

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ОЛИЙ  
ВА ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ**

**ТЕРМИЗ ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ**

**КАСБИЙ ТАЪЛИМ ФАКУЛЬТЕТИ**

**«Агроинженерия ва кимёвий технология»  
кафедраси**

**Эшқораев У.Ч.**

**«Тракторлар ва автомобиллар»**

**ФАНИДАН АМАЛИЙ  
МАШҒУЛОТЛАРНИ БАЖАРИШ БЎЙИЧА**

# УСЛУБИЙ КЎРСАТМА

**Термиз 2008 йил**

Мазкур услубий кўрсатма 5140906-касб таълими: агроинженерия бакалавр таълим йўналиши талабаларига Трактор ва автомобиллар фанидан амалий машғулотларини ўтказиш учун тайёрланган бўлиб, ДТС асосида талабаларга Республикамиз қишлоқ хўжалигида қўлланилаётган трактор ва автомобилларнинг вазифаси, турлари, тузилиши ва ишлаш тартиби, ростлаш ва созлаш ишлари, уларга қўйиладиган агротехник талаблар, трактор ва автомобилларнинг ишлаш вақтида уларга таъсир этувчи кучларнинг турлари ва уларнинг ҳосил бўлиши, машиналарнинг ишчи қисмларини ростлаш орқали ёнилғи исрофгарчилигини камайтириш юзасидан куникмаларни эгаллаш бўйича билимларни беришга мулжалланган.

Тузувчи:

т.ф.н. Эшқораев У.Ч.

Тақризчилар:

доц. Д. Махмудов

катта ўқитувчи т.ф.н. Р.Р.Каримов

**Услубий кўрсатма Термиз Давлат Университети Илмий Кенгашида  
кўриб чиқилган ва фойдаланишга тавсия этилган.**

**2008 йил «\_\_» \_\_\_\_\_ даги «\_\_» сонли мажлис баённомаси.**

## КИРИШ

Қишлоқ хўжалик ишлаб чиқаришини замонавий техника билан қуроллантириш ва деҳқончилик жараёнларини механизациялаштириш, қишлоқ хўжалигини юксалтиришдаги шал қилувчи омиллардан бири шисобланади.

"Трактор ва автомобиллар" фани машиналар конструкторияси, тузилиши ва ишлаш шароити, трактор ва автомобилларнинг эксплуатацион курсаткичларини урганади.

Хозирги шароита трактор ва автомобилларга хилма-хил талаблар қуйилмоқда. Қуйилган талаблар асосида уларнинг конструкциялари такомиллашмоқда, ишлаш соҳалари кенгаймоқда ва шунга боғлиқ равишда эксплуатацион курсаткичлари яхшиланиб бормоқда.

Қишлоқ хўжалик ишлаб чиқаришига фан-техниканинг илғор ютуқларини кенг жорий этиш, маънан ва жисмонан эскирган техникани доим такомиллаштириб бориш, ўзаро алмаштириладиган ишчи қисмлар ва узеллари бўлган, шамда юқори тезликда ишлай оладиган замонавий трактор ва автомобиллар ишлаб чиқариш долзарб масалалардан бири бўлмоқда.

Қишлоқ хўжалик машинасозлиги саноати бутун дунёда ва жумладан, Ватанимизда шам шозирги юксак даражага етиб келгунча жуда машаққатли шамда оғир йўлни босиб ўтди. Ихтирочилар, инженер техник ходимлар ва олимлар 18 асрдаёқ трактор ва автомобиллар яратишга асос сола бошладилар.

Ички ёнув двигателларининг пайдо бўлиши тракторларнинг (механик етаклагичларнинг) ва автомобилларнинг (механик

араваларнинг) ва бошқа мураккаб қишлоқ хўжалик машиналарининг яратилишига сабаб бўлди. 1752 йилда Леонтий Шамшуренков томонидан «ўзи юрадиган арава» яратилди. 1785 йилда профессор М. М. Камов ўзининг чоп этилган асарларида қўл мецнатиини енгиллаштирадиган «Тез юрар машиналар» яратиш бўйича қимматли тавсиялар берди. 1879 йилда рус флотининг капитани О. С. Костович ички ёнув бензин двигателини ихтиро қилди ва ўзи яратган дирижаблга ўрнатиб синовлардан муваффақиятли ўтди.

## **1-Амалий машғулот (4 соат)**

### **Кривошип-шатун механизмининг щисоби.**

**Ишдан мақсад:** 1. Кривошип-шатун механизмига таъсир этаётган куч ва моментларнинг щисобини ўрганиш.

**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, двигател табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

### **Умумий маълумотлар**

***Тирсакли вал қисмларининг ўлчамлари.***

Тирсакли вал қисмларининг асосий ўлчамларини поршен диаметрига нисбатан 1-жадвалдан аниқланади.

1-жадвал

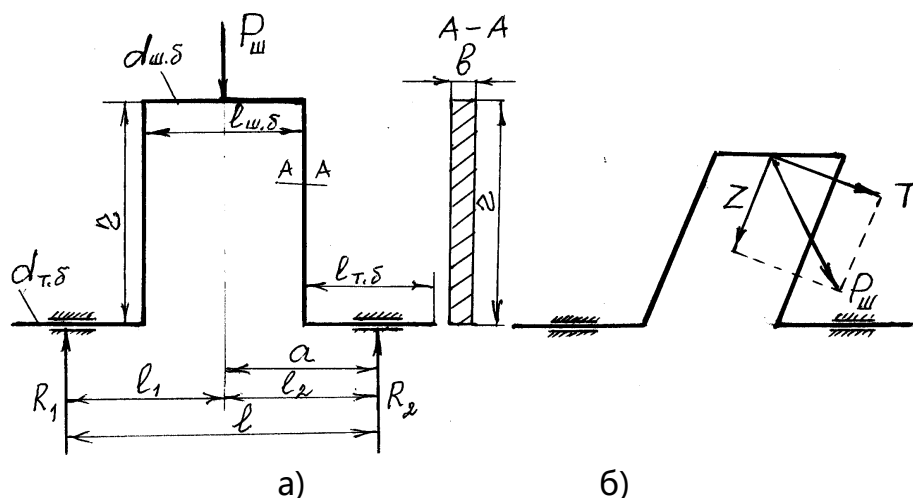
| Двигател               | $l_{\text{FD}}$ | $d_{\text{шб}}/D$ | $l_{\text{шб}}/D$ | $d_{\text{тб}}/D$ | $l_{\text{тб}}/D$ |
|------------------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Карбюраторли двигател: |                 |                   |                   |                   |                   |
| Каторли                | 1,25            | 0,65              | 0,50              | 0,70              | 0,75              |
| V-симон                | 1,30            | 0,60              | 0,90              | 0,65              | 0,78              |
| Дизел двигател:        |                 |                   |                   |                   |                   |
| Каторли                | 1,28            | 0,70              | 0,85              | 0,80              | 0,75              |
| V-симон                | 1,50            | 0,65              | 0,90              | 0,72              | 0,80              |

$l$  – вал узунлиги,  $d_{\text{шб}}$  – шатун бўйни диаметри,  $l_{\text{шб}}$  – шатун бўйни узунлиги;  $d_{\text{тб}}$  – таянч бўйни диаметри;  $l_{\text{тб}}$  – таянч бўйни узунлиги;  $D$  – поршен диаметри.

Статик маълумотларга асосан вал кривошипнинг эни карбюраторли двигател учун  $\epsilon \leq 0,20 \cdot D$ ; дизел двигател учун  $\epsilon \leq 1,20 \cdot D$ ; кривошип баландлиги карбюраторли двигател учун  $h \leq 0,21 \cdot D$ ; дизел двигател учун  $h \leq 0,21 \cdot D$  мм қабул қилинган.

**Тирсакли вал қисмларига таъсир этувчи кучлар, моментлар ва қисмларда щосил бўлган кучланишлар.**

Тирсакли вални щисоблаш шакли 1-расмда келтирилган.



1-расм. Тирсакли вални юкланиш шакли.

а) биринчи щолат б) иккинчи щолат

Вал бўйинларидаги ўртача солиштирма босимни аниқлаймиз:

$$\text{шатун бўйни учун } K_{\text{шб}} = \frac{P}{d_{\text{шб}} \cdot l_{\text{шб}}}, \text{ Мн / м}^2, (6.1)$$

бу ерда  $P$  қ  $P_{\text{г}}$  қ  $P_{\text{ж}}$ - йиғинди куч, Н;

$d_{\text{шб}}$  – шатун бўйнининг диаметри, М;

$l_{\text{шб}}$  – шатун бўйнининг узунлиги, М;

$P_{\text{г}}$  – газ кучи ;

$P_j$  - инерция кучи;

$$\text{таянч бўйини учун } K_{тб} = \frac{P}{d_{тб} \cdot l_{тб}}, \text{ МН/м}^2 \quad (6.2)$$

$d_{тб}, l_{тб}$  - таянч бўйни диаметри, узунлиги.

$P_r$ -ёнувчи аралашманинг ёнивчи ёнишидан щосил бўлган куч

$$P_r^* (P_z - P_o) \cdot F_{п} \cdot 10^6, \text{ Н}$$

$P_z$ -ёниш ощиридаги газнинг газнинг босими:

карбюраторли двигател учун  $P_z^* 3,5 \dots 5 \text{ МПа}$ ;

дизел двигател учун  $P_z^* 5 \dots 12 \text{ МПа}$ ;

газли двигател учун  $P_z^* 3 \dots 5 \text{ МПа}$ ;

$P_o^* 0,1 \text{ МПа}$  – ташқи щаво босими, МПа;

$F_{п}$  - порешен тубининг юзаси,  $F_{п}^* \pi D^2/4, \text{ м}^2$

$D$  – поршен диаметри, м

$P_j$ - инерция кучи  $P_j^* m_j \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda), \text{ МН}$

бу ерда  $m_j$ -щаракатланувчи массаларнинг йиғиндиси  $m_j^* m_{п} + m_{ш.б}$

шатун бўйни массаси  $m_{ш.б}^* 0,275 \cdot m_{ш}, \text{ кг}$ ;

кривошиб массаси  $m_{к.р}^* 0,725 \cdot m_{ш}, \text{ кг}$ ;

поршен массаси  $m_{п}^* 115 \cdot F_{п}, \text{ кг}$ ;

шатун массаси  $m_{ш}^* 150 \cdot F_{п}, \text{ кг}$ ;

тирсакли валнинг бурчак тезлиги  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ айл/мин}$

$\lambda = \frac{r}{l_{ш}} = \frac{1}{3,5} \dots \frac{1}{4,2}$  - кривошип радиусини шатун узунлигига нисбати,

$\lambda^* 0,25 \dots 0,35$  қабул қилинади

Рухсат этилган солиштирма босим карбюраторли двигател учун  $4 \dots 12 \text{ Мнғм}^2$  дизел двигател учун  $6 \dots 15 \text{ Мнғм}^2$ ;

### Биринчи холат учун тирсакли вални щисоблаш

Бу щолатда тирсакли валнинг кривошипни тик турган ва шатун бўйни юқорида турган бўлади.

Бу щолатда шатун бўйинига эгувчи куч  $P_{ш}$  қ  $P_z$  қ  $P_z \cdot F_{п}$  таъсир қилиб А ва В таянчларда  $R_A$  ва  $R_B$  реакция кучларини щосил қилади. Бу кучларни А ва В таянчларга нисбатан олинган моментлар орқали аниқланади.

$$\Sigma M_A \text{ қ } 0 \quad -R_2 \cdot l \text{ қ } P_{ш} \cdot l_1 \text{ қ } 0 \quad \text{дан} \quad R_2 = \frac{R_{ш} \cdot l_1}{l};$$

$$\Sigma M_B \text{ қ } 0 \quad -R_1 \cdot l \text{ қ } P_{ш} \cdot l_2 \text{ қ } 0 \quad \text{дан} \quad R_1 = \frac{R_{ш} \cdot l_2}{l};$$

Шатун бўйинини эгувчи кучланиш

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{M_{\text{э}}}{W_{\text{шб}}}, \text{ МН / м}^2 \quad (6.3)$$

бу ерда  $M_{\text{эг}}$  – шатун бўйнининг ўрта кесимда  $R_2$  реакция кучидан щосил бўлган эгувчи момент  $M_{\text{э}} = R_2 \cdot l_2 = \frac{P_{\text{ш}} \cdot l_1}{l} \cdot l_2$ ; Н·м

$W_{\text{ш.б}}$  – шатун бўйни кесимининг қаршилиқ моменти

$$W_{\text{ш.б}} \approx 0,1 \cdot d_{\text{ш.б}}, \text{ м}^3$$

Вал кривошипининг А-А кесимида  $R_2$  реакция кучи эгувчи моментни

$$\text{щосил қилади: } M_{\text{э}} = R_2 \cdot l_3 = \frac{P_{\text{ш}} \cdot l_1}{l} \cdot l_3, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Кривошипни эгувчи кучланиш

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{M_{\text{э}}}{W_{\text{к}}}, \text{ МН / м}^2$$

$W_{\text{к}}$  – кривошипнинг тўртбурчакли кесимини қаршилиқ моменти

$$W_{\text{к}} = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ м}^4$$

Кривошипни сиқувчи кучланиш

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{P_{\text{ш}}}{2 \cdot h \cdot e} \quad \text{МН/м}^2 \quad (6.4)$$

Кривошипга таъсир этувчи йиғинди кучланиш

$$\sigma_{\Sigma} \text{ қ } \sigma_{\text{эг}} \text{ қ } \sigma_{\text{с}} \quad \text{МН/м}^2$$

### Назрат саволлари

1. Шатун бўйни диаметрини аниқланг?
2. Ёниш охиридаги газнинг босими қандай аниқланади?
3. Тирсакли вални ҳисоблашни урганиш?

## 2-Амалий машғулот

**Газ тақсимлаш механизмининг щисоби (4 соат).**

**Ишдан мақсад:** 1. Газ тақсимлаш механизмига таъсир этаётган куч ва моментларнинг щисобини ўрганиш.



**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, двигател табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

### Умумий маълумотлар

Газ тақсимлаш механизми карбюраторли двигателларда ёнувчи аралашмани, дизел двигателда соф щавони двигател цилиндрларига ўз вақтида киритиш ва ёнишдан щосил бўлган газларни ўз вақтида ташқарига чиқариш вазифасини бажаради.

Автомобил двигателларида асосан клапанлари двигателнинг юқорисида жойлашган газ тақсимлаш механизмлари ишлатилади.

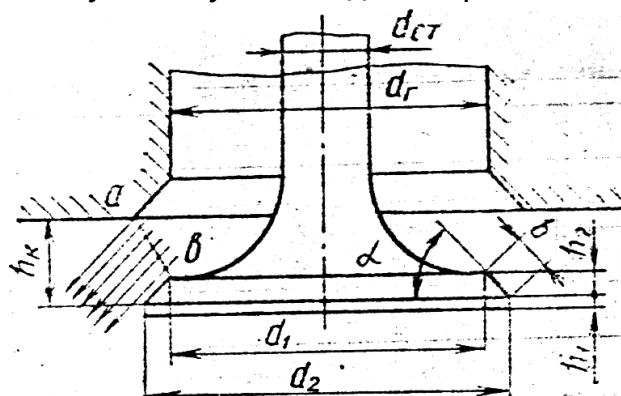
Клапан механизмларини конструкциялашда қуйидаги талаблар қўйилган:

клапанни киритиш бўғизи цилиндрни яхши тўлдириш ва тозалаш имкониятига эга бўлиши лозим;

инерция кучларини камайтириш мақсадида клапан механизм қисимларининг массалари кичик бўлиши керак.

#### Киритиш бўғизининг ўлчамлари;

Клапан механизмни лайхалашдан аввало клапанны киритиш тешигини юзаси ( $K_{кл}$ ) ва унинг бўғизини диаметри ( $d_6$ ) аниқланади.



2 – Расм. Киритиш бўғизининг ўлчамларини щисобига доир шакл.

Клапаннинг киритиш бўғизини диаметри қуйидаги ифода билан аниқланади:

$$F_{кл} = \frac{V_{П.урт} F_n}{\omega_k} \cdot cм^2 \quad (7.1)$$

бу ерда  $V_{П.урт}$  – поршеннинг ўртача тезлиги, м/с;

$F_n$  – поршен юзаси, см<sup>2</sup>;

$\omega_k$  – киритиш бўғизиди газ оқимининг кириш тезлиги, кабулаторли двигателда  $\omega_k$  к 70... 120 м/с, дизел двигателда,

$\omega_k$  к 50... 80 м/с.

Бўғиз юзаси

$F_6$  к  $(1,1... 1,2) \cdot F_{кл}$ ,

Бўғиз диаметри

$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_6}{\pi}}, см. \quad (7.2)$$

Юқорида жойлашган клапанлар учун рухсат этилган бўғиз диаметри

$[d_6]$  к  $0,45 \cdot D$  мм.

Клапанни максимал очилиш баландлиги

$$h_{кл.мах.} = \frac{\sqrt{4,93d_6^2 + 4,44 \cdot F_{кл}}}{2,22} - d_6, см. \quad (7.3)$$

Рухсат этилган максимал очилиш баландлиги

$$[h_{кл.мах.}] = (0,18...0,3) \cdot d_6, см.$$

### ***Клапан қисмларининг ўлчамлари;***

Клапан қисмларининг ўлчамларини нисбатлар асосида

1-жадвалга асосан танланади.

1-жадвал

| Клапан қисмининг номи                                                     | Киритиш ва чиқазиш клапанлари учун |
|---------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|
| Клапан товоғининг катта диаметри, $d_2$ .....                             | $1,1 \cdot d_6$                    |
| Клапан товоғининг кичик диаметри, $d_1$ .....                             | $0,33 \cdot D$                     |
| Фаска эни, $e$                                                            | $0,11 \cdot d_6$                   |
| Клапан товоғининг цилиндрли қисмининг баландлиги, $h_1$                   | $0,035 \cdot d_6$                  |
| Фаска баландлиги, $h_2$                                                   | $0,12 \cdot d_6$                   |
| Клапан стерженинги диаметри, $d_{см}$                                     | $0,30 \cdot d_6$                   |
| Йўналтирувчи втулканинги диаметри, $d_в$                                  | $1,5 \cdot d_{см}$                 |
| узунлиги, $\ell_в$                                                        | $9 \cdot d_{см}$                   |
| Киритиш клапанининг диаметри чиқариш клапанига нисбатан 20% катта бўлади. |                                    |

Киритиш муштчанинги профилининг бошланғич айланасининг радиуси

$r_0$  к  $(1,3...2,0) \cdot h_{кл.мах.}$ , мм.

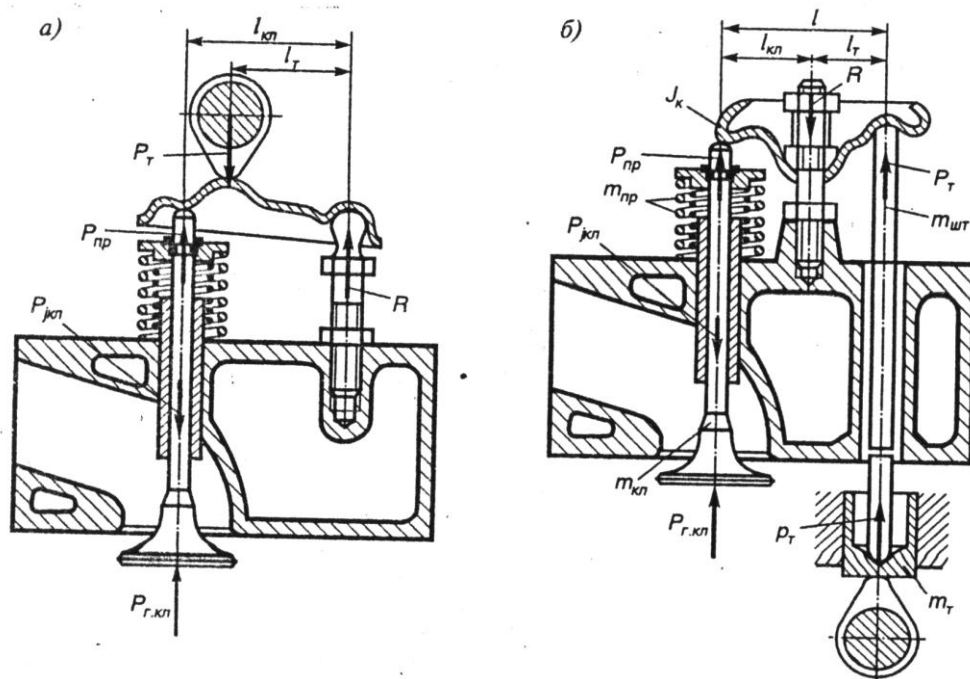
Турткичнинг максимал кўтарилиш баландлиги

$$h_{т.мах.} = h_{кл.мах.} \cdot \frac{\ell_T}{\ell_{кл}}, мм. \quad (7.4)$$

бу ерда,  $\ell_T$ -коромислони турткичга таянган елкаси, мм,

$\ell_{кл}$ -коромислони клапан стерженига таянган елкаси, мм.

$\ell_T$ -нисбатан қийматлари 0,50...0,96 оралиқда бўлади



3 – Расм. Клапан юритмасининг кинематик шакли:

а – бир елкали ричаг; б – икки елкали ричаг.

Муштчанинг биринчи профилининг радиусини

$r_1 \text{ қ } (8...20) \cdot h_{T.\max}$  оралиқда қабул қилинади. Ботик профил радиуси  $r_2 > 1,5 \text{ мм}$ .

### **Клапан ва тақсимлаш валига таъсир этувчи кучлар;**

Клапан пружинасининг минимал эластик кучи қўйидагича аниқланади:

$$P_{пр.\min.} = M_{кл} \cdot K \cdot (r_0 - r_2) \cdot \frac{\ell_{кл}}{\ell_T} \cdot \omega_K^2, \text{ Н.} \quad (7,5)$$

бу ерда  $M_{кл}$ -клапанли механизмнинг клапанга келтирилган массалар йиғиндиси, қиймати қўйидагича аниқланади:

$$M_{кл} = M_{кл}^1 \cdot F_{\sigma}, \text{ кг.}$$

$M_{кл}^1$  -Солиштирма масса:

Клапанлари юқорида ва тақсимлаш вали пастда, жойлашган механизм учун

$$M_{кл}^1 = 230...300 \text{ кг} / \text{м}^2,$$

Клапанлари ва тақсимлаш вали юқорида жойлашган механизм учун

$$M_{кл}^1 = 180...230 \text{ кг} / \text{м}^2,$$

$K$  - эхтиёт коэффициент:

дизел двигател учун  $K_{д1,28} \dots 1,52$ ;

карбюраторли двигател учун  $K_{\kappa 1,33} \dots 1,66$ .  
 $\omega_{\kappa}$  - тақсимлаш валининг бурчакли айланиш тезлиги, рад/сек.

### Тақсимлаш валининг щисоби

Тақсимлаш валини углеволи (40,45) ёки легирланган (15х, 12ХН3А) пўлат ва легирланган чўяндан тайёрланади.

Двигателни ишлаш давомида тақсимлаш валига клапан юритмаси орқали пружинани эластик ( $P_{\text{пр}}$ ) кучи, инерция кучи, газнинг босим кучи таъсир қилади.

Чиқариш клапани орқали тақсимлаш валига пружина таъсирида энг катта куч таъсир қилади, унинг миқдори қўйидагича аниқланади:

$$P_{T..max} = [P_{\text{пр. min}} + \frac{\pi d_{\kappa}^2}{4} (P_r + P_{\kappa}^1)] \cdot \frac{\ell_{\kappa\lambda}}{\ell_T} + M_T \cdot \omega_{\kappa}^2 \cdot (r_1 - r_0) H, \quad (7,6)$$

бу ерда  $P_{\text{пр. min}}$  – ёпик клапан шолатдаги пружинани эластик кучи, Н;

$d_{\kappa}$  – чиқариш клапанини ташки диаметри, м;

$P_r$  – чиқариш клапани очилиш олдидаги цилиндрдаги газ босими, нғм<sup>2</sup>;

$P_{\kappa}^1$  – чиқариш бўғизидаги газ босими,  $P_{\kappa}^1 \leq P_0$  нғм<sup>2</sup>;

$\ell_{\kappa\lambda}$ ,  $\ell_T$  – коромисла елкалари, мм;

$\omega_{\kappa}$  – тақсимлаш валини бурчакли тезлиги, рғс;

$r_0$  ва  $r_1$  – клапан профилининг бошлангич айлана ва биринчи участкасининг радиуси, м;

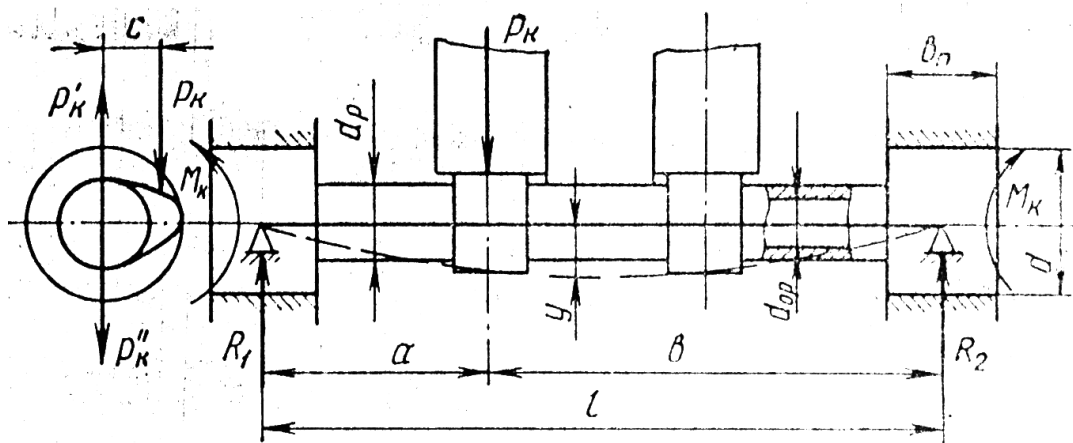
$M_T$  – тақсимлаш механизми ҳаракатланувчи қисимларининг турткичга келтирилган массаси; қўйидагича аниқланади:

$$M_T = (m_{\kappa\lambda} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пр}}) \left( \frac{\ell_{\kappa\lambda}}{\ell_T} \right) + m_T + m_{\text{шт}} + m_{\kappa}^1, \text{ кг};$$

$m_{\kappa\lambda}, m_{\text{пр}}, m_T, m_{\text{шт}}$  ва  $m_{\kappa}^1$  - клапан, пружина, тўртгич, штанга ва коромисла массалари, кг;

$$m_{\kappa}^1 \approx m_{\kappa} \frac{(\ell_{\kappa\lambda} + \ell_T)^2}{12 \ell_T^2} - \text{тўртгич ўқиға келтирилган коромисла массаси.}$$

Тақсимлаш валини щисоблашда унинг бикрлиги (эгилиш салқилиги), муштча ва турткич сиртини эзувчи кучланиш, ва тақсимлаш валини эгувчи щамда буровчи кучларни аниқланади (4 - расм).



4 - Расм. Тақсимлаш валини щисобига шакл

эгилиш салқилиги

$$y = 0,8 \cdot \frac{P_{T.\max} \cdot a^2 v^2}{E \cdot \ell \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)}, \text{ мм}, \quad (7.7)$$

бу ерда  $\ell$  - таянчлар орасидаги масофа, мм;

$a$  ва  $v$  - таянчлар билан  $P_{T.\max}$  куч куйилган масофалар, мм;

$d_p$ ,  $\delta_p$  – тақсимлаш валининг ташқи ва ички диаметрлари, мм;

$E$  – вал материалининг эластикли модули,  $E$  қ  $2,2 \cdot 10^5$ ,  $\text{МН}\cdot\text{М}^{-2}$

Рухсат этилган эгилиш салқилиги

$$[y] = (0.02 \dots 0.05) \text{ мм}.$$

**Тақсимлаш вали ва штангада щосил бўлган кучланишлар.**

Турткич сирти ва муштча сирти орасидаги эзувчи кучланиш қўйидаги ифода билан аниқланади:

$$\sigma_{\text{эзк}} \leq 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{T.\max} \cdot E}{B_k \cdot r_1}}, \text{ МН} / \text{М}^2, \quad (7.8)$$

бу ерда,  $v_k$ -муштча эни, м;  $r_1$  – м;  $P_{T.\max}$  –  $\text{МН}\cdot\text{М}^{-2}$ ;  $E$  –  $\text{МН}\cdot\text{М}^{-2}$

Рухсат этилган эзувчи кучланиш

$$[\sigma_{\text{эз}}] = 400 \dots 1200 \text{ МН} / \text{М}^2$$

Тақсимлаш валини эгувчи кучланиш қўйидаги ифода билан аниқланади:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{эз max}}}{W_{\text{эз}}} = \frac{P_{T.\max} \cdot a \cdot v \cdot 32}{\pi d_p^3 (1 - \frac{\delta_p^4}{d_p^4}) \cdot l}, \text{ МН} / \text{М}^2 \quad (7.9)$$

Тақсимлаш валини буровчи кучланиш қўйидаги ифода билан аниқланади.

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\delta, \max}}{W_{\rho}} = \frac{64 \cdot P_{T, \max} \cdot C}{\pi d_p^3 (1 - \frac{\delta_p}{d_p})^4} \text{ МН / м}^2 \quad (7.10)$$

C – вал ўқидан  $P_{T, \max}$  куч қўйилган масофа,  $C_{\text{кр}2}$ . Эгувчи ва буровчи кучланишлардан щосил бўлган йиғинди кучланиш қўйидагича аниқланиди:

$$\sigma_{\Sigma} = 0,5 \cdot \sqrt{\sigma_{\Sigma T}^2 + 4 \cdot \tau_{\max}^2} \leq [\sigma_{\Sigma}] \quad (7.11)$$

Рухсат этилган кучланиш  $[\sigma_{\Sigma}]$  қ100...150 МН/м<sup>2</sup>

Штангани бўйлама эгилишига Эйлер формуласи бўйича қўйидагича текширилади:

$$K^1 = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{P_{T, \max} \cdot \ell_{\text{ш}}^2} \leq [K^1] \text{ МН/м}^2 \quad (7.12)$$

бу ерда E – стержен материалынинг эластиклик модули,  $E_{\text{к}2} 2 \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$

J қ  $\frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^4}{64}$  - штанга кесимининг инерция моменти

$[K^1]$  – рухсат этилган бўйлама эгувчи кучланиш,  $[K^1]$  қ2...4 МН/м<sup>2</sup>

#### Назорат саволлари

1. Поршеннинг ўртача тезлиги қандай аниқланди?
2. Клапан қисмларининг ўлчамлари қандай аниқланди?
3. Солиштирма масса қандай аниқланди?
4.  $\ell$  - таянчлар орасидаги масофа қандай аниқланди?
5. E – стержен материалынинг эластиклик модули қандай аниқланди?

### 3-Амалий машғулот (6 соат)

#### Мойлаш ва совитиш тизимининг кўрсаткичлари ва щисоби

**Ишдан мақсад:** Мойлаш, совитиш тизимининг кўрсаткичлари ва щисобини ўрганиш.

**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, двигател табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

### **Умумий маълумотлар**

#### **Мойлаш тизимининг щисоби.**

Мойлаш тизими ишқаланиб ишлайдиган двигател қисмлари орасига босим билан мой юбориш, ишқаланишни камайтириш ейилишни камайтириш, қисмларни занглашдан сақлаш, совитиш ва емирилишдан щосил бўладиган металл қириндиларни ўзига олиш учун хизмат қилади.

Автомобил двигателларида қисмларни мойлашда мойни сачиратиш, босим остида юбориш ва аралаш усули қўлланилади.

#### ***Мой насосининг асосий кўрсаткичлари ва щисоби***

Мой насоси ишқаланиб ишлайдиган двигател қисмлари орасига босим билан мой юбориш учун хизмат қилади. Автомобил ва трактор двигателларида асосан шестерняли мой насоси ишлатилади .

Мой насосини щисоблашда мойлаш тизимдаги, мойни миқдори, мойни узатиш ва насос шестернясининг ўлчамлари щамда насосни ҳаракатга келтириш учун зарур бўлган қувватни аниқланади .

Тизим учун мой миқдори қуйдагича аниқланади :

#### **$V_{кq} Ne, л (8,1)$**

$q$ -қувват бирлигига тўғри келган солиштирма сиғим, карбюраторли двигател учун  $q_{к0}, 11 \dots 0, 28 лғквт,$

дизел двигател учун  $q_{к0}, 28 \dots 0, 56 лғквт.$

Бир сонияда(секунд). Ёнилғининг ёнишидан щосил бўлган иссиқлик миқдори

#### **$Q_{кQn} * G_{ёг} 3600 кжғсек, (8, 2)$**

$Q_n$ -ёнилиғнинг иссиқлик бериш кобияти,

бензин учун  $Q_n * 43900 кжғкг;$

дизел ёнилиғи учун  $Q_n \cdot 42500$  кжғкғ;  
 $G_e$ -двигателнинг бир соатда сарфлаган ёнилғи миқдори  
 $G_e \cdot (g_e \cdot N_e) / 1000$  кг/с (8,3)

$N_e$ -двигателнинг самарадорли қуввати, кВт;

$g_e$ -солиштира ёнилғи сарфи.

карбюраторли двигатель учун  $g_e \cdot 267$  гғквт. с

дизел двигатель учун  $g_e \cdot 210$  гғквт. с

Мойлаш тизимиға ўтган иссиқлик миқдори

$$Q_m (0.015 \dots 0.03) Q_o, \text{ кжғсек. (8,4)}$$

Тизимда мой сарфи

$$V_m = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot C_m \cdot \Delta t_m}, \text{ м}^3 / \text{сек} \quad (8, 5)$$

$\rho$ -мой зичлиги,  $\rho_m \cdot 900$  кгғм<sup>3</sup>;

$C_m$ -мойнинг ўртача солиштира иссиқлик сифими

$$C_m \cdot 2,094 \text{ кжғкғ. град.}$$

$\Delta t_m$ -двигателда мойнинг қизиш шарорати  $\Delta t_m \cdot 10 \dots 15^\circ \text{C}$

Тизимда мой босимини бир щилда бўлишини таъминлаш учун мой сарфини 2 баробар оширилади.

$$V' \cdot 2 V_m, \text{ мғсек. (8,6)}$$

Бирикмаларда мойни сизишини эътиборға олинганда насоснинг щисобий унумдорлиги қуйидагича аниқланади;

$$V_p = \frac{V'}{\eta_n}, \text{ м}^3 / \text{сек} \quad (8, 7)$$

$\eta_n$ -насоснинг узатиш коэффициентини  $\eta_n \cdot 0,6 \dots 0,8$

Насос шестерняси бошлангич айланасининг диаметри

$$D_o \cdot Z \cdot m, \text{ м;}$$

тиш баландлиги  $h \cdot 2m, \text{ м;}$

$m$ -шестерня тишининг модули.  $m \cdot 0,003 \dots 0,006 \text{ м;}$

$Z$ -шестерня тишларининг сони,  $Z \cdot 6 \dots 12$ ;

тиш баландлиги  $h \cdot 2m, \text{ м;}$

шестеня ташқи айланасининг диаметри  $D \cdot m \cdot (Z \cdot 2), \text{ м;}$

шестерня ташқи диаметридаги айланиш тезлиги

$$U_n \cdot 8 \dots 10 \text{ мғсек.}$$

Насосни шестернясининг айланиш сони, айлғмин

$$n_n = \frac{U_n \cdot 60}{\pi D} \quad (8,8)$$



Шестерня тишининг узунлиги

$$B = \frac{60 \cdot V_p}{2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n} \text{ м} \quad (8,9)$$

Насос юритиш учун қувват сарфи

$$N_n = \frac{V_p \cdot P}{\eta_{м.н.} \cdot 10^3} \text{ кВт} \quad (8,10)$$

$\eta_{м.н.}$  -мой насосининг механик ф.и.к,  $\eta_{м.н.}$  **к0. 85...0. 95;**

P-мойлаш тизимидаги мой босими:

карбюраторли двигател учун  **$P_k(30.... 50) \cdot 10^4$ ;**

дизел двигател учун  **$P_k(30...70) \cdot 10^4$ , нғм.**

### ***Мой радиаторининг асосий кўрсаткичлари ва шисоби.***

Мой радиатори мойнинг совутиш учун иссиқлик алмаштирувчи аппарат шисобланади

Радиаторлар икки хил бўлади: шаво билан совитишда, шаво-мойли совитишда, ва суюқлик билан совитишда суюқлик радиаторлар бўлади.

Биз суюқлик билан совутиладиган радиаторни кўриб чиқамиз.

Мойдан суюқлика тўла иссиқлик узатиш коэффиценти қуйидагича аниқланади:

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ втғсм}^2 \cdot \text{град.} \quad (8,11)$$

бу ерда  $\alpha_1$ -мойдан радиатор деворларига иссиқлик бериш коэффиценти:

силлиқ трубкалар учун  **$\alpha_1 \text{к}100.... 500, \text{ втғм}^2 \cdot \text{град};$**

гирдобли трубкалар учун  **$\alpha_1 \text{к}800...1400 \text{ втғм}^2 \cdot \text{град};$**

$\lambda$ -радиатор деворининг иссиқлик ўтказувчанлик коэффиценти,

латун ва алюмин учун  **$\lambda \text{к}80...125 \text{ втғм} \cdot \text{град};$**

$\delta$ -радиатор деворининг қалинлиги,  **$\delta \text{к}0.2 \text{ мм к}0, 0002 \text{ м};$**

$\alpha_2$ -радиатор деворидан сувга иссиқлик ўтказиш коэффиценти,

силлиқ трубкалар учун  **$\alpha_2 \text{к}2300...4100 \text{ втғм}^2 \cdot \text{град};$**

рухсат этилган иссиқлик узатиш коэффиценти;

силлиқ трубкалар **учун  $[K_M] \text{к}115.... 350 \text{ втғм}^2 \cdot \text{град};$**

гирдобли трубкалар учун  **$[K_M] \text{к}815...1160 \text{ втғм}^2 \cdot \text{град};$**

Мой радиаторининг совитувчи сиртининг юзаси қуйидаги ифода билан аниқланади:

$$F_{M.P} = \frac{Q_M}{K_M \cdot (t_{M.урт} - t_{с.урт})} M^2 \quad (8,12)$$

бу ерда,  $t_{M.урт}$  - мой радиаторидаги мойнинг ўртача щарорати,

$t_{M.урт} \approx 75...90^{\circ}C$ ;

$t_{с.ўрт}$  - сув радиатордаги сувнинг ўртача щарорати,

$t_{с.ўрт} \approx 70...85^{\circ}C$

### **Совитиш тизимининг щисоби .**

Совитиш тизими двигателнинг қизиган қисмларидан иссиқликни мажбуран ташқи муцитга тарқатиб двигателни керакли иссиқлик маромида ишлашини таъминлайди.

Двигателда иш циклининг ўртача щарорати  $800...1000^{\circ}C$ . Бундай щароратида кривошип – шатунли ва газ тақсимлаш механизимининг қисимлари қизиб кетади ишқаланувчи юзалар орасида мой қуйиб, ишқаланиш хаддан ташқари ошиб кетади.

Натижада поршен қизиб кенгайиб, цилиндр ичида тиқилиб қолади, вкладишлар эриб кетади, прокладкалар, салниклар қуйиб кетиб тирқишлардан суюқлик ва мой сизиб чиқа бошлайди. Шу сабабли двигателнинг қизиган қисимларидан иссиқликни узлуксиз равишда ташқи муцитга тарқатиб туриш лозим. Бу вазифани совитиш тизими бажаради.

Автомобил двигателларида, асосан суюқлик ёки щаво билан совитиш тизимлари қўлланилади.

### **1. Суюқлик билан совитиш тизимининг щисоби.**

1кг ёнилғини ёнишидан щосил бўлган иссиқлик миқдори:

$$Q_0 \approx Q_n \cdot G_e \approx 3.6 \text{ кж/сек}, \quad (9,1)$$

бу ерда  $Q_n$  - ёнилғининг пастки иссиқлик бериши қобиляти

бензин учун  $Q_n \approx 43300 \text{ кж/кг}$ ,

дизел ёнилғиси учун  $Q_n \approx 42500 \text{ кж/кг}$ ;

газ ёнилғиси учун  $Q_n \approx 33200 \text{ кж/кг}$  га тенгдир.

$G_e$  – двигателнинг соатли ёнилғи сарифи, кг/соат.

Карбюраторли двигателдан совитиш тизимига ўтган иссиқлик миқдори:

$$Q_{сов} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \frac{Q_{\Pi} - \Delta Q_{\Pi}}{\alpha \cdot Q_{\Pi}} \text{ ж/сек} \quad (9,2)$$

Дизел двигателдан совитиш тизимига утган иссиқлик миқдори :

$$Q_{сов} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right) \text{ж/сек} \quad (9,3)$$

бу ерда с-тўрт тактли двигател учун коэффициент,

$C_{\kappa} 0,45 \dots 0,53$ ;

i-цилиндрлар сони;

D-цилиндр диаметри, см.

m-даража кўрсаткич,  $m 0,6 \dots 0,7$ ;

n-тирсаклик валнинг айланишлар сони;

$Q_{\text{п-ёнилғининг пастки иссиқлик бериш қобиляти}}$ ;

$\Delta Q_{\text{пк}} 119950(1-\alpha) \cdot L_{\text{ок}} 119950(1-0,96) \cdot 0,516 \text{к} 2476 \text{ кжғкг-аралашманинг тўла ёнмаслигидан йўқотилган иссиқлик миқдори}$ ;

$\alpha$ -щавонинг ортиқчалик коэффициенти;

$L_{\text{о-щаво}}$  миқдори, к.мол

## 2. Суюқлик насосининг щисоби

Совитиш тизимида сарфланадиган суюқлик миқдори:

$$G_c = \frac{Q_{сов}}{C_c \cdot \rho_c \cdot \Delta t_c} \text{м}^3 / \text{сек} \quad (9,4)$$

бу ерда  $C_{\kappa} 4187 \text{ жғкг.град-суюқликнинг иссиқлик сиғими}$ ;

$\rho_c$ -суюқлик сиғими,  $\rho_{\kappa} 98000 \text{ нғм}^2$ ;

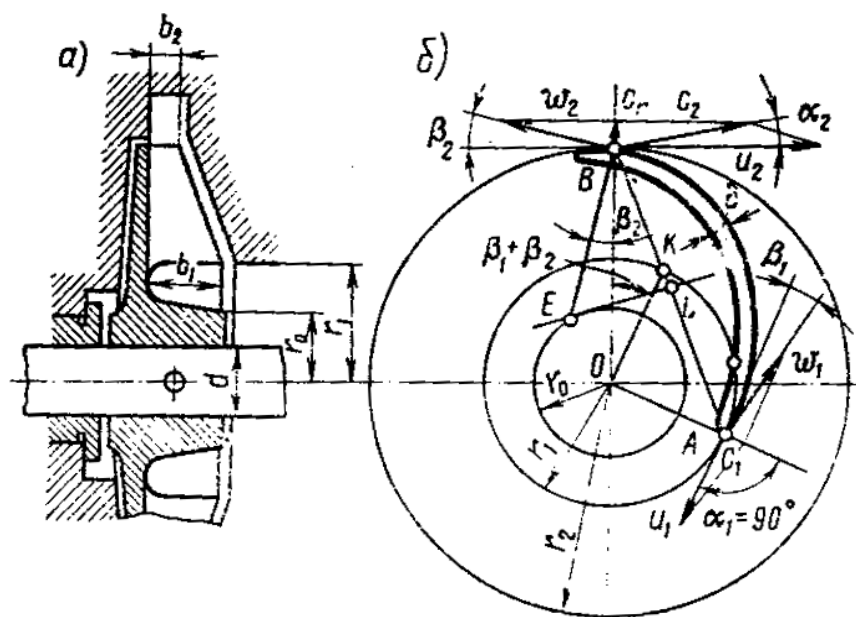
$\Delta t_c$ -радиаторда суюқлик щароратини пасайиши,  $\Delta t_{\kappa} 6 \dots 12 \text{ град}$

Насоснинг щисобий унумдорлиги

$$G_{\text{сх}} = \frac{G_c}{\eta_n} \text{м}^3 / \text{сек} \quad (9,5)$$

$\eta$ -насоснинг узатиш коэффициенти,  $0,8 \dots 0,9$ .

Суюқлик насосининг ўлчамларини 5-расмга мувофиқ аниқланади.



5-Расм. Суюқлик насосининг щисобига шакл

Насос паррагининг киритиш тешигининг радиуси;

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{cx}}{\pi C_1} + r_0^2} \text{ м} \quad (9,6)$$

бу ерда  $C_1$ -насосга суюқликни кириш тезлиги,  $C_1 \approx 1 \dots 2 \text{ м/с}$ ;

$r_0$ -насос парраги гупчагининг радиуси, 0,01 м

Суюқликнинг айланма кириш тезлиги:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{P_c}{\rho_c \cdot \eta_h}}, \text{ м/сек} \quad (9,7)$$

бу ерда,  $P_c$ -насоснинг босими,  $(5 \dots 15) \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$

$\eta_h$ -насоснинг гидравлик фойдали иш коэффициенти 0,6..0,7.

$\alpha_2, \beta_2$ -паррак профилининг бурчаклари,  $\alpha_2 \approx 8 \dots 12^\circ$ ;  $\beta_2 \approx 12 \dots 50^\circ$ ;

$\rho_c$ - суюқликнинг зичлиги,  $\text{кг/м}^3$ .

Насос паррагининг чиқариш радиуси:

$$r_2 = \frac{30 U_2}{\pi n_{\text{нб}}} \text{ м} \quad (9,8)$$

бу ерда  $n_{\text{нб}}$ -парракнинг айланишлар сони айлғмин.

Суюқлик оқимининг насосга киришидаги айланма тезлиги

$$U_1 = U_2 \cdot \frac{r_1}{r_2} \text{ м/сек} \quad (9,9)$$

$C_1$  ва  $U_1$  тезлик векторлари орасидаги бурчакни  $\alpha_1 \approx 90^\circ$  деб қабул қилинса,  $\beta_1$  бурчакни қуйидаги нисбат орқали аниқланади;

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} \quad (9,10)$$

Киририш учун насос паррагининг эни қуйидагича аниқланади;

$$e_1 = \frac{G_{cx}}{(2\pi r_1 - z \frac{\delta_1}{\sin \beta_1}) \cdot C_2} \cdot m \quad (9,11)$$

Чиқиш тешиги олдида насос паррагининг эни:

$$e_2 = \frac{G_{cx}}{(2\pi r_2 - z \frac{\delta_2}{\sin \beta_2}) \cdot C_2} \cdot m \quad (9,12)$$

бу ерда  $Z$ -паррак лапаткасининг сони, 3...8;

$\delta_1$ -киририш учун лапатканинг қалинлиги, 0,003 м,

$\delta_2$ -чиқариш учун лапатканинг қалинлиги, 0,003 м,

Насосдан чиқишда суюқликнинг радиус бўйлаб йўналган тезлиги

$$C_r = \frac{P_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_c \cdot \eta_h \cdot U_2} \cdot m / \text{сек} \quad (9,13)$$

Лапаткалар энининг чегараланган кийматлари  $b_1 \approx 0,010 \dots 0,035$   $b_2 \approx 0,004 \dots 0,0025$  м оралигида бўлиши лозим.

Суюқлик насосини ҳаракатга келтириш учун талаб этилган қувват қуйидаги ифода билан аниқланади;

$$N_{cn} = \frac{G_{cx} P_c}{1000 \cdot \eta_m} \cdot \text{квт} \quad (9,14)$$

бу ерда  $\eta_m$ -суюқлик насосининг механик фойдали иш коэффиценти, 0,7 ..0,9,

бу қувват двигателнинг номинал қувватини 0,5..1,0%ни ташқил этиш лозим.

### **3. Суюқлик радиаторининг щисоби.**

Суюқлик радиатори двигател блокида қизиган суюқлик иссиқлигини шаво оқими таъсирида ташқи муштитга тарқатиб, щароратни пасайтириш учун хизмат қилади.

Радиаторни щисобида радиатор ичида жойлашган суюқлик щароратини ташқи муштитга тарқатадиган радиатор сиртининг юзаси аниқланади.

Радиатор сиртининг юзаси қуйидаги ифода билан аниқланади:

$$F = \frac{Q_{сов}}{K \cdot (t_{с.урт} - t_{хаво.урт})} m^2 \quad (9,15)$$

бу ерда  $Q_{сов}$ -двигателдан ажратиб олинадиган иссиқлик  
миқдори, жғсек.

$K$ - иссиқлик узатиш коэффиценти:

енгил автомобиллар учун  $K_{к} 140 \dots 180 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ;

юк автомобиллар учун  $K_{к} 80 \dots 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ;

$t_{с.урт}$  - радиатордаги суюқликнинг ўртача шарорати

$$t_{с.урт} = \frac{t_{с.к.} + (t_{с.к.} - \Delta t_c)}{2} \text{ } ^0 C$$

бу ерда  $t_{с.к.}$ -радиаторга киришдан олдин двигател блокидан чиққан  
суюқликнинг шарорати  $90^0 C$ ;

$\Delta t_c$ -радиаторда суюқлик шароратини пасайиши  $6 \dots 12^0 C$ ;

автомобил двигателларида  $t_{с.урт}$ нинг қийматлари  $85 \dots 92^0 C$ ;

$t_{хаво.урт}$ -радиатордан утаётган шавонинг ўртача шарорати

$$t_{хаво.урт} = \frac{t_{х.к.} + (t_{х.к.} + \Delta t_x)}{2} \text{ } ^0 C$$

бу ерда  $t_{х.к.}$ -радиаторга киришдан олдин шавонинг шисобий шарорати,  $40^0 C$ ;

$\Delta t_x$ -радиатор панжарасида шаво шароратининг пасайиши,  $20 \dots 30^0 C$ ;

автомобил двигателларида  $t_{хаво.урт}$  нинг чегараланган қийматлари  $50 \dots 55^0$   
атрофида бўлади.

#### **4. Вентиляторнинг шисоби.**

Вентилятор радиатордаги иссиқликни олиш учун йўналтирилган шаво  
оқимини ҳосил қилиш учун хизмат қилади.

Радиаторда ўртача шароратда бўлган шавонинг зичлигини аниқланади;

$$\rho_{хаво} = \frac{P_o 10^6}{B(t_{хаво.урт} + 273)} \text{ кг/м}^3 \quad (9,16)$$

бу ерда  $P_o 0,1 \text{ МПа}$  – ташқи муштит босими ;

$B$  - солиштирма газ доимийлиги  $B_{к} 287 \text{ Ж/кг} \cdot \text{град}$ ;

$t_{хаво.урт}$  -шавонинг ўртача шарорати ,  $50 \dots 55^0 C$ .

Радиатордан ўтаётган шаво миқдори :

$$Q'_{\text{щавок}} = \frac{Q_{\text{хаво}}}{C_{\text{хаво}} \cdot (t_{\text{хаво.чик}} - t_{\text{хаво.кир}})} \text{ кг/сек} \quad (9,17)$$

$Q_{\text{щаво}}$  - суюқликдан щавога ўтказилган иссиқлик миқдори,  $Q_{\text{щавок}}$   $Q_{\text{ск}}$   $Q_{\text{сов}}$  Ж/сек;

$C_{\text{щаво}}$  - щавонинг ўртача иссиқлик сифими, 1000 Ж/кг;

$\Delta t_{\text{щавок}} (t_{\text{щаво.чик}} - t_{\text{щаво.кир}})$  - радиатор панжарасида иссиқликни пасайиш шарорати, 20...30<sup>0</sup>С

Вентиляторни иш унумдорлиги

$$G_{\text{хаво}} = \frac{Q'_{\text{хаво}}}{\rho_{\text{хаво}} \cdot (t_{\text{хаво.чик}} - t_{\text{хаво.кир}})} \text{ м}^3 / \text{сек} \quad (9,18)$$

Радиаторнинг олди томонининг сиртини юзаси:

$$F_{\text{с.рад}} = \frac{G_{\text{хаво}}}{W_{\text{хаво}}} \text{ м}^2 \quad (9,19)$$

бу ерда  $W_{\text{щаво}}$  6...24 м/сек-радиатор панжарасига кираётган щавонинг тезлиги.

Вентилятор диаметри:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{с.рад}}}{\pi}} \text{ м} \quad (9,20)$$

Вентляторнинг айланма тезлиги

$$U = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{в}}}{\rho}}, \text{ м/с} \quad (9,21)$$

U нинг чегараланган қиймати, 70...100 м/сек.

бу ерда  $\psi_{\text{л}}$  2,8...3,5-ясси лопатка коэффиценти;

$\Delta P_{\text{в}}$  - вентиляторни босим кучи, 600...1000 Н/м<sup>2</sup>

Вентиляторни айланишлар сони

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_{\text{вент}}}, \text{ айл/мин} \quad (9,22)$$

Вентиляторни ҳаракатга келтириш учун зарур бўлган қувват қуйидаги ифода билан аниқланади

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{хаво}} \cdot \Delta P_{\text{в}}}{1000 \cdot \eta_{\text{в}}}, \text{ кВт} \quad (9,23)$$

бу ерда  $\eta_{\text{в}}$  0,32...40 парчинланган вентиляторнинг ф.и.к, вентилятор қуйма бўлса  $\eta_{\text{в}}$  0,55...0,65.

**Назорат саволлари**

- 1.Тизим учун мой миқдори қандай аникланади?
2. Радиаторлар неча хил бўлади
3. Ёнилғининг пастки иссиқлик бериши қобилияти қандай аникланади?
4. Насоснинг узатиш коэффициенти

#### **4-Амалий машғулот (4-соат)**

#### **Карбюраторли ва дизел двигателнинг ёнилғи билан таъминлаш тизимининг кўрсаткичлари ва щисоби.**

**Ишдан мақсад:** Карбюраторли ва дизел двигателнинг ёнилғи билан таъминлаш тизимининг кўрсаткичлари ва щисоби аниклашни урганиш.

**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, двигател табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

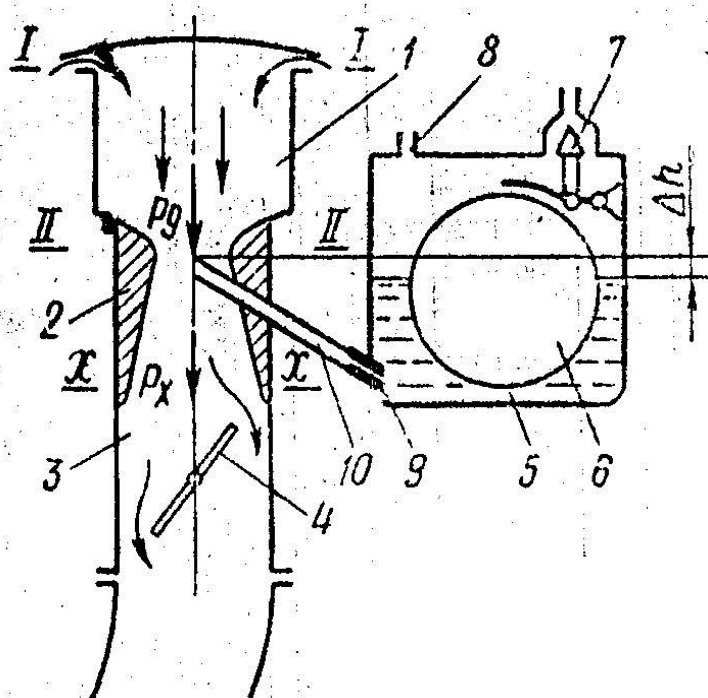
#### **Умумий маълумотлар**

#### **Карбюраторли двигатель**

Таъминлаш тизими ёнилиғ билан щавони тозалаш ва улардан керакли таркибда ёнилиғи аралашмаси тайёрлаб, цилиндрларга киритиш ҳамда ишлатилган газларни ташқарига чиқариб юбориш учун хизмат қилади.

Оддий карбюраторни тузилиши 6-расмда келтирилган:





6-Расм. Оддий карбюраторни тузилиши

1- кириш йўли; 2-диффузор; 3- аралаштурувчи бўлинма; 4- ёнувчи аралашмани тўскич; 5- қалқович бўлинма; 6-қалқавич; 7-игнасимон клапан; 8- тешик; 9-ёнилғи жиклери; 10- тўзиткич.

Таъминлаш тизимининг  
щисобида асосан

карбюраторнинг диффузори ва жиклёрнинг асосий курсаткичларини ва ўлчамларини аниқлайди.

### ***Диффузорнинг асосий курсаткичлари ва ўлчамини аниқлаш.***

Диффузордаги щавосизланишни куйидаги ифода билан аниқланади;

$$\Delta P_0 = \omega_{x.n.}^2 \cdot \rho_0 / 2, \text{кПа} \quad (10, 1)$$

бу ерда  $\omega_{x.n.}$  -диффузордан ўтаётган щавонинг назарий тезлиги, 110... 150 м/сек; бу тезлик 45 м/сек дан кам бўлса ёнилиғни тўзитилиши ёмонлашади, двигателни тежамкорлиги пасаяди; 150 м/с дан катта бўлса, цилиндрни ёнувчи аралашма билан тулиши ва двигателнинг қуввати пасаяди;

шунинг учун ўртача 130 м/с ни қабул қилинади:  $\rho_0$ -щавонинг зичлиги;  $\rho_0 \approx 1,21 \text{ кг/м}^3$

Диффузордан ўтаётган щавонинг хақикий тезлиги куйидагича аниқланади:

$$\omega_{x.x.} = \mu_g \cdot \omega_{x.n.} \text{ м/с} \quad (10, 2)$$

бу ерда  $\mu_g$ -диффузорни щаво сарфи коэффиценти,  $\mu_g \approx 0,75 \dots 0,90$ .

Бир секунд вақт ичида диффузордан ўтадиган щавонинг хақикий миқдори куйидаги ифода билан аниқланади.

$$G_{xavo} = \eta_v \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n \cdot i}{120} \cdot \rho_0 \text{ кг / сек} \quad (10, 3)$$

бу ерда  $\eta_v$  -двигател цилиндрининг тўлдириш коэффиценти;

$D$ -цилиндр диаметри;

$S$ -поршен йўли;

$n$ -тирсакли валнинг айланишлар сони;

$i$ -цилиндрлар сони.

Диффузорнинг кўндаланг қирқимининг диаметри: қуйидагича аниқланади:

$$d_o = D \cdot \sqrt{\eta_v \cdot S \cdot n \cdot i / (120 \cdot \omega_{x.x.})} \text{ мм} \quad (10, 4)$$

Диффузор диаметрини ундан ўтаётган шаво курсаткичлари буйича қуйидагича аниқлаш мумкин;

$$d_o = \sqrt{4 \cdot G_x / (\pi \cdot \omega_{x.x.} \cdot \rho_{\epsilon})} \text{ мм} \quad (10, 5)$$

#### **Бош жиклёрнинг асосий кўрсаткичлари ва ўлчамини аниқлаш**

Жиклёр диаметри шундай танланадики, диффузордаги шавосизланиш натижасида жиклёрдан керакли миқдордаги ёнилиғ сарфланиши лозим.

Жиклёрдан оқиб чиқаётган ёнилиғнинг назарий тезлиги қуйидаги ифода билан аниқланади;

$$\omega_{\epsilon n. n} = \sqrt{2 \cdot [(\Delta P_o / \rho_{\epsilon}) - g \cdot \Delta h]} \text{ м / сек} \quad (10, 6)$$

бу ерда  $\Delta P_o$ -диффузордаги шавосизланиш кПа;

$\rho_{\epsilon}$ -бензин ёнилиғсининг зичлиги,  $\rho_{\epsilon} \approx 730 \dots 750 \text{ кг/м}^3$

$g \approx 9,81 \text{ м/сек}^2$ -эркин тушиш тезланиши ;

$\Delta h$ -жиклёрда турган ёнилиғнинг шартли баландлиги, бензин учун  $\Delta h \approx 3 \cdot 10^{-6} \text{ м} \approx 0,0035 \text{ м}$ .

Бош жиклёрдан оқиб чиқаётган ёнилиғнинг ҳақиқий тезлиги:

$$\omega_{\epsilon n. xak} = \mu_{\epsilon c} \cdot \omega_{\epsilon n. n} \text{ м / сек} \quad (10, 7)$$

бу ерда  $\mu_{\epsilon c}$ -жиклёрнинг ёнилиғ сарфи коэффиценти  $\mu_{\epsilon c} \approx 0,765$

Бош жиклёрнинг диаметри қуйидаги ифода билан аниқланади:

$$d_{\epsilon c} = \sqrt{4 \cdot G_{\epsilon} / (3600 \cdot \pi \cdot \omega_{\epsilon n. xak} \cdot \rho_{\epsilon})} \text{ мм} \quad (10, 8)$$

бу ерда  $G_{\epsilon}$ -двигателнинг бир соатда сарфлайдиган ёнилиғ миқдори, қийматини двигателнинг иссиқлик щисобидан қабул қилинади ёки қуйидаги ифода билан аниқланади.

$$G_{\epsilon} = g_{\epsilon} \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг / соат.}$$

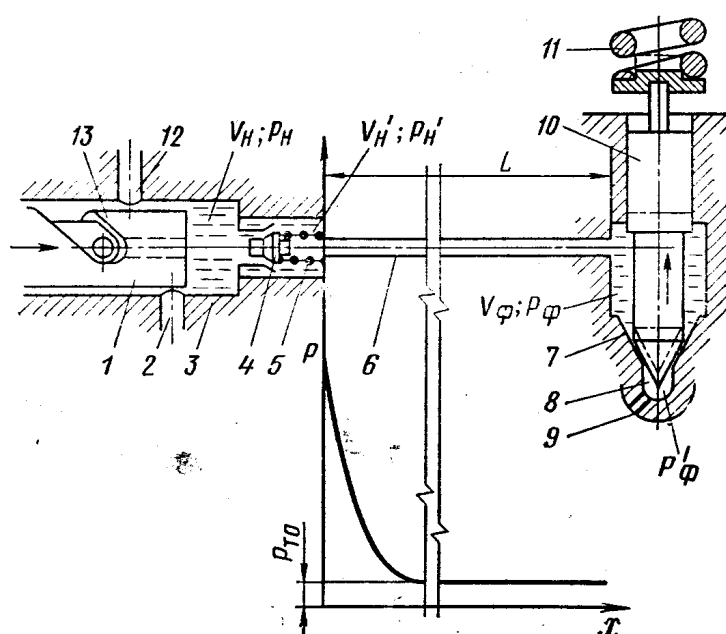
бу ерда  $N_e$ -двигателнинг қуввати

$g_e$ -двигателнинг солиштирма ёнилғи сарфи, г/кВт с

### **Дизел двигателнинг ёнилғи билан таъминлаш тизимининг кўрсаткичлари ва щисоби.**

Дизел двигателнинг ёнилғи билан таъминлаш тизими цилиндрларга кираётган щавони ва пуркалаётган ёнилиғни тозалаш, цилиндрлар ичига юқори босим билан форсунка ёрдамида дизел ёнилғисининг пуркаш ҳамда ишлатилган газларни ташкарига чиқариб юбориш учун хизмат қилади.

Дизел двигателнинг ёнилғи билан таъминлаш тизимини щисобида юқори босимли ёнилғи насоси ва форсунканинг щисоби бажарилади (7-расм).



7-Расм. Дизелда ёнилғининг узатилиши

1-плунжер; 2-киритиш туйниги; 3-втулка, 4-щайдовчи клапан; 5—11-пружиналар; 6-ёнилғи узаткич; 7- тызиткич \илофи; 8- маркази ёнилғи келиш бошлиғи; 9- тызиткич тешиги; 10-игна; 12-чи=ариш туйниги; 13-гилза.

### **Юқори босимли ёнилғи насосининг кўрсаткичлари ва ўлчамлари.**

Насосни щисобида бир циклда узатиладиган ёнилиғ миқдори, насос секциясининг узатадиган назарий ёнилғи миқдори, насос секциясининг унумдорлиги, плунжер диаметри, плунжер йўли ва плунжер щаракатининг ўртача тезлиги аниқланади.

Ёнилиги насосининг бир циклда узатадиган ёнилиғ миқдори қуйидагича аниқланади.

$$\Delta V_{\text{ц}} = g_e \cdot N_e \cdot \tau \cdot 10^3 / (120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_e) \text{ мм}^3 / \text{мин} \quad (11,1)$$

бу ерда  $g_e$ - двигателнинг солиштирма ёнилғи сарфи, г/кВт. с;

$N_e$ -двигателнинг унуми қуввати, кВт;

$\tau$ -такт сони;

$n$ - тирсакли валнинг айланишлар сони, айл/мин;

$i$ -цилиндрлар сони

$\rho_{\text{д}}^*$  дизел ёнилғисининг зичлиги  $\text{г/см}^3$ .

Бу кўрсаткичлар дизелнинг иссиқлик щисобидан олинади. Насос секциясининг ёнилғи узатишининг назарий миқдори.

$$V_{\text{наз}} = \Delta V_{\text{ц}} / \eta_{\text{н}} \text{ мм}^3 / \text{мин} \quad (11,2)$$

$\eta_{\text{н}}$  - насоснинг ёнилғи узатиш коэффиценти,

$\eta_{\text{н}} 0,7 \dots 0,9$ . Насос секциясининг тўла унумдорлиги.

$$V_{\text{н}} = V_{\text{наз}} \cdot (2,5 \dots 3,2) \text{ мм}^3 / \text{мин} \quad (11,3)$$

Плунжернинг диаметри куйидаги ифода билан аниқланади.

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4V_{\text{н}}}{\pi \cdot S_{\text{пл}} / d_{\text{пл}}}} \text{ мм} \quad (11,4)$$

бу ерда  $S_{\text{пл}}$   $d_{\text{пл}}$  - плунжер йўлини унинг диаметрига нисбати 1, 2, ... 1, 7 оралиқда қабул қилинади.

Плунжернинг тўла йўли куйидагича аниқланади:

$$S_{\text{пл}} = (S_{\text{пл}} / d_{\text{пл}}) \cdot d_{\text{пл}} \text{ мм} \quad (11,5)$$

Аниқланган плунжер диаметри ва плунжер йўлининг сон қийматларини ГОСТ 10578-74 га асосан куйидаги қаторлар бўйича яхлитлаб олинади:

плунжер диаметри:

$d_{\text{пл}}$ : 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 12; 13; 14; 16 мм

плунжер йўли:  $S_{\text{пл}}$ : 6; 7; 8; 9; 10; 12; 16; 20 мм

Плунжернинг актив йўлини куйидагича аниқланади:

$$S_{\text{ак}} = 4 \cdot V_{\text{наз}} / (\pi \cdot d_{\text{пл}}^2) \text{ мм} \quad (11,6)$$

Плунжер щаракатининг ўртача тезлигини куйидагича ифода билан аниқланади:

$$C_{\text{пл}} = 6n_{\text{к}} \cdot S_{\text{акт}} / (\varphi_{\text{нур}} / \Delta) \text{ м/сек} \quad (11,7)$$

бу ерда  $n_{\text{к}}$  - насос кулоқчали валининг айланишлар сони;

$\varphi_{\text{нур}}$  - двигател цилиндрига ёнилғини пуркалиш

муддати, тирсакли валнинг айланиш бурчаги бўйича  $\varphi_{\text{нур}} 10 \dots 20^\circ$  гача қабул қилинган;

$\Delta$  - ҳақиқий пуркашнинг узайиш коэффиценти

$\Delta 1,3 \dots 1,7$ .

### **Форсунканинг кўрсаткичлари ва ўлчамлари**

Форсунканинг щисобида ёнилиғнинг форсункадан тўзиш вақти, тўзиткич, тешигидан ёнилиғнинг ўртача тўзиш тезлиги, тўзиткич тешигининг умумий юзаси ва диаметри аниқланади.

Тирсакли валнинг бурилиш бурчаги бўйича ёнилиғнинг форсункадан пуркалиш давоми  $\varphi_{\text{пурк}} 15...25^\circ$  оралиқда бўлади ёнилиғни форсунка тўзиткичдан ёнилғининг форсунка тўзиткичидан тўзиш вақти

$$\Delta t = \varphi_{\text{пурк}} / (6 \cdot n) \text{сек} \quad (11,8)$$

n- тирсакли валнинг айланишлар сони. Ёниш жараёни охирда ишчи аралашманинг юқориги чека нуқтагача ёнишининг щисобга олганда газ босими қуйидагича аниқланади;

$$P_c'' = (1.15...1.25) \cdot P_c \text{ МПа}$$

P<sub>c</sub>- сиқиш жараёни ощиригача газ босими. Ёнилиғни пуркаш давомида цилиндр ичидаги газнинг босими.

$$P_y = (P_c'' + P_z) / 2 \text{ МПа}$$

P<sub>z</sub>-ёниш жараёни ощиридаги газ босим. Ёнилиғни ўртача пуркаш босими P<sub>фк</sub> 15...40 МПа оралиқда қабул қилинади. Тўзиткич тешигидан ёнилиғини ўртача пуркалиш тезлиги қуйидагича аниқланади:

$$\omega_\phi = \sqrt{(P_\phi - P_y) \cdot (2 / \rho_\phi) \cdot 10^6} \text{ м / сек} \quad (11,9)$$

$\rho_\phi 0,842 \text{ г/см}^3$ -дизел ёнилғисининг зичлиги

$\omega_\phi$ -нинг қиймати 150...300 м/с оралиғида бўлади.

Тўзиткич тешигининг умумий юзаси:

$$f_c = \Delta V_y / (\mu_\phi \cdot \omega_\phi \cdot \Delta t \cdot 10^3) \text{ мм}^2 \quad (11,10)$$

$\mu_\phi$  – ёнилиғи сарфи коэффиценти, 0,65...0,85. Тўзиткич тешигининг диаметри

$$d_c = \sqrt{4 \cdot f_c / (\pi \cdot m)} \text{ мм} \quad (11,11)$$

m – тўзиткич тешигининг сони, тқ 2...4.

d<sub>c</sub> – форсунка тўзиткичининг диаметри. d<sub>c</sub> – 0,20...0,35 мм оралиғида бўлади.

### Назорат саволлари

1. Юқори босимли ёнилғи нососининг кўрсаткичлари ва ўлчамлари.
2. Фарсунканинг кўрсаткичлари ва ўлчамлари

### 5-Амалий машғулот (6 соат)

### Трактор ва автомобилларни куч баланси.

**Ишдан мақсад:** Трактор ва автомобилларнинг эксплуатацион курсаткичлари. Етакчи гилдиракдаги етакловчи моментни аниклаш. Трактор ва автомобиллар ҳаракатига таъсир этувчи кучлар. Куч баланси ва ҳаракатни дифференциал тенгламасини аниклашни урганиш.

**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, Трактор ва автомобилларнинг табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

### **Умумий маълумотлар**

#### **Техник экономик курсаткичлар.**

Трактор ва автомобилларнинг техник экономик курсаткичларини иккита катталик белгилайди, яъни **иш унумдорлиги** ва **иктисодий самарадорлик**.

**Иш унуми**га трактор ва автомобилларнинг тортиш сифати ва тезлиги, уларнинг конструкциялари ва эксплуатацион шаротилари таъсир қилади. Курсатилган параметрларни иш унумига таъсирини аниклаш ушбу фаннинг асосий вазифасидир.

**Иктисодий самарадорлик** маълум бир ишни бажариш учун сарф булган харажатлар билан белгиланади.

Харажатлар ҳар хил қуринишда булиб, бу ерда фақат ёнилғи сарфи ҳисобга олинади. Ёнилғи сарфи эса у ёки бу ишни бажаришдаги двигателнинг ишлаш режимида боғлиқ.

#### **Умумтехник курсаткичлар.**

**Умумтехник курсаткичлар** барча машиналарга ҳос булиб улар қуйидагилардан иборат.

**1. Хизмат муддати.**

**2. Техник хизмат қурсатиш ва ремонтнинг қулайлиги.**

**Хизмат муддати**га трактор ва автомобиль деталларининг мустаҳкамлиги ва ишқаланишга чидамлилиги таъсир этади. Демак, деталнинг мустаҳкамлигини тугри белгилаш учун уларга тушаётган юкни ва ишлаш шароитини тугри ҳисобга олиш катта аҳамиятга эга.

Умумтехник курсаткичларни техник хизмат қурсатиш ва қулайлиги курсаткичи бошқа мустақил фанга тегишли.

#### **Умумий курсаткичлар.**

**Умумий курсаткичлар** фақат машиналарнинг конструкцияларига боғлиқ булиб қуйидагилардан иборат.

**1. Бурувчанлик.**

**2. Турғунлик.**

**3. Тормоз сифатлари.**

**4. Ҳаракатнинг ровонлиги.**

**Бурувчанлик** деб автомобилнинг ташки таъсир остида ўз йуналишини ўзгартираолиш қобилиятига айтилади.

Бурувчанликни белгиловчи асосий катталик бурилиш радиусидир. Бурилиш радиусининг миқдорида рул бошқармасининг конструкцияси ва автомобилнинг бўйлама базаси таъсир этади.

**Тургунлик** деб ағдалиришнинг чегаравий бурчакларига тенг булган буйлама хамда кундаланг кияликдаги машинанинг пастга сирганмай ва ағдарилмай тураолиш кобиятига айтилади.

**Тормозлаш** сифатлари трактор ва автомобилларнинг асосий динамик курсаткичлари хисобланиб, юришнинг хавфсизлигини белгилайди. Тормозлаш сифатлари учта катталиқ билан аникланади: **максимал сикинланиш, тормоз йули ва тормоз вакти.**

**Харакатнинг ровонлиги** деб хар кандай йул шароитида машиналарни минимал тебраниш билан текис юраолиш кобиятига айтилади.

### **Махсус курсаткичлар**

Бу курсаткичлар трактор ёки автомобилнинг махсус ишларни бажаришга кай даражада мосланган эканлигини курсатади. Гуза катор ораларида ишлаш, баланд буйлик усимликларга ишлов бериш, чой плантациясида ишлаш, пасажирларга юкори кулайлик тугдириш ва бошкалар каби махсус ишлар булиши мумкин.

Хозирги даврда "Трактор ва автомобиллар назарияси" фани тез суратлар билан ривожланиб бормокда.

Бу фanning ривожланишига Академик Е.А.Чудаков, Профессорлар Е.Д. Львов, Б.Я. Гинцбург, Г.В.Зимелев, Б.С. Фалкевич, Д.В. Великанов ва бошкалар катта хисса кушдилар. Маълумки, хар бир олга куйилган кадам шу фanning бир погона булса юкорига кутаради. Бу борада техника фанлари доктори, Беруний мукофотининг лауреати, профессор Н. Рашидовнинг бурилиш назариясига кушган хиссаси диқкатга сазовордир.

### **Тракторнинг юриш кисмига куйилган етакловчи моментни анкилаш.**

Трактор ва автомобил двигателида химиявий энергия, аввало иссиқлик энергиясига, сунгра механик энергияга айланади. Хосил булган энергия двигатель механизмларини харакатга келтиради ва иш бажаради.

Агарда етакловчи гилдиракдаги ёки юлдузчадаги бурувчи моментни **етакловчи момент** деб  $M_{етак}$  билан белгиласак, у вақтда  $M_{етак}$  билан  $M_{дв}$  орасидаги боғланиш трактор ёки автомобил харакати текис харакат булганда куйидагича ифодаланиши мумкин.

$$M_{етак} = M_{дв} \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр} \quad 2.1$$

бу ерда:  $i_{тр}$  - трансмиссиясини узатишлар сони;

$\eta_{тр}$  - трансмиссиясини фойдали иш к  
оэффиценти (Ф.И.К.)

Тишланиш муфтаси хеч кандай сирпанишга эга эмас, деб каралганда трансмиссиянинг узатишлар сони алохида олинган кисмларнинг узатишлар сонларининг купайтимасига тенг, яъни

$$i_{тр} = i_{ук} \cdot i_{ку} \cdot i_{ау} \quad 2.2$$

бу ерда

$i_{ук}$  - узатмалар кутисининг узатишлар сони;

$i_{ку}$  - кардан валининг узатишлар сони;

$i_{ау}$  - асосий узатманинг узатишлар сони.

Купинча, бажарилаётган амалий хисобланади  $i_{ку} \approx 1$  деб олинади. Трактор трансмиссиясининг узатишлар сони куйидагича аникланади.

$$i_{тр} = i_o \cdot i_{ук} \cdot i_{ау} \cdot i_{оу} \quad 2.3$$

бу ерда

$i_o$  - оралик узатманинг узатишлар сони;

$i_{оу}$  - охриги узатманинг узатишлар сони.

Етакловчи моментнинг миқдорига таъсир этувчи учинчи омил трансмиссиянинг фойдали иш коэффицентидир. Двигатель кувватини гилдиракларга узатишда йукотишлар мавжуд. Бу йукотишлар подшипниклардаги хамда тишли гилдираклардаги ишқаланишларга, илашишда булган тишли гилдиракларнинг типи ва валлар

таянчларининг сонига, валларнинг айланишлар частотаси ва тишли гилдиракларнинг айланма тезлигига, мойларнинг ёпишкоклигига ва микдорига боглик равишда узгаради.

Берилган узатмада илашиб турган шестерняларнинг сони ва типларидан ташкари барча омиллар трансмиссия деталларининг айланишлар частотасига боглик. Шунинг учун бу йукотишларни умумлашган холда  $\eta_{салт}$  билан белгилаймиз, яъни

$$\eta_{салт} = \frac{M_{дв} - M_{салт}}{M_{дв}} = 1 - \frac{\xi M_{н}}{M_{дв}} \quad 2.4$$

бу ерда

$\eta_{салт}$  - салт юришда йукотишни хисобга олувчи фойдали иш коэффиценти;

$\xi$  - двигатель буровчи моментини канча кисми салт юриш моментига утишини курсатувчи коэффицент. Одатда бу коэффицент **0,03...0,05** атрофида булади. Бу холда трансмиссиянинг фойдали иш коэффиценти куйидагича топилади.

$$\eta_{тр} = \eta_{салт} \cdot \eta_{ц}^a \cdot \eta_{к}^b \quad 2.5$$

бу ерда

$\eta_{ц}, \eta_{к}$  - берилган узатмада иштирок этаётган цилиндрсимон ва конуссимон тишли гилдиракларнинг фойдали иш коэффиценти;

**a, b** - узатма иштирок этаётган цилиндрсимон ва конуссимон тишли гилдираклар жуфти;

Одатда  $\eta_{ц} \approx 0.985 \div 0.99$ ,  $\eta_{к} \approx 0.975 \div 0.985$  атрофида булади. Агарда бир хил

режимда ишлаётган двигатель тирсакли валида узатилган кувват  $M_{дв} \cdot \omega_{дв}$  ва етакловчи гилдиракнинг олаётган куввати  $M_{етак} \cdot \omega_{е}$  аник булса трансмиссиянинг узатиш сонини бошкача курунишни топиш мумкин.

$$\eta_{тр} = \frac{M_{етак} \cdot \omega_{е}}{M_{дв} \cdot \omega_{дв}} \quad 2.6$$

Трактор ва автомобилларнинг харакат вактида уларнинг механизмлари ва деталлари хар хил кучлар ва моментлар таъсири остида булади. Бу кучларнинг ёки моментларнинг микдорини хамда узгариш конуниятини билиш тортиш ва динамик характеристикаларини аниклаш, тургунлик шартларини харакатлантирувчи органларни ерга булган босимини аниклаш, металлларни мустахкамликка хисоблаш каби амалий масалаларни ечишни осонлаштиради.

Профессор Б.Я.Гинцбург бу кучларни ва моментларни икки группага, яъни **ички** ва **ташки** кучларга хамда моментлага ажратади.

**Ички кучлар** (моментлар) деб шундайларга айтиладики, уларнинг акс таъсир этувчилари хам таъсир этувчи кучлардек (моментлардек) машинанинг бирон бир деталига куйилган булади.

**Ташки кучлар** (моментлар) деб шундайларга айтиладики, уларнинг акс таъсир этувчилари машинанинг бирон-бир деталига эмас машинадан ташкари жисимга куйилган булади.

### Трактор ва автомобиллар харакатига таъсир этувчи кучлар

Харакатга таъсир этувчи кучларни урганиш урганиш учун трактор ёки автомобилни умумий холатга куямиз, яъни у маълум тезланиш билан юкорига кутарилмокда. Кутарилиш бурчаги  $\alpha$  га тенг булиб, илмогига  $P_{ил}$  каршилиқ куйилган. Шу холатда харакат килаётган автомобилларга куйидаги ташки кучлар таъсир килади.

1. Тупрокнинг итарувчи реакцияси  $X_e$  хамда реакция кучи  $X_o$  ;
2. Автомобилнинг огирлик кучи  $Q$  ;
3. Инерция кучи  $P_j$  ;
4. Хавонинг каршилиқ кучи  $P_{ш}$  ;
5. Илмокдаги тортишиш кучи  $P_{ил}$ .



### 1. Тупрокнинг итарувчи реакцияси ва уринма тортиш кучи .

Трактор ва автомобилларнинг ҳаракати вақтида юриш қисми билан тупрок орасида урунма реакция кучлари ҳосил бўлади. Бу реакция кучлари вектор қурилишига эга бўлиб, юриш қисмини тупрок билан туташган ҳар бир нуктасида пайдо бўлади. Ҳар бир нуктада намоён бўлаётган реакция кучларини алоҳида урганиш маълум даражада қийинчилик тугдиради. Шунинг учун бундан кейин уларнинг тенг таъсир этувчиси билан иш қилинади. Уринма кучларнинг тенг таъсир этувчисини  $X_e$  (етақловчи гилдиракдаги) билан белгилаймиз. Бу куч ҳаракатсиз турган машинанинг кейинги гилдирагини вертикал геометрик уқини тупрок билан туташган нуктасига қуйилади, ва доимо ҳаракат текислиги бўйича йуналиб, машинани олдинга қараб итаради. Шунинг учун бу  $X_e$  кучи тупрокнинг ёки йулнинг **итарувчи кучи** деб аталади.

Гилдиракни думалатиш учун сарф бўлаётган кучни  $P_{je}$  билан, инерция кучларини енгиш учун сарф бўлаётган кучни  $P_{je}$  билан белгиласак, уринма тортишиш кучини қуйидагича ёзиш мумкин.

$$P_{y\kappa X_e \kappa P_{je} \kappa P_{je}} \quad 3.1$$

Худди шунингдек, олдинга етакланувчи гилдирак билан тупрок орасида реакция кучлари ҳосил бўлади. Бу кучлар гилдиракнинг ҳаракатига қарама-қарши йуналган бўлиб, ҳаракат текислигига паралелдир. Бу кучни  $X_o$  билан белгилаб, рупарадан таъсир этувчи куч билан ёки булмасам қиска қилиб **реакция кучи** деб атаймиз.

Бу гилдиракка етакловчи момент берилмайди, фақат думаланишнинг қаршилик моменти  $M_{fo}$  ва инерция кучларнинг қаршилик моменти  $M_{jo}$  бўлганлиги учун реакция кучи  $X_o$  учун ёзишимиз мумкин.

$$X_o \kappa \frac{M_{fo} \kappa M_{jo}}{r_o} \quad 3.2$$

бу ерда

$r_o$  - олдинги гилдиракнинг геометрик горизантал уқидан  $X_o$  кучи таъсир этаётган текисликкача бўлган масофа.

Динамик радиуслар  $r_e$  ва  $r_o$  автомобиллар учун қупинча тенг деб олинади, гилдиракли тракторлар учун доимо  $r_e > r_o$  ва гилдиракли шатакчи тракторлар учун амалий ҳисобларда  $r_e \kappa r_o$  деб олинади.

**Илашиш сифати** деб, етакловчи органларни тупрок билан бўлган муносабатида уринма кучларни ҳосил қилаолиш ёки қабул қилаолиш қобилиятига айтилади.

Илашиш коэффиценти эса етакловчи органларнинг илашиш сифатини қай даражада мукаммал эканлигини баҳоловчи коэффицент бўлиб ҳисобланади. Ҳаракат юзасидан ёки тупрокда ҳосил буладиган кучланишлар гилдиракли тракторларда тортишнинг уринма  $P_y$  кучидан ҳосил бўлади, занжирли тракторларда эса тупрокнинг итарувчи  $X_e$  кучидан ҳосил бўлади. Шунинг учун гилдиракли тракторлар учун илашиш шартига қура ёзишимиз мумкин.

$$P_{\phi \max} \kappa \phi \cdot U_e \quad 3.3$$

бу ерда

$U_e$  - етакловчи гилдиракка таъсир этувчи тупрокнинг нормал реакцияси.

Агарда етакловчи гилдиракка тугри келадиган тракторнинг огирлиги  $Q_e$  маълум бўлса,  $P_{\phi \max}$  нинг чегаравий қийматини аниқлаш мумкин, яъни

$$P_{\phi \max} \leq \phi \cdot Q_e \quad 3.4$$

Агарда  $P_{\phi \max}$  кучининг қиймати  $\phi$   $Q_e$  дан ортиб кетса, етакловчи гилдиракнинг сирпаниб ишлаши рўй беради. Шунингдек занжирли тракторлар учун

$$P_{\phi \max} \kappa X_{e \max} \kappa \frac{M_u}{r_g} \quad 3.5$$

Агарда занжирли тракторларда илашиш огирлигини  $Q_{ul}$  билан белгиласак, у вақтда

$$P_{\phi \max} \text{ қ } \phi \cdot Q_{\text{ил}} K \text{ — } r_g$$

3.6

Илашиш у коэффициентининг киймати тупрокнинг таркибига, турига ва юриш кисмининг хилига караб узгаради.

2. Трактор ва автомобилларнинг огирлик кучи ва унинг ташкил этувчилари.

Трактор ва автомобилларнинг огирлик кучи, уларнинг огирлик маркази ( $O.M.$ ) га куйилган булиб, горизонтал текисликка тик йуналган булади.

Трактор ёки автомобиль кияликда жойлашган булса, огирлик кучи  $Q$  иккита тенг таъсир этувчиларга булинади. Булардан  $Q_{\cos}$  ҳаракат текислигига тик йуналган булиб, машинани шу текисликка кадаб туришга ҳаракат килади. Иккинчи ташкил этувчи  $Q_{\sin}$  трактор юкорига ҳаракат килганда каршилиқ кучига, пастга ҳаракат килганда эса тракторни юргизувчи кучга айланади. Тинч турган тракторнинг огирлик кучи  $Q$  ва унинг вертикал ташкил этувчилари буйлама текислик буйича доимо тупрокнинг нормал реакциялари  $Y_e$  ва  $Y_o$  лар билан мувозанатлашади. Кучлар  $Y_e$  ва  $Y_o$  гилдиракнинг вертикал геометрик укини ҳаракат текислиги билан учрашган нуктасига куйилади. Ҳаракат вақтида эса бу кучлар маълум масофага олдинга силжиган булади. Сабабига куйида батафсил тухталамиз.

Кетинги куприги етакчи булган гилдиракли тракторларда огирликнинг 75-80 % етакчи гилдиракларга, 20-25 % эса олдинги, йуналтирувчи гилдиракларга тугри келади. Занжирли тракторларда огирликнинг барчаси шартли равишда таянч юза буйлаб тенг таркалади, деб қабул қилинади.

3. Инерция кучлари.

Бир хил тезликда ҳаракат қилаётган машинада инерция кучлари ҳосил булмайди. Чунки етакловчи гилдиракдаги ҳосил булаётган уринма тортиш кучи  $P_y$  ташки ҳаракатга тускинлик қилаётган кучларнинг йигиндисига тенг булади, яъни

$$P_y \text{ қ } P_f \text{ қ } P_i \text{ қ } P_{\text{ш}} \text{ қ } P_{\text{ил}} \text{ қ } \Sigma P \quad 3.7$$

бу ерда:  $P_f$  - машинанинг ҳаракатига сарф булаётган куч;

$P_i$  - машинанинг юкорига чиқариш учун сарф булаётган куч;

$P_{\text{ш}}$  - шамолнинг каршилигини енгилш учун сарф булаётган куч;

$P_{\text{ил}}$  - илмокдаги тортиш кучи.

Демак бир хилда ҳаракат мавжуд булганда

$$P_y \text{ қ } \frac{M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}}}{r_{\text{д}}} \quad 3.8$$

Текис ҳаракат қилиб кетаётган машинада двигателнинг буровчи моменти  $M_{\text{дв}}^1$  га оширилиши билан етакловчи гилдиракдаги уринма тортиш кучи ортади, яъни  $P_y^1 > P_y$

$$P_y^1 \text{ қ } \frac{M_{\text{дв}}^1 \cdot i_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}}}{r_{\text{д}}} \quad 3.9$$

Бу вақтда  $P_{\text{ш}}$  дан ташқари ҳамма каршилиқ кучлари узгармас булади. Лекин тезликнинг узгариши бошланиши моментида ҳам  $P_{\text{ш}}$  ни узгармас деб қабул қилиш мумкин.

Натижада каршилиқ кучларининг йигиндиси  $\Sigma P$  га нисбатан ортикча куч пайдо булади, яъни  $P_y - \Sigma P$ . Шу ортикча ҳосил булаётган куч тезланиш ҳосил қилади. Маълумки, тезланиш ёки секинланиш пайтида тракторнинг ёки автомобилнинг алоҳида қисмларини инерция кучи ҳосил булади. Амалда ҳар бир қисмнинг инерция кучлари билан иш қуриш масалани мураккаблаштириб юборади. Шунинг учун трактор ёки

автомобилнинг умумий динамикасини урганиш пайтида алоҳида деталларнинг инерция кучларини ягона тенг таъсир этувчисига келтириб олинади ва  $P_j$  орқали белгиланади.

$$P_j \propto \sum P_{jx} \quad 3.10$$

бу ерда:

$P_{jx}$  - алоҳида урганилаётган қисмнинг инерция кучи.

Инерция кучи  $P_j$  шартли равишда тракторнинг огирлик марказига қуйилади ва қуйидаги ифода орқали топилади.

$$P_j \propto \frac{Q}{g} \propto m \cdot j \quad 3.11$$

бу ерда:

$m$  - трактор ёки автомобилнинг массаси;

$j$  - тракторнинг тугри чизикли ҳаракатидаги тезланиши;

$g$  - эркин тушиш тезланиши.

#### 4. Тракторнинг илмогидаги тортиш кучи .

Кишлоқ хужалик машинаси ёки прицеп билан ишлаш учун трактор ёки автомобилнинг илмогига  $P_{ил}$  кучи қуйилади. Бу куч қаршилик кучлар қаторига кириб, доимо ҳаракат йуналишига қарама-қарши йуналган бўлади. Автомобилларда бу куч купинча ҳаракат текислигига параллел йуналган бўлади. Тракторларда эса  $P_{ил}$  горизонтга нисбатан бир мунча пастга огган бўлиб, курсатилганидек координаталарга эга.

Трактор динамикасини урганиш, масалани енгиллаштириш мақсадида  $P_{ил}$  кучи узининг таъсир чизиги бўйлаб етакловчи гилдиракнинг вертикал укига қучирилади. Бу вақтда  $P_{ил}$  кучининг жойланиши битта координата билан белгиланади яъни  $h_{ил}^1$  билан

$$h_{ил}^1 \propto \tan \gamma_{ил} \cdot P_{ил} \quad 3.12$$

Нукта **Оз** прицеппнинг шартли нуктаси деб аталади, кейинги масалаларда доимо шу координата билан иш қурилади.

#### 5. Хавонинг қаршилик кучи.

Автомобилларнинг тезлиги ҳозирги даврда **180-200 км.га**, пойга автомобилларининг тезлиги эса соатига **800 км.га** етди. Тезликнинг бу қадар ортиб кетиши автомобиллар аэродинамикаси масаласини биринчи уринга қуймоқда.

Автомобилнинг хаво муфтидаги ҳаракати мураккаб масалалар таркибига кириб, бу масалани ечиш учун махсус назарияларни ишлаб чиқишни талаб қилади.

Маълумки, автомобилнинг ҳаракати мобайнида хавонинг қаршилиги уч қуринишда намоён бўлади.

1. Автомобилнинг олдида зичланган хавонинг босим қаршилиги.

2. Автомобилни айланиб ўтаётган хаво билан автомобил орасидаги ишқаланишдан ҳосил бўлаётган қаршилик;

3. Автомобилнинг орқасидаги ҳосил бўлган уюрманинг қаршилиги.

Қаршиликларнинг умумий тарзда  $P_{ил}$  билан белгилаймиз ва уни шартли равишда автомобилнинг огирлик марказига қуйилган деб қабул қиламиз.

Бу қаршиликнинг микдори қуйидаги ифода орқали топилади.

$$P_{ил} \propto C_o \frac{\gamma}{g} F_a V_a^2 \quad 3.13$$

бу ерда:

$C_o$  - хавони ёриб ўтувчанлик коэффициентлари ;

$\gamma$  - хавонинг солиштира огирлиги;

$F_a$  - автомобилнинг ҳаракат йуналишига перпендикуляр юзадаги проекцияси;

$V_a$  - автомобилнинг тезлиги.

Массанинг зичлиги  $\rho$  қ қ  $g$  булса, газлар ҳолатининг характеристик тенгламасига асосан куйидаги ёзиш мумкин. -

$$\rho = \frac{P}{gRT} \quad 3.14$$

бу ерда:

$P$  - босим;

$T$  - абсолют температура;

$R$  - газ доимийси. Нормал шароитда ҳаво учун 13,14 бу вақтда формула куйидаги курилишга эга бўлади.

$$P_{ш} = C_o \rho \cdot F_a V_a^2 \quad 3.15$$

Ҳавонинг зичлиги кам узгарганлиги учун  $C_o$   $\rho$  ни  $K$  билан белгилаб бу катталиқнинг ҳавонинг қаршилик коэффициентини деб атаёмиз. у ҳолда

$$P_{ш} = K F_a V_a^2 \quad 3.16$$

Агарда  $F_a$  м<sup>2</sup> да,  $V_a$  эса км/соатда улчанадиган бўлса,  $K$ -кг.сек<sup>2</sup>/м<sup>4</sup> да улчанади. Шуларни ҳисобга олсак

$$P_{ш} = \frac{K F_a V_a^2}{13} \quad 3.17$$

Купайтма  $K F_a$  -ҳавони ёриб утиш фактори деб аталади.

#### 4. Куч баланси ва ҳаракатнинг дифференциал тенгламаси.

Таъсир этаётган кучларнинг ҳаракат текислигига бўлган проекциясини олсак, трактор учун куйидаги курилишга эга бўлган куч балансига эга бўламиз.

$$X_e \text{ қ } X_o \text{ қ } Q \sin \alpha \text{ қ } P_j \text{ қ } P_{ш} \cos \gamma_{ш} \quad 3.18$$

Куч баланси автомобил учун тузиладиган бўлса ифодада яна бир қушилувчи, яъни шамолнинг қаршилиги  $P_{ш}$  бўлади. Агарда  $X_e$  ва  $X_o$  учун юқорида қуриб утилган ифодаларни ҳисобга олиб, 3.18 тенгламага баъзи бир узгартиришларни киритсак куйидаги ифодага эга бўламиз.

$$P_y \text{ қ } \left( \frac{M_{fe}}{r_o} \text{ қ } \frac{M_{fo}}{r_o} \right) \text{ қ } \left( \frac{M_{je}}{r_o} \text{ қ } \frac{M_{jo}}{r_o} \right) \text{ қ } Q \sin \alpha \text{ қ } P_{ш} \cos \gamma_{ш} \quad 3.19$$

Ифодани динамик  $r_o$  радиусига шартли равишда купайтирсак, тракторни узгарувчан тезлик билан юқорига кетаётгандаги моментлар йигиндисини оламиз. Моментларнинг йигиндиси етакловчи момент  $M_{етак}$  га тенг бўлади.

$$M_{етак} \text{ қ } (M_{fe} \text{ қ } M_{fo}) \text{ қ } (M_{je} \text{ қ } M_{jo} \text{ қ } r_o \text{ қ } P_j) r_g \text{ қ } (Q \sin \alpha \text{ қ } P_{ш} \cos \gamma_{ш}) r_o \quad 3.20$$

Демак етакловчи момент куйидаги моментларнинг йигиндисига тенг.

1. Илмокдаги кучнинг ташкил этувчисидан ҳосил бўлаётган момент  $P_{ш} r_o$ ;

2. Огирлик кучини ташкил этувчисидан ҳосил бўлаётган момент,  $Q \sin \alpha r_o$ ;

3. Инерция кучидан ҳосил бўлаётган момент,  $P_j r_o$ .

4. Олдинги ва кейинги гилдиракларни думалашга бўлган қаршилик ва шу гилдираклардаги урунма кучларнинг инерция моментларининг йигиндисига:

$$M_{fe} \text{ қ } M_{fo} \text{ қ } \left( \frac{M_{je}}{r_o} \text{ қ } \frac{M_{jo}}{r_o} \right) r_o$$

Юқоридаги 3.19 ифоданинг биринчи қавсини қуриб чиқамиз. Бундан куйидагиларни олишимиз мумкин.

$$\frac{M_{fe}}{r_o} \text{ қ } P_{fe}, \quad \frac{M_{fo}}{r_o} \text{ қ } P_{fo}, \quad P_{fe} \text{ қ } P_{fo} \text{ қ } P_f$$

Яъни хар бир гилдиракнинг думаланишга булган каршилик моментини шу гилдиракларнинг динамик радиусига булган нисбати шартли равишда шу гилдиракларни думаланишига булган каршилик кучини беради. Бу ерда  $P_f$  бутун тракторни юргизишга булган каршилигидир.

Бошка томондан  $P_f \propto f \cdot Q \cos \alpha$  Бу ерда  $f$ -трактор гилдиракларининг думаланишга булган каршилик коэффициенти.

$$\text{Демак,} \quad \frac{M_{fe}}{r_o} \propto \frac{M_{fo}}{r_o} \propto f \cdot Q \cos \alpha$$

Тракторнинг харакатига булган йулнинг каршилиги  $P_\psi$  булиб у куйидаги йигиндидан иборат.  $P_\psi \propto Q \cdot f \cos \alpha \pm Q \sin \alpha$  3.21

Агарда  $f \cos \alpha \pm \sin \alpha \propto \psi$  деб белгиласак,  $P_\psi \propto \psi \cdot Q$  3.22

бу ерда:

$\psi$  - йулнинг келтирилган каршилик коэффициенти ифода  $f \cos \alpha \pm \sin \alpha \propto \psi$  ни  $\cos \alpha$  га булиб юбориб, бурчак  $\alpha$  нинг озлигини хисобга олган холда  $\tan \alpha \propto i$  деб белгиласак  $\psi$  учун куйидаги ифодага эга буламиз.  $\psi \propto f \pm i$  3.23

бу ерда:

$i$  -йулнинг киялиги (юздан бир улушларда). Кабул килинган норма буйича собик Иттифокдаги йулларнинг киялиги  $i \approx 0,03 \div 0,07$  га тенг, баъзи холларда 0,09 гача бориши мумкин.

Юкорида 3.20 ифодани иккинчи кавси тракторнинг буйлама хамда айланма харакат килувчи барча деталларини инерцияларини хисобга олади.

Амалий хисобларда бундай ифодадан фойдаланиш маълум даражада кийинчиликлар тугдиради. Шунинг учун

$$P_j \propto \frac{M_{fe}}{r_o} \propto \frac{M_{fo}}{r_o} \propto P_j \delta_{aii} \propto j \frac{Q}{g} \delta_{aii} \quad 3.24$$

бу ерда:

$\delta_{aii}$  - айланувчи массаларни хисобга олувчи коэффициент.

Коэффициент  $\delta_{aii}$  ни аниклаш учун маховикни ва у билан бевосита боглик булган деталларни хамда килдиракларнинг инерция моментларини топиш керак булади. Машинани бошка айланувчи деталларининг инерция моментлари нисбатан кичик булганлиги учун улар одатда хисобга олинмайди.

Маховикни ва тишлашиш муфтасини инерция моментларини аниклаш анча кийин, ундан хам кийинрок тирсакли вал, шотун ва гилдиракларнинг инерция моментларини аниклаш. Чунки куп деталлар мураккаб конструкцияга эга булиб тайёрланган материалларнинг таркиби хар хил булиши мумкин.

Шунинг учун хисобнинг аниклиги унчалик талаб килинмаган вақтларда ёки мураккаб экспериментлар куйиш шарти булмаган пайтларда  $\delta_{aii}$  академик Е.А.Чудаков томонидан таклиф этилган эмпирик формула оркали топилади.

$$\delta_{aii} \propto 1 \propto m \cdot i_{ук}^2 \quad 3.25$$

Одатда  $m \propto 0,04 \div 0,09$  атрофида олинади.

Топилган 3.21, 3.22 ифодаларни хисобга олган холда 3.20 ифодани кайта ёзамиз:

$$P_y \propto P_\psi \propto j \frac{Q}{g} \delta_{aii} \propto P_{ил} \cos \gamma_{ил} \quad 3.26$$

Ифодани тезланиш  $j$  га нисбатан ечиб ва  $j \propto \frac{dV}{dt}$  эканлигини хисобга

олсак ҳаракатни дифференциал тенгламасига эга буламиз.

$$\frac{dV}{dt} \approx \frac{g}{Q \cdot \delta_{ai}} (P_y - P_{\psi} - P_{ul} \cos \gamma_{ul}) \approx \frac{g}{Q \cdot \delta_{ai}} (P_y - \Sigma P) \quad 3.27$$

бу ерда  $\Sigma P$ - барча қаршилик қучларининг йигиндиси.

Ҳар бир текшириладиган узатма учун  $\frac{g}{Q \cdot \delta_{ai}} \approx \text{const}$ , у ҳолда

автомобиль ҳаракат қилаётган узатма учун

$$\frac{dV}{dt} \approx \text{const} (P_y - \Sigma P) \quad 3.28$$

Текшириладиган узатмада  $P_y > \Sigma P$  бўлса, ҳаракат тезланувчан,  $P_y < \Sigma P$  бўлса ҳаракат секинланувчан характерга эга. Агарда  $P_y \approx \Sigma P$  бўлса, олдин қуриб ўтганимиздек, ҳаракат текис ҳаракат бўлади.

### Назорат саволлари:

- 1.Трактор ва автомобилларни эксплуатацион хусусиятлари ҳақида маълумот беринг.
- 2.Тракторнинг юриш қисмига қўйилган етакчи момент ҳамда таъсир этувчи қучлар ҳақида тушунча беринг
- 3.Тракторни умумий ҳолатдаги ҳаракатига таъсир этувчи ташқи қучлар ҳақида маълумот беринг
- 4.Автомобилни умумий ҳолатдаги ҳаракатига таъсир этувчи ташқи қучлар ҳақида маълумот беринг.
- 5.Қуч баланси ва ҳаракатни дифференциал тенгламаси ҳақидаги тушунчангиз

## 6-Амалий машғулот (4 соат)

Трактор ва автомобилларни тургунлиги.

**Ишдан мақсад:** Трактор ва автомобилларнинг эксплуатацион қўлланмалари. Етакчи гилдиракдаги етакловчи моментни аниқлаш. Трактор ва автомобиллар ҳаракатига таъсир этувчи қучлар. Қуч баланси ва ҳаракатни дифференциал тенгламасини аниқлашни урганиш.

**Қўлланмалар ва жихозлар:** маълумот матни, тегишли адабиётлар, қўлланмалар, Трактор ва автомобилларнинг табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов қўлланмалари

## Умумий маълумотлар

Огирлик маркази координаталарини аниклашнинг услубларидан бири тракторларни тортишдир. Купинча тракторни олдинги ёки кетинги гилдираклари тарозига куйилади. Огирлик марказининг буйлама координатаси  $a$  ни топиш учун кетинги гилдиракни тарозига куйиб, шу гилдиракка тугри келаётган тракторнинг огирлиги  $Q_e$  ни аниклаб олинади. Сунгра  $O_1$  нуктага нисбатан кучлардан момент олинаиб  $a$  топилади.

$$a \approx L - L \frac{Q_e}{Q} \quad 7.1$$

Огирлик маркази баландлиги  $h$  ни топиш учун таркторни олдинги укидан  $S$  баландликка кутариб осиб куйилади.

Тросдаги  $P$  кучни тенгламага киргизмаслик учун барча кучлардан  $O_1$  нуктага нисбатан момент оламыз.

$$Q \cos \alpha (L-a) + Q \sin \alpha (h-r_0) + Q_e \cos \alpha L - Q_e \sin \alpha (r_q-r_0) = 0$$

Баъзи узгартишлар ва  $L - a \approx Q_e \alpha_0 L \approx Q$  эканлигини ҳисобга олсак

$$h \approx \frac{\Delta Q}{Q} \cot \alpha L + \frac{Q_e}{Q} (r_q-r_0) \approx r_0 \quad 7.2$$

бу ерда :  $Q_e$  -горизонтал холда турган тракторнинг кетинги гилдиракларига тушаётган огирлик.

Буйлама тургунликни аниклашда статик ағдарилишнинг чегаравий бурчагини аниклаш катта аҳамиятга эга. Оркага ағдарилишдаги статик чегаравий бурчакни  $\alpha_{чез}$  олдинги ағдарилишдаги бурчакни  $\alpha'_{чез}$  деб белгилаймиз. Бу бурчакда трактор ёки автомобил ағдарилмайди, лекин ағдарилиши мумкин булади. Статик ағдарилиш бурчаги  $\alpha_{чез}$  га тенг булганда  $Y_0 = 0$  булиб,  $Q \cos \alpha_{чез}$  ағдарилиш нуктаси  $O$  дан утади. Пастга кияликда эса  $Y_e = 0$  булиб,  $Q \cos \alpha'_{чез}$  кучи  $O_1$  нуктадан утади. Статик ағдарилишнинг чегаравий бурчакларини аниклаш учун тормозланган трактор кияликда тинч турибди, деб фараз қилинади. Иккала ҳолат учун куйидагига эга буламиз.

$$Q \cos \alpha_{чез} a + Q \sin \alpha_{чез} h$$

$$Q \cos \alpha'_{чез} (L-a) + Q \sin \alpha'_{чез} h$$

Юқорига ва пастга ҳаракатланадиган машина ағдарилмай тургун туриш шарти куйидагича.

$$\tan \alpha_{чез} \approx \frac{a}{h}$$

$$\tan \alpha'_{чез} \approx \frac{L-a}{h} \quad 7.3$$

Куруниб турибдики  $Q \sin \alpha$  кучи тракторни ағдаришга ҳаракат қилади,  $Q \cos \alpha$  кучи эса тракторни ағдарилишига қаршилиқ курсатади.

Тракторларни ағдарилиш шарти

$$Q \sin \alpha_{чез} h > Q \cos \alpha_{чез} a$$

$$Q \sin \alpha'_{чез} h > Q \cos \alpha'_{чез} (L-a) \quad 7.4$$

ёки

$$tg \alpha_{uez} < \frac{a}{h}$$

7.5

$$tg \alpha'_{uez} < \frac{L-a}{h}$$

Чопик тракторлари учун  $\alpha_{uez}$  қ $40^\circ$ ,  $\alpha'_{uez}$  қ $60^\circ$ , атрофида юк остида автомобиль учун  $\alpha_{uez}$  қ $45^\circ$ , атрофида булади.

Хар хил шароитда ишлаётган машиналарни буйлама тургунлигини ошириш катта ахамиятга эга. Асосийси бошкаришни йукотмаслик. Тургунликни ошириш учун гилдиракларга юк осииш амалда кенг кулланилмоқда. Бундан ташкари тракторнинг буйлама базасини ошириб, баландлигини камайтириш ҳам алохида ахамиятга эга.

Кундаланг кияликда турган тарктор ёки автомобил ён томонга агдалириш пайтида  $A$  нукта атрофида айланади.

Тракторни ёнга сирпанмай ва агдарилмай тура оладиган киялигини кундаланг тургунликнинг статик чегаравий бурчаги деб атаймиз ва  $\beta_{uez}$  билан белгилаймиз.

Шартли равишда огирлик маркази тракторнинг урта чизигида жойлашган деб караймиз. Кияликда турган тракторга тупрокнинг нормал реакциялари  $Y'_e$  ва  $Y''_e$ , пастга сирпанишга каршилиқ килувчи кучлар  $Z'$  ва  $Z''$  таъсир этмокда.

$$Q \cos \beta \text{ қ } Y'_e \text{ қ } Y''_e$$

7.6

$$Q \sin \beta \text{ қ } Z' \text{ қ } Z''$$

Агдалириш пайтида  $Y''_e$  қ $0$ ,  $Z''$  қ $0$ , булиб,  $Q$  кучнинг йуналиши  $A$  нуктадан утади. Статик чегаравий бурчакни аниклаш учун кучлардан  $A$  нуктага нисбатан момент оламиз.

$$Q \sin \beta_{uez} h \text{ қ } Q \cos \beta_{uez} 0,5B$$

ёки

$$tg \beta_{uez} \text{ қ } \frac{0,5B}{h}$$

7.7

Лекин трактор агдалириш бурчагига етиб боришдан аввал пастга сирпаниши руй беради. Бу бурчак кундаланг тургунликнинг чегаравий агдалириш бурчагидан кичик булиб, асосан гилдирак билан тупрок орасидаги илашиш коэффициентига боглик, яъни

$$Q \sin \beta_{\phi} \text{ қ } Z' \text{ қ } Z'' \text{ қ } \phi_1 \text{ қ } Q \cos \beta_{\phi}$$

ёки

$$tg \beta_{\phi} \text{ қ } \phi_1$$

7.8

бу ерда  $\phi_1$  – кундаланг йуналиш буйича гилдирак билан тупрок орасидаги илашиш коэффициенти.

Коэффициент тупрокнинг механик хусусиятларига, шинанинг накшларига ва таянч юзасининг катталигига, харакат юзасининг нотекислигига боглик.

Олдинги гилдираклари якинлаштирилган ёки уч гилдиракли тракторларнинг агдалириши  $AB$  ук атрофида руй беради Шунинг учун бундай тракторлар билан кияликдан тушишда ёки чиқишда ёнлаб харакат килиш ман килинади. Чунки бу вақтда тракторни  $AB$  уки буйлаб айланишига имконият яратилади.

Статик агдалиришнинг чегаравий бурчаги тракторлар учун куйидагича

$$tg \beta_{uez} \text{ қ } \frac{d}{h}$$

7.8



**$h$**

**$d$** - тургунлик елкаси.

Куп тракторларнинг олдинги уки тебранишини камайтириш мақсадида  $\gamma_a$  бурчакка огадиган килиб ясалади. Бурчак  $\gamma_a$  нинг катталиги махсус куйилган таянч билан чегараланади.

Бундай тракторлар ён томонга огганда огирлик маркази шарнир текислиги буйича  $\Delta$  масофага силжиши руй беради, яъни

$$\Delta \approx tg \gamma_a (h - h_1)$$

Натижада огирлик маркази узининг текислигида  $e$  масофага ён томонга силжийди.

**$a$**

$$e \approx \frac{a}{L} \gamma_a (h - h_1)$$

Бу ерда  $\gamma_a \approx tg \gamma_a$  Бу ҳолат тракторларнинг тургунлигини пасайтиради. Чунки

$$tg \beta_{\text{чез}} \approx \frac{d - e}{h} \quad 7.9$$

Бундан ташқари кияликда турган тракторнинг пастдаги гилдираги купрок юкланади. Натижада шу шинанинг деформацияланиши ортади. Бу эса огирлик марказини янада силжишига олиб келади. Маълумотларга кура огирлик марказининг бундай силжилари тракторнинг тургунлигини **6-8 °** гача пасайтиради.

Гусеницали тракторларнинг ағдарилиши  **$B_0$**  нукта атрофида руй беради, чунки занжир звенолари тупрокка нисбатан деформацияланмайди деб қабул қилинади.

У ҳолда

$$tg \beta_{\text{чез}} \approx \frac{0,5B - e_1}{h} \quad 7.10$$

#### Назорат саволлари:

1. Тракторларни тургунлиги, буйлама ва кундаланг тургунлик тушунчаси.
2. Шинанинг деформацияси қачон ошади?
3. Огирлик марказининг координаталари қандай аниқланди?

## 7-Амалий машғулот (4 соат)

### Тракторнинг тортиш ва тормозланиш динамикаси

**Ишдан мақсад:** Трактор ёки автомобилнинг тортиш сифатлари, Тракторнинг огирлигини аниқлаш, Трансмиссиянинг узатишлар сонини аниқлаш, двигателнинг кувватини аниқлашни урганиш.

**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, Трактор ва автомобилларнинг табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

## Умумий маълумотлар

Трактор ёки автомобилнинг тортиш сифатларини баҳолашда шу вақтгача куч балансида фойдаланиб келдик, яъни уринма тортиш  $P_y$  кучини барча қаршилик кучлари билан солиштирдик. Бу эса тезлик ва тезланиш, қаршилиқни енгиб утиш каби масалаларни ечишга имконият тугдиради.

Трактор ёки автомобилнинг тортиш сифатларини уларнинг куввати орқали урганиш учун кувват баланси тенгламаси тузилади.

***Кувват баланси деб, иш вақтида двигател кувватининг тахсимланишини курсатувчи тенгламага айтилади.***

Қаршилиқларни енгишга ва фойдали иш бажаришга сарф бўлаётган кувватларнинг йигиндиси двигателнинг эффектив кувватига тенг бўлиши керак. Шунинг учун кувват баланси тенгламаси куйидаги қуринишга эга бўлади.

$$N_e \kappa N_{mp} \kappa N_{ил} \kappa N_{уз} \kappa N_{ков} \kappa N_{\delta} \kappa N_f \kappa N_i \kappa N_j \kappa N_{ш} \quad 8.1$$

бу ерда :

$N_{mp}$  – трансмиссиядаги механик йукотишларга сарф бўлаётган кувват;

$N_{ил}$  – фойдали иш бажариш учун сарф бўлаётган кувват;

$N_{уз}$  – кувват олиш валининг узатмасидаги механик йукотишларга сарф бўлаётган кувват;

$N_{ков}$  – кувват олиш вали орқали фойдали иш бажариш учун сарф бўлаётган кувват;

$N_{\delta}$  – сирпаниш сарфини ҳисобга олувчи кувват;

$N_f$  – уз-узини юргизиш учун сарф бўлаётган кувват;

$N_i$  – юкорига чиқиш учун сарф бўлаётган кувват;

$N_j$  – ҳаракат тезлигини узгартириш учун сарф бўлаётган кувват;

$N_{ш}$  – шамолнинг қаршилигини енгишга сарф бўлаётган кувват.

Трактор ёки автомобиль юкорига тезланиш билан кутарилаётган бўлса, тенгламада  $N_i$  ва  $N_j$  плус ишорага эга бўлади, ҳаракат пастга бўлиб ва секинлашувчан бўлса, минус ишора қуйилади.

Тенглама трактор учун тузиладиган бўлса  $N_{ш}$  , автомобиль учун бўлса,  $N_{уз}$  ва  $N_{ков}$  тушириб қолдирилади.

Айрим кувватлар билан тезлик орасидаги умумий боғланиш куйидагича бўлади.

$$N_{ил} \kappa \frac{P_{ил} \cdot V}{1000}$$

$$N_f \kappa \frac{f Q \cos \alpha \cdot V}{1000}$$

$$N_i \kappa \frac{P_i \cdot V}{1000}$$

$$N_j \kappa \frac{\delta_{аи} \cdot QV}{g1000}$$

$$N_{ш} \kappa \frac{\kappa F \cdot V^3}{1000}$$

8.2

$$N_{\delta} \kappa \frac{P_{ул} \cdot V \cdot \delta}{1000(1-\delta)}$$

Агарда трансмиссиянинг фойдали иш коэффициенти аниқ булса,  $N_{mp}$  куйидагича топилади :

$$N_{mp} \kappa N_e(1 - \eta_{mp}) \quad 8.3$$

У холда кувват баланси тенгламасининг куйидаги курунишига эга буламиз (КОВ ишламаганда)

$$N_e \kappa \frac{V}{1000 \eta_{mp}} \left( \frac{P_{ул}}{1-\delta} \kappa P_f \pm P_i \pm P_j \kappa P_{ш} \right) \quad 8.4$$

Тракторнинг горизонтал юзадаги текис харакати учун

$$N_e \kappa N_{mp} \kappa N_{ул} \kappa N_{юз} \kappa N_{ков} \kappa N_g \kappa N_f \quad 8.5$$

Бу тенгламадан тракторнинг тортиш сифатини белгиловчи иккита параметрни аниклашимиз мумкин.

1. Тракторнинг умумий фойдали иш коэффициенти

$$\eta \kappa \frac{N_{ул} \kappa N_{ков}}{N_e} \quad 8.6$$

2. Тракторнинг илмокдаги фойдали иш коэффициенти

$$\eta_{тор} \kappa \frac{N_{ул}}{N_e} \quad 8.7$$

Агар бир вақтнинг узида кувват олиш вали ҳам ишлаётган булса ,

$$\eta_{тор} \kappa \frac{N_{ул}}{N_e \kappa N_{юз} \kappa N_{ков}} \quad 8.8$$

Иккинчи томондан, илмокдаги фойдали иш коэффициенти куйидагича топилиши мумкин.

$$\eta_{тор} \kappa \eta_{\delta} \cdot \eta_f \cdot \eta_{mp} \quad 8.9$$

бу ерда :

$\eta_{\delta}$  - сирпанишда илмокдаги фойдали иш коэффициенти;

$\eta_f$  - уз-узени юргизишнинг фойдали иш коэффициенти;

Трансмиссиянинг фойдали иш коэффициентини юкорида куриб утилган формула ёки экспериментал йул билан аникланиши мумкин. Бунинг учун двигателнинг буровчи моментнинг ва гилдиракдаги етакловчи моментни аниклаш керак. Аниклаш методикаси эса махсус адабиётларда баён килинган. Иккала момент аниқ булган холда трансмиссиянинг ф.и.к юкорида куриб утилган формула оркали аникланади.

Сирпанишнинг ф.и.к.  $\eta_{\delta}$  ни аниклаш учун сирпаниш коэффициенти  $\delta$  ни аниклаш зарур. Эксперимент йули билан аниклаш усули юкорида куриб утилган. Назарий йул билан аниклаш учун эмпирик формулалар мавжуд. Шулардан бири профессор Б.Я.Гинцбургники булиб, куйидаги курунишга эга :

Гилдиракли трактор учун :

$$\delta \kappa 0,13 \frac{P_{ул}}{\lambda_e \cdot \varphi \cdot Q_e} \kappa 0,013 \left( \frac{P_{ул}}{\lambda_e \cdot \varphi \cdot Q_e} \right)^8$$

Гусеничали тракторлар учун :

8.10

$$\delta \approx 0,04 \frac{P_{ил}}{\varphi \cdot Q_e} \approx 0,4 \left( \frac{P_{ил}}{\varphi \cdot Q_e} \right)^8$$

бу ерда :

$\lambda_e$  - етакловчи гилдиракларнинг юкланиш коэффициентлари.

Тракторнинг тортиш кучи бўйича ҳисоблашда унинг вазифасига, қандай кишлоқ хўжалик ишларини бажаришга мувофиқлаштирилганлигига ва юриш қисмининг ҳилига қараб.

Кишлоқ хўжалиги машинасини иш вақтидаги максимал қаршиликни ҳисобга олган ҳолда, тракторнинг илмоғидаги номинал куч  $P_n$  қуйидагича аниқлаб олинади :

$$P_n \approx \frac{P_{агр}}{\eta_m} \quad 9.1$$

бу ерда :

$P_{агр}$  - агрегатнинг қаршилиги;

$\eta_m$  - тортиш кучидан фойдаланиш коэффициентлари.

Хайдов учун  $\eta_m \approx 0,85 \div 0,95$  бошқа ишларда  $\eta_m \approx 0,95 \div 0,98$  атрофида олинади. Буни эса тракторнинг назарий тортиш диапазони деган катталик ҳисобга олади ва у қуйидагича аниқланади :

$$\delta_m \approx \xi_m \frac{P_n}{P_{нл}} \quad 9.2$$

бу ерда :

$\xi_m$  - трактор тортиш зонасининг кенгайиши ҳисобга олувчи коэффициент

$P_{нл}$  - кушни классдаги тракторнинг илмоқдаги кучи.

Юқоридаги катталиклар аниқлашиб бўлинган, тракторнинг асосий қураткичларини аниқлашга утилади. Асосий қураткичларга қуйидагилар қиради:

1. Тракторнинг оғирлиги;
2. Трансмиссиянинг узатишлар сони ёки ҳаракат тезлиги;
3. Двигателнинг қуввати;

### Тракторнинг оғирлигини аниқлаш.

Тракторнинг оғирлиги сирпанишнинг катталигига, фойдали иш коэффициентлари ва илмоқдаги кучнинг миқдорига алоқадор. Шунинг учун тракторни проект ва эксплуатация даврида унинг оғирлигини тўғри ҳисоблаш алоҳида аҳамиятга эга.

Тракторнинг оғирлиги икки хил бўлади:

1. Курук (конструктив) оғирлик  $Q_k$ ;
2. Тула ёки эксплуатацион оғирлик  $Q_e$  ;

Кушимча асбоб-ускуна, балласт, ёнилғи ва тракторсиз тракторнинг оғирлигига курук оғирлик дейилади.

Эксплуатацион оғирликнинг ўзи икки хил бўлади: минимал тула оғирлик  $Q_{min}$  ва максимал тула оғирлик  $Q_{max}$ .

Минимал тула оғирлик курук оғирлик ва асбобускуна ҳамда тракторчининг оғирлигидан ташкил топади.

$$Q_{min} \approx 1,1 \cdot Q_k$$

Максимал эксплуатацион тула оғирлик  $Q_{max}$  иш шароитига қараб балластларни қўйиш қоидалар ёрдамида доимо ўзгариб туради. Бу оғирлик шундай танланиши кераки, трактор узининг классига талукли ишни белгиланган шароитда, илмоқдаги номинал кучи билан бажараётганда, сирпаниш коэффициентлари йўл қўйилган чегарадан чиқиб кетмаслиги керак. Бунинг учун тортишнинг илашиш бўйича максимал кучи қаршиликлар йиғиндисидан кам бўлмаслиги керак.

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q_{\max} \geq P_{\text{ул max}} K f_e \cdot Q_{\max} \quad 9.3$$

бу ерда :

$\lambda_e$  -етакловчи гилдиракнинг юкланиш коэффиценти;

$f_e$  -етакловчи гилдиракларни думаланишга булган каршилик коэф- фиценти.

Юкоридаги ифодадан ёзишимиз мумкин.

$$Q_{\max} \geq \frac{P_{\text{ул max}}}{\varphi_e \cdot \lambda_e - f_e} \quad 9.4$$

#### Трансмиссиянинг узатишлар сонини аниклаш.

Двигателнинг буровчи моменти билан уринма тортиш кучи орасида куйидагича богланиш бор.

$$P_y \cdot r_d \text{ қ } M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}$$

Узатмалар кутиси оркали узатишлар  $i_{\text{та}}$  сонини озайтирсак шунга боглик равишда  $P_y$  хам узгаради. Шунга боглик равишда ёнилгининг солиштирма сарфи графиги хам силжийди ва илмокдаги кучни озайган микдорда хам минимал ёнилги сарфи таъминланади.

Демак тракторларда кулланилаётган узатмалар кутисининг узатмалар сонини тугри белгилаш агрегатни иш унумини ва самарадорлигини оширади.

Трансмиссиянинг **I, II** ва **III** узатмаларигатугри келувчи узатишлар сонини  $i_I, i_{II}$  ва  $i_{III}$  билан белгилайди.

Хар бир узатма учун минимал юкланиш коэффиценти куйидагича.

$$\chi \text{ қ } \frac{M_{\text{дв min}}}{M_n} \text{ қ } const \quad 9.5$$

Хар бир узатмада двигателни номинал юкланиш ва минимал юкланиши бир хил булганлиги учун ёзишимиз мумкин.

$$M_n \text{ қ } \frac{P_{\text{ул max}} K P_f}{A i_I} \text{ қ } \frac{P^I_{\text{ул}} K P_f}{A i_{II}} \text{ қ } \frac{P^{II}_{\text{ул}} K P_f}{A i_{III}} \quad 9.6$$

$$M_{\text{дв min}} \text{ қ } \frac{P^I_{\text{ул}} K P_f}{A i_I} \text{ қ } \frac{P^{II}_{\text{ул}} K P_f}{A i_{II}} \text{ қ } \frac{P_{\text{ул min}} K P_f}{A i_{III}} \quad 9.6$$

Бу ерда  $P^I_{\text{ул}} K P_f$  ва  $P^{II}_{\text{ул}} K P_f$  ларни топамиз.

$$P^I_{\text{ул}} K P_f \text{ қ } \frac{i_{II}}{i_I} (P_{\text{ул max}} K P_f) \text{ қ } \frac{i_I}{i_{III}} (P_{\text{ул min}} K P_f) \quad 9.7$$

$$P^{II}_{\text{ул}} K P_f \text{ қ } \frac{i_{III}}{i_I} (P_{\text{ул max}} K P_f) \text{ қ } \frac{i_{II}}{i_{III}} (P_{\text{ул min}} K P_f)$$

Иккала ифодани булаклаб бир бирига булсак, геометрик прогрессия талабига жавоб берувчи куйидаги ифодани оламиз.

$$\frac{i_{III}}{i_{II}} \text{ қ } \frac{i_{II}}{i_I}$$

Геометрик прогрессиянинг махражини  $q$  билан белгиласак,

$$i_{II} \text{ қ } i_I q, \quad i_{III} \text{ қ } i_{II} q \text{ қ } i_I q^2$$

Бу ифодани (8.17) ифоданинг биринчисига куйиб  $q$  ни топамиз

$$q \kappa \left( \frac{P_{ulmin} \kappa P_f}{P_{ulmax} \kappa P_f} \right)^{1z3} \kappa \left( \frac{P_{ymin}}{P_{ymax}} \right)^{1z3} \quad 9.8$$

Агарда трансмиссия асосий погоналарининг сони  $z$  га тенг булса ,

$$q \kappa \left( \frac{P_{ymin}}{P_{ymax}} \right)^{1z} \quad 9.9$$

Асосий узатмаларнинг сони талаб килинадиган асосий тезликлар диапазони буйича аникланади.

Асосий тезликлар диапазони куйидагича топилади:

$$\delta_v \kappa \frac{V_{nz}}{V_{n1}} \quad 9.10$$

бу ерда:

$V_{nz}$  - назарий энг юкори тезлик;

$V_{n1}$  - берилган биринчи узатмадаги тезлик.

Асосий узатмалар каторининг структураси куйидагича:

$$\frac{V_{nz}}{V_{nz-1}} \kappa \frac{V_{nz-1}}{V_{nz-2}} \kappa \dots \kappa \frac{V_{n2}}{V_{n1}} \kappa q \quad 9.11$$

Юкоридаги 9.10 ва 9.11 ифодалардан куйидаги богланишга эга буламиз

$$\delta_v \kappa q^{z-1}$$

Биринчи тезликни танлаган холда юкори тезликни (9.10 ифода оркали) ва орalik тезликларни куйидагича топишимиз мумкин.

$V_n$  – берилган

$$V_{n2} \kappa V_{n1} q$$

$$V_{n3} \kappa V_{n1} q \kappa V_{n1} q^2$$

9.12

$$V_{nz} \kappa V_{n1} q^{z-1}$$

Бундан ташкари тракторлар махсус пастки тезликларга эга булиб, улар трактор бажараётган ишнинг технологик жараёнига асосланган холда аникланади.

### 3. Двигателнинг кувватини аниклаш.

Двигателнинг куввати тракторни тортиш ва тезликлар параметрларини хисобга олган холда аникланади.

Агарда горизонтал юзадаги текис харакат булса, двигателнинг куввати факат ташки каршиликларни енгиш учун сарф булади.

Лекин эксплуатацион шароитда доимо текис харакат мавжуд булмайди. Шунинг учун тракторнинг юкланиши доимо тебраниб туради.

Бу тебранишга харакат юзасининг нотекислиги, тупрокнинг таркиби, технологик процессларнинг айрим хусусиятлари хам сабаб булади. Бундан ташкари трактор учун кутилмаган каршиликлар пайдо булиши мумкин. Каршиликларни бундай тебраниб туриши маълум кувват резервини булишини такозо этади.

Шунинг учун амалий хисобларда тирсакли валга келтирилган каршилиқ моменти двигателнинг номинал моментидан кам булиши керак, деб олинади. Бу эса двигателнинг эксплуатацион юкланиш коэффиценти оркали хисобга олинади ва у  $\chi$   $\kappa$  0,8÷0,85 атрофида тебранади. Бу холда двигателнинг куввати куйидагича аникланади.

$$N_n \kappa \frac{(P_n \kappa f Q_{amax}) V_{n1}}{1000 \cdot \eta_{mp} \cdot \chi} \quad 9.13$$

бу ерда:  $f$  - илмоқда номинал куч билан ишлаётган тракторнинг ҳаракатига курсатилаётган қаршиликни ҳисобга олувчи коэффициент. 1. Автомобилнинг куч баланси ва динамик характеристикаси

Автомобилнинг етакчи гилдирагида ҳосил булаётган уринма куч  $P_y$  ташки қаршиликларни енгил ва автомобильга маълум тезланиш беришга сарф булади. Ташки кучларнинг миқдори ва уларнинг узгариш характери хамда автомобилнинг шигов билан ҳаракатланишини урганиш мақсадида унинг куч балансидан фойдаланилади. Куч баланси уринма куч  $P_y$  нинг берилган ҳар бир вақтида ташки кучларнинг йигиндисига тенг эканлигини курсатувчи тенгламадан иборат.

Куч баланси эса қуйидагича ёзилади:

$$P_y - P_x = Q \cdot f \cos \alpha + Q \sin \alpha + K_p \cdot K_j \quad 10.1$$

Ёки

$$P_y - P_x = f Q \cos \alpha + Q \sin \alpha + K_p \cdot K_j \cdot \frac{\kappa \cdot F \cdot v_a^2}{3,6^2} + K_j \cdot \frac{\delta a_{ii} \cdot Q}{g} + \frac{dv_a}{dt} \quad 10.2$$

Агар автомобиль шатакчи бўлса тенгламанинг таркибига илғакдаги қаршилик кучи  $P_{ил}$  хам қиради.

Ортикча тортиш кучининг киймати канча юқори бўлса, автомобилнинг динамик хусусиятлари шунча яхши булади. Ортикча тортиш кучининг тезликлар бўйича боғланишини билган ҳолда тезликнинг параметрларини аниқлаш каби масалаларни ечиш мумкин. Шундай улчов бирлигини академик Е.А. Чудаков таклиф этган. Бу солиштирма ортикча тортиш кучидир. Бу катталик автомобиль ортикча тортиш кучининг узогирлигига нисбати билан аниқланади ва **автомобилнинг динамик фактори** деб юритилади. Автомобилнинг динамик фактори  $D$  ҳарфи билан белгиланади ва қуйидагича аниқланади:

$$D = \frac{P_y - P_x}{Q} = f \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \delta_{a_{ii}} \frac{i}{g} \quad 10.3$$

Агар

$$D = \psi \pm \delta_{a_{ii}} \frac{i}{g} \quad 10.4$$

бу ерда  $P_y - P_x$  ҳавонинг қаршилигидан ташқари барча қаршиликни енгил учун сарфланаётган кучни билдиради.

Автомобилнинг горизонтал участкадаги текис ҳаракати учун қуйидагини ёзиш мумкин:

$$D = \psi \quad 10.5$$

Погонали узатмага эга бўлган автомобиллар учун динамик факторнинг кийматлари ҳар бир узатма учун алоҳида топилади. Агар топилган кийматларнинг тезликлар бўйича графигини чизсак динамик факторнинг ҳар бир узатмадаги узгариш қонуниятини яққол кураимиз. Бундай график автомобилнинг динамик характеристикаси деб аталади.

Автомобилнинг динамик характеристикаси ёрдамида бир катор эксплуатацион масалаларни ечиш мумкин. Масалан, динамик характеристика ёрдамида берилган шароитдаги автомобилнинг максимал тезлиги, йулнинг келтирилган қаршилик коэффициентини ва шигов билан ҳаракатланиш вақтидаги тезланишни аниқлаш мумкин. Бундан ташқари, берилган йул шароитида ва узатмада автомобилнинг енгил ута оладиган қиялигини аниқлаш мумкин.

Йулнинг келтирилган қаршилик коэффициенти  $\psi$  ва шу йул учун  $f$  нинг киймати аниқ бўлса автомобилнинг берилган узатмада юқорига кутарилиш бурчагини қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$i \text{ қ } \psi - f \text{ қ } \operatorname{tg} \alpha \quad 10.6$$

Лекин, уринма кучнинг кийматини гилдирак билан тупрок орасидаги илашиш хусусияти чеклайди. Бу вақтдаги автомобилнинг динамик фактори илашиш буйича максимал уринма куч  $P_{\phi}$  оркали топилади:

$$D_{\phi} \text{ қ } \frac{P_{\phi} - P_x}{Q} \quad 10.7$$

Автомобилнинг факат кетинги гилдираклари етакчи булса  $P_{\phi} \text{ қ } \lambda_e Q_e$ ; « $D_{\phi}$ » катталик автомобилнинг илашиш буйича динамик фактори деб аталади.

### Назорат саволлари:

- 1.Тракторнинг кувват баланси.
- 2.Тортишнинг потенциал характеристикаси.
- 3.Тракторни тортиш кучи буйича хисоблаш ва тортишнинг назарий характеристикаси.
- 4.Автомобилнинг куч баланси ва динамик характеристикаси
5. Автомобилнинг кувват баланси.
- 6.Автомобилнинг шигов билан харакатланиши
7. Автомобилни тортиш кучи буйича хисоблаш
- 8.Тормозланиш динамикаси

## 8-Амалий машғулот (4 соат)

### Автомобилларнинг тортиш ва тормозланиш динамикаси

Ишдан мақсад: Автомобилнинг кувват баланси, автомобилнинг шигов билан харакатланиши, автомобилни тортиш кучи буйича хисоблаш, тормозланиш динамикаси, тормоз узатмасининг хили ва ҳолати, йул копламасининг турлпари билан танишиш

**Керакли асбоб ва жихозлар:** маъруза матни, тегишли адабиётлар, кургазмали плакатлар, трактор ва автомобилларнинг табиий намунаси ва деталлари, иш ва ўлчов асбоблари

### Умумий маълумотлар

#### 1. Автомобилнинг кувват баланси

Етакчи гилдиракларга етиб кувватни кандай ташки каршиликларни енгишга сарф булаётганлигини курсатувчи тенглама **автомобилнинг кувват баланси** деб аталади. Маълум тезланиш билан  $\alpha$  бурчак остида юкорига кутарилаётган автомобиль учун кувват баланси тенграмаси куйидагича ёзилади:

$$N_F \text{ қ } N_f \text{ қ } N_i \text{ қ } N_x \text{ қ } N_j \quad 10.8$$

Шатакчи автомобиль учун тенглама таркибига кушимча илгакдаги кувват  $P_{ил}$  хам кушилади. Тенгламадаги кувватларнинг нимани ифодалаши юкоридаги мавзуларда



куриб утилди. Бу кувватлар урнига уз ифодаларини куйсак кувват баланси куйидаги курунишга эна булади:

$$N_F \kappa \frac{f \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot v_a}{1000} \kappa \frac{Q \sin \alpha \cdot v_a}{1000} \kappa \frac{P_x \cdot v_a}{1000} \kappa \frac{\delta_{aйл} \cdot P_j \cdot v_a}{1000} = 10.9$$

Трансмиссиядаги йукотишлар хар бир узатма учун узгармас эканлигини билган холда, трансмиссиядаги йуколаётган кувватни юкорида куриб утилган ифода ёрдамида аниклаш мумкин.

Двигатель куввати хамда барча каршиликларни енгилш учун сарф булаётган кувватларни автомобилнинг тезлиги ва двигатель валининг айланишлар частотаси билан боглаш максатида абсцисса укига иккита параметр куйилган. Двигатель кувватини трансмиссиянинг ФИК га купайтириб етакчи гилдиракдаги кувват  $N_F$  ни топамиз. Бундан ташкари, графикда  $N_f$ ,  $N_i$  ва  $N_i \kappa N_f \kappa N_x$  каби параметрларнинг тезликлар буйича узгариши хам келтирилган.

## 2. Автомобилнинг шигов билан харакатланиши.

Автомобилнинг шигов билан харакатланиши тракторнинг шигов билан харакатланишига нисбатан узига хос хусусиятларига эга. Тракторда тишлашиш муфтасини кушишдан аввал двигателнинг вали максимал салт ишлаш тезлигига эга булса, автомобиль двигателя валининг айланишлар частотаси минимал тургун айланишдан бир оз купрок булади, лекин номинал айланишлар частотасига хеч качон якин булмайди. Тишлашиш муфтаси кушилгандан сунг трактор двигателининг айланишлар частотаси регулятор оркали бошкарилса, автомобиль двигателининг айланишлар частотаси бевосита хайдовчи оркали бошкарилади. Шигов билан харакатланиш аста-секин бажарилиши учун хайдовчи доим айланишлар частотасини бир хил ушлаб туришга харакат килади. Шунинг учун двигатель валининг буровчи моменти билан муфтанинг моменти шигов билан харакатланишнинг бошлангич моментларида бир хил усишга эга булади. Натижада двигатель валининг бурчак тезлиги билан трансмиссия бирламчи валининг бурчак тезликлари тез тенглашади ва шигов билан харакатланишнинг биринчи даври киска вакт ичида тугайди.

Шигов билан харакатланиш вактидаги тезланиш куйидагича аникланади:

$$j \kappa (D - \psi) \frac{g}{\delta_{aйл}} = 10.10$$

Агар  $\psi \kappa f \cos \alpha \pm \sin \alpha$  эканлигини хисобга олсак, горизонтал юзадаги шигов билан харакатланиш учун куйидагини ёзиш мумкин:

$$j \kappa (D - f) \frac{g}{\delta_{aйл}} = 10.11$$

Куруниб турибдики, динамик факторнинг киймати канча катта булиб, йулнинг келтирилган каршилик коэффиценти кичик булса, тезланишнинг микдори шунча куп булади. Бундай фарк паст узатмаларда мавжуд булади. Лекин паст узатмаларда трансмиссиянинг узатишлар сони куп булгани учун айланувчи массаларни хисобга олувчи коэффицент  $\delta_{aйл}$  хам ортиб кетиб, тезланишнинг микдорига салбий таъсир курсатиши мумкин. Шунинг учун доим энг паст узатмада шигов билан харакатланиш максадга мувофик булавермайди.

Шигов билан харакатланиш процессида шигов вакти билан йули канчалик киска булса, автомобилнинг динамик сифати шунчалик яхши булади. Шунинг учун хар бир автомобиль учун **шигов вакти** билан **йулини** аниклаш катта ахамиятга эга.

Умуман шигов вакти ва йулини аниклаш осон масалалар каторига кирмайди. Бу параметрларни топишнинг уч усули бор:

1) *аналитик усул*; 2) *графоаналитик усул*; 3) *график усул*;

**Биринчи усулда** шигов билан йулни аниклашда тезланиш ва тезликнинг умумий ифодаларидан фойдаланилади, яъни

$$i_a K \frac{dv}{dt} ; \quad v_a K \frac{dS}{dt} \quad 10.12$$

Бошлангич тезликни  $V_1$  ва шигов охиридаги тезликни  $V_2$  билан белгиласак шигов вакти билан йули куйидагича аникланади:

$$\int_0^{t_{\text{шиг}}}} \frac{dt}{t_{\text{шиг}} K} \int_{V_1}^{V_2} \frac{dv_a}{j_a} \quad 10.13$$

$$\int_0^s \frac{ds}{S_{\text{шиг}} K} \int_0^{t_{\text{шиг}}} \frac{V_a dt}{V_a}$$

Бу тенгламаларда  $j_a K f(v_a)$  функционал боғланиш булмагани учун тенгламаларни ечиш кийинлашади. Шунинг учун купчилик холларда графоаналитик ва график усуллар кулланилади.

Графоаналитик усул бир канча кушимча графикларни куришни ва хисоблар бажаришни талаб этади.

### **3. Автомобилни тортиш кучи буйича хисоблаш.**

Кишлок хужалигида автомобилдан фойдаланиш кун сайин кенгайиб бормокда. Автомобилдан хозирда факат асфальт йулларда фойдаланибгина колмай, улар хеч кандай копламага эга булмаган йулларда хам кенг ишлатилмокда. Шу сабабли кишлок хужалиги учун мулжалланган автомобиллар учун алохида талаблар куйилади.

Автомобилни тортиш хусусиятлари буйича хисоблашда куйидаги параметрлар аникланади: **1) двигатель куввати; 2) автомобилнинг тула огирлиги; 3) биринчи узатмадаги максимал динамик фактор; 4) автомобиль куч узатмасининг узатишлар сони.**

Двигателнинг куввати автомобиль номинал юкланганда берилган максимал тезлик  $v_{\text{max}}$  ни таъминлаши шарт. Шу шартга асосан куйидагини ёзиш мумкин.

$$N_{\text{ек}} = \frac{Q \cdot (f \cos \alpha K \sin \alpha) \cdot v_{\text{max}} K P_x \cdot v_{\text{max}}}{1000 \eta_{\text{тр}}} \quad 10.14$$

Автомобилнинг тезлиги билан двигатель валининг айланишлар частотаси орасидаги боғланиш куйидагича:

$$n_{\text{дв}} K \frac{i_{\text{тр}} \cdot v_{\text{max}}}{r_{\text{д}}} \quad 10.15$$

Агар ифодада  $f \cos \alpha \pm \sin \alpha K \psi$  эканлигини хисобга олсак

$$N_{\text{ек}} = \frac{Q \cdot \psi \cdot v_{\text{max}} K P_x \cdot v_{\text{max}}}{1000 \eta_{\text{тр}}} \quad 10.16$$

**Автомобилнинг тула огирлиги** фойдали юк  $Q_{\text{ф}}$  билан узининг огирлиги  $Q_{\text{а}}$  нинг йигиндисига тенг  $Q K Q_{\text{ф}} K Q_{\text{а}}$  **10.17**

Автомобилнинг фойдали  $Q_{\text{ф}}$  юки унинг бажарадиган ишига ва юкнинг турига караб берилади. Автомобилнинг уз огирлиги унинг юк кутариш кобиятига караб аникланади.

**Трансмиссиянинг узатишлар сонини** аниклаш бош узатманинг узатиш сонини аниклашдан бошланади.

Двигателнинг куввати танлангандан сунг унинг тезликлар характеристикаси курилади. Тезликлар характеристикасида двигатель валининг айланишлар частотаси автомобилнинг тезлиги билан боғланган. Шунга асосан бош узатманинг узатишлар сони куйидагича аникланади:

$$i_{\delta} = \frac{n_{\delta} r_{\delta}}{v_{max}} \quad 10.18$$

Узатмалар сони кишлок хужалигида ишлатиладиган автомобиллар учун туртта ёки бешта булади. Узатмалар каторининг структураси геометрик прогрессия принципи асосида белгиланади, яъни

$$q_{\kappa} \left( \frac{i_{y\kappa I}}{i_{y\kappa Z}} \right)^{1-z-1} \quad 10.19$$

Колган узатмалар учун узатишлар сони куйидагича:

$$i_{y\kappa z} \kappa I$$

$$\frac{i_{y\kappa II} \kappa i_{y\kappa} q}{\dots\dots\dots} \quad 10.20$$

$$i_{y\kappa z-1} \kappa i_{y\kappa} q^{z-2}$$

#### Тормозланиш динамикаси

##### Тормозланиш процесси.

Автомобилнинг тезлигини белгиланган микдоргача камайтириш ёки уни бутунлай тухтатиш учун, ҳамда кияликда тинч туришини таъминлаш мақсадида барча автомобиллар тормоз системаси билан жиҳозланган. Уз тезлигини киска муддатда пасайтириш ёки бирданига тухташ автомобилни асосий динамик сифатларига киради.

Тормозланиш вақтида маълум иш бажарилади. Бажарилган иш микдор жиҳатдан кинетик энергияга тенг, яъни

$$P_m S_m \kappa \frac{m_a V_a^2}{2} \quad 11.1$$

бу ерда :  $P_m$  - тормозланиш пайтида гилдирак билан тупрок орасида ҳосил бўлган реакция кучи;  $S_r$  - тормоз йули.

У вақтда маълум тезликда кетаётган автомобилни тула тухтатиш учун реакция кучи куйидагича бўлиши керак.

$$P_m \kappa \frac{m_a V_a^2}{2 S_r} \quad 11.2$$

*Тормозланиш пайтидаги автомобилнинг ҳаракат тенг- ламаси ва тормозланиш сифатини белгиловчи катталиклар*

Биз юқорида кучлар балансига биноан ҳаракатнинг дифференциал тенгламасига эга бўлган эдик. Бу тенгламада қаршиликларнинг йигиндиси  $\sum P$  ни уринма  $P_y$  кучга бўлган муносабати ҳаракатни ҳарактерини белгилаб берар эди, яъни  $P_y \kappa \sum P$  бўлса, ҳаракат текис ҳаракат ҳисобланади,  $P_y > \sum P$  бўлса, ҳаракат тезланувчан,  $P_y < \sum P$  бўлса, ҳаракат секинланувчан ҳарактерга эга булади.

Тенгсизлик  $P_y < \sum P$  ни ҳисобга олган ҳолда ҳаракатни дифференциал тенгламасидаги уринма куч урнига тормозловчи  $P_m$  кучини куйсак секинланувчан ёки бўлмаса тормозланиш пайтидаги автомобилнинг ҳаракат тенгламасига эга буламиз.

Бу тенглама куйидаги куринишга эга

$$-j \kappa \frac{g}{\delta_{a\ddot{u}} Q} (P_m K \Sigma P) \quad 11.3$$

Тормозланиш пайтида  $P_m$  нинг йуналиши  $P_y$  нинг йуналишига карама-каршидир.

Тормозлаш кучининг максимал киймати илашиш коэффициенти  $\phi$  билан белгиланади. Горизонтал ҳаракат юзаси учун максимал секинланишни аниклаш учун  $\Sigma P$  урнига  $(Q \psi K P_m)$  ни куямиз.

$$-j \kappa \frac{g}{\delta_{a\ddot{u}}} \left( \phi K \psi K \frac{P_m}{Q} \right) \quad 11.4.$$

Тенгламалар 11.3.ёки 11.4. тормозланиш вақтидаги ҳаракат тенграмаси ҳисобланади. Горизонтал юзада  $j\kappa 7-8 \text{ м\ddot{c}ек}^2$  атрофида бўлади. Лекин максимал секинланишдан ташқари автомобилнинг тормоз сифатини белгиловчи куйидаги катталиклар қабул қилинган:

а) *тормозлаш вақти*

б) *тормоз йули.*

Тормоз вақти ва йули куп факторларга боглик. Хайдовчининг маҳорати, тормоз узатмасининг ҳили ва ҳолати, йул копламасининг тури шулар жумласидандир. Бу факторларни энг асосийлари ва тормоз вақтига купдан таъсир этувчилари куйидагилар.

1. *Хайдовчининг реакцияси.*

2. *Тормоз узатмасининг ишлаш вақти.*

3. *Секинлашишининг максимал усиш вақти.*

4. *Тула тормозланиш вақти.*

5. *Секинлашишининг пасайиш даври.*

**Хайдовчининг реакцияси**  $t_1$  учун кетган вақтда хайдовчи тормозлаш тугрисида сигнал олади, фикран анализ қилади ва тормозлаш учун тайёргарлик куради. Бу вақт асосан хайдовчининг психологик ҳолатига ва маҳоратига боглик бўлиб  $0.6 \div 1.0 \text{ сек.}$  атрофида бўлади.

**Тормоз узатмасининг ишлаш вақти**  $t_2$  учун кетган вақтда асосан тормоз педалининг салт йули танланади ва ишчи агент (суюклик, ҳаво) ишчи цилиндрларга етиб бориб тормозларни ишга туширади. Бу вақтнинг микдори ишчи агентнинг турига боглик. Агарда агент суюклик бўлса  $0.03 \div 0.05 \text{ сек.}$ , ҳаво бўлса  $0.2 \div 0.4 \text{ сек.}$

**Секинланишининг максимал усиш вақти**  $t_3$  тормозларни ишга тушишидан бошланиб, то талаб қилинган максимал секинланишга эришилгунча давом этади. Тормоз узатмаси суюклик бўлса бу вақт  $0.15 \div 0.2 \text{ сек.}$  ҳаво бўлса  $\sim 1 \text{ сек.}$  атрофида бўлади.

**Тула тормозлаш вақти**  $t_4$  максимал секинланиш эришилгандан бошланиб, автомобилнинг тезлиги керакли микдорда камайтирилгунча давом этади. Бу вақт асосан автомобилнинг бошлангич  $V_a$  тезлигига ва илашиш  $\phi$  коэффициентига боглик бўлиб куйидагича аникланиши мумкин.

$$t_4 \kappa \frac{V_a}{35 \phi} \quad 11.5$$

**Секинланишининг пасайиш вақти**  $t_5$   $0,2$  дан  $1,8 \text{ сек.}$  атрофида бўлади. Узатмаси ҳаво бўлган тормозларда бу вақт куп бўлади. Умумий тормоз вақти куйидагича

$$t \kappa t_1 K t_2 K t_3 K t_4 \quad 11.6$$

Тормоз йули  $S_m$  алоҳида олинган вақтлар ичида босиб утилган йулларнинг йигиндисига тенг. Умумий тормоз йулини билиш факатгина автомобилнинг динамик сифатини белгилабгина қолмай, балки ҳаракатнинг ҳавфсизлигини таъминлайди.

Вактларнинг  $t_1, t_2, t_3$  ораликларида тезликнинг камайиши руй бермайди, деб каралиши мумкин.

У вактда босиб утилган йул куйидагича аникланади.

$$S \approx \frac{V_a}{3.6} (t_1 K t_2 K t_3) \quad 11.7$$

Секинланишнинг максимал усиш вактида босиб утилган йул тезликнинг квадрати буйича узгаради.

Агарда максимал тормозланиш вактида кинетик энергияни шу вакт ичида бажарилган ишга тенглигини хисобга олсак

$$P_m S_4 \approx \frac{m_a V_a^2}{2} \quad 11.8$$

Юкорида айтиб утилганидек, максимал тормозланиш кучи  $P_m$  илашиш коэффиценти билан чекланади, яъни  $P_m K \varphi Q$ . Автомобилнинг массасини  $Q \text{ г}$  оркали ифодалаб тезликни км/соат да хисобга оладиган булсак, масофа  $S_4$  куйидагига тенг булади.

$$S_4 \approx 0,004 \frac{V_a^2}{\varphi} \quad 11.9$$

Бу масофа амалда анча куп булади. Шунинг учун профессор Д.П. Великанов **11.9** ифодани коэффиценти  $K$  га купайтиришни таклиф этади. Бу коэффицент асосан **1,4** га тенг. Умумий босиб утилган йул .

$$S_m \approx \frac{V_a}{3,6} (t_1 K t_2 K t_3) K 0,004 \frac{KV_a^2}{\varphi} \quad 11.10$$

Тормоз йули автомобилнинг тезлигига ва илашиш коэффиценти га купдан боглик. Автомобилнинг ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш учун талаб килинмаган жойларда ва илашиш коэффиценти паст булган йулларда тезликни ошириш максадга мувофик эмас.

Лекин  $t_1, t_2$  ва  $t_3$  вактларни тормоз йулига булган таъсирини ҳам эсдан чиқармаслик зарур. Баъзан бу таъсир шунчалик кучли булиб критик моментларда хал килувчи факторга айланиб қолиши мумкин. Масалан,  $t_1$  ни **0.4-1 сек.** гача узгариши тезлик **40 км/соат** булганда, тормоз йулини **18-25 м.** гача ортишига; тезлик **60 км/соат** булганда эса **35-40 м.** гача ортишига сабаб булади.

Демак, тормоз йулини камайитиришда ҳар бир таъсир этувчи параметрларга алоҳида эътибор бериш зарур

#### Назорат саволлари:

- 1.Тракторларнинг кувват баланс тенгламаси хакида маълумот беринг.
- 2.Тракторни тортиш кучи буйича хисоблаш методикаси хакида маълумот беринг.
- 3.Автомобилнинг кувват баланс тенгламаси хакида тушунча беринг.
- 4.Автомобилнинг куч баланси ва динамик характеристикаси ҳамда шигов билан ҳаракатланиши хакида тушунча беринг.
- 5.автомобилни тортиш кучи буйича хисоблаш усули хакида маълумот беринг.

### **АДАБИЁТЛАР**

1. Колчин А.И, Демидов. В.П «Расчёт автомобильнўх и тракторнўх двигателей» М.1980.
2. Николаенко.А.В «Теория, конструкция и расчёт автотракторнўх двигателей» М .1984.
3. Қодиров.С.М Никитин С.Е. «Автомобил ва трактор двигателлари» Т. 1990 й.
4. Каримов У. «Автомобил ва трактор двигателлари назарияси» Т. 1989 й.
5. Сартеев. П.М, Веллер Н.П. «Двигателнинг иссиқлик щисоби бўйича методик кўрсатма» ТАЙИ. 1988 й.
6. Краткий автомобильнўй справочник (НИИАТ) Москва.1986
7. Қамбаров А. Абдурахмонов Л. «Автомобил двигателлари» фанидан двигателнинг иссиқлик щисоби бўйича амалий Машғулотлар учун методик кўрсатма. Н. 1993 й.

8. Қамбаров. А. «Автомобил двигателининг қуввати ва тирсакли валнинг айланишлар сонини щисоби» бўйича методик қўлланма, Наманган, 1993 й
9. Қамбаров А, Акбаров А. «Карбюраторли двигателнинг иссиқлик щисоби» бўйича услубий кўрсатма.-Наманган, 1993 й.
10. Қамбаров А., Абдулхафизов А. Автомобил двигателлари фанидан ички ёнув двигателларни иссиқлик щисобини ЭХМ ёрдамида бажариш бўйича услубий қўлланма. Наманган-1995 й.
11. Қамбаров А. Маткаримов К. Транспорт воситаларининг ички ёнув двигателлари фанидан курс лойихасини бажариш учун услубий қўлланма. 1-қисм (карбюраторли двигателлар учун). Наманган, 2001 й
12. Қамбаров А. Акбаров А. Дизел двигателнинг иссиқлик щисоби бўйича назорат ишларини бажариш учун услубий кўрсатма. Наманган, 1995 й.

Фойдаланиш мумкин бўлган асосий адабиётлар рўйхати.

1. Гуревич А. М. Трактори и автомобили, Москва, «Колос», 1993 г;
2. Скотникова В. А. Трактори и автомобили, Москва, Агропромиздат, 1995 г;
3. Маматов Х. Автомобиллар (Автомобил конструкцияси асослари) 1-қисм, Тошкент «Ўзбекистон», 1995 й;
4. Гуревич Л. А Тракторлар автомобиллар ва қишлоқ шўжалик двигателлари, Тошкент, «Ўқитувчи», 1990 й
5. Каримов У. Трактор ва автомобилларнинг янги турлари, Тошкент, «Ўзбекистон», 1993 й

Фойдаланиш мумкин бўлган қўшимча адабиётлар рўйхати.

1. Қодиров С. М, Никитин С. Е. Автомобил ва трактор двигателлари, Тошкент, «Ўқитувчи», 1992 й;
2. Гуськова В. В Трактори часть - I, Минск, «Вўсшая школа», 1996 г;
3. Жаров М. С, Орлов М. А, Чернишов В. А. Трактор, Москва, «Просвещение, 1992 г;
4. Маматов М. Х. Автомобили, Тошкент, «Ўқитувчи», 1992 й;
5. Солихов Трактор, автомобиль ва қишлоқ хўжалик двигателлари. Тошкент «Ўқитувчи» 1990 й;





**Тузувчи: т.ф.н. У. Эшқораяев**

**Компьютерда сацифаловчи: Г. Бадирова.**



**Услужий кўрсатма Касбий таълим факультети «Агроинженерия ва кимёвий технология» кафедраси кошидаги компьютерда тайёрланди ва сахифаланди.**

**Щажми 3,0 б.т., нусхаси 50 та.**