

AzTU – “Avtomobil texnikası” kafedrası

t.e.n., dos. - Namazov Bəxtiyar Fərman oğlu

AVTOMOBİL NƏZƏRİYYƏSİ – MÜHAZİRƏ

FƏNN HAQQINDA QISA MƏLUMAT

Avtomobilin layihələndirilməsi zamanı onun konstruksiyasına qoyulan tələblərin ödənməsi üçün ona müəyyən xüsusiyyətlər verilir. Bu xüsusiyyətlərdən istifadə olunma dərəcəsi – uyğun olaraq məhsulun keyfiyyəti, konstruktor işinin səviyyəsindən, hazırlanma texnologiyasından və istifadə olunan materialların xarakteristikasından asılıdır.

Mürəkkəb maşınlar müxtəlif xüsusiyyətlərə malikdir. Bütün xüsusiyyətlər iki əsas qrupda birləşdirilir: funksional xüsusiyyətlər və etibarlıq.

Avtomobilin funksional xüsusiyyətləri – onun təyinatına görə müəyyən edilmiş funksiyaları yerinə yetirmək imkanındır. Avtomobilə aid funksional xüsusiyyətlər istismar xüsusiyyətləri adlanır.

İstismar xüsusiyyətləri – avtomobilin istismar prosesinə uyğunlaşma dərəcəsini xarakterizə edən xüsusiyyətlər qrupudur.

Etibarlılıq xüsusiyyətləri – avtomobilin işləmə qabiliyyətini saxlamaq imkanını xarakterizə edən xüsusiyyətlər qrupudur.

Verilmiş kursda biz yalnız bir qrup xüsusiyyətləri – avtomobilin istismar xüsusiyyətlərini öyrənəcəyik. Avtomobilin istismar xüsusiyyətləri aşağıdakı kimi qruplaşdırılır:

- dartıcı-sürət xüsusiyyətləri;
- tormoz xüsusiyyətləri;
- yanacaq qənaətliliyi;
- idarəolunma;
- dayanatlıq;
- keçicilik;
- hərəkət səlisliyi.

AVTOMOBİL TƏKƏRİNİN KİNEMATİKASI

Pnevmatik şinli təkər avtomobilin səciyyəvi hərəkətvericisidir. Hərəkət verici dedikdə, dayaq səthi ilə qarşılıqlı əlaqədə olan və mobil maşının hərəkətini təmin edən işçi mexanizm nəzərdə tutulur.

Təkərin dayaq səthi ilə qarşılıqlı əlaqəsi zamanı, təkər və dayaq səthi müxtəlif istiqamətlərdə deformasiya edir. Təkərin və dayaq səthinin deformasiyalarının nisbətində görə təkərin qeyd olunan şərti hərəkət növləri mövcuddur:

- 1) elastik (deformasiya olunan) təkərin deformasiya olunmayan səthdə;
- 2) sərt (deformasiya olunmayan) təkərin deformasiya olunan səthdə;
- 3) deformasiya olunan təkərin deformasiya olunan səthdə hərəkəti.

Avtomobil təkəri (avtomobilin hərəkətindən asılı olaraq) düzxətli və ya əyrixətli hərəkət edə bilər. Aşağıda elastik avtomobil təkərinin deformasiya olunmayan səthdə düzxətli hərəkətinə baxılacaq.

Pnevmatik şin – sıxılmış hava ilə doldurulmuş nazikdivarlı örtükdür. Təkərin diyirlənməsi zamanı bu örtüyün deformasiyası və dayaq səthinə nəzərən protektorun elementlərinin sürüşməsi baş verir. Buna görə də sərt təkərdən fərqli olaraq elastik təkərin bir neçə radiusu mövcuddur.

Azad radius (r_a) – sərbəst təkərin xarici diametrinin (D_x) yarısına bərabərdir:

$$r_a = 0,5D_x.$$

Təkərin xarici diametri dedikdə, kontakt səthi ilə toxunmadığı halda, qaçış yolu üzrə onun ən böyük çevrəvi kəsiyinin diametri nəzərdə tutulur. Təkərin xarici diametri şinin daxili təzyiqindən asılıdır. Kataloq və sorğu kitablarında nominal təzyiqdə təkərin xarici diametrinin qiyməti qeyd edilir.

Statik radius (r_{st}) – yalnız normal qüvvə ilə yüklənmiş, hərəkətsiz təkərin mərkəzindən dayaq səthinə qədər olan məsafədir. Şinin konstruktiv parametrləri məlum olduqda statik radius aşağıdakı asılılıqdan tapıla bilər:

$$r_{st} = 0,5d + \lambda_z H,$$

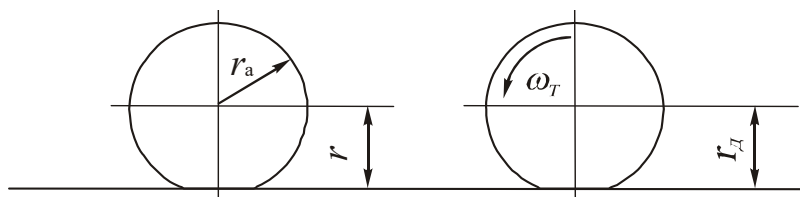
burada d – şinin çənbərinin yerləşmə diametri; λ_z – şinin növündən asılı olan şaquli deformasiya əmsalıdır (yüngül minik avtomobillərinin diaqonal şinləri üçün $\lambda_z = 0,85 \dots 0,9$; radial şinləri üçün $\lambda_z = 0,8 \dots 0,85$; yük avtomobillərinin normal profilli şinləri üçün $\lambda_z = 0,85 \dots 0,87$; təzyiqi nizamlanan şinlər üçün $\lambda_z = 0,8 \dots 0,85$); H – şinin profilinin hündürlüyüdür.

Dinamik radius (r_d) – diyirlənən təkərin mərkəzindən dayaq səthinə qədər olan məsafədir. Təkərin kiçik sürətlə, sərt dayaq səthi üzrə diyirlənməsi zamanı statik və dinamik radiuslar praktiki olaraq bərabərdir. Buna görə də təqribi hesablamalarda dinamik radius statik radiusa bərabər götürülür.

Diyirlənmə radiusu (r_ω) – təkərin irəliləmə sürətinin bucaq sürətinə olan nisbətidir: $r_\omega = V_x / \omega_t$. Təkərin diyirlənmə radiusu şərti qiymətə malik olub, onun ölçüləri ilə birbaşa bağlı deyil. Diyirlənmə radiusunu şərti olaraq sürüşməsiz diyirlənərək real təkərlə eyni sayda dövr və məsafə qət edən, deformasiya olunmayan halqanın radiusu kimi qəbul etmək olar. Təkərin getdiyi yolu və dövrlər sayını bilərək diyirlənmə radiusunu təcrübi yolla müəyyən etmək olar:

$$r_\omega = S / (2\pi n_T).$$

Diyirlənən təkərə burucu moment və itələyici qüvvə təsir göstərə bilər. Yalnız itələyici qüvvənin təsiri ilə diyirlənən təkərə aparılan təkər deyilir. Nominal təzyiq və yüklənmə şəraitində aparılan təkərin diyirlənmə radiusu onun statik radiusundan böyük, azad radiusundan isə kiçikdir. Hesablama zamanı aparılan təkər üçün (burucu moment sıfıra bərabər olduğu halda) dinamik radiusun qiymətinin əvəzinə statiki radiusun qiymətini götürmək olar.

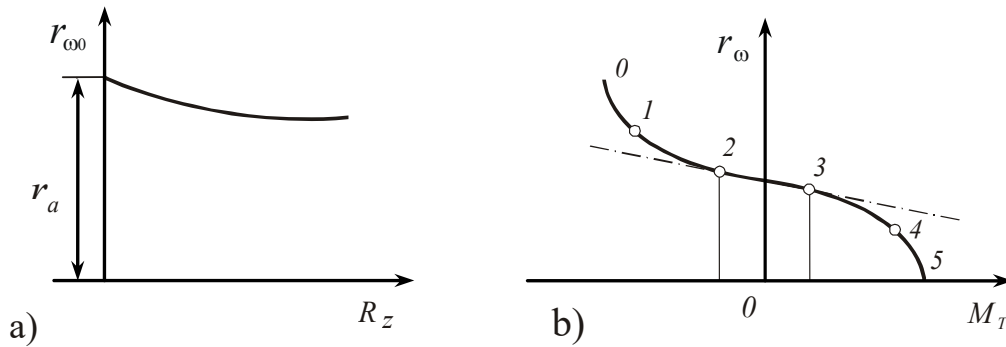


Şəkil 1. Təkərin radiusları

Təkərə düşən yük və onun ötürdüyü burucu moment artarsa diyirlənmə radiusunun qiyməti azalar. Şəkil 1,b)-də 2 – 3 sahəsində diyirlənmə radiusu ötürülən burucu momentdən xətti asılıdır və onun dəyişməsi təkərin elastiki sürüşməsi ilə əlaqədardır. Elastiki sürüşmə sahəsində diyirlənmə radiusunun təkərə ötürülən burucu momentin qiymətindən asılılığı akademik Y.A.Çudakovun təklif etdiyi ifadə ilə təyin edilir:

$$r_{\omega} = r_{\omega 0} - \lambda_T M_T, \quad (1.2)$$

burada λ_T – şinin növü və konstruksiyasından asılı olan tangensial deformasiya əmsalıdır. 1 – 2 və 3 – 4 sahələrində diyirlənmə radiusu təkərin sürüşməsi hesabına kəskin artır. 0 – 1 və 4 – 5 sahələrində təkərin dayaq səthinə nəzərən tam sürüşməsi baş verir. 0 nöqtəsi diyirlənməsiz sürüşməyə (bloklanmaya), 5 – nöqtəsi isə yerində fırlanmaya uyğundur.



