

Иккинчи қисм

АВТОМОБИЛНИНГ ЭКСПЛУАТАЦИОН ХУСУСИЯТЛАРИ НАЗАРИЯСИ

1606

60- §. ЭКСПЛУАТАЦИОН ХУСУСИЯТЛАР НАЗАРИЯСИНING ТАРАҚҚИЁТИ

Автомобилнинг ҳаракат қонуниятларини биринчи бўлиб Н. Е. Жуковский «Автомобилнинг бурилишдаги ҳаракат назарияси»га бағишланган илмий иши билан бошлади. 1921 йилда «Автомобиль ва Автомотор илмий текшириш институти» ташкил этилиб, автомобильни тадқиқот қилиш ва синаш ишлари планли равишда йўлга қўйилди. Автомобиль назарисига онд асосий ишларни академик Е. А. Чудаков ёзган. У автомобилнинг ёнилғи сарфлаш тежамлилиги ва турғунлиги каби эксплуатацион хусусиятларини биринчи бўлиб ишлаб чиқди. Автомобилнинг ёнилғи сарфлаш тежамлилигини ривожлантиришда Б. С. Фалькевич, Н. К. Куликовнинг хизматлари катта. Я. М. Певзнернинг «Автомобилнинг турғунлиги назарияси» китоби шу соҳадаги илмий тадқиқотларга асос солган. Автомобилни тормозлаш масалаларини Н. А. Бухарин, А. Б. Гредескул, юриш равонлигини Р. В. Ротенберг, бурилишдаги ҳаракат масалаларини А. С. Литвинов тадқиқот этди, Я. Х. Закин эса автомобиль, поездларининг эксплуатацион хусусиятларини мукаммал ўрганди.

Маълумки, ҳар қандай назария тажриба билан чамбарчас боғлиқ бўлгандагина муваффақиятли ривожланади. Г. В. Крамаренко, Л. Л. Афанасьев, Д. П. Великанов ва В. А. Иларионовлар автомобиль назариясини реал шароитда қўллаш борасида тадқиқот ишлари олиб беришда қўл келди.

61- §. АВТОМОБИЛНИНГ ЭКСПЛУАТАЦИОН ХУСУСИЯТЛАРИ

Автомобилнинг эксплуатацион хусусиятлари назарияси транспорт ҳаракат қонунлари ва эксплуатацион хусусиятларини ўрганувчи фан бўлиб назарий механика, механизм ва машиналар назарияси, материаллар қаршилиги каби курсларга асосланган.

Назарий изланишлар ва тажриба маълумотлари асосида автомобилнинг эксплуатацион хусусиятларига таъсир этувчи факторлар аниқланиб, автомобиль конструкциясини янада такомиллаштириш йўллари топилди, шу билан бирга бу фан юк ташиш процессини оптимал ташкил этиш ва максимал иқтисодий эффект олиш масалаларини ҳам ҳал қилди.

Автомобилнинг эксплуатацион хусусиятлари назарияси уни ишла-тиш даврида автомобилдан эффектив фойдаланиш усуллари ва кон-струкциясининг эксплуатацион талабларини қаноатлантириш даражасини характерлаб беради. Автомобилнинг эксплуатацион хусусиятла-рига тортиш ва тормозлаш динамикаси, ёнилғи сарфининг тежамли-лиги, бошқарилувчанлик, тургунлик, йўл тўсиқларидан ўта олиш ху-сусияти, юриш равонлиги, ҳаракат хавфсизлиги, пухталиги, ремонт қилишнинг осонлиги каби кўрсаткичлар киради.

Автомобилнинг динамикаси унинг юк ёки пассажирларни макси-мал ўртача тезлик билан ҳаракатланиб ташиш қобилиятидир. Автомо-билнинг динамикаси қанчалик яхши бўлса, унинг тезлигини ошириш қобилияти шунчалик юқори бўлади, ўртача ҳаракат тезлиги қанча катта бўлса, юк ташиш учун шунча кам вақт сарф бўлади. Автомо-билнинг динамикаси унинг тортиш ва тормозлаш хусусиятларига боғлиқ бўлганлиги учун у тортиш-ва тормозлаш динамикаларига бў-линади.

Тортиш динамикаси деб, автомобилнинг маълум эксплуатацион шароитда максимал ўртача тезлик билан ҳаракатланиш хусусиятига айтилади.

Тормозлаш динамикаси деб, автомобилнинг секинланиш ва эффек-тив тормозланиш қобилиятига айтилади.

Ёнилғи сарфининг тежамлилиги деб, автомобилда ёқилган ёнилғи энергиясидан рационал фойдаланиш хусусиятига айтилади. Ёнилғи ишлаб чиқариш учун кетган харажатлар кк ташиш таннархининг 16 — 20 % ини ташкил этади, шунинг учун ёнилғи қанча кам сарф-ланса, автомобилдан фойдаланиш шунча арзонга тушади.

Автомобилнинг бошқарилувчанлиги деб, бошқарилувчи гилдирак-ларнинг ҳолати ўзгариши билан автомобилнинг ўз ҳаракат йўнали-шини ўзгартириш хусусиятига айтилади. Автомобилнинг ҳаракат вақ-тидаги хавфсизлиги унинг бошқарилувчанлигига кўп жиҳатдан боғ-лиқ.

Автомобилнинг тургунлиги деб, уни ён томонга сирпанишга, аг-дарилишга ва сурилишга мажбур этувчи кучга қаршилиқ кўрсата олиши ҳамда ҳаракат траекториясини сақлай олиш қобилиятига ай-тилади. Тургунлик ҳам бошқа факторлар каби ҳаракат хавфсизлиги-ни таъминлашда катта аҳамият касб этади.

Йўл тўсиқларидан ўта олиш хусусияти деб, автомобилнинг огир йўл шароитларида ва йўлсиз жойларда (ботқоқлик, қор уюми ва ҳ. к.) етакчи гилдиракларининг шатаксырамасдан (шатаксыраш — гилдирак-нинг ўз жойида айланиб ҳаракатланиши), автомобиль тагиининг эса нотекисликларга тегмасдан ўта олиш қобилиятига айтилади. Бу экс-плуатацион хусусият айниқса қишлоқ хўжалигида, ўрмон саноатида, қурилишларда ва карьерларда ишловчи автомобиллар учун тааллуқ-лидир.

Юриш равонлиги деб, автомобилнинг нотекис йўлдан кузовни ортиқ-ча тебрантирмасдан ҳаракатланишига айтилади. Автомобилнинг юриш равонлиги ўртача ҳаракат тезлигига, юкнинг шикастланмасдан ман-зилга етказилишига, автомобилда юришнинг қулайлигига, ҳайдовчи ва пассажирларнинг чарчашига катта таъсир кўрсатади.

Автомобилнинг пухталиги деб, унинг агрегат, узел, деталларининг иш жараёнида бузилмасдан, синмасдан ишлаш қобилиятига айтилади. Пухталик ҳаракат хавфсизлигини таъминлашда катта аҳамиятга эга.

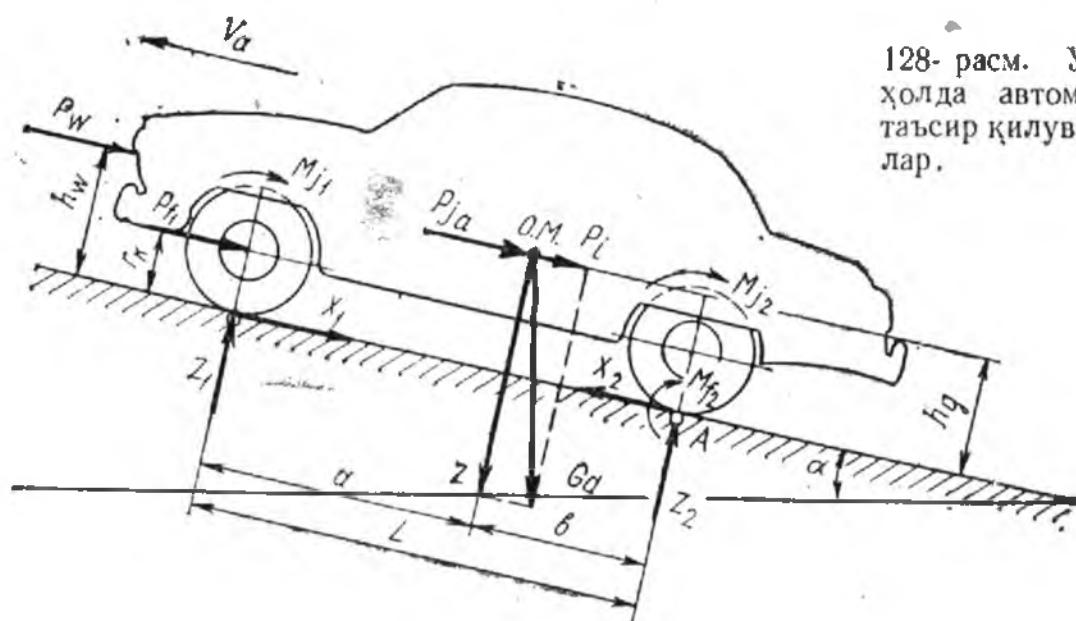
Ремонт қилишнинг осонлиги автомобиль агрегатлари ва узеллари бузилгандан уларни тезликда яна иш бажара оладиган ҳолга қайтаришга мосланганлигини кўрсатади. Бу эксплуатацион хусусият автомобилни лойиҳалаш вақтида ҳисобга олиниши керак, у автомобилнинг иш унумдорлигини оширишда катта роль ўйнайди.

11606

ҲАРАКАТДАГИ АВТОМОБИЛГА ТАЪСИР ЭТУВЧИ КУЧ ВА МОМЕНТЛАР

62- §. АВТОМОБИЛГА ТАЪСИР ЭТУВЧИ КУЧЛАР

Автомобиль ҳар хил кучлар таъсирида ҳаракатга келади. Бу кучларни икки гурппага бўлиш мумкин: автомобилни ҳаракатлантирувчи кучлар; унинг ҳаракатига қаршилик кўрсатувчи кучлар. Умумий ҳолда, автомобилга таъсир этувчи кучлар 128-расмда кўрсатилган.



128- расм. Умумий ҳолда автомобилга таъсир қилувчи кучлар.

Тортиш кучи P_w ҳаракатлантирувчи куч бўлиб, етакчи гилдиракларга узатилади. Бу куч двигателдан олиниб, етакчи гилдиракнинг ерга ишқаланиши натижасида вужудга келади.

Автомобилнинг ҳаракатига қаршилик кучлари:

P_f — айланма-илгарилама ҳаракатга қаршилик кучи;

P_i — баландликка чиқишга қаршилик кучи;

P_w — ҳавонинг қаршилик кучи;

P_{ja} — автомобилнинг тезланишига қаршилик (инерция) кучи.

P_f куч гилдиракнинг айланма-илгарилама ҳаракатига қаршилик моментиининг шу гилдирак радиусига бўлинганига тенг. Айланма-илга-

рилама ҳаракатга қаршилиқ кучи ҳар бир ғилдиракда пайдо бўлади ва қулайлик учун қийматлари тенг деб қабул қилинади.

Автомобилнинг баландликка чиқишига қаршилиқ кучи P_i унинг оғирлик марказига қўйилган ва автомобиль оғирлиги G_a нинг ташкил этувчиси каби аниқланади.

Инерция кучи P_{ja} автомобилнинг нотекис ҳаракати натижасида ҳосил бўлади.

Ҳавонинг қаршилиқ кучи P_w йўл текислигидан h_w баландликка қўйилган. Бу куч таъсир этувчи нуқта автомобилнинг елкалик маркази дейлади.

63-§. ТРАНСМИССИЯДА ҚУВВАТНИНГ ИСРОФ БЎЛИШИ

Маълумки, двигатель қуввати етакчи ғилдиракларга тишлашиш механизмлари, узатмалар қутиси, карданли узатма, бош узатма, ярим ўқлар ёрдамида узатилади. Қувватнинг бир қисми агрегатлардаги шестернялар тишларининг ишқаланишига, подшипниклар, кардан шарнирлари, шестерняларнинг мойга ишқаланишига ва уни пуркашга сарф бўлади. Шундай экан, двигатель қувватининг бир қисми етакчи ғилдиракларга ўтказилгунча исроф бўлади. Қувватнинг исроф бўлган қисми трансмиссиянинг фойдали иш коэффициенти η_r (ф. и. к.) орқали қуйидагича ифодаланади:

$$\eta_r = \frac{N_k}{N_d} = \frac{N_d - N_{тр}}{N_d} = 1 - \frac{N_{тр}}{N_d}$$

ёки

$$\eta_r = 1 - \frac{M_{тр}}{M_d};$$

$N_{тр}$, $M_{тр}$ — қувват ва моментнинг трансмиссияда исроф бўлган қисми;
 N_d , M_d — двигательнинг эффектив қуввати ва моменти;
 N_k — етакчи ғилдиракдаги қувват.

Қувватнинг шестерня, подшипник, кардан шарнири ва бошқа ишқаланувчи деталларда исроф бўлган қисми узатилган моментга тўғри пропорционал бўлиб, шу деталларнинг аниқ ишланиши ва йиғилишига боғлиқ. Агрегатлар картерларидаги мойни пуркаш учун сарфланган қувват ёки момент $M_{x.x.}$ деталларнинг бурчак тезлиги, мойнинг ҳажми ва қовушоқлигига боғлиқ. Момент $M_{x.x.}$ нинг абсолют қиймати тажриба йўли билан аниқланади. Агар бундай қийматлар бўлмаса, уларни 4X2 типдаги автомобиллар учун қуйидаги эмпирик формуладан аниқлаш мумкин:

$$M_{x.x.} = (2 + 0,09 \cdot v_a) \cdot G_a \cdot r \cdot 10^{-3}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

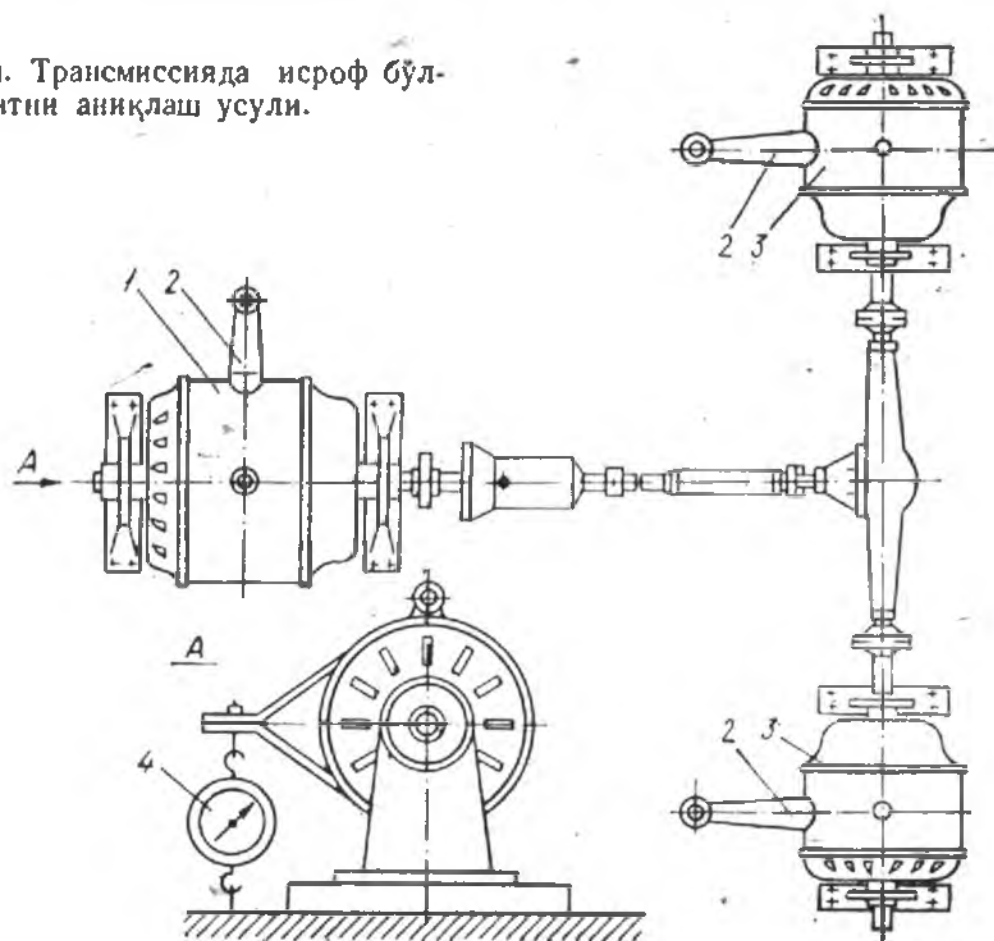
v_a — автомобилнинг тезлиги;

r — ғилдирак радиуси.

4X4 типдаги автомобиль учун $M_{x.x.}$ нинг бу қиймати 1,5 ... 2 марта, 6X6 типдаги автомобиль учун эса 2 ... 3 марта кўп бўлади.

Трансмиссияда исроф бўлган қувватни аниқлаш стенди 129- расм-да кўрсатилган. Автомобиль трансмиссиясига двигатель ўрнига балан-сирли электр двигатель 1, яримўқларга эса етакчи ғилдирақлар ўрни-га балансирли электр тормозлар 3 уланади. Электр двигатель ва электр тормоз корпуслари ричаг 2 ёрдамида динамометрлар 4 га ула-нади. Электр тормозлар двигателга етарли миқдорда нагрузка бера-

129- расм. Трансмиссияда исроф бўл-ган қувватни аниқлаш усули.



олади. Трансмиссия электр двигатель ёрдамида айлантрилиб, барча электр двигателлар якорларининг бурчак тезлиги ва буровчи момент-лари аниқланади. Электр двигатель ва электр тормозлар қувватлари-нинг айирмаси $N_d - N_t$ трансмиссияда исроф бўлган $N_{тр}$ қувватни беради. Агар автомобиль тортиш кучи таъсирида ҳаракатланса, транс-миссияда исроф бўлган қувват механикавий ф. и. к. орқали, двига-тель узилган ҳолда ёки двигатель тормозлаш режимида ҳаракат қил-са, бу қувват исроф бўлган қувватнинг абсолют қиймати билан ба-ҳоланади.

Баъзи типдаги автомобиллар учун механикавий ф. и. к. нинг қий-матлари 15- жадвалда берилган.

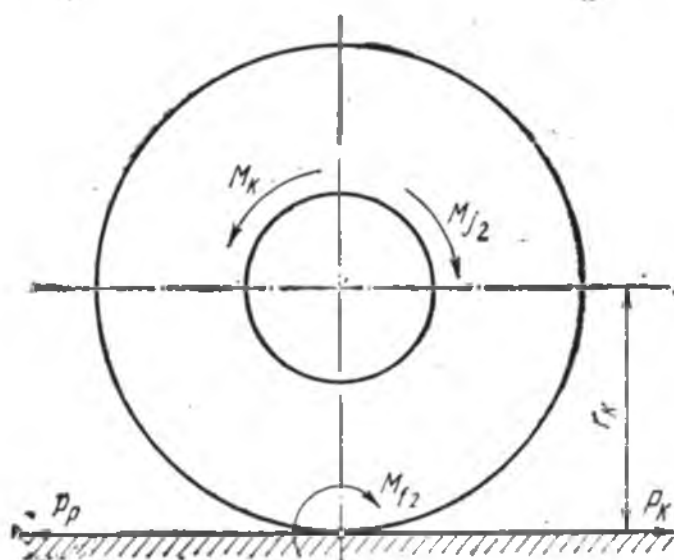
15- жадвал

Автомобиллар	η_t
4X2 типдаги енгил автомобиллар	0,90 ... 0,92
4X2 типдаги юк машиналари ва автобуслар	0,85 ... 0,88
4X4, 6X6 типдаги юк машиналари	0,82 ... 0,85

Тортиш кучи P_k яримўқларга келтирилган буровчи моментнинг текис айланаётган етакчи ғилдиракли радиусига нисбати билан аниқланади. P_k уринма куч бўлиб, автомобилнинг ҳаракатига тескари йўналган. Шундай экан, автомобилни қандай куч ҳаракатга келтиради деган савол туғилади.

Ҳар қандай механикавий ҳаракат жисм ва йўл ўртасидаги ишқаланиш кучи туфайли содир бўлади. Ғилдирак йўлга P_k куч билан таъсир этар экан, P_p акс таъсир куч ҳосил бўлади (130- расм):

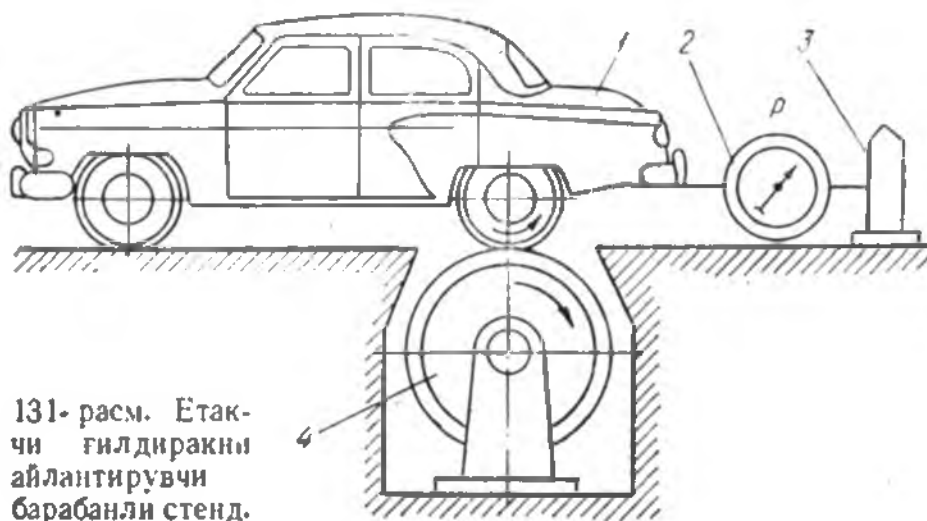
$$P_k = - P_p. \quad (1)$$



130- расм. Ғилдиракдаги тортиш кучи.

Демак, P_p реакция кучи автомобилни илгариларга ҳаракатга келтирувчи кучдир. P_k шартли равишда тортиш кучи деб аталади. Тортиш кучини аниқлаш стенди 131- расмда кўрсатилган. Автомобиль 1 етакчи ғилдираклари барабан 4 ли стендга ўрнатилади. Автомобилнинг орқа қисми трос ёрдамида динамометр 2 орқали қўзғалмас устун 3 га маҳкамланади ва двигатель карбюраторининг дроссель-заслонкаси тўла очик ҳолда ишлатилади. Гидравлик ёки электр тормоз ёрдамида барабан-

нинг айланишига қаршилик ҳосил қилиниб, унинг текис айланишига эришилади. Агар ғилдираклар барабан устида айланаётганида энергиянинг ишқаланишга исроф бўлишини ҳисобга олинмаса, динамометр кўрсатаётган P куч уринма P_k кучга тенг бўлади. Автомобиль етакчи ғилдирагининг айланишлар частотаси n_k ва радиуси r_k маълум бўлса, унинг йўлдаги ҳаракат тезлиги қуйидагича аниқланади:



131- расм. Етакчи ғилдиракни айлантирувчи барабанли стенд.

$$v_a = \frac{\pi \cdot n_k \cdot r_k}{30}, \text{ м/с};$$

ёки

$$v_a = 0,377 \frac{n_d \cdot r_k}{i_{кп} \cdot i_d \cdot i_o}, \text{ км/соат}; \quad (2)$$

n_d — двигатель тирсакли валининг айланишлар частотаси;

$i_{кп}$ — узатмалар қутисининг узатиш сони;

i_o — бош узатманинг узатиш сони;

i_d — ёрдамчи қутининг узатиш сони;

r_k — айланма-илгарилама ҳаракатдаги ғилдирак радиуси;

n_k — ғилдиракнинг айланишлар частотаси.

Тортиш кучининг экспериментал қийматлари бўлмаса, у тезлик характеристикасидан қуйидагича аниқланади:

$$P_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_d \cdot i_{кп} \cdot i_d \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_k}. \quad (3)$$

Ҳар хил узатмаларда тортиш кучи қийматларининг тезлик билан боғланиш графиги *автомобилнинг тортиш характеристикаси* графиги дейилади. Бу графикни қуриш учун двигателнинг тезлик характеристикасидан тирсакли валнинг изланган айланишлар частотаси учун (8 — 10 нуқта) M_d қийматларини ҳамда ҳар бир узатма қўшилгандаги шу айланишлар частоталарига мос автомобиль тезликлари $v_{a1}, v_{a2}, v_{a3}, \dots$ ни (2) формуладан аниқланади. Ҳар бир узатма учун аниқланган тезликларга мос бўлган тортиш кучи қийматлари P_{k1}, P_{k2}, P_{k3} (3) формуладан аниқланади. Натижада $P_k = f(v_a)$ функциянинг графиги 132-расмда кўрсатилгандек қурилади. Эгри чизиқлар сонин узатмалар сонига тенг.

Маълумки, автомобиль кўп вақт ўзгарувчан (тезланувчан ёки секинланувчан) ҳаракатда бўлади. Бу вақтда тортиш кучини (3) ифода орқали аниқлаш нотўғри бўлади, чунки унинг қийматига айланувчи деталлар (маховик, шестернялар, валлар, олдинги ва кетинги ғилдираклар) массаси (инерцияси) таъсир қилади. Етакчи ғилдиракка узатилган M_o момент тезланиш билан ҳаракат қилган даврда кичик массалар (шестернялар, валлар) ҳисобга олинмаса ва $\eta_T = \text{const}$ дейилса, $J_m \cdot E_m$ ва $J_k \cdot E_k$ инерцион моментлар ҳисобига камаяди, яъни:



132-расм. Автомобилнинг тортиш кучи ва тезлиги ўртасидаги боғланиш графиги.

$$M_o = (M_d - J_m \cdot E_m) \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр} - J_k \cdot E_k. \quad (4)$$

Агар

$$E_k = \frac{I_a}{r_k} \text{ ва } E_m = E_k \cdot i_{тр} = \frac{I_a \cdot i_{тр}}{r_k}$$

эканлиги ҳисобга олинса, (4) тенгламанинг чап ва ўнг томонини r_k га бўлиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$P_o = P_k - \frac{J_m \cdot i_{тр}^2 \cdot \eta_{тр} + J_k}{r_k^2} \cdot j_a; \quad (5)$$

J_m, J_k — маховик ва гилдиракнинг инерция моменти;

E_m, E_k — маховик ва гилдиракнинг бурчакли тезлаиши;

j_a — автомобилнинг чизиқли тезланиши.

Топилган P_o куч етакчи гилдираклардаги уринма куч бўлиб, автомобиль тезланиш билан ҳаракатланганда маховик ва гилдиракларни тезлантиришга кетган энергия ҳисобига камаяди. Автомобиль секинланиш билан ҳаракатланганда (яъни $j < 0$) тезланишда йиғилган энергия автомобилнинг ҳаракатланишига саф бўлади.

65- §. Гилдирак радиуслари

Автомобилнинг тортиш кучини аниқлашда гилдиракларнинг радиуси маълум бўлиши зарур. Радиусни аниқлаш методи шинага таъсир этувчи кучларнинг таъсирига қараб уч хил бўлади.

1. Статик радиус $r_{ст}$ аниқланганда шина дамланган бўлиб, унга вертикал огирлик кучи таъсир этади ва гилдиракнинг марказидан ергача бўлган масофа билан ёки қуйидаги формуладан топилади:

$$r_{ст} = \frac{d}{2} + B\lambda_a; \quad (6)$$

λ_a — гилдиракнинг вертикал эластиклик коэффициенти;

B — шинанинг эни.

Стандарт шиналар учун $\lambda_a = 0,8 \dots 0,9$; пештоқли шиналар учун $\lambda_a = 0,75 \dots 0,8$.

2. Динамик радиус r_d гилдиракка куч ва моментлар таъсир этаётганда ўлчанган оний радиус бўлиб, амалий ҳисобларини ечишда бу параметрдан фойдаланиш ноқулай. Динамик радиусни аниқлаш катта экспериментлар ўтказишни талаб этади. Шу сабабли қулайлик ҳисоблашлар учун гилдираш радиуси r_k қабул қилинган.

3. Гилдираш радиуси r_k деб, шартли равишда деформацияланмайдиган ва шатаксирамайдиган гилдирак радиусига айтилади. Бундай гилдиракни реал автомобилга ўрнатилганда унинг чизиқли ва бурчак тезликлари эластик гилдиракнинг чизиқли ва бурчак тезликларига тенг бўлиши керак. Юқоридаги таърифга кўра $r_k \approx r_d$. Аввалда $r_k \approx r_{ст}$ деб қабул қилинса, катта хато бўлмайди.

Тишлашиш кучи P_ϕ гилдирак билан йўлнинг ўзаро таъсири натижа-сида ҳосил бўлиб, улар ўртасидаги ишқаланишни ҳамда шина эле-ментларининг йўл билан тишлашишини ҳисобга олади.

Демак, тишлашиш кучи гилдиракнинг йўлга нисбатан сирпаниши-га қаршилиқ қилиб, унинг илгарилама ҳаракатини таъминлайди. Ҳам-ма гилдираклари етакчи бўлган автомобиль учун:

$$P_\phi = Z \cdot \phi = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \phi; \quad (7)$$

фақат олдинги гилдираклари етакчи бўлган автомобиль учун:

$$P_{\phi_1} = Z_1 \cdot \phi = G_1 \cos \alpha \cdot \phi; \quad (8)$$

фақат кетинги гилдираклари етакчи бўлган автомобиль учун:

$$P_{\phi_2} = Z_2 \cdot \phi = G_2 \cdot \cos \alpha \cdot \phi; \quad (9)$$

бу ерда:

α — йўлнинг бўйлама қиялиги;

G_1, G_2 — автомобилнинг олдинги ва кетинги ўқларига тушган оғир-лик кучлари;

ϕ — тишлашиш коэффициентини;

Z, Z_1, Z_2 — йўлнинг гилдиракларга кўрсатувчи нормал реакциялари;

P_ϕ — гилдираклар билан йўл ўртасидаги тишлашиш кучи.

Тишлашиш коэффициентини ϕ физикавий маъноси бўйича механика-да қабул қилинган ишқаланиш коэффициентини ифодалайди ва шина-нинг йўл сирти билан механикавий тишлашишини ҳисобга олади.

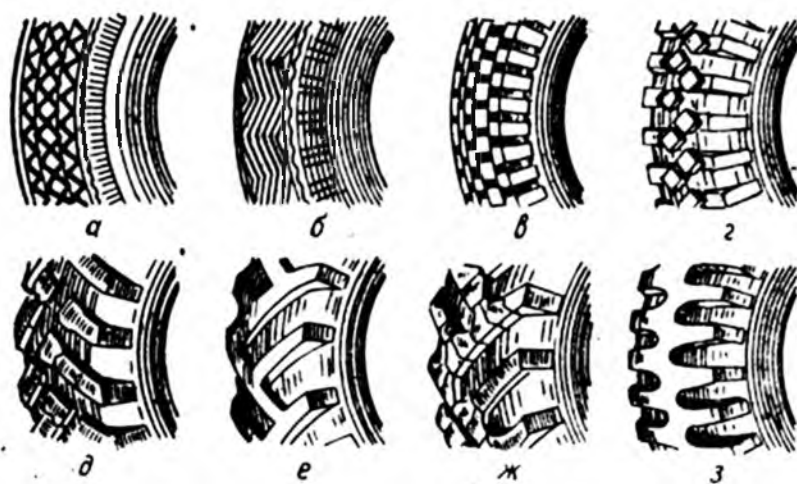
Тишлашиш коэффициентини махсус динамометрик аравани тор-мозлаганда уни динамометрик трос ёрдамида шатакка олиш йўли билан аниқланади. Тормозланган аравани судраш учун сарфланган P куч ва арава оғирлиги G аниқлангач, ϕ қуйидагича топилади:

$$\phi = \frac{P}{G}$$

Тишлашиш коэффициентининг қиймати йўлнинг ва грунтнинг ҳолатига, шина протекторининг шаклига, шинанинг ички босимига, гилдиракка тушган оғирлик кучи ва ҳоказоларга боғлиқ. Қаттиқ йўлларда тишлашиш коэффициентининг қиймати шина билан йўл ўртасидаги ишқаланишга ҳамда йўл устининг микронотекислигига боғлиқ. Йўл усти намланган бўлса, сув ва тупроқнинг зарраларидан лой пардаси ҳосил бўлиб, тишлашиш коэффициентини қиймати камаяди. Шина йўл устида сирпаниб, контакт сиртга элементар гидродинамик кучлар ҳосил бўлса, суяқ ишқаланиш содир бўлиб, тишлашиш коэф-фициенти минимал қийматгача камаяди.

Деформацияланадиган йўлда тишлашиш коэффициентининг қийма-ти тупроқнинг силжишига кўрсатадиган қаршилигига ва ички ишқа-ланишига боғлиқ.

Тишлашиш коэффициентини қийматининг катта-кичиклигига шина протекторининг расми (нақши) ҳам таъсир этади. Енгил автомобиллар-



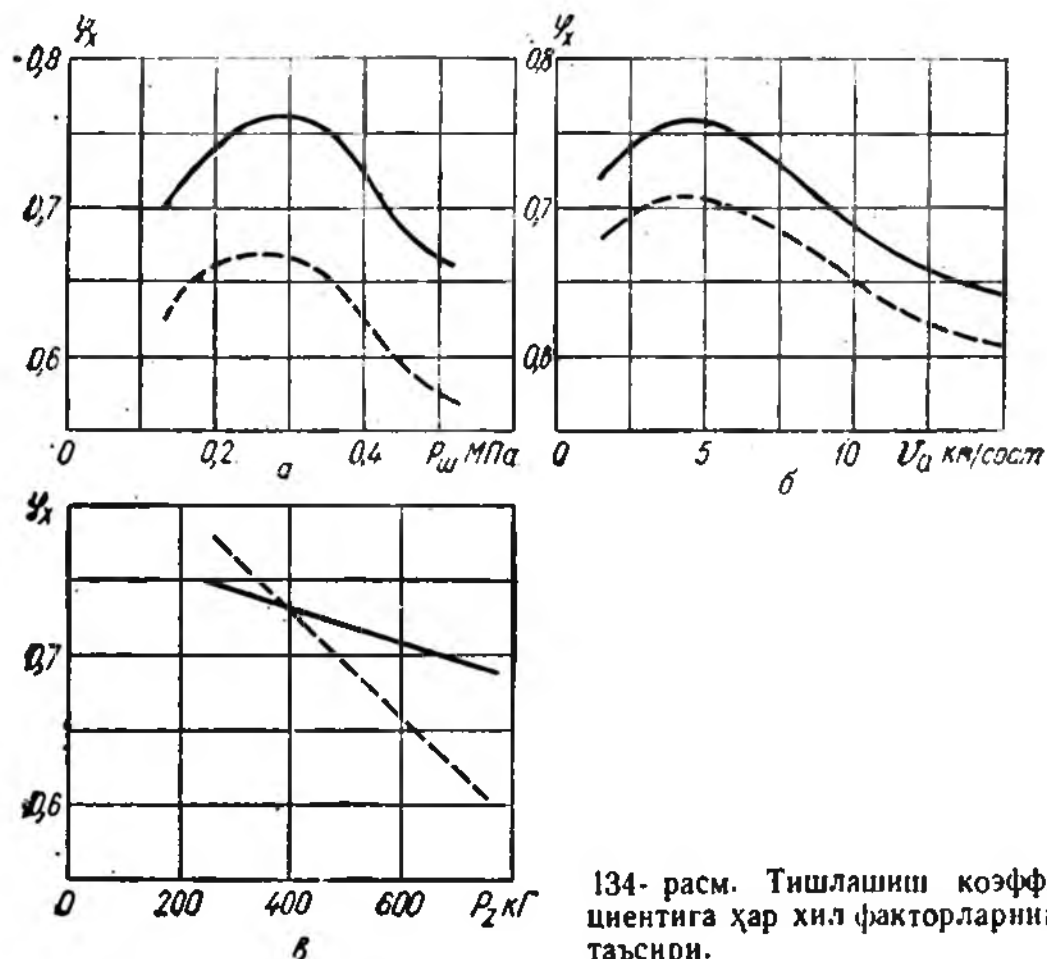
133- расм. Шина протекторининг расмлари:

а, б — енгил автомобиллар учун; в — з юк автомобиллари учун.

катта таъсир кўрсатади. 134-расмда турли йўл шаронглари учун φ нинг графиги тасвирланган (туташ чизиқлар куруқ, узук чизиқлар эса ҳўл асфальт-бетон йўлга тааллуқлидир). Шинадаги ички босим $P_{ин}$ нинг ошиши натижада (134-расм, а) тишлашиш коэффициентини аввал ошади, кейин эса камайиб боради. φ нинг максимал қиймати шу шина учун тавсия этилган босимга тўғри келади. Ҳаракат тезлиги ошиши билан (134-расм, б) тишлашиш коэффициентининг қиймати

нинг шинаси майда нақшли бўлгани учун қаттиқ йўлларда яхши тишлашади. Юк автомобилларида шина протектори (133-расм) йирик нақшли бўлгани учун автомобилнинг йўл тўсиқларидан ўта олиш қobiliяти ошади. Эксплуатация даврида протектор ейилади ва шинанинг тишлашиш қobiliяти камаяди.

Тишлашиш коэффициентининг қийматига эксплуатацион факторлар



134- расм. Тишлашиш коэффициентига ҳар хил факторларнинг таъсири.

аввал ошади, кейин бир текис камайиб боради. φ нинг максимал қиймати 3—7 км/соат тезликка тўғри келади.

Тишлашиш коэффициентини билан вертикал куч ўртасидаги муносабат тўғри чизикқа яқин бўлиб, (134-расм, в) оғирлик ошиши билан φ нинг қиймати камаяди. Амалий ҳисобда φ нинг 16-жадвалда келтирилган ўрта қийматларидан фойдаланилади.

16-жадвал

Йўлнинг типини ва ҳолатини	Тишлашиш коэффициенти	Йўлнинг типини ва ҳолатини	Тишлашиш коэффициенти
хамма типдаги каттиқ йўллар:		текис муз...	0,05...0,15
қуруқ ва тоза...	0,6...0,8	тупроқли йўл:	
ҳўл ва ифлос...	0,3...0,5	қуруқ...	0,5...0,6
қор билан қопланган...	0,2...0,4	намланган...	0,3...0,4
музлаган...	0,15...0,3	баҳор пайтида...	0,15...0,3
		қум:	
		қуруқ...	0,2...0,3
		намланган...	0,4...0,5
		сочилдиган қор	0,1...0,2

Шина ва йўлнинг тишлашиши ҳаракат хавфсизлиги учун катта аҳамиятга эга. Тишлашиш коэффициентининг етарли бўлмаслиги кўпинча аварияларга сабаб бўлади. Статистика маълумотларига кўра автомобиль-йўл бахтсиз ҳодисаларининг 16 проценти йўлнинг намгарчилик даврига тўғри келади, яъни ташлашиш коэффициентининг кичиклиги натижасида содир бўлади. Автомобиль доимий ҳаракат қилиши учун унинг тортиш кучи билан йўлнинг жами қаршилик кучи P_{φ} ўртасида қуйидаги тенгсизлик мавжуд бўлиши керак:

$$P_k \geq P_{\varphi}. \quad (10)$$

Лекин бу шартнинг бажарилиши автомобилни ҳаракат қилиши учун етарли эмас, чунки ғилдирак билан йўл ўртасида тишлашиш кучи ҳам мавжуд бўлиши керак, яъни

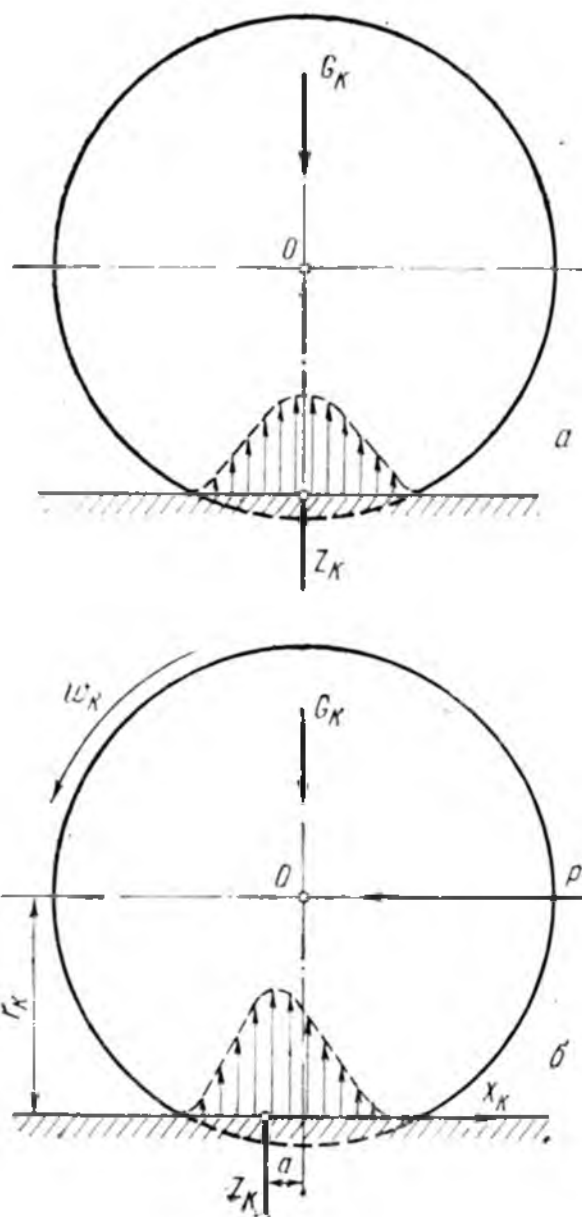
$$P_k \leq P_{\varphi}. \quad (11)$$

Демак, автомобиль сирпанмасдан, шатаксирамасдан ҳаракатланиши учун қуйидаги шарт бажарилиши керак:

$$P_{\varphi} \geq P_k \geq P_{\psi}. \quad (12)$$

67-§. ҒИЛДИРАКНИНГ АЙЛАНМА-ИЛГАРИЛАМА ҲАРАКАТИГА (ҒИЛДИРАШИГА) ҚАРШИЛИК КУЧИ

Масалани ҳал этишни соддалаштириш учун эластик ғилдирак деформацияланмайдиган йўлда ҳаракат қилади, яъни йўлнинг деформацияси ғилдирак деформациясига нисбатан ҳисобга олмаслик даражада кичик деб ҳисобланади. Ғилдирак айланиб ҳаракат қилганда унинг эластик шинаси деформацияланиб, йўлнинг маълум юзасига таъсир



135- расм. Айланма-илгарилама ҳаракат қилаётган (б) ва ҳаракатланмаётган (а) гилдираклар.

қилади. Йўл эса акс таъсир кўрсатиб, элементар кучлар билан қаршилик қилади. Контакт юзасидаги элементар кучларнинг тенг таъсир этувчиси, йўлнинг гилдиракка реакцияси $\bar{z}_k$ билан белгиланади. Шундай қилиб, йўл гилдиракнинг ҳаракатига қаршилик кўрсатади. Бу қаршилик шинанинг йўлда гилдираш гистерезисига, гилдирак изини ҳосил қилишга, шинанинг йўлга ишқаланишига, гилдирак гупчагидаги подшинниклар қаршилиги ва гилдиракнинг айланишига, ҳавонинг қаршилигини енгилшга сарфланган энергиядир.

135- расм, а да кўрсатилганидек, гилдиракка G_k оғирлик кучи таъсир этсин, лекин илгарилама ҳаракатда бўлмасин ($v_k = 0$, $\omega_k = 0$) деб фараз қиламиз. Шинанинг деформацияланиш натижасида ҳосил бўлган реакция $\bar{z}_k$ гилдирак симметрия ўқи бўйлаб G_k га қарама-қарши йўналади. Агар гилдирак оғирлик кучи G_k ва итарувчи куч P таъсирида ҳаракат қилса, элементар реакцияларнинг тенг таъсир этувчиси $\bar{z}_k$ симметрия ўқидан a масофага ҳаракат йўналиши бўйлаб силжийди (135- расм, б).

Гилдиракка таъсир этувчи кучларнинг O нуқтага нисбатан мувозанатлик шarti қуйидагича бўлади:

$$\sum M_O = 0$$

$$\bar{z}_k \cdot a - X_k \cdot r_k = 0$$

$$X_k = \bar{z}_k \cdot \frac{a}{r_k}$$

X_k реакцияси гилдиракнинг гилдирашига қаршилик кучи бўлиб, P_{lk} билан белгиланади.

$$P_{lk} = \bar{z}_k \cdot \frac{a}{r_k} \quad (13)$$

P_{lk} кучнинг $\bar{z}_k$ га ёки a нинг r_k га нисбати айланма-илгарилама ҳаракатга (гилдирашига) қаршилик коэффициентини f деб аталади ва у қуйидагича ҳисобланади:

$$f = \frac{P_{fк}}{e_k} \text{ ёки } f = \frac{a}{e_k}.$$

Гилдирашга қаршилик кучи ҳамма гилдиракларда тенг десак, у умумий ҳолда автомобиль учун қуйидагича ёзилади:

$$P_f = z \cdot f \text{ ёки } P_f = G_a \cdot f \cos \alpha \quad (14)$$

Гилдирашга қаршилик коэффициентини йўлнинг ҳолати, шинанинг конструкцияси (корд қатлами, корд ипларининг сони ва ҳ. к.), шинанинг техникавий ҳолати, автомобилнинг тезлиги, шинадаги босим ва автомобиль гилдирагининг ёнаки сирпанишига боғлиқдир.

Гилдирашга қаршилик коэффициентининг қийматини 50 — 60 км/соат тезликкача ўзгармас деса бўлади. Тезликнинг ошиши натижасида шинанинг контакт юзасидаги эзилган қисми ўз ҳолига қайтишга улгурмайди, шинадаги ички ишқаланишнинг қиймати ва f нинг қиймати ошади. Бу коэффициент қуйидагича аниқланади:

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{v_a^2}{20000}\right) \quad (15)$$

f_0 — автомобиль кичик (50 ... 60 км/соат) тезликда ҳаракатлангандаги гилдирашга қаршилик коэффициентини (17-жадвал).

