалар кутиси бирикмаларидан чиқаётган узатишлар сонига тенг бўлади. Хар бир чизикдаги чўкқининг ҳолатини белгилаш учун, шу чизикдаги узатмалар кутисини узатишлар сонининг натурал логарифми қийматлари $\ln i^z$ дан фойдаланилади. Демак хар поғонани белгиловчи чизик, белгиланган масштабда $\ln i^z$ нинг қийматлар қўйилади ва олдинги чизиклардаги чўккилар билан туташтирилади. Аниқланган $\ln i^z$ нинг қийматларини бошлангич нуқтаси O нуқтадан ўтказилган вертикал $Y-Y$ билан кесишган нуқтасидан бошланади. Агар узатишлар сони $\ln i^z > 1$ бўлса туташиш чизигининг қиялиги ўнг томонга $(0-1^1, 0-2^1)$, агар $i^z < 1$ бўлса, қиялик чап томонга $(0-4^1)$, $i^z = 1$ бўлса, $(\ln 1 = 0)$ туташган чизик вертикал $(0-3^1)$ ҳолда бўлади. Узатишлар сонинг қиймати бирдан қанчалик фарқ қилса, унинг қиялиги шунча куп бўлади.

Келтирилган 3.3-расмда асосий узатмалар кутисининг тўртта поғонасини $i_{аук}^1, i_{аук}^2, i_{аук}^3, i_{аук}^4$ узатишлар сони кўрсатилган. Уларнинг чўкқилари эса $1^1, 2^1, 3^1, 4^1$ нуқталар билан белгиланган.

Бу ерда $i_{аук}^1 > i_{аук}^2 > i_{аук}^3 > i_{аук}^4$ булиб, улардан

$$i_{аук}^1 \text{ ва } i_{аук}^2 > 1; \quad i_{аук}^3 = 1; \quad \text{ва} \quad i_{аук}^4 < 1$$

Купайтиргич икки поғонали бўлиб, унинг юқори поғонаси $i_k=1$, пасткиси эса $i_k > 1$. Аввал айтганимиздек купайтиргичнинг юқори поғоналарининг тармоқлари вертикал ҳолатда, пастки поғоналарининг тармоқлари эса ўнг томонга қияланган. Асосий узатмалар кутисининг узатишлар сонлари $(1^1, 2^1, 3^1, 4^1)$ ни купайтиргичдан чиқаётган поғоналар билан туташтирсак саккиз поғонали узатмалар кутисига эга бўламиз.

У холда мураккаб структурага эга кутисининг узатишлар сонининг узгаришлар тенг } бўлган узатмалар диапазони қуйидагига

$$\delta_{ук} = \delta_{аук} \cdot \delta_T \cdot \delta_{\kappa} \quad 3.38$$

бу ерда $\delta_{аук}, \delta_T, \delta_{\kappa}$ -мос равишда асосий узатмалар кутиси, тақсимлагич ва купайтиргичларнинг узатишлар сонининг ўзгариш диапазонию. Улар қуйидагича аникланади

$$\delta_{аук} = i_{аук}^{\Pi} / i_{ауу}^{ю}; \quad 3.39$$

$$\delta_T = i_m^{\Pi} / i_m^{ю}; \quad 3.40$$

$$\delta_{\kappa} = i_{\kappa}^{\Pi} / i_{\kappa}^{ю}; \quad 3.41$$

Бу ерда $i_{ауу}^{\Pi}, i_T^{\Pi}, i_{\kappa}^{\Pi}$ - асосий узатмалар кутиси, тақсимлагич ва купайтиргичлар пастки поғоналарининг узатишлар сони;

$i_{аук}^{ю}, i_T^{ю}, i_{\kappa}^{ю}$ - асосий узатмалар кутиси, тақсимлагич ва купайтиргичлар юқори поғоналарининг узатишлар сони. Юқоридаги 3.3-расмга кўра

$$\ln \cdot \delta_{ук} = \ln \delta_{ауу} + \ln \cdot \delta_{\kappa} \quad 3.42$$

Хар бир узатманинг узатишлар сони қуйидагича (3 ва 5 узатмалар учун)

$$i_{ук}^3 = i_{аук}^3 \cdot i_T^{\Pi} \quad 3.43$$

$$i_{ук}^5, i_{аук}^5, i_T^{ю}$$

Ўртача геометрик прогрессиянинг қабул қилиб, хар бир поғонанинг узатишлар қуйидагиларни аниқлаш мумкин. } махражини $q=cont$ деб сони учун

$$\delta_{ук} = q_{у\pi}^{Z_{ук}-1}$$

$$\delta_{аук} = q_{с\pi}^{Z_{аук}-1}$$

$$\delta_T = \frac{\delta_{ук}}{\delta_{аук}} = q_{у\pi}^{Z_{ук}-Z_{аук}} \quad 3.44$$

Бу ерда $Z_{ук}$ - асосий узатмалар қутиси ва кўпайтиргич поғоналарининг йиғиндиси .

$Z_{аук}$ -асосий узатмалар қутисининг поғоналар сони кўпайтиргич икки боскичли бўлса $Z_{ук}=2Z_{аук}$

$$\delta_k = q_{ур}^{П_{аук}} = \delta_{аук} \cdot q_{ур} \quad 3.45$$

Демак кўпайтиргичнинг узатишлар сони асосий узатмалар қутисиникидан икки мартага кўп.

Кўпайтиргич қўлланилади, қачонки узатмалар қутисининг узатишлар сони диапазонини катталаштириш керак бўлса. Бу тўла узатмали юқори ўтувчанликка эга бўлган автомобилларда қўлланилади. Уларда кўпайтиргич вазифасини бажариш учун тақсимлаш қутисидан фойдаланилади.

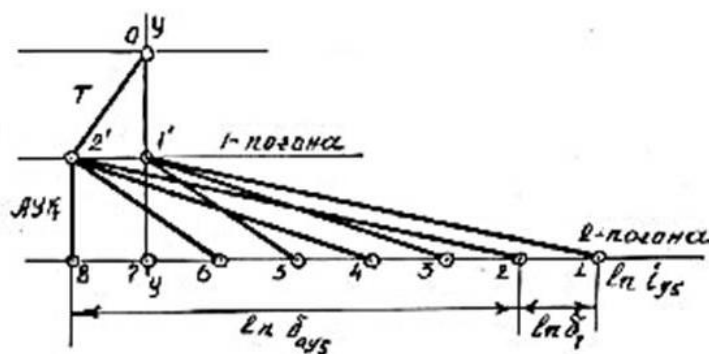
Тақсимлаш қутисининг пасайтирувчи поғонаси оғир йўл шароитида, текис йўлларда эса юқори поғонасидан фойдаланилади.

Мураккаб структурали узатмалар қутисида тақсимловчининг ишлатилиши 3.4-расмда кўрсатилган. Бунинг 3.4а-расм вариантыда **тақсимлагичнинг** юқори поғонаси тўғри узатма ($i_T^{ю} = 1$),пастки поғонаси-пасайтирувчи ($i_T^{П} > 1$) хисобланади. 3.4б-расмда юқори узатма кўпайтирувчи ($i_T^{ю} < 1$),пасткиси эса тўғри ($i_T^{П} = 1$) узатмаси учун кўрсатилган.

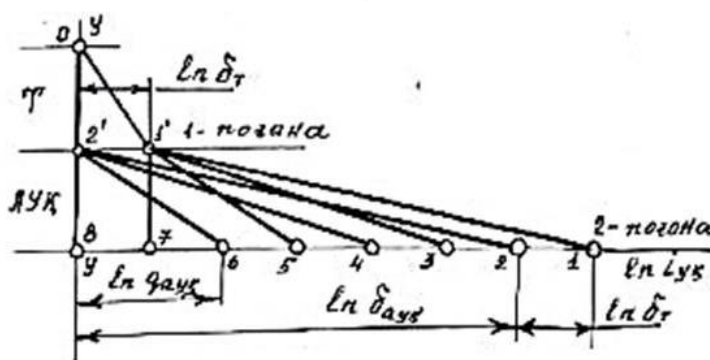
У холда

$$\ln \delta_T = \frac{1}{2} \ln q_{аук} \quad 3.46$$

Бу ерда $q_{аук}$ - асосий узатмалар қутисининг узатишлар сони қаторини ўртача зичлигининг курсаткичи



а



б

3.4-расм. Тақсимлагич қўлланилгандаги узатмалар қутисини структураси

Тақсимлагичнинг узатишлар сонини ўзгаришлар диапазони (3.46) ифодага асосланиб қуйидагича аниқланади.

$$\delta_T = \sqrt{q_{ayc}} \quad 3.47$$

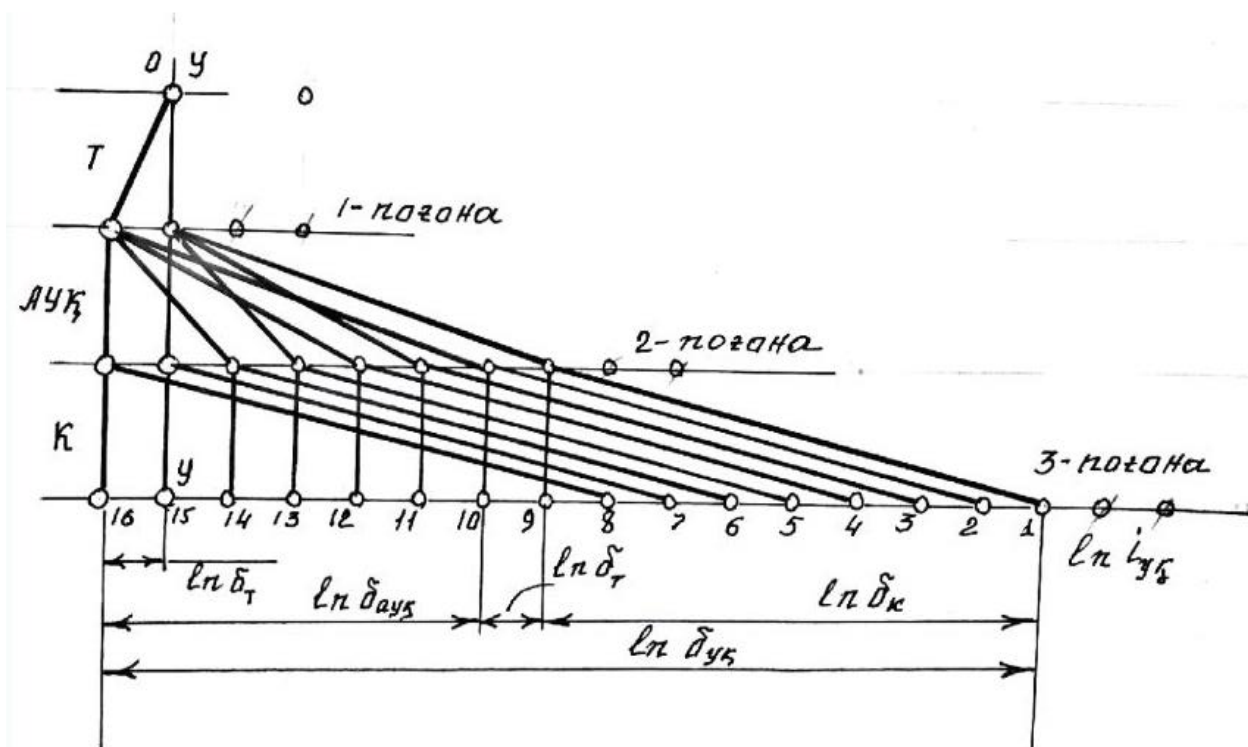
Агар тақсимлагич икки поғонали бўлса

$$q_T = q_{yp} = \sqrt{q_{ayc}} = \frac{i_T^{\Pi}}{i_T^{\text{ю}}} \quad 3.48$$

Тақсимлагичнинг параметри q_T ни одатда 1,15...1,20 атрофида қабул қилинади. Шунинг учун δ_T узатмалар қутисининг поғоналарини асосий узатмалар қутисининг конструкциясини мураккаблаштирмаган ҳолда қупайтиришга ва узатмалар сони қаторининг зичлашувига ёрдам беради.

Узатмалар сони диапазонини катталаштириш, тортиш тезликлар характеристикасини яхшилаш талаби ортганида ва автомобилни ёнилғи

иктисоди масалари қўйилганда асосий узатмалар қутиси тақсимлагич ва кўпайтиргичлар билан бирга қўлланилади, 3.5-расм.



3.5-расм. Тақсимлагич ва кўпайтиргич билан ишлагандаги узатмалар қутисининг структураси.

Бундай узатмалар қутиси катта юк кўтарувчи ва автопоездларда қўлланилади.

3.2.2. Узатмалар қутисининг асосий ўлчамлари.

Иккита эркинлик даражасига эга бўлган уч валли узатмалар қутисининг ўқлари орасидаги масофа етакланувчи валдаги буровчи моментнинг миқдорини ҳисобга олган ҳолда аниқланади.

$$h_w = K_a \sqrt[3]{M_{ov}}, \text{ мм} \quad 3.50$$

бу ерда: K_a – ўлчов бирлигисиз эмпирик коэффицент,

M_{ov} – етакланувчи валдаги момент, Нм.

Бу коэффицент енгил автомобилларнинг узатмалар қутиси учун $K_a=8,9...9,3$, юк автомобилларининг узатмалар қутиси учун эса $K_a=8,6...9,6$. Юқори қиймати кўпайтиргичи бўлган узатмалар қутиси учун, шунингдек, дизел двигатели ўрнатилган автомобилларнинг узатмалар қутиси учун қабул қилинади.

Бу ифодадаги $M_{ов}$ қуйидагига тенг

$$M_{ов} = M_{e_{max}} \cdot i_{ук}^{Z=1}$$

Қўп поғонали узатмалар қутисининг ўқлари орасидаги масофа шу таркибга кирувчи асосий узатмалар қутисининг ўқлари орасидаги масофа каби аниқланади. Бу ҳолда юқоридаги h_{ω} ни аниқлаш ифодасига $M_{ов}$ нинг ўрнига асосий узатмалар қутисининг етакланувчи валидаги максимал бурувчи момент қўйилди. Бунда K_a ни 9.5...11 га тенг қилиб олиш керак бўлади.

Қуйида юк автомобилларининг узатмалар қутиси учун валлар орасидаги масофаларнинг мақбул қийматлари келтирилган.

$M_{e_{max}}$	170	260	340-420	700-850	900-1150
h_{ω}	85	105	125	140	160
Узатмалар поғонасининг сони	4	5	5	5	10

Енгил автомобиллар узатмалар қутисидagi валлар орасидаги масофа 65...80 мм орасида бўлади.

Узатмалар қутисининг бўйлама ўлчовлари. Картернинг бўйлама l ўлчови тишли ғилдирак тожининг кенглиги b , подшипникнинг кенглиги B , тишли муфта ва синхронизаторларнинг бўйлама ўлчовлари H дан иборат бўлади. Бу l, b, B ва H ўлчовлар асосий узатмалар қутисининг h_{ω} катталигига нисбатан аниқланади.

Тишли ғилдирак тожининг ишчи кенглиги $b = (0,19...0,23) h_{\omega}$ га тенг. Бунда катта қиймати қўп юкланган тишли ғилдиракка тўғри келади. Кетинги қўп поғонали редукторнинг чиқишдаги тишли ғилдирагининг кенглиги $b \approx (0,3...0,4) \cdot h_{\omega}$ га тўғри келади.

Механикавий трансмиссиянинг узатмалар қутисига ўрнатилган подшипникларнинг кенглиги енгил автомобиллар учун $B \approx (0,25...0,28) h_{\omega}$, юк автомобиллари учун $B \approx (0,2...0,25) h_{\omega}$ чегарасида бўлади.

Икки томонлама тишли ғилдирак синхронизатори билан ҳисоблангандаги бўйлама ўлчовлари енгил автомобил учун $H \approx (0,68...0,78) h_{\omega}$, юк автомобиллар учун эса $H \approx (0,40...0,55) h_{\omega}$ атрофида бўлади.

Узатмалар қутисининг картерини бўйлама ўлчами l юк автомобиллари учун қуйидагича.

Тўрт поғоналида - $(2,2...2,7) h_{\omega}$;

Беш поғоналида - $(2,7...3,0) h_{\omega}$;

Олти поғоналида – $(3,2...3,5) h_{\omega}$.

Енгил автомобилларнинг тўрт поғонали узатмалар қутисида

$l = (3,0...3,4) h_{\omega}$.

Валларнинг диаметри. Узатмалар қутиси валларининг ўлчовлари уларнинг биқирлигини таъминлаш шартидан келиб чиқиб аниқланади. Уч валли бир йўналишдаги узатмалар қутисининг ўртадаги ва оралик валларининг диаметри $d = 0,45 \cdot h_{\omega}$; диаметрининг катта қийматини таянчларининг орасидаги масофага нисбати $d / l = 0,16...0,18$ оралик вал учун, $d / l = 0,18...0,21$ етакланувчи вал учун қабул қилинади.