Şəkil 1.2. Təkərin diyirlənmə radiusunun dəyişməsi:

a) apanılan rejimdə yükün dəyişməsinə görə; b) aparan rejimdə ötürülən burucu momentin dəyişməsinə görə

Avtomobilin irəliləmə hərəkəti zamanı V_a sürəti onun bütün nöqtələri üçün eyni olduğundan, aydındır ki,

$$V_a = V_x = r_{\omega} \omega_T,$$

burada $\omega_T = \frac{\omega_e}{u_{TR}} = \frac{\pi n_e}{30 u_{TR}} = 0,105 \frac{n_e}{u_{TR}}$ olduğundan, avtomobilin sürəti

$$V_a = 0,105 \frac{n_e r_{\omega}}{u_{TR}}$$

olar.

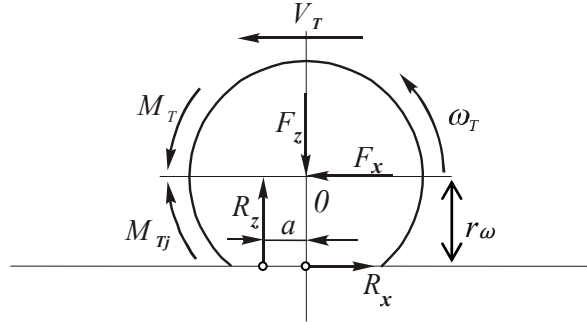
AVTOMOBİL TƏKƏRİNİN HƏRƏKƏT TƏNLIYI

Deformasiya olunmayan səthdə diyirlənən təkərə təsir edən qüvvə və momentlər şəkil 2-də göstərilmişdir. Şəkildə F_Z – təkərə düşən normal yük olub yol müstəvisinə perpendikulyar yönəlir; F_X – təkərə təsir edən uzununa qüvvə olub, yol müstəvisinə paralel yönəlir (onun istiqaməti təkərin irəliləmə hərəkəti ilə eyni

olduqda müsbət sayılır); R_x – yolun uzununa reaksiyası; R_z – yolun normal reaksiyası; M_T – avtomobil tərəfindən təkərə ötürülən burucu moment (onun istiqaməti təkərin bucaq sürəti ilə eyni olduqda müsbət sayılır); M_{Tj} – təkərin diyirlənməsinin sürətlənmə müqavimət momentidir

$$M_{Tj} = J_T \frac{d\omega_t}{dt},$$

burada J_T – təkərin fırlanma oxuna nəzərən ətalət momentidir.



Şəkil 2. Diyirlənən təkərə təsir edən qüvvə və momentlər

O mərkəzinə görə momentlər tənliyindən

$$M_{Tj} - M_T - R_x r_\omega + R_z a = 0.$$

Buradan

$$\frac{M_T}{r_\omega} + R_x = R_z \frac{a}{r_\omega} + \frac{M_{Tj}}{r_\omega}.$$

Şəkil 2-dəki qüvvələr sxemindən

$$R_x = F_x; \quad R_z = F_z.$$

Aşağıdakı əvəzləmələri apararaq:

$$\frac{M_T}{r_\omega} = F_T; \quad \frac{a}{r_\omega} = f; \quad fR_z = F_f; \quad \frac{M_{Tj}}{r_\omega} = F_{Tj}.$$

Qəbul edilmiş işarələmələr nəzərə alınarsa

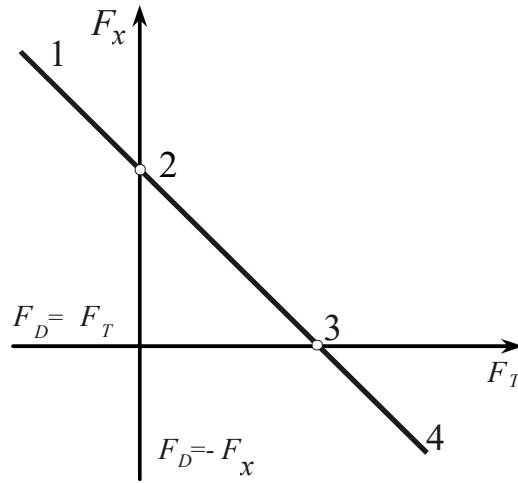
$$F_T + F_x = F_f + F_{Tj} \quad (1)$$

olar. Burada F_T – təkərin çevrəvi qüvvəsi; F_f – təkərin diyirlənmə müqavimət qüvvəsi; F_{Tj} – təkərin sürətlənmə müqavimət qüvvəsidir.

(1) bərabərliyi ilə müəyyən olunan qanunauyğunluq *belə ifadə olunur*: təkərin hərəkətinin ümumi halında uzununa və çevrəvi qüvvələrin cəmi diyirlənmə və sürətlənmə müqavimət qüvvələrinin cəminə bərabərdir.

(1) ifadəsinin qrafik təsviri şəkil 3-də verilib. 1 – 2 sahəsində təkər F_x uzununa qüvvənin təsiri ilə diyirlənir, F_T qüvvəsi təkərin hərəkət istiqamətinin əksinə yönəlidir. Belə diyirlənmə rejimi tormoz rejimi adlanır. 2 nöqtəsində F_T qüvvəsi sıfıra bərabərdir, təkər yalnız uzununa qüvvənin təsiri ilə diyirlənir – bu aparılan rejimə uyğundur; 2 – 3 sahəsində təkərə uzununa və çevrəvi qüvvə (neytral hərəkət rejimi), 3 nöqtəsində isə – yalnız çevrəvi qüvvə təsir edir. Bu rejim sərbəst rejim adlanır, bu rejimdə avtomobilin çərçivəsi ilə təkər arasında uzununa istiqamətdə əlaqə qüvvəsi

yoxdur. 3 – 4 sahəsində F_T qüvvəsi müsbətdir, uzununa qüvvə təkərdən avtomobilin çərçivəsinə ötürülür – bu aparan rejimə uyğundur.



Şəkil 3. Təkərin diyirlənmə rejimləri

Bərabərsürətli hərəkət edən təkərin sürətlənmə müqaviməti yoxdur:

$$F_T + F_x = F_f.$$

Bərabərsürətli hərəkət edən təkərdə çevrəvi qüvvə *tam çevrəvi* qüvvə adlanır:

$$F_{T0} = \frac{M_T}{r_\omega}.$$

Tam çevrəvi qüvvə (və ya tam dartıcı qüvvə) diyirlənmə müqavimət qüvvəsi olmayan və fırlanma hərəkəti zamanı kinetik enerjisi diyirlənən təkərdən avtomobilə ötürülən uzununa qüvvəyə bərabərdir.

Aparılan təkər hərəkət istiqamətində yönələn F_x uzununa qüvvənin təsiri ilə diyirlənir. *Aparılan təkərə burucu moment* və çevrəvi qüvvə təsir etmədiyindən (1) ifadəsini aparılan təkər üçün aşağıdakı kimi yazmaq olar.

$$F_x = F_f + F_{Tj}.$$

Bərabərsürətli hərəkət üçün $F_x = F_f$. Yəni, təkərin diyirlənmə müqavimət qüvvəsi qiymətcə təkərin sabit sürətlə diyirlənməsi üçün tələb olunan uzununa qüvvəyə bərabərdir.

Aparan təkər burucu momentin təsirindən diyirlənir. Bu zaman avtomobilin çərçivəsinə onun sürəti ilə eyni, təkərə isə əks istiqamətdə qüvvə təsir edir. Təkərdən çərçivəyə ötürülən uzununa qüvvə *dartıcı qüvvə* F_D adlanır, $F_D = -F_x$. Aparan təkərin hərəkət ifadəsi aşağıdakı kimi yazılır:

$$F_T - F_D = F_f + F_{Tj}$$

və ya

$$F_D = F_T - F_f - F_{Tj}.$$

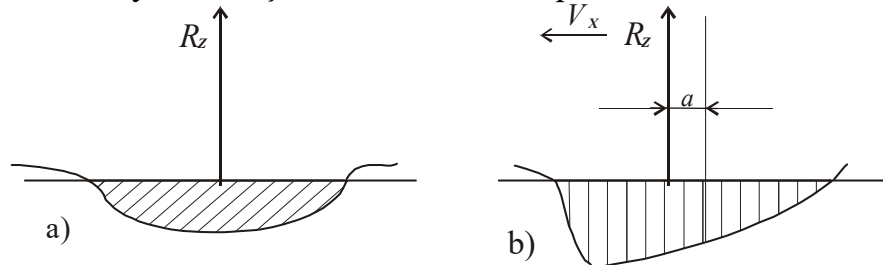
Yəni, aparan təkərlərdəki dartıcı qüvvə çevrəvi qüvvədən diyirlənmə və sürətlənmə müqavimət qüvvələrini çıxmaqla tapıla bilər.