17-жадвал

Йўлнинг типини	$f_0 \left(v < 50 \frac{\text{км}}{\text{соат}} \right)$	f (ўртача қиймати)
Асфальт-бетон ёки цемент-бетон:		
энг яхши ҳолатда	0,012	0,012...0,018
қониқарли ҳолатда	0,018	0,018...0,020
тош ётқизилган йўл	0,03	0,03...0,04
шағал ётқизилган йўл	0,04	0,04...0,07
туپроқ йўл		
шиббаланган, қуруқ	—	0,03...0,05
ёмғирдан сўнг	—	0,05...0,15
қум	—	0,10...0,30
шиббаланган кор	—	0,07...0,10

Шинадаги босимнинг камайиши f коэффициентининг ортишига сабаб бўлади. Гилдирак орқали тортувчи момент узатилганда шина тангенциал йўналишда деформацияланганлиги учун f бир оз ошади. Гилдирак оғганда ёки ёнаки сирпаниб гилдираганда шинанинг кўндаланг деформацияланиши сабабли f нинг қиймати катталашади.

Гилдиракнинг оғиш бурчаги билан f коэффициентини тўғри пропорционал боғланган.

Гилдирашга қаршилик коэффициентини тажриба йўли билан аниқлаш учун тортувчи автомобиль динамометрик аравани динамометр орқали шатакка олади. Тажрибада автомобиль тезлиги 10 — 12 км/соат бўлганлиги учун ҳаво қаршилиги ҳисобга олинмайди. Динамометр кўрсатган куч: $P_f = G \cdot f$. Бу тенгликдан f ни аниқлаш мумкин.

Гилдирашга қаршилик коэффициентини автомобиль инерция билан ҳаракатланаётган даврда ҳам аниқлаш мумкин, чунки автомобиль кичик тезликда ҳаракатланганда унинг кинетик энергияси фақат гилдирашга қаршиликни енгилшга сарфланади. Маълум интервалдаги тезликда автомобилнинг ўтган йўли ёки вақти T маълум бўлса, йўлнинг жами қаршилик коэффициенти $\psi = \frac{v_a}{34 \cdot T}$ бўлади.

Автомобиль тепаликка юрганда $\psi_1 = f + i$, пастликка юрганда эса $\psi_2 = f - i$ бўлади. Бу ерда i — йўлнинг қиялиги.

Демак, $f = 0,5$ ($\psi_1 + \psi_2$).

Автомобилнинг гилдирашга қаршиликни енгилш учун сарфланган қуввати қуйидагига тенг.

$$N_f = \frac{P_f \cdot v_a}{270} = \frac{G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot v_a}{270}, \text{ о. к.} \quad (16)$$

68-§. АВТОМОБИЛНИНГ БАЛАНДЛИККА ЧИҚИШГА ҚАРШИЛИК КУЧИ ВА ЙЎЛНИНГ ЖАМИ ҚАРШИЛИК КУЧИ

Автомобиль йўллари асосан баландлик ва пастликлардан иборат бўлиб, йўлнинг қиялиги қуйидагича ифодаланади:

$$i = \operatorname{tg} \alpha;$$

α — йўлнинг горизонтал текислик билан ҳосил қилган бурчаги.

Баландликка чиқувчи автомобилнинг оғирлиги G_a икки ташкил этувчидан (128-расмга қаранг), яъни йўлга параллел $G_a \cdot \sin \alpha$ ва перпендикуляр $G_a \cdot \cos \alpha$ кучлардан иборат. Автомобилнинг баландликка чиқишга қаршилик кучи P_i қуйидагича аниқланади:

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha. \quad (17)$$

Автомобиль баландликка чиқаётганида P_i куч автомобиль ҳаракатига қаршилик кўрсатувчи, пастликка тушаётганида эса уни илгарига итарувчи куч бўлади. Демак, қиялик i автомобиль баландликка ҳаракатланганда мусбат, пастликка ҳаракатланганда эса манфий деб қабул қилинади.

Гилдирашнинг горизонтал йўлда ва баландликка чиқишдаги гилдирашга қаршилиги биргаликда йўлнинг ҳолати, типини ва қиялигини ифодалайди. Бу қаршилик кучлари йиғиндиси йўлнинг жами қаршилик кучи P_ψ ни ташкил этади:

$$P_\psi = P_f + P_i = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha = G_a (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)$$

Агар йўлнинг умумий қаршилик коэффициенти $\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$ деб қабул қилинса, P_ψ қуйидагига тенг бўлади:

$$P_\psi = G_a \cdot \psi. \quad (18)$$

Автомобилнинг баландликка чиқишга қаршилик кучини енгилшга сарфланган қувват N_i ва жами қаршиликни енгилшга сарфланган қувват N_ψ қуйидагича ҳисобланади:

$$N_i = \frac{P_i \cdot v_a}{270} = \frac{G_a \cdot v_a \cdot \sin \alpha}{270}; \quad N_\psi = \frac{P_\psi \cdot v_a}{270} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot v_a}{270}; \text{ о. к.} \quad (19)$$

Автомобилнинг ҳаракатига ҳаво ҳам қаршилиқ қилади, уни енгил учун двигатель қувватининг бир қисми сарф бўлади. Агар шамоли автомобиль ҳаракати йўналишига қарши йўналган бўлса, ҳаво қаршилиги яна ҳам катталашади. Ҳавонинг автомобилга қаршилиги қуйидаги сабаблардан келиб чиқади.

1) ҳаракат даврида автомобилнинг орқа ва олди қисмида ҳаво босимининг ҳар хиллиги натижасида пештоқда ҳосил бўладиган қаршилиқ умумий қаршилиқнинг 55 — 60 % ини ташкил этади;

2) автомобилнинг қаноти, зинапояси, номери ва бошқаларнинг қаршилиги (12 — 18 % ни ташкил этади);

3) ҳавонинг радиатор орқали капот тагидан ўтиб кўрсатадиган қаршилиги (10 — 15 % ни ташкил этади);

4) автомобиль кузовининг ҳавога ишқаланиш қаршилиги (8—10 % ни ташкил этади);

5) автомобилнинг иқори ва пастки қисмидаги босимнинг ҳар хиллиги туфайли содир бўладиган қаршилиқ (5 — 8 % ни ташкил этади).

Ҳавонинг қаршилиқ кучи автомобилнинг ҳар хил нуқталарига тушганлиги сабабли уни аниқ ҳисоблаш қийин. Таъсир этувчи элементар қаршилиқ кучларининг тенг таъсир этувчиси автомобилга ҳавонинг қаршилиқ кучи P_w деб аталади. P_w куч қўйилган нуқтани елкалик маркази дейилади. Бу нуқта йўл текислигидан h_w баландликда бўлади.

Автомобилга ҳавонинг қаршилиқ кучи қуйидаги эмпирик формуладан топилади:

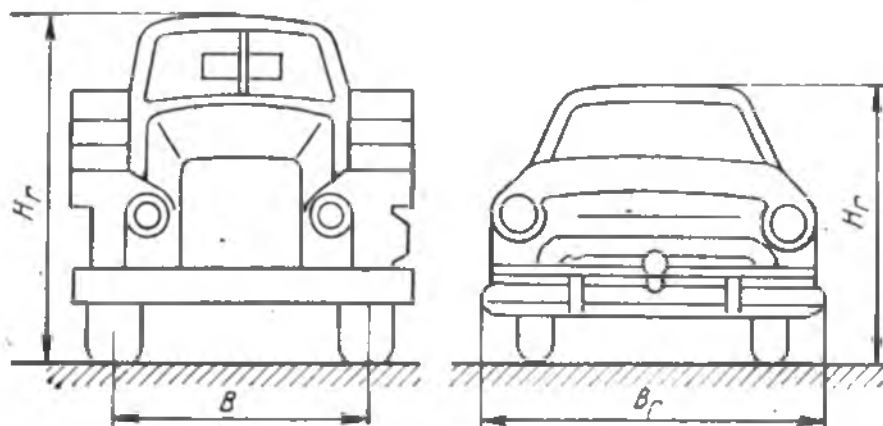
$$P_w = \frac{K \cdot F \cdot v_a^2}{13} ; \quad (20)$$

бу ерда K — ҳаво қаршилигини енгил коэффициент;

F — автомобилнинг олди юзасидан қаралгандаги юзи.

Демак, ҳавонинг тезлиги v_a унинг қаршилиқ кучига катта таъсир кўрсатади. Агар $v_a \leq 30 - 40$ км/соат бўлса, формулада v_a биринчи даражада олинади, $150 - 180 \geq v_a \geq 30 - 40$ км/соат бўлса, v_a^2 ва $v_a > 180$ км/соат бўлса, v_a^3 бўлади.

Ҳаво қаршилигини енгил коэффициент K 1 м/с тезлик билан ҳаракатланувчи автомобилнинг 1 м² юзасига ҳавонинг қаршилиқ кучи билан аниқланади.



136- расм. Автомобилларнинг олди юзасидан қаралгандаги майдони.

Автомобилнинг олд юзасидан қаралгандаги юзи F деб, автомобилнинг бўйлама ўқига перпендикуляр текисликка туширилган проекциясига айтилади. Бу юзани аниқлаш мураккаб бўлганидан унинг қиймати юк машиналари ва автобуслар учун қуйидагича ҳисобланади (136-расм):

$$F = B \cdot H_r, \text{ м}^2;$$

енгил автомобиллар учун эса

$$F = 0,78 \cdot B_r \cdot H_r; \text{ м}^2;$$

Бу ерда: H_r — автомобилнинг баландлиги;

B — икки гилдирак орасидаги масофа (колеяси);

B_r — автомобилнинг эни.

$W = K \cdot F$ ифода ҳаво қаршилигини енгилш фактори дейилади.

Автомобилга ҳавонинг қаршилиқ кучини аниқлашда зарур бўладиган коэффициент қийматлари 18-жадвалда берилган.

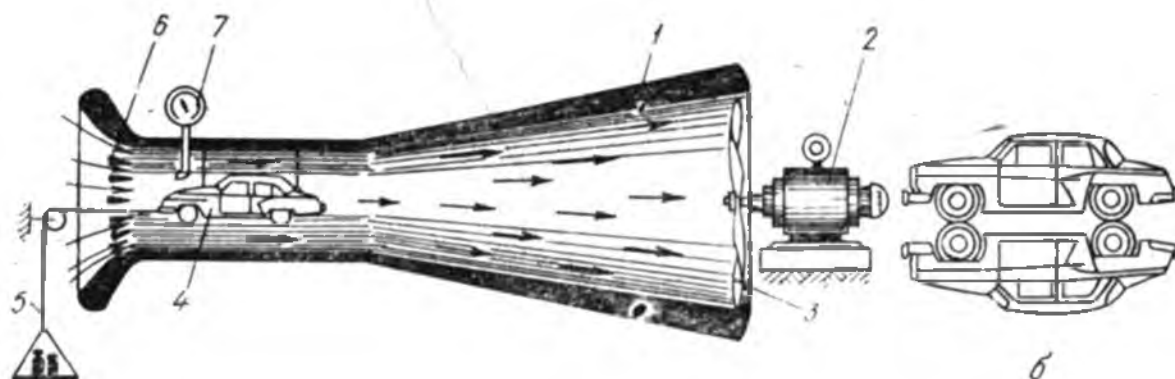
18-жадвал

Автомобиллар	$K, \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$	$F, \text{ м}^2$	$W, \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3}$
Енгил машиналар:			
ёпиқ кузовли	0,02 — 0,035	1,6 — 2,8	0,03 — 0,10
очиқ кузовли	0,04 — 0,05	1,5 — 2,0	0,06 — 0,1
юк машиналар	0,06 — 0,07	3,0 — 5,0	0,18 — 0,35
вагон типдаги кузовли			
автобуслар	0,025 — 0,04	4,5 — 6,5	0,11 — 0,26
пойга машиналари	0,013 — 0,015	1,0 — 1,3	0,013 — 0,020

Ҳаво қаршилигини енгилш коэффициенти K вибег методи (автомобилнинг етакчи гилдирагига куч таъсир этмагандаги, яъни узатмалар қутиси нейтрал ҳолда бўлгандаги ҳаракати) ёки аэродинамик трубада автомобиль ёхуд унинг моделини пуфлаш (137-расм, а) билан аниқланади.

Аэродинамик трубада тажриба ўтказиш учун унинг ичида автомобиль ёки унинг модели 4 осиб қўйилади. Трубанинг ичига ўрнатилган вентильатор 3 ҳавони йўналтирувчи панжара 6 орқали ҳайдаб, осиб қўйилган моделга тўғрилайди. Ҳаво оқими моделини P_x куч билан ўрнидан қўзғатишга ҳаракат қилади. Тарози 5 куч $P_{\text{тв}}$ ни, анемометр 7 эса ҳавонинг тезлиги v_x ни аниқлайди. Бу маълумотлар бўйича K нинг қиймати топилади.

Аэродинамик трубада ҳақиқий катталиқдаги автомобиль пуфланса, жуда катта ўлчамли труба, вентильатор ва двигатель керак бўлади. Шунинг учун аэродинамик трубада автомобилнинг $\frac{1}{5} \dots \frac{1}{10}$ қисми катталигидаги модели пуфланади.



137- расм. Автомобилнинг аэродинамикасини синаш:

а — аэродинамик труба схемаси, б—автомобиль моделларининг аэродинамик трубада жойланиши.

Аэродинамик трубада автомобиль моделига ҳаво оқими ҳар томондан, йўл шароитида эса автомобилнинг асосан устки ва ён томонларидан таъсир этади. Шу сабабли трубада битта автомобилни пуфланганда аниқланган K нинг қиймати ҳақиқий коэффициентдан кичик бўлади. Бу камчиликни йўқотиш учун тажриба симметрик жойлаштирилган иккита модель ёрдамида ўтказилади (137-расм, б).

Ҳаво қаршилигининг енгилш учун автомобиль сарфлаган қувват қуйидагича аниқланади:

$$N_w = \frac{P_w \cdot v_a}{270} = \frac{K \cdot F \cdot v_a^3}{3500}, \text{ о. к.} \quad (21)$$

70- §. АВТОМОБИЛНИНГ ТЕЗЛАНИШИГА ҚАРШИЛИК КУЧИ (ИНЕРЦИЯ КУЧИ)

Автомобиль фақат илгарилама ҳаракат қилувчи (кузов, кабина, юк) ва айланма ҳаракатланувчи (ғилдирак, маховик, тирсакли вал; шестерня ва валлар) массалардан иборат бўлгани учун унинг ўзгарувчан ҳаракатида ҳосил бўлган инерция кучи P_{ia} қуйидагича топилади:

$$P_{ia} = P_{in} + P_{iv}; \quad (22)$$

P_{in} — илгарилама ҳаракатланувчи массаларнинг инерция кучи, Н;

P_{iv} — айланма ҳаракатланувчи массаларнинг инерция кучи, Н.

Илгарилама ҳаракатланувчи массанинг инерция кучи:

$$P_{in} = m \cdot j_a,$$

автомобиль учун, $m = \frac{G_a}{g}$, яъни $P_{in} = \frac{G_a}{g} \cdot j_a$, Н;

бу ерда g — жисмнинг эркин тушиш тезланиши,

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

m — автомобилнинг массаси;

j_a — автомобилнинг чизиқли тезланиши.

Айланма ҳаракатланувчи массалар инерцияси:

$$P_{I_B} = \frac{I_a}{r_K^2} \cdot (\mathcal{J}_d \cdot \eta_T \cdot i_{Tp}^2 + \mathcal{J}_K)$$

(22) тенгламанинг қийматларини ўрнига қўйсак:

$$\begin{aligned} P_{I_a} &= P_{I_n} + P_{I_B} = \frac{G_a}{g} \cdot j_a + \mathcal{J}_d \cdot \eta_T \cdot \frac{I_a}{r_K^2} \cdot i_0^2 \cdot i_{Kn}^2 + \mathcal{J}_K \cdot \frac{I_a}{r_K^2} = \\ &= \frac{G_a}{g} \cdot j_a \left[1 + \mathcal{J}_d \cdot \eta_T \cdot \frac{g \cdot i_0^2 \cdot i_{Kn}^2}{G_a \cdot r_K^2} + \mathcal{J}_K \cdot \frac{g}{G_a \cdot r_K^2} \right]; \end{aligned} \quad (23)$$

агар

$$\delta_{вр} = 1 + \mathcal{J}_d \cdot \eta_T \cdot \frac{g \cdot i_0^2 \cdot i_{Kn}^2}{G_a \cdot r_K^2} + \mathcal{J}_K \cdot \frac{g}{G_a \cdot r_K^2} \quad (24)$$

деб олинса, $P_{I_a} = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta_{вр}$ бўлади; (25)

бу ерда $\mathcal{J}_d$ — двигателнинг инерция моменти;

$\delta_{вр}$ — айланиб ҳаракатланувчи массалар инерция кучининг таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент;

$\mathcal{J}_K$ — гилдиракнинг инерция моменти.

Коэффициент $\delta_{вр}$ автомобиль тезланиш ёки секинланиш билан ҳаракат қилаётганда сарфланган энергияни унинг ҳамма қисмлари фақат илгарилама ҳаракат қилади деб фараз қилингандаги энергиядан қанча катта (ёки кичик) эканлигини билдиради. Автомобиль тезланиш билан ҳаракатланаётган бўлса, унинг етакчи гилдирагига узатилган куч текис ҳаракат қилганда сарфланган кучдан катта бўлиши керак. Чунки ортиқча сарфланган куч айланма ҳаракатланувчи ва бошқа массаларнинг инерциясини енгилга сарфланади. Агар

$$\sigma_1 = \mathcal{J}_d \cdot \eta_T \cdot \frac{g \cdot i_0^2}{G_a \cdot r_K^2}$$

ва

$$\sigma_2 = \mathcal{J}_K \cdot \frac{g}{G_a \cdot r_K^2}$$

деб белгиласак, (24) формула қуйидагича ёзилади: $\delta_{вр} = 1 + \sigma_1 \cdot i_{Kn}^2 + \sigma_2$.

Амалда қўллаш учун коэффициентлар қийматларининг ҳамма автомобиллар учун ўртача қийматлари (0,02; 0,05) аниқланган.

71- §. ЙЎЛНИНГ НОРМАЛ РЕАКЦИЯЛАРИ

Горизонтал йўлда тинч турган автомобилда оғирлик кучи G_a таъсирида $\vec{x}_1$ ва $\vec{x}_2$ реакциялари ҳосил бўлиб, уларнинг мувозанат шарти $\Sigma M_B = 0$ бўлади (138-расм):

$$z_1 \cdot L - G_a \cdot b = 0$$

$$z_1 = \frac{G_a \cdot b}{L}$$

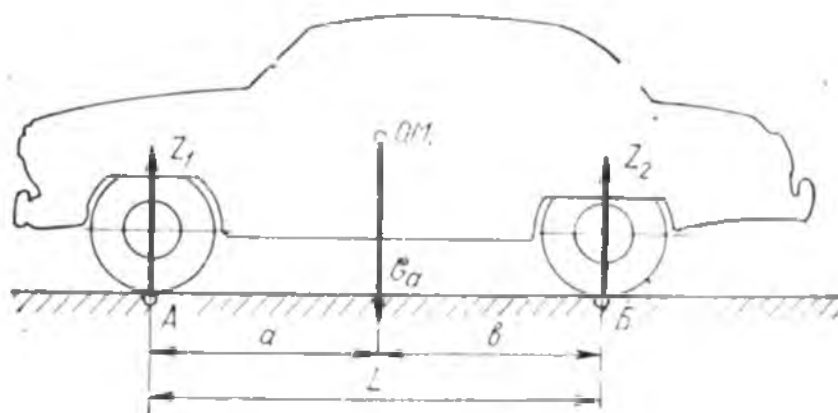
Агар гилдирак эзилганда энергиянинг бир қисми йўқолишини ҳисобга олмасак, у ҳолда

$$z_1 \approx G_1 = \frac{G_a \cdot b}{L}, \quad (26)$$

шунга ўхшаш,

$$z_2 \approx G_2 = \frac{G_a \cdot a}{L} \text{ бўлади.} \quad (27)$$

Автомобиль, умумий ҳол учун, ҳамма куч ва моментлар таъсирида тезланиш билан баландликка ҳаракат қилсин (128-расм). Натижада унинг гилдирагига таъсир этувчи йўлнинг нормал реакциялари



138- расм. Горизонтал йўлда ҳаракатсиз турган автомобилга таъсир қилувчи куч ва реакциялар.

z_1 ва z_2 ўзгаради, чунки автомобиль кузови двигателдан етакчи ўққа узатилган момент, гилдиракларнинг инерция моменти, гилдирашга қаршилиқ ва бошқалар таъс рида кўндаланг ўққа нисбатан тебранади. Ҳаракат вақтидаги нормал реакцияларни аниқлашда кузов ва ўқлар маҳкам бириктирилган, инерцион моментлар жуда кичик $M_{j1} = M_{j2} = 0$ деб фараз қилинади.

Автомобилнинг кетинги ўқига таъсир этувчи кучлар моментининг мувозанатлик тенгламаси:

$$z_1 L + M_{j1} + M_{j2} + P_w \cdot h_w + P_{ja} \cdot h_a + P_i \cdot h_i - z \cdot b = 0.$$

$$z_1 = \frac{z \cdot b}{L} - \frac{M_i + P_w \cdot h_w + (P_{ja} + P_i) \cdot h_a}{L};$$

ёки

$$z_1 = \frac{G_a \cdot h \cdot \cos \alpha}{L} - \frac{P_i \cdot r_k + P_w \cdot h_w + (P_{ja} + P_i) \cdot h_a}{L}. \quad (28)$$

Маълумки, $M_{j1} + M_{j2} = M_i = P_i \cdot r_k$.

Шунга ўхшаш

$$z_2 = \frac{G_a \cdot a \cdot \cos \alpha}{L} + \frac{P_i \cdot r_k + P_w \cdot h_w + (P_{ja} + P_i) \cdot h_a}{L}. \quad (29)$$

Тенгламалардан кўриниб турибдики, автомобиль ҳаракатланаётган вақтда йўлнинг олдинги гилдиракдаги реакцияси камайди, кетинги гилдиракдагиси эса йўлнинг оғиш бурчаги α , автомобилнинг тезланиши ва қаршилик кучларининг ошиши билан ортади.

Автомобиль ҳаракатланаётган вақтда реакция кучлари $\mathcal{E}_1$, $\mathcal{E}_2$ нинг статик ҳолатидаги G_1 , G_2 оғирликларга нисбатан неча марта катталигини қайта тақсимланиш коэффициентлари m_1 , m_2 орқали аниқлаш мумкин:

$$m_1 = \frac{\mathcal{E}_1}{G_1}, \quad m_2 = \frac{\mathcal{E}_2}{G_2}. \quad (30)$$

Автомобиль тезланиш билан ҳаракатланаётган вақтда бу коэффициентларнинг максимал қийматлари қуйидагича бўлади:

олдинги ўқ учун $m_1 = 0,65 - 0,7$;

кетинги ўқ учун $m_2 = 1,2 - 1,35$.

Автомобилнинг тормозланиши вақтида тескари процесс содир бўлиб, олдинги ўқда йўлнинг реакцияси ортади, кетинги ўқда эса камайди.

72- §. АВТОМОБИЛНИНГ ҲАРАКАТ ТЕНГЛАМАСИ ВА УНИ ЕЧИШ УСУЛЛАРИ

Автомобилнинг ҳаракат тенгламаси тортиш динамикасидаги асосий тенглама ҳисобланади. Бу тенглама автомобилнинг ҳаракат хусусиятларини аниқлаб, ҳаракатлантирувчи ва қаршилик кучларини бир-бири билан боғлайди.

Автомобиль динамикасининг имкониятлари двигатель қуввати ва тишланиш кучи билан чекланади, бу ҳолда бошқа эксплуатацион хусусиятлар киритган чекланишлар ҳисобга олинмайди.

Автомобилнинг ҳар хил режимда ҳаракат қилишига таъсир қилувчи кучларга ва уларнинг йўналишига тезликнинг ўзгариш характери сабаб бўлади. Натижада автомобиль тортиш кучи таъсирида, тортиш кучи таъсир этмаганда эса тормозлаш кучи таъсирида ҳаракат қилиши мумкин.

Бу режимларнинг ҳар бирида автомобиль текис, тезланувчан ёки секинланувчан ҳаракат қилиши мумкин. Автомобиль юқорига тезланиш билан ҳаракатланаётган вақтда унга таъсир этувчи куч ва моментлар 128-расмда кўрсатилган. Энди ҳамма кучларнинг йўл сатҳига проекциясини аниқлаймиз:

$$X_2 - X_1 - P_{Ja} - P_i - P_w = 0; \quad (31)$$

бу ерда: x_1 , x_2 — олдинги ва кетинги ўқлардаги уринма реакциялар. Олинган тенглама автомобилнинг ҳаракат тенгламаси дейиладди. Бу тенгламани ечиб автомобиль динамикасининг кўрсаткичларини, масалан, горизонтал йўлда эришиши мумкин бўлган максимал тезлик ва шунга мос динамик факторни, юқори ва пастки узатмаларда енгил мумкин бўлган йўлнинг умумий қаршилигини ва бошқаларни аниқлаш мумкин.

Ҳаракат тенгламасидаги кучларни тезлик билан боғловчи аниқ формулалар йўқлиги сабабли бу тенглама умумий кўринишда ечимга эга эмас.

Автомобилнинг ҳаракат тенгламаси кучлар баланси ва унинг графиги, моментлар баланси ва унинг графиги, динамик характеристика ва паспорт графиклар каби хусусий усуллар билан ечилади.

II бобга доир масалалар

1. Двигателнинг қуввати $N_d = 25$ кВт бўлиб, автомобиль трансмиссиясида қаршиликларни енгилш учун унинг $N_{тр} = 3$ кВт қисми сарфланади. Трансмиссиянинг ф.и.к. η_r ни аниқланг.

Ечиш:

$$\eta_r = 1 - \frac{N_{тр}}{N_d} = 1 - \frac{3}{25} = 1 - 0,12 = 0,88$$

2. Автомобилнинг етакчи еилдирагига узатилган қувват 82 кВт бўлиб, трансмиссиянинг ф.и.к. 0,9 бўлса, двигателнинг қувватини аниқланг.

Ж а в о б: $N_d = 91$ кВт.

3. Автомобиль тўғри узатмада ҳаракатланаётганида двигателдаги буровчи момент 20 Н·м бўлиб, еилдирак радиуси 0,32 м; трансмиссиянинг ф.и.к. 0,9; асосий узатманинг узатиш сонини 4. Еилдиракдаги тортувчи кучини аниқланг.

Ж а в о б: $P_k = 225$ Н.

4. Автомобиль 0,8 м/с² тезланиш билан ҳаракатланади. Радиуси 0,34 м бўлган еилдиракнинг бурчак тезланишини аниқланг.

Ж а в о б: $\epsilon_k = 23,5 \frac{\text{радиан}}{\text{с}^2}$

5. Еилдиракнинг еилдирашига қаршилик кучи 950 Н, автомобильнинг умумий оғирлиги 45400 Н. Еилдирашга қаршилик коэффициентини аниқланг.

Ж а в о б: $f = 0,0210$.

6. Автомобилнинг олд юзасидан қарагандаги юзи 1,5 м², ҳаво қаршилигининг енгилш коэффициентини 0,4 $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$, тезлиги 90 км/соат. Ҳавонинг қаршилик кучини аниқланг.

Ж а в о б: $P_w = 375$ Н.

7. Оғирлиги 28000 Н бўлган автомобиль 0,42 м/с² тезланиш билан тўғри узатмада ҳаракатланади. Автомобилнинг тезланишига қаршилик кучини аниқланг.

Ж а в о б: $P_{ja} = 1300$ Н.

III Б О Б

АВТОМОБИЛНИНГ ТОРТИШ ДИНАМИКАСИ

73- §. АВТОМОБИЛГА ТАЪСИР ЭТУВЧИ КУЧЛАР БАЛАНСИ ВА УНИНГ ГРАФИГИ

Автомобилнинг ҳаракат тенгламасидаги етакчи еилдирак уринма реакцияси X_2 нинг ўзгарувчан ҳаракат учун қиймати:

$$X_2 = P_k - \frac{J_k \cdot \eta_r \cdot i_{тг}^2 + J_k}{r_k^2} \cdot j_a - P_{ia}$$

— $\left(\frac{\gamma_k}{r_k^2} j_a + P_{f_1}\right)$. X_2, X_1 қийматлар автомобилнинг ҳаракат тенгламасига қўйилса ва $P_{f_1} + P_{f_2} = P_f$ ни ҳисобга олиб, баъзи бир ўзгаришлар киритилса, *кучлар баланси тенгламаси* қуйидагича ёзилади:

$$P_K = P_i + P_f + P_{ls} + P_{ws} \quad (32)$$

[illegible]

Ҳосил бўлган чизиқлар график усулда қўшилса, $P_{\psi} + P_w$ чизиғи ҳосил бўлади. Унинг P_k чизиғи билан кесишган нуқтаси (А нуқта) автомобилнинг максимал тезлик қийматини кўрсатади, P_{ja} ординатаси эса тортиш кучининг сарфланмаган қисми бўлиб, автомобилга тезланиш бериш учун зарур.

216

Автомобиль v_{a_1} тезлик билан ҳаракатланаётганда P_1 нинг қийматини топиш учун унинг ординатаси масштабга кўпайтирилади. Бошқа кучлар қиймати ҳам шундай аниқланади.

Кучлар баланси графиги ёрдамида етакчи ғилдиракнинг шатаксірамаслик хоссасини текшириш мумкин. Тишлашиш коэффициентининг бирор қиймати учун $P_\phi = G_2 \cdot \phi$ топилиб, 139-расмда кўрсатилганидек горизонтал чизик ўтказилади. $P_k < P_\phi$ шarti v_{a_2} тезлигидан катта, лекин v_{a_2} тезлигидан кичик қийматларда бажарилади ва бунда ғилдирак шатаксірамасдан ҳаракатланади. $v_{a_1} - v_{a_2}$ диапазонда $P_k > P_\phi$ бўлгани учун етакчи ғилдирак шатаксіраб ҳаракатланади. Агар $P_k = P_\phi$ бўлса, яъни контрол нуқталар v_{a_2} ва v_{a_1} тезликларга тўғри келса, автомобиль нотурғун ҳаракатда бўлади. Агар автомобиль P_ϕ тишлашиш кучига эга бўлиб, унга пастки узатмалар қўшилса, $P_k \gg P_\phi$ бўлгани учун автомобиль ҳаракатланиш хусусиятини йўқотади. 139-расмда кўрсатилган узатма тезликнинг ҳамма диапазонида ҳаракат қилиши учун дроссел-заслонкани бир оз ёпиб P_k нинг қийматини камайитириш керак.

Автомобилнинг ҳаракат тенгламасида ҳамма кучлар шартли равишда мусбат қийматда олинган. Аслида, ҳаракатнинг характерига қараб (тезланиш, секинланиш, баландликка ёки пастликка ҳаракатланиш) P_1 , P_{ja} кучлар автомобиль ҳаракатига ёки ёрдам бериши ёхуд қаршилиқ қилиши мумкин. Шунинг учун автомобиль тезланиш билан баландликка ҳаракатланса $+P_1$, $+P_{ja}$, секинланиш билан пастликка ҳаракатланса, $-P_1$, $-P_{ja}$ деб олинади.

74-§. АВТОМОБИЛГА ТАЪСИР ЭТУВЧИ КУЧЛАР ҚУВВАТИНИНГ БАЛАНСИ ВА УЛАРНИНГ ГРАФИГИ

Автомобилнинг динамик хусусиятларини анализ қилиш ва унинг кўрсаткичларини аниқлаш учун етакчи ғилдиракка берилган тортиш қуввати ҳаракатланишга қаршилиқларни енгилш учун зарур бўлган қувват билан таққосланади. Кучлар баланси тенгламасига ўхшаш қувватлар баланси тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$N_k = N_1 + N_f + N_{ja} + N_w$$

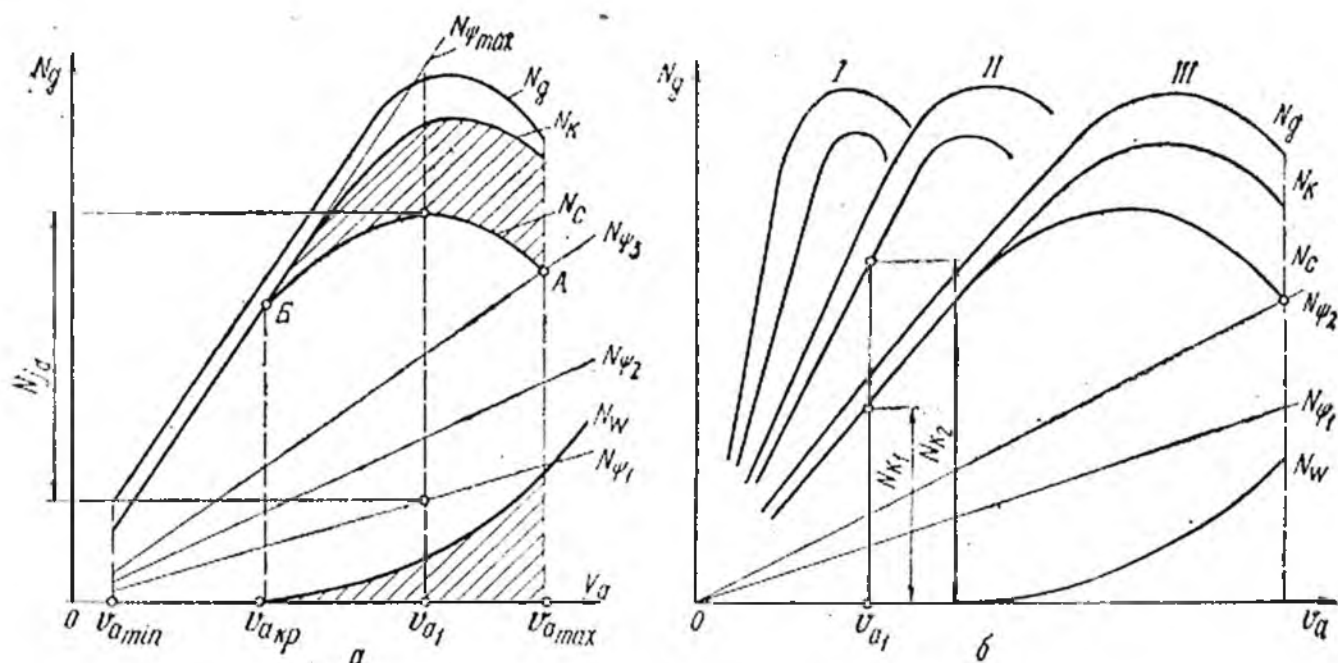
ёки

$$N_d = \frac{N_k}{\eta_r} = \frac{N_1}{\eta_r} + \frac{N_f}{\eta_r} + \frac{N_{ja}}{\eta_r} + \frac{N_w}{\eta_r}. \quad (33)$$

Тенгламани ёйиб ёзсак, қуйидаги кўринишга келади:

$$N_k = \frac{G_a \cdot v_a \cdot \sin \alpha}{270} + \frac{G_a \cdot v_a \cdot f \cos \alpha}{270} + \frac{W v_a^3}{3500} + \frac{G_a \cdot v_a \delta_{ap} \cdot j_a}{270 g}.$$

Аввал (33) тенгламанинг график ечимини автомобиль бирор узатмада ҳаракатланаётган ҳол учун кўриб чиқамиз. $N_d - v_a$ координаталар системасида двигатель эффектив қувватининг N_d графигини қу-



140- расм. Автомобилнинг қувватлар баланси графиги.

рамиз (140-расм, а). Агар N_d нинг қийматидан трансмиссиясидаги қаршиликни енгишга сарфланган қувват $N_{тр}$ нинг қиймати олиб ташланса, етакчи гилдиракдаги қувват N_k келиб чиқади. $N_{тр}$ нинг қиймати тажриба йўли билан аниқланади ёки формула орқали ҳисобланади. Графикнинг пастки қисмида $N_w = f(v_a)$ ва $N_{\psi} = f(v_a)$ чизиклар кўрсатилади. $N_{\psi} = f(v_a)$ нинг графигини чизишда $f = const$ деб фараз қилинади. Сарфланмаган қувват $N_c = N_k - N_w$ ҳисобланиб, у йўл қаршилигини енгиш ва автомобильга тезланиш бериш учун сарфланади. N_{ψ} ва N_c графигининг чизиклари кесишган A нуқтада автомобиль максимал тезликка эришади. N_{ψ} нинг қийматини ошириб борилса, N_c га уринма бўлган B нуқтани топиш мумкин. Бу нуқтада автомобиль критик $v_{a_{кр}}$ тезликка эга бўлади. Бундан ташқари, график ёрдамида ҳар бир қаршиликни енгиш учун сарфланган қувватни аниқлаш мумкин. Қувватлар балансининг графиги ҳамма узатмалар учун қурилса, узатмалар сонига қараб чизиклар кўпаяди (140-расм, б). Бу расмдан кўриниб турибдики, автомобиль бир хил йўлдан ҳар хил узатмада ҳаракатланганда двигатель қувватининг ишлатилиш режими ҳар хил бўлади ва у двигатель қувватидан фойдаланиш даражаси I билан аниқланади.

Двигатель қувватидан фойдаланиш даражаси деб, двигательнинг автомобиль текис ҳаракат қилиши учун зарур бўлган қувватининг дроссель-заслонка тўла очик пайтидаги қувватига бўлган нисбатига айтилади:

$$I = \frac{N_{\psi} + N_w + N_{тр}}{N_g} 100 \, \%.$$

I нинг қиймати йўлнинг ҳолатига, автомобилнинг тезлигига, трансмиссиянинг узатиш сонига боғлиқ. Йўлнинг жами қаршилик

коэффициенти ва автомобилнинг тезлиги қанчалик кичик ҳамда $i_{тр}$ қанчалик катта бўлса, двигатель қувватидан фойдаланиш даражаси шунчалик кичик бўлади. Масалан, автомобиль v_a тезлик билан III узатмада ҳаракатланса, I нинг қиймати худди шу тезлик билан автомобиль II узатмада ҳаракатлангандаги двигатель қувватидан фойдаланиш даражасидан юқори бўлади. Чунки III узатмада бир хил қаршиликларни енггиш учун сарфланган қувватнинг миқдори II узатмадагидан кам бўлади.

75- §. АВТОМОБИЛНИНГ ДИНАМИК ФАКТОРИ

Куч ва қувватлар баланси графикларини амалда қўллаш анча қийин, чунки v_a нинг қиймати ўзгариши билан f ҳам ўзгаради ва унинг ҳар бир қиймати учун графикларни қайта қуриш зарур бўлади, шунингдек, ҳар хил оғирликка эга бўлган автомобилларнинг динамикасини солиштириш мумкин эмас.

Академик Е. А. Чудаков таклиф этган динамик характеристика графиги кўрсатилган камчиликлардан ҳоли, яъни тортиш кучи билан ҳавопинг қаршилиқ кучи айирмасининг автомобиль оғирлиги G_a га нисбати автомобилнинг динамик фактори деб аталади ва у қуйидагича ифодаланади:

$$D_a = \frac{P_k - P_w}{G_a} = \frac{M_d \cdot \eta_r \cdot i_{тр}}{r_k \cdot G_a} - \frac{W \cdot v_a^2}{13 \cdot G_a} \quad (34)$$

D_a нинг қиймати автомобиль конструкциясига боғлиқ ва уни ҳар бир конкрет модель учун аниқлаш мумкин. Кичик узатмаларда P_k нинг қиймати катта ва P_w нинг қиймати кичик бўлганида динамик факторнинг қиймати катта бўлади.

Динамик факторни автомобилнинг ҳаракат шароити билан боғлаш учун кучлар баланси тенгламасидаги P_w ни тенгламанинг чап томонига ўтказамиз ва ўнг томонидаги ифодани G_a га бўламиз, яъни:

$$D_a = \frac{P_\psi + P_{I_a}}{G_a} = \frac{G_a \cdot \psi}{G_a} + \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \delta_{вр} \cdot i_a}{G_a}$$

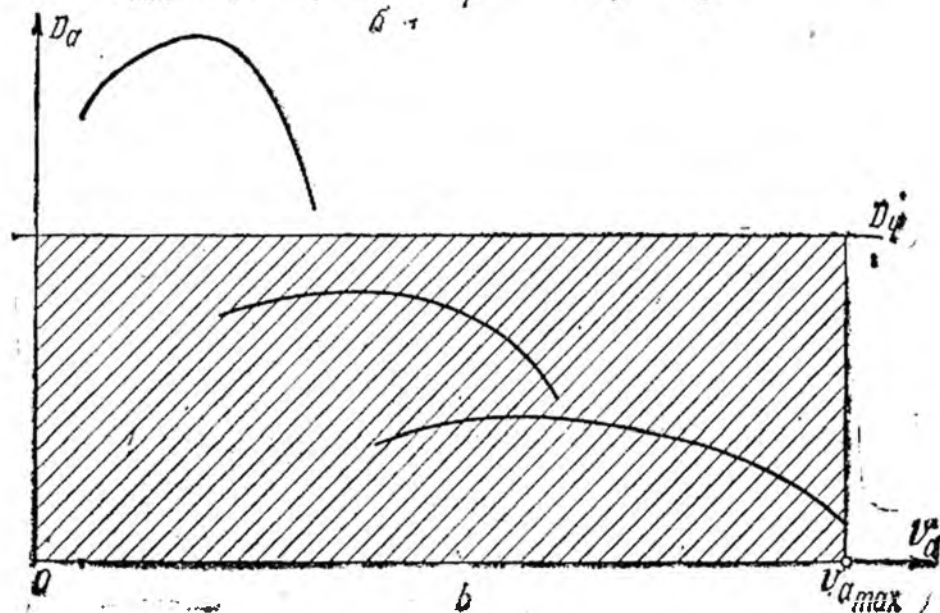
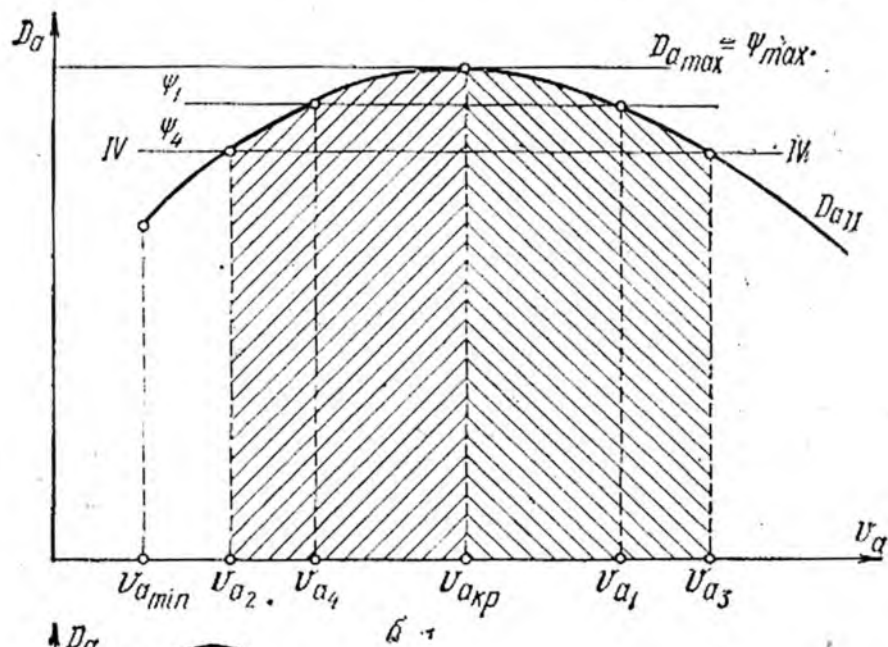
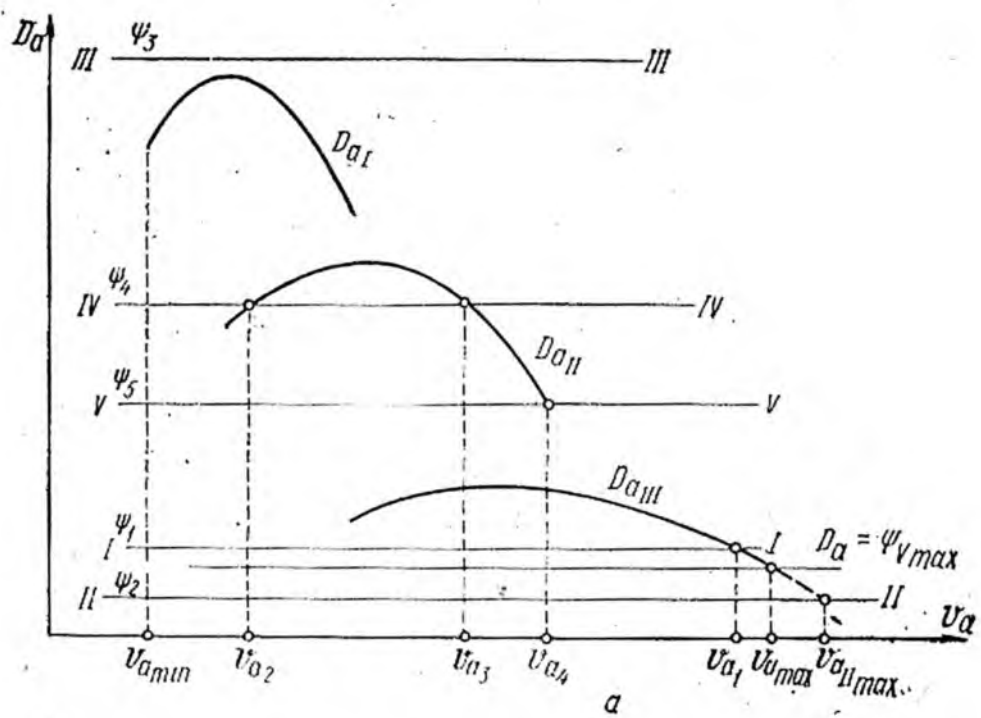
ёки

$$D_a = \psi + \frac{i_a}{g} \cdot \delta_{вр} \quad (35)$$

бу ерда $\delta_{вр}$ — айланма ҳаракатланувчи массалар таъсири коэффициенти.

Агар автомобиль текис ҳаракат қилса, унинг тезланиши нолга тенг бўлади, натижада автомобилнинг динамик фактори $v_{a_{max}}$ тезлик билан ҳаракатлангандаги йўлнинг умумий қаршилиги $\psi_{v_{max}}$ га тенг.

Турли узатмаларда двигатель тўла нагрузка билан ишлаганда динамик фактор билан тезлик ўртасидаги график боғланиш *автомобилнинг динамик характеристикаси* дейилади (141-расм).



141- расм. Автомобилининг динамик характеристикаси.

Бу графикни қуриш учун тирсакли валнинг $n_{\text{амін}}$, $n_{\text{амах}}$ айланишлар частоталари оралиғини 8 ... 10 та тенг бўлакка бўлинади. Ҳар бир узатмада тирсакли валнинг айланишлар частотаси учун тезлик қийматлари топилади. Двигателнинг ташқи тезлик характеристикасидан M_d нинг қийматларини аниқлаб, ҳар бир узатма учун D_a нинг қиймати (34) формуладан топилади.

Динамик характеристика графиги ёрдамида автомобилнинг қаршиликларни енга олиш қобилиятини аниқлаш, бир хил типдаги ва турли оғирликдаги автомобилларнинг динамикасини таққослаш мумкин.

Энди автомобилнинг динамик характеристикасини кўриб чиқамиз (141-рasm, а). Анализ учун йўлнинг умумий қаршилиғи турлича бўлган I—I, II—II ... кесимларини кўриб чиқамиз. Қуйидаги тенгсизлик шарти бажарилса, автомобиль ҳаракат қилиш қобилиятига эга бўлади:

$$P_{\phi} \geq P_k \geq P_{\psi}.$$

Бу тенгсизликни ҳадма-ҳад G_a га бўлсак,

$$D_{\phi} \geq D_a \geq \psi \quad (36)$$

ҳосил бўлади.

Автомобиль ҳаракат қилиш қобилиятига эга бўлиши учун [(36) тенгсизлик] унинг динамик фактори D_a йўлнинг умумий қаршилигидан катта ёки унга тенг, тишлашиш қобилияти бўйича динамик фактори D_{ϕ} дан кичик ёки унга тенг бўлиши зарур. Мулоҳазаларни шу асосда олиб борамиз.

I—I кесим: $D_a > \psi_1$ да ҳамма нуқталар учун автомобиль I—II—III узатмаларда v_{a1} тезликлар диапазонида ҳаракат қилиши мумкин. III узатмада автомобиль v_{a1} дан v_{amax} гача тезликлар диапазонида секинланиб ҳаракатланади.

II—II кесим: автомобиль ҳамма узатмаларда тезлиكنинг $v_{amin} - v_{amax}$ диапазонида ҳаракат қилиши мумкин. Учинчи узатмада $D_{aIII} \gg \psi_2$ бўлгани учун, автомобиль $v_{aIII \max}$ тезлигига эга бўлади.

III—III кесим: $D_{aI \max} < \psi_3$ бўлгани учун, автомобиль бу йўлда ҳеч қандай узатмада ҳам ҳаракат қила олмайди. Биринчи узатмада кетаётган автомобиль шу йўлга тушиб қолса, ҳаракати секинлашиб, тўхтаб қолади.

IV—IV кесим: йўлнинг ушбу қаршилиғи динамик фактор чизигини икки нуқтада кесиб ўтади. Автомобиль I узатмада бемалол ҳаракат қилади, II узатманинг $v_{a2} - v_{a3}$ тезликлар диапазонида ҳаракат қилиш шартини тўлароқ кўриб чиқамиз.

V—V кесим: автомобиль I, II узатмаларда, $D_{aI} > D_{aII} > \psi_5$ бўлгани учун v_{a4} тезлик диапазонида бемалол ҳаракатланиши мумкин. $D_{amax} = \psi_{\max}$ нуқтада эса (141-рasm, б) автомобиль критик $v_{акр}$ тезликка эга бўлади. Автомобиль маълум узатмада, дросель-заслон-

канинг маълум бир очик ҳолатида ҳаракатда бўлсин. Автомобиль ψ_1 қаршиликка эга бўлган йўлдан v_{a_1} тезликда ҳаракатланаётган вақтда йўлнинг умумий қаршилиги ψ_1 бўлса, автомобилнинг тезлиги ошиб, v_{a_2} га тенг бўлади. Динамик фактор эса $D_{a_1} = \psi_1$ бўлгунча камаяди, натижада автомобиль v_{a_2} тезлик билан текис ҳаракат қила бошлайди. Агар умумий қаршилиги ψ_1 бўлган йўлдаги ҳаракатда қўшимча қаршилиқ мавжуд бўлса, тезлик камайиб динамик фактор ортиб боради ва $D_a = \psi_1$ бўлганда тезликнинг қиймати v_{a_1} бўлиб, ортишдан тўхтайдн. Демак, $v_{a_{кр}}$ дан катта тезликларда ψ ўзгаришидан қатъи назар, автомобилнинг тургун ҳаракат ҳолати автоматик равишда ушлаб турилади ва у *тургун ҳаракат диапазони* ҳисобланади.

Агар автомобиль $v_{a_{кр}}$ ёки ундан кичик v_{a_2} тезлик билан ҳаракатланса, йўлда ҳосил бўлган ψ_1 қаршилиқ $\psi_1 > \psi_1$ бўлгани учун тезланишни камайтириши ва динамик факторни ошириши керак. Графикдан динамик факторнинг ва тезликнинг ошганлигини кўриш мумкин. Шундай қилиб, $v_{a_2} - v_{a_{кр}}$ тезлик диапазонида, етакчи гилдиракка қўшимча куч берилмаса, автомобилнинг тургун ҳаракат қилиши мумкин эмас. Бу ҳол бўлмаслиги учун ҳайдовчи динамик факторни ошириш мақсадида узатмаларга кичик узатмани қўшади, натижада автомобилнинг ҳаракат турғунлиги сақланиб қолади.

Хулоса қилиб айтганда, $v_a \geq v_{a_{кр}}$ да ҳаракат турғун, $v_a < v_{a_{кр}}$ да эса нотурғун бўлади. Шунинг учун $v_{a_{кр}}$ тезлиги тортиш шартлари бўйича *критик тезлик* деб аталади.

Динамик характеристика графигида яна бир масалани кўриб чиқиш зарур. Етакчи гилдирак шатаксырамасдан гилдираши учун $P_{k_{max}} = P_\phi$ шарт бажарилиши керак.

Тишлашиш ҳисобга олгандаги динамик фактор D_ϕ :

$$D_\phi = \frac{P_k - P_w}{G_a} = \frac{P_\phi - P_w}{G_a} = \frac{G_2 \cdot \phi - P_w}{G_a}. \quad (37)$$

Агар $P_w = 0$ бўлса, $D_\phi = \frac{G_2}{G_a} \cdot \phi$ бўлади.

Бу ерда G_2 — автомобилнинг кетинги ўқига тушган оғирлик;
 ϕ — тишлашиш коэффициенти.

Автомобилнинг етакчи гилдираклари шатаксырамасдан ҳаракатланиши учун $D_\phi \geq D_a$ шарт бажарилиши керак. Бу шарт 141-расм, в да кўрсатилганидек графикнинг штрихланган қисмида бажарилади.

76-§. АВТОМОБИЛНИНГ ДИНАМИК ПАСПОРТИ

Автомобилдан фойдаланиш даврида унинг умумий оғирлиги автомобилга ортилган юк вазнига қараб ўзгаради. Бу эса унинг динамик фактор қийматини ўзгартиради, натижада автомобиль вазнининг ҳар бир ўзгаришига айрим динамик характеристика графиги чизиш керак бўлади. Бунн эса амалда ишлатиш ноқулай бўлади.

Н. А. Яковлев динамик характеристика графигининг бу камчилигини йўқотиш учун уни массалар номограммаси билан тўлдиришни таклиф этди. Динамик характеристиканинг абсцисса ўқини чапга узайтириб 25 %, 50 %, 75 %, 100 % нуқталар белгиланада. Вазнлар шкаласининг бошланиш нуқтасидан D_a га параллел ва автомобильга юк ортилмаган вақтдаги унинг динамик фактори D_o ординатаси ўтказилади. Автомобиль оғирлиги G_a дан G_o гача ўзгарганда D_o нинг қиймати ва масштаб қуйидагича топилади:

$$D_o = D_a \cdot \frac{G_a}{G_o}; \quad m_{D_o} = m_{D_a} \cdot \frac{G_a}{G_o}, \quad (38)$$

бу ерда G_o — ҳаракатланишга тайёр автомобилнинг вазни;

D_o — юксиз ҳаракатланаётган автомобилнинг динамик фактори;

m_{D_a} , m_{D_o} — тўла юкланган ва юкланмаган автомобиль динамик факторининг масштаби.

m_{D_a} нинг масштаби аввалдан маълум бўлгани учун формулага G_a , G_o ларнинг қийматларини қўйилса, m_{D_o} аниқланади.

D_{a_1} , D_{a_2} ... қийматларига мос D_{o_1} , D_{o_2} , ... қийматлар аниқланиб, m_{D_o} масштабида ординатага қўйилади. Бир хил қийматга эга 0,05 — 0,05; 0,1 — 0,1 ... қийматли динамик факторлар тўғри чизик билан туташтирилади.

142-расмда чизилган графикнинг чап томонидаги туташ чизиклар *массалар номограммаси* дейилади. У автомобилнинг умумий вазни ўзгарганда динамик факторнинг қандай ўзгаришини, натижада қандай қаршиликларни енга олишини кўрсатади. Лекин бу шарт автомобилнинг ҳаракатланиши учун етарли эмас, шунинг учун етакчи гилдиракнинг шатаксираш шартларини кўриб чиқиш зарур.

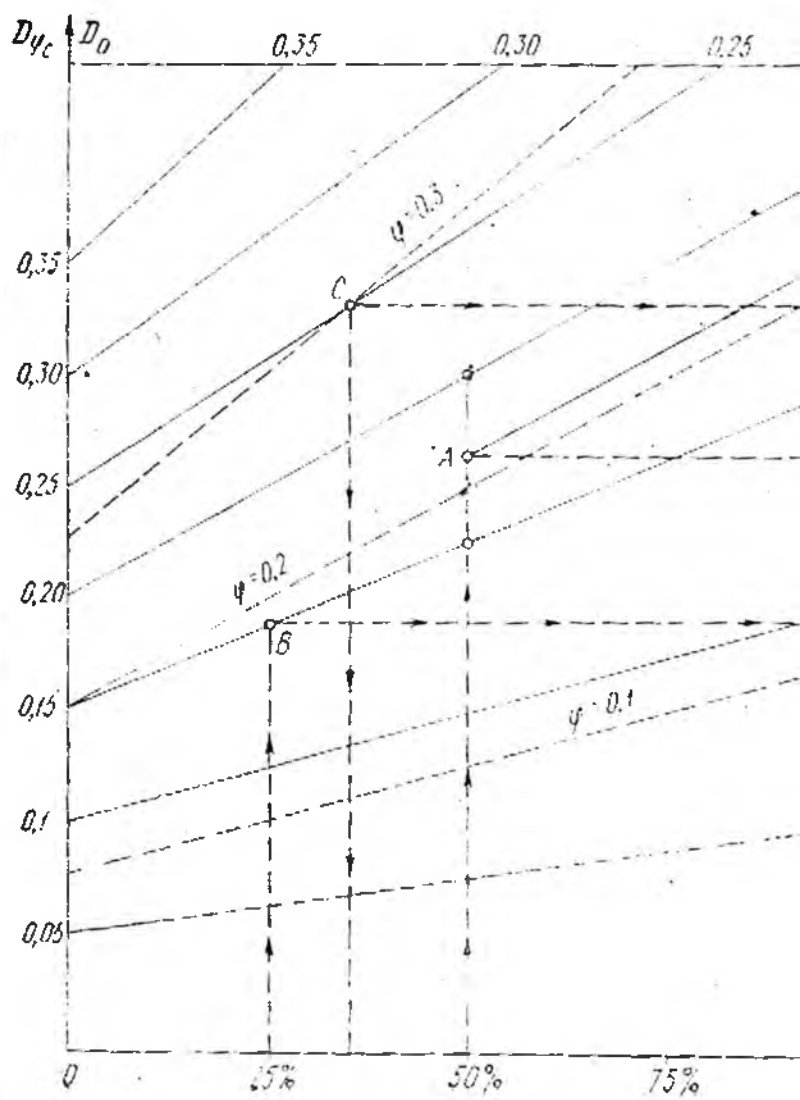
Динамик фактор формуласидан фойдаланиб, гилдирак билан йўл орасида тишлашиш мавжудлиги сабабли автомобилнинг тишлашиш бўйича динамик факторини аниқлаш мумкин:

$$(39) \quad \begin{cases} D_{\varphi_2} = \varphi \cdot \frac{G_2}{G_a} & \text{— автомобилнинг кетинги гилдираклари етакчи;} \\ D_{\varphi_1} = \varphi \cdot \frac{G_1}{G_a} & \text{— олдинги гилдираклар етакчи;} \\ D_{\varphi} = \varphi & \text{— ҳамма гилдираклар етакчи.} \end{cases}$$

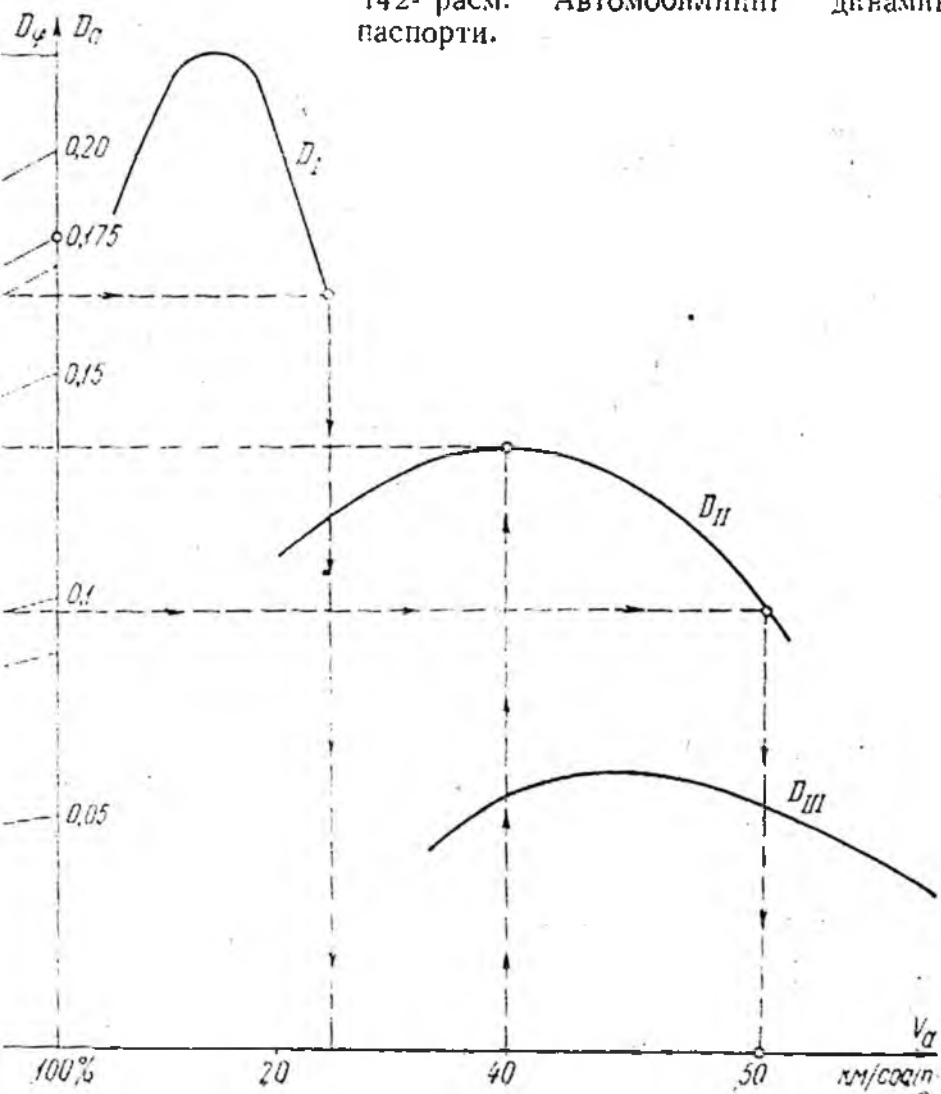
Бу ерда D_{φ_1} , D_{φ_2} , D_{φ} — фақат олдинги гилдираклари, кетинги гилдираклари ва ҳамма гилдираклари етакчи тўла юкланган автомобилнинг тишлашиш шarti бўйича динамик фактори;

G_1 , G_2 — автомобилнинг олдинги ва кетинги гилдиракларига тўғри келган оғирлик.

Автомобиль гилдиракларининг шатаксираслик шартини аниқлаш учун D_{φ} билан автомобилнинг вазни ўртасидаги боғланишни, яъни етакчи гилдиракнинг шатаксирашини контрол қилиш графиги чизилади. График автомобиль ҳар хил оғирликда бўлганда ва тишлашиш



142- расм. Автомобилнинг динамик
паспорти.



коэффициенти ўзгарганда унинг тишлашиш бўйича динамик фактори ўзгаришини кўрсатади ва у қуйидагича қурилади.

D_a ординатасига автомобиль тўла оғирликка эга бўлгандаги тишлашиш бўйича динамик фактор D_{φ} , D_o ординатасига эса юки бўлмаган автомобилнинг тишлашиш бўйича динамик фактори D_{φ_o} қийматлари қўйилади. D_{φ_o} нинг қиймати қуйидагича топилади.

$$D_{\varphi_{o_2}} = \varphi \frac{G_{o_2}}{G_o}; D_{\varphi_{o_1}} = \varphi \frac{G_{o_1}}{G_o}; D_{\varphi_o} = \varphi \quad (40)$$

Бу ерда $D_{\varphi_{o_1}}$, $D_{\varphi_{o_2}}$, D_{φ_o} — фақат олдинги гилдираклари, кетинги гилдираклари ва ҳамма гилдираклари етакчи, кскланмаган автомобилнинг тишлашиш шарти бўйича динамик фактори;

G_{o_1} , G_{o_2} — юкланмаган автомобилнинг олдинги ва кетинги гилдираklarига тўғри келган оғирлик.

Масштаблар қуйидагича аниқланади:

$$m_{D_a} = m_{D_{\varphi}}; m_{D_o} = m_{D_{\varphi_o}}$$

D_{φ} ; D_{φ_o} қийматлар тишлашиш коэффициенти φ нинг 0,1; 0,2 . . . , 0,7 қийматлари учун ҳисобланади ва масштабда D_a , D_o ординаталарига қўйилиб, пунктир тўғри чизик билан бирлаштирилади. Қурилган график автомобилнинг шатакспрашини контрол қилиш графиги дейилади.

Динамик характеристика, массалар номограммаси ва гилдиракнинг шатакспрашини контрол қилиш графиги биргаликда *динамик паспорт* дейилади (142-расм). Динамик паспортдан фойдаланиб эксплуатацияда учрайдиган масалаларни ечиш мумкин. Масалан, $H = 25\%$ ва $\varphi = 0,15$ бўлса (B нуқта), $v_a = 50$ км/соат бўлади. Агар $v_a = 40$ км/соат, $H = 50\%$ бўлса, φ , φ қийматларни аниқлаш керак. Изланган A нуқта φ ва φ ларнинг қийматларини аниқлашда интерполяция усулидан фойдаланамиз. φ нинг қиймати 0,15 . . . 0,20 ўртасида бўлса, $\varphi = 0,175$. Тишлашиш коэффициенти $\varphi = 0,22$. Агар автомобиль $\varphi = 0,25$, $\varphi = 0,3$ йўлдан ҳаракатланаётган бўлса, унинг юки $H = 34\%$ ва тезлиги $v_a = 25$ км/соат бўлади.

77- §. АВТОМОБИЛНИНГ ТЕЗЛАНА ОЛИШИ

Автомобилнинг ҳаракати текис ва ўзгарувчан (тезланувчан ёки секинланувчан) бўлиши мумкин. Шаҳарда эксплуатация қилинувчи автомобиллар учун текис ҳаракат умумий иш вақтининг 15—25 % ини, текис тезланувчан ҳаракат 30—45 % ини ва гилдиракка тортиш кучи таъсир этмаган ҳолдаги ҳамда тормозланиш режимидаги ҳаракатлар 30—40 % ини ташкил қилади.

Ўзгарувчан ҳаракатдаги автомобиль динамикаси унинг тезланиш қиймати ҳамда тезликнинг маълум интервалда ўзгариши учун зарур йўл ва вақт билан ўлчанади.

Динамик фактор формуласидан тезланиш j_a нинг қиймати қуйидагича аниқланади:

$$j_a = (D_a - \psi_c) \frac{g}{\delta_{вр}}, \quad (41)$$

бу ерда ψ_c — автомобилда тўғри узатмада енгизиш мумкин бўлган йўлнинг умумий қаршиллиги;

$\delta_{вр}$ — айланиб ҳаракат қилувчи массалар таъсири коэффициенти.

Динамик факторнинг ҳар бир узатма ва унга тааллуқли бўлган ҳамма тезликлари учун қийматлари аниқ, ψ_c нинг қиймати эса берилган. Айланиб ҳаракатланувчи массалар коэффициенти $\delta_{вр}$ ҳар бир узатма учун қуйидагича топилади:

$$\delta_{врI} = 1,04 + 0,04 \cdot i_{кпI}^2$$

$$\delta_{врII} = 1,04 + 0,04 \cdot i_{кпII}^2$$

$$\delta_{врIII} = 1,04 + 0,04 \cdot i_{кпIII}^2$$

бу ерда $i_{кпI}$, $i_{кпII}$, $i_{кпIII}$ — I, II, III узатмалардаги узатиш сони.

Автомобилнинг узатмалар қутиси учта узатмали бўлса, унинг ҳар бир узатмадаги тезланиш қуйидагича бўлади:

$$j_{aI} = (D_{aI} - \psi_c) \frac{g}{\delta_{врI}}$$

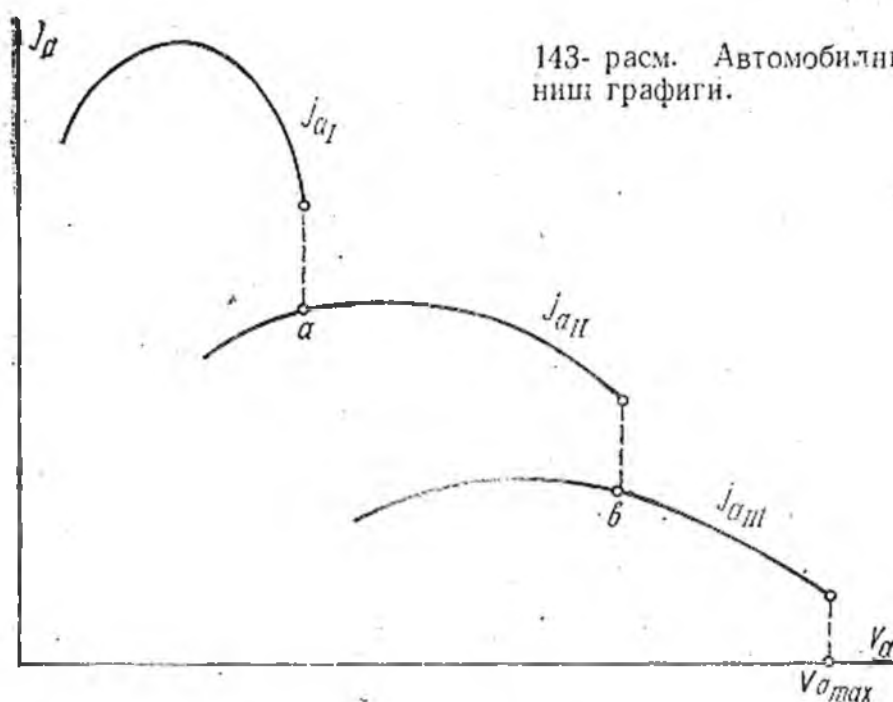
$$j_{aII} = (D_{aII} - \psi_c) \frac{g}{\delta_{врII}}$$

$$j_{aIII} = (D_{aIII} - \psi_c) \frac{g}{\delta_{врIII}}$$

Динамик фактор ҳар бир узатманинг 8—10 хил тезлик қиймати учун аниқланганлиги сабабли, барча узатмалар учун ҳам тезланишнинг шунча қиймати аниқланади, натижада автомобилнинг тезланиш графиги (143- расм) ҳосил бўлади. Автомобилнинг ҳар бир узатмадаги максимал тезланиши махсус прибор — *акселерометр* билан ўлчанади.

143- расмда кўрсатилган a , b нуқталар узатмадан-узатмага ўтиш учун энг қулай ҳисобланади. Чунки бу нуқталардаги тезланишнинг қийматлари қўшни узатмаларнинг тезланиш қийматларига яқин.

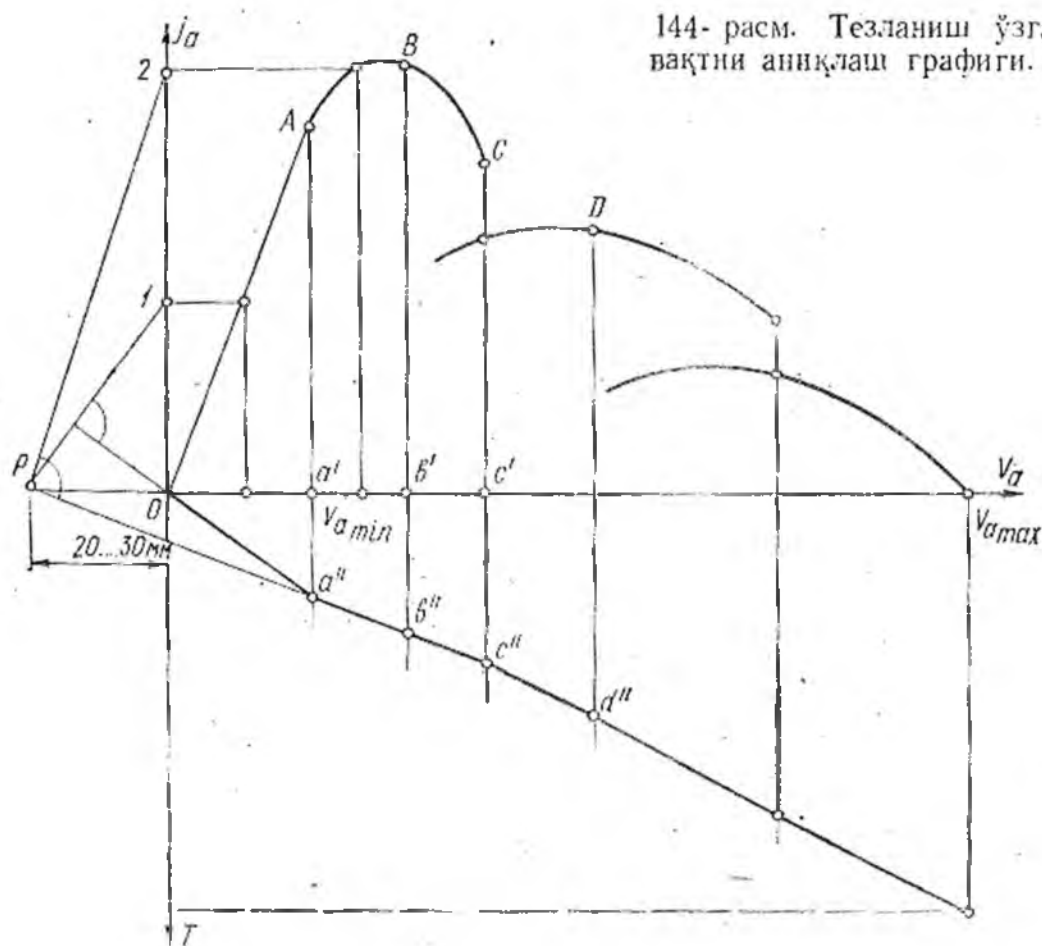
Автомобиль шифови махсус асбоблар билан жиҳозланган автомо-
билада, йўлнинг горизонтал қисмида ўлчаб аниқланади. Автомобиль минимал тезлик билан кетаётганда, ҳайдовчи дроссель педалига жадаль босади ва автомобиль максимал тезликка эришгунча, педални ушлаб туради. Шу вақтда иложи борица узатмадан-узатмага тез ўтиш керак. Автомобилнинг тезлиги, ўтилган йўл ва вақт махсус датчиклар ёрдамида осциллограф лентасига ёзиб олинади. Лентани анализ қилиб, ўтилган йўл ва вақт аниқланади.



143- рasm. Автомобилнинг тезланиш графиги.

Тезланиш ўзгариб борган вақтдаги ўтилган S йўл ва вақт T ни аналитик усулда ҳисоблаш кўп вақт талаб қилганлиги сабабли улар тезланиш графигидан аниқланади.

Тезланиш ўзгаргандаги вақтни аниқлаш учун тезланишнинг $j_a = f(v_a)$ графигидан (144- рasm) фойдаланилади. Графикда биринчи



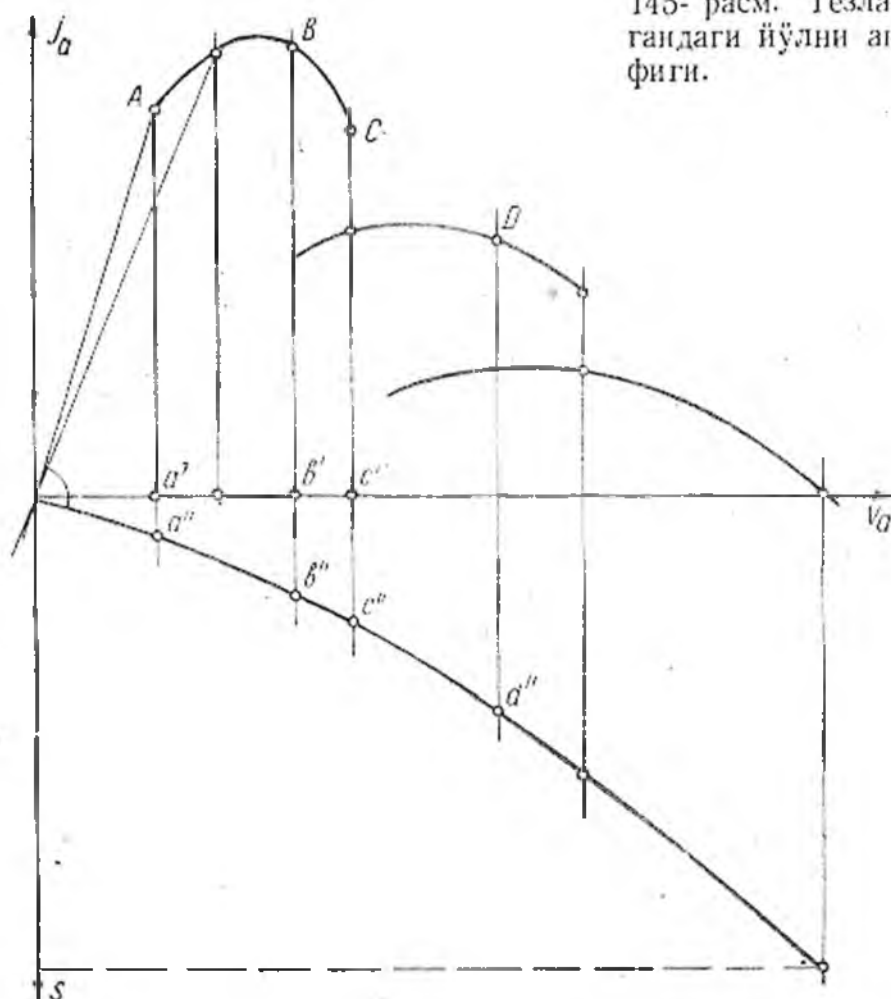
144- рasm. Тезланиш ўзгаргандаги вақтни аниқлаш графиги.

узатма учун тезланиш $v_{a\min}$ дан бошланади. $O \rightarrow v_{a\min}$ интервалида тезланишнинг ошиши тишланиш муфтасининг етакчи ва етакланувчи дискларида сирпаниб айланиши билан характерланади, тезланиш эса ўртача қийматга эга бўлади. Минимал ва максимал тезлклар ораси тенг бўлакларга бўлинади. (AB , BC , $CD \dots$). Абсцисса ўқи чапга давом эттирилиб O нуқтадан $20 \dots 30$ мм масофада P қутб белгиланади. A нуқтадан вертикал ва координаталар боши O билан туташтирувчи чизиқлар ўтказилади. Oa' масофа тенг иккига бўлиниб, унинг ўртасидан OA билан кесингунча перпендикуляр ўтказилади. Ҳосил бўлган нуқта абсцисса ўқиға параллел кўчирилиб, ордината ўқи билан учрашиш нуқтаси I аниқланади.

Аниқланган I нуқта P қутб билан туташтирилади. Координата боши O дан P I чизигиға перпендикуляр туширилади ва Aa' билан кесингунча давом эттирилади. b'' нуқта ҳам шу усулда топилади, лекин у a'' дан $P2$ чизигиға туширилган перпендикулярнинг Bb'' билан учрашган нуқтасида бўлади. $v_{a\max}$ дан настга ўтказилган перпендикуляр чизиқнинг кесиниш нуқталари аниқланади. Олинган a'' , b'' $c'' \dots$ нуқталар саниқ чизиқ билан бирлаштирилиб, изланган график ҳосил қилинади. Вақт ординатаси T учун масштаб

$$m_t = \frac{m_{va}}{3,6 \cdot OP \cdot m_{ja}}, \frac{c}{mm}$$

бўлади, бу ерда m_t , m_{va} , m_{ja} — вақт, тезлик ва тезланиш масштаблари.



145- расм. Тезланиш ўзгаргандаги йўлни аниқлаш графиги.

Тезланиш ўзгарганда йўл графиги ҳам юқорида кўрсатилгандек чизилади, лекин бунда $OP = 0$ бўлади (145- расм).

S ординатаси учун масштаб қуйидагича топилади:

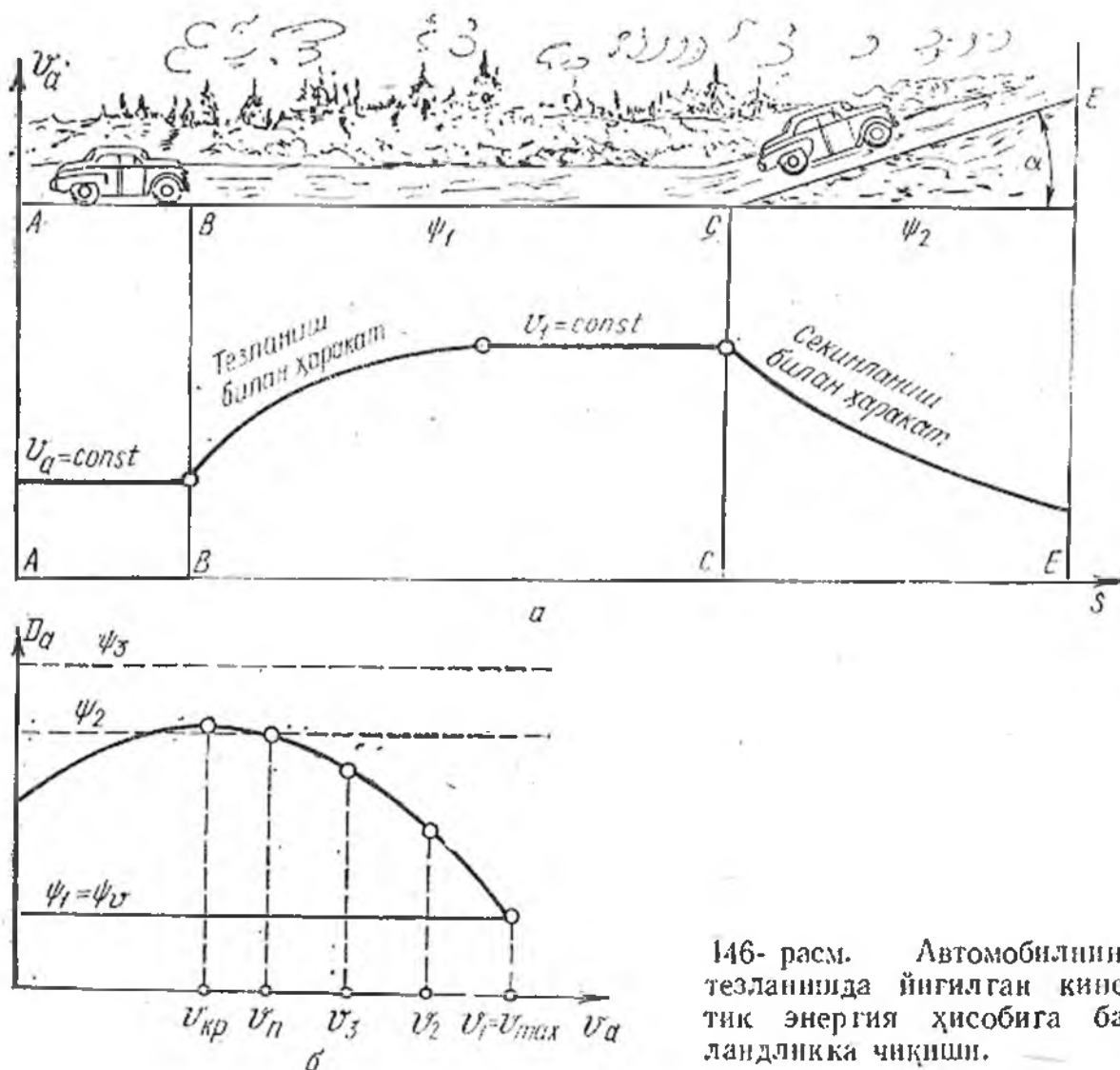
$$m_s = \frac{(m_{va})^2}{13 \cdot m_{ja}}, \frac{M}{MM};$$

бу ерда m_s — йўл масштаби.

78- §. АВТОМОБИЛНИНГ ШИГОВ БИЛАН БАЛАНДЛИККА ЧИҚИШИ

Автомобиль гилдиракдаги тортиш кучи ҳисобига ва шигов билан ҳаракатланиш вақтида йиғилган кинетик энергия ҳисобига баландликка кўтарилиши мумкин. Қиялиги кам ва узун баландликларга автомобиль фақат тортиш кучи ёрдамида кўтарилади, қиялиги катта ва қисқа баландликларга эса ҳам тортиш кучи ҳам кинетик энергия ҳисобига кўтарилади.

Автомобилнинг шигов билан баландликка чиқиш кўрсаткичи унинг $v_{a \max}$ тезлик билан L_n узунликдаги тепаликка чиқа олишнинг тавсифлайди. L_n узунликни экспериментал йўл билан аниқлаш учун автомобиль ψ_1 қаршилликка эга бўлган АС участканинг (146- расм) В



146- расм. Автомобилнинг тезланишда йиғилган кинетик энергия ҳисобига баландликка чиқиши.

нуқтасида тезлигини ошира бориб, баландлик бошланган C нуқтада максимал тезликка эришади. CE участкада $\psi_2 > \psi_1$ қаршилиги таъсирида автомобилнинг тезлиги камаяди. Амалда L_n ни аниқлашнинг бу усули қийин бўлгани учун динамик характеристика графигидан фойдаланилади.

Фараз қилайлик, автомобиль AC участкада баландлик этагига максимал тезлик билан яқинлашсин. Автомобиль баландликка чиқа бошлаган йўлнинг умумий қаршилиқ коэффициентини ψ_1 дан ψ_2 гача ортади. Динамик кўрсаткичларни аниқлаш учун динамик характеристика чизиги (146- расм, б) участкаларга бўлинади ва ҳар бир интервалдаги тезланиш, йўл, вақт қийматлари аниқланади.

Агар баландликка чиқишдаги ψ коэффициент $D_{\text{а\text{т}а\text{х}}}$ га тенг ёки ундан кичик бўлса, автомобилнинг охириги тезлиги ψ_2 чизигининг $D_{\text{в}}$ билан кесишган v_n нуқтасида бўлади. Тезлик v_n қийматгача камайгандан сўнг ҳаракат текис бўлиб қолади. Агар $\psi_2 > D_{\text{а\text{т}а\text{х}}}$ бўлса, тезлик критик тезликдан ҳам камайиб кетади. Автомобиль тўхтамаслиги учун узатмалар қутисига пастки узатмани қўшиш зарур.

79- §. АВТОМОБИЛНИНГ ЕТАКЧИ ҒИЛДИРАКЛАРИГА ТОРТИШ КУЧИ ТАЪСИР ЭТМАГАНДАГИ ҲАРАКАТИ (НАКАТ БИЛАН ҲАРАКАТЛАНИШИ)

Автомобилни эксплуатация қилиш вақтида унинг етакчи ғилдиракларига тортиш кучи таъсир этмаган ҳолдаги ҳаракати кўп учрайди. Бу ҳаракат (накат) айниқса, тартибли равишда тўхтаб, яна тезланиш оладиган автомобилларда (автобус ва маршрутли такси ҳаракати) ҳамда йўл баландлик ва пастликлардан иборат бўлганда қўлланади. Бундай ҳаракатда двигатель етакчи ғилдираклардан узилади, натижада буровчи момент нолга тенглашади.

Накат вақтида автомобиль динамик хоссаларининг кўрсаткичлари қаттиқ горизонтал йўлда аниқланади. Автомобиль маълум тезликда текис ҳаракатлана бошлаганидан сўнг тишлашиш муфтаси ва узатма ажратилади ҳамда автомобилнинг тезлиги, йўли ва вақти приборлар ёрдамида қайд этилади.

Накатдаги динамик хосса кўрсаткичларини ҳисоблаш учун автомобилнинг ҳаракат тенгламасини қуйидагича ёзиш керак:

$$-\frac{G_a}{g} \cdot \delta_n \cdot j_a = P_i + P_j + P_w + P_{x.x.}, \quad (42)$$

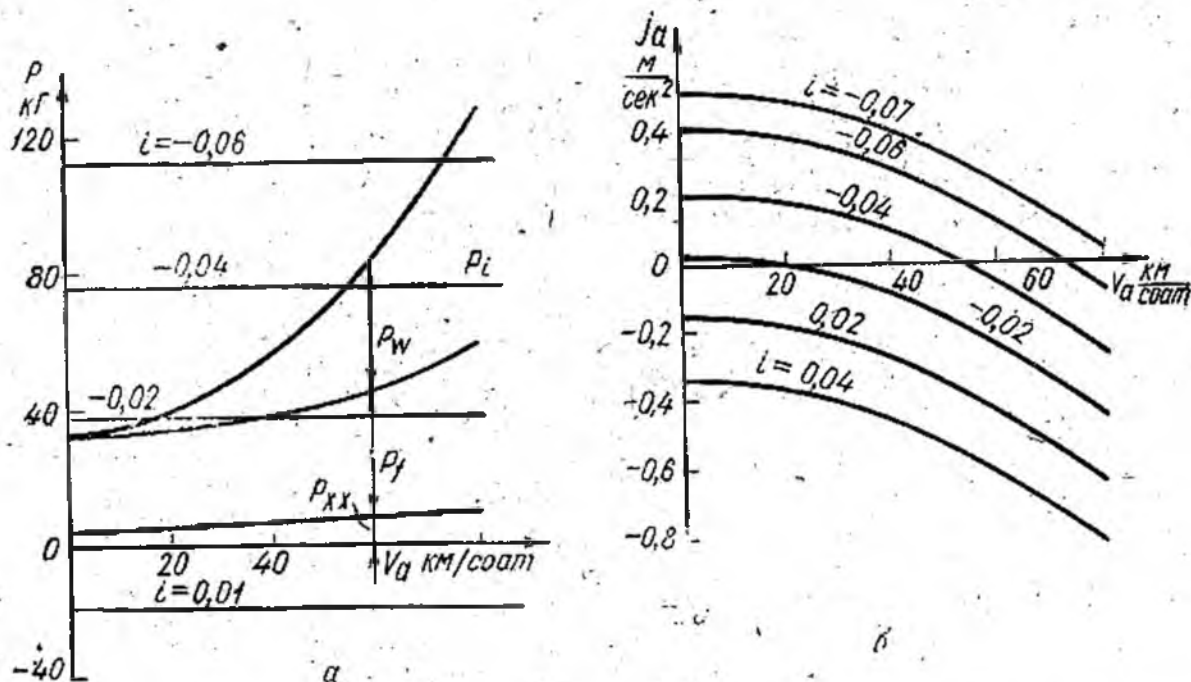
бу ерда: $P_{x.x.}$ — етакчи ғилдиракларга келтирилган ишқаланиш кучининг трансмиссия нагрузкаси ишлагандаги қиймати.

δ_n — двигатель трансмиссиядан ажратилганда айланма ҳаракатланувчи массалар таъсири коэффициентини. (42) тенгламани ечиш учун $P = v_a$ координаталар системасига $P_{x.x.}$, P_i , P_w қаршилиқ кучларини қўйиб чиқамиз (147- расм). Қияликларнинг бир қанча қиймати учун P_{i_1} , P_{i_2} , P_{i_3} , P_{i_4} лар ҳисобланиб графикка туширилади, агар P_i манфий бўлса, абсцисса ўқидан юқорига, мусбат бўлса, пастга чизилади.

Графиклардан қуйидагича фойдаланилади. Масалан, $v_{a\max}$ ни аниқлаш учун P_i тўғри чизигининг умумий қаршиликлар йиғиндисини кўрсатувчи чизик билан кесишган нуқтаси топилади. Ўшунда ҳисобда $\delta_n = 1,05$ қабул қилиниб, (42) тенгламадан секинланиш қийматини аниқлаш мумкин:

$$j_a = - \frac{P_i + P_f + P_w + P_{x.x}}{G_a \cdot \delta_n} \cdot g \approx - 9,3 \frac{P_i + P_f + P_w + P_{x.x}}{G_a}, \frac{м}{с^2}.$$

147- расм, б да i нинг ҳар хил қийматлари учун j_a топилган. Автомобиль баландликка ҳаракатланса, j_a нинг қийматлари абсцисса ўқидан пастга жойлашади. Демак, бу участкада автомобилнинг етакчи филдиракларига куч таъсир этмасдан ҳаракатланса, қаршилик кўп



147- расм. Автомобиль филдиракига тортиш кучи таъсир этмагандаги ҳаракат.

бўлгани учун унинг ҳаракати секинлашади. Автомобиль бир оз қия пастликка ҳаракат қилаётган бўлса, унинг ҳаракатини кўрсатувчи чизик абсцисса ўқи билан кесишади. Бу вақтда ҳаракатлантирувчи P_{xx} , P_w , P_f кучлар қаршилик кучларига тенглашади ва автомобиль текис ҳаракат қилади.

Тезланишнинг қийматлари аниқ бўлса, автомобилнинг накат билан ҳаракатланиш вақтини ва йўлини аниқлаш мумкин. Амалда накат билан ҳаракатланишдаги автомобилнинг динамик хоссаларини тавсифлаш учун энг оддий усул—автомобиль тўхтагунча ўтган масофадан фойдаланилади. Бу масофа автомобиль шассисининг техникавий ҳолатини ҳам аниқлаб беради. Накат билан қанчалик узоқ масофа ўтилса, шассининг техникавий ҳолати шунчалик яхши бўлади.

Автомобилнинг накат билан ҳаракатланишини тажриба йўли билан аниқлаш осон бўлганидан бу усул йўлнинг қаршилик коэффициенти ϕ ни ва қиялигини аниқлашда фойдаланилади. Агар йўл горизонтал бўлмаса, тажриба А нуқтадан В га ва бунга тескари йўналишда ҳа-

ракатланган ҳолатда ўтказилади. Иккала йўналишда ҳам тажриба бошланган тезлик бир хил бўлиши керак. Автомобиль баландликка ҳаракатланганда йўлнинг умумий қаршилиги $\psi_1 = f + i$, пастликка ҳаракатланганда эса $\psi_2 = f - i$ бўлади. Иккала тенгликдан $f = 0,5(\psi_1 + \psi_2)$ ни ва $i = 0,5(\psi_1 - \psi_2)$ ни аниқлаш мумкин.

80- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ ТОРТИШ ДИНАМИКАСИГА ТАЪСИРИ

Автомобилнинг назарий ёки тажриба йўли билан аниқланган динамик кўрсаткичлари унинг айрим шароитдаги ҳаракатлари учун мосдир. Масалан, йўл тўғри ва текис бўлса, унинг умумий қаршилиги ψ ўзгармайди, ҳаракатни ўзгартирувчи тўсиқлар учрамайди. Автомобилнинг ҳисобланган динамик кўрсаткичлари унинг энг юқори имкониятларини аниқлайди. Автомобилни ҳисоблаш натижасида ва тажриба йўли билан аниқланган динамик кўрсаткичлари бир-биридан анча фарқ қилади. Бунга автомобилнинг техникавий ҳолати ва ишлаш шароитининг ўзгариши сабаб бўлади.

Автомобилнинг техникавий ҳолати деб, унинг транспорт ишини бажаришига тайёрлиги, яъни механизм, агрегат ва приборларнинг техникавий эксплуатация қоидаларида кўрсатилган нормаларга мувофиқлиги тушунилади. Автомобиль узоқ вақт ишлатилганда деталларининг ейилиши, созининг ўзгариши ва ҳ. к. лар унинг техникавий ҳолатини ёмонлаштиради, натижада автомобилнинг эксплуатацион хусусияти ўзгаради. Поршень группаси деталларининг ейилиши, клапанларнинг ўз ўрнига жипс ўрнашмаслиги, ёнилғи ёндириш пайтининг нотўғри бўлиши ва ҳ. к. лар двигатель қувватининг камайиб кетишига сабаб бўлади. Масалан, ёндириш пайти кечикса, двигательнинг қуввати анча камаяди. Агар ёндириш пайти жуда илгарилаб кетса, двигательда детонация бошланади. Двигатель қувватининг ўзгариши автомобиль тортиш динамикасини ёмонлаштиради.

Эксплуатация даврида автомобиль шассисининг техникавий ҳолати ёмонлашади, механизмлар сози тез бузилади. Масалан, бош узатма подшипниклари қаттиқ тортилган бўлса ёки конуссимон шестерняларнинг тишлашиши нотўғри бўлса, трансмиссиядаги ишқаланишни енгиллашга сарф бўладиган энергия катта бўлади, автомобилнинг динамикаси ёмонлашади. Тормозларнинг ёки олдинги ғилдиракларнинг яқинлашуви нотўғри созланса, динамик кўрсаткичлар пасаяди.

Автомобиль динамикаси ёмонлашганда унинг пухта ишлаш вақти, максимал тезлиги ва тезланиш қобилияти пасаяди. Капитал ремонт қилинган автомобилнинг максимал тезлиги 10—12% камаяди: максимал тезликка эришиш учун тезланишга сарф бўладиган вақт янги автомобилдагига нисбатан 25—30% кўп бўлади.

Автомобиль эксплуатацион хусусиятининг ёмонлашишига сифатсиз ёнилғи ва мойнинг ишлатилиши сабаб бўлади. Сиқил даражаси катта бўлган двигателларда кичик октан сонли бензин ишлатилса, детонация содир бўлади, бу эса двигатель қувватини камайтиради.

Бензин узоқ вақт ишлатилмасдан сақланса, унда смолалар пайдо бўлади ва у киритиш трубасида қаттиқ қатлам ҳосил қилиб ўтиш юза-

сини камайтиради. Натижада ёнувчи аралашманинг цилиндрларга бир текис тақсимланиши. ёмонлашади, двигатель қуввати 15—20% камайди.

Двигателнинг қуввати автомобилни эксплуатация қилиш шароитига қараб ўзгаради. Автомобиль совуқ шароитда эксплуатация қилинса, ёнувчи аралашмани тайёрлаш ва унинг ёниш шароити ўзгаради ҳамда иссиқликни атмосферага узатиш кўпаяди. Агар автомобиль иссиқ иқлимли шароитда эксплуатация қилинса, двигатель қизиб кетади, цилиндрларнинг ҳаво сийраклигидан ёнилғи билан тўлиши ёмонлашади, ёнилғи узатиш системасида, трубаларда буғ пуфакчалари ҳосил бўлади. Кўрсатилган факторлар двигателнинг эффектив қувватини камайтиради, натижада автомобилнинг динамикаси ёмонлашади. Автомобиль конструкциясидаги афзалликлар унинг техникавий ҳолати яхши бўлгандагина тортиш динамикасига ижобий таъсир этиши мумкин. Шунинг учун автомобилнинг агрегат ва узелларини ўз вақтида техникавий кўриқдан ўтказиб туриш лозим.

III бобга доир масалалар

1. Оғирлиги 13000 Н бўлган автомобиль 80 км/соат тезлик билан ҳаракатланмоқда. Йўлнинг қиялиги 3° , гилдирашга қаршилик коэффициентини 0,015, гилдирак радиуси 0,34 м, ҳаво қаршилигини енгил фактори $0,8 \frac{H \cdot c^2}{M^2}$. Етакчи гилдиракка узатилган буровчи момент аниқлансин.

Жавоб: 456 н·м.

2. Юк автомобилнинг етакчи гилдирагига узатилган қувват 18,4 квт. Автомобиль 25 км/соат тезлик билан тепаликка ҳаракатланаётган бўлса, йўлнинг умумий қаршилик коэффициентини аниқланг. Автомобиль оғирлиги 68000 н.

Жавоб: $\psi = 0,0397$.

3. Оғирлиги 30000 н бўлган автомобиль 75 км/соат тезлик билан ҳаракатланмоқда, унинг етакчи гилдирагидаги куч 1200 н. Агар ҳаво қаршилигини енгил фактори $0,35 \frac{H \cdot c^2}{M^2}$ бўлса, автомобилнинг динамик факторини аниқланг.

Жавоб: $D_a = 0,035$.

4. Автомобиль узатиш сони 2,7 бўлган биринчи узатмада ҳаракатланаётганда унинг динамик фактори 0,2 га тенг. Автомобиль максимал тезликка эришганда ўта олиши мумкин бўлган масофада йўлнинг умумий қаршилик коэффициентини 0,02 деб қабул қилинса, автомобилнинг тезланишини аниқланг.

Жавоб: $a = 1,3 \frac{M}{c^2}$.

IV боб

АВТОМОБИЛНИНГ ТОРМОЗЛАНИШ ДИНАМИКАСИ

81- §. АВТОМОБИЛНИНГ ТОРМОЗЛАНИШ ХУСУСИЯТЛАРИ КЎРСАТКИЧЛАРИ

Автомобилнинг тормозланиши вақтида уни ҳаракатлантирувчи куч иссиқлик энергиясига айланиб атмосферага тарқалади, шунинг учун ҳам бунда фойдали иш бажарилмайди.

Тормозланиш системасининг эффективлиги автомобилни аниқ бошқаришни ва ҳаракат хавфсизлигини таъминлайди. Тормозланиш динамикаси тормозланиш вақти ва йўли каби параметрлар билан характерланади, шунинг учун бу эксплуатацион хусусият ҳаракат хавфсизлиги билан чамбарчас боғлиқ.

Ҳаракатдаги автомобилнинг кинетик энергияси E қуйидагича аниқланади:

$$E = \frac{mv_a^2}{2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v_a^2}{2}$$

Агар оғирлиги $G_a = 1110$ кг бўлган ЗАЗ-968 автомобили $v_a = 100$ км/соат тезлик билан ҳаракат қилаётган бўлса, унинг кинетик энергияси $E = 43563$ кгм бўлади. Ҳаракатдаги автомобилнинг кинетик энергиясини камайтириш учун тормозланиш системаси эффектив ба аниқ ишлаши зарур.

Тортиш балансидан қуйидаги тенглик маълум:

$$P_k = P_i + P_f + P_w + P_{ja}.$$

Тормозланиш даврида $P_k = 0$ бўлгани учун — $P_{ja} = P_\phi + P_w$ деб ёзиш мумкин. P_ϕ , P_w лар қаршилик кучлари бўлиб, автомобилнинг кинетик энергиясини сўндириб уни тўхтатади. Автомобилнинг тормозланиши вақтида тенгламанинг янги ташкил этувчилари қўшилади ва қуйидаги кўринишда ифодаланади:

$$-P_{ja} = P_\phi + P_w + P_T + P_{Td} + P_{xx}; \quad (43)$$

бу ерда P_T — автомобилнинг тормозланиш кучи.

Бу тенгламада P_{ja} инерция кучи автомобилни илгарилатишга, ўнг томондаги кучлар эса қарама-қарши йўналиб, уни тўхтатишга йўтилади. Демак, тормозланиш механизмидан ташқари йўлнинг умумий қаршилик кучи P_ϕ , шамолнинг қаршилиги P_w , двигателдаги ишқаланиш кучи P_{Td} ва трансмиссияни нагрузкасиз айлантириш учун сарфланган куч P_{xx} автомобилни тўхтатишга ёрдам беради.

Автомобилни эксплуатация қилиш даврида ҳайдовчи тормозланишнинг икки усулидан фойдаланади:

1. Трансмиссияни двигателдан ажратмасдан (бу вақтда тишлашиш муфтаси ва узатмалар қутиси узилмайди). Ҳайдовчи дроссель педалидан оёғини олиб, тормоз педалини босади, натижада етакчи филдиклар трансмиссия орқали двигателнинг тирсакли валини мажбурий айлантиради, цилиндр ичида ҳосил бўлган ишқаланиш кучи ва тормозланиш механизми ҳосил қилган куч ҳисобига автомобиль тўхтайд.

2. Двигатель трансмиссиядан ажратилганда (тишлашиш муфтаси ва узатмалар қутиси узилган) автомобиль фақат тормозланиш механизми ҳосил қилган куч ҳисобига тўхтайд.

Тормозланиш вақтида тормоз педалини босиш кучи, педални босиш тезлиги ва бошқалар таъсирида автомобиль ҳар хил қийматдаги секинланишга эга бўлиши мумкин. Тормозланишларнинг деярли 95 %

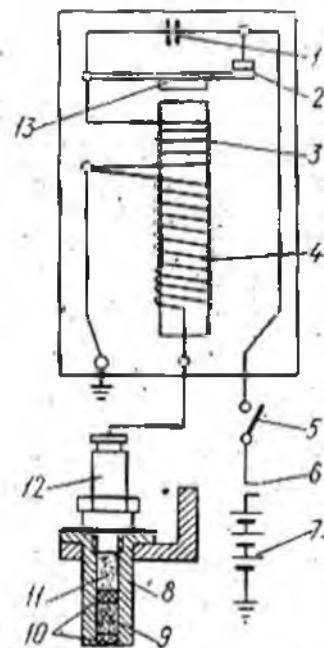
ида секинланиш $j_a = 1,5 \dots 4,5 \text{ м/с}^2$, фавқулдда тормозланишда эса $j_a = 7,5 \dots 9,0 \text{ м/с}^2$ га етиши мумкин.

Шундай экан, автомобилнинг тормозланиш хусусиятлари қандай кўрсаткичлар билан баҳоланади, унинг ўлчамлари нима билан ва қандай аниқланади деган савол туғилади.

Тормозланиш динамикасининг ўлчагичлари сифатида тормозланиш масофаси S_T (м), вақт t_T (сек) ва секинланиш — j_a (м/с^2) лардан фойдаланилади. Тормозланиш хусусиятларини тула юкланган автомобилни текис йўлнинг тўғри ва горизонтал участкаларида максимал интенсивлик билан тормозлаб аниқланади. Синаш вақтида шинадаги босим нормал, протектор нақшининг баландлиги 50 % дан ортиқ ейилмаган бўлиши керак.

Тормозланиш масофаси махсус пистолет (148-расм) ёрдамида аниқланади. Пистолет узгичли ёндириш ғалтагидан иборат бўлиб, унинг юқори 4 ва паст 3 кучланишли симлари бор. Узгич 5 тормоз педалидаги контактлар 6 ва пистолет занжирини улайди. Конденсатор 1 контактлар 2 ажралганда ҳосил бўладиган учқунни камайтириш учун хизмат қилади. Пиж 10 порох ва бўёқни патронда ушлаб туради. Тормоз педалини босганда контактлар 6 уланиб, ток аккумуляторлар батареяси 7, узгич контактлари 2, паст кучланишли симлар 3 дан «массага» берилади, натижада ғалтак ўзаги магнитланиб якорь 13 ни тортади. Контактлар ажралиб магнит майдони йўқолади. Юқори кучланишли сим ўрамада ҳосил бўлган индуктив ток ёндириш свечаси 12 га узатилади. Учқун таъсирида порох 11 ёнади, ҳосил бўлган босим патрон 8 даги бўёқ 9 ни йўлга сачратади, натижада тормозланишнинг бошланиш пайти аниқ белгиланади. Автомобиль тўхтагандан сўнг йўлдаги доғдан пистолетгача бўлган масофа тормозланиш масофаси S_T ни беради. Тормозланиш вақти t_T ни секундомер билан ўлчаш мумкин.

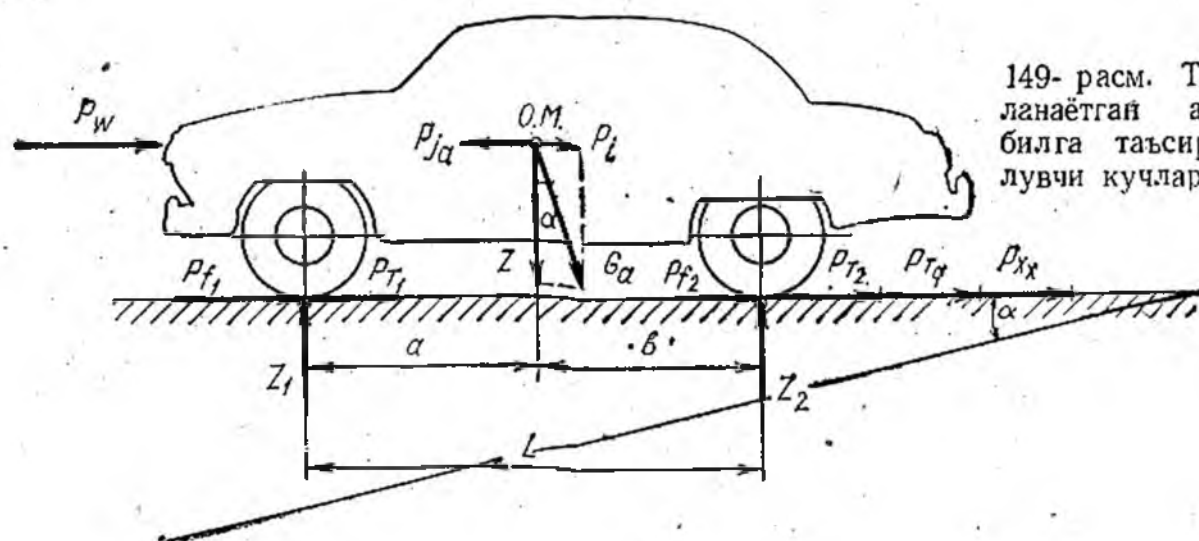
Автомобилнинг тормозланиш вақтидаги максимал секинланишни суюқликли инерцион акселерометр ёрдамида аниқланади. У фақат максимал секинланишни ёки тезланишни ўлчай олади. Тормозланиш вақтидаги секинланишнинг ўзгариши эса «йўл-вақт-тезлик» приборида аниқланади.



148-расм. Тормозлаш йўлини аниқлаш учун мўлжалланган махсус пистолет.

82- §. ЭФФЕКТИВ ТОРМОЗЛАНИШ ШАРТИ

Тормозланиш даврида автомобилнинг олдинги ва кетинги гилдирақларига таъсир қилувчи уринма реакцияларни аниқлаш учун унга таъсир этувчи кучларни кўриб чиқамиз (149-расм). Автомобилни тормозлаш уни двигателдан ажратган ҳолда, яъни фақат тормоз системаси ёрдамида амалга оширилса, $i_{тр} = 0$; $P_{тл} = 0$ бўлади.



149- расм. Тормозланаётган автомобилга таъсир қилувчи кучлар.

Тормозланиш даврида автомобилнинг тезлиги ва α бурчаги унча катта бўлмаганлиги учун $P_w = 0$ ҳамда $\alpha = 0$ деб қабул қиламиз. Автомобиль тормозланаётган вақтда ҳаракат тенгламасининг умумий кўриниши қуйидагича бўлади:

$$P_{f1} + P_{f2} + P_{T1} + P_{T2} + P_{Tд} + P_{xx} - P_{ja} = 0.$$

$$P_{f1} + P_{f2} = P_f \text{ ва } P_{T1} + P_{T2} = P_T \text{ бўлгани учун } P_f + P_T + P_{Tд} + P_{xx} - P_{ja} = 0. \quad (44)$$

Тормозловчи кучнинг тормозланиш жараёнида ортиши натижасида уринма реакциянинг қиймати ҳам ошади ва унинг максимал қийматга эришиши тишлашиш кучи P_ϕ га тенглашгунча давом этади, яъни

$$X^* \leq P_\phi \quad (45)$$

Уринма реакциянинг асосий қиймати тормозловчи куч P_T дан иборатлиги ва $P_T \gg P_f$, $P_T \gg P_{ja}$ бўлганлиги учун (45) тенгсизликни қуйидагича ёзиш мумкин:

$$P_T \leq P_\phi. \quad (46)$$

Бу (46) тенгсизлик автомобилнинг эффектив тормозланиш шартидир. Агар $P_T < P_\phi$ бўлса, шина билан йўл ўртасида тишлашиш бўйича запас бўлади, бунда автомобилнинг тормозланиши жараёнидаги ҳаракати турғун; филдираклар блокировка* қилинмаган; $P_T = P_\phi$ бўлса, шина билан йўл ўртасидаги тишлашиш бўйича запасдан тўла фойдаланилган бўлади, бунда филдираклар блокировка қилиниш чегарасида, автомобилнинг ҳаракати эса нотурғун; $P_T > P_\phi$ бўлса, филдираклар блокировка қилинган ва фақат сирпаниб ҳаракат қилади, автомобилнинг ҳаракати нотурғун бўлади.

Автомобилнинг тормозланиш системаси ҳосил қилган тормозловчи куч, шина ва йўл ўртасидаги тишлашиш кучидан анча катта бўл-

* Блокировка — филдиракнинг тормозлаш барабани билан колодкасининг жипс-лашиб биргаликда ҳаракатланиши.

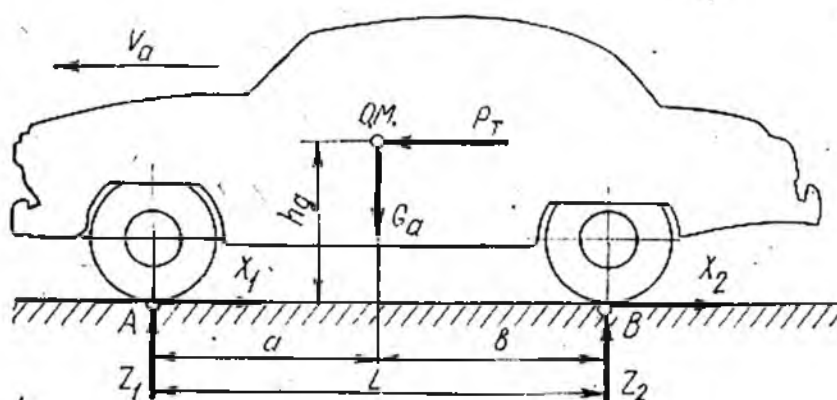
ганлиги сабабли интенсив тормозлаш вақтида автомобиль ғилдираги блокировкаланади ва айланмасдан йўлда сирпанади. Ғилдираклар блокировкаланганида тормоз барабани ва колодкаси жипслашиб бир бутундек ҳаракат қилади ва автомобилнинг кинетик энергиясини енгиш учун сарфланаётган тормозланиш энергияси шинанинг йўлга ишқаланишига сарфланади. Натижада шина температураси кўтарилиб тишлашиш коэффициентининг қиймати камаёди. Шунинг учун ҳам ғилдирак блокировка чегарасида тормозланса, тез тўхтайди, яъни эффе к т и в тормозланади.

Ғилдиракнинг шатаксираётганини текшириш анча қийин, шу сабабли ҳисоблаш формуласида ғилдирак ва йўл ўртасидаги тишлашишдан тўла фойдаланилади, ϕ коэффициентини эса ўзгармас деб олинади.

83- §. ТОРМОЗЛОВЧИ КУЧНИНГ ЎҚЛАР ЎРТАСИДА ТАҚСИМЛАНИШИ

Двигатели трансмиссиядан ажратилган ҳолда ҳаракатланаётган автомобилга таъсир қилувчи кучлар схемасидан фойдаланиб (150-расм), тормозловчи кучнинг ўқлар ўртасида тақсимланишини кўриб чиқамиз. Йўл горизонтал, қаршилиқ кучлари P_f , P_w , P_{xx} ҳисобга

150- расм. Тормозланаётган автомобилга таъсир қилувчи кучлар.



олмаслик даражада кичик, ғилдиракларнинг инерция моментлари нолга тенг деб фараз қиламиз. Тормозланиш даврида тишлашиш коэффициенти тўла ишлатилади.

Шартли равишда $P_{ja} = P_T$ деб қабул қиламиз, чунки тишлашиш коэффициенти тўла ишлатилганда $X_1 + X_2 = P_{ja}$ ёки $P_{T_1} + P_{T_2} = P_{ja}$ дейиш мумкин. Таъсир этувчи куч ва реакцияларнинг B нуқтага нисбатан мувозанат тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$G_a b + P_T h_d - z_1 L = 0$$

Бунда

$$z_1 = \frac{G_a \cdot b + P_T \cdot h_d}{L}$$

ва

$$z_2 = \frac{G_a \cdot a - P_T \cdot h_d}{L}.$$

Кўриниб турибдики, тормозланиш вақтида йўлнинг вертикал реакциялари қайта тақсимланиб олдинги ўқдаги реакция ортади, кетин-

гисид аса камаяди. Ҳаракатсиз турган автомобиль учун ўқлардаги тормозланиш кучлари қуйидагича бўлади: $P_{T_1} = G_1 \varphi$; $P_{T_2} = G_2 \cdot \varphi$.

Ҳаракатдаги автомобиль учун аса: $P_{T_1} = z_1 \varphi$; $P_{T_2} = z_2 \cdot \varphi$.

Автомобиль тормозланаётганида z_1 , z_2 реакциялар қайта тақсимланганлиги сабабли P_{T_1} , P_{T_2} тормозловчи кучлар ўз қийматини ўзгартиради, яъни қайта тақсимланади ва тормозлаш кучининг қайта тақсимланиш коэффициентлари β_1 , β_2 билан аниқланади.

Кетинги ўқ учун $\beta_2 = \frac{P_{T_2}}{P_T}$.

Олдинги ўқ учун $\beta_1 = \frac{P_{T_1}}{P_T} = \frac{P_T - P_{T_2}}{P_T} = 1 - \beta_2$.

Тормозлаш кучининг қайта тақсимланиш коэффициенти қийматлари автомобилнинг конструктив параметрларига боғлиқ:

$$\beta_1 = \frac{P_{T_1}}{P_T} = \frac{z_1 \cdot \varphi}{z \cdot \varphi} = \frac{G_a \cdot b + P_T \cdot h_d}{G_a \cdot L},$$

$$\beta_1 = \frac{b + \frac{P_T}{G_a} \cdot h_d}{L}.$$

Солиштирма тормозланиш кучи $\gamma_T = \frac{P_T}{G_a}$ бўлганлиги учун

$$\beta_1 = \frac{b + \gamma_T \cdot h_d}{L}; \quad (47)$$

$$\beta_2 = \frac{a - \gamma_T \cdot h_d}{L}. \quad (48)$$

Шина билан йўл ўртасидаги тишлашиш коэффициенти тўла ишлатилса, яъни $P_{T_{\max}} = P_\varphi = G_a \cdot \varphi$ бўлса, (47), (48) формулалар қуйидагича ёзилади:

$$\beta_1 = \frac{b + \varphi \cdot h_d}{L}; \quad \beta_2 = \frac{a - \varphi \cdot h_d}{L}.$$

Демак, тормозлаш кучи максимал қийматга эга бўлганда ва тишлашиш кучи P_φ дан тўла фойдаланилганда солиштирма тормозлаш коэффициенти тишлашиш коэффициентига тенг бўлиб қолади ҳамда тормозлаш кучининг қайта тақсимланиш коэффициентлари автомобилнинг конструктив параметрлари a , b , L , h_d ва йўлнинг ҳолати φ га боғлиқ бўлади. Автомобилнинг тормозланиш вақтида йўл шароитининг ўзгариши P_T , X , z кучлари ўртасидаги ўзаро муносабатни ўзгартириб, тормозланиш процессига маълум даражада таъсир кўрсатади.

Тормозланиш процесси блокировкасиз бўлиши учун $P_T \leq P_\varphi$ шарт бажарилиши керак. Демак, тишлашиш коэффициентининг қиймати ортиши билан автомобиль гилдираklarининг блокировкасиз тормозланиш имконияти ортади, турғун ҳаракат қилиш диапазони кўпаяди, тормозланиш эффекти ортади.

Маълумки, автомобилнинг ҳамма ғилдиракларида тормозлаш механизми мавжуд. Олдинги ва кетинги ўқдаги тормозловчи кучларнинг қийматлари олдиндан, автомобилни конструкция қилиш давридаёқ белгиланган. Тормозланиш процессида z_1 , z_2 реакцияларининг қайта тақсимланиши натижасида олдинги ёки кетинги ўқ олдинроқ блокировкаланиб, тормозланиш эффектига салбий таъсир кўрсатади.

Шундай экан, автомобиль тишлашиш коэффициентининг ҳар қандай қийматида максимал секинланиш билан тормозланиш учун ғилдираклардаги тормозловчи кучлар (ёки уринма реакциялар) ҳар доим вертикал реакцияларга тўғри пропорционал бўлиши шарт, яъни

$$\frac{X_1}{X_2} = \frac{z_1}{z_2}. \quad (49)$$

Ҳаракат жараёнида, шаронгга мос ҳолда автомобиль ҳар хил интенсивликда тормозланиши мумкин. (49) пропорция шартини қаноатлантириш учун $\frac{P_{T_1}}{P_{T_2}}$ нисбат ўзгариши керак. Автомобилнинг тормоз-

ланиш механизмини лойиҳалаш вақтида $\frac{P_{T_1}}{P_{T_2}} = const$ деб қабул қилинадн ва тишлашиш коэффициентидан P_T (ёки j_a) нинг фақат бир қийматида тўла фойдаланилади. Тормозланишнинг бошқа режимларида ϕ дан тўла фойдаланиш фақат олдинги ёки кетинги ғилдиракларда бўлиши мумкин. Бу камчиликни йўқотиш учун янги конструкцияли автомобилларда (ВАЗ-2103, ГАЗ-66 ва бошқаларда) ўққа тўғри келадиган вертикал юкка мос келувчи тормозлаш кучи ҳосил қилувчи автоматлар ишлатилмоқда.

84- §. ТОРМОЗЛАНИШ ПРОЦЕССИНИ ТАДҚИҚ ЭТИШ

Тормозланиш процессини тадқиқ этиш учун «йўл-вақт-тезлик» ни кўрсатувчи асбобдан фойдаланиб, тормозланиш вақтидаги тезлиkning (1 эгри чизик) ва секинланишнинг (2 эгри чизик) осциллограммаларини (151- расм) кўриб чиқамиз. Автомобилнинг қаршиида тўсиқ пайдо бўлиш пайти CC чизиги билан белгиланади.

Осциллограммани тадқиқ этиш осон бўлиши учун тезлик ва секинланишнинг ўзгаришини график шаклда тасвирлаймиз (152- расм). Бу графикда:

t_1 — ҳайдовчи тўсиқни кўриб, тормозлаш зарурлиги ҳақида қарор қабул қилгунча кетган вақт, яъни ҳайдовчининг реакцияси учун зарур бўлган вақт; $t_1 = 0,3 \dots 1$ с;

t_2 — ҳайдовчи оёгини дроссель педалидан олиб тормоз педалга қўйиши учун кетган вақт;



151- расм. Тормозланиш даврида автомобилнинг тезлиги ва тезланишининг ўзгариши.

152- расм. Автомобилнинг
тормозланиш процесси
графиги.



t_3 — тормоз юритма-
сидаги иш суюқлиги (ёки
ҳаво) инерциясини ҳам-
да люфтларни йўқотиш
учун кетган вақт, гид-
равлик юритма учун
 $t_3 = 0,2 \dots 0,3$; пневматик
юритма учун $t_3 = 0,3 \dots$
 $1,3$; автопоезд тормози-
нинг юритмаси учун
 $t_3 = 2 \dots 2,5$ с;

t_4 — тормозловчи куч-
нинг $P_{T_{max}}$ (А нуқта) га-
ча ўсиши учун зарур
бўлган вақт, $t_4 = 0,5$ с;

t_T — тормозлаш учун кетган вақт;

t_5 — автомобиль тўхтагандан сўнг, системада босим полгача ка-
майиши учун кетган вақт.

Ҳайдовчининг реакцияси унинг соғлиғига, асабига ва бошқаларга
боғлиқ. Айниқса, спиртли ичимлик истеъмол қилган ҳайдовчининг
реакция вақти t_1 катта қийматга эга бўлади, натижада ҳаракат хавф-
сизлиги таъминланмайди. t_2 вақт ҳам ҳайдовчининг реакцияси билан
боғлиқ бўлиб, маълум интервалда ўзгаради. Тормоз юритмасидаги
люфтларни йўқотиш учун кетган вақт t_3 суюқлик сиқилмаганлиги ва
ҳавонинг сиқилиши мумкинлиги сабабли гидравлик юритма учун кам,
пневматик юритма учун эса катта қийматга эга. Автопоезднинг умум-
ий узунлиги катта бўлганлигидан пневматик юритманинг ишлаши
учун кўп вақт кетади. t_4 вақт ҳайдовчи автомобилни бошқаришнинг
индивидуал услуби ва тормозлаш вақтидаги шароитига боғлиқ.
Автомобилни тормозлашга кетган вақт t_T гилдираклар блокировка
қилинган дақиқадан автомобиль тўхтагунча ўтган вақт билан ўлча-
нади. Блокировка қилинган гилдирак йўлда фақат сирпа-
ниб ҳаракатланади ва шунинг учун ҳам қора из қолдиради. t_T вақт-
нинг қиймати тормозланиш бошланмасдан олдинги тезликининг қий-
матига, йўлнинг умумий қаршилиқ коэффициенти билан боғли-
факторлар (йўлнинг типи, об-ҳаво шароити ва ҳ. к.) га, автомобил
массасига ва бошқаларга боғлиқ. Бундан ташқари ҳаракат хавфсиз-
лиги ва эффектив тормозланиш масалаларини ҳал этишда автомобиль
бутунлай тўхташи учун кетган вақт T_0 ва масофа S_0 каби параметр-
лар ишлатилади. Бунда T_0 — ҳайдовчи тўсиқни кўргандан автомо-
билни тўхтатгунча кетган вақт, с; S_0 — ҳайдовчи тўсиқни кўргандан
автомобилни тўхтагунча ўтилган масофа, м.

Бу қийматлар қуйидагича ифодаланади: $T_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 +$
 $+ t_T$, с;

$$S_0 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_T, \text{ м.}$$

Бу ерда: S_1, S_2, S_3, S_4, S_T — t_1, t_2, t_3, t_4, t_T вақтларда ўтилган

масофалар. T_0 , S_0 параметрларини аниқлаш қийин бўлгани учун қуйидаги эмпирик формуладан фойдаланиш тавсия этилади:

$$S_0 = \frac{v_n}{3,6} (t_1 + t_2 + t_3) - 1,63 \cdot t_4 \cdot \varphi + \frac{(v_n - 17,7 \cdot \varphi \cdot t_4)^2}{254 \cdot \varphi}, \text{ м}; \quad (50)$$

бу ерда v_n — тормозланиш бошланишидаги автомобилнинг тезлиги, км/соат. ГАИ нинг техникавий ҳужжатларида t_1 ва S_1 ларнинг қийматлари қайд қилинган ва улар автомобилнинг эффектив тормозланишини кўрсатувчи фактор ҳисобланади.

85- §. ТОРМОЗЛАНИШ ВАҚТИ ВА ЙЎЛИ

Юқорида айтилганидек, автомобилнинг тормозланиш баланси тенгламаси қуйидагича ифодаланади:

$$P_{ja} = - (P_r + P_\phi + P_w + P_{т.д} + P_{х.х}). \quad (51)$$

Тенгламада P_{ja} автомобилни олдинга ҳаракатлантирувчи инерция кучидир, тормозланиш даврида бу кучни сўндириб, автомобилни тўхтатилади. Тормозланиш баланси тенгламасидан фойдаланиб, тормозланиш вақти ва масофаси ифодаларини аниқлаймиз. Тормозланишда двигатель трансмиссиядан ажратилган ($P_{т.д} = 0$), трансмиссиянинг қаршилиги ҳисобга олмаса бўладиган даражада кам ($P_{х.х} = 0$) ва ҳавонинг қаршилиги жуда кичик ($P_w = 0$) деб фараз қилинади.

Маълумки,

$$P_{ja} = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta_n = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_n \cdot \frac{dv_a}{dt}. \quad (52)$$

(52) тенгламани (51) тенгламадаги қиймати ўрнига қўямиз:

$$\frac{G_a}{g} \cdot \delta_n \frac{dv_a}{dt} = - (P_r + P_\phi).$$

Бу тенгламанинг чап ва ўнг томонларини ҳадма-ҳад G_a га бўламиз:

$$\frac{P_r}{G_a} = \gamma_r; \quad \frac{P_\phi}{G_a} = \psi$$

бу ерда γ_r — солиштирма тормозланиш кучи эканлигини ҳисобга олсак, тормозланиш вақти қуйидаги ифода билан аниқланади:

$$dt = - \frac{dv_a \cdot \delta_n}{(\gamma_r + \psi) \cdot g}. \quad (53)$$

Бу ифодани тормозланиш бошланиши v_n дан автомобиль тўхтагунча v_k тезликлар қиймати интервалида интегралласак,

$$t_r = \frac{v_n - v_k}{g (\gamma_r + \psi)} \quad (54)$$

бўлади.

Бу ифода тормозланиш вақтини аниқлашга имкон бериб, v_n , γ_r , ψ параметрларга боғлиқ. Солиштирма тормозланиш кучи γ_r ва йўлнинг

умумий қаршилиги қанча катта бўлса, тормозланиш вақти шунча кичик бўлади.

Тормозланиш вақтида босиб ўтилган масофа S_T қуйидагича топилади:

$$v_n = \frac{ds}{dt}; \quad ds = v_n \cdot dt$$

Бу ифодага dt нинг қийматини қўйиб, уни интеграллаймиз:

$$S_T = \frac{v_n^2 - v_k^2}{2g(\gamma_T + \psi)}. \quad (55)$$

Солиштирма тормозланиш кучи γ_T ва йўлнинг умумий қаршилиги қанчалик катта бўлса, автомобилнинг тормозланиш масофаси шунчалик қисқа бўлади.

(54) ва (55) формулалар автомобилнинг тормозланиш вақтидаги умумий ҳаракатини ифодалаб, уларнинг қуйидаги хусусий ҳоллари бўлиши мумкин:

1) $v_k = 0$ бўлса, яъни автомобиль бутунлай тўхтагунча тормозланса:

$$t_T = \frac{v_n}{g(\gamma_T + \psi)}, \quad S_T = \frac{v_n^2}{2g(\gamma_T + \psi)}, \quad (56)$$

2) агар автомобиль горизонтал йўлда ҳаракатланаётганида тормозланса ($\alpha = 0$, $\psi = f$):

$$t_T = \frac{v_n}{g(\gamma_T + f)}; \quad S_T = \frac{v_n^2}{2g(\gamma_T + f)}; \quad (57)$$

3) агар $P_T = P_\phi$ ва $\gamma_T = \phi$ бўлса, яъни гилдиракнинг йўл билан тишлашиш кучидан тўла фойдаланилса:

$$t_T = \frac{v_n}{g(\phi + f)}; \quad S_T = \frac{v_n^2}{2g(\phi + f)}; \quad (58)$$

4) агар $\phi \gg f$ бўлса, $f \approx 0$ деб қабул қилиш мумкин, бу ҳолда

$$t_T = \frac{v_n}{g \cdot \phi}, \quad S_T = \frac{v_n^2}{2 \cdot g \cdot \phi}. \quad (59)$$

Формулаларнинг хусусияти шундан иборатки, улар статик тормозланиш процессини характерлаб t_T , S_T ларни ўзгармас тормозланиш кучи таъсиридаги қийматларини аниқлайди.

Ҳисоблаб топилган t_T , S_T ларнинг қийматларини тажриба йўли билан аниқланган қийматларга яқинлаштириш мақсадида Д. П. Велликанов формулаларга тормозланишнинг эффективлик коэффициенти K_ϕ ни киритишни таклиф этди:

$$t_T = \frac{v_n K_\phi}{3,6 \cdot g \cdot \phi} \text{ с}, \quad S_T = \frac{v_n^2 \cdot K_\phi}{26 \cdot g(\gamma_T + \psi)} \text{ м}, \quad (60)$$

Енгил автомобиллар учун $K_\phi = 1,2$; юк автомобиллари учун $K_\phi = 1,3 \dots 1,4$.

Тормозланиш процесси ўзгарувчан бўлганлиги учун, бу формулалар ҳаракат жараёнидаги тормозланиш процессини тўла акс эттирмайди. Шунинг учун тормозланиш вақти ва масофасининг— $j_a = f(v)$ ҳамда $t = f(v_a)$ эгри чизикларини график интеграллаш усули билан ҳам аниқланади. Тормозланиш вақтини аниқлаш учун тормозланиш баланси тенгламаси— j_a га нисбатан ечилиб, $-j_a = f(v_a)$ графиги чизилади. Графикдан тезликнинг бир нечта қийматлари учун— j , аниқланади ва ҳар бир тезликлар интервалида секинланишнинг ўртача қиймати топилади.

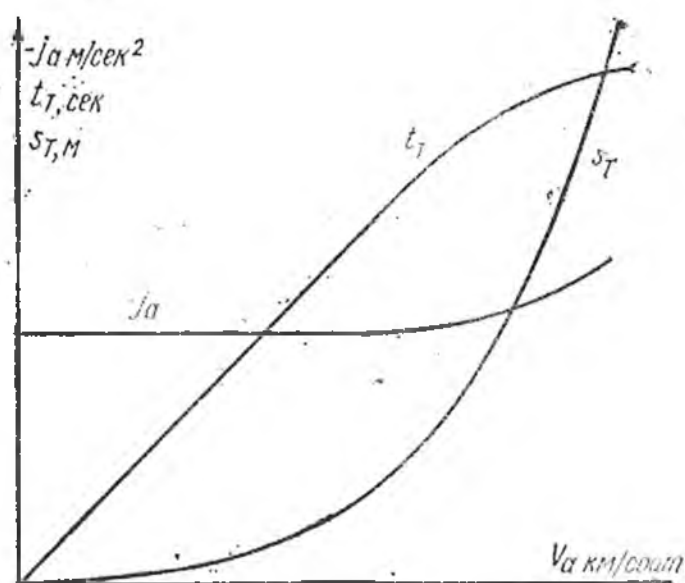
$\Delta t = \frac{\Delta v}{3,6 j_{a, \text{ўр}}}$ формуладан фойдаланиб, ҳар бир интервал учун $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \dots$ вақтлар аниқланади, уларнинг йиғиндиси тормозланиш вақтини беради: $t_T = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots$

Тормозланиш масофасини аниқлашда изоҳланган усулдан $t = f(v_a)$ нинг графигини тузишда фойдаланилади, лекин ҳар бир тезликлар интервалида автомобиль текис секинланади деб қабул қилинади. $\Delta S = \frac{v_{\text{ўр}} \cdot \Delta t}{3,6}$ формула

ёрдамида тезлик интервалларида ўтилган $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3, \dots$ йўллар аниқланиб, уларнинг йиғиндиси S_T ни беради.

$t_T = f(v_a), S_T = f(v_a)$ ларининг графиклари 153-расмда кўрсатилган. Графикларда $P_f, P_w, P_{x, x}$ кучларининг таъсири ҳам ҳисобга олинган. Йўл ҳаракати қондаларида кўрсатилган

тормозланиш масофаси ва секинланишнинг норматив қийматлари 19-жадвалда келтирилган.



153- расм. Тормозланишдаги вақт, йўл, тезланиш.

19- ж а д в а л

Транспорт воситаси	Тормозланиш масофаси, энг кўни билан (м)	Мақсимал секинланиш, камида (м/с ²)
Енгил автомобиллар ва шулар асосида ясалган автомобиллар	7,2	5,8
Рухсат этилган максимал вазни 8 т гача бўлган юк автомобиллари, шунингдек, улар асосида ясалган автопоездлар; узунлиги 7,5 м гача бўлган автобуслар	9,5	5,0
Рухсат этилган максимал вазни 8 т дан катта бўлган юк автомобиллари, шунингдек, улар асосида ясалган автопоездлар; узунлиги 7,5 м дан катта бўлган автобуслар	11,0	4,2

Автомобилни тормозлаш учун баъзан двигатель тирсакли валининг мажбурий айлантирилиши натижасида ҳосил бўладиган қаршиликдан ҳам фойдаланилади. Бунда автомобиль асосий тормозлаш механизми ёрдамида ва двигателда ҳосил бўлган ишқаланиш кучи ҳисобига тўхтатилади. Автомобилни двигатель трансмиссиядан ажратилмаган ҳолда тормозланса, ҳайдовчи дроссель педалидан оёғини олиб, тормоз педалига босади. Агар автомобиль тормозланмасдан олдин двигательнинг тирсакли вали етакчи гилдиракни айлантирса, дроссель-заслонка ёпиқлиги сабабли тирсакли валининг айланиши сони камайиб, катта тезликда айланаётган етакчи гилдирак трансмиссия орқали тирсакли валини айлантиради. Двигателда вужудга келган ишқаланиш ҳисобига қўшимча тормозлаш кучи $P_{т.д}$ ҳосил бўлади. Тормозлашнинг бу усулидан автомобиль қандай тезлик билан ҳаракатланаётганда фойдаланиш қулай эканлигини кўриб чиқайлик. Бунинг учун двигатель трансмиссиядан ажратилган ва ажратилмаган ҳолларда автомобилни тормозлашнинг секинланиш миқдорига қандай таъсир кўрсатишини кўриб чиқиш зарур.

Тормозланиш баланси тенгламаси (43) да двигатель трансмиссиядан ажратилган ҳол учун $P_{т.д} = 0$ деб, уни $-j_a$ га нисбатан ечамиз:

$$-j_a = \frac{P_t + P_{\phi} + P_w + P_{x,x}}{G_a \delta_n} \cdot g. \quad (61)$$

δ_n — двигатель трансмиссиядан ажратилгандаги айланма ҳаракатланувчи массалар таъсири коэффициенти.

Автомобилни двигатель трансмиссиядан ажратилмаган ҳолда тормозланса, тормозланиш баланси тенгламасидан секинланиш миқдори қуйидагича аниқланади:

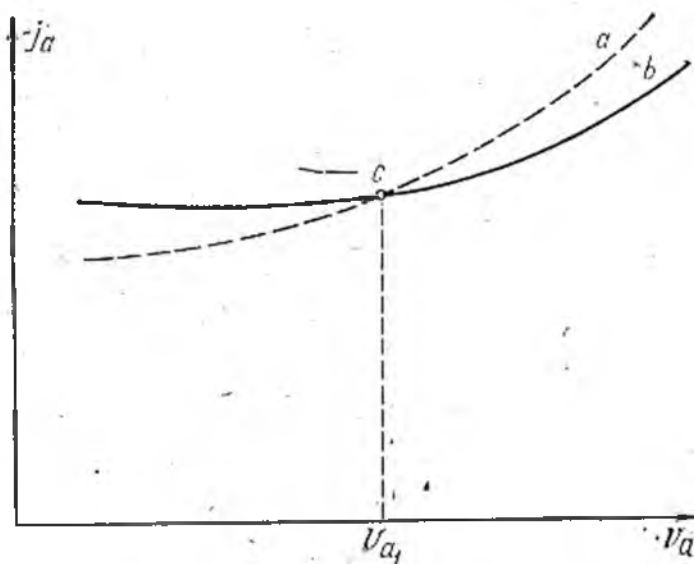
$$-j_{ac} = \frac{P_{т.д} + P_t + P_{\phi} + P_w + P_{x,x}}{G_a \delta_{вр}} \cdot g; \quad (62)$$

$\delta_{вр}$ — двигатель трансмиссиядан ажратилмаганда айланма ҳаракатланувчан массалар таъсири коэффициенти.

(61), (62) тенгламаларни бир автомобиль учун уларга аниқ қийматларини қўйиб ечсак, 154- расмдаги график ҳосил бўлади; графикдаги туташ чизик двигатель трансмиссиядан ажратилган, штрих чизик эса ажратилмаган ҳол учун аниқланган.

Графикдан кўриниб турибдики, двигатель трансмиссиядан ажратилмаган ҳолда автомобилни V_{a1} дан катта тезликларда тормозлаш эффектив бўлиб, секинланиш миқдори катта бўлади. Бунга сабаб шунки, (62) формулага асосан V_a ортиши билан $P_{т.д}$ ҳам ортади, лекин ҳар доим $\delta_{вр} > \delta_n$ бўлгани учун кичик тезликларда $-j_{ac} < -j_a$ бўлади. Демак, двигатель трансмиссиядан ажратилмаган ҳолда автомобилни тормозлаш бошланғич тезлик катта бўлганда ва кичик узатмада қўлланилиши зарур. Бундай тормозлаш усулининг афзаллиги шундаки, у тормозлаш механизмидаги зўриқишни камайтиради ва айниқса, те-

паликлардан тушишда самарали бўлади. Гилдирак билан йўл ўртасида тишлашиш кучи кам бўлганда, ҳатто *C* нуқтадан чап томондаги тезликларда двигателни трансмиссиядан ажратмаган ҳолда тормозлаш мақсада мувофиқ, чунки тормозлаш кучи етакчи гилдираклар ўртасида бир текис тақсимланиб, автомобилнинг кўндаланг турғунлигини яхшилайдди. Амалда тормоз педалини вақт-вақти билан босиб, қўйиб юбориб тормозлаш маъқул. Шунда гилдираклар сирпаниш даражасига бормайди, уларнинг тишлашиш кучи камаймайди. Бу усул эса ҳайдовчидан катта маҳорат талаб этади.



154- расм. Двигатель трансмиссиядан ажратилмаган (а) ва ажратилган (б) ҳолда тормозлашда секинланишнинг ўзгариши.

87- §. АВТОТЕХНИКАВИЙ ЭКСПЕРТИЗА ТУҒРИСИДА ТУШУНЧА

Йўл транспорт ҳодисаларини автомобиль транспорти мутахассислари томонидан илмий-техникавий текшириш автотехникавий экспертиза деб аталади. Автомобилнинг махсус қоидаларига хилоф ҳаракати натижасида йўловчиларни жароҳатлаши, бошқа транспортни уриб кетиши, автомобилнинг тўсиқларга дуч келиши ва бошқалар *йўл-транспорт ҳодисалари* дейилади.

Экспертиза ўтказишдан асосий мақсад, содир бўлган ҳодисанинг асосий сабаблари ва сабабчиларини аниқлашдир. Шунинг учун бу иш жуда масъулиятли ҳисобланади.

Йўл транспорт ҳодисалари содир бўлгандан сўнг ҳайдовчи қуйидагиларни бажариши шарт: автомобилни тўхтатиб, ҳодисага тегишли предметларни жойидан қўзғатмасдан ГАИга хабар қилиб, унинг келишини кутиши; жароҳатланган кишилар бўлса, уларни касалхонага жўнатиши; шу ерда ҳодисани кўрган кишилар адреси, фамилиясизин ёзиб олиши ва ҳ. к.

Ҳодиса бўлган ерга ГАИ ходимлари келгандан кейин шароитни текшириб, схема тузади ва протокол ёзади. Протоколда кўринишнинг яхши-ёмонлиги, ҳаво температураси, йўлнинг ёритилиши, кенглиги ҳамда қопламасининг ҳолати ва ҳ. к. лар қайд қилинади.

Ҳодисани батафсил тасвириш учун воқеа содир бўлган жой, транспорт воситалари, жароҳатланганлар моддий исбот тариқасида расмга олинади.

Тузилган протоколга воқеа содир бўлган вақт, кун, ҳайдовчи туғрисидаги ахборот, адреслар, жароҳатланган кишининг аҳволи ва ҳ. к. лар ёзилади ва текширувчи, ҳайдовчи, шу воқеани кўрган икки киши

қўл қўяди. Бундан ташқари, транспортнинг техникавий ҳолати аке
эттирилган акт тузилади.

Шу олинган материалларга асосан йўл транспорт ҳодисаси сабаб-
ларини аниқлаш мақсадида бўладиган суд учун зарур қуйидаги авто-
техникавий, дактилоскопик, психиатрик, химиявий, биологик ва ҳ. к.
экспертизалар ўтказилиши мумкин.

Автотехникавий экспертиза йўл-транспорт ҳодисаси айибдорларини
аниқлашда катта аҳамиятга эга бўлганлиги учун, уни батафсил
кўриб чиқамиз. Экспертиза материаллар билан шуғулланар экан қуйи-
даги масалаларни ҳал этиши керак. Автомобилни тўхтатиш учун за-
рур бўлган масофа ва вақтни ҳамда йўл транспорт ҳодисаси содир
бўлмаслик учун имкониятлар бор-йўқлигини аниқлаш зарур. Тормоз-
ланиш масофасига асосан автомобилнинг ҳақиқий тезлиги, унинг ши-
кастланган жойларининг характери сабаблари; бундан ташқари
шикастланишининг содир бўлган воқеа билан боғлиқлигини аниқлаш;
етказилган шикастнинг нархи; ҳайдовчи ёки йўловчи томонидан йўл
ҳаракати қондасининг бузилганлигини исботлаш керак.

Масалани аниқроқ тушуниш учун ҳайдовчи ва йўловчи иштироки-
да бўлган йўл-транспорт ҳодисасини кўриб чиқамиз.

40 ёшлардаги йўловчи В. йўлнинг рухсат этилмаган еридан чо-
пиб ўтиб кетмоқчи эди. Йўлдан эса йўловчига қарши 50 км/соат тез-
лик билан ВАЗ-2103 автомобили келмоқда. Йўловчи 4 м юрганидан
сўнг автомобиль уни уриб кетди. Чақирилган ГАИ ходими тормоз-
ланиш масофаси йўловчи урилган ердан бошланганлигини аниқлади.
Воқеа содир бўлган йўл горизонтал, асфальт, қуруқ эди. Автотехни-
кавий экспертизаси агар ҳайдовчи ўз вақтида автомобилни тормозла-
ганда, йўловчинини уриб кетмаслиги мумкин ёки мумкин эмаслигини аниқ-
лаш керак. Масалани ҳал этиш учун қуйидаги ҳисоблар қилинади:

1) Агар уншгача йўловчининг тезлиги 4 м/с бўлса, у 4 м йўл-
ни қанча вақтда ўтиши аниқланади.

$$t_{\Pi} = \frac{S_a}{V_{\Pi}} = \frac{4 \text{ м}}{4 \frac{\text{м}}{\text{с}}} = 1 \text{ с};$$

2) Йўловчи кўчадан ўтгунга қадар автомобиль уни уриб кетган
ердан қанча масофадалиги тошildi. Автомобилнинг тормозланиш изи
йўловчи урилган ердан бошланганлиги учун унинг тезлиги $v_a = 50$
км/соат ёки 13,9 м/с бўлган. Йўловчинини ургунга қадар 1 с кунд
вақт ичида автомобиль қуйидаги йўлни ўтади:

$$S_a = v_a \cdot t_{\Pi} = 13,9 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 1 \text{ с} = 13,9 \text{ м};$$

Автомобилни тўхтатиш учун зарур бўлган ёки ҳайдовчи тўсиқни
кўриб автомобилни тўхтатгунча ўтилган йўл S_0 қуйидагича аниқла-
нади:

$$S_0 = (t_1 + t_2) \frac{v_a}{3,6} + \frac{K_2 \cdot v_a^2}{254(\varphi + i)}$$

$$K_s = 1,2;$$

$$t_1 = 0,8\text{с};$$

$$t_3 = 0,25\text{с},$$

$$\varphi = 0,65;$$

$$i = 0;$$

$$S_0 = (0,8 + 0,25) \frac{50}{3,6} + \frac{1,2 \cdot 50^2}{254 \cdot 0,65} = 32,8 \text{ м}.$$

Шундай қилиб, автомобилни тўхтатиш учун 32,8 м йўлни ўтиш керак, лекин йўловчи ундан 13,9 м масофада бўлган. Демак, авто-техникавий экспертиза, ҳайдовчи йўл-транспорт ҳодисаси содир бўли-шини олдини ололмас эди, дегай ҳулосага келади.

88-§. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВАҚТИДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ ТОРМОЗЛАНИШ ДИНАМИКАСИГА ТАЪСИРИ

Автомобиль тормозланиш системасининг шидан чиқиши ёки қони-қарсиз ҳолатда бўлиши йўл транспорт ҳодисасига олиб келиши мум-кин. Статистик маълумотларига кўра, инсон фаолиятига зарар етка-зидиган ва катта моддий йўқотилишларга олиб келадиган йўл-транс-порт ҳодисаларининг 15% га яқини тормозланиш системасининг қо-ниқарсиз ишлашидан келиб чиқади.

Тормозланиш процесси тормоз барабани билан колодка устқўйма-сининг бир-бирига ишқаланиши натижасида ҳосил бўладиган тормоз-лаш кучи ҳисобига содир бўлади. Ишқаланиш натижасида колодка устқўймаси ейилиб, тормоз барабани билан устқўйма ўртасидаги за-зор катталашади ва натижада тормозлаш эффекти камайи.

Барабан билан колодка устқўймаси ўртасидаги зазорнинг норма-дан 0,5 мм га ошishi тўла юкланган пневматик юритмали ЗИЛ-130 автомобилни учун тормозланиш масофасини 20% га оширади.

Гидравлик юритмали автомобилларда тормоз барабани билан ко-лодка ўртасидаги зазорга қараб тормоз педалининг йўли ҳам катта-лашади, натижада тормозланиш механизмининг ишлатиш вақти узаяди. Масалан, ПАЗ-672 автобусини тормозлашда барабан билан колодка устқўймаси ўртасидаги зазор 0,25 мм бўлса, тормоз юритмасининг ишга тушиш вақти 0,16 ... 0,25 с, агар зазор 0,5 мм бўлса, 0,4 ... 0,45 бўлади.

Автомобилни эксплуатация қилиш вақтида тормозланиш механиз-мига мой, сув кириб, тормозланиш моментининг камайишига сабаб бўлади, натижада тормозланиш динамикаси ёмонлашади. Бу ҳол бўл-маслиги учун тормозланиш механизми ўз вақтида техникавий кўрик-дан ўтказилиши керак.

Автомобиль тормозланиш механизмида ҳосил бўлган моментининг эффектив ишлатилиши йўл ва шина протекторининг ҳолатига, улар-нинг бир-бири билан тишлашиш шароитига боғлиқ. Янги қурилган йўлнинг устида майда потекисликлар бўлгани учун бу йўл шина би-лан яхши тишлашади, демак, тишлашиш коэффициенти φ ортади. Агар шина протектори сийилган бўлса, тишлашиш коэффициенти φ ка-

майиб, автомобилнинг тормозланиш динамикасига салбий таъсир этади, чунки тормозланиш кучидан тўлиқ фойдаланиш имкони камаяди.

IV бобга доир масалалар

1. Ҳаракатсиз турган автомобилнинг олдинги ўқиға 10000 Н, кейинги ўқиға 20000 Н оғирлик кучи тўғри келади. Тишлашиш коэффициенти 0,6 деб қабул қилинса, ўқлардаги тормозланиш кучлари топилин.

Жавоб: $P_{T_1} = 6000$ Н, $P_{T_2} = 1200$ Н.

2. Оғирлик марказидан автомобилнинг олдинги ўқиғача бўлган оралиқ 1,1 м, кейинги ўқиғача бўлган оралиқ 1,3 м, оғирлик марказининг баландлиги 0,5 м, солиштирма тормозланиш кучи 0,6 бўлган ҳаракатдаги автомобиль тормозлаш кучларининг қайта тақсимланиш коэффициентлари аниқлансин.

Жавоб: $\beta_1 = 0,666$;
 $\beta_2 = 0,334$.

3. Тишлашиш коэффициенти 0,65; йўлнинг умумий қаршилик коэффициенти 0,18; солиштирма тормозланиш кучи 0,52; тормозланиш эффективлигининг эксплуатацион коэффициенти 1,2. 70 км/соат тезлик билан ҳаракатланаётган автомобилнинг тормозланиш вақти ва масофасини аниқланг.

Жавоб: $t_T = 3,67$ с
 $S_T = 33$ м.

V б о б

АВТОМОБИЛНИНГ ЁНИЛҒИ ТЕЖАМКОРЛИГИ

89- §. АВТОМОБИЛНИНГ ЁНИЛҒИ ТЕЖАМКОРЛИГИ КЎРСАТКИЧЛАРИ ВА ЎЛЧАГИЧЛАРИ

Автомобилни ҳаракатлантириш учун зарур бўладиган ёнилғининг қиймати юк ташишдаги барча харажатларнинг 10 ... 15% ини ташкил қилади, шунинг учун ёнилғидан унумли фойдаланиш ва исрофгарчиликка йўл қўймаслик зарур. Ёнилғи сарфи автомобилнинг конструкцияси ва техникавий ҳолатига, йўл ва иқлим шароитига, ҳайдовчининг маҳоратига, юк ташишни тўғри ташкил этишга боғлиқ.

Ёнилғи тежамкорлиги кўрсаткичларининг бир қисми автомобилнинг техникавий ҳолатига, иккинчи қисми эса юк ташиш процессини ташкил қилишга боғлиқ. Ёнилғи тежамкорлиги кўрсаткичлари қуйидагилардан иборат:

1. Бир соатда сарфланган ёнилғи:

$$Q_v = \frac{N_d \cdot g_e}{1000}; \quad (63)$$

бу ерда: Q_v — соатига сарфланадиган ёнилғи, $\frac{\text{кг}}{\text{соат}}$;

g_e — ёнилғининг солиштирма сарфи, $\frac{\text{г}}{\text{о. к. соат}}$.

2. 100 км йўлни ўтишга сарфланган ёнилғи:

$$Q_{100} = \frac{N_d \cdot g_e}{10 \cdot v_{a \text{ ўр}}} \cdot \frac{\pi}{100 \text{ км}};$$

бу ерда $v_{a \text{ ўр}}$ — ҳаракат шароитидаги ўртача тезлик, км/соат.

3. Йўл бирлигига сарфланган ёнилғи $Q_q = \frac{Q_q}{v_a}, \frac{\text{кг}}{\text{км}}$.

4. Бажарилган транспорт ишига сарфланган ёнилғи

$$Q_T = \frac{g_T}{A} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{т} \cdot \text{км}};$$

бу ерда: g_T — транспорт ишини бажариш учун кетган вақт давомида сарфланган ёнилғи, кг;

A — бажарилган транспорт иши.

Автомобилнинг ёнилғи тежамкорлигини бажарилган транспорт ишига сарфланган ёнилғи миқдори орқали аниқлаш мақсадга мувофиқдир. Амалда, 100 км йўлга сарфланган ёнилғи миқдорини ва автомобиль двигателининг ёнилғи тежамкорлигини аниқлашда соатига сарфланган ёнилғи миқдори Q_q дан фойдаланилади. Қувватлар баланси тенгламасидан қуйидаги маълум:

$$N_g = \frac{N_k}{\eta_T} = \frac{N_\psi + N_w + N_{ja}}{\eta_T} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot v_a}{270} + \frac{W \cdot v_a^3}{3500} + \frac{G_a \cdot i_a \cdot \delta_{np} \cdot v_a}{270 \cdot g}.$$

Топилган қийматни (63) тенгламага қўйиб, қуйидаги ифодани оламиз:

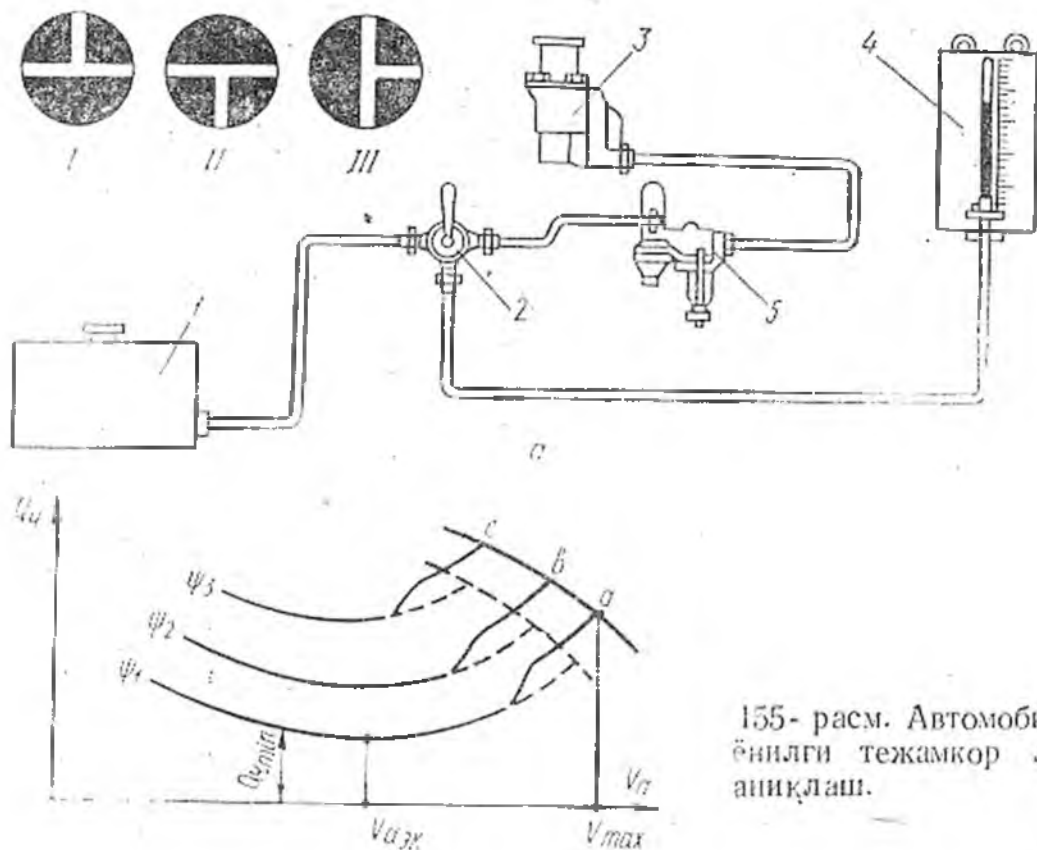
$$Q_q = \frac{g_e(G_a \cdot \psi \cdot v_a + \frac{W \cdot v_a^3}{13} + \frac{G_a}{g} i_a \cdot \delta_{np} \cdot v_a)}{270 \cdot \eta_T \cdot 1000} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{соат}}; \quad (64)$$

(64) тенгламанинг камчиликларидан бири шуки, g_e ўзгармас деб қабул қилинган. Аслида g_e ўзгарувчан миқдор бўлиб, автомобиль тезлиги v_a га боғлиқ. Юқоридаги сабабга кўра, амалда ёнилғи тежамкорлиги характеристикаси ишлатилади.

90- §. ЁНИЛҒИ ТЕЖАМКОРЛИГИ ГРАФИГИ

Турли йўл шароитларида (яъни ψ ўзгарганда) соатига сарфланган ёнилғи миқдори Q_q билан тезлик орасидаги боғланиш графиги ёнилғи тежамкорлиги характеристикаси дейилади. Бу графикни академик Е. А. Чудаков тавсия этган. Ёқилғи тежамкорлиги графигини қуриш учун автомобиль махсус приборлар билан жиҳозланади ва йўл шароитида синовдан ўтказилади.

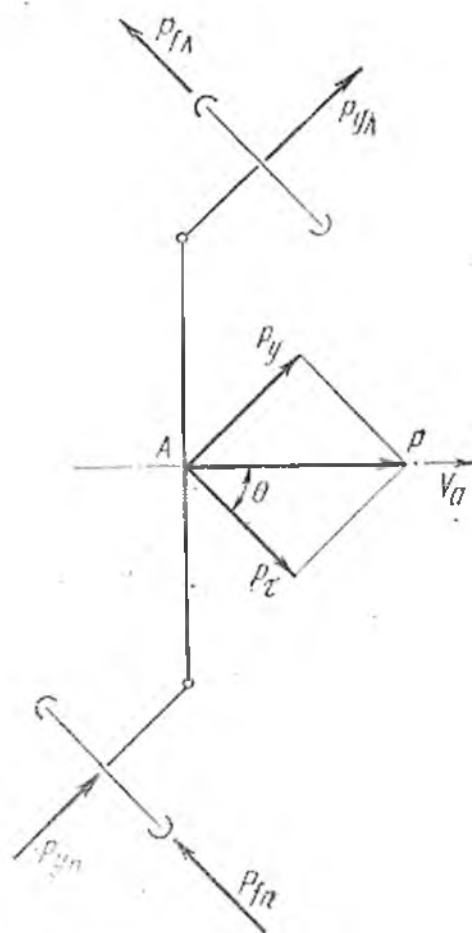
ГОСТ бўйича синов 1 км узунликдаги йўлнинг горизонтал, қаттиқ қопламали қисмида ўтказилиши, автомобиль эса тўла юкланган бўлиши шарт. Автомобилга тажриба бошланишига қадар бўлган йўл участкасида тезлик (20, 30, 40, ... км/соат) берилди ва ўлчаш участкасини кесиб ўтиш пайтида тажриба ўтказувчилар секундомерни



155- расм. Автомобилнинг ёнилги тежамкорлигини аниқлаш.

юргизиб уч йўллик жўмракни I ҳолатдан III ҳолатга ўтказадилар (155-расм, а). Ёнилги карбюратор 3 га шикалати мензурка 4 орқали берилади. Текис ҳаракатланаётган автомобиль ўлчаш участкасининг охири

ни кесиб ўтганда секундомер тўхтатилади. Жўмрак II ҳолатдан I ҳолатга қайтарилади. Мензуркадаги ёнилги сатҳининг камайган қисми (ҳажми) автомобиль 1 км масофани ўтишига сарфланган ёнилги миқдорини кўрсатади. Шу тарзда барча тезликлар учун сарфланган ёнилги миқдорини топиб, $Q_n = f(v_n)$ боғланишининг йўл қаршилигига мос қийматлари аниқланади (155-расм, б). Тажрибалар автомобиль шу йўлда эришини мумкин бўлган максимал тезликкача давом эттирилади. Тажриба йўлининг ψ_2 , ψ_3 қаршиликларга эга бўлган участкаларида қайтарилса, соатига сарфланган ёнилги билан тезлик ўртасидаги боғланиш, яъни ёнилги тежамкорлиги графиги қурилади. Бў график ёрдамида автомобилдан фойдаланиш даврида учрайдиган кўпгина масалаларни ечиш мумкин. Берилган йўлда сарфланган ёнилгининг минимал миқдори $Q_{n,min}$ га мос келадиган тезлик $v_{таж}$ ни, яъни тежамли тезликни ва йўлнинг берилган қаршилигига мос равишда максимал равишда максимал тезлик $v_{таж}$ ни аниқлаш мумкин. Агар графикни дизель



156- расм. Бошқарилувчи олдинги ўққа таъсир қилувчи кучлар.

ўрнатилган автомобиль учун қурсак унинг шакли ўзгармайди. Графикнинг ўнг томонидаги чизиқлар шаклининг ўзгариши автомобиль максимал тезликка эришганда карбюратор экономайзери ишга тушганини билдиради.

91-§. АВТОМОБИЛДА ЁНИЛҒИ САРФЛАШ НОРМАЛАРИ

Ёнилғи сарфлашнинг икки хил нормаси бор: чизиқли $\left(\frac{\text{л}}{100 \text{ км}}; \frac{\text{кг}}{\text{км}}\right)$ ва солиштира сарфлаш нормаси $\left(\frac{\text{кг}}{\text{т} \cdot \text{км}}; \frac{\text{кг}}{\text{йўловчи} \cdot \text{км}}\right)$.

Ёнилғи сарфлашнинг чизиқли нормаси, асосан, ёнилғи приборларининг, двигатель ва умуман, автомобилнинг техникавий ҳолатига боғлиқ. Солиштира нормас эса транспорт ишини бажаришга сарфланган ҳақиқий ёнилғи миқдорини акс эттиради.

Ёнилғи сарфлашнинг чизиқли нормасини аниқлаш учун А. М. Шейнин қуйидаги формулани таклиф этган:

$$Q_{\text{тоб}} = A_m + B_m (P_{\text{ф}} + P_{\text{в}}) \frac{\text{л}}{100 \text{ км}}; \quad (65)$$

бу ерда A_m — двигательда ҳосил қилинган энергиянинг ички қаршилликларни енгиш учун сарфланган ёнилғи, л/100 км;

B_m — 1 км йўлнинг умумий қаршилиги $P_{\text{ф}}$ ва ҳаво қаршилиги йўлнинг енгиш учун сарфланган ёнилғи, л/100 кг·км.

Ёнилғи сарфлашнинг солиштира нормасини бир неча йилги статистик рақамлар асосида қабул қилиш тўғри эмас. Ҳозир ёнилғи сарфлашнинг солиштира нормалари ҳисоблаш усули билан аниқланади. Бу усул автопарк структурасини, юк ташин ҳажминини, автомобилнинг умумий юрган йўлини, ёнилғи сарфлашнинг чизиқли нормаси, юк кўтариш қобилияти коэффициентини ҳисобга олади. Ёнилғи сарфлашнинг солиштира нормаси H_{ω} қўшимча сарфлар ҳисобга олинмаганда қуйидагича аниқланади:

$$H_{\omega} = 10 \cdot \rho \frac{\bar{H}_s + b \cdot q(2z - 1)}{q \cdot z}; \quad (66)$$

бу ерда $\bar{W}$ — юк ташини обороти, млн. т. км, пасс. км;

q — ўртача юк кўтариш қобилияти, т;

s — автомобиллар ўтган умумий масофа, млн. км;

ρ — ёнилғининг зичлиги;

$\bar{H}_s$ — барча автомобиль ва автопоездлар учун (уларнинг фойдали иш коэффициенти 50% бўлганда) ўтилан масофага мос келадиган ўртача ёнилғи сарфлаш нормаси;

b — 100 т. км иш бажариш учун ёнилғи сарфлаш нормаси, карбюраторли двигательлар учун $b = 2$ л, дизеллар учун $b = 1,3$ л;

$Q_{\text{ф}}$ — ёқилғининг ҳақиқий сарфланган миқдори, т;

z — фойдали иш коэффициенти, $z = \beta \gamma$

β — автомобилнинг йўлга чиқини коэффициенти;

γ — автомобилнинг юк кўтариш қобилиятидан фойдаланиш коэффициенти.

Ёнилғининг умумий қўшимча сарфи D қуйидагича аниқланади:

$$D = \frac{10^6 \cdot Q_{\text{д}}}{W \cdot H_{\text{в}}} - 1. \quad (67)$$

Ёнилғининг норма бўйича сарфланадиган умумий миқдори $Q_{\text{н}}$ эса қуйидагича аниқланади:

$$Q_{\text{н}} = 10^{-6} \cdot W(1 + D) \cdot H_{\text{в}}. \quad (68)$$

Сарфланадиган мойнинг миқдори ёнилғи миқдоридан процент ҳисобида олинади.

Ёнилғи сарфлашнинг солиштирма нормасини шу тарзда аниқлаш хўжаликда фойдаланилмаган резервларни топишга, яъни автопаркни сақлаш ва ишлатиш усуллариини яхшилаш, ҳайдовчилар квалификациясини ошириш, шунинг ташкил этишини яхшилаш, автомобиль, принцип, ярим принципларнинг β , γ коэффициентларини ошириш, паркдаги автомобилларни янгиллаб турниш, мақсадга мувофиқ типдаги автомобилларни танлаш ва ҳоказоларни амалга оширишга имкон яратади.

Автохўжалик бўйича ёнилғи сарфлаш солиштирма нормасини автоколонна, участка, цех бўйича маъсумини ҳисобга олган ҳолда квартал ва ойлар учун айрим-айрим аниқлаш мумкин.

92- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ОМИЛЛАРНИНГ ЁНИЛҒИ ТЕЖАМКОРЛИГИГА ТАЪСИРИ

Автомобилнинг эксплуатациясида учрайдиган кўпгина омиллар ёқилғи тежамкорлигига таъсир этади. Автомобилнинг йўлдаги ҳаракати ва узатмалар кутисидаги узатмаларни алмаштириш режими ҳайдовчининг иш тажрибасига боғлиқ. Шунинг учун ҳар хил тажрибага эга бўлган ҳайдовчилар бир хил шароитда ишласа ҳам ёнилғининг сарфи ўртача миқдоридан $\pm 10\%$ га фарқ қилади.

Айрим вақтларда ҳайдовчилар «импульсив ҳаракат» методини ишлатадилар, яъни энг катта узатмада автомобиль v_{a1} тезликка эришиб, кейин нейтрал узатмада «накат» билан v_{a2} тезлигигача ҳаракатланади. Автомобилнинг бундай ҳаракати даврида двигатель қувватидан тўла-роқ фойдаланилади, лекин ёнилғининг бир қисми автомобилнинг кинетик энергиясини кўпайтиришга сарфланади. Автомобилнинг кейинчалик накат билан ҳаракатланиш даврида ёнилғи жуда кам сарфланади. Натижада ёнилғининг умумий сарфи автомобилнинг текис ҳаракатидагига нисбатан бир оз камроқ бўлади. Импульсив ҳаракат даврида двигатель ва трансмиссия агрегатларининг ёйилиши жадаллашади, ҳайдовчининг ишлан шароити ёмонланади, шунинг учун бу усулдан ортиқча фойдаланиш тавсия этилмайди.

Автомобилнинг умумий босиб ўтган йўли ортинин билан ёнилғи сарфи ҳам ортиб боради, чунки унинг ўт олдириш ва ёнилғи билан таъминлаш системаларининг ишлаши ёмонланади.

Карбюратор экономайзери клананининг ёмол ишлаши ёнилғи сарфини 15% га оширади. Олти цилиндрли двигательнинг битта свечаси ишламаса, ёнилғи сарфи $20 \dots 25\%$ га, иккитаси ишламаса, $50 \dots$

60% га ошади. Ўт олдириш пайти нотўғри ростланса, ёнилғи сарфи 60 . . . 80% ортади.

Двигателнинг иссиқлик режими ҳам ёнилғи сарфига таъсир қилади. Агар двигатель жуда совиб кетган бўлса, ёнилғи етарли буғланмайди. Совитиш системасидаги сувнинг температураси 95°C дан 75°C тушса, ёнилғи 3 . . . 5% ортиқ сарфланади.

Ёнилғи тежамкорлигига шасси агрегатларининг техникавий ҳолати ҳам таъсир қилади. Подшипникларни, тормоз системасини нотўғри ростлаш, шиналардаги босимнинг нормадан камайиши автомобиль ҳаракатида ортиқча қаршиликларни туғдиради ва натижада, ёнилғи сарфини ошириб юборади.

Автомобилнинг ёнилғи тежамкорлигини яхшилаш учун двигательнинг сиқиш даражасини ошириш, трансмиссияда автоматик узатмалар қутисини ўрнатиш, юк ташинишда автопоездлардан фойдаланиш керак. Хўжаликларда автотранспортдан фойдаланишни тўғри ташкил этиш яхши самаралар беради. Эксплуатация шароитларининг ўзгаришини ва автомобиллар конструкциясининг яхшиланишини ҳисобга олиб, ёнилғи сарфлаш нормаларини қайта кўриб чиқиш лозим. Прицеп ва ярим принциплар ёрдамида автопоездлар тузишни кўпайтириш ва умуман, автомобилларнинг ҳамма вақт юкланган ҳолда ишлашини таъминлаш зарур. Тажрибаларнинг кўрсатишича, юк автомобилларининг ҳаракат тезлигини 60 км/соатдан ошириш яхши натижа бермайди. Агар улар 70 км/соат тезлик билан ҳаракатланса, ёнилғи сарфи 9%, 80 км/соат тезлик билан ҳаракатланса 20% ортади, тез ҳаракатланишда унумдорлик ҳам ортади. Автохўжаликларда ёнилғини тежаш мақсадида иш кунининг охирида баклардаги ортиб қолган бензинни ўлчаш, ҳайдовчиларга бир кунлик топшириқни бажаришга етadиган тален бериш ва уларни йўл варақасида қайд этиш каби ишларни амалга ошириш зарур.

VI б о б

АВТОМОБИЛНИНГ БОШҚАРИЛУВЧАНЛИГИ

93- §. АВТОМОБИЛНИНГ БОШҚАРИЛУВЧАНЛИК КЎРСАТКИЧЛАРИ

Автомобилнинг берилган йўналишда турғун ҳаракатланиш қобилияти ва ҳаракат траекториясининг бошқариш органлари таъсирида аниқ ўзгариши, унинг бошқарилувчанлиги деб аталади.

Автомобиллар тезлиги ва ҳаракат интенсивлигининг ошиши ҳайдовчидан ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш учун автомобилнинг ҳаракат траекториясини ўзгартиришга доим тайёр бўлишини талаб этади. Автомобилнинг бошқарилувчанлигига руль бошқармаси, осмаларининг кинематик ва конструктив параметрлари, шинанинг конструкцияси фаол таъсир қилади. Автомобилнинг бошқарилувчанлигига жуда кўп конструктив ва эксплуатацион факторлар таъсир қилгани учун унинг бу эксплуатацион хусусиятини бир ўлчам билан аниқ-

лаб бўлмайди. Автомобиль яхши бошқарилувчанликка эга бўлиши учун қуйидаги шартлар бажарилиши зарур:

1) автомобиль бурилаётганда бошқарилувчи (олдинги) ғилдираклари ён томонга сирпанмасдан ҳаракатланиши зарур;

2) руль юритмаси бошқарилувчи ғилдиракларнинг бурилиш бурчаклари ўртасида тўғри нисбатни таъминлаши керак;

3) бошқарилувчи ғилдираklar барқарор, уларнинг ихтиёрий тебраниши минимал бўлиши керак;

4) руль бошқармасида тескари боғланиш мавжуд бўлиши, яъни йўлдан ғилдиракка таъсир қилувчи реактив кучни тескари боғланиш туфайли ҳайдовчи сезиши лозим.

94-§. БОШҚАРИЛУВЧИ ҒИЛДИРАКЛАРНИНГ СИРПАНМАСДАН ҒИЛДИРАШ ШАРТИ

Автомобилнинг олдинги ўқидаги ғилдираклари θ бурчакка бурилганда уларга таъсир қилувчи кучларни анализ қиламиз (156-расм). Етакчи ўқ таъсирида бошқарилувчи ғилдираklарга итарувчи куч P таъсир қилади. У иккита ташкил этувчига, ғилдиракнинг айланиш текислигига параллел P_x ва перпендикуляр P_y кучларига ажралади. P_x куч ғилдиракнинг ғилдирашига қаршилик кучи P_{f_1} ни енгитишга сарфланади; яъни $P_x = P_{f_1}$. Ёнаки таъсир этувчи P_y куч эса олдинги ўқни ён томонга силжишга мажбур қилади, унга ғилдирак билан йўл ўртасидаги тишлашиш кучи P_{ϕ} қаршилик кўрсатади. Бу ҳолда олдинги ўқнинг бошқарилиш шarti қуйидагича ифодаланади:

$$\bar{P}_{\phi_1} \geq \bar{P}_y + \bar{P}_{f_1} \quad (69)$$

ёки қийматлари ўрнига қўйилгандан сўнг

$$\operatorname{tg} \theta \leq \frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{f}; \quad (70)$$

бу ерда θ — олдинги ўқ ғилдиракларининг бурилиш бурчаги. Бу формула автомобилнинг бошқарилувчанлигини аниқловчи шартдир. (70) формулада $\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{f} = A$ деб белгилаймиз. Агар $\operatorname{tg} \alpha < A$ бўлса, автомобиль бошқарилувчан; $\operatorname{tg} \alpha > A$ бўлса, автомобиль бошқарилмайдиган, яъни еи пaниб ҳаракатланадиган; $\operatorname{tg} \alpha = A$ бўлса, автомобиль потурғун мувозанатда бўлади.

Автомобиль эгри траектория бўйлаб ҳаракатланганда унга марказдан қочирма куч P_{κ} таъсир этади ва у тезликнинг квадратига боғлиқдир. Ғилдиракларнинг ёнаки сирпаниши катта тезликларда ҳам содир бўлади, шунинг учун бошқарилувчанлик бўйича критик тезлик $v_{\text{акр}}$ ни аниқлаш зарур:

$$v_{\text{акр}} \leq 3,6 \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg} \theta} - f \right) \cdot g \cdot L \cdot \cos \theta}, \text{ км/соат} \quad (71)$$

бу ерда L — автомобиль базаси;

g — жисмининг эркин тушини тезланиши, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

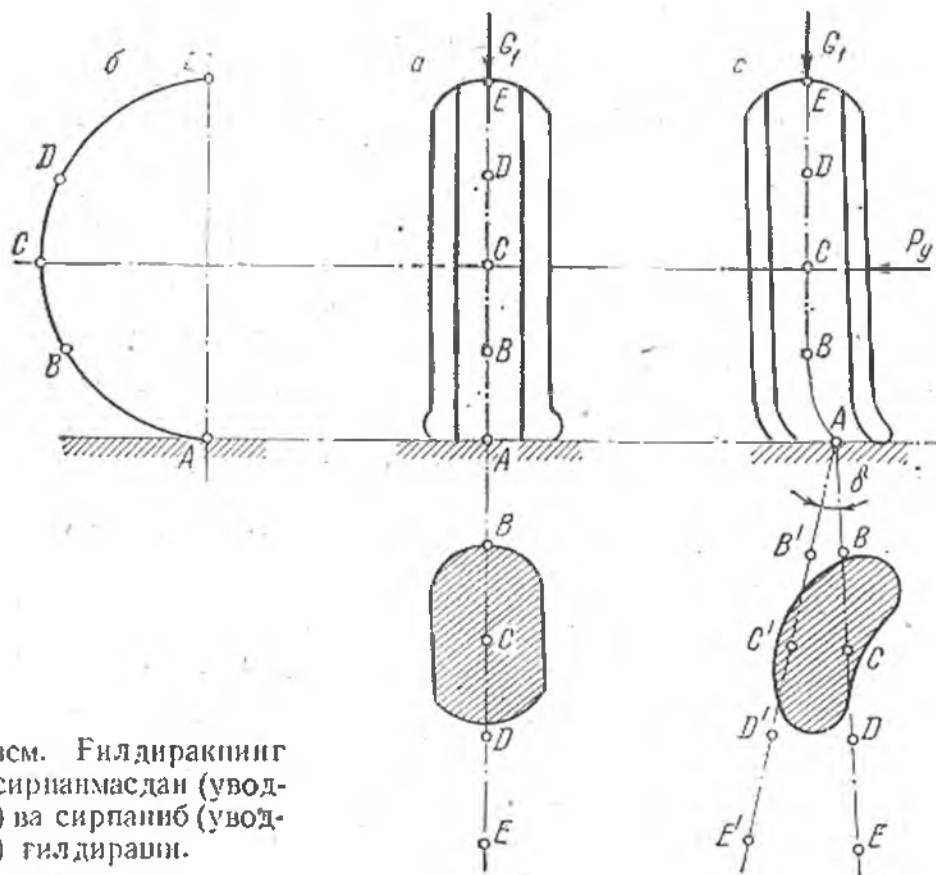
Агар $v_{\text{акр}} < v_a$ бўлса, автомобиль олдинги гилдираклари ёнаки сирпанмасдан бошқарилади; $v_{\text{акр}} > v_a$ бўлса, автомобиль бошқарилмайди, чунки θ бурчакнинг ўзгариши билан ҳаракат йўналишини ўзгартириб бўлмайди;

$v_{\text{акр}} = v_a$ бўлса, автомобиль нотурғун мувозанатда бўлади.

Критик тезлик қиймати олдинги гилдиракнинг бурилиш бурчаги θ ортини билан камаяди, демак, автомобиль қанчалик катта θ бурчак билан бурилса, унинг тезлиги шунчалик кам бўлиши керак, шунда у бошқарилувчанлигини йўқотмайди. Автомобилнинг бошқарилувчанлигига φ , f коэффициентларининг қийматлари сезилари даражада таъсир кўрсатади. Устки қобиғи қаттиқ бўлган йўлларда $\varphi \gg f$ бўлгани учун радиуси кичик бурилишларда ҳам автомобиль бошқарилувчанлигини сақлаб қолади. Агар $\varphi = f$ бўлса, (71) формулада нолдиз остидаги сон манфий қийматга эга бўлиб, автомобиль бошқарилувчанлигини йўқотади. Агар автомобиль тормозланиш вақтида унинг олдинги гилдираклари блокировкаланса, гилдиракларни қанчалик бурмайлик, автомобилнинг ҳаракат йўналиши ўзгармайди, яъни у бошқарилмайди.

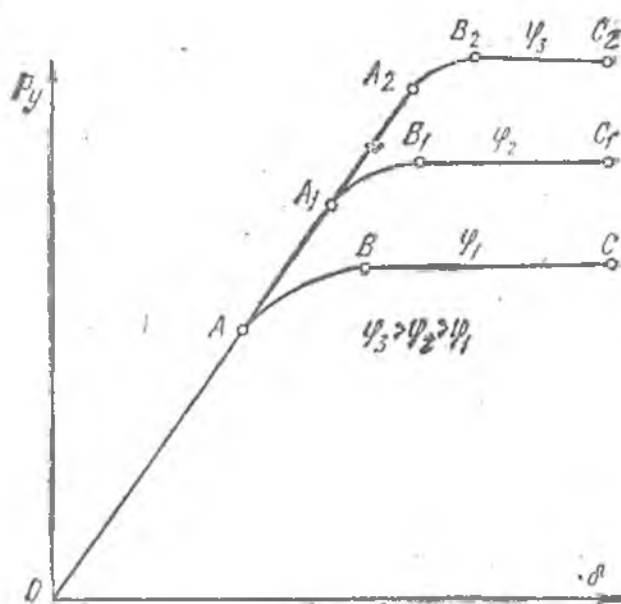
95- §. ШИНАНИНГ ЁНАКИ СИРПАНИШИ (УВОДИ) ВА АВТОМОБИЛНИНГ БУРИЛУВЧАНЛИГИ

Эластик шинага ёнаки куч таъсир этганда автомобилнинг ҳаракат йўналишини ўзгартириб юбориши мумкин. Эластик шинанинг ёнаки сирпаниш схемасини кўриб чиқамиз. (157- расм).



157- расм. Гилдиракнинг ёнаки сирпанмасдан (уводсиз) (а) ва сирпаниб (уводли) (б) гилдираши.

Гилдиракка фақат огирлик кучи G_1 таъсир қилсин, шинанинг периметри бўйича A, B, C, D, E нуқталарни белгилаб, гилдиракни айлантираамиз. Агар гилдиракка қўшимча равишда ёнаки куч P_y таъсир қилса, унинг ҳаракат траекторияси ўзгаради. A, B, C, D, E нуқталар A', B', C', D', E' ҳолатини эгаллайди. Шина эса олдинги



158- расм. Ҳар хил тишлашиш коэффициентларида кўндаланг куч ва ёнаки сирпаниш бурчаги ўртасидаги боғланиш.

йўналишга δ бурчак остида ҳаракат қилади. Ҳосил бўлган δ бурчак, яъни гилдиракнинг йўналиш ўқи билан ҳақиқий траекторияси орасидаги бурчак гилдиракнинг ёнаки сирпаниш бурчаги дейилади. Ёнаки сирпаниш бурчаги δ билан ёнаки таъсир этувчи куч P_y ўртасида OA участкада тўғри пропорционал боғланиш мавжуд (158- расм). AB участкада P_y нинг ўсиши шинанинг қисман сирпанишига сабаб бўлади ва пропорционал боғланиш йўқолади. $P_\phi = P_y$ бўлганда шина тўла сирпанади ва P_y ўзгармаса ҳам δ бурчаги чексиз ортиб боради.

$OABC$ чизиги тишлашиш коэффициенти ϕ_1 учун қурилган бўлсин. Агар $\phi_3 > \phi_2 > \phi_1$ учун $OA_2B_2C_2$; $OA_1B_1C_1$; $OABC$ эгри чизиқ-

лар тўғри келса, тишлашиш коэффициентининг ортиб бориши билан гилдиракнинг ёнаки сирпанишига қаршилик ҳам ошади. Ёнаки таъсир этувчи куч билан сирпаниш бурчаги ўртасидаги боғланиш графигининг тўғри чизиқли қисми учун қуйидаги тенгликни ёзиш мумкин:

$$P_y = K_{yb} \cdot \delta, \quad (72)$$

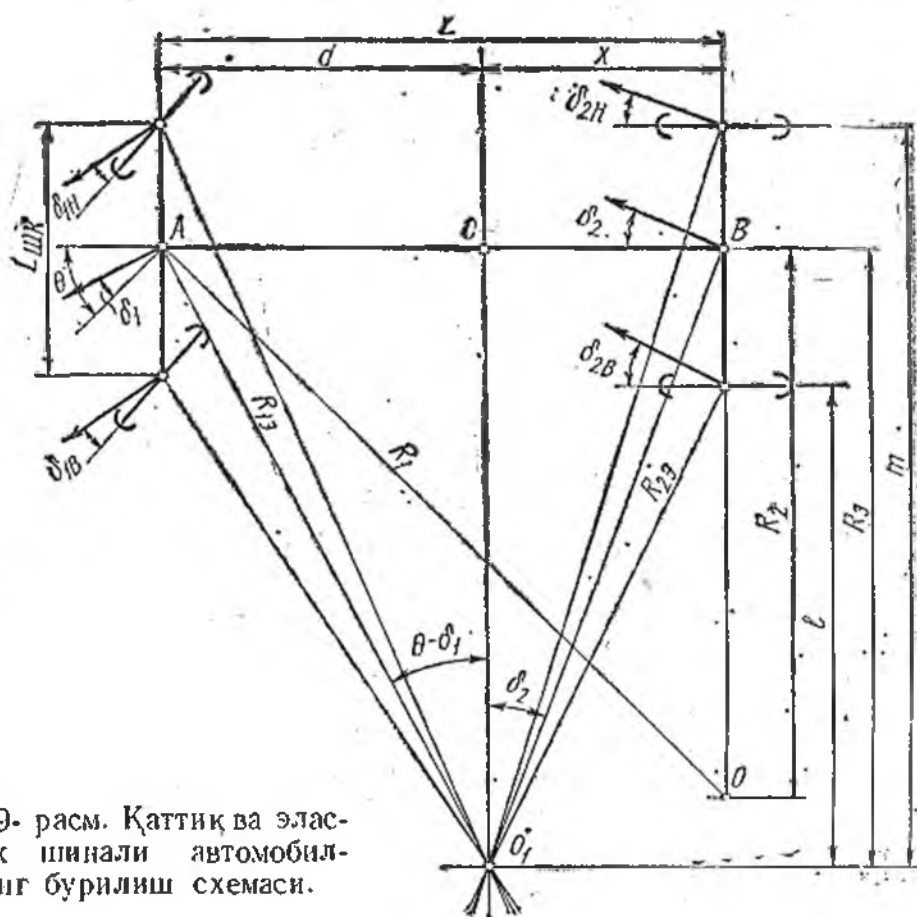
бу ерда K_{yb} — ёнаки сирпанишга қаршилик коэффициенти бўлиб, бир радиан ёнаки сирпаниш бурчагини олиш учун қанча ёнаки куч таъсир этиши зарурлигини билдиради. Енгил автомобиль шиналари учун $K_{yb} = 15 \dots 40 \frac{\text{кН}}{\text{радиан}}$; юк автомобиллари учун эса $60 \dots 150 \frac{\text{кН}}{\text{радиан}}$.

Шинадаги ички босим, каркас қатламларининг сони, тўғин энипинг ортиши ёнаки сирпанишга қаршилик коэффициентини срттиради. Вертикал куч G_1 маълум чегарагача K_{yb} коэффициентини орттиради, кейин эса камайтиради, гилдиракка таъсир этувчи бурувчи момент K_{yb} ни камайтиради.

Автомобиль ўқларининг ёнаки сирпаниш бурчакларини унинг тўғри ёки эгри чизиқли ҳаракати дврида аниқлаш мумкин. Автомобилнинг тўғри чизиқли ҳаракати даврида ёнаки сирпаниш бурчагини аниқлаш учун гилдираклар марказига бир томондан ки.оалпағат

объективини ерга қаратиб, унинг кадрлар чегараси автомобилнинг бўйлама ўқига параллел равишда ўрнатилади. Автомобилнинг ҳаракати даврида йўл текнслигидаги доғлар чизиклар шаклида плёнкага тушади. Ана шу чизикларнинг плёнка бўйлама ўқи билан ҳосил қилган бурчаги шу филдиракнинг ёнаки сирпа ниш бурчаги дейилади.

Автомобиль эгри чизик бўйлаб ҳаракатланаётганда унинг ўқларидаги δ бурчаклари МАДИ (Москва автомобиль ва йўллар институти) усулида аниқланади. Автомобиль салонига бакча ўрнатилиб, унинг олдинги ва кетинги ўқлари ўртасига ерга қаратиб форсункалар маҳкамланади. Форсункаларга труба орқали бакчадан рангли сув $0,2 \dots 0,3$ МПа босим остида берилади. Синаш бошида автомобиль горизонтал майдонда $3 \dots 5$ км/соат тезликда ҳаракатланади (159-расм). Тезлик ўзгармас қийматга эга бўлганда бакчанинг жўмраги



159- расм. Қаттиқ ва эластик шинали автомобилнинг бурилиш схемаси.

очилиб, форсункалардан асфальтга сув пуркалади ва йўлда ҳосил бўлган изларнинг диаметри ўлчанади. Катта R_1 радиусли айлана олдинги ўқ ўртасининг траекториясини, кичик R_2 радиусли айлана кетинги ўқ ўртасининг траекторияларини кўрсатади. Айланма ҳаракат тезлиги жуда кичик бўлгани учун $v_a = 0$ деб фараз қилинади. Шунда $\triangle OAB$ дан олдинги филдиракларнинг бурилиш бурчаги:

$$\sin \Theta = \frac{L}{R_1} = \frac{\sqrt{R_1^2 - R_2^2}}{R_1} \quad (73)$$

бўлади.

Шу экспериментни Θ бурчак ўзгармаганда, лекин тезлик $20 \dots 25$ км/соат бўлганда қайтарилади. Шиналар эластик бўлгани учун

ёнаки сирпаниш таъсирида айланалар радиуси R_{1_9} ва R_{2_9} бўлади (159-расм) ва айланиш маркази O_1 нуқтага кўчади. ΔO_1AC ва ΔO_1CB дан:

$$R_{1_9} \cos(\Theta - \delta_1) = R_{2_9} \cdot \cos \delta_2 \quad (74)$$

Тенгликка ўзгартириш киритилгандан сўнг:

$$R_{1_9}^2 [1 - \sin^2(\Theta - \delta_1)] = R_{2_9}^2 (1 - \sin^2 \delta_2). \quad (75)$$

159-расмдан қуйидагини ёзиш мумкин:

$$X = L - d.$$

Қийматларни ўрнига қўйсак:

$$R_{2_9} \cdot \sin \delta_2 = L - R_{1_9} \cdot \sin(\Theta - \delta_1). \quad (76)$$

(76) тенгламани квадратга кўтариб (75) билан бирга ечсак, қуйидагича бўлади:

$$\begin{aligned} \sin(\Theta - \delta_1) &= \frac{L^2 + R_{1_9}^2 - R_{2_9}^2}{2LR_{1_9}} \\ \sin \delta_2 &= \frac{L^2 + R_{2_9}^2 - R_{1_9}^2}{2 \cdot L \cdot R_{2_9}} \end{aligned} \quad (77)$$

бу ерда δ_1, δ_2 — олдинги ва кетинги ўқларнинг ёнаки сирпаниш бурчаклари.

(77) тенгламадан Θ нинг қиймати аниқ бўлса, δ_1, δ_2 бурчакларини аниқлаш мумкин. Формуладан кўриниб турибдики, δ_1, δ_2 бурчакларининг қийматлари база L , автомобиль шинасининг характеристикаси, осма, руль трапецияси ва бошқалар таъсирида ўзгариши мумкин. Шундай қилиб, ёнаки кучлар таъсирида фидаиракларнинг сирпаниши автомобилнинг ҳаракат тезлиги, тезланиши ва траекториясини ўзгартириши мумкин. Мисол тариқасида, автомобилнинг ёнаки сирпаниши натижасида айланиш радиусларининг ўзгариш схемасини кўриб чиқамиз:

$$L = d + X$$

ёки

$$L = R_9 \operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) + R_9 \operatorname{tg} \delta_2,$$

бундан

$$R_9 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (78)$$

Агар δ_1, δ_2 бурчаклар унча катта эмаслигини ҳисобга олсак, $\operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) = \Theta - \delta_1$ бўлади. Бу ҳолда (78) тенглама қуйидагича ёзилади:

$$R_9 = \frac{L}{\Theta + \delta_2 - \delta_1} \quad (79)$$

(79) тенгликдан қуйидаги хулосаларни қилиш мумкин:

а) автомобиль ёнаки сирпанганда унинг траекторияси $\Theta, \delta_1, \delta_2$ бурчакларга боғлиқ бўлади;

б) агар бошқарилувчи ғилдирақлар бурилмаган ($\Theta = 0$) ва ғилдирақлар ёнаки сирпаниш бурчагига эга бўлса, автомобиль эгри чизикли траектория бўйлаб ҳаракатланади.

Агар автомобиль ғилдирақлари эластикмас, яъни $\delta_1 = \delta_2 = 0$ бўлса, у вақтда (79) тенглик қуйидаги шаклни олади:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \Theta} \approx \frac{L}{\Theta}. \quad (80)$$

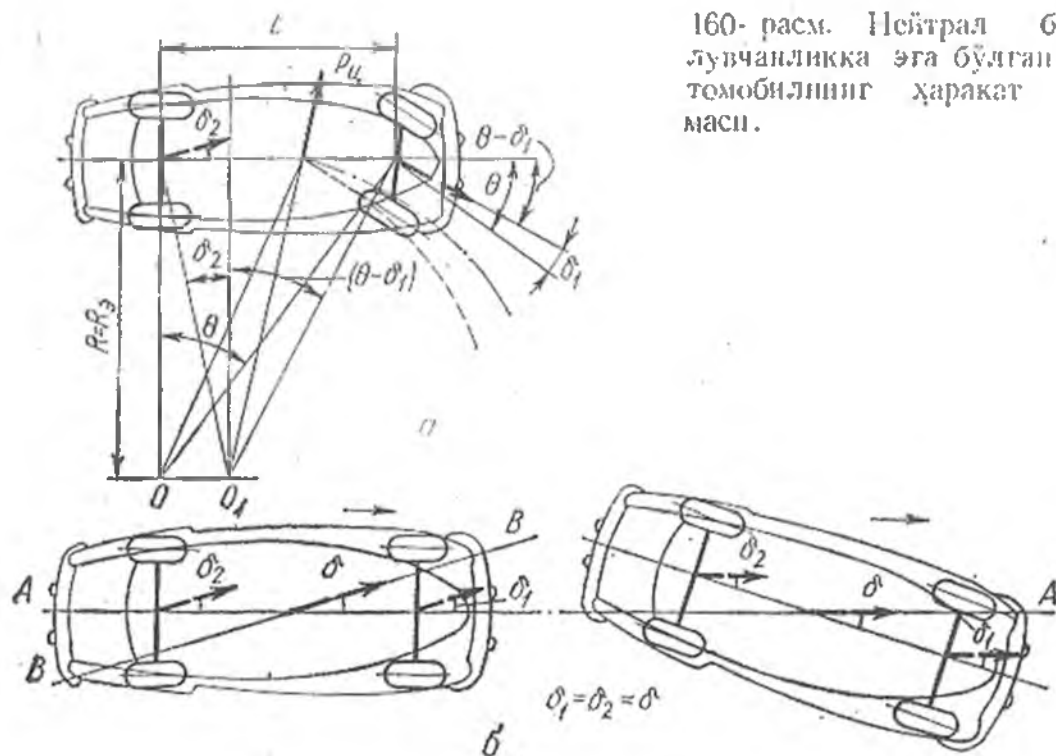
δ_1, δ_2 бурчаклар бир-бири билан қандай боғланишда ва улар автомобилнинг ҳаракатига қандай таъсир этиши мумкин? Бурчаклар ўртасидаги муносабат автомобилнинг бурилувчанлигини белгилайди.

Бурилувчанлик дейилганда, эластик шинали автомобилнинг ёнаки сирпаниши натижасида бошқарилувчи ғилдирақларнинг вазиятига боғлиқ бўлган ҳаракат йўналишидан четлашиш хусусияти тушунилади. Бурилувчанлик олдинги ва кетинги ўқлар ёнаки сирпаниш бурчакларининг айирмаси билан ифодаланади:

$$\Delta \delta = \delta_1 - \delta_2$$

$\Delta \delta$ нинг қиймати ёнаки куч таъсирида ўзгариб, $P_y = (0,3 \dots 0,4) G_a$ бўлганда оптимал қиймати $\Delta \delta = 2 \dots 3^\circ$ бўлиши керак. Автомобилда уч турли: нейтрал, чала ва ортқча бурилувчанлик бўлади.

Агар олдинги ва кетинги ўқларнинг ёнаки сирпаниш бурчаклари ўзаро тенг ($\delta_1 = \delta_2$) бўлса, $R_3 = R$ бўлади ва автомобиль нейтрал бурилувчанликка эга дейилади. Лекин бу вақтда бикр шинали автомобиль траекторияси нейтрал бурилувчанликка эга бўлган автомобиль траекториясидан фарқланади, чунки айланиш марказлари O_1 ва O иккала ҳолда турли вазиятни эгаллайди (160- расм). Қўришиб турибдики, бикр шинали автомобиль оғирлик марказининг ҳаракатланиш траекторияси (штрихли чизик) эластик шинали автомо-



160- расм. Нейтрал бурилувчанликка эга бўлган автомобилнинг ҳаракат схемаси.

билникидан (штрих пунктирли чизиқ) фарқ қилади. Иккала ҳол учун тўғри чизиқли ҳаракат траекториялари ҳам ҳар хил бўлади. Агар бикр шинали автомобиль тўғри чизиқли ҳаракатда бўлса, у ёнаки куч таъсирида сирпаниш бошлангунча тўғри чизиқли ҳаракатда бўлади. Агар автомобиль нейтрал бурилувчанликка эга бўлса, ёнаки сирпаниш таъсирида олдинги траекторияда δ бурчак остида ВВ чизиги бўйлаб тўғри чизиқли ҳаракат қилаверади (160- расм, б). Ҳаракатни берилган АА йўналиш бўйича давом эттириш учун ҳайдовчи автомобилни тескари томонга, б йлама ўқ АА билан δ бурчак ҳосил қилгунча буради.

Агар $\delta_1 > \delta_2$ бўлса, $R_2 > R$ бўлади ва автомобиль чала бурилувчанликка эга бўлади. Эластик шинали автомобилнинг бикр шинали автомобиль траекторияси бўйлаб юриши учун унинг олдинги ғилдиракларини катта бурчакка буриш зарур.

Агар $\delta_1 < \delta_2$ бўлса, $R_2 < R$ бўлади ва автомобиль ортиқча бурилувчан дейилади. Эластик шинали автомобилнинг бикр шинали автомобиль траекторияси бўйлаб юриши учун унинг олдинги ғилдиракларини бикр шинали ғилдираклариникидан кичикроқ бурчакка буриш керак.

Демак, чала бурилувчан автомобиль, ортиқча бурилувчан автомобилга қараганда ҳаракат йўналишини яхшироқ сақлайди.

96- §. КУЗОВНИНГ КЎНДАЛАНГ ОҒИШИ

Автомобилнинг бошқарилувчанлигига кузовнинг кўндаланг оғиши ҳам таъсир қилади. Автомобиль массалари ўзаро қаттиқ, шарнирли ва эластик элементлар (пружина, рессора) воситасида боғланган ва улар бир-бирига нисбатан ҳаракатда бўлади. Автомобиль массаларини эластик бириктирилган (рессораланган) масса (кузов) ва эластик бириктирилмаган (рессораланмаган) масса (ғилдираклар, ўқлар) ларга ажратиш мумкин. Автомобилнинг ўнг ва чап ғилдиракларига тушадиган оғирлик кучи ёнаки кучлар таъсирида қайта тақсимланиб, кузов кўндаланг оғиш ўқи атрофида буралади.

Олдинги ва кетинги ўқларнинг оғиш марказларини бирлаштирувчи чизиқ оғиш ўқи деб аталади. Кузовнинг кўндаланг оғиш пайтида унинг олд ва кетинги қисми бураладиган нуқтаси оғиш маркази деб аталади. Оғиш марказининг вазияти осмаларнинг кинематик схемаларига боғлиқ. Кузовнинг оғиш бурчаги ψ_k қулидагича аниқланади:

$$\psi_k = \frac{P_y \cdot h_{кр}}{C_\alpha - G_k \cdot h_{кр}} \text{ радиан;} \quad (81)$$

бу ерда G_k — кузов оғирлиги;

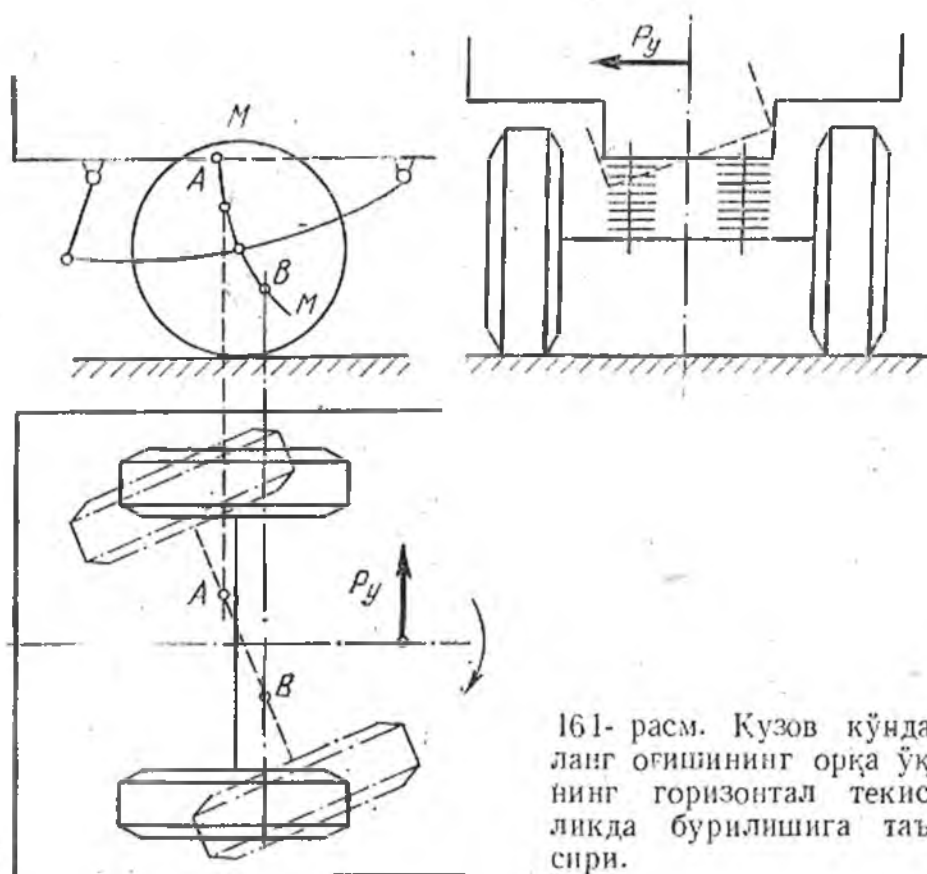
$h_{кр}$ — оғиш елкаси,

C_α — османинг бурчак бикрлиги.

Осмалар кинематикаси автомобилнинг бошқарилувчанлигига катта таъсир кўрсатади, чунки кузовнинг кўндаланг оғиши кетинги ўқни

горизонтал текисликда буради ёки олдинги ва кетинги ғилдиракларнинг вертикал текисликка нисбатан оғишини таъминлайди.

Автомобиль кетинги рессорасининг олдинги қисми кузовга оддий шарнир, кетинги қисми эса илгакли шарнир билан маҳкамланган (161-расм). Рессора кузовнинг оғиши натижасида эгилганда кетинги



161- расм. Кузов кўндаланг оғишининг орқа ўқнинг горизонтал текисликда бурилишига таъсири.

ўқ ғилдиракларининг маркази MM ёни бўйлаб силжиди. Кузов бир томонга оғганда шу томондаги рессорани сиқади, тескари томондагисини эса чўзади. Шунда чап ва ўнг ғилдирак марказлари ўқнинг нейтрал ҳолатидан ҳар хил томонга ўтиб қолади, натижада кетинги ўқ бурчак силжishiга эга бўлади. Бу вақтда автомобиль ортиқча бурилувчан бўлади. Агар рессоранинг олдинги қисми илгакли, кетинги қисми эса оддий шарнир билан маҳкамланса, кетинги ўқ тескари томонга бурилиб, автомобилда чала бурилувчанлик хусусияти пайдо бўлиши мумкин.

97- §. БОШҚАРИЛУВЧИ ҒИЛДИРАКЛАРНИНГ БУРИЛИШ БУРЧАКЛАРИ ЎРТАСИДАГИ БОҒЛАНИШ

Маълумки, автомобиль айлана бўйлаб ҳаракатланганда ички ва ташқи ғилдираклар ҳар хил йўлни босиб ўтади. Ғилдираклар ёнга сирпанмасдан ғилдираши учун ички ғилдиракнинг бурилиш бурчаги ташқисиникидан катта бўлиши керак. Бу вазифани руль трапецияси бажаради. Чап ва ўнг ғилдираклар бурилиш бурчаклари ўртасидаги боғланиш характерини аниқлаш учун бикр шинали автомобилнинг айлана бўйлаб ҳаракатини кўриб чиқамиз (162-расм). $\triangle OAB$ ва $\triangle OCD$ дан:

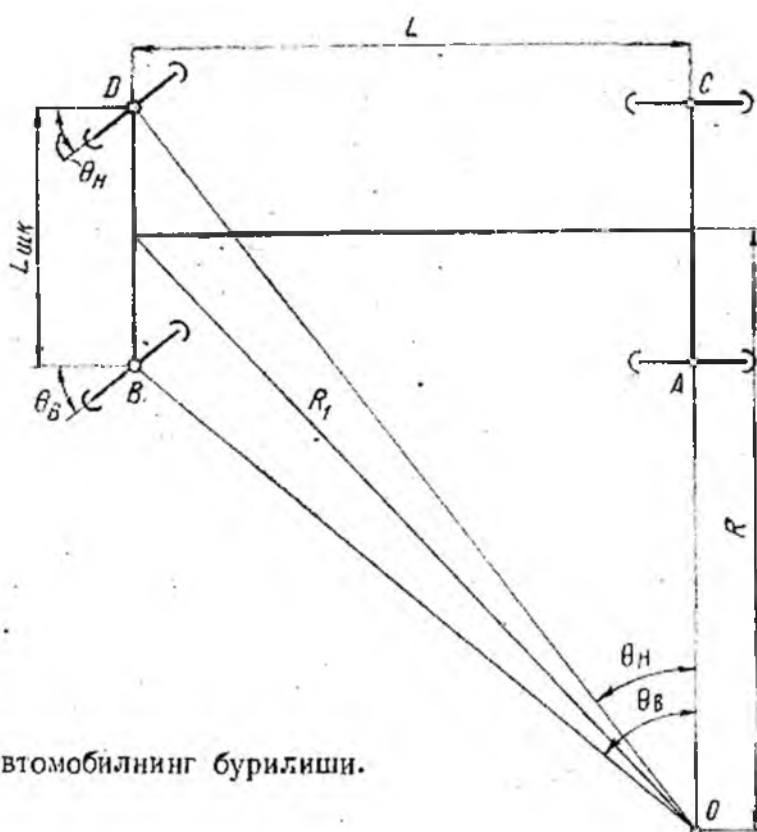
$$\operatorname{ctg} \theta_B = \frac{OA}{L}; \quad \operatorname{ctg} \theta_H = \frac{OC}{L}$$

Иккинчи тенглакдан биринчисини айирамиз:

$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{OC - OA}{L} = \frac{L_{\text{шк}}}{L}, \quad (82)$$

бу ерда θ_H , θ_B — ташқи ва ички ғилдираклар бурилиш бурчаклари;
 $L_{\text{шк}}$ — шкворень маркаслари орасидаги масофа.

Профессор Б. К. Млюдзиевскийнинг аниқлашича (82) формула шартини руль трапециялари тўла қаноатлантирмайди. Шунинг учун руль трапецияси эксплуатацияда кўпроқ учрайдиган ва ғилдирак ки-



162- расм. Автомобилнинг бурилиши.

чик бурчакларга бурилганда (82) формула шarti бажариладиган қилиб лойиҳаланади. Ғилдиракнинг бурилиш бурчаги $12^\circ \dots 15^\circ$ дан катта бўлмаса, $\theta_H \approx \theta_B \approx \theta_{yp}$ дейиш мумкин.

Агар автомобиль ғилдираклари эластик бўлиб, ёнаки сирпаниб ҳаракатланаётган бўлса, θ_H ва θ_B лар ўртасидаги боғланиш қуйидагича бўлади:

$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{L_{\text{шк}} \left(127 L - \frac{G_2}{K_{yB_2}} \cdot v_a^2 \right)}{\left(127 L - \frac{G_2}{K_{yB_2}} \cdot v_a^2 + \frac{G_1}{K_{yB_1}} \cdot v_a^2 \right)^2}, \quad (83)$$

- бу ерда K_{yB_1} , K_{yB_2} — олдинги ва кетинги ўқларнинг ёнаки сирпанишга қаршилик коэффициентлари.

(82), (83) формулалардан кўриниб турибдики, эластик шинали автомобиль ёнаки сирпаниб ҳаракатланса, унинг ҳаракати ўзгаради, демак, $\Theta_{\text{н}}$, $\Theta_{\text{в}}$ бурчакларнинг ўзаро боғланиши ҳам ўзгаради. Шунинг учун руль трапецияси автомобиль учун характерли режимларда филдиракларнинг ҳақиқий бурилиш бурчаги унинг назарий аниқланган қийматидан кам фарқ қиладиган қилиб ясалади.

98- §. БОШҚАРИЛУВЧИ ФИЛДИРАКЛАРНИНГ ТЕБРАНИШИ

Автомобиль бошқарилувчи филдиракларнинг тебраниши унга қиймат ва йўналиши ўзгарувчан кучлар таъсирида ҳамда эластик элементларнинг мавжудлигидан содир бўлади. Автомобиль ҳаракати вақтида бошқариувчи филдираклар олдинги ўқ билан биргаликда вертикал йўналишда, руль трапецияси билан эса шкворень атрофида горизонтал текисликда тебранади.

Бошқарилувчи филдиракларнинг тебраниши автомобилнинг нотекис йўлдан ҳаракати даврида шиналарининг мувозанатда эмаслигидан, руль юритмаси ва олдинги османинг кинематикаси бир-бирига номувофиқлигидан содир бўлиши мумкин.

Филдиракларнинг горизонтал текисликда мажбурий бурчак тебранишлари натижасида автомобиль ҳаракат йўналишидан четлашади ва агар тебраниш амплитудаси катталашиб кетса, автомобиль учун хавф туғдириши ҳам мумкин, шина ва руль юритмаси деталларининг ейилиши ортиб кетади, филдиракларнинг филдирашига қаршилиқ кўпаяди.

Олдинги ўқнинг чап филдираги йўлдаги дўнгликка кўтарилган, ўнг филдираги эса текисликда ҳаракат қилади десак, у ҳолда филдиракни шкворень атрофида горизонтал текисликда буравчи M_{Γ}^I гироскопик моменти ҳосил бўлади:

$$M_{\Gamma}^I = J_p \cdot \omega_1 \cdot \omega_2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

бу ерда J_p — олдинги филдиракларнинг қутбий инерция моменти, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{с}^2$;

ω_1 — филдиракнинг цапфада айланиш бурчак тезлиги, $\text{рад}/\text{с}$;

ω_2 — ўқнинг вертикал текисликда оғиш бурчак тезлиги.

Аксинча, бошқарилувчи филдираклар гироскопик момент таъсирида шкворень атрофида ω_3 бурчак тезлиги билан бурилсин дейлик. Бунда филдирак ўз ўқи атрофида ω_1 бурчак тезлиги билан айланиши сабабли вертикал текисликда таъсир этувчи ва ўқнинг оғишини кўпайтирувчи иккинчи M_{Γ}^{II} гироскопик момент ҳосил бўлади:

$$M_{\Gamma}^{II} = J_p \cdot \omega_1 \cdot \omega_3.$$

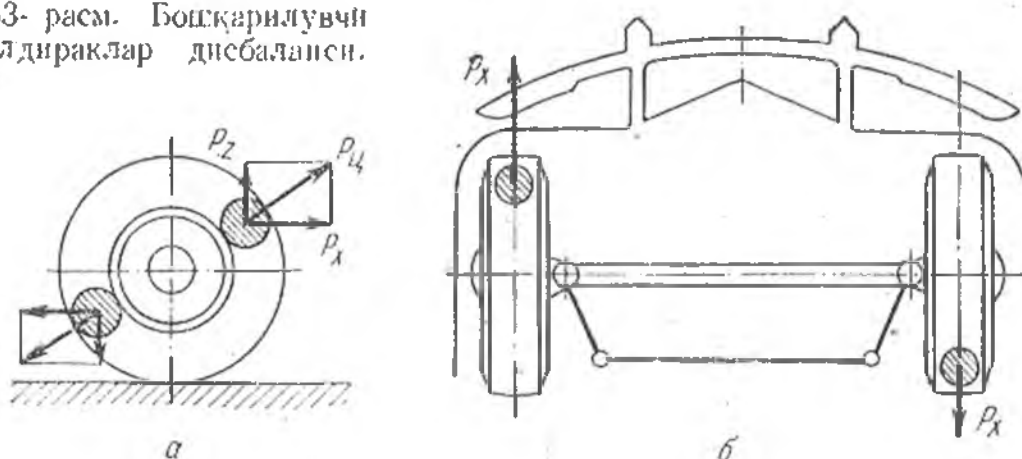
Шундай қилиб, олдинги ўқнинг вертикал текисликда оғиши филдиракларнинг горизонтал текисликда бурилиши бурчак тезлигини ва ўқнинг оғишини кучайтиради. Иккала тебраниш системаси бир-бири билан боғлиқ, шунинг учун ўқ ва филдиракларнинг тебраниши мос равишда бўлади: чап филдирак юқорига ҳаракат қилаётган бўлса, айни вақтда ўнг томонга бурилади ва аксинча, пастга ҳаракат қилса,

чапга бурилади. Демак, агар ўқнинг вертикал текисликда оғишида чап ғилдирак кўтарилса, ўнг ғилдирак ерга жинслашади ва иккала ғилдирак ўнгга бурилади.

Гироскопик моменти камайтириш учун олдинги чап ва ўнг ғилдираклар мустақил осмалари ясалади. Ғилдирак ва ўқнинг тебранишидан ҳосил бўлган қаршиллик эса двигателнинг қўшимча энергияси ҳисобига енгилди. Демак, тебраниш қўшимча ёнилғи сарфини талаб этади ва автомобилнинг ёнилғи тежамкорлигини ёмонлаштиради. Бундан ташқари тебраниш даврида ғилдиракнинг тинимсиз силжииши шина протекторининг ейилишини кучайтиради.

Автомобиль ҳаракати даврида эркин тебраниш билан бирга, даврий таъсир этувчи кучлар мажбурий тебранишни ҳосил қилади. Шундай кучлар ғилдиракнинг мувозанатсизлигидан ҳосил бўлади. Мувозанатсиз ғилдирак айланганда марказдан қочирма куч $P_{\text{ц}}$ ҳосил бўлади (163-расм, а). Ғилдирак бу кучнинг горизонтал ташкил этувчи-

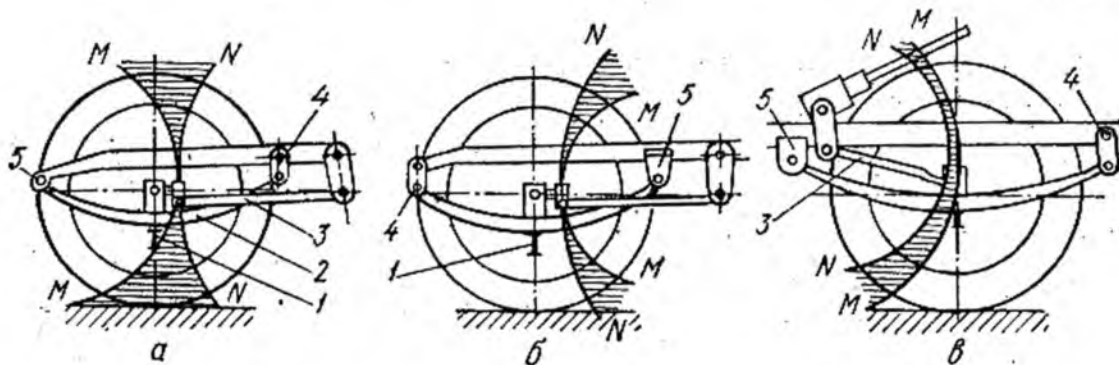
163- расм. Бошқарилувчи ғилдираклар дисбаланси.



си P_x таъсирида шкворень атрофида бурилади, вертикал ташкил этувчиси P_z таъсирида эса юқорига ҳаракатланади. P_x ва P_z кучларнинг йўналиши ўзгариши сабабли ғилдирак ҳаракат вақтида тебранади. Агар чап ва ўнг ғилдираклар мувозанатланмаган бўлиб, уларнинг P_x кучлари бир текисликда, лекин ғилдиракнинг айланиш ўқидан турли томонда ётса (163-расм, б), иккала ғилдиракдаги буровчи моментлар қўшилиб, тебраниш кучайиб кетади.

Бошқарилувчи ғилдираклар автомобиль кузовига икки томонлама, яъни руль юритмаси ва осма воситасида бириктирилиши сабабли бу ғилдираклар лапанглаб айланиши мумкин.

Рамага (164-расм) олд қисми оддий шарнир 5, кетинги қисмига эса илгак 4 билан бирлаштирилган рессора 2 эгилганда олдинги ўқ 1 мм ёни бўйича ҳаракат қилади. Шунда олд ўқнинг тебраниш ўқ чизиги шарнир 5 ёнида жойлашади. Бўйлама руль тортқиси 3 нинг олдинги учу руль сошқасининг бармоғи атрофида NN ёни бўйича тебранади. MM ва NN ёйларнинг қавариқ томони бир-бирига қарам қарши жойлашгани учун ғилдирак вертикал ҳаракатланиши билан бир вақтда шкворень атрофида ҳам бурилади. Бу эса бошқарилувчанликни ёмонлаштиради ва ҳайдовчини чарчатади. Ғилдиракнинг лапанглашсини камайитириш учун ғилдирак маркази ва бўйлама руль



164- расм. Бошқарилувчи ғилдиракларнинг тебраниши.

тортқиси охирининг траекторияларини яқинлаштириш зарур. Бунинг учун рессоранинг олдинги қисми кузовга илгак 4, кетинги қисми эса оддий шарнир 5 билан бирлаштирилади (164-расм, б) ёки руль механизми олдинги ўқ яқинида жойлаштирилади (164-расм, в).

99- §. БОШҚАРИЛУВЧИ ҒИЛДИРАКЛАРНИ СТАБИЛЛАШ

Бошқарилувчи ғилдиракларнинг нейтрал ҳолатини сақлаш ва бу ҳолатга автоматик равишда қайтиш хусусияти уларни стабиллаш деб аталади. Ғилдиракларнинг стабиллиги автомобиль тўғри чизик бўйлаб ҳаракатланганда кўринади. Ғилдираклар стабилланмаган бўлса, автомобиль ҳаракати турғун бўлмай, ҳайдовчи траекторияни тўғрилаш учун рулни тинимсиз чап-ўнг томонга буриши керак. Стабилланмаган ғилдираклар ҳайдовчини тез чарчатади, шина ва руль юритмаси деталларининг тез ейилишига сабаб бўлади. Агар бошқарилувчи ғилдираклар яхши стабилланган бўлса, ҳайдовчи руль чамбарагини қўйиб юборганда ҳам автомобиль тўғри чизикли траектория бўйича ҳаракатланали. Бундай автомобилнинг бошқарилувчи ғилдираклари бурилиш тугагач, руль чамбарагига ҳеч қандай куч қўйилмаса ҳам, нейтрал вазиятга ўзича қайтади. Бу эса ҳайдовчининг ишини осонлаштиради, автомобилнинг тўсиққа урилиш эҳтимолини камайтиради.

Автомобилнинг тўғри ва эгри чизикли ҳаракатида ғилдиракларни стабиллаш ҳар хил бўлади. Тўғри чизикли ҳаракат учун стабиллик 1 км масофа s да руль чамбарагини буриш сони n_p ва частотаси λ_p билан белгиланади, яъни

$$n_p = \frac{n}{s}, \frac{\text{буриш}}{\text{км}}; \quad \lambda_p = \frac{n}{t}; \frac{\text{буриш}}{\text{мин}}. \quad (94)$$

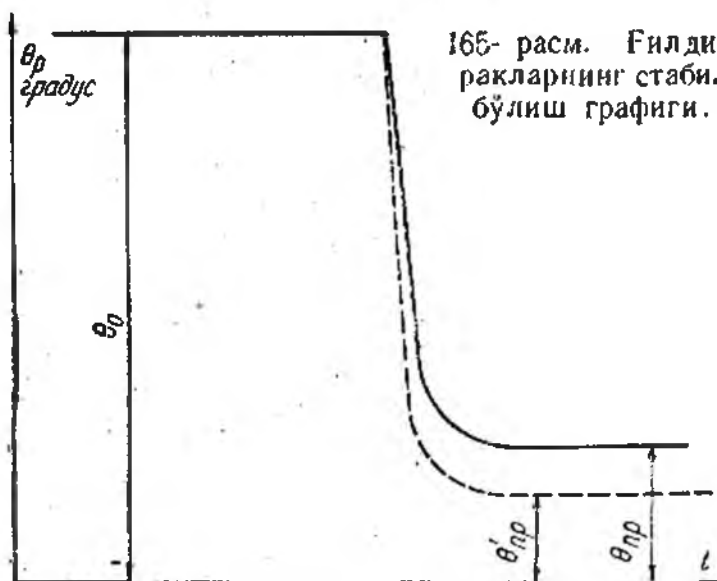
Бундан ташқари, руль чамбарагининг бурилиш амплитудаси a_p ва бурчакли тезлиги ω_p тўғри чизикли ҳаракатдаги стабиллик кўрсаткичи ҳисобланади:

$$a_p = \frac{A_p}{S}, \frac{\text{град}}{\text{км}}; \quad \omega_p = \frac{A_p}{t}, \frac{\text{град}}{\text{мин}}; \quad (95)$$

бу ерда: n — масофада, t вақт ичида руль чамбарагининг бурилиш сони;

A_p — шу бурилишларнинг амплитудалари йиғиндиси, градус.

Автомобилнинг бурилишидаги стабиллиги руль чамбарагининг бурилиш бурчак тезлиги $\dot{\Theta}_p$ ва $\Theta_{пр}$ бурчаклари билан характерланади.



165-расм. Гилдиракларнинг стабил бўлиш графиги.

Эгри чизиқли траекториядаги гилдираклар стабиллигини амалий аниқлаш учун айлана бўйича олдинги гилдираги Θ_0 бурчакка бурилиб ҳаракатланаётган автомобиль рулини ҳайдовчи қўйиб юборади (165-расм). Натижада Θ_0 бурчагига бурилган гилдирак тескари томонга айланиб, нейтрал ҳолатга қайтишга интилади. Лекин руль ва олдинги ўқ деталларида борлиги сабабли дастлабки ҳолатига қайтиши учун $\Theta_{пр}$ бурчаги

етишмайди. $\Theta_{пр}$ бурчаги қанчалик кичик, графикнинг тўғри чизиқли қисми эса тик бўлса, бундай автомобиль гилдираклари шунчалик стабил бўлади.

Гилдиракни стабилловчи момент $M_{ст}$ нормал реакция z , уринма

реакция x , ёндан таъсир этувчи

реакция y ҳамда шинанинг эластик

моменти таъсирида ҳосил бўлади.

Стабилловчи моментни аниқлаш учун

ҳаракатдаги етакчи гилдирак схемасини

кўриб чиқамиз (166-расм). Ҳаракатдаги

гилдиракнинг йўл билан контакт мар-

кази v_a вектори бўйлаб йўналган. Бара-

бандан шинага X реакцияси таъсир эта-

ди. Уни айланиш ўқиға перпендикуляр

P ва y ташкил этувчиларға ажратамиз.

Схемадан

$$P = x \cdot \cos \delta - y \sin \delta. \quad (86)$$

Агар гилдирак текис ҳаракатда бўлса,

униг айланиш ўқиға нисбатан момент-

лар мувозанатидан қуйидагини ёзамиз:

$$x = \frac{M_k}{r_k} - G_k \cdot f. \quad (87)$$

166-расм. Стабиллик моментининг келиб чиқишига доир схема.

X нинг қийматини (86) ифодаға қўйиб, y ни аниқлаймиз:

$$\frac{P}{\sin \delta} = \frac{M_k}{r_k} \cdot \operatorname{ctg} \delta - G_k \cdot f \cdot \operatorname{ctg} \delta - y,$$

$$y = \frac{M_k}{r_k} \cdot \operatorname{ctg} \delta - G_k \cdot f \cdot \operatorname{ctg} \delta - \frac{P}{\sin \delta}; \quad (88)$$

бу ерда M_k — филдиракка узатилган буровчи момент;

r_k — филдирак радиуси;

δ — ёнаки сирпаниш бурчаги.

Филдиракни стабилловчи моментни тажриба ўтказиш вақтида қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$M_{\text{ст}} = y \cdot e + x \cdot d, \quad (89)$$

(89) ифоданинг қийматларини ўрнига қўямиз:

$$M_{\text{ст}} = \left(\frac{M_k}{r_k} \operatorname{ctg} \delta - G_k \cdot f \cdot \operatorname{ctg} \delta - \frac{P}{\sin \delta} \right) \cdot e + \left(\frac{M_k}{r_k} - G_k f \right) \cdot d. \quad (90)$$

Тенглама (90) дан кўриниб турибдики, стабилловчи момент $M_{\text{ст}}$, филдиракка таъсир этувчи уринма кучлар momenti M_x , вертикал кучлар momenti M_z , ёнаки кучлар momenti M_y , ёнаки сирпаниш бурчаги δ ва шинанинг стабилловчи momenti $M_{\text{ш}}$ га боғлиқ; яъни:

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{ш}} + M_x + M_z + M_y.$$

Стабилловчи моментнинг ташкил этувчилари процент ҳисобида қуйидагича тақсимланади: $M_{\text{ш}} = 50 \dots 55 \%$; $M_x = 2 \dots 3 \%$; $M_z = 10 \dots 12 \%$; $M_y = 35 \dots 40 \%$. Стабилловчи моментга энг кўп таъсир этувчи факторлар шинанинг эластиклиги ва шквореннинг бўйлама эгилиши бўлиб, $M_{\text{ш}}$ ва M_y моментларига фаол таъсир этади.

100- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ БОШҚАРИЛУВЧАНЛИККА ТАЪСИРИ

Автомобилнинг бошқарилувчанлигига кўпгина эксплуатацион факторлар таъсир қилади. Бошқарилувчи филдиракларнинг бурилиш бурчаклари ўртасидаги боғланиш автомобиль эксплуатацияси даврида олдинги ўқ ва руль юритмаси деталларининг ейилиши натижасида ўзгаради. Филдиракларнинг яқинлашуви руль трапецияси кўндаланг тортқисининг узунлигини ўзгартириб ростланади. Агар кўндаланг тортқи деталлари бир хил узунликка эга бўлса, руль трапецияси симметрик бўлади ва филдиракларнинг бурчаклари ўртасидаги боғланиш бурилиш йўналишига боғлиқ бўлмайди. Бошқарилувчи филдираклар руль ричаглари билан боғлиқ бўлгани учун филдираклар маълум бурчакка бурилса, руль ричаги ҳам шундай бурчакка бурилади. Шунинг учун руль ричаглари ўртасида ҳам филдираклардаги бурилиш бурчаклари ўртасидаги каби боғланиш сақланиб қолади.

Эксплуатация даврида филдирак бурилиш бурчаклари ўртасидаги боғланиш руль юритмасининг нотўғри созланиши натижасида бузилиши мумкин. Маълумки, бошқарилувчи филдиракларнинг яқинлашуви филдиракнинг ёнга оғиши натижасида шинанинг ейилишини бир

оз камайтиради. Гилдиракларнинг яқинлашувини ростлашда руль трапецияси кўндаланг тортқисининг узунлигини бўйлама ўқдан икки томонга бир хил ўзгартириш керак. Кўндаланг тортқининг фақат бир учи узайтирилганда ҳам гилдиракларнинг нейтрал ҳолатидаги яқинлашув бурчаклари нормада бўлади, лекин гилдираклар ўнг ва чап томонга бурилганда θ_0 ва θ_n бурчаклари ўртасидаги боғланиш ўзгаради.

Автомобилнинг бошқарилувчанлиги кривш қисми ва руль бошқармасининг техникавий ҳолатига ҳам боғлиқ. Шиналарнинг бирортасида босимнинг камайиши унинг гилдирашга қаршилигини оширади ва кўндаланг бикрлигини камайтиради. Шунинг учун автомобиль босими кам шина томонга бурилишга интилади. Руль трапецияси ва шкворень бирикмаларидаги зазорлар катталашса, гилдиракларнинг тебраниши кучайиб, уларнинг йўл билан тишлашиши йўқолиши мумкин. Бундан ташқари, гилдиракдаги дисбаланс ҳам унинг тебранишини кучайтиради. Дисбаланс, кўпинча, протектори янгиланган шиналарда учрайди.

Олдинги гилдирак гупчагининг подшипникларидаги ва шкворень бирикмасидаги зазорлар катталашса, автомобиль ҳаракатидаги барқарорлик ёмонлашади. Чунки зазорларнинг ортиши руль чамбарагининг бурилиш сони ва амплитудасини оширади. Барқарорликка руль бошқармасининг нотўғри созланиши ҳам салбий таъсир кўрсатади. Бўйлама руль тортқисининг пробкалари, конуссимон подшипниклар ва руль механизмининг қаттиқ тортилиши ишқаланиш кучини оширади, гилдиракларнинг нейтрал ҳолатга қайтишини қийинлаштиради, демак, бошқарилувчанлик ёмонлашади.

Автомобилнинг бошқарилувчанлиги ҳайдовчининг малакасига ҳам кўп жиҳатдан боғлиқ. Маълумки, бурилиш даврида автомобилни бошқариш жуда қийин. Малакаси паст ҳайдовчилар эса кўп хатоларга йўл қўядилар, яъни: автомобилни йўл ўқидан ташқарига чиқаради, юриб кетаётган қаторини тўсатдан ўзгартиради, бурилиш даврида «бурчак кесади» ва ҳ. к. Автомобилни аниқ ва равион буриш учун унинг ҳаракат тезлиги билан олдинги гилдиракларнинг бурилишдаги бурчак тезлиги ўзаро мос бўлиши лозим.

VI бобга доир масалалар

1. Автомобиль олдинги гилдиракларининг ўртача бурилиш бурчаги 18° , гилдиракнинг гилдирашига қаршилик коэффициентини $0,02$ ва тишлашиш коэффициентини $0,6$. Автомобилнинг бошқарилувчанлигини исботланг.

Жавоб: автомобиль бошқарилувчан.

2. Автомобиль базаси $2,6$ м, олдинги гилдиракларининг ўртача бурилиш бурчаги 12° . Ёнаки сирпанишда олдинги ва кетинги ўқларнинг ёнаки сирпаниш бурчаклари 7° ва 5° . Автомобилнинг ёнаки сирпаниб ва сирпанмасдан бурилиш радиусини аниқланг.

Жавоб: $R_0 = 14,8$ м; $R = 12,4$ м.

АВТОМОБИЛНИНГ ТУРҒУНЛИГИ

101- §. АВТОМОБИЛНИНГ ТУРҒУНЛИК КЎРСАТКИЧЛАРИ

Автомобилнинг ҳайдовчи иштирокисиз берилган йўналишда ағдарилмасдан, сирпанмасдан, шатаксирамасдан ва ён томонга сурилмасдан ҳаракатланишига унинг турғунлиги деб аталади. Автомобилнинг ағдарилиш ва сирпаниш йўналишига қараб кўндаланг ва бўйлама турғунлик бўлади.

Автомобиль турғунлигини йўқотганда ағдарилиши, ён томонга сирпаниши, етакчи ғилдираклари шатаксираши мумкин. Автомобилнинг кўндаланг турғунлиги қуйидаги тўртта кўрсаткич билан характерланади:

v_{a_3} — автомобильнинг айлана бўйлаб ҳаракатланганда ён томонга сурила бошлаш пайтидаги максимал (критик) тезлиги, км/соат;

v_{a_0} — автомобильнинг айлана бўйлаб ҳаракатланганда ағдарила бошлаш пайтидаги максимал (критик) тезлиги, км/соат;

β_3 — автомобильнинг ғилдираклари кўндаланг сурила бошлаган пайтда йўлнинг максимал (критик) нишаблик бурчаги;

β_0 — автомобиль ағдарила бошлаган пайтда йўлнинг максимал (критик) нишаблик бурчаги.

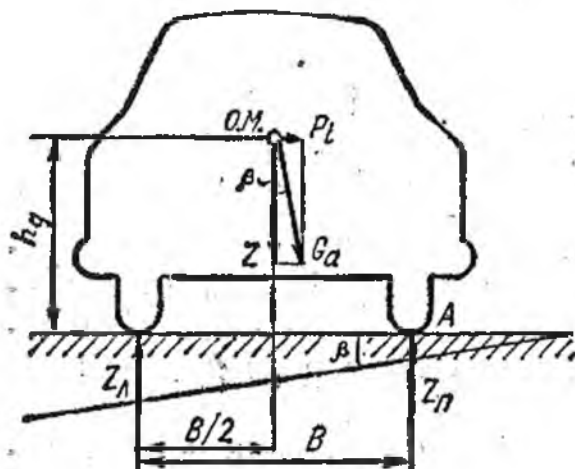
Критик тезликлар тажриба йўли билан аниқланади. Автомобиль горизонтал майдонда радиуси $R = 20 \dots 25$ м айлана бўйлаб тезлигини аста-секин ошириб ҳаракат қилади. Ҳаракат даврида марказдан қочирма куч таъсирида ички томондаги ғилдиракларга оғирлик камаяди, ташқи ғилдиракларга эса ортади. Синовдан ўтаётган автомобилни ағдарилишдан сақлаш учун унинг ён томонига йўл сатҳидан 10 ... 15 см баландликда кронштейн ёрдамида қўшимча ғилдирак маҳкамланади. Агар тажриба вақтида автомобиль турғунлигини йўқотиб ағдарилса, ён томонидаги ғилдирак таянч бўлади. Кузатувчи кишилар ғилдиракнинг ердан узилиш ёки сурилиш пайтини аниқлаб секундомер ва спидометр ёрдамида изланаётган v_{a_3} ёки v_{a_0} тезликларини аниқлайдилар.

Автомобилнинг ағдарила бошлаш пайти бўйича йўлнинг критик нишаблик бурчагини аниқлаш учун автомобиль платформага ўрнатилиб, бир ёнидан домкрат билан кўтарилади. Автомобилнинг ағдарила бошлаш пайти аниқлангандан сўнг платформанинг оғиш бурчаги аниқланади.

102- §. АВТОМОБИЛНИНГ АҒДАРИЛИШИ

Автомобилнинг ағдарилиши деб, олдинги ёки кетинги ғилдиракнинг йўлдан узилишига, яъни $x_1 = 0$ ёки $x_2 = 0$ бўлишига айтилади. Автомобиль олдинги ёки кетинги ғилдиракларга, чап ёки ўнг томондаги ғилдиракларга нисбатан ағдарилиши мумкин.

Автомобилнинг кетинги ғилдиракларига нисбатан ағдарилишини (128-расм) кўриб чиқамиз. Бунинг учун: а) автомобилнинг бирлаштирилган қисмларида эластик элементлар йўқ; яъни система қаттиқ;



167- расм. Автомобилнинг қия текислик бўйлаб ҳаракати.

Автомобиль кетинги ўқига нисбатан ағдарилади дейилса, $z_1 = 0$ бўлади. Тенгламани $\operatorname{tg} \alpha$ га нисбатан ечамиз:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b - f \cdot r_k}{h_d} \quad (92)$$

(92) формула автомобилнинг кетинги ғилдиракка нисбатан ағдарилиши бўйича турғунлик шarti. Формуладан кўриниб турибдики, автомобилнинг ағдарилиши бўйича турғунлиги унинг b , r_k , h_d конструктив параметрларига ва ғилдиракнинг ғилдирашига қаршилиқ коэффициентини f га боғлиқ.

$\frac{b - f \cdot r_k}{h_d} = A$ деб қабул қиламиз. Агар $\operatorname{tg} \alpha = A$ бўлса, автомобиль нотурғун мувозанатда, $\operatorname{tg} \alpha > A$ бўлса, автомобиль кетинги ғилдирагига нисбатан ағдарилади, $\operatorname{tg} \alpha < A$ бўлса, автомобиль турғун ҳаракат қилади.

Автомобилнинг олдинги ўқига нисбатан турғунлик шarti (92) га ўхшаш қуйидагича ифодаланади:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a + f \cdot r_k}{h_d} \quad (93)$$

Автомобилнинг ён томонга гап ёки ўнг ғилдиракларига нисбатан ағдарилиши ёндан таъсир этувчи куч P_y , бурилиш давридаги марказдан қочирма P_n ва автомобиль β кўндалангига нишаб йўлдан ҳаракатланганда оғирлиги G_a нинг ташкил этувчиси P_i таъсирида ҳам бўлиши мумкин.

Автомобиль β қияликка эга текисликдан ҳаракатланаётган бўлсин (167-расм.) Схемадан автомобилнинг ўнг ғилдиракка нисбатан ағдарилиш эҳтимоли кўпроқ экани кўриниб турибди. Шунинг учун таъсир этувчи кучларнинг мувозанат тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$\sum M_A = 0;$$

$$z_n \cdot \frac{B}{2} - z_a \cdot B - P_i h_d = 0,$$

б) баландликка чиқишда автомобилнинг тезлиги кам бўлгани учун $P_w = 0$; в) автомобилнинг ҳаракат тезлиги ўзгармас, яъни $v_a = \text{const}$, $P_{ja} = 0$ деб қабул қиламиз.

Автомобилга таъсир этувчи кучларнинг A нуқтага нисбатан мувозанатлик шarti $\sum M_A = 0$

$$z_1 L + P_w \cdot h_w + P_{ja} \cdot h_a + P_i h_d + P_f \cdot r_k - z \cdot b = 0, \quad (91)$$

бу ерда z_1 — йўлнинг олдинги ўқга нормал реакцияси.

бу ерда: z_1, z_2 — йўлнинг чап ва ўнг гилдиракларга нормал реакциялари;

B — гилдиракларнинг симметрия ўқлари ўртасидаги масофа (колея). Автомобилнинг ўнг гилдиракларига нисбатан ағдарилиши учун $z_2 = 0$ бўлиши керак. Математик ўзгартишлар киритиб, қуйидаги ифодани оламиз:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B}{2h_d} \quad (94)$$

(94) формула автомобилнинг ён томонга ағдарилиши бўйича турғунлик шarti дейилади. Кўришиб турибдики, автомобилнинг ағдарилиши унинг оғирлик маркази (о.м.) баландлиги h_d ва колея B нинг кенглигига боғлиқ.

$\frac{B}{2h_d} = A$ деб қабул қиламиз. Агар $\operatorname{tg} \beta = A$ бўлса, автомобиль ёнга ағдарилиши бўйича нотурғун мувозанатда, $\operatorname{tg} \beta > A$ бўлса, автомобиль ёнга ағдарилади; $\operatorname{tg} \beta < A$ бўлса, автомобиль ёнга ағдарилмайди.

103- §. АВТОМОБИЛНИНГ ҲАРАКАТ ВАҚТИДАГИ ЁНАКИ СУРИЛИШИ

Автомобиль ҳаракат вақтида ёнаки кучлар таъсирида ён томонга сурилиши мумкин. Амалда автомобилнинг олдинги ёки кетинги ўқи кўпроқ сурилади. Шунинг учун автомобиль бирор ўқининг сурилишга нисбатан турғунлигини кўриб чиқамиз.

Гилдиракнинг ён томонга сурилмасдан гилдираш шarti:

$$P_\phi = z \cdot \phi \geq \sqrt{x^2 + y^2}; \quad (95)$$

$$y \leq \sqrt{z^2 \cdot \phi^2 - x^2}, \quad (96)$$

бу ерда z — нормал реакция;

x — уринма реакция;

y — ёндан таъсир этувчи куч.

(96) формуладан кўришиб турибдики, гилдирак билан йўл ўртасидаги тишлашиш кучи P_ϕ қанча катта бўлиб, уринма реакция x шунча кичик бўлса, гилдиракни ёнаки сурилишга мажбур қилувчи куч y шунча катта бўлади. Шунинг учун етакчи бўлмаган ўқ турғунроқ, чунки x фақат гилдирашга қаршилиқдан иборат. Агар ўқда тортувчи ёки тормозловчи куч мавжуд бўлса, x катталашади, (96) формулада илдиз остидаги ифода кичгаяди ва ўқ жуда кичик куч таъсирида ҳам ён томонга сурилади.

Гилдирак ва йўл ўртасидаги тишлашишдан тўла фойдаланилса, яъни $P_\phi = x$ бўлса, ўқни ёнга суриш учун минимал y , кучи керак бўлади. Автомобилнинг ён томонга сурилиши қия текисликда содир бўлиши мумкин. Қия текисликда ҳаракатланаётган автомобилнинг ёнга сурилмасдан ҳаракатланиш критик бурчаги:

$$\operatorname{tg} \beta_3 \leq \phi_y; \quad (97)$$

бу ерда φ_y — ғилдирак билан йўл ўртасида кўндаланг йўналган тишлашиш коэффициенти.

Агар $\operatorname{tg} \beta_3 > \varphi_y$ бўлса, автомобиль ёнга сурилади, $\operatorname{tg} \beta_3 = \varphi_y$ бўлганда нотурғун мувозанатда; $\operatorname{tg} \beta_3 < \varphi_y$ бўлганда эса ёнга сурилмасдан ҳаракатда бўлади.

Автомобиль катта тезликда эгри чизиқли ҳаракатланса, марказдан қочирма куч таъсирида ёнга сурилиб кетиши мумкин. Қуйидаги тенгламадан автомобилнинг ёнга сурилмаслик шарти бўйича критик тезлигини аниқлаш мумкин:

$$v_{a3} = 3,6 \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi_y}, \quad (98)$$

бу ерда: R — бурилиш радиуси:

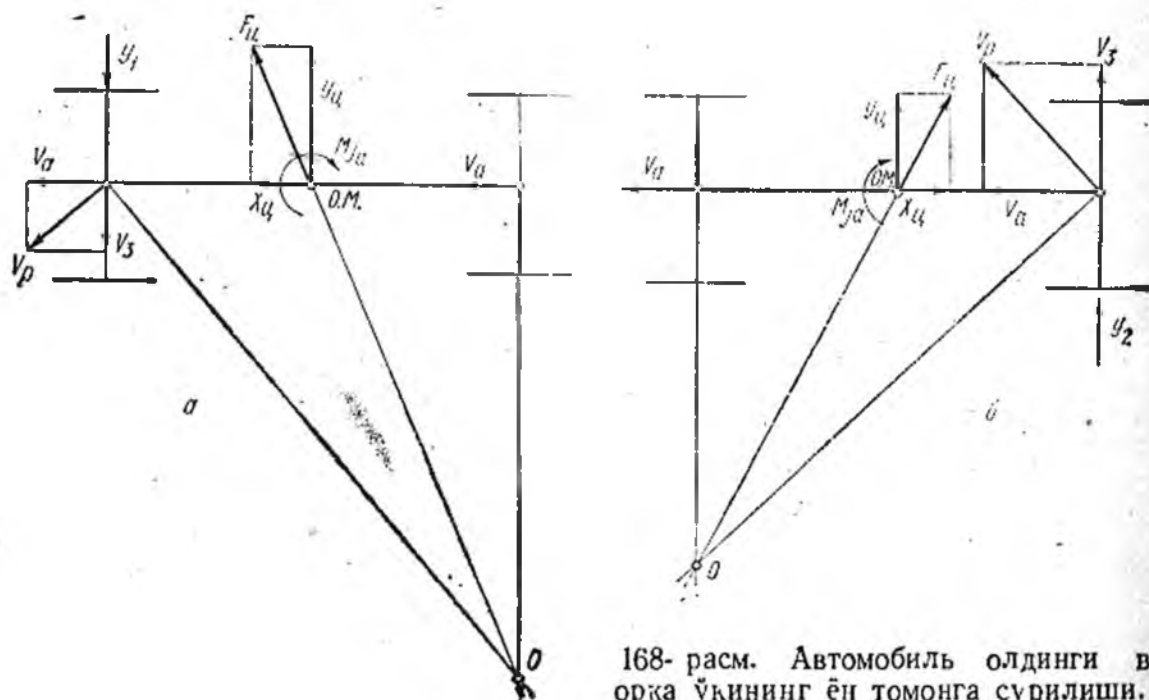
$$g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Автомобилнинг ёнга сурилиш бўйича критик тезлиги v_{a3} бурилиш радиуси R ва кўндаланг йўналишдаги тишлашиш коэффициенти φ_y га тўғри пропорционалдир.

104-§. АВТОМОБИЛЬ ОЛДИНГИ ВА КЕТИНГИ ЎҚЛАРИНИНГ ЁН ТОМОНГА СУРИЛИШINI ҚИЕСИЙ ТАҲЛИЛ ЭТИШ

Юқорида таъкидланганидек, кетинги етакчи ўқ ён томонга сурилишга мойил, чунки автомобиль тезланиш билан ҳаракат қилаётганда уринма реакция X ортади. Тормозланиш пайтида эса вертикал юкнинг қайта тақсимланиши натижасида тишлашиш кучи P_ϕ камайиб кетади, бу эса кетинги ўқнинг яна ҳам сурилишига сабаб бўлади.

Олдинги ва кетинги ўқларнинг ёнга сурилишини кўриб чиқайлик. Автомобиль тўғри чизиқли ҳаракатланаётганда (168-расм, а) унинг олдинги ўқига ёндан Y_1 кучи таъсир этсин ва у v_{a3} тезлик билан ён



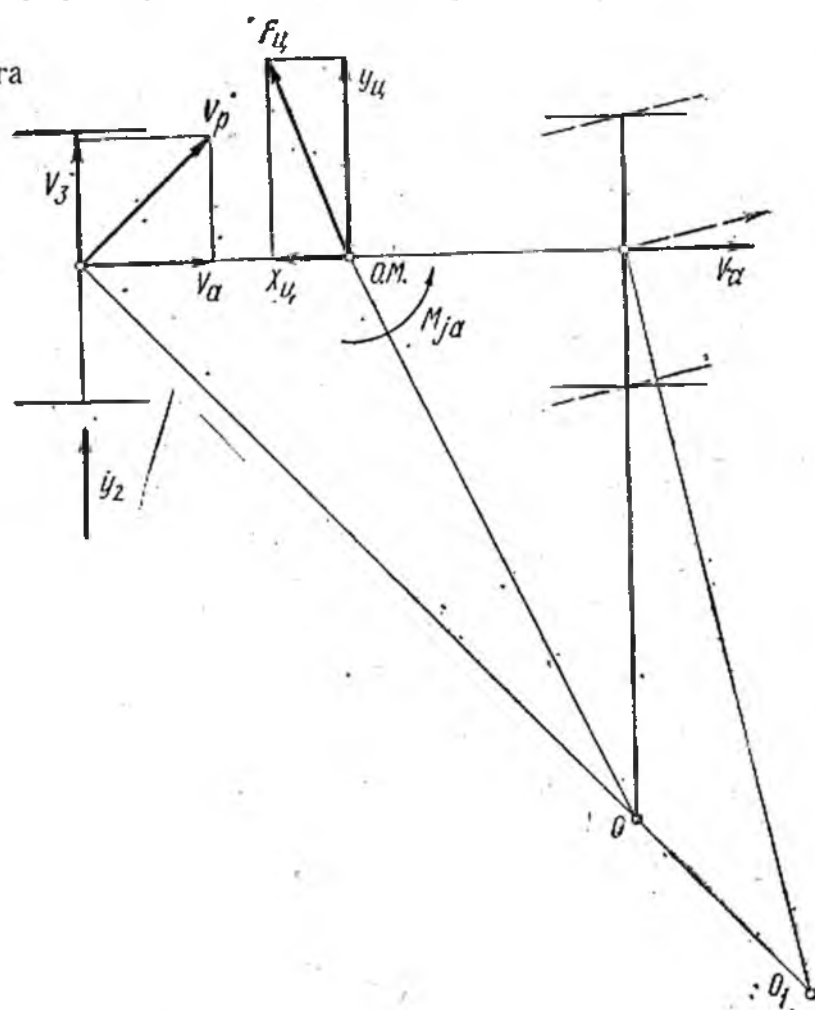
168-расм. Автомобиль олдинги ва орқа ўқларнинг ён томонга сурилиши.

томонга сурила бошласин. Бу вақтда v_a ва v_{a3} векторларининг геометрик қўшилиши натижасида олдинги ўқ натижаловчи тезлик v_p йўналишида ҳаракат қилади. Лекин кетинги ўқ v_a вектор-йўналишида ҳаракатни давом эттирганидан автомобиль оний марказ O атрофида бурилади. Натижада марказдан қочирма куч $F_{\text{ц}}$ ва инерция моменти M_{ja} ҳосил бўлади. Схемадан кўриниб турибдики, олдинги ўқнинг ёнга сурилиши автоматик равишда сўнади, чунки $F_{\text{ц}}$ нинг ташқил этувчиси $Y_{\text{ц}}$ ҳамда инерция моменти M_{ja} олдинги ўқнинг сурилишига қаршилиқ қилади. Y_1 ва $Y_{\text{ц}}$ кучлар қарама-қарши томонларга йўналган бўлиб, бир-бирини сўндиради.

Кетинги ўқ ён томонга сурилганда, $Y_{\text{ц}}$ ва Y_2 кучлар бир томонга йўналган бўлиб, сурилишни кучайтиради ва автомобиль турғунлигини йўқотади.

Демак, автомобиль кетинги ўқнинг ёнга сурилиши олдинги ўқникига нисбатан хавфлироқдир. Шундай экан, автомобилнинг сурилишини камайтириш усулларини излаш зарур.

169- расм. Орқа ўқнинг ёнга сурилишини камайтириш усули.



Автомобиль кетинги ғилдирақларининг ёнаки сурилишини қуйидаги усулларда камайтириш мумкин. Бошқарилувчи ғилдирақларни сурилиш томонига буриш керак (169-расм). Агар сурилиш бошланганда олдинги ғилдирақлар нейтрал ҳолатда ва бурилиш маркази O нуқтада бўлса, олдинги ғилдирақлар бурилгандан сўнг марказ O_1 нуқтага кўчади. Натижада бурилиш радиуси ортади ва марказдан қочирма куч камаяди. Олдинги ғилдирақлар v_a , v_p тезликлари ўзаро парал-

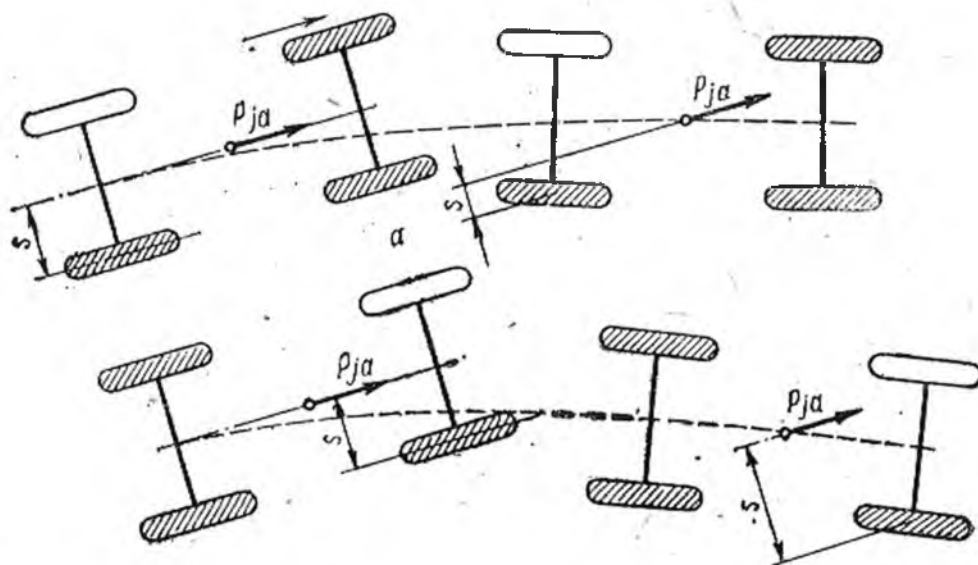
лел бўлгунча бурилса, автомобилнинг бурилиши тўхтайди ва у v_a (v_p) вектори йўналишида илгариланма ҳаракатланади. Гилдираклар яна ҳам кўпроқ бурчакка бурилса, O нуқта автомобилнинг тескари томонига ўтади, марказдан қочирма куч F_u эса сурилиш йўналишига қарама-қарши бўлиб, уни тўхтатади. Бу усулнинг камчилиги шундаки, у гилдиракларни буришда ҳосил бўладиган кўндаланг куч ва инерция моменти таъсирини ҳисобга олмайди.

Сурилишни йўқотишнинг иккинчи усули шундан иборатки, автомобилга тормозловчи ёки тортувчи куч таъсир этаётганда сурилиш содир бўлса, оёқни тегишли педалдан олиб X кучини йўқотиш зарур. Умуман, ҳаракат хавфсизлигини бузмаслик учун бурилиш вақтида ва сирпанчиқ йўлларда автомобилнинг ҳаракат тезлигини камайтириш керак.

105- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ АВТОМОБИЛЬ ТУРГУНЛИГИГА ТАЪСИРИ

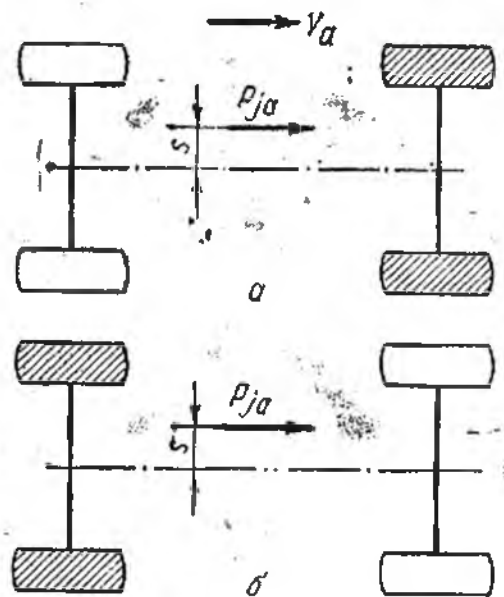
Маълумки, автомобилнинг турғунлиги унинг ҳаракат хавфсизлиги билан боғлиқ. Автомобилни эксплуатация қилиш тугагунча ҳаракат хавфсизлигини сақлаш зарур. Автомобилнинг турғунлигига шинанинг техникавий ҳолати кўпроқ таъсир этади. Шина протекторининг ейилиши гилдиракларнинг ер билан тишлашишини камайтиради, бу эса унинг ёнга сирпанишини оширади. Шу сабабли, шинанинг протектори йўл қўйилганидан ортиқча ейилганда автомобилларни йўлга чиқариш ман этилади.

Тормознинг нотўғри соزلаниши ўнг ва чап гилдиракларда ҳар хил тормозлаш моменти ҳосил қилади, бу бурувчи момент автомобилнинг турғунлигини йўқотиши мумкин. Айниқса олдинги гилдираклардаги



170- расм. Тормоз нотўғри созланганлигининг автомобиль турғунлигига таъсири.

тормозлаш кучларининг нотекислиги кетинги гилдираклардагидан хавфли бўлади. Агар автомобилнинг кетинги ўнг гилдираги тормозланган бўлса (170-расм), автомобиль тўғри чизиqli ҳаракатидан ўнгга оғади. Бу ҳолда инерция кучи P_{ja} ва ўнг гилдираккача бўлган S масофа ҳамда автомобиль траекториясини ўзгартирувчи момент камаяди. Агар олдинги ўнг гилдирак тормозланса, автомобиль ўз траекториясидан ўнгга оғади. Бунда S елка ва буровчи момент кўпайиб автомобиль турғунлигини батамом йўқотади. Бундай ҳол автомобилнинг бир томондаги гилдираклари сирпанчиқ ерда, бошқа томондаги гилдираклари эса тишлашиш коэффициенти катта бўлган ерда ҳаракатланганида тормозланса ҳам содир бўлиши мумкин. Автомобилнинг кўндаланг турғунлиги кузовдаги юкнинг нотўғри жойлашиши натижасида ҳам бузилади. Агар юкнинг оғирлик маркази автомобилнинг бўйлама ўқида ётмаса (171-расм), тормозлаш пайтида ҳосил бўлган P_{ja} кучи S елкада буровчи момент ҳосил қилади. Тормозлаш пайтида олдинги гилдираклар блокировка қилинган бўлса (171-расм, а), $P_{ja} \cdot S$ моменти автомобилни буради. S елка камайиб, нолга тенглашганда автомобилнинг бурилиши тўхтайди. Кетинги гилдираклар блокировка қилинган бўлса (171-расм, б), S катталашиб автомобилнинг ёнаки сурилишига сабаб бўлади.



171- расм. Кузовда юкнинг нотўғри жойлашишининг автомобиль турғунлигига таъсири.

VII бобга доир масалалар

1. Оғирлик марказининг баландлиги 1,1 м; гилдирак радиуси 0,42 м; оғирлик марказидан кетинги ўккача бўлган масофа 2,5 м. Автомобилнинг гилдирашига қаршилиқ коэффициенти 0,05 бўлган ҳолда у 17° баландликка чиқмоқда. Автомобилнинг кетинги гилдиракларига нисбатан турғунлигини исботланг.

Ж а в о б: автомобиль кетинги гилдиракларига нисбатан турғун.

2. Оғирлик марказининг баландлиги 0,6 м бўлган автомобиль 23° қияликдаги адрдан ҳаракатланмоқда. Автомобиль колеяси 1,8 м бўлса унинг ёнаки ағдарилиши ёки ағдарилмаслигини аниқланг.

Ж а в о б: автомобиль ёнга ағдарилмайди.

3. Автомобиль радиуси 12 м ли бурилишдан ҳаракатланмоқда; гилдиракнинг йўл билан кўндаланг йўналишидаги тишлашиш коэффициенти 0,65. Автомобилнинг ёнаки сурилишидаги критик тезлиги аниқлансин.

Ж а в о б: $v_{аз} = 31,6 \frac{\text{км}}{\text{соат}}$

АВТОМОБИЛНИНГ ЙЎЛ ТЎСИҚЛАРИДАН ЎТУВЧАНЛИГИ

106- §. АВТОМОБИЛНИНГ ЙЎЛ ТЎСИҚЛАРИДАН ЎТУВЧАНЛИК КЎРСАТКИЧЛАРИ

Автомобилнинг ўт увчанлиги деб, унинг оғир йўл шароитида ва йўлсиз жойлардан ҳаракатлана олишига айтилади.

Автомобилнинг ҳаракати унинг йўл шароитига мос эмаслиги, филдиракларининг йўл билан тишлашиши етарли эмаслиги, двигатель қувватининг камлиги ва бошқа сабабларга кўра ёмонлашиши мумкин. Автомобиллар йўл тўсиқларидан ўтувчанлигига қараб уч гурппага бўлинади:

1) нормал ўтувчан автомобиллар — олдинги ўқи етакчи бўлмаган икки ва уч ўқли (4×2 , 6×4 тип) автомобиллар;

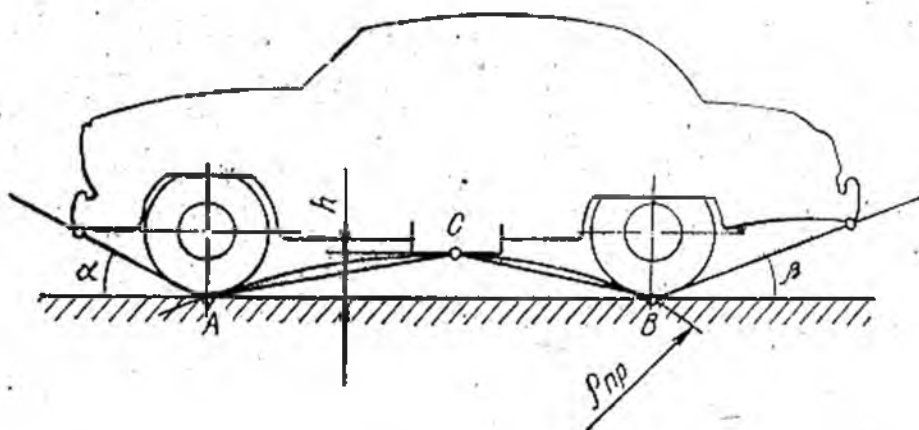
2) юқори ўтувчан автомобиллар — ҳамма ўқлари етакчи бўлган икки ва уч ўқли (4×4 , 6×6 тип) автомобиллар;

3) ўта юқори ўтувчан автомобиллар — махсус компоновка ёки конструкцияга эга бўлган ҳамма ўқи етакчи тўрт ёки ундан кўп ўқли ҳамда ярим гусеничали ва амфибия автомобиллар. Ўтувчанлик кўрсаткичлари геометрик ва тортиш ёки таянч-тишлашиш кўрсаткичларига боғлиқ. Бундан ташқари, ўтувчанлик ҳайдовчининг малакасига ҳам боғлиқ. Шунинг учун автомобилни лойиҳалаш вақтида унинг қандай йўл ва об-ҳаво шароитларида ишлашини ҳисобга олиш керак.

107- §. ЎТУВЧАНЛИКНИНГ ГЕОМЕТРИК КЎРСАТКИЧЛАРИ

Ўтувчанликнинг геометрик кўрсаткичларига автомобилнинг энг пастки нуқтасидан йўл бетигача бўлган оралиқ h ; олдинги α ва кетинги β ўтувчанлик бурчаклари; йўл тўсиқларининг бўйлама $\rho_{пр}$ ва кўндаланг $\rho_{поп}$ радиуслари; ўтиладиган остонанинг максимал баландлиги киради.

Автомобилнинг энг пастки нуқтаси билан йўл оралиғи h 172-расмда кўрсатилганидек ўлчанади. Олдинги α ва кетинги β ўтувчанлик орасидаги бурчак автомобилнинг олдинги ва кетинги қисмидаги энг



172- расм. Йўл тўсиқларидан ўта олишнинг геометрик ўлчамларини аниқлаш.

чекка нуқталаридан ғилдиракларга ўтказилган уринма чизиқ билан горизонтал ўртасидаги бурчакдир.

Йўл тўсиқларининг бўйлама $\rho_{пр}$, кўндаланг $\rho_{поп}$ радиуслари график усулида аниқланади. Бунинг учун автомобиль эскизи маълум масштабда миллиметровкага чизилади. Автомобилнинг энг паст нуқтаси C иккала ғилдиракнинг йўл билан учрашган A, B нуқталари аниқланади. Бир чизиқда бўлмаган, лекин бир текисликда ётган уч нуқтадан айлана чизиш мумкинлиги қондасига асосан AC, BC чизиқларнинг ўрталари ан перпендикулярлар ўтказиб, уларнинг қесишиш нуқтаси O топилади. O марказдан A, C, B нуқталар орқали ўтувчи ACB ёйнинг радиуси бўйлама ўтувчанлик радиуси $\rho_{пр}$ дейилади. Кўндаланг радиус $\rho_{поп}$ ҳам шу усулда аниқланади.

Ўтувчанлик геометрик кўрсаткичларининг ўртача қиймати 20-жадвалда келтирилган.

20-жадвал

Автомобиллар	h, мм	$\rho_{пр}$, м	α , градус	β , градус
4×2 типдаги енгил автомобиллар	188...210	3,2...8,3	20..30	15...22
4×2 типдаги юк автомобиллари	245...265	2,7...5,5	40..60	19...43
4×4, 6×4, 6×6 типдаги юк автомобиллари	260...310	1,9...3,6	min 45..50	min 34...40
Автобуслар	220...300	4...9	10..40	6...20

Автомобиль ўта оладиган остонанинг баландлиги нормал ва юқори ўтувчан автомобиллар учун катта аҳамиятга эга. Автомобилнинг етакчи бўлмаган олдинги ғилдиракларини H баландликка эга остонадан ўтказиш учун катта итарувчи P куч талаб этилади. P куч етакчи ғилдираклардаги P_k куч таъсирида ҳосил бўлади ва двигатель қувватига ҳамда шинанинг йўл билан тишлашишига боғлиқ. Амалда етакчи бўлмаган ғилдирак ўта оладиган тўсиқнинг баландлиги $H = (0,35 \dots 0,65) \cdot r_k$ бўлади.

Агар буровчи момент M_k ва итарувчи куч P таъсирида олдинги етакчи ғилдирак H баландликка эга тўсиқдан ўтаётган бўлса, баландлик H нинг қиймати радиус r_k дан катта бўлиши мумкин, чунки буровчи моментнинг таъсирида ғилдиракни юқорига кўтарувчи куч ҳосил бўлади.

108- §. ЎТУВЧАНЛИКНИНГ ТАЯНЧ-ТИШЛАШИШ КЎРСАТКИЧЛАРИ

Ўтувчанликнинг таянч-тишлашиш кўрсаткичларига тортиш ва тишлашиш шартлари бўйича максимал динамик факторлар $D_{a_{max}}, D_{\varphi_{max}}$,

автомобилнинг орқа илмоғидаги тортиш кучи $P_{кр}$; олдинги ва кетинги филдираклар изининг мос келиш коэффициенти η_c киради.

Тортиш шarti бўйича автомобилнинг максимал динамик фактори $D_{\phi_{max}}$ автомобилнинг тўхтамасдан ҳаракатланиш қобилиятини кўрсатади. Унинг қийматини катталаштириш учун тортиш кучини ошириш, автомобилнинг умумий оғирлигини камайтириш керак.

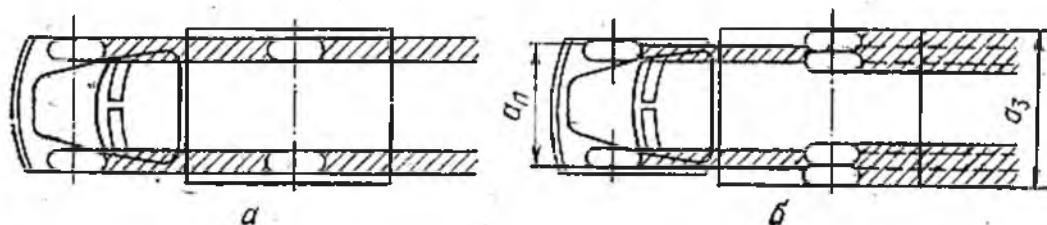
Филдиракнинг йўл билан тишлашиш шarti бўйича максимал динамик фактор $D_{\phi_{max}}$ автомобилнинг етакчи филдираклар шатаксырамаган ҳолда ҳаракатланишини таъминлайди. Бу фактор етакчи филдиракка тўғри келган массани ошириш, филдиракнинг йўл билан тишлашишини яхшилаш ҳисобига амалга ошади. Уларга ўз навбатида шина конструкциясини мукамаллаштириш, етакчи ўқлар сонини ошириш ва ҳоказолар таъсир кўрсатади.

Автомобилнинг орқа илмоғидаги солиштирма тортиш кучи $q_{кр}$ илмоқдаги максимал тортиш кучи $P_{кр}$ нинг автомобиль оғирлигига нисбати билан аниқланади:

$$q_{кр} = \frac{P_{кр}}{G_a}$$

Бу ўлчам йўлнинг муваққат ортиқча қаршилигини двигателдаги запас қувват ҳисобига енгил қобилиятини кўрсатади. $P_{кр}$ нинг қиймати автомобилни шатакка олиш вақтида аниқланади. Тортувчи ва шатакка олинаётган автомобиллар ўртасидаги тросга динамометр уланади. Ҳаракат вақтида шатакка олинган автомобиль тортувчи автомобиль тўхтаб қолгунча ёки унинг филдираклари шатаксырай бошлагунга қадар аста-секин тормозланади.

Шинанинг солиштирма босими $q_{ш}$ филдиракка таъсир этувчи оғирликнинг шинани йўлдаги контакт изи юзасига нисбати билан ўлчанади. $q_{ш}$ ни аниқлаш учун автомобилнинг филдираги домкрат билан кўтарилади, шина протекторига сиёҳ суртилади ва филдирак остига оқ қоғоз қўйиб, ерга туширилади ҳамда қоғозда қолган изнинг юзаси аниқланади. Солиштирма босим қийматини шинанинг дамланиш даражасини камайтириш, филдираклар сонини ошириш, катта диаметр ва махсус кенг шиналар ишлатиш билан камайтириш мумкин.



173- расм. Олдинги ва кетинги филдираклар изининг мос келиш коэффициенти аниқлаш.

Олдинги ва кетинги филдираклар издарининг мос келиш коэффициенти η_c олдинги филдираклар изи орасидаги a_n ва кетинги филдираклар изи орасидаги a_z масофалар нисбати билан ўлчанади (173-расм). Агар a_n ва a_z масофалар мос келса, орқа филдираклар олдинги филдираклар босган издан боради ва уларнинг филдирашига қаршилиқ минимал бўлади. Агар $\eta_c \neq 1$ бўлса, кетинги филдираклар олдинги филдираклар изини бузиш ва янги йўл очиш учун қўшимча энергия сарф қилади. Шунинг учун ортиқча қаршилиқни енгувчи автомобиллар кетинги ўқининг иккала томонида биттадан филдирак қолдириб қаршилиқ камайтирилади.

Автомобиль агрегат ва узелларининг конструкцияси унинг йўл тўсиқларидан ўтувчанлигига таъсир этади. Автомобилда мустақил ва балансирили осмаларнинг қўлланиши филдиракларнинг йўл нотекислигига мослашишини яхшилайти ва унинг тўсиқларни енгитиш қобилиятини оширади. Филдиракларнинг шатаксирамаслиги учун ўқларда катта ишқаланишли дифференциал қўлланилади, чунки бу дифференциал шатаксираётган филдиракка катта буровчи момент, айланаётган филдиракка эса кичик буровчи момент узатиб автомобилни шу йўлдан ўтишини таъминлайди.

109- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ АВТОМОБИЛНИНГ ЎТУВЧАНЛИГИГА ТАЪСИРИ

Автомобиль оғир йўл шароитларида ишлаганда унинг етакчи филдираклари катта куч сарфлаши керак бўлади. Шунинг учун двигател қувватини камайтирувчи ва трансмиссия қаршилигини орттирувчи ҳамма факторлар (деталларнинг ейилиши, ўт олдириш системасининг камчиликлари, агрегатлардаги турли нуқсонлар, паст сифатли ёнилғи ҳамда мойларнинг ишлатилиши ва ҳ. к.) автомобилнинг ўтувчанлигига салбий таъсир кўрсатади.

Автомобилнинг қаршилиқларни енга олиш қобилияти етакчи филдиракларнинг йўл билан тишлашишига ва филдирашга қаршилиқ кучига боғлиқ. Ҳаракат вақтида филдирак тупроққа унинг юк кўтариш қобилияти тугагунча ботади. Филдирак қанчалик чуқур ботса, унинг филдирашига қаршилиги шунча ортади. Филдиракнинг йўлга солиштирма босимини камайтириш учун унинг шинадаги босимини камайтириш, диаметри ва профилини катталаштириш, филдираклар сонини кўпайтириш зарур. Юқори ўтувчан автомобилларга катта диаметр ва профилли махсус шиналар ўрнатилади. Улардаги ички босим йўлнинг қаттиқлигига қараб 0,5 кг/см² (0,05 МПа) дан 3 кг/см² (0,3 МПа) гача ўзгариши мумкин. Ҳайдалган, ёмғирдан кейин жуда юмшаган ерларда, қум ва қорда юриш учун автомобилда махсус кенг профилли ва паст босимли, аркали шиналар ишлатилади. Бундай шинанинг контакт юзаси оддий шиналарникига нисбатан 2,5...4 марта катта, лекин уларнинг хизмат қилиш муддати қисқа.

Шинанинг йўл билан тишлашиш коэффициентини ошириш учун унинг протектори ҳар хил шаклли қилиб ясалади. Бундан ташқари, қишда филдиракларга сирпанишга қаршилиқ кўрсатувчи занжирлар маҳкамланади. Ёмон йўлларда ботиб қолган автомобиль чигир ёки ўзи чиқарар мосламалар ёрдамида тортиб чиқарилади.

АВТОМОБИЛНИНГ ЮРИШ РАВОНЛИГИ

110-§. АВТОМОБИЛНИНГ ЮРИШ РАВОНЛИГИ КЎРСАТКИЧЛАРИ

Автомобиль агрегатлари бир-бири билан шарнирли ёки эластик бириктирилгани сабабли ҳаракат вақтида вертикал йўналишда тебранади. Тебраниш сабабларидан бири қиймати ва йўналиши ўзгарувчи кучлар таъсирidir. Тебраниш, бир томондан пассажирлар ва ҳайдовчида ёмон туйғу ҳосил қилса, иккинчи томондан деталларнинг ейилишини кучайтиради. Тебраниш вақтида автомобилнинг ҳаракатига қаршилик ортгани сабабли унинг ёнилғи сарфи кўпаяди. Ҳайдовчи нотекис йўлларда тезликни камайтиришга мажбур бўлади, шунда автомобилнинг иш бажариш қобилияти ҳам пасаяди.

Автомобилнинг тебраниши тебраниш амплитудасининг частотаси, тезланиши ва тебраниш тезланишининг вақт бирлигида ўзгариши билан характерланади. Бу кўрсаткичлар лаборатория ва йўл шароитида тажриба ўтказиб аниқланади.

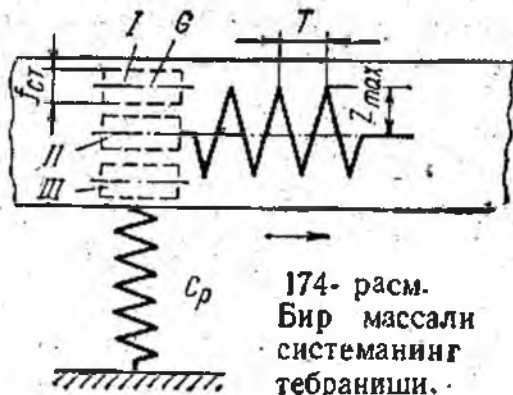
Юриш равонлиги кўрсаткичларининг қийматини аниқлаш учун равонликка таъсир этувчи ҳамма факторларни ва тебранишнинг инсон организмига таъсирини ҳисобга олиш зарур. Автомобиль осмасининг сифати кузовнинг хусусий тебраниш частотаси билан характерланади. Маълумки, инсон организми юриш пайтидаги оёқ турткисига ва ўртача юриш тезлигига мосланган. Агар қадам узунлиги 0,75 м, тезлиги 3 км/соат десак, минутига 67 та вертикал туртки бўлиши мумкин. Енгил автомобилларнинг хусусий тебраниш частотаси 60...80 тебраниш/минут; бу эса юқорида ҳисобланган рақамга яқин. Тебраниш частотаси кичик бўлса, пассажирда «денгиз касаллиги» аломатлари пайдо бўлади (бош айланиш, кўнгил айланиш), тебраниш частотаси катталашганда одам тез чарчайди.

Автомобилнинг юриш равонлигини лабораторияда ва йўл шароитида аниқлаш мумкин. Лабораторияда автомобилни махсус мослама ёрдамига кўтариб, тезда ташлаб юбориш билан ёки автомобиль филдиракларини махсус чиққили барабан устида ҳаракатлантириш билан аниқланади. Тажриба маълумотларидан рессораланган ва рессораланмаган массаларнинг тебраниш частотаси, амплитудаси, тезлиги ва тезланиши аниқланади. Равонликни автомобиль юраётган вақтда аниқлаш учун изланаётган параметрларнинг ўзгариш лентасига ёзилади. Йўлнинг нотекислик бўйлама кесими синусоида шаклида деб олинади. Ҳаракат тезлигини 5 км/соатдан бошлаб зарур тезликка ошириб борилади. Ленталардаги ёзувлардан автомобилнинг юриш равонлигини характерловчи параметрлар аниқланади.

111-§. АВТОМОБИЛНИНГ ТЕБРАНИШИ

Тебранишга ҳар хил факторларнинг таъсирини ўрганиш учун битта эркинлик даражасига эга бўлган жисм тебранишини текшира-миз (174-расм). m массали жисм C_p бикрликка эга пружинага маҳкамланган бўлсин. Пружинага юк қўйилмасдан олдин жисм I ҳолатда

бўлади. Юк қўйилгандан кейин эса унинг оғирлиги G куч таъсирида $f_{ст}$ силжишга эга бўлади (II ҳолат). Жисмни мувозанатдан чиқариш учун пружина сиқиб, кейин қўйиб юборилади ва унинг эркин ҳаракати ҳосил қилинади. Агар шу тебраниш лентага ёзиб олинса, z_{max} амплитудани, T эса тебраниш даврini беради. Шу схема учун тебранишнинг дифференциал тенгламаси қуйидагича ифодаланади:



174-рasm.
Бир массали
системанинг
тебраниши.

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + C \cdot z = 0. \quad (99)$$

Бу тенглама қуйидаги ечимга эга:

$$z = z_{max} \cdot \sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t, \text{ см}; \quad (100)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ бўлгани учун } z = z_{max} \cdot \sin \omega \cdot t; \quad (101)$$

бу ерда z , z_{max} — тебраниш амплитудалари;

t — тебраниш даври;

ω — эркин тебранишнинг бурчакли частотаси;

c — пружина бикрлиги.

Охирги (101) тенгламадан гармоник тебранишдаги юриш равонлиги ўлчамларини аниқлаш мумкин. Тебраниш тезлиги:

$$v_a = \frac{dz}{dt} = z_{max} \cdot \omega \cdot \cos \omega \cdot t, \text{ см/с}; \quad (102)$$

тебраниш тезланиши:

$$j = \frac{d^2 z}{dt^2} = -z_{max} \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t, \text{ см/с}^2; \quad (103)$$

тебранишнинг ўсиш тезлиги:

$$j' = \frac{d^3 z}{dt^3} = -z_{max} \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega \cdot t, \text{ см/с}^3; \quad (104)$$

тебраниш частотаси:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \approx \frac{300}{f_{ст}}, \frac{\text{тебраниш}}{\text{мин}}. \quad (105)$$

Охирги формулага кўра, османинг статик деформацияси $f_{ст}$ қанчалик катта бўлса, осма шунчалик юмшоқ бўлади, автомобилнинг комфортабеллиги эса ортади.

Енгил автомобиллар учун
юк автомобиллар учун
автобуслар учун

$f_{ст} = 100 \dots 250 \text{ мм};$
 $f_{ст} = 60 \dots 120 \text{ мм};$
 $f_{ст} = 100 \dots 200 \text{ мм}.$

Автомобиль кўп массали система бўлгани учун унинг тебраниши жуда мураккабдир. Қабул қилинган эквивалент тебраниш системаси

рессораланган масса m , рессораланмаган m_1, m_2 массалар ва C_1, C_2 бикрликка эга бўлган осмалардан, $C_{ш1}, C_{ш2}$ бикрликка эга бўлган шиналардан ҳамда K_{a1}, K_{a2} қаршиликли амортизаторлардан иборат; осмашарнирлари ва рессора листлари ўртасида қуруқ ёки ярим қуруқ, шиналарда эса молекулалараро ишқаланиш мавжуд. Кузов ва ўқлар олтига эркинлик даражасига эга (учта чизиqli ва учта бурчакли). Тебранишга таъсир этувчи факторларнинг кўплиги уни аналитик усулда текширишни жуда қийинлаштиради, шунинг учун автомобилнинг конструктив факторлари соддалаштирилади. Автомобилнинг рессораланмаган массалар миқдори рессораланган массалар миқдорининг 15...20 % ни ташкил қилади, рессоралар қаттиқлиги эса шинаникидан 3...7 марта кам. Демак, рессораланмаган массаларнинг эркин тебраниш частотаси рессораланган массаларникидан катта бўлади. Шунинг учун рессораланмаган массаларнинг кузов тебранишига таъсири ҳисобга олинмайди, османинг эластик элементлари ва шина бикрлиги эса келтирилган бикрлик билан алмаштирилади.

Османнинг келтирилган бикрлиги $C_{пр}$ деб, берилган юк таъсирида ҳақиқий осма каби деформацияга эга бўлган, сохта эластик элемент бикрлигига айтилади. Келтирилган бикрлик қуйидагича аниқланади:

$$C_{пр} = \frac{C_p \cdot C_{ш}}{C_p + C_{ш}}; \quad (106)$$

$C_p, C_{ш}$ — рессора ва шинанинг вертикал бикрлиги.

Рессоранинг бикрлиги шинаникидан бир неча марта кичик бўлгани учун османинг келтирилган бикрлиги рессораникидан 15...20 % кам бўлади. Автомобиллар олдинги ва кетинги осмаларининг бикрлиги 200 ...600 Н/см, шинасининг бикрлиги 2000...4500 Н/см бўлади.

Автомобилнинг юриш равонлигини текширишни осонлаштириш учун уни иккита эркинлик даражасига эга система деб қабул қилиш зарур: биринчиси—вертикал йўналишдаги тебраниш; иккинчиси — кўндаланг Y ўқ атрофида вертикал тебраниш. Иккала хил тебранишлар биргаликда автомобилнинг киши организмига таъсир этувчи комфортли ва зиятти вужудга келтиради. Автомобилнинг вертикал тебраниши юмшоқ осма ва амортизатор билан камайтиради. Автомобилнинг бурчакли тебранишини эса осма конструкциясини мукамаллаштириш, автомобиль массаларини бўйлама ўқ бўйича тўғри тақсимлаш ҳисобига камайтириш мумкин.

112- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ АВТОМОБИЛНИНГ ЮРИШ РАВОНЛИГИГА ТАЪСИРИ

Автомобиль тебранишига йўлнинг нотекислиги катта таъсир кўрсатади. Асфальт-бетон ва цемент-бетон йўлларда баландлиги 3...5 мм, узунлиги 8...10 м; баландлиги 10...12 мм ва узунлиги 5...8 м тўлқинлар бор. Йўллар ҳаракат интенсивлиги катта бўлганда шундай тўлқинсимон ҳолатга келади ва автомобилнинг юриш равонлигини ёмонлаштиради.

Автомобиль юриш қисмининг техникавий ҳолати ёмонлиги унинг юриш равонлигига таъсир этади. Агар рессора листлари орасида мой

кам бўлса, ишқаланиш кучайиб, тебраниш частотаси ошади. Ишқаланиш кучайганда кузов қаттиқ турткиларни ҳам қабул қилиб, унинг тебраниши зўраяди. Агар амортизатор сальниги ёмон бўлса, унинг мойи сизади ва тебранишни сўндириш хусусияти йўқолади. Бундай амортизаторли автомобиль нотекис йўлдан ўтгандан кейин ҳам анча вақт тебранишда давом этади. Агар йўлдаги нотекисликлар такрорланса ва унинг частотаси эркин тебраниш частотасига тенг бўлиб қолса, резонанс ҳодисаси рўй бериши мумкин. Натижада ғилдирак йўл билан контактини йўқотиб, юриш равонлиги, автомобилнинг турғунлиги ва бошқарилувчанлиги ёмонлашади.

Автомобилнинг юриш равонлиги унинг устидаги юкка ҳам боғлиқ. Юк миқдори ўзгариши билан рессораланган масса ошади, автомобилнинг оғирлик маркази пасаяди, османинг эластик элементлари деформацияси эса ошади. Бу айниқса юк автомобилларида яққол кўзга ташланади.

Шинанинг эластиклиги қанчалик яхши бўлса, у турткиларни шунчалик яхши сўндиради. Шина эластиклиги унинг ички босимини камайтириш ҳисобига оширилиши мумкин, лекин ички босим камайганда шинанинг юк кўтариш кучи камаяди, ғилдирашга қаршилиги эса катталашади. Шунинг учун шиналардаги босим инструкцияга мос бўлиши керак.

Х б о б

ҲАРАКАТ ХАВФСИЗЛИГИ

113- §. ҲАРАКАТ ХАВФСИЗЛИГИГА ТАЪСИР ЭТУВЧИ АСОСИЙ ФАКТОРЛАР

Автомобиль конструкциясининг яхшиланиши, унинг ўрта ва максимал тезликларининг ошиши, йўл ҳаракатидаги интенсивлик ҳамда автомобиллар сонининг ошиши ҳаракат хавфсизлигига катта эътибор беришни талаб қилади.

Ҳаракат хавфсизлигига риоя қилмаслик йўл-транспорт ҳодисаларига сабаб бўлади. Йўл-транспорт ҳодисаларига қуйидагилар киради: транспорт воситаларининг бир-бири билан тўқнашиши; ағдарилиши; тўсиқлар ва йўловчилар билан тўқнашиши.

Транспорт воситаларининг тўқнашиши деб, бир автомобилнинг ҳаракатдаги ёки вақтинча тўхтаган бошқа транспорт билан тўқнашишига айтилади.

Транспорт воситаларининг ағдарилиши деб, транспортнинг ўз турғунлигини йўқотиб ёхуд иккита автомобилнинг тўқнашиши натижасида ағдарилишига айтилади.

Транспорт воситаларининг тўсиқлар билан тўқнашиши деб, транспортнинг кўзгалмас жисм (кўприк устун, симёғоч, дарахт ва ҳ.к.) ёки тўхтаб турган автомобиль билан тўқнашишига айтилади.

Транспортнинг йўловчилар билан тўқнашиши деб, транспортнинг йўловчини уриб кетиши ёки йўловчининг ҳаракатдаги машинага урилишига айтилади.

Юқоридаги йўл-транспорт ҳодисаларининг содир бўлиш сабаблари қуйидаги гуруҳларга бўлинади:

- а) ҳайдовчилар томонидан ҳаракат қоидаларининг бузилиши;
- б) ҳайдовчилар малакасининг пастлиги;
- в) транспорт воситасининг техникавий бузуқлиги, юкнинг нотўғри жойлашиши ва ҳ.к.
- г) ҳаракатда қатнашувчи бошқа иштирокчиларнинг (велосипедчилар, йўловчилар ва ҳ.к.) йўл қоидаларини бузиши;
- д) йўл шароитининг ёмонлиги ва ҳаракатни ташкил этишдаги камчиликлар.

114- §. ҲАРАКАТ ХАВФСИЗЛИГИНИНГ ТУРЛАРИ

Ҳаракат хавфсизлиги деб, автомобилнинг ҳайтовчи иштирокида юк ва пассажирларни йўл-транспорт ҳодисаларисиз ташишига айтилади. Ҳаракат хавфсизлиги актив ва пасив бўлиши мумкин.

Актив хавфсизлик — ҳаракатдаги автомобиль авариясининг олдини олиш учун хизмат қилади. У қуйидаги усуллар билан амалга оширилади:

- а) эффектив тормозланиш;
- б) максимал тезлик билан ҳаракатланиш даврида йўлдан тоймаслик;
- в) автомобилнинг бурилиш давридаги турғунлиги;
- г) ишончли огоҳлантирувчи, товуш ва ёруғлик сигналлари;
- д) ҳайдовчи ўтирган жойдан йўлнинг тўла кўриниши;
- е) узоқ йўл юрилганда чарчамаслик учун тадбирлар кўриш;

Пассив хавфсизлик — содир бўлган авария натижаларини исмшатиш учун зарур. У автомобиль конструкциясини яхшиловчи тадбирлар ёрдамида амалга оширилади. Улар қуйидагилар: хавфсиз руль колонкаси; кузовнинг чиқиб турувчи ўткир қисмларини камайтириш; авария вақтида хавфсиз деформацияланувчи бензин баки ва ҳ.к.

Демак, актив хавфсизлик асосан автомобилнинг эксплуатацион хусусиятларига, пасив хавфсизлик эса автомобиль конструкциясига боғлиқ.

Йўл-транспорт ҳодисаларини анализ қилиш шуни кўрсатадики, автомобилни аварияга олиб келувчи асосий сабаблардан бири тормозлаш системасининг нотўғри ишлашидир. Агар тормоз эффектив ишламаса, тормоз йўли узайиб кетиб автомобилнинг тўсиқ ёки оламини уриб кетиш хавфи ортади. Агар тормоз барабани ва колодкаси жипслашиб қолса, автомобиль турғунлигини йўқотади, бу эса ўз навбатида аварияга сабаб бўлиши мумкин.

115- §. АВТОМОБИЛЬ ҲАРАКАТ ХАВФСИЗЛИГИНИНГ ЭКСПЛУАТАЦИОН ХУСУСИЯТЛАРГА БОҒЛИҚЛИГИ

Ҳаракат хавфсизлиги автомобилнинг турғунлиги, бошқарилувчанлиги, кичик майдонда айлана олиши каби эксплуатацион хусусиятларига боғлиқ. Маълумки, бошқарилувчи ғилдираклар йўлдаги тасодифий турткилар таъсирида, ҳатто тўғри чизиқли ҳаракати даврида ҳам нейтрал ҳолатини йўқотади. Бошқарилувчи ғилдираклари барқарор бўлмаган автомобиль турғун ҳаракат қила олмайди. У ўз йўналишини ўз-

гартираверади ва ҳайдовчи тўхтовсиз руль чамбарагини буришга мажбур бўлади. Агар ғилдираклар барқарор бўлмаса, ҳайдовчининг иши қийинлашади, автомобилнинг ёнга сурилиш хавфи туғилади, бу эса ўз навбатида унинг турғунлигини ёмонлаштиради, шинасининг ва руль механизми деталларининг ейилишини оширади. Бошқарилувчи ғилдиракларнинг барқарорлиги автомобилни буриш даврида ҳам зарур. Бурилиш тугаши билан ғилдиракларнинг бошланғич вазиятга қайтиши ҳайдовчи ишини енгиллаштиради ва автомобилнинг тўсиқ билан учрашиш эҳтимоллиги камаёди. Бошқарилувчанликнинг яхши бўлиши ғилдиракларнинг мувозанатланганлигига ҳам кўп жиҳатдан боғлиқ. Агар автомобиль катта тезлик билан ҳаракатланаётган бўлса, ғилдирак лапанглаб айланади ва автомобилни бошқариш қийинлашади.

Йўл-транспорт ҳодисаларининг 15% га яқини автомобилнинг ағдарилиши билан боғлиқ. Руль чамбарагини тез буриш, кузовда юкнинг нотўғри жойлашиши, ғилдиракларнинг сирпанчиқ жойга тушиб қолиши ва ҳ. к. автомобилнинг ағдарилишига сабаб бўлади.

Ғилдиракнинг йўл билан тишлашиш кучининг камайиши автомобилнинг ёнга сурилишига сабаб бўлади. Айниқса, кетинги ғилдиракларнинг ёнга сурилиши хавфли. Бу вақтда автомобилни тормозлаш ёки тезлигини ошириш мумкин эмас, чунки унинг ёнга сурилиши ортиб, ағдарилиши мумкин.

116- §. ЭКСПЛУАТАЦИЯДА УЧРАЙДИГАН ФАКТОРЛАРНИНГ АВТОМОБИЛЬ ҲАРАКАТ ХАВФСИЗЛИГИГА ТАЪСИРИ

Эксплуатацияда учрайдиган кўпгина факторлар автомобиль ҳаракат хавфсизлигига унинг у ёки бу эксплуатацион хусусиятлари орқали таъсир этади. Аввало, ҳайдовчи транспорт ҳаракати вақтида унга таъсир этувчи кучларни уларнинг бурилиш ва тормозлаш пайтида қиймат ҳамда йўналиши ўзгаришини билиш керак. Агар бу кучлар ҳисобга олинмаса ва бурилиш катта тезлик билан бажарилса, автомобиль ёнига ағдарилиши мумкин.

Автомобиль оғирлик марказининг баланд бўлиши ҳаракат хавфсизлигига салбий таъсир кўрсатади. Агар юк автомобилга катта ўлчамли юк ортилса, автомобиль оғирлик марказининг баландлиги катталашади, бу эса автомобилни ёнга ағдарилиш хавфини оширади.

Автомобиль ғилдиракларининг йўл билан тишлашиш коэффициенти ҳам ҳаракат хавфсизлигига таъсир этади. Тишлашиш коэффициен-тининг қиймати, шина протекторининг қаңчалик ейилганлигига боғлиқ. Агар протектор ортиқча ейилган бўлса (айниқса, ҳўл йўлда), тишлашиш коэффициенти камаёди ва автомобиль ёнга сирпаниб унинг турғунлиги йўқолади. Автомобилнинг турғунмас ҳаракати йўлдаги транспортнинг ҳаракат хавфсизлигини бузади.

Автомобиль тормозлаш системасининг техникавий ҳолати, унинг тўғри созланиши ва фойдаланилиши ҳаракат хавфсизлигини таъминловчи асосий фактор ҳисобланади. Йўлга чиқишдан аввал ҳайдовчи ҳар бир ғилдиракнинг бир хилда созланганлигини, тормоз системасининг аниқ ишлашини текшириши зарур. Ғилдиракларда тормозлаш механизмининг бир хилда созланмаганлиги пайдо бўлган, тормозлаш куч-

ларининг ҳар хиллигига олиб келади. Бунда автомобиль тормозланса, ёнга сирпаниб, турғунлигини йўқотади. Баъзан пневматик ёки гидравлик юритмали тормоз системасида шлангнинг нотўғри ўрнатилиши тўсатдан узилишига сабаб бўлади. Натижада тормоз ишламайди ва ҳаракат хавфсизлиги бузилади.

Бошқарилувчи ғилдиракларнинг барқарорлиги шквореннинг кўндаланг ва бўйлама оғиш бурчакларига, ғилдиракнинг ёнаки оғиш бурчагига, ғилдиракларнинг яқинлашувига боғлиқ. Ҳайдовчи автомобиль ғилдиракларининг тўғри жойлашишини систематик равишда созлаш билан яхши ҳолатда сақлаш зарур. Бу эса ҳаракат хавфсизлигини таъминловчи асосий факторлардан ҳисобланади. Бундан ташқари автомобиль (айниқса, енгил автомобиль) ғилдиракларининг мувоzanатланганлиги унинг бошқарилувчанлигига, демак ҳаракат хавфсизлигига ижобий таъсир кўрсатади.

Ҳайдовчининг психик ва физиологик ҳолати ҳам ҳаракат хавфсизлигига таъсир этиши мумкин. Автомобилни яхши бошқариш учун ҳайдовчининг кўриш қобилияти ўткир бўлиши, ранглارни ажрата олиши, йўл шароити ўзгарганда ҳам зийракликни сақлаш лозим.

XI б о б

АВТОПОЕЗДЛАР

117- §. АВТОПОЕЗДЛАР ТЎҒРИСИДА ТУШУНЧА

Тортувчи автомобиль (тягач) ва унга уланган бир нечта (бир ёки икки ўқли) прицеп (ярим прицеп, роспуск) дан иборат транспорт воситаси автопоезд деб аталади. Халқ хўжалигининг тез суръатларда ривожланиши кўплаб автомобиль транспорти ишлаб чиқаришни талаб қилади. Тадқиқотларнинг кўрсатишича, бу масалани фақат автомобиллар сонини ошириб эмас, балки унинг юк кўтариш қобилиятини ошириш билан ҳам ечиш зарур.

Назарий жиҳатдан автопоезднинг умумий оғирлиги чекланмаган катта бўлиши мумкин, лекин унинг габарити, йўлга босими тавсия этилган нормадан четга чиқмаслиги зарур. Ҳозирги пайтда 250 ... 300 т ва ундан ортиқ юк кўтариш қобилиятига эга бўлган оғир автопоездлар мавжуд. Автопоезд техникавий-иқтисодий кўрсаткичларининг автомобилга нисбатан 1,5 ... 2,0 марта юқори бўлиши унинг афзалликларидан биридир. Халқ хўжалигида юкларни (қурилиш конструкциялари, трубалар, ёғоч ва ҳ. к.) автопоездларсиз ташиш анча оғир.

Автопоездлар қуйидаги афзалликларга эга:

1) автопоезднинг нархи шу оғирликдаги автомобиль нархидан анча кам; 2) автопоезднинг тузилиши оддий, унга техникавий хизмат кўрсатиш ва уни эксплуатация қилиш учун кам маблағ сарфланади (масалан, 1 т юкни 1 км масофага ташиш учун автопоездларда автомобилдагига нисбатан 20—30% кам ёнилғи сарфланади); 3) автопоезд кузовининг фойдали иш юзаси автомобилникидан 1,4 ... 1,5 марта кўп; 4) автопоездлар кўп турли юкларни ташишга мосланган; 5) автопоездлар учун гараж қуришга капитал харажат камаяди, чунки прицепларни сақлаш учун махсус жой зарур эмас.

Автопоезд вазифасига қараб қуйидагиларга бўлинади: 1) универсал — ҳар хил юкларни ташишга мўлжалланган платформа ёки фургонлар; 2) ихтисослаштирилган — бир турдаги юкни ташишга мўлжалланган (самосвал, панель ташувчи, узун юкларни ташувчи, рефрижератор ва бошқалар); 3) махсус — автопоезд устига доимий ўрнатилган ускуна бўлиши мумкин (кўчма электростанция, компрессор мосламаси, ремонт устахонаси).

Тортувчи кучнинг ғилдиракларга тақсимланиш характериға қараб автопоездлар қуйидагиларга бўлинади: 1) пассив — автопоездга уланган прицеп (ярим прицеплар, роспусклар) етакчи ғилдиракка эға бўлмайди; 2) актив — уланган прицеп (ярим прицеп, роспуск) етакчи ғилдиракка эға.

Юкнинг автопоезд звеноларига тақсимланишиға қараб: а) юк мустақил бўлинадиган автопоездлар (прицепли автопоездлар); б) юк номустақил бўлинадиган автопоездлар (эгарлик автопоездлар); в) юк аралаш бўлинадиган автопоездлар (эгарлик тягач, ярим прицеп ва икки ўқли прицепдан иборат автопоезд) бўлади.

118- §. АВТОПОЕЗДГА ТАЪСИР ЭТУВЧИ ҚАРШИЛИК КУЧЛАРИ

Автопоездга таъсир этувчи қаршилик кучлари оддий автомобилдагидек бўлиб, P_{fan} , P_{lan} , P_{wan} , P_{ja} билан белгиланади. Қуйидаги формулаларни ёзишда автопоезд умумий ҳолатда ҳаракат қилади деб фараз қилинади. Автопоезд тягач ва прицепдан иборатлиги учун унинг ҳаракатига қаршилик кучи қуйидагича ифодаланади:

$$P_{fan} = P_{fa} + P_{fn} = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \left(1 + \frac{G_n}{G_a} \right); \quad (107)$$

бу ерда P_{fa} — тягач ғилдиракларининг ғилдирашға қаршилик кучи, Н;
 P_{fn} — прицеп ғилдиракларининг ғилдирашға қаршилик кучи, Н;
 G_n — прицепнинг умумий оғирлиги, Н.

Агар $K_n = \frac{G_n}{G_a}$ бўлса,

$$P_{fan} = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot (1 + K_n), \text{ Н}; \quad (108)$$

бу ерда K_n — тягач (тортувчи автомобиль) ва прицеп оғирликлари ўртасидаги боғланишни кўрсатувчи коэффициент.

Демак, автопоезднинг ғилдирашға қаршилик кучи тягач ва прицеп оғирликлари нисбатига ҳам боғлиқдир.

Автопоезднинг баландликка чиқишиға қаршилик кучи

P_{lan} қуйидагича ёзилади:

$$P_{lan} = P_{la} + P_{ln} = G_a \cdot \sin \alpha \left(1 + \frac{G_n}{G_a} \right) = G_a \sin \alpha (1 + K_n). \quad (109)$$

Бу ерда: P_{la} — тягачнинг баландликка чиқишиға қаршилик кучи, Н;

P_{in} — прицепнинг баландликка чиқишига қаршилик кучи, Н.
Автопоездга йўлнинг умумий қаршилиги $P_{\psi an}$ қуйидагича аниқланади:

$$P_{\psi an} = P_{fan} + P_{ian} = G_a \cdot f \cos \alpha (1 + K_n) + G_a \cdot \sin \alpha (1 + K_n) = G_a \cdot \psi (1 + K_n) \quad (110)$$

Автопоездга ҳавонинг қаршилик кучи P_{wan} ни тягач ва прицепга бўлган ҳаво қаршиликларини оддий қўшиш билан аниқлаш нотўғри. Чунки автопоезднинг ҳаракатига ҳаво оқимининг қаршилиги мураккабдир. Автопоездга ҳаво қаршилигини аниқлаш учун қуйидаги формула мавжуд:

$$P_{wan} = \frac{W_{an} \cdot v_a^2}{13}; \quad (111)$$

W_{an} — автопоезд учун суйрилик фактори, $\frac{H \cdot c^2}{m^2}$.

Автопоезднинг тезланишга қаршилик кучи қуйидагича аниқланади:

$$P_{jan} = \frac{G_{an}}{g} \cdot j_{an} \cdot \delta_{an}; \quad (112)$$

бу ерда $\delta_{an} = 1 + \sigma_{1an} \cdot i_{kn}^2 + \sigma_{2an}$;

G_{an} — автопоезднинг умумий оғирлиги, Н;

f_{an} — автопоезднинг тезланиши.

Булардан кўриниб турибдики, автопоезднинг тезланишига қаршиликларни аниқлаш формулалари автомобилларникидан катта фарқ қилмайди. Фақат прицепнинг оғирлиги таъсирини ҳисобга олиш зарур.

Автопоезднинг динамик паспорти

Автопоезднинг динамик характеристикаси, оғирликлар номограммаси ва филдиракларнинг шатаксиярашини контрол қилиш графиклари йиғиндисига унинг динамик паспорти деб аталади. Автопоезд оғирлиги қуйидагига тенг:

$$G_{an} = G_a + G_n.$$

Автопоездлар оғирликлар номограммасини ва филдиракларнинг шатаксиярашини контрол қилиш графиктини қуриш учун қуйидаги формулалар ишлатилади:

$$\begin{aligned} D_{oan} &= D_{an} \frac{G_{an}}{G_{oan}}; & D_{\phi an} &= \varphi \cdot \frac{G_{2an}}{G_{an}} \\ D_{\phi oan} &= \varphi \cdot \frac{G_{o2an}}{G_{oan}}; & m_{Doan} &= m_{Dan} \cdot \frac{G_{an}}{G_{oan}} \end{aligned} \quad (113)$$

бу ерда D_{oan} ; D_{an} — юксиз ва юкли автопоезднинг динамик фактори;

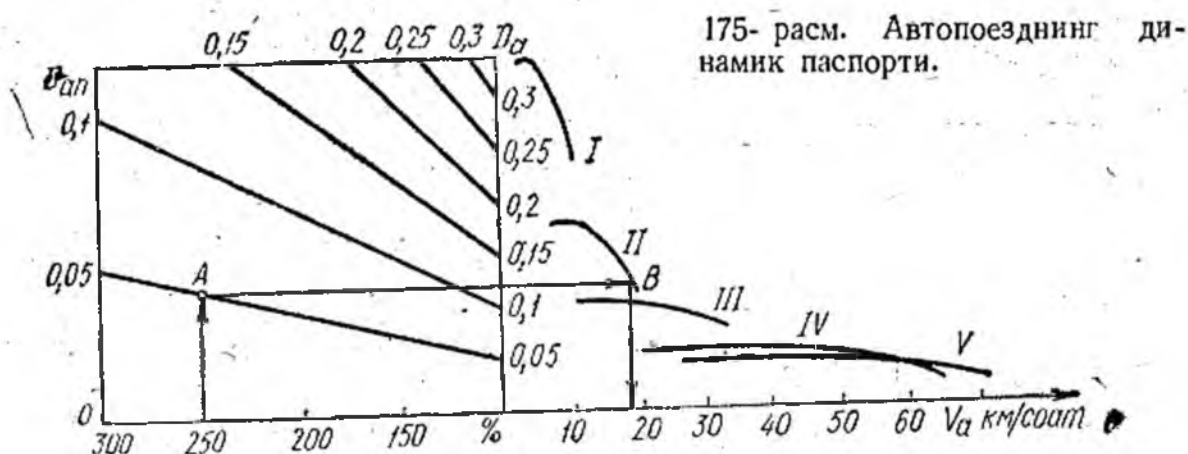
G_{oan} — автопоезднинг ўз оғирлиги, Н;

G_{o2an} , G_{2an} — юксиз ва юкли автопоезднинг кетинги етакчи филдирагига тўғри келган оғирликлар, Н;

$D_{\phi \text{ oap}}, D_{\phi \text{ an}}$ — юксиз ва юкли автопоездининг тишлашиш бўйича динамик фактори;

$m_{\text{Doan}}, m_{\text{Dan}}$ — масштаблар.

Автопоездининг динамик паспортидан (175- расм) фойдаланиб ечиладиган масалалар оддий автомобилдагига ўхшашдир.



175- расм. Автопоездининг динамик паспорти.

119- §. АВТОПОЕЗДИНИНГ ТОРМОЗЛАНИШ ДИНАМИКАСИ

Автопоезд составидаги прицеп (роспуск) тормозлаш механизми билан жиҳозланмаган бўлиши ҳам мумкин. Автопоездни тормозлашнинг икки усули бор:

1) автопоезд фақат тортувчи автомобиль (тягач) ғилдирагида мавжуд тормозлаш механизми ёрдамида тўхтатилади;

2) автопоездининг ҳамма ғилдиракларида тормозлаш механизми мавжуд. Автопоезд шу тормозлар ёрдамида тўхтатилади.

Автопоездни тормозлашнинг биринчи усули айрим автомобилни тормозлашдан фарқ қилмайди, фақат тортувчи автомобилга уланган прицепнинг инерцияси ҳисобга олинishi ва тормозлаш механизмида ҳосил бўладиган тормозлаш кучининг каттароқ бўлишини таъминлаш зарур.

Автопоездни тормозлашнинг иккинчи усули қуйидаги вариантлардан иборат бўлиши мумкин:

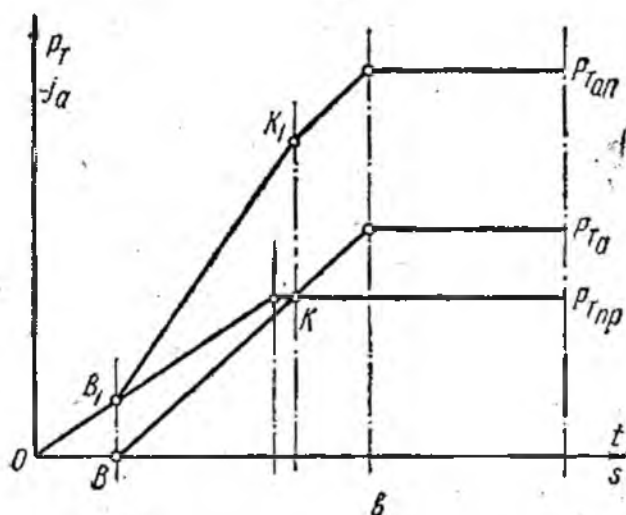
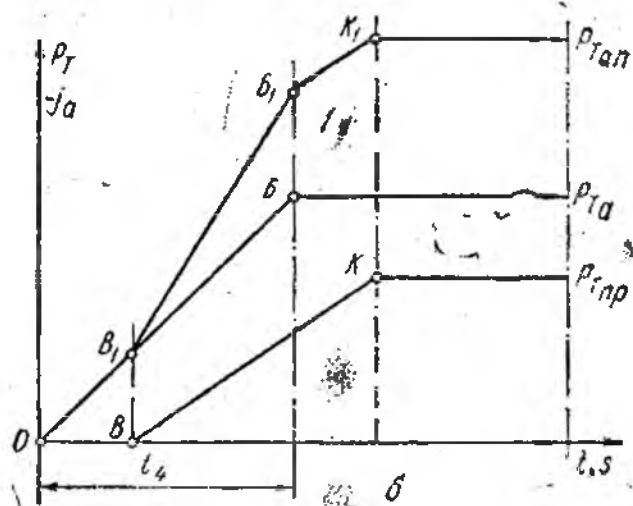
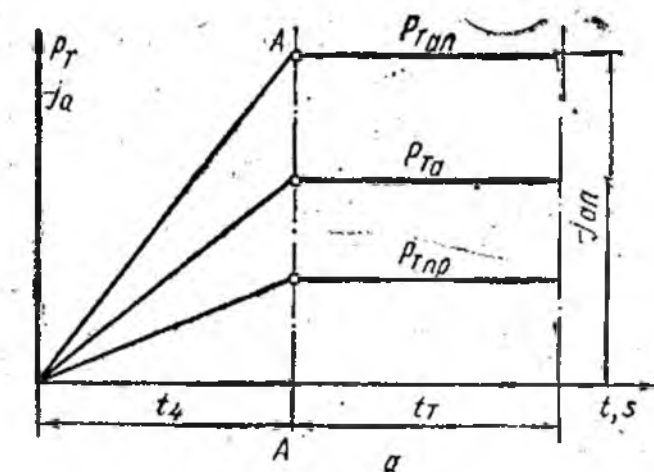
а) тортувчи автомобиль ва прицеп (ярим прицеп, роспуск), ғилдираклари бир вақтда тормозланади;

б) аввал тортувчи автомобиль, кейин эса прицеп (ярим прицеп, роспуск) ғилдираклари тормозланади;

в) аввал прицеп (ярим прицеп, роспуск) кейин эса тортувчи автомобиль ғилдираклари тормозланади.

Иккинчи усулда тормозлашни тушунтириш учун Я. Х. Закин тавсия этган тормозлашнинг устма-уст туширилган диаграммаси жуда қўл келади. Бу диаграмма автопоездни ташкил этувчи ҳамма элементларининг тормозланиш графикларини умумий координаталарда устма-уст жойлаштириб ҳосил қилинади. Тормозлашнинг ана шу учала вариантини кўриб чиқайлик.

Биринчи вариантда (176- расм, а) тортувчи автомобиль ва прицепда тормозлаш кучининг максимал қийматига бир вақтда (А — А) эри-



176- расм. Тягач ва прицепдан иборат автопоезднинг тормозланиши диаграммаси вариантлари.

Маълумки, автотранспортда ёнилғини тежашнинг асосий йўллари-дан бири ёнилғи сарфлашни нормалашдир. Айрим автомобиллар учун ёнилғи сарфлашнинг чизиқли ва солиштирма нормалари аниқ бўлишига қарамасдан автопоездлар учун эса бу масала аниқ эмас ва уни илмий асосда ечиш зарур.

Автопоезднинг 100 км йўлига сарфланадиган бензин миқдори айрим автомобиль нормасидан прицеп оғирлигининг ҳар тоннаси ҳисоби-

шиб, умумий қиймати $P_{\text{тан}}$ бўлади. Бу методнинг афзаллиги шундаки, тормозлаш даврида автопоезд ўз турғунлигини сақлайди.

Иккинчи вариантда (176- расм, б) тормозлаш кучи аввал тортувчи автомобилда, кейин эса прицепда максимал қийматга эришади, умумий қиймати $P_{\text{тан}}$ график усулда қўшиш билан аниқланади. Бу метод билан тормозлашда прицеп тормозланаётган автомобилни ўз массаси билан туртади. Шунда автопоезд букланиши мумкин, бу эса автопоезднинг турғунлигини ёмонлаштиради.

Учинчи вариант бўйича тормозланишда (176- расм, в) прицепнинг тормозланиши илгари-роқ бошлангани учун автопоезд таранг чўзилиб ҳаракат қилади, бу ҳолат унинг ҳаракатдаги турғунлигини яхшилайд.

120- §. АВТОПОЕЗДНИНГ ЁНИЛҒИ ТЕЖАМКОРЛИГИ

Автомобилнинг автопоезд состида ишлаши унинг йўл бирлигига сарфлаган ёнилғи миқдорини бирмунча оширади. Лекин прицепларнинг ишлатилиши ва двигатель қувватидан тўла-роқ фойдаланиш ҳисобига ёнилғининг солиштирма сарфи камаяди, транспорт ишини бажаришга сарфланган ёнилғи миқдори анча камайиб, юк ташиш таннари арзонлашади.

га 2,5 л, дизель ёнилғиси эса 1,5 л га ортиқ. Транспорт ишини бажариши учун сарфланган ёнилғи миқдори айрим автомобиль учун қандай бўлса, прицеп учун ҳам шундай қолади.

Автопоездларнинг ёнилғи тежамкорлигига унинг конструкциясини яхшилаш катта таъсир кўрсатади. Бу борада автопоезднинг ҳаво қаршилигини енгиш қобилиятини яхшилаш самарали бўлади. Тадқиқотлардан маълумки, 4×2 типдаги тягач ва икки ўқли ярим прицепдан иборат, 33 т. ли автопоезд цемент-бетон йўлдан 70 км/соат тезликда текис ҳаракатланаётганда ёнилғисининг 20% ҳаво қаршилигини енгишга сарф бўлади. Аэродинамик мосламаларнинг ишлатилиши юқоридаги автомобиль учун 50... 90 км/соат тезликлар диапазонида ёнилғи сарфини 11... 17% га камайтириши мумкин.

XI бобга доир масалалар

1. Оғирлиги 13000Н бўлган тягач прицеп билан қиялиги 4° , гилдирашга қаршилиқ коэффициенти 0,04 бўлган йўлдан ҳаракатланмоқда. Тягач ва прицеп оғирликлари ўртасидаги боғланиш коэффициенти 0,62. Автопоезднинг гилдирашга қаршилиқ кучи аниқлансин.

Ж а в о б: $P_{fan} = 835 \text{ Н}$.

2. Оғирлиги 65000Н бўлган тягач прицеп билан баландликка чиқиш учун 5000 Н куч сарфлайди; тягач ва прицеп оғирликлари ўртасидаги боғланиш коэффициенти 0,53. Йўлнинг қиялиқ бурчаги аниқлансин.

Ж а в о б: $\alpha = 2^\circ 52'$.

3. Жами қаршилиқ коэффициенти 0,15 бўлган йўл қаршилигини енгиш учун тягач 9000 Н тортиш кучи сарфлайди. Тягач ва прицеп оғирликлари ўртасидаги боғланиш коэффициенти 0,58. Тягачнинг оғирлигини аниқланг.

Ж а в о б: $G_a = 38000 \text{ Н}$

1. Архангельский В. М. ва бошқалар. Автомобильные двигатели. М. С. Ховахнинг умумий тахрири остида. М., «Машиностроение», 1967.
2. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1976.
3. Кадыров С. М., Никитин С. Е. Рабочий процесс и эксплуатация дизелей в условиях Средней Азии. Т., «Ўзбекистон». 1977.
4. Ховах М. С., Маслов Г. С. Автомобиль двигателлари. Т., «Ўқитувчи», 1977.
5. Кадыров С. М. Методические указания по выполнению курсовой работы и проекта по курсу «автотракторные двигатели». Т., ТАДИ, 1979.
6. Хачиян А. С. ва бошқалар. Двигатели внутреннего сгорания. «Высшая школа», 1978.
7. НИИАТ. Краткий автомобильный справочник. М., «Транспорт». 1978.
8. Подача и распыливание топлива в дизелях. Под ред. И. В. Астахова. М., «Машиностроение». 1972.
9. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950 й.
10. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. М., Авто-трансиздат, 1962 й.
11. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1963 й.
12. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М. Машгиз, 1966 й.
13. Лаптев С. А. Дорожные испытания автомобилей. М., Машгиз, 1962 й.
14. Рашидов Н. Р., Исмаилов А., Якубов М., Аликулов С. Р. Условие синхронного торможения многозвенного тракторного поезда. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, № 7, 1977 й.
15. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машгиз, 1971 й.
16. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М., Транспорт, 1967 й.
17. Алексеев Б. А. Безопасность движения автомобильного транспорта. М., Досааф, 1972 й.
18. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М., Машиностроение, 1970 й.
19. Правила дорожного движения. Издательство «Ўзбекистон», 1978 й.
20. Новое в разработке удельных норм расхода автомобильного топлива. Автомобильный транспорт, № 8, 1978 й.
21. Пути экономии топлива. Автомобильный транспорт, № 1, 1976 й.
22. О нормах расхода автомобильного топлива. Автомобильный транспорт, № 4, 1969 й.
23. Исследование поворачиваемости экспериментального легкового автомобиля. Сборник материалов по итогам научно-исследовательских работ Ташкентского автотракторного института за 1971 год, выпуск 86, 1973 й.
24. Московкин В. В., Евграфов А. Н., Петрушов В. А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и его влияние на топливную экономичность автомобиля. НИИНАВТОПРОМ, 1978 й.
25. Великанов Д. П., Бернацкий В. И., Нифонтов Б. Н., Плеханов И. П. Автомобильные транспортные средства. М., Транспорт, 1977 й.

I боб.

60-§. Эксплуатацион хусусиятлар назариясининг тараққиёти	195
61-§. Автомобилнинг эксплуатацион хусусиятлари	195

II боб. Ҳаракатдаги автомобилга таъсир этувчи куч ва моментлар

62-§. Автомобилга таъсир этувчи кучлар	197
63-§. Трансмиссияда қувватнинг исроф бўлиши	198
64-§. Автомобилнинг тортиш кучи	200
65-§. Гилдирак радиуслари	202
66-§. Тишлашиш кучи. Автомобилнинг ҳаракатланиш шарти	203
67-§. Гилдиракнинг айланма-илгарилама ҳаракатига (гилдирашига) қаршилик кучи	205
68-§. Автомобилнинг баландликка чиқишга қаршилик кучи ва йўлнинг жами қаршилик кучи	208
69-§. Автомобилга ҳавонинг қаршилик кучи	209
70-§. Автомобилнинг тезланишига қаршилик кучи (инерция кучи)	211
71-§. Йўлнинг нормал реакциялари	212
72-§. Автомобилнинг ҳаракат тенгламаси ва уни ечиш усуллари	214

III боб. Автомобилнинг тортиш динамикаси

73-§. Автомобилга таъсир этувчи кучлар баланси ва унинг графиги	215
74-§. Автомобилга таъсир этувчи кучлар қувватининг баланси ва унинг графиги	217
75-§. Автомобилнинг динамик фактори	219
76-§. Автомобилнинг динамик паспорти	222
77-§. Автомобилнинг тезлана олиши	225
78-§. Автомобилнинг шигов билан баландликка чиқиши	229
79-§. Автомобилнинг етакчи гилдиракларига тортиш кучи таъсир этмагандаги ҳаракати (накат силан ҳаракатланиши)	230
80-§. Эксплуатацияда учрайдиган факторларнинг тортиш динамикасига таъсири	232

IV боб. Автомобилнинг тормозланиш динамикаси

81-§. Автомобилнинг тормозланиш хусусиятлари кўрсаткичлари	233
82-§. Эффектив тормозланиш шарти	235
83-§. Тормозловчи кучнинг ўқлар ўртасида тақсимланиши	237
84-§. Тормозланиш процессини тадқиқ этиш	239
85-§. Тормозланиш вақти ва йўли	241
86-§. Автомобилни двигатель трансмиссиядан ажратилмаган ҳолда тормозлаш	244
87-§. Автотехникавий экспертиза тўғрисида тушунча	245
88-§. Эксплуатация вақтида учрайдиган факторларнинг тормозланиш динамикасига таъсири	247

V боб. Автомобилнинг ёнилғи тежамкорлиги

89-§. Автомобилнинг ёнилғи тежамкорлиги кўрсаткичлари	248
90-§. Ёнилғи тежамкорлиги графиги	249
91-§. Автомобилда ёнилғи сарфлаш нормалари	251
92-§. Эксплуатацияда учрайдиган омилларнинг ёнилғи тежамкорлигига таъсири	252

VI боб. Автомобилнинг бошқарилувчанлиги

93-§. Автомобилнинг бошқарилувчанлик кўрсаткичлари	253
94-§. Бошқарилувчан гилдиракларнинг сирпанмасдан гилдираш шарти	254
95-§. Шинанинг ёнаки сурилари (уводи) ва автообилнинг бурилувчанлиги	255
96-§. Кузовнинг кўндаланг огилиши	260
97-§. Бошқарилувчи гилдиракларнинг бурилиш бурчаклари ўртасидаги боғланиш	261
98-§. Бошқарилувчи гилдиракларнинг тебраниши	263
99-§. Бошқарилувчи гилдиракларни стабиллаш	265
100-§. Эксплуатацияда учрайдиган факторларнинг бошқарилувчанликка таъсири	267

VII б о б. Автомобилнинг турғунлиги

101-§. Автомобилнинг турғунлик кўрсаткичлари	269
102-§. Автомобилнинг ағдарилиши	269
103-§. Автомобилнинг ҳаракат вақтидаги ёнаки сурилиши	271
104-§. Автомобиль олдинги ва кетинги ўқларининг ён томонга сурилишини киёсий таҳлил этини	272
105-§. Эксплуатацияда учрайдиган факторларнинг автомобиль турғунлигига таъсири	274

VIII б о б. Автомобилнинг йўл тўсикларидан ўтувчанлиги

106-§. Автомобилнинг йўл тўсикларидан ўтувчанлик кўрсаткичлари	276
107-§. Ўтувчанлигининг геометрик кўрсаткичлари	276
108-§. Ўтувчанлигининг таянч-тишланиш кўрсаткичлари	277
109-§. Эксплуатацияда учрайдиган факторларнинг автомобилнинг ўтувчан- лигига таъсири	279

IX б о б. Автомобилнинг юриш раволиги

110-§. Автомобилнинг юриш раволиги кўрсаткичлари	280
111-§. Автомобилнинг тебраниши	280
112-§. Эксплуатацияда учрайдиган факторларнинг автомобилнинг юриш ра- волигига таъсири	282

X б о б. Ҳаракат хавфсизлиги

113-§. Ҳаракат хавфсизлигига таъсир этувчи асосий факторлар	283
114-§. Ҳаракат хавфсизлигининг турлари	284
115-§. Автомобиль ҳаракат хавфсизлигининг эксплуатацион хусусиятларга боғлиқлиги	284
116-§. Эксплуатацияда учрайдиган факторларнинг автомобиль ҳаракат хавф- сизлигига таъсири	285

XI б о б. Автопоездлар

117-§. Автопоездлар тўғрисида тушунча	286
118-§. Автопоездга таъсир этувчи қаршилик кучлари	287
119-§. Автопоездининг тормозланиш динамикаси	289
120-§. Автопоездининг ёнилғи тежамкорлиги	290
Алабиёт	292
Илова	