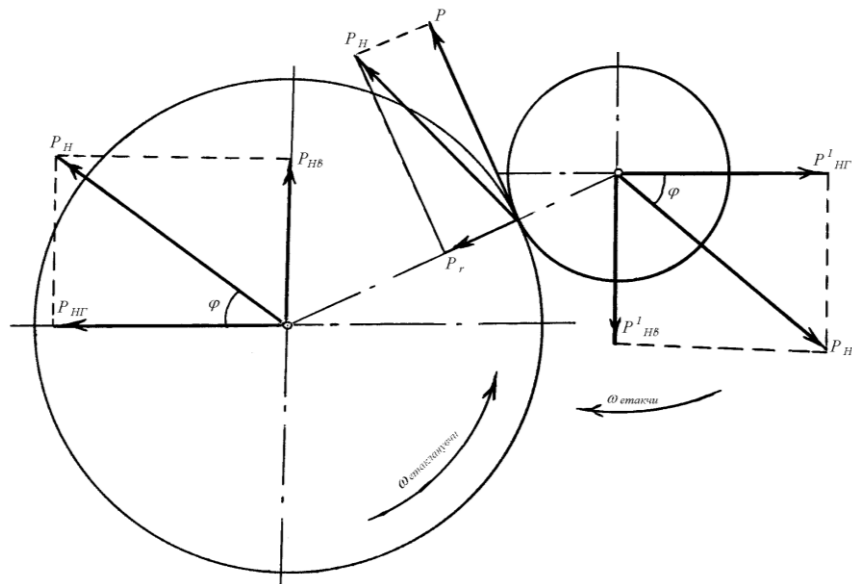
Ёки етакчи валнинг диаметри қуйидагича аниқланади.

$$d = K_d \cdot \sqrt[3]{M_{e_{max}}} \quad 3.51$$

бу ерда: K_d - эмпирик коэффициент, K_d -4...4,6;

$M_{e_{max}}$ – двигателнинг максимал буровчи моменти, $H \cdot m$.

Узатишлар қутиси валларини мустахкамликка ҳисоблаш. Узатмалар қутиси валларини ҳисоблашда уларнинг буралиши ва эгилиши эътиборга олинади. Бунинг учун узатмалар қутисининг компановка шакли чизилади ва валларнинг ўлчамлари белгиланади. Ўлчамлари белгиланган валларга таъсир этувчи кучлар қўйилади. Вал, асосан, юқорида аниқланган P_n кучи таъсирида бўлади. Бу кучнинг қўйилиш жойи ҳар бир шестерня ўрнига тўғри келади. Ҳисоб вақтида шу кучнинг таъсир этувчилари ва валнинг таянчларидаги реакция кучлари аниқланади. Горизонтал текисликдаги таъсир этувчи куч $P_{нг} = P_n \cdot \cos \varphi$ вертикал текисликдаги куч эса, $P_{нв} = P_n \cdot \sin \alpha$. Бу кучлар етакчи ва етакланувчи валларда бўлиб, уларнинг йўналиши 3.6 – расмда кўрсатилган. Шу кучлар таъсирида валнинг таянчлари А ва В даги реакция кучлари аниқланади.



3.6-расм. Узатмалар қутиси валларига таъсир этувчи кучлар.

Бундан ташқари, валнинг диаметри кичиклашган кесимида кучлар таъсирида хосил бўлаётган эгилиш моменти M_e аниқланади. Шу хисоблар барча узатмаларда бажарилади. Натижада А таянчдаги реакция R_a , В таянчдаги реакция R_b ва эгилиш моменти $M_{e\max}$ нинг максимал қийматлари аниқланади. Аниқлаш услуби “Машина деталлари” курсида мукамал ўрганилади. Биз эса, ўқни хисоблашда юқоридаги реакция кучлари ва моментлар аниқланган деб хисоблаймиз.

Узатмалар қутисининг валлари, асосан, эгилишга ва бурилишга ишлайди. Эгилиш моменти қийматини маълум деб, бурилиш моментини

$$M = M_{\partial\partial} \cdot i \cdot \beta \text{ ёрдамида, умумий моментни эса, } M_{y\mu} = \sqrt{M_e^2 + M^2}$$

ифодадан аниқлаш мумкин.

бу ерда $M_{\partial\partial}$ - двигателнинг моменти

i – узатмалар қутисини хисобланаётган валгача бўлган умумий узатишлар сони.

Агар $M_{y\mu}$ ни топишда M_e , ва M нинг максимал қийматлари валга қўйилса, у холда умумий моментнинг хам $M_{y\mu\max}$ қийматини топиш керак бўлади. Бу қуйидагича аниқланади.

$$M_{y\mu\max} = 0,1[\sigma_{y\mu}] \cdot d^3$$

бу ерда d - валнинг диаметри кичиклашган жойининг диаметри. Агар вал шлицали бўлса $d=0,5(d_T+d_u)$.

$[\sigma_{y\mu}]$ - валдаги умумий кучланишни йўл қўйилган қиймати.

Агар йўл қўйилган кучланишнинг миқдори $[\sigma_{\text{ум}}]=60\dots70\text{МН/м}^2$ ҳисобга олинадиган бўлса, узатмалар қутисининг исталган ўқининг диаметрини топиш мумкин.

Узатмалар қутисида ўзига хос асосий хусусиятларидан бири, валларнинг эгилиши ҳисобланади. Чунки валлар эгилганда шестерня тишларининг бир-бирига мос келиши бузилади, уларнинг ейилиши ортади ва валнинг силжиши рўй беради. Бундай ташқари, таянчлардаги подшипникларнинг ҳам нормал ишлаши бузилади. Валларнинг эгилиши уларнинг бикирлигига боғлиқ. Бикирлик эса, валнинг эгилиши $f_{\text{в}}$ ва эгилиш бурчаги $\gamma_{\text{в}}$ билан белгиланади. Эгилиш $f_{\text{в}}$ ва эгилиш бурчаги $\gamma_{\text{в}}$ ҳам горизонтал ($f_{\text{вг}}, \gamma_{\text{вг}}$) ҳам вертикал ($f_{\text{вв}}, \gamma_{\text{вв}}$) текисликда рўй бериши мумкин. Умумий эгилиш ва эгилиш бурчаги қуйидагича аниқланади

$$f = \sqrt{f_{\text{вг}}^2 + f_{\text{вв}}^2} \quad \gamma = \sqrt{\gamma_{\text{вг}}^2 + \gamma_{\text{вв}}^2}$$

Шестерня ва подшипниклар нормал ишлаши учун $f \leq 0,2$; $\gamma = 0,1$ рад дан ортиб кетмаслиги керак. Икки валнинг бир-бирига оғмалиги эса $\gamma \leq 0,001$ рад. бўлиши керак.

Валларнинг буралиш барчаги Θ

$$\theta = \frac{M \cdot l}{G \cdot J_p}$$

бу ерда l – буралаётган ўқнинг узунлиги, м;

G – эластиклик модули, Н/м²;

J_p – қутбга (марказга) нисбатан инерция моменти, м⁴.

Валларнинг буралиш бурчаги 1 метрга 15 дан ошмаслиги керак.

Валлар шлицали бўлса, улар эзилишга ҳисобланади, кейин қирқилишга текширилади.

Эгилишдан кучланиш қуйидагича

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{0,8 \cdot h \cdot Z \cdot l_1} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

Бу ерда h ва Z – шлица тишининг баландлиги ва сони;

l_1 – губчак узунлиги;

$[\sigma_{\text{эз}}]$ – шлицали вал материали учун йўл қўйилган эзилишдан кучланиши;

$[\sigma_{\text{из}}]=30\dots100\text{МН/м}^2$.

3.2.3. Шестерняларнинг параметрлари.

Шестернялар бир - бири билан туташган холда ишлашлари учун уларнинг модуллари, марказлар орасидаги масофа ва тишларининг сони тўғри танланган бўлиши керак.

Ўқлар орасидаги масофа h_w нинг танланиши кўриб ўтилди. Агар икки ўқли узатмалар қутисидаги ўқлар орасидаги масофа, биринчи узатмада шестерняларнинг модули ва тишларининг сони аниқ бўлганда, қуйидаги ифода ёрдамида ҳам аниқлаш мумкин.

$$h_w = 0,5 \cdot m z_1 (1 + i_{yк}^1)$$

бу ерда Z_1 -етакчи ғилдиракдаги тишларнинг сони;

m –тишларнинг модули

$i_{yк}^1$ -узатмалар қутисининг биринчи поғонасидаги узатишлар сони

Қолган барча узатмалар учун h_w бир хил бўлиши учун

$$Z_1 + Z_1^1 = Z_{11} + Z_{11}^1 = \dots Z_n + Z_n^1$$

У холда

$$h_w = \frac{m}{2} \left(Z_n^1 + \frac{Z_n^1}{i_{yк}^1} \right)$$

бу ерда
$$Z_n^1 = (Z_i + Z_i^1) \frac{i_{yкe}^n}{i_{yкe}^1 + 1}; Z_n = \frac{Z_n^1}{i_{yкe}^1}$$

бу ерда Z_n, Z_n^1 - узатмалар қутисининг хисобланаётган поғонасидаги етакчи ва етакланувчи шестернялар тишларининг сони .

$i_{yкe}^n$ -узатмалар қутисининг ўрганилаётган поғонасидаги узатишлар сони.

Икки валли узатмалар қутисининг биринчи поғонасидаги етакчи шестерня тишларининг сони $Z=12...20$ атрофида танланади. Етакланувчини эса $Z_{11}^1 = Z_1 \cdot i_{yк1}^1$ принципи асосида аниқланади.

Шестерня тишларининг модули m . Шестернялар тишларининг модули қуйидаги ифода ёрдамида аниқланади.

$$m = \sqrt{\frac{0,64 M_{хис}}{y \cdot \psi \cdot [\sigma_y] \cdot Z}}$$

Бу ерда $M_{\text{хис}}$ – хисобий момент, Hm .

y – тишлар сони, уларнинг баландлиги ва илашиш бурчагига боғлиқ бўлган тиш шаклининг коэффиценти

Z – цилиндрик шестерня тишларининг сони

$[\sigma_{\text{э}}]$ – эгилишдан ҳосил бўлаётган кучланишнинг йўл қўйилган

миқдори. $[\sigma_{\text{н}}] = 2500 \text{ КГ/см}^2$

Ψ – тиш узунлигининг коэффиценти, $\psi = 5,0 \dots 6,0$

Қуйида механикавий трансмиссия узатмалар қутисидаги шестерняларнинг модули келтирилган.

Енгил автомобиллар:

Жуда кичик ва кичик классдагиларда2,25...2,75

Ўртача классдагиларда2,75...3,0

Юк автомобиллари:

Кичик ва ўртача юк кўтарувчиларда3,5...4,25

Катта юк кўтарувчиларда4,25...5,0

Шестерня тишларини ўқига нисбатан оғмалиги β . Автомобиллар узатмалар қутисидаги шестерняларнинг тишлари β бурчакка оғма қилиб ясалади. Бу иш даврида шовқинни пасайтириб, тишнинг биқирлигини орттиради.

Тишлар ўрта чизигининг оғмалиги қуйидагича

Енгил автомобилларнинг қутиси:

уч валли бўлса $22^0 \dots 34^0$

икки валли бўлса $20^0 \dots 25^0$

юк автомобилининг қутисида $18^0 \dots 26^0$

Ҳар қандай ҳолатда бурчак β нинг қийматига аниқлик киритилган бўлиши керак. Бунинг асосида эса ўқлар орасидаги масофа ва шестерняларнинг параметрлари доимо ҳисобга олиниши назарда тутилади.

Шестерня тишларини мустахкамликка ҳисоблаш. Бунинг учун илашиш вақтида ҳосил бўладиган, тишларга таъсир этувчи кучларни ўрганамиз. Таъсир этувчи кучлар 3.7– расмда кўрсатилган.

Бу ерда: P – айлана бўйлаб таъсир этувчи куч, H ;

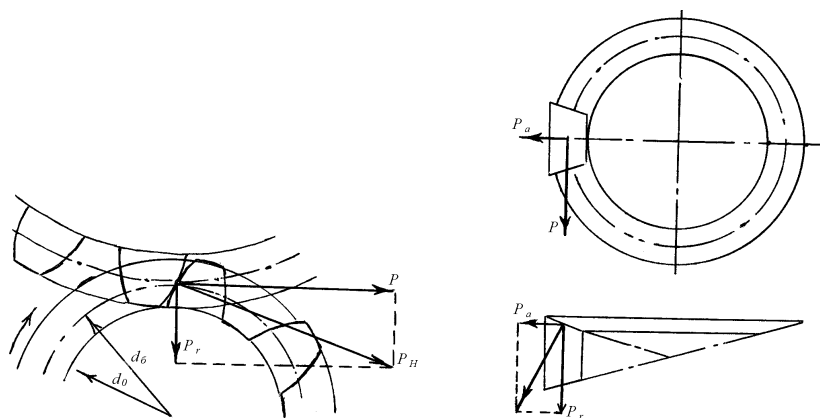
P_r – радиал куч, H ;

P_n – нормал куч, H ;

P_a – ўқ бўйлаб таъсир этувчи куч, H ;

d_6 – бошлангич айлана диаметри, m ;

α – илашиш бурчаги, град.



3.7-расм. Шестерня тишларига таъсир этувчи кучлар

Тўғри тишли цилиндрсимон шестерняларда бу кучлар қуйидагича аниқланади.

$$P = \frac{2M}{d}; \quad P_r = P \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad P_n = \frac{2M}{d \cdot \cos \alpha}.$$

бу ерда M – шестерня узатаётган момент, H

Огма тишли цилиндрсимон шестернялар учун қуйидаги тенгликлар ўринли

$$P = \frac{2M}{d}; \quad P_r = P \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad P_a = P \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad P_n = \frac{2M}{d \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}.$$

Бу ерда β – тишнинг шестерня ўқиға нисбатан оғиш бурчаги

Конуссимон шестерняларда кучлар қуйидагича аниқланади.

$$P = \frac{2M}{d_{yp}}; \quad P_r = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot \sin \beta + P \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \beta;$$

$$P_a = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot \sin \varphi - P \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \varphi.$$

Бу ерда φ – ташқи конус бурчаги, град.

Тўғри тишли конуссимон шестернялар учун $\cos \beta = 1$, $\operatorname{tg} \beta = 0$. Юқорида кўрсатилган кучлар таъсирида шестернялар тишларининг синиши, ейилиши ва ишқаланувчи юзаларнинг уваланиши рўй беради. Шунинг учун шестерняларни кўрсатилган параметрлар бўйича ҳисоблаш зарур. Тишларда ҳосил бўлаётган кучланиш таъсирида шестерня тиши асосининг эгилиши ҳисобланади. Ҳисоблаш формуласи қуйидагича

$$\sigma_{\sigma} = \frac{P}{b \cdot t_n \cdot y} \leq [\sigma_{\sigma}] \quad \text{бунда } t_n = \pi \cdot m$$

бу ерда: b ва t_n - тиш узунлиги ва тишлар қадами;
 $[\sigma_{\sigma}]$ - чегаравий кучланиш, $[\sigma_{\sigma}] = 25 \text{ МН/м}^2$

Шестернянинг модули юқорида аниқланган.

Шестерня тишлари яхши мойланса ва тишларга тушувчи чизиқли солиштирма босим $P_{сб} = 750 \text{ кН/м}$ дан ортиб кетмаса, уларнинг ейилиши кўп бўлмайди. Контакт юзаларда “чарчашлик” аломатлари пайдо бўлса, шу юзалар уваланиши мумкин. Контакт юзадаги кучланиш қуйидаги ифодадан аниқланади.

$$\tau_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2}}$$

бу ерда: $E = (2 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$ - пўлатнинг биринчи туркум эластиклик модули;

$\rho_1 = 0,5 \cdot d_1 \sin \alpha$; $\rho_2 = 0,5 \cdot d_2 \sin \alpha$ етакчи ва етакланувчи шестерняларнинг эгрилик радиуслари;

d_1 ва d_2 - шестерняларнинг бошлангич айланалари диаметри.

Конуссимон шестерняларнинг тиши эгилишга қуйидаги формулада ёрдамида ҳисобланади.

$$\sigma_{\sigma} = \frac{P}{y \cdot \sigma \cdot t_{yp}}$$

бу ерда $t_{yp} = m_{yp} \cdot \pi$ - тишларнинг ўртача қадами;
 m_{yp} - ўртача модул.

$$m_{yp} = \frac{2r_{yp}}{Z}$$

бу ерда r_{yp} - ўртача радиус

НАТИ маълумотига кўра $[\sigma_{\sigma}] = 400 \dots 500 \text{ МН/м}^2$

Подшипникларни танлаш. Агар узатмалар кутиси уч валли бўлса, одатда, бир қаторли радиал шарикли ва роликли енгил ва ўртача сериядаги подшипниклар қўлланилади. Қуйида валлар орасидаги h_{ω} масофага нисбатан подшипникларнинг ўлчамлари келтирилган.

Ўлчамлари		d	D	B
Кетинги вал учун:	Етакчи	0,45	0,90	0,22
	Етакланувчи	0,40	0,90	0,22
	Оралик	0,30	0,72	0,20
Олдинги,оралиқ вал учун		0,30	0.01	0,20

Подшипникларни танлашда узатмалар қутисининг конструкцияси, валларнинг ишлаш шароити ва ҳосил бўладиган зўриқишларнинг қиймати ҳамда йўналиши, ишлаш муддати ва айланишлар частотаси ҳисобга олинади. Трактор ва автомобилларда, асосан шарикли ва роликли подшипниклар ишлатилади. Подшипниклар танлангандан сўнг уларнинг ҳисобий ишлаш муддати t_H аниқланади. Шу муддат ичида бир хил шароитда ишлаётган подшипникларнинг камда 90% камчиликсиз ишлаши керак. Ҳисобий ишлаш муддати қуйидагича аниқланади.

$$t_H = \frac{C^{3.33}}{n \cdot R_u^{3.33}}$$

Бу ерда: R_u – шартли радиал зўриқиш;

C – подшипникларнинг ишлаш қобилияти.

Шартли радиал зўриқишнинг катталиги қуйидагича аниқланади.

$$R_u = (R \cdot K_k + m_1 R_o) \cdot K_\sigma$$

Бу ерда R – радиал зўриқиш;

R_o – ўқ бўйлаб таъсир этаётган куч;

K_k – подшипникнинг ишлаш муддатини ҳисобга олувчи коэффициент;

K_o – зўриқиш ҳолатининг иш муддатига таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент

m – ўқ бўйлаб йўналган ва радиал зўриқишларнинг ҳар хиллигини подшипник иш муддатига таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент.

Коэффициент K_k ҳар хил подшипниклар учун $K_k=1...1,4$; узатмалар қутиси учун $K_\sigma =1,4$; шарикли подшипниклар учун $m_1=1,5...3,5$; роликли подшипниклар учун эса $m_1=3,5...4,5$.

3.3 ТАҚСИМЛАШ ҚУТИЛАРИ

Тақсимлаш қутисининг вазифаси буровчи моментни автомобилнинг етакчи кўприкларига тақсимлашдан иборат. Бу асосий узатмалар қутисидан кейин алохида ёки иккаласи битта блокда жойлашиши мумкин. Улар қуйидаги белгилар бўйича фарқланади:

- куч оқимини тақсимлаши бўйича;
- узатмалар сонини поғоналари бўйича;
- етакланувчи валларнинг сони бўйича;
- етакланувчи валларни ўзаро жойлашиши бўйича;
- олдинги кўприкни уланишини даврийлиги бўйича.

Уларда поғоналарнинг сони битта ёки иккита бўлади. Икки поғонали тақсимлаш қутиси трансмиссияни узатишлар сони диапазонини кенгайтириш учун фойдаланилади. Булар тўла узатмали автомобилларда қўлланилади.

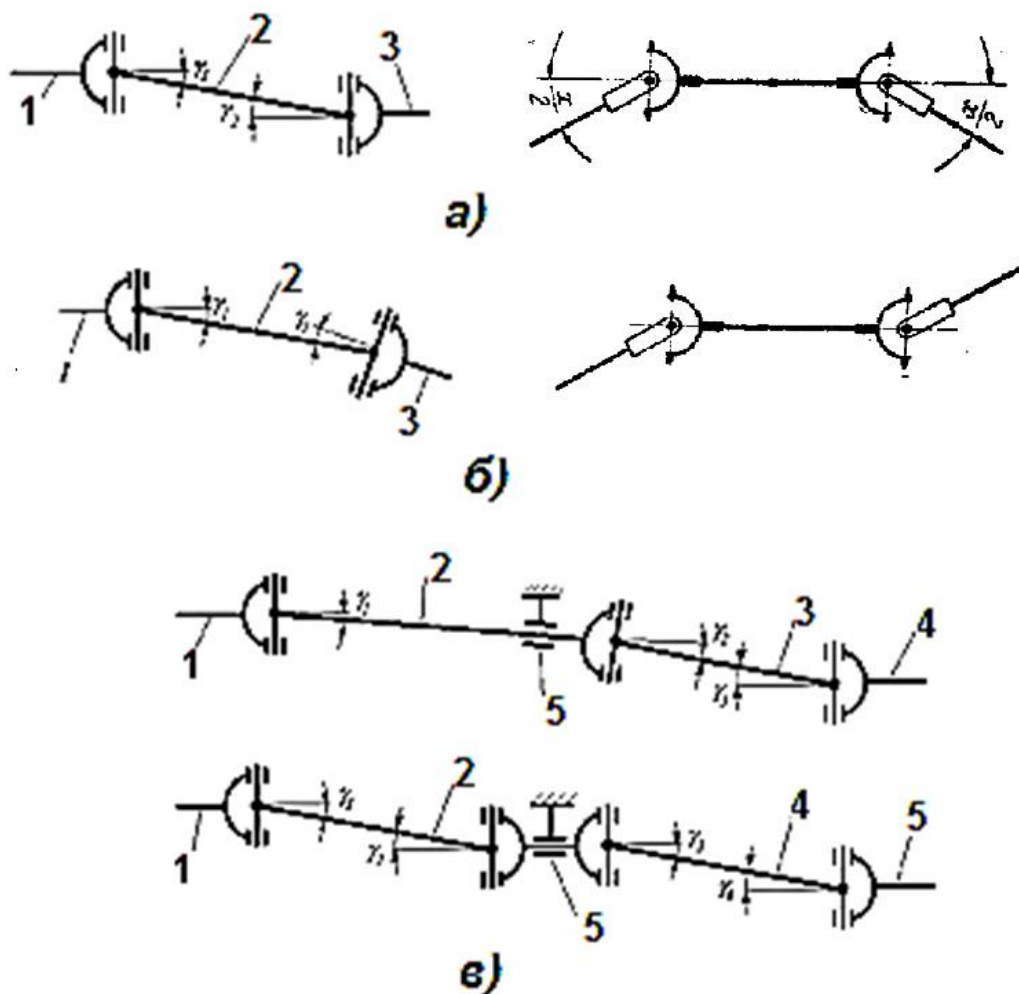
Тақсимлаш қутиларининг хиллари, тузилиши “Трактор ва автомобиллар курсини шассининг тузилиши” бўлимида, қисқача назарияси “узатмалар қутисининг параметрлари” мавзусида ўрганилади. Шунинг учун бу ерда вазифаси ва хиллари тўғрисида маълумот бериш билан чегараландик.

3.4 КАРДАН УЗАТМАЛАРИ ПАРАМЕТРЛАРИНИ ТАНЛАШ

Кардан узатмаси бир биридан маълум масофада ва бир текисликда ётмаган нуқтадан иккинчи нуқтага буровчи моментни узатиш учун хизмат қилади.

Кардан узатмасини асосий қисмини шарнирлар ташкил этади. Автомобилларда кинематик хусусиятлари бўйича бурчак тезликлари **ТЕНГ** ва **ТЕНГМАС** шарнирли кардан узатмалари қўлланилади, 3.8-расм

Шарнирлари бир текисликда ўқлари симметрик ёки бир текисликда ётса бундай кардан узатмалар тенг шарнирли кардан узатмалдар дейилади, 3.8а-расм. Агар бу шарт бажарилмаса тенгмас шарнирли кардан узатмалар дейилади, 3.8 б,в-расм.



- а- бурчак тезликлари тенг шарнирли кардан узатма;
 б- бурчак тезлиги тенгмас шарнирли кардан узатма;
 в-кўп шарнирли бурчак тезликлари тенгмас кардан узатмалар.

3.8-расм. Бурчак тезликлари тенг (а), тенгмас (б) ва кўп шарнирли бурчак тезликлари тенгмас кардан узатмаларнинг кинематик схемалари.

Бурчак тезлиги тенгмас икки шарнирли кардан узатма кўпроқ учрайди (3.8 б,в-расм)

Бурчак тезликлари тенг бўлиши учун етакчи ва етакланувчи валларнинг вилкалари бир текисликда етиши керак бўлади. У холда бурчаклар γ_1 ва γ_2 ўзаро тенг бўлади. Булар олдинги ва кетинги етакчи кўприкларнинг узатмаларида қўлланилади.

Улардаги крестовиналар марказлари орасидаги масофа L_k карданнинг узунлиги дейилади. Бу узунлик кардан вални чегаравий айланишларининг миқдори хисобга олган холда аниқланади. Агар айланишлар частотаси чегаравий миқдордан ортиб қолса, валнинг ўзини тўғри чизиқли

айланишидаги турғунлиги йўқолади, яъни тебраниш (дисбаланс) бошланади. Айланишлар частотасини чегаравий миқдори қуйидагича

$$n_q = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 - d_2} \cdot L_k^2$$

бу ерда D, d – кардан вални ташқи ва ички диаметри

Шундай узунликни қабул қилиш керакки, шу узунлик билан автомобилнинг максимал тезлигида ҳосил бўлаётган дисбаланс йўл қўйилган миқдорнинг 70% ни ташкил этиши керак. Шу узунлик меъёридаги узунлик дейилади.

Параметрлари қуйидагича аниқланади.

1.Кардан валнининг йўл қўйилган узунлигини аниқлаш

$$L_{k \max} = \sqrt{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2} / n_{k \max}} ; \quad \text{см.}$$

2.Кардан вални максимал айланиш частотасини аниқлаш

$$n_{k \max} = 2,65 V_{a \max} i_{кв} / r_{кв}$$

Бу ерда $i_{кв}$ – кардан валдан етакчи ғилдиракка узатишлар сони;

$V_{a \max}$ – автомобилнинг максимал тезлиги, км/соат

3.Узатмалар қутисининг пастки поғонасидаги кардан валнинг буровчи моменти M ни аниқлаш.

$$M = M_1 i_{ук}^I$$

бу ерда M_1 – узатмалар қутиси етакчи валидаги буровчи моменти, Н·м;
Механикавий трансмиссия учун $M_1 = M_{e \max}$

4.Кардан валнинг ташқи ва ички диаметрини аниқлаш. Бунинг учун жадвалдаги маълумотлардан фойдаланилади.

Кесим ўлчови		Бура- лишга қарши- лик моменти W_{τ} , см ⁴	Марказга нисбатан кесимни инерция моменти J_{τ} , $Нмс^2$	$M_H(H_M) \cdot \tau$ бўйича		$L_{H_{max}}$, см		
Ички диаметр d , мм	Деворини қалинлиги δ , мм					$n_{K_{max}}$ да		
				100...120 МПа	25...55 МПа			
				45	2,5	8,44	21,10	844...1000
46	2,5	8,81	22,46	561...1050	220...484	137	119	106
55	2,0	5,67	29,13	977...1180	247...543	140	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1247...1500	313...686	150	130	116
55	35	17,84	55,23	1762...2140	445...979	151	131	117
63	3,5	93,16	81,06	2116...2780	570...1273	16	139	125
66	2,0	14,12	49,43	M12...1700	353...776	162	140	126
71	1,6	12,97	46,11	1297...1560	324...712	168	145	130
71	1,3	14,63	54,57	1463...1750	366...805	168	146	130
71	2,0	16,30	61,14	1630...1950	407...895	168	146	130
71	2,1	17,19	64,48	1715...2060	429...943	109	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1799...2180	450...990	169	147	131
71	2,5	20,54	76,05	2054...2460	513...1128	169	147	131
82	3,0	27,26	118,6	2726...3280	621...1366	181	157	140
82	2,5	32,93	144,9	3293...3950	621...1363	182	158	141
82	3,0	35,67	172,1	3860...4040	621...1368	182	158	141
82	3,5	44,51	200,3	4451...5340	621...1366	183	159	142
94	4,0	50,51	255,1	5051...6050	621...1366	195	169	151
94	3,5	58,08	296,2	5808...6950	621...1366	195	169	151
100	4,0	101,50	371,6	10150...12200	621...1366	202	175	157
104	6,0	70,76	396,3	7076...8500	621...1365	205	176	159
104	4,0	80,03	452,2	8003...9600	621...1365	206	175	159
104	4,5	89,40	399,6	8904...10700	621...1366	206	178	160
71	3,0	24,54	95,65	2484...2980	621...1365	170	147	132

Бурчак тезликлари тенг бўлган шарнирли кардан валнинг тур ўлчовлари қуйидаги жадвалда келтирилган.

Тенг бурчак тезлигига эга шарнирларнинг тур ўлчовлари

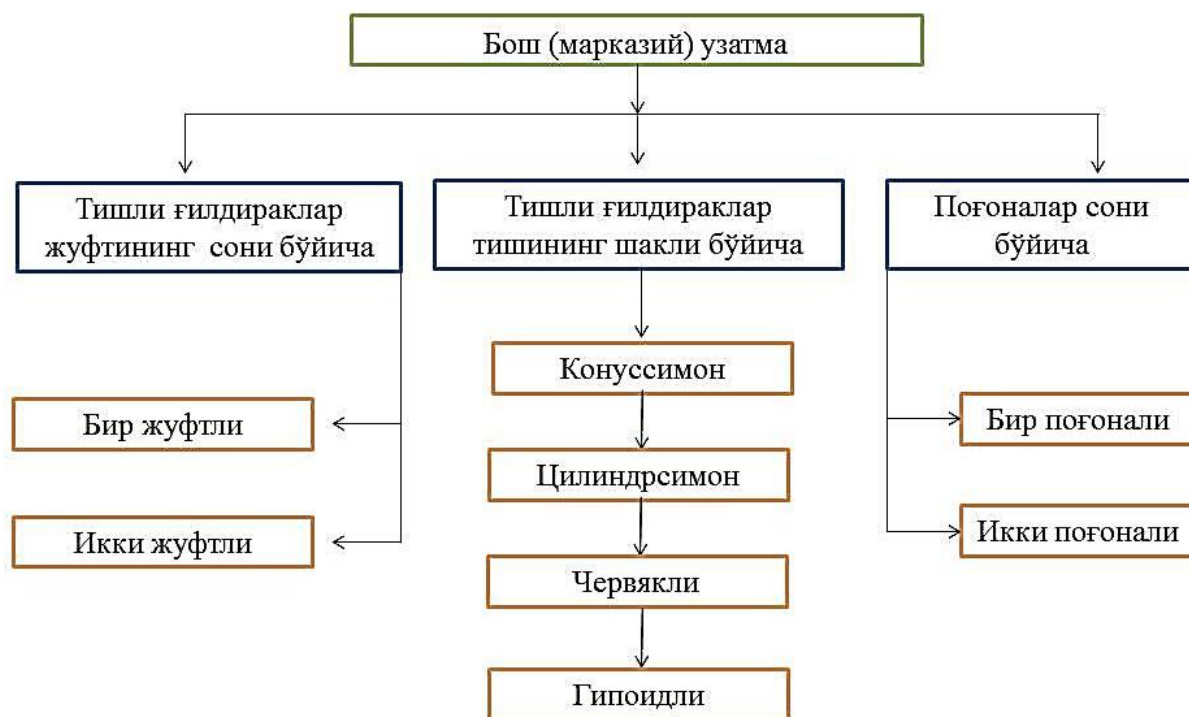
-жадвал

№	Параметр	Шарнир тури					
		шарикли				Кулачокли (дискли)	
1	Хисобий буровчи момент, Нм	1,37	2,20	4,50	7,75	8,20	30,7
2	Шарикнинг (дискнинг) диаметри, мм	25,32	29,50	40,0	42,80	98,0	108,0
3	Айланувчи шарнирнинг диаметри, мм	98	109	142	156	122	140
4	Ташқи четлари орасидаги масофа, мм	96	109	134	144	166	192
5	Валнинг ташқи диаметри, мм	32	35	44,5	50,0	55,0	62,0
6	Олдинги кўприкнинг юкланиши, кН	10,0	15,0	27,0	35,0	40,0	55,0

3.5 Бош (марказий) узатма

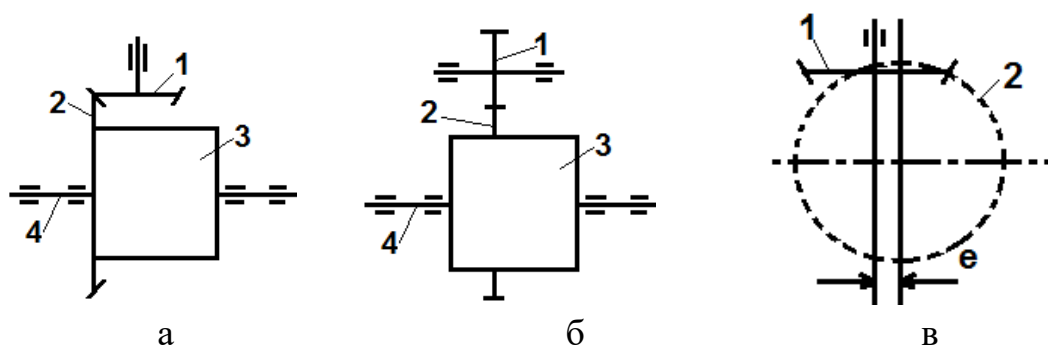
Бош марказий узатманинг вазифаси трансмиссия узатмалар сонини кўпайтириш орқали буровчи моментни орттириш ва узатмалар қутисидан келаётган ҳаракатни 90^0 буриб, ярим ўқларга етказиб беришдан иборат. Одатда улар етакчи кўприк картерида жойлашган бўлади.

Бош (марказий) узатма қуйидаги хилларга бўлинади:



Шуни айтиш керакки, юқоридагилар бир бири билан аралашган холда ҳам бош (марказий) узатмани ташкил этиши мумкин.

Бир поғонали бош (марказий) узатмаларнинг схемаси 3.9 - расмда келтирилган.



а-конуссимон шестерняли; б-цилиндрсимон шестерняли;

в-гипоидли шестерняли;

3.9-расм. Бир поғонали бош (марказий) узатмаларнинг кинематик схемалари.

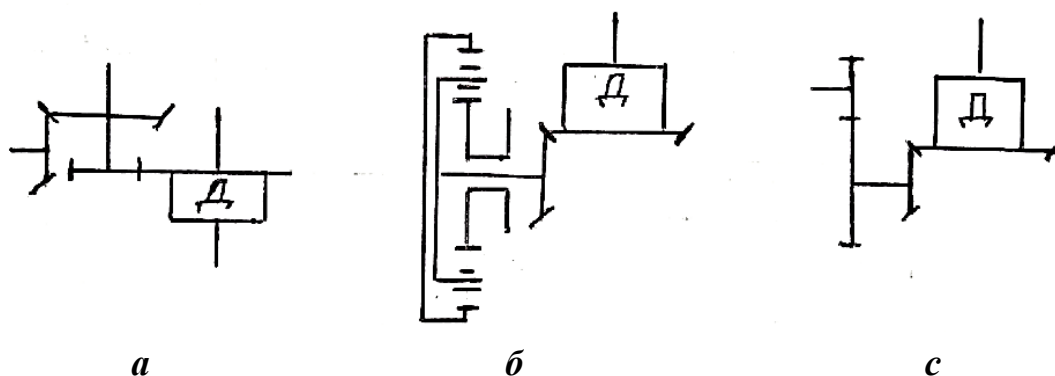
Бир поғонали бош (марказий) узатма содда, арзон ва массаси оз, шунингдек, ишлаб чиқариш ва эксплуатация қилиш қулай бўлгани учун кичик ва ўрта классдаги автомобилларда кенг тарқалган камчилик шуки, уларда узатмалар сонини купайтириш чекланган ($i_6 \leq 7$).

Агар бу кўпайтирилса, унинг габарит ўлчамлари катталашиб кетади. Гипоидли бош узатма кўпроқ тарқалган, (3.9в-расм). Бу узатма конуссимон узатмага нисбатан юмшоқ ишлаши ва шовқини пастлиги билан ажралиб туради. Шунинг учун енгил автомобиллар ва автобусларда кўпроқ қўлланилади.

Бир поғонали цилиндрсимон шестерняли бош узатмалар двигателлари кўндаланг жойлашган енгил автомобилларда қўлланилади.

Юқоридагилардан ташқари червякли бош узатмалар ҳам мавжуд. Уларда узатмалар сони $i_6 \geq 7$ бўлиши мумкин. Лекин уларнинг фойдали иш коэффиценти цилиндрсимон ва конуссимон шестерняли бош узатмаларникидан оз хисобланади. Бу эса уларни кенг қўлланилишини чеклайди.

Автомобил ва тракторларда икки поғонали бош (марказий) узатмалар ҳам қўлланилади, 3.10 - расм.



3.10-расм. Икки поғонали бош (марказий) узатмаларнинг кинематик схемалари.

Бундай бош узатмалар бир поғоналига нисбатан юқори юкланишни қабул қилиш қобилиятига эга бўлиб, узатишлар сонини юқорилатиш мумкин. ($i_6 \leq 12$). Шу билан бирга йўл оралигини пасайтирмаслиги ҳам мумкин.

Икки поғонали бош узатмада шестернялар жуфтлари хар хил бўлиши мумкин.

Юқоридаги схемаларда: а) биринчи поғона конуссимон жуфтлик, иккинчиси эса –цилиндрсимон жуфтлик, б) биринчи поғона планетар, иккинчиси конуссимон жуфтлик, с) биринчиси цилиндрсимон жуфтлик, иккинчиси конуссимон жуфтлик.

Енгил автомобиллардаги гипоидли узатмалардаги силжишнинг катталиги c шестернянинг тақсимловчи диаметри d_{e2} ни 0,2 қисмини ташкил

этиш керак, яъни $c=0,2d_{e2}$. Юк автомобилларида эса $c=0,125d_{e2}$ ни ташкил этиши керак.

Икки поғоналини марказий цилиндрсимон жуфтининг узатишлар сони $i_c=(0,45, \dots, 0,75) i_6$. Буларда $i_6=5 \dots 9$ ни ташкил этади.

3.6 ДИФФЕРЕНЦИАЛ

Бурилиш пайтида, нотекис юзада ёки иккала ғилдирак икки турдаги тупроқ шароитида ҳаракат қилиш даврида чап ва ўнг етакчи ғилдираклари икки хил айланишлар частотаси билан айланишга мажбур бўлади. Айниқса, бурилиш пайтида, ички етакчи ғилдирак бурилиш марказига нисбатан оз масофани босиб ўтади, ташқариси эса кўп масофани босиб ўтади. Шунинг учун ташқи ғилдиракнинг айланишлар частотаси ички ғилдиракникига қараганда кўп бўлади.

Шундан келиб чиқиб, ғилдиракли трактор ва автомобилларнинг етакчи кўпригида дифференциал механизми ўрнатилади.

Дифференциал механизмнинг асосий вазифаси, керак бўлганда, чап ва ўнг етакчи ғилдираклари икки хил айланишлар частотаси билан айланишига имконият яратишдир.

Дифференциал симметрик ва носимметрик хилларига бўлинади. Уларнинг тузилиши ва ишлаши “Трактор ва автомобиллар” курсини “шассининг тузилиши” қисмида мукамал ўрганилади. Бу мавзуда дифференциалнинг параметрлари ва уларни танлашга эътибор берилади.

Агар дифференциал корпуси айланишлар частотасини ўзгармас, деб n_k билан белгиласак, қуйидаги шарт бажарилади.

$$n_{\text{чап}} > n_k > n_{\text{ўнг}}$$

бу ерда $n_{\text{чап}}, n_{\text{ўнг}}$ - чап ва ўнг ярим ўқларнинг айланишлар частотаси.

Бундан шундай хулоса келиб чиқадики, қайси ярим ўқнинг айланишлар частотаси бурилиш пайтида қанчага камайса, бошқасиники шунчага кўпаяди.

Агар ўнгга бурилиш ўнг ғилдиракни тўла тормозлаш билан амалга оширилса ($n_{\text{ўнг}}=0$), чап ғилдиракнинг айланишлар частотаси дифференциал механизм корпусининг айланишлар частотасига нисбатан икки баробарга ортади, яъни

$$n_{\text{чап}} = 2n_k$$

Дифференциал механизм симметрик бўлса, ярим ўқларнинг тишли ғилдиракларидаги тишларнинг сони Z_2 ва Z_1 лар бир бирига тенг бўлади. У ҳолда ярим ўқлардаги моментлар қуйидагича аниқланади.

$$M_2 = -0,5M_1(1 + M_{\text{иш}} / M_1) = -0,5M_1(1 + \kappa_{\delta})$$

$$M_3 = -0,5 M_1 \left(1 - \frac{M_{\text{иш}}}{M_1} \right) = -0,5M_1(1 - \kappa_{\delta})$$

бу ерда κ_{δ} - дифференциални блокировка коэффиценти, $\kappa_{\delta} = M_{\text{иш}}/M$

$M_{\text{иш}}$ -дифференциалдаги ишқаланиш моменти.

Шестерняли дифференциалларда $M_{\text{иш}}$, M_1 га нисбатан одатда жуда кам бўлади. У холда симметрик дифференциалларда

$$M_2 = M_3 = 0,5M_1$$

Носимметрик дифференциалларда эса

$$M_2 = Z_2 M_1 \frac{1 - \kappa_{\delta}}{Z_2 + Z_3}$$

$$M_3 = Z_3 M_1 \frac{1 + \kappa_{\delta}}{Z_2 + Z_3}$$

бу ерда $M_2 Z_2$ ва $M_3 Z_3$ - тез айланувчи ва секин айланувчи **ярим ўқларга** қарашли шестернялардаги буровчи моменти ва тишлар сони.

Дифференциал механизмларнинг турланиш белгилари қуйидагилар:

-конструкцияси бўйича - конуссимон шестерняли, червякли ва кулачокли;

-жойланиши бўйича – ғилдираклар, ўқлар ва бир томондаги етакчи ғилдираклар орасига;

-блокировка механизми билан жихозлангани бўйича – жихозланмаган, жихозланган ва ўз-ўзидан блокировка қилинувчи;

-блокировка механизмининг узатмаси бўйича – механикавий, суюқлик ёрдамида, хаво ёрдамида ишловчи

-ўқлар орасига жойлашиши бўйича – симметрик ва носимметрик.

Камчилиги етакчи ғилдиракларнинг қайси бирини тупроқ билан илашиши кам бўлса, шу ғилдиракнинг ярим ўқиға буровчи моментни бериб юбораверади.

Илашиши яхши бўлган иккинчи ғилдирак эса айланмай тураверади. Шунинг учун тракторларда блокировка механизмлари қўлланилади. Автомобилларнинг тезлиги юқори бўлгани учун уларда қўлланилмайди.

3.7 ОХИРГИ УЗАТМАЛАР

Охирги узатмалар, асосан, тракторларда трансмиссия қисмларининг бири бўлиб, уларга ўзига хос алоҳида вазифа юклатилган.

Улар етакчи ғилдираклар ва дифференциал механизмлар орасига жойлаштирилади.

Вазифаси. Етакланувчи ғилдиракларга берилаётган айланишлар частотасини камайтириш хисобига буровчи моментни купайтириш ва керакли холларда тракторнинг йўл оралигини орттириш учун хизмат қилади. Охирги узатманинг сони етакчи ғилдираклар сони билан тенг бўлади.

Охирги узатмалар куйидаги белгилари бўйича хилланади.

-узатманинг турига қараб шестерняли ва тасмали;

-шестерняли узатманинг хилига қараб-ўқлари қўзғалмайдиган, планетар ва аралаш хиллари;

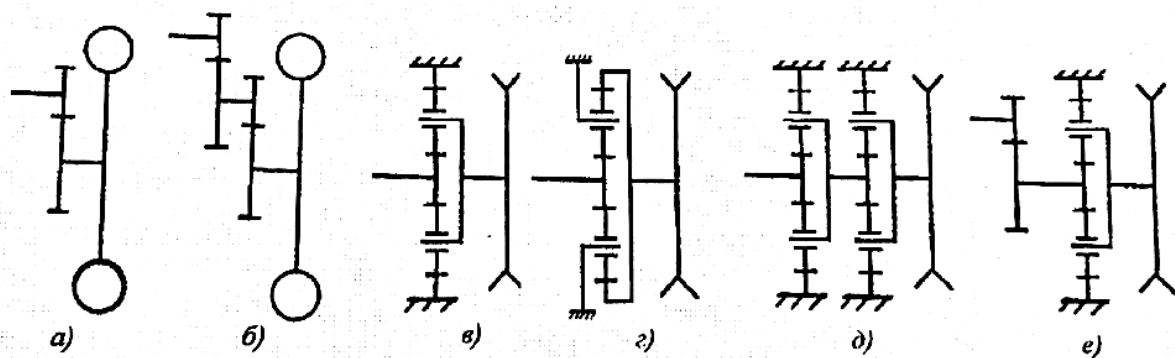
-кинематик схемаси бўйича- бир поғонали, икки поғонали;

-узатмани жойлашуви бўйича – трансмиссия корпусининг ичида ва ташқарисида, алоҳида корпусга жойлашган.

Юқорида санаб ўтилган охирги узатмалар тракторларда алоҳида ёки биргаликда қўлланилиши мумкин.

Охирги узатмаларни танлаш. Танлашда автомобил ёки тракторнинг вазифалари, оғирлиги ва ҳаракатлантиргичнинг туридан келиб чиққан ҳолда амалга оширилади.

Уларнинг кинематик схемалари 3.11-расмда келтирилган.



- а-бир поғонали-валлари шестернялар билан бирга айланадиган;*
б-икки поғонли – валлари шестернялар билан айланадиган;
в,г-бир поғона-планетарли;
е-икки поғонали –аралаш схемали;
д-икки поғонали планетарли.

3.11-расм .Охирги узатмаларнинг кинематик схемалари.

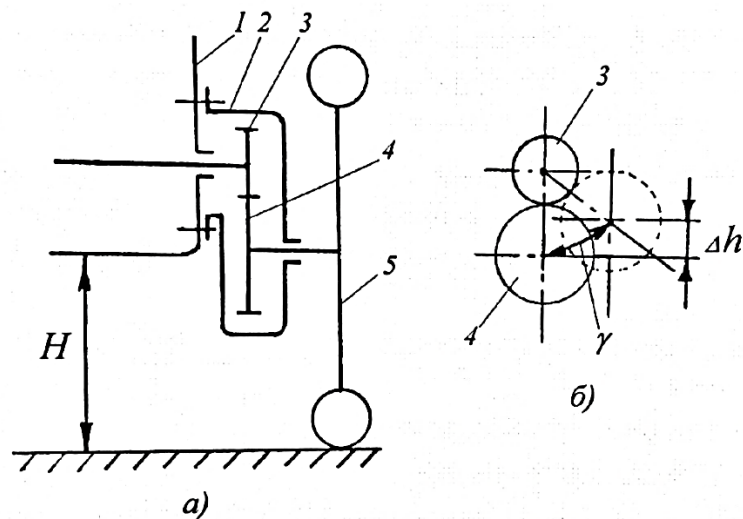
Юқоридагиларнинг ичида бир поғонали валлари цилиндрик шестернялар билан бирга айланадиган схемали охирги узатма кенг тарқалган (3.11 а-расм). Уларда узатмалар сони i_{oy} -4...7 оралигида ўзгаради. Агар узатмалар сонини орттириш ($6 \leq i_{oy} \leq 12$) ва йўл оралигини кўпайтириш керак бўлса, икки поғоналиси танланади.

Конуссимон шестерняли бир поғонали охирги узатмалар эса ғилдиракли тракторларнинг олдинги кўпригида қўлланилади.

Бир поғонали планетарли охирги узатмалар (3.11 в,г-расм) юк автомобилларида ва юқори қувватли ғилдиракли, шунингдек занжир тасмали тракторларда қўлланилади. Икки поғонали аралаш схемали (3.11 г,д-расм) фақат тракторларда қўлланилади.

Планетарли охирги узатмани ўзига хос афзаллик томонлари мавжуд. Унинг габарит ўлчамлари кичик, фойдали иш коэффициенти нисбатан юқори, қувватни узатишдаги йўқотишлар кам ва планетар қаторини марказий қисмидаги подшипниклар тўлалигича юкланишдан озод бўлади.

Охирги узатма ёрдамида тракторлардаги йўл оралигини кўпайтириш мумкин, 3.12-расм.



А-тракторларда охирги узатманинг жойлашуви;

Б-йўл оралигини ўзгартиришдаги тишли гилдиракнинг ҳолатлари.

1-етакчи кўприкнинг корпуси; 2-охирги узатманинг картери; 3 ва 4 – охирги узатманинг шестерняси ва тишли гилдираги; 5-тракторнинг етакчи гилдираги

3.12-расм. Охирги узатманинг ёрдамида йўл оралигини ўзгартириш схемаси.

Тишли гилдирак 4 нинг ташқи ҳолатида йўл оралиги энг катта қиймати H га эга бўлади, 3.12а-расм. Охирги узатманинг картери 2 ни корпус 1 га нисбатан γ бурчакка ўзгартирилиши, 3.12б-расм йўл оралигини камайишига олиб келади, яъни Δh га.

Фойдаланилган адабиётлар

1. Ўзбекистон Республикасини Президентининг “Олий таълим тизимини янада ривожлантириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги 2017 йил 20 апрел ПҚ-2909-сон қарори.
2. Ўзбекистон Республикасини Президентининг “Қишлоқ ва сув хўжалиги тармоқлари учун муҳандис-техник кадрлар тайёрлаш тизимини тубдан такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги 2017 йил 25 майдаги ПҚ-3003-сон қарори.
3. А.И.Гришкевич, Б.У.Буссел, Г.Ф.Бутусов, и др. Проектирование трансмиссий автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
4. В.И.Красненков, В.В.Егоркин, Синхронизаторы и ступенчатых трансмиссий. М: Машиностроение. 1976. 196 с.
5. И.С.Цитович, И.В.Каноник, В.А.Вавуло. Трансмиссии автомобилей. Минск. Наука и техника. 1979. 256 с.
6. Е.А.Чудаков. Теория автомобиля. М.:1950. 349 с.
7. И.С.Туревский. Теория автомобиля. Учебное пособие. М.: Высшая школа, 2005. 240 с.
8. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. Учебник для вузов I-том. СПб-2006. -478 с.
9. В.А.Умняшкин, Н.М.Филькин, Р.С.Музафаров. Теория автомобиля. Ижевск: Изд-во ИжГТУ. 2006.- 272 с.
10. А.П.Салтус. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. Учебное пособие. Кременчуг. 2003.-152 с.
11. Т.С.Худойбердиев. Трактор ва автомобиллар. Тузилиши. ОТМ учун дарслик. Тошкент-185 б.
- 12.Т.С.Худойбердиев. Трактор ва автомобиллар. Шасси назарияси. Тошкент-2017. 322 б.
13. В.Шарипов и др. Устройство тракторов-М.: МГТУ “МАМИ”, 2007. 230с.
14. M.Guiggiani. The Science of Vehicle Dynamics. Springer Netherlands. 2014. 356 p.
15. W. Chen, H.Xiao, Q.Wang, L.Zhao, M.Zhu. Integrated Vehicle Dynamics and Control. Wiley & Sons Singapore. 2016. 358 p.

МУНДАРИЖА

	Кириш	3
I-БОБ	ТРАНСМИССИЯ НАЗАРИЯСИ ВА ХИСОБИНИНГ АСОСИ БЎЛГАН КАТТАЛИКЛАР	5
1.1	Трансмиссия ва двигателларнинг асосий катталиклари	5
1.2	Ғилдиракларнинг турлари, деформациялари ва радиуслари	11
1.3	Ғилдиракларда ҳосил бўладиган куч ва реакция кучлари	14
1.4	Харакатга қаршилик қилувчи кучлар	19
1.5	Автомобиллар динамикаси. Тортиш - тезликлар характеристикасини белгиловчи параметрлар	22
1.6	Тортиш - тезликлар хусусиятлари	26
2-БОБ	ТРАНСМИССИЯ НАЗАРИЯСИ, ХИСОБИ ВА ЛОЙИХАЛАШ	31
	ТРАНСМИССИЯЛАР	
2.1	Механикавий трансмиссиялар.	33
2.2	Трансмиссиянинг асосий параметрларини аниқлаш	39
3-БОБ	МЕХАНИКАВИЙ ТРАНСМИССИЯ АСОСИЙ ҚИСМЛАРИНИНГ ПАРАМЕТРЛАРИ ВА УЛАРНИ ХИСОБЛАШ	45
3.1	Илашиш муфтасининг параметрларини танлаш	45
3.2	Узатмалар қутисининг поғоналар сонини аниқлаш	55
3.3	ТАҚСИМЛАШ ҚУТИЛАРИ	76
3.4	КАРДАН УЗАТМАЛАРИ ПАРАМЕТРЛАРИНИ ТАНЛАШ	76
3.5	Бош (марказий) узатма	80
3.6	ДИФФЕРЕНЦИАЛ	83
3.7	ОХИРГИ УЗАТМАЛАР	85
	Фойдаланилган адабиётлар	88

Муаллифлар ҳақида

ТАРАСИК ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР

Белорусь-Россия университети
“Транспорт ва технологик
машиналар” кафедраси
профессори



ХУДОЙБЕРДИЕВ ТОЛИБЖОН СОЛИЕВИЧ

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР

Андижон машинасозлик институти
“Автомобилсозлик” кафедраси
профессори



ҚАЮМОВ БАХРОМ

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PHD)

Андижон машинасозлик институти
“Автомобилсозлик” кафедраси
мудир