TƏKƏRİN DİYİRLƏNMƏ MÜQAVİMƏT MOMENTİ

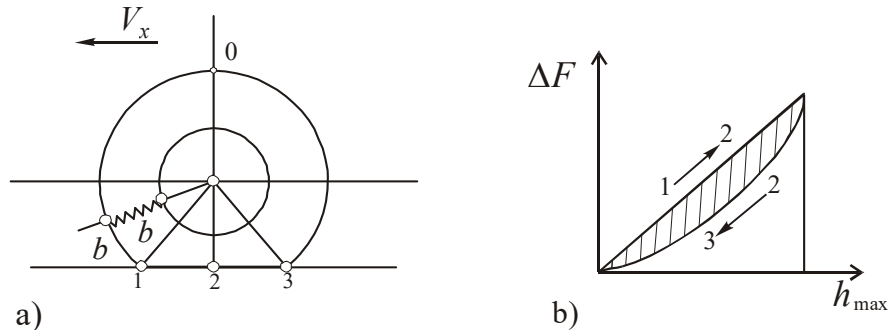
Təkərə düşən normal yükün təsirindən şin deformasiya edir. Şinin yolla kontakt sahəsi qaldırıcı qüvvənin (yolun normal reaksiyasının) normal yükə bərabərliyinədək artır. Tərpənməz şinin kontakt sahəsi ellips formasına uyğundur. Ellipsin böyük oxu şinin simmetriya müstəvisi üzərinə düşür.

Kontakt sahəsində təzyiqin paylanması təqribən şinin deformasiyasına mütənasibdir. Tərpənməz şin altında təzyiqin paylanma epyuru şəkil 4, a) -da göstərilmişdir.

Avtomobil təkərinin hərəkəti zamanı şinin bütün elementləri işləyir. Təkərin hər bir dövründə, şinin profilinin hər bir elementi, məsələn b – b elementi (şəkil 5, a) tam yüklənmə və yüksüzləşmə siklinə məruz qalır.



Şəkil 4. Təzyiq epyurları: a) – tərpənməz şinin; b) – diyirlənən şinin



Şəkil 5. Diyirlənmə zamanı şinin elementlərinin deformasiyası

Lazımi dəqiqliklə şinin elementlərinin yüklənməsinin 0 – 1 – 2 yarımdairə zonasında, formanın bərpasının isə 2 – 3 – 0 yarımdairəsində baş verdiyini qəbul etmək olar. Bu zaman ən intensiv deformasiya və bərpa uyğun olaraq 1 – 2 – 3 sahələrində olur. 1 – 2 sahəsində şinin deformasiyası baş verir və uyğun olaraq qəbul etdiyi yük artır, 2 – 3 sahəsində formanın bərpası baş verir.

Elementə ötürülən ΔF yükünün onun deformasiyasından asılılığı şəkil 4, b)-də (1 – 2 xətti) verilir. Elementin 2 nöqtəsindən 3 nöqtəsinə hərəkəti zamanı deformasiyanın azalması baş verir. $\Delta F = F(h)$ asılılığını xarakterizə edən xətt qrafikdə məcburi histerezis itkilərinin olması səbəbindən, deformasiyanın artmasına uyğun gələn xətdən aşağıdan keçir (2 – 3 xətti). Yüklənmə və yüksüzləşmə xətləri

arasındakı sahə təkərin bir dövründə şin elementlərinin deformasiyası üçün sərf olunan enerji itkilərinə mütənasibdir.

Deformasiyanın artması və azalması zonalarında eyni əyilməyə şin elementlərində müxtəlif yük düşdüyü üçün, diyirlənən təkərin təzyiqlər epyuru kontakt sahəsinin mərkəzinə nəzərən qeyri-simmetrik alınır (kontakt sahəsinin qabaq hissəsində normal təzyiqlər arxa hissəyə nəzərən daha çoxdur). Buna görə də normal reaksiyalarının əvəzləyicisi kontakt sahəsinin mərkəzinə nəzərən a məsafəsi qədər sürüşür (şəkil 4, b). Bu sürüşmə nəticəsində təkərin oxuna nəzərən moment yaranır:

$$M_f = a \cdot R_z,$$

burada R_z – yolun reaksiyasının dayaq səthinə normal toplananıdır. Bu moment təkərin diyirlənməsinə mane olur və buna görə də təkərin diyirlənmə müqavimət momenti adlanır. Deyilənlərdən aydın olur ki, deformasiya olunmayan səthdə diyirlənmə müqavimət momenti əsas etibarilə şinin daxili itkiləri (histerezis) ilə müəyyən olunur.

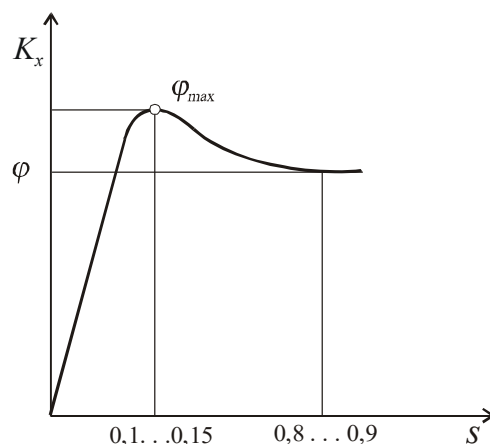
TƏKƏRİN YOLLA İLİŞMƏSİ

Yolun uzununa reaksiyasının qiyməti yolun aparma qabiliyyəti ilə müəyyən olunur. Uzununa və normal reaksiyaların nisbəti şinin yolla ilişməsinə xarakterizə edir və uzununa qüvvə əmsalı (K_x) adlanır:

$$K_x = R_x/R_z = -F_x/R_z.$$

Təkərin sürüşmə sürətini, sürüşmə əmsalı (S) ilə ifadə etmək daha məqsədəuyğundur. Sürüşmə sürəti əmsalı təkərin dayaq səthinə nəzərən sürüşmə sürətinin onun xətti sürətinə nisbəti ilə ölçülür $S = V_s/V_x$ və sıfırdan birə qədər dəyişir. Uzununa qüvvə əmsalının sürüşmə əmsalından asılılıq qrafikini (şəkil 5) nəzərdən keçirək.

Qrafikdə K_x – əmsalının maksimal qiymətə çatma nöqtəsi və sürüşmə əmsalının sonrakı artımı ilə azalma intensivliyi, yolun və şinin protektorunun xarakteristikalarından və hərəkət sürətindən asılıdır. Qrafikin xətti hissəsində ötürülən momentin artması ilə şinin tangensial deformasiyası və sürüşmə elementlərinin sayı mütənasib olaraq artır. Sürüşmə əmsalının müəyyən qiymətində (0,1...0,15) yolun uzununa qüvvə əmsalı maksimal qiymətə çatır. Ötürülən momentin sonrakı artımı ilə yolla kontakt sahəsində təkərin bütün nöqtələri sürüşməyə başlayır. Bu da uzununa qüvvə əmsalının azalmasına səbəb olur.



Şəkil 6. Uzununa qüvvə əmsalının sürüşmədən asılılıq qrafiki

Tam sürüşmə halında uzununa qüvvə əmsalının qiyməti verilmiş yol şəraitində təkərin yolla ilişmə şərtinə görə istifadə olunan ən böyük momenti xarakterizə edir. Uzununa qüvvə əmsalının maksimal qiyməti uzununa ilişmə əmsalı və ya **ilişmə əmsalı** (φ) adlanır. İlişmə əmsalına təsir edən amillər bunlardır: yolun növü və vəziyyəti, şində havanın təzyiqi, təkərə düşən normal yük.

İlişmə əmsalına təsir edən amillər bunlardır: yolun növü və vəziyyəti, şində havanın təzyiqi, təkərə düşən normal yük. İlişmə əmsalının ən böyük qiymətləri quru asfaltbeton və sementbeton yollar üçün xarakterikdir. Bu hallarda ilişmə əmsalı əsasən şin və yol örtüyü arasında sürtünmə ilə müəyyən olunur. Bərk örtüklü yollarda diyirlənərkən protektorun rezini örtük materialına nəzərən qat-qat çox deformasiya olunur. Örtüyün sərt çıxıntıları onunla kontakta girən şin səthinə daxil olur. Buna görə də yaxşı ilişmə yaratmaq üçün yol örtüyünün çıxıntılarının ölçüsü müəyyən hədələrdə (mikroçixıntıların optimal hündürlüyü 2...5 mm) olmalıdır. Yol örtüyündə palçıq və ya su pərdəsi olarsa onun çıxıntılarının protektor rezinə daxil olması çətinləşir və ilişmə əmsalı azalır. Sürətin artması ilişmə əmsalının azalmasına əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərir. Böyük sürətlərdə protektorun rezini örtüyün çıxıntılarna tam ilişmir. Bəzi hallarda ilişmə əmsalının sürətdən asılılığı aşağıdakı kimi yazılır:

$$\varphi_{xV} = \varphi_{x0}(1 - AV),$$

burada V – hərəkət sürəti (m/san); φ_{xV} və φ_{x0} – uyğun olaraq ilişmə əmsalının V və kiçik sürətlərdə qiymətləri; A – yol şəraiti və şinin növündən asılı əmsaldır, asfaltbeton yollar üçün $A = 0,015... 0,03$.

Hər bir şin üçün ilişmə əmsalının maksimal qiyməti onun daxili təzyiqinin müəyyən qiymətində alınır.

Quru asfaltbeton yol üçün $\varphi = 0,7... 0,8$; yaş asfalt beton yol üçün $0,45...0,5$; quru torpaq yollarda $0,4...0,6$; palçıqlı yollarda $0,15...0,25$; hamar buz üzərində $0,08...0,2$ qiymət alır.

MÜHAZİRƏ 3

DARTICI-SÜRƏT XÜSUSİYYƏTLƏRİ

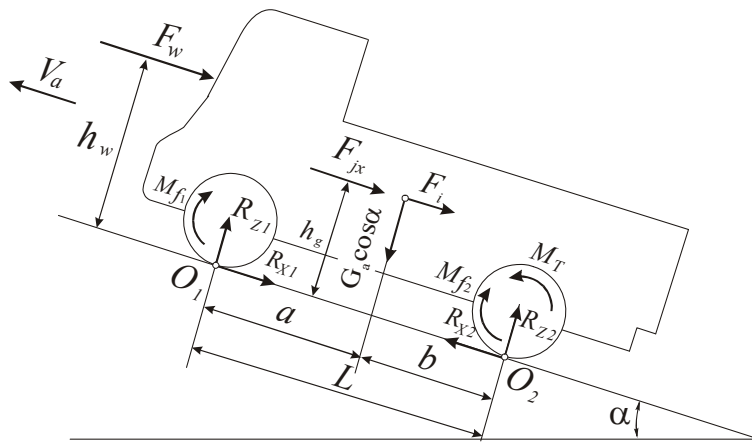
Dartıcı-sürət xüsusiyyətləri – mühərrikin xarakteristikalarına və ya aparan təkərlərin yolla ilişmə şərtinə görə hərəkət sürətinin dəyişmə diapazonunu və avtomobilin sürətlənmə intensivliyi həddini müəyyən edən xüsusiyyətlər qrupudur.

Mühərrikdən aparan təkərlərə ötürülən güc hərəkətə müqaviməti dəf etməyə kifayət edərsə bu rejim aparan rejim adlanır. Dartıcı-sürət və tormoz xüsusiyyətləri avtomobilin dinamik xüsusiyyətləri adlanır və verilmiş yol şəraitində, düzxətli

hərəkət edən və tam yüklənmiş avtomobilin maksimal orta sürətlə yük və ya sərnəşin daşıma xüsusiyyətlərini xarakterizə edir.

AVTOMOBİLƏ TƏSİR EDƏN QÜVVƏ VƏ MOMENTLƏR

Şəkil 7-də qüvvələrin tətbiqi zamanı aşağıdakı fərziyyə qəbul edilir: avtomobilin eyni adlı körpülərinin sağ və sol təkərləri altında yol şəraiti eynidir, buna görə də körpüyə təsir edən bütün qüvvələr onun orta nöqtəsinə gətirilə bilər; uzununa oxa nəzərən avtomobil simmetrikdir; yolun reaksiya qüvvələrinin normal toplananının əvəzləyicisi dayaq səthinin ortasına tətbiq olunub, onların sürüşməsi diyərlənmə müqavimət momentləri ilə nəzərə alınır.



Şəkil 7. Düzxətli hərəkət edən tək avtomobilə təsir edən qüvvə və momentlər sxemi

Avtomobilə təsir edən bütün qüvvə faktorlarını üç qrupa bölmək olar: hərəkət etdirici, hərəkətə müqavimət və hərəkət istiqamətinə normal.

Birinci qrupa aparən təkərlərdə F_T çevrəvi qüvvə; – ikinci qrupa avtomobilin təkərlərinin M_{f1}, M_{f2} – diyərlənmə müqavimət momentləri, F_w – havanın müqavimət qüvvəsi, F_i – avtomobilin ağırlıq qüvvəsinin uzununa toplananı, F_{fx} – avtomobilin kütləsinin yaratdığı ətalət qüvvəsi; – üçüncü qrupa R_{z1}, R_{z2} yolun normal reaksiya qüvvələri və avtomobilin ağırlıq qüvvəsinin $G_a \cdot \cos \alpha$ normal toplananı aiddir. Bu qrupa daxil olan qüvvələr avtomobilin sürət vektoruna perpendikulyar olur, ona görə də onlar avtomobilin hərəkət dinamikasına dolayı təsir edir.

Mühərrikdən aparən təkərlərə M_T burucu momenti ötürülür. Təkərə ötürülən M_T burucu momenti təkərlərdə F_T çevrəvi qüvvəsini ($F_T = M_T / r_0$) yaradır. Hərəkət edən avtomobilin təkərləri ilə yol arasında normal reaksiyalara mütənasib uzununa R_{x1}, R_{x2} reaksiya qüvvələri yaranır. Aparən təkərlərlə dayaq müstəvisi arasında yaranan uzununa reaksiya avtomobilin hərəkət istiqamətində

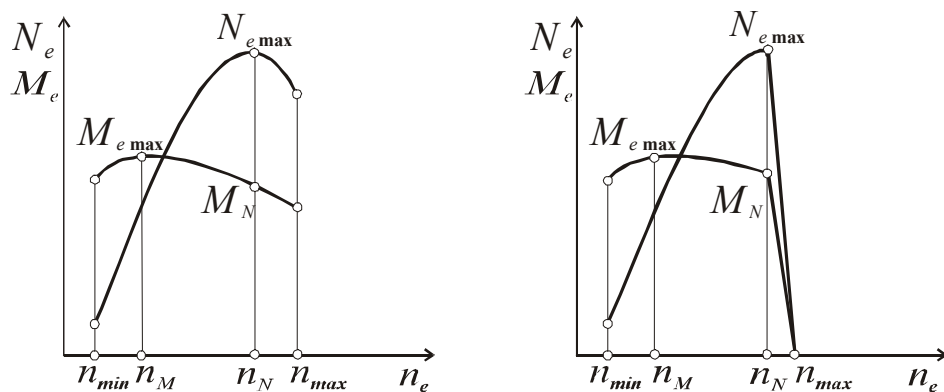
yönlərək hərəkətdirici xarakter, aparılan təkərlər altındakı uzununa reaksiya isə əksinə hərəkətə müqavimət xarakteri daşıyır.

AVTOMOBİLİN SÜRƏT XARAKTERİSTİKALARI

Müasir avtomobillərdə əsasən daxiliyanma mühərriklərindən (DYM) istifadə edilir. Onların güc xüsusiyyətləri sürət xarakteristikaları ilə qiymətləndirilir.

Sürət xarakteristikası – qərarlaşmış rejimdə mühərrikin effektiv gücünün və ya dirsəkli valdakı burucu momentin onun fırlanma tezliyindən asılılığıdır. Tam yanacaq sərfində alınan sürət xarakteristikası *xarici sürət xarakteristikası*, tam olmayan yanacaq sərfində alınan sürət xarakteristikası isə *natamam sürət xarakteristikası* adlanır.

Sürət xarakteristikaları xüsusi tormoz stendlərində çıxarılır. Şəkil 8-də məhdudlaşdırıcı orqanı olan və olmayan DYM-nin nümunəvi xarici xarakteristikaları göstərilmişdir.



Şəkil 8. Mühərrikin xarici sürət xarakteristikaları:

a) benzin; b) dizel mühərrikləri üçün

Mühərrikin xarici sürət xarakteristikasının xarakterik parametrləri bunlardır: $N_{e\max}$ – maksimal effektiv güc (kVt); $M_{e\max}$ – maksimal burucu moment (Nm); M_H – maksimal gücə uyğun moment (N·m); $n_{\max}$ – mühərrikin dirsəkli valının maksimal fırlanma tezliyi (dövr/dəq);

n_N – dirsəkli valın maksimal gücə uyğun fırlanma tezliyi (dövr/dəq); n_M – dirsəkli valın maksimal burucu momentə uyğun fırlanma tezliyi (dövr/dəq); K_M – momentə görə uyğunlaşma əmsalı; K_n – fırlanma tezliyinə görə uyğunlaşma əmsalıdır. Burada

$$K_M = M_{e\max} / M_N;$$

$$K_n = n_N / n_M.$$

K_n – nə qədər böyük olarsa, mühərrikin dayanıqlı iş diapazonu bir o qədər geniş olar. Təcrübələr göstərir ki, n_N -in verilmiş qiymətində K_n -in artırılması avtomobilin yanacaq qənaətliliyini artırır.

K_M – avtomobilin dinamik keyfiyyətini, yəni alçaq pilləyə keçmədən yolun müqavimətini dəf etmək qabiliyyətini xarakterizə edir.

Dövrələr sayı məhdudlaşdırıcısı olan benzin mühərriklərində məhdudlaşdırıcı sürət xarakteristikasının dövrələr sayının sonrakı artımı ilə gücün praktiki olaraq artmadığı sahəsində işə düşür.

Cədvəl 2. UYGUNLAŞMA ƏMSALLARININ QIYMƏTİ

Əmsal	Benzin mühərriklər üçün	Dizel mühərrikləri üçün
K_M	1,05...1,35	1,1...1,3
K_n	1,5... 2,5	1,4...2

Dizel mühərrikinin xarici sürət xarakteristikası fırlanma tezliyinin işçi diapazonunda maksimuma çatmır və gücün maksimal qiyməti nizamlayıcının işə düşmə tezliyinə uyğun gəlir. Mühərrikin gücünün fırlanma tezliyindən asılılıq ifadəsindən istifadə edərək mühərrikin burucu momentini tapmaq olar:

$$M_e = 9550 N_e / n_e. \quad (2)$$

Avtomobilin layihələndirilməsi zamanı əksər hallarda mühərrikin xarakteristikası məlum olmur. Bu zaman hesablama təqribi sürət xarakteristikaları əsasında aparılır.

Mühərrikin xarici sürət xarakteristikası aşağıdakı asılılıqla ifadə oluna bilər:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3)$$

burada a , b , c – mühərrikin növü və konstruksiyasından asılı əmsallar; N_e , n_e – mühərrikin gücünün və dirsəkli valın fırlanma tezliyinin cari qiymətləridir.

(3) bərabərliyi ümumi xarakter daşıdığından $n_e = n_N$ nöqtəsində də ödənilməlidir. Bu isə öz növbəsində $a + b - c = 1$ şərti ödənildikdə mümkündür. Əmsalların qiymətləri təcrübələr nəticəsində tapılır (cədvəl 3).

Cədvəl 3

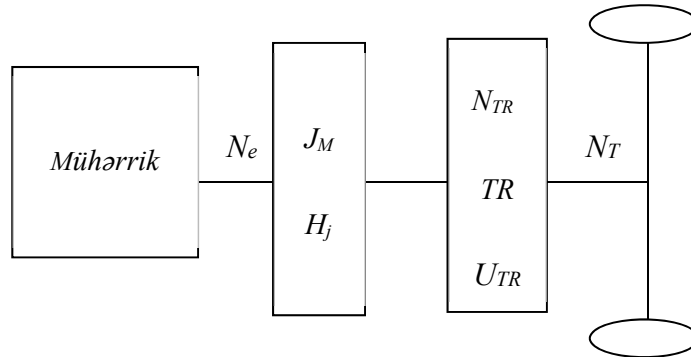
Mühərrikin növləri	Əmsallar		
	a	b	c
Benzin	1	1	1
İki taktlı dizel	0,87	1,13	1
Dörd taktlı dizel	0,53	1,56	1,09

(2) və (3) ifadələrindən istifadə etməklə burucu moment üçün aşağıdakı ifadəni yazmaq olar:

$$M_e = M_N \left[a + b \frac{n_e}{n_N} - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right].$$

APARAN TƏKƏRLƏRDƏ GÜC VƏ BURUCU MOMENT

Mühərrikin effektiv gücü və burucu momenti məlum olarsa, təkərlərə ötürülən güc, burucu moment və uyğun olaraq çevrəvi qüvvə tapıla bilər.



Şəkil 9. Mühərrik – transmissiya – aparan təkər sisteminin sxemi

Şəkil 9-da qəbul edilmiş işarələmələr: N_e – qərarlaşmış rejimdə mühərrikin dirsəkli valındakı effektiv güc; N_T – aparan təkərlərin yarımoxlarındakı gücdür. Transmissiyada (Tr) sürtünmə və hidravlik itkilər nəticəsində – N_{TR} gücü itirilir. Mühərrik və transmissiyanın fırlanan hissələrinin ətalət momentləri şərti nazimçarxa (H_j) gətirilib və gətirilmiş ətalət momentinə – J_M bərabərdir.

Qərarlaşmamış rejimdə avtomobilin hərəkətini təmin edən çevrəvi qüvvə (F_T^j) aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$F_T^j = \frac{M_e u_{TR} \eta_{TR}}{r_0} - J_M \frac{u_{TP} \eta_{TR}}{r_0} \frac{d\omega_e}{dt} - \frac{\Sigma J_T}{r_0} \frac{d\omega_T}{dt}, \quad (4)$$

burada J_M – mühərrik və transmissiyanın fırlanan hissələrinin ətalət momentləri; J_T – aparan təkərlərin fırlanma oxlarına nəzərən ətalət momentlərinin cəmi; η_{TR} – transmissiyanın f.i.ə., u_{TR} – transmissiyanın ötürmə ədədi; ω_e – mühərrikin bucaq sürəti; ω_T – aparan təkərlərin bucaq sürətidir.

Transmissiyanın ötürmə ədədi –

$$u_{TR} = u_o \cdot u_{\ddot{o}q} \cdot u_{\ddot{a}q},$$

burada u_o baş ötürücünün ötürmə ədədi; $u_{\ddot{o}q}$ – ötürmələr qutusunun ötürmə ədədi; u_{TR} – əlavə qutunun ötürmə ədədidir.

Transmissiyanın f. i. ə. –

$$\eta_{TR} = \eta_o \cdot \eta_{\ddot{o}q} \cdot \eta_{k\ddot{o}} \cdot \eta_{\ddot{a}q},$$

burada $\eta_o, \eta_{\ddot{o}q}, \eta_{k\ddot{o}}, \eta_{\ddot{a}q}$ – uyğun olaraq baş ötürücünün, ötürmələr qutusunun, kardan ötürməsinin və əlavə qutunun f.i.ə.-dir.

Transmissiyanın f.i.ə. transmissiyanın sxemindən, onun mexanizmlərinin konstruktiv və texnoloji xüsusiyyətlərindən, ötürülən gücdən və hərəkət sürətindən,

yağlama materiallarının xassələri və temperaturlarından, mexanizmlərin texniki vəziyyətlərindən asılıdır.

Mühərrik xarici sürət xarakteristikası ilə işlədikdə 4×2 transmissiyalı avtomobilin f.i.ə.-nin qiymətləri belə götürülə bilər: Minik avtomobilləri 0,90...0,92; yük avtomobilləri və avtobuslar: birqat baş ötürücülü 0,88...0,90; ikiqat baş ötürücülü 0,86...0,90.

Qərarlaşmış rejimdə çevrəvi qüvvə aşağıdakı kimi təyin olunur

$$F_T = M_e u_{TR} \eta_{TR} / r_0.$$

Mühərrik xarici sürət xarakteristikası ilə işləyərsə qərarlaşmış rejimlə hərəkət edən avtomobilin aparan təkərlərində yaranan çevrəvi qüvvə *tam çevrəvi qüvvə adlanır*. Bəzi hallarda aparan təkərlərdəki çevrəvi qüvvənin qiyməti təkərin yol ilə ilişmə şərtinə görə tapılır. Körpünün təkərləri altında ilişmə əmsalının qiymətlərinin eyni olduğunu qəbul etsək, ilişmə şərtinə görə çevrəvi qüvvə üçün

$$F_{T\varphi} = M_{\varphi} / r_0 = (\varphi + f) R_{z2}$$

yaza bilərik. Burada φ – təkərlə yol arasında ilişmə əmsalı; f – təkərin diyirlənmə müqavimət əmsalı; R_{z2} – aparan təkərlərə təsir edən yolun normal reaksiyasıdır.

Praktiki hesablama zamanı diyirlənmə müqavimət əmsalı nəzərə alınmır, yəni körpünün aparan təkərlərindəki çevrəvi qüvvə dartıcı qüvvəyə bərabər qəbul edilir

$$F_{T\varphi} = \varphi R_{z2}.$$

MÜHAZİRƏ 4

HƏRƏKƏTƏ MÜQAVİMƏT QÜVVƏLƏRİ

Diyirlənmə müqavimət qüvvəsi – (F_f). Şərti olaraq diyirlənmə müqavimət momentini əvəz etmək üçün istifadə edilir.

Bərk örtüklü yollarda hərəkət edən təkərin diyirlənmə müqaviməti şinin radial, tangensial və yan deformasiyaları zamanı histerezis enerji itkiləri, dayaq səthi üzrə kontakt zonasında sürüşmə sürətinin və havanın müqaviməti hesabına yaranır. Ümumi halda asfaltbeton yolda diyirlənən təkərin itkilərinin 90...95%-ni histerezis itkiləri, 3...5%-ni sürtünmə, 3...5%-ni isə aerodinamik itkilər təşkil edir.

Diyirlənmə müqaviməti bir çox konstruktiv və istismar faktorlarından asılıdır: şinin konstruksiyasından, onun daxili təzyiqindən, temperaturundan, şinə düşən yük və onun ötürdüyü momentdən, avtomobilin hərəkət sürətindən, yol səthinin vəziyyətindən. Avtomobilin təkərləri müxtəlif şəraitlərdə işləyir. Hər təkərin iş xüsusiyyətini nəzərə almaq mümkün olmadığı üçün diyirlənmə müqavimət əmsalının orta qiymətindən istifadə edilir. Avtomobilin ümumi diyirlənmə müqavimət qüvvəsi aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$F_f = \sum_{i=1}^n F_{fi} = \sum_{i=1}^n (R_{zi} f_i) = f \sum_{i=1}^n R_{zi}, \quad (5)$$

burada f – diyirlənmə müqavimət əmsalının orta qiyməti; n – avtomobil təkərlərinin sayıdır.

Diyirlənmə müqavimət əmsalı verilmiş yol şəraiti və şin üçün əsasən təcrübi yolla təyin edilir. f – əmsalına şinin konstruktiv parametrlərindən ən çox təsir göstərənləri: təbəqələrin sayı, kordun iplərinin yerləşməsi və protektorun qalınlığıdır. Kordun təbəqələrinin sayı və qalınlığının azaldılması, kiçik histerezis itkili sintetik materiallardan istifadə edilməsi, şinin diametrinin artırılması diyirlənmə müqavimətini azaltmağa imkan verir. Şinin daxili təzyiqinin, temperaturunun və yeyilməsinin artması ilə diyirlənmə müqavimət əmsalı azalır. Diyirlənmə müqavimətinin ən kiçik qiyməti nominal yükə yaxın sahədə alınır.

Yumşaq və ya palçıqlı dayaq səthində hərəkət edən təkər, torpaq və qrunzun deformasiyası və ya palçıq və nəmliyin kontakt səthindən qovulması üçün əlavə enerji sərf edir, bu isə öz növbəsində diyirlənmə müqavimət əmsalını artırır.

Cədvəl 4. Diyirlənmə müqavimət əmsalının qiyməti

Yol şəraiti	f
Asfaltbeton	0,013...0,02
Çınqıl	0,02...0,025
Çaydaşı döşənmiş	0,025...0,05
Quru torpaq yol	0,025...0,035
Quru qumlu səth	0,1...0,3
Hamarlanmış qar	0,03...0,05

Tədqiqatlar göstərir ki, avtomobilin 50 km/saat-a qədər sürətlərində diyirlənmə müqavimət əmsalını sabit qəbul etmək olar. Sürət 100 km/saat-dan çox olduqda diyirlənmə müqavimət əmsalı intensiv artır.

Diyirlənmə müqavimət əmsalının sürətdən asılılığının təqribi qiymətini aşağıdakı empirik ifadədən tapmaq olar:

$$f = f_0 + K_f V_a^2,$$

burada f_0 – kiçik sürətlərdə diyirlənmə müqavimət əmsalının qiyməti; $K_f = 7 \cdot 10^{-6}$ – empirik əmsal; V_a – avtomobilin sürətidir (m/san).

Avtomobilin hamar səthli yolda hərəkəti üçün $\sum R_{zi} = G_a \cos \alpha$ olduğunu (5)-də nəzərə alsaq

$$F_f = f G_a \cos \alpha \approx f G_a$$

olar.

Yoxuşluq müqavimət qüvvəsi – F_f . Bu qüvvə avtomobilin ağırlıq qüvvəsinin dayaq səthinə paralel toplananı olub, avtomobilin kütlə mərkəzinə tətbiq olunur. Yoxuşluq bucağını müsbət, enişlik bucağını mənfi qəbul etsək, yoxuşluq müqavimət qüvvəsi

$$F_i = G_a \sin \alpha$$

kimi təyin oluna bilər.

Profilin dikliyi mailliklə – yol müstəvisinin üfüqi müstəviyə meyl bucağının tangensi ilə ölçülür. Yol sənədlərində maillik əsasən mində birlərlə (promille, ‰) ifadə edilir. Avtomobil hərəkətinin hesabında maillik i hərfi ilə işarə edilir və mində bir, yüzdə bir (faiz) və ya birbaşa meyl bucağının tangensi ilə ölçülür. Eyni bir dikliyin mailliyi müxtəlif cür ifadə oluna bilər: $i = 30\text{‰}$; $i = 3\%$; $i = 0,03$. Sonuncu işarələmə daha məqsəduyğun sayılır. Adətən, yolun mailliyi kiçik olduğu üçün

$$\sin \alpha \approx i; \quad F_i = iG_a$$

yazmaq olar.

Avtomobilin dartıcı-sürət hesabında diyirlənmə və yoxuşluq müqavimət qüvvələrinə birlikdə baxılır. Bu müqavimətlərin cəmi yolun müqavimət qüvvəsi adlanır.

$$F_{\psi} = F_f + F_i = (f + i)G_a = \psi G_a,$$

burada ψ – yolun müqavimət əmsalıdır.

Havanın müqavimət qüvvəsi – F_w . Havanın müqavimətinin əsas toplananı alın müqaviməti olub, ümumi müqavimətin 60%-ə qədərini təşkil edir. Avtomobilin hərəkəti zamanı qabaq tərəfdə yüksək təzyiq zonası, arxa tərəfdə isə seyrəklik yaranır. Qabaq və arxa tərəflərdəki təzyiqlər fərqi alın müqavimətinin yaranmasına səbəb olur. Avtomobilin alın səthinə təsir edən qüvvənin qiyməti havanı hərəkət etdirmək üçün tələb olunan enerjinin qiymətindən, bu isə öz növbəsində hava burulğanının yaranma xarakterindən asılıdır. Havada burulğanın yaranması onda hərəkət edən cismin formasından asılı olduğu üçün alın müqavimətini forma müqaviməti adlandırırlar. Alın müqaviməti ilə bərabər avtomobilin çıxıntılı hissələrinin yaratdığı müqavimət, havanın avtomobilin xarici səthinə sürünməsi hesabına baş verən müqavimət, kapotaltı sahədən keçərkən yaranan müqavimət və s. mövcuddur.

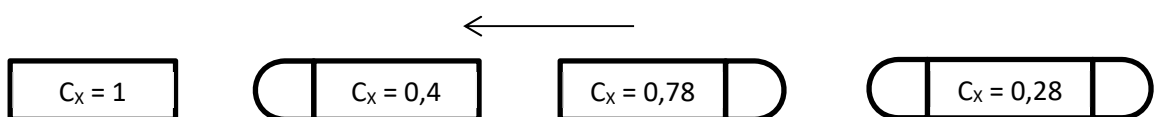
Alın müqavimət qüvvəsi əsasən yüksək sürətlərdə sərf olunan gücü müəyyən edir və aşağıdakı kimi tapılır:

$$F_{wx} = 0,5c_x \rho A_w V^2,$$

burada c_x – alın müqavimət əmsalı (axıntılıq əmsalı); ρ – havanın sıxlığı (dəniz səviyyəsində $\rho = 1,225 \text{ kq/m}^3$); V – hava və avtomobilin nisbi hərəkət sürəti; A_w – alın sahəsidir (avtomobilin ən böyük en kəsik sahəsi).

Forma müqavimətini azaltmaq üçün həm avtomobilin qabağında, həm də arxasında təzyiqlərin aşağı olmasını təmin etmək lazımdır. Damla forması bu şərti ödəyir, lakin o müxtəlif digər tələbləri ödəmir (sərnişinlərin, yüklərin, aqreqatların yerləşdirilməsini və s.).

Alın müqavimət əmsalı aerodinamik boruda avtomobilin və ya onun modelinin üfürülməsi ilə təyin olunur.



Alın müqaviməti məlum olarsa havanın müqavimət qüvvəsi təyin edilə bilər

$$F_w = \beta F_{wx},$$

burada β – əlavə müqavimətləri nəzərə alan əmsaldır.

Avtomobilin dartıcı-sürət hesabında əsasən avtomobilin forması ilə müəyyən olunan axıntılıq əmsalı əvəzinə onun forması ilə yanaşı, digər müqavimətləri də nəzərə alan havanın müqavimət əmsalından – k_w istifadə edilir:

$$k_w = 0,5 \beta c_x \rho.$$

Bu halda havanın müqavimət qüvvəsi aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$F_w = k_w A_w V^2.$$

$k_w A_w$ – hasili axıntılıq faktoru adlanır və müxtəlif avtomobillərin aerodinamik keyfiyyətlərinin müqayisəsi üçün istifadə edilir.

HAVANIN MÜQAVİMƏT ƏMSALLARININ QIYMƏTLƏRİ

Cədvəl 5

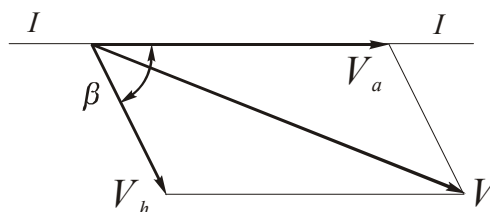
Avtomobilin növü	$k_w, \text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$
Minik avtomobilləri	0,15...0,35
Avtobuslar	0,25...0,4
Yük avtomobilləri	0,5...0,7

Avtomobilin alın sahəsi təxmini olaraq aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$A_w = \alpha B_q H_q,$$

burada α – sahənin dolma əmsalıdır (minik avtomobilləri üçün $\alpha = 0,78...0,8$; yük avtomobilləri üçün $\alpha = 0,75...0,9$); B_q və H_q – uyğun olaraq avtomobilin ən böyük qabarit eni və hündürlüyüdür.

Külək əsərsə havanın nisbi sürəti avtomobilin – V_a və havanın – V_h sürətlərinin həndəsi cəminə bərabər götürülür (şəkil 8):



Şəkil 10. Avtomobilin və küləyin sürətlərinin qrafik toplanması

$$V = \sqrt{V_a^2 + V_h^2 + 2V_a V_h \cos \beta},$$

burada β – küləyin istiqaməti ilə uzununa ox (I - I xətti) arasında qalan bucaqdır.

Avtomobilin irəliləmə hərəkətinin sürətlənmə müqavimət qüvvəsi – F_{jx} . Bu qüvvə avtomobilin ətalət qüvvəsi adlanır və aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$F_{jx} = m_a \frac{dV}{dt} = m_a j,$$

burada j – avtomobilin sürətlənmə təcilidir.

TƏKƏRƏ TƏSİR EDƏN NORMAL REAKSIYALAR

Avtomobilin təkərlərinə təsir edən yolun reaksiyalarının normal toplananları (normal reaksiyalar) hərəkət zamanı daim dəyişir. Onlar avtomobil təkərlərinin diyirlənmə müqavimətini və hərəkətin sərhəd rejimlərində çevrəvi qüvvələrin maksimal qiymətlərini və avtomobilin dəyanətliyini müəyyən edir.

Avtomobilin düz yollarda hərəkəti zamanı normal reaksiyaların tapılma məsələsi avtomobilə təsir edən xarici qüvvə və momentlərin tapılması və avtomobil körpülərindən birinin kontakt sahəsinin mərkəzinə nəzərən momentlər tənliyinin qurulmasına gətirilir. Məsələn, şəkil 6-da çəkilmiş sxemə görə R_{z2} reaksiyasını tapmaq üçün qabaq təkərlərin kontaktının orta nöqtəsinə görə moment tənliyi tərtib edilir:

$$R_{z2}L = F_W h_W + F_{jx} h_g + F_i h_g + G_a \cos \alpha \cdot a + M_{f1} + M_{f2};$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} (F_W h_W + F_{jx} h_g + F_i h_g + G_a \cos \alpha \cdot a + M_{f1} + M_{f2}).$$

$$M_{f1} + M_{f2} = fr_0 G_a; \quad \sin \alpha = i; \quad \cos \alpha = 1; \quad F_{jx} = m_a j.$$

əvəzləmələrini edərək tək avtomobil üçün

$$R_{z2} = \frac{1}{L} [(a + fr_0 + ih_g) \cdot G_a + m_a h_g j + F_W h_W];$$

$$R_{z1} = \frac{1}{L} [(b - fr_0 - ih_g) \cdot G_a - m_a h_g j - F_W h_W]$$

alarıq. Avtomobil üfüqi meydançada tərpənməz dayanarsa

$$R_{z2} = G_2 = \frac{a}{L} G_a; \quad R_{z1} = G_1 = \frac{b}{L} G_a$$

olar. Analoji olaraq digər hallar üçün də reaksiya qüvvələri tapıla bilər.

Yolun uzununa profilində əyrixətli sahələr də olduğundan, avtomobilin hərəkəti zamanı normal reaksiyaları çökük əyrilərdə azaldan, qabarıq əyrilərdə isə artıran mərkəzdənqaçma qüvvələri yaranır.

Sükunətdə olan avtomobilin təkərlərinə təsir edən normal reaksiyalar oxa düşən çəkiyə bərabərdir. Yolun normal reaksiyalarının hərəkət edən avtomobilin oxlarına düşən çəkiyə nisbətində normal reaksiyaların dinamik paylanma əmsalı deyilir:

$$K_{R1} = R_{z1} / G_1, \quad K_{R2} = R_{z2} / G_2.$$

AVTOMOBİLİN DARTICI BALANSI

Avtomobili hərəkət etdirici qüvvə, aparan təkərlərdəki çevrəvi qüvvədir – F_T . Çevrəvi qüvvə aparan təkərlərin diyirlənməsinə və xarici müqavimət qüvvələrinin dəf edilməsinə sərf olunur:

$$F_T = F_f + F_i + F_w + F_{aj} \quad (6)$$

olar. (6) bərabərliyi dartıcı balans ifadəsi adlanır. Deməli, istənilən anda avtomobilin hərəkətinin bütün müqavimət qüvvələrinin cəmi aparan təkərlərdə qərarlaşmış hərəkət üçün tapılmış çevrəvi qüvvəyə bərabərdir.

Avtomobilin irəliləmə və fırlanma hərəkəti edən kütlələrinin sürətlənməsi üçün tələb olunan qüvvəni aşağıdakı kimi ifadə etmək olar:

$$F_{aj} = \delta m_a j,$$

burada δ – fırlanan kütlələrin təsirini nəzərə alan əmsal adlanır. δ – əmsalı aşağıdakı empirik ifadə ilə hesablanı bilər:

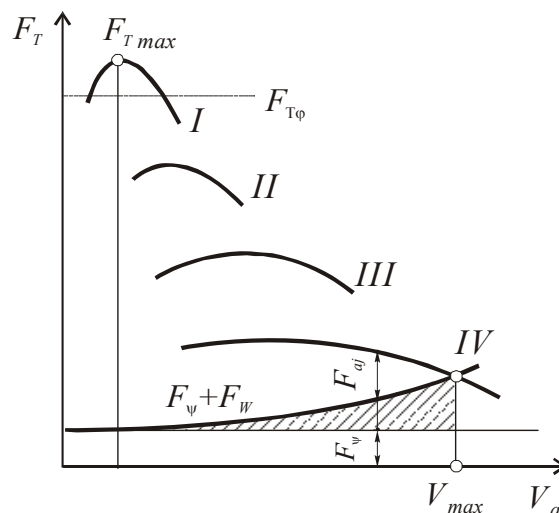
$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 u_{\delta q}^2.$$

Tək avtomobil üçün nominal yüklənmə şəraitində $\delta_1 = 0,03...0,05$; $\delta_2 = 0,04...0,06$ olur. Kiçik qiymətlər daha ağır avtomobillər üçün götürülür.

Avtomobilin yüklənməsi normal qiymətdən fərqlənərsə δ_1 və δ_2 əmsalları yüklənmə dərəcəsinə vurulmaqla tapılır.

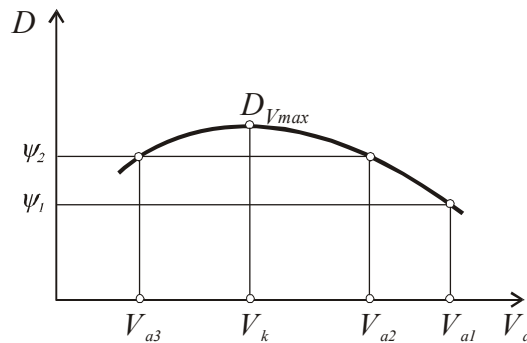
Tam çevrəvi qüvvə-sürət koordinatlarında dartıcı balans ifadəsinin qrafik təsviri avtomobilin dartıcı xarakteristikası adlanır. Şəkil 9-da ayrılər uyğun ötürmələrdə tam çevrəvi qüvvənin avtomobilin sürətindən asılılığını göstərir.

Burada $F_T - F_w = F_a$ fərqi azad dartıcı qüvvə adlanır. Dartıcı balans ifadəsindən görüldüyü kimi bu qüvvə yolun müqavimətinə və avtomobilin sürətlənməsinə sərf olunan cəm qüvvəni müəyyən edir.



qiyməti – $D_{V_{max}}$ və buna uyğun sürət – V_K (kritik); aşağı pillədə dinamik faktorun maksimal qiyməti – D_{max} və buna uyğun sürət – V_D .

Hər bir pillədə dinamik faktor hərəkət sürətinin müəyyən qiymətində maksimal qiymət alır. Bu sürət həmin pillə üçün kritik sürət sayılır. Kritik sürətdən böyük sürətlə hərəkət dayanıqlıdır. Doğrudan da avtomobil yolun müqavimət əmsalının ψ_1 – qiymətində V_{a1} sürəti ilə hərəkət edərsə (şəkil 11), yolun müqaviməti ψ_2 -yə qədər artdıqda onun sürəti azalacaq, dinamik faktoru isə ψ_2 qiymətinə qədər artacaq. ψ -nin qiyməti əksinə, ψ_2 -dən ψ_1 -ə qədər azaldıqda avtomobilin sürəti artacaq, dinamik faktoru isə azalacaq.



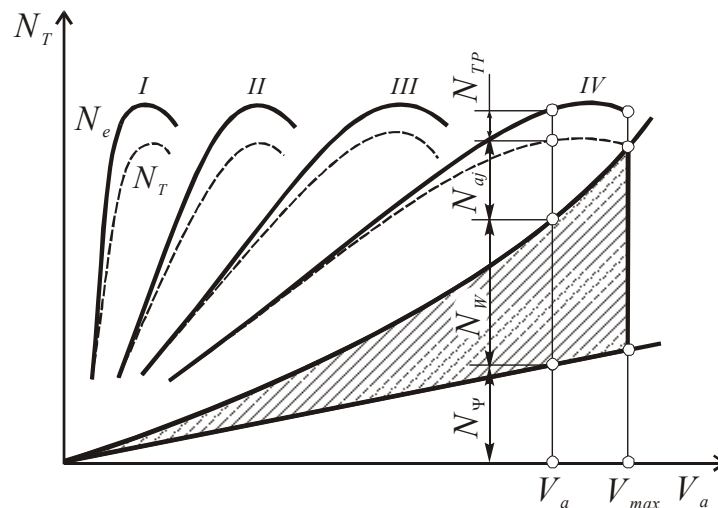
Şəkil 11. Dinamik faktora görə kritik sürət qrafiki

Beləliklə, avtomobilin sürəti V_k -dan böyük olarsa, hərəkətin dayanıqlı rejimi avtomatik saxlanılır. V_k -dan kiçik sürətlə (məs., V_{a3}) hərəkət etdikdə ψ -nin artması sürətin və dinamik faktorun azalmasına səbəb olur. Aşağı pilləyə vaxtında keçilməzsə nəticədə mühərrik sönər.

Bəzi hallarda avtomobilin dartıcı-sürət və yanacaq qənaətliliyi qiymətləndirilərkən güc balansını ifadəsindən istifadə edilir. Güc balansını mühərrikin gücünün müxtəlif müqavimət güclərinə paylanması əks etdirir. Axırını almaq üçün (6) ifadəsinin bütün hədlərini avtomobilin sürətinə vurmaq lazımdır:

$$F_T V_a = F_{\psi} V_a + F_w V_a + F_{aj} V_a; \quad N_T = N_{\psi} + N_w + N_{aj},$$

burada N_T – aparan təkərlərə ötürülən güc; N_{ψ} və N_w – uyğun olaraq yolun və havanın müqavimətini dəf etmək üçün sərf edilən güc; N_{aj} – avtomobilin sürətlənməsi üçün sərf edilən gücdür. Dartıcı balansına uyğun olaraq güc balansını da qrafik şəkildə təsvir edilə bilər (şəkil 12).



Şəkil 12. Benzin mühərrikli avtomobilin güc balansı qrafiki

1.1.11. AVTOMOBİLİN DARTICI-SÜRƏT XÜSUSİYYƏTLƏRİNİN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ

Avtomobilin dartıcı-sürət xüsusiyyətlərini qiymətləndirmək üçün əsas göstərici, avtomobilin getdiyi yolun (S), təmiz hərəkətdə olma vaxtına (t_n) nisbəti ilə müəyyən olunan orta hərəkət sürətidir (V_t):

$$V_t = S / t_n$$

Orta sürət avtomobilin konstruksiyası ilə yanaşı hərəkət şəraitindən də asılı olduğundan, ancaq bu göstərici ilə dartıcı-sürət xüsusiyyətlərini tam qiymətləndirmək mümkün deyil.

Avtomobilin dartıcı-sürət xüsusiyyətlərini qiymətləndirmək üçün hazırda müxtəlif kateqoriyalardan istifadə edilir.

Avtomobilin maksimal sürəti – yolun üfüqi hamar sahəsində əldə edilən maksimal sürətdir. O yolun 1000 m uzunluqlu ölçü sahəsini keçmə vaxtını ölçməklə təyin edilir. Avtomobil ölçü sahəsinə daxil olana qədər sürətlənmə sahəsində qərarlaşmış sürətə çatmalıdır.

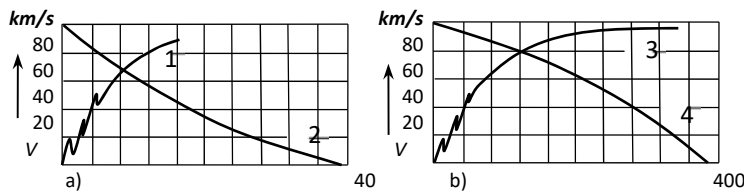
Dartıcı-sürət xüsusiyyətlərinin qiymətləndirilməsi üçün sınaq asfaltbeton və ya sementbeton örtüklü üfüqi yolun düzxətli sahəsində, nominal yüklənmiş avtomobil üzərində aparılır. Yolun mailliyi 0,5%-dən, maili sahənin uzunluğu isə 50 m-dən çox olmamalıdır. Təcrübələr zamanı havanın temperaturu $-5...+25^{\circ}\text{C}$ aralığında olmalı, küləyin sürəti isə 3 m/san-dən çox olmamalıdır.

Şərti maksimal sürət – avtomobilin yerindən intensiv sürətlənmə ilə 2000 m uzunluqlu sahənin sonuncu 400 m-ni orta keçmə sürətidir.

Sürətlənmə – qaçış – avtomobilin yerindən intensiv sürətlənmə və dayanana qədər qaçış halında sürətinin (V_a) gedilən yol (S) və sərf olunan vaxtdan (t) asılılığını əks etdirən sürət xarakteristikasıdır (şəkil 1.17). Sürətlənmə 2000 m-lik yol sahəsində aparılır, sonra ötürmələr qutusunda ötürmə ayrılır və avtomobil ətaləti ilə

tam dayanana qədər hərəkət etdirilir. Qaçış xarakteristikası ilə avtomobilin hərəkətinə müqavimət qüvvələri və momentləri müəyyən edilir.

Nəzarət sınağında 50 *km/saat* sürətlə qaçış yolu da qiymətləndirmə parametri kimi götürülür.



Şəkil 1.17. Sürətlənmə – qaçış sürət xarakteristikası: a) zaman üzrə; b) yol üzrə; 1 – 3 sürətlənmə halı; 2 – 4 qaçış halı üçün

Yüksək və ondan qabaqkı pillələrdə sürətlənmə – yüksək və ondan qabaqkı pillələrdə avtomobilin hərəkət sürətinin (V_a) sürətlənmə yolundan (S) və vaxtından (t) asılılığını əks etdirən sürət xarakteristikalarıdır. Sürətlənmə verilmiş pillə üçün minimal dayanıqlı sürətdə, yanacaq verilişi pedalının kəskin basılması ilə həyata keçirilir.

400 m və 1000 m-lik yol sahələrində sürətlənmə vaxtı və həmçinin, verilmiş sürətə qədər intensiv sürətlənmə vaxtı sürətlənmə – qaçış xarakteristikasına görə müəyyən edilir. Yük avtomobilləri üçün müəyyən olunan sürət 60 *km/saat*, minik avtomobilləri üçün 100 *km/saat* götürülür.

Avtomobilin dəyişən profil yolda hərəkətinin sürət xarakteristikası – 10...15 km uzunluqlu ölçü sahəsini keçərkən orta hərəkət sürətinin maksimal buraxıla bilən sürətdən asılılıq xarakteristikasıdır. Yol sahəsi düzxətli olmalıdır, bu sahədə uzunluğu 600...800 m, mailliyi 4%-dən az olmayan ən azı bir yoxuş və bir eniş olmalıdır. Hər bir sınaq üçün sürətin buraxıla bilən maksimal və minimal qiymətləri qəbul edilir. Minimal məhdudlaşma sürəti 30 *km/saat*, aralıq sürətlər 10 *km/saat* addımla götürülür.

Avtomobilin (avtomobil qatarının) dəf etdiyi maksimal yoxuşluq – quru, hamar örtüklü və ya bərkidilmiş torpaq yol sahələrində, ötürmələr qutusunun və paylayıcı qutunun aşağı pillələrində, qabaq aparən təkərlərin ötürməsinin qoşulduğu (mövcud olduqda) və diferensialın bloklandığı halda aparılır. Aşağı pillədə minimal dayanıqlı sürətlə hərəkət edən avtomobil yoxuşun başlanğıcına gətirilir və yanacaq verilişi pedalı axıra qədər basılaraq yoxuşa qalxma həyata keçirilir.

Avtomobilin dəf edə biləcəyi maksimal yoxuşluq birbaşa dartıcı və dinamiki xarakteristikalardan da təyin oluna bilər. Dartıcı xarakteristika qrafikindən istifadə edildikdə çevrəvi qüvvənin maksimal qiyməti – F_{Tmax} müəyyən edilir. Maksimal yoxuşluğu dəf etdikdə avtomobilin sürətlənməsini və havanın müqavimətini sıfıra bərabər qəbul etmək mümkün olduğundan,

$$F_{Tmax} = (f + i_{max}) G_a \quad (1.38)$$

və ya

$$i_{max} = F_{Tmax} / G_a - f$$

yazmaq olar.

Bu məsələnin dinamikı xarakteristikaya görə həlli zamanı, D_{max-1} tapmaq və i_{max-1} təyin etmək lazım gəlir. Bu halda

$$i_{max} = D_{max} - f$$

alarıq.

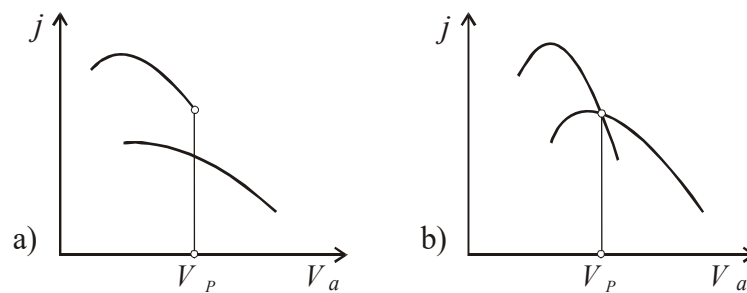
Göstərilən metodika ilə yalnız 10° -yə qədər maillikli yoxuşlarda ($\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ olduğundan) lazımi dəqiqlik əldə etmək mümkündür.

Avtomobilin uyğunlaşma xarakteristikası – hesabi yolla maksimal mümkün sürətlənmə və sürətlənmə xarakteristikalarına görə təyin oluna bilər.

Dinamikı xarakteristikadan istifadə etməklə verilmiş yol şəraitində avtomobilin mümkün maksimal sürətlənməsi təyin edilə bilər. Dartıcı balans ifadəsindən (1.37) alarıq

$$j = g(D - \psi) / \delta. \quad (1.39)$$

Bu düsturla verilmiş yol şəraiti üçün müxtəlif pillələrdə avtomobilin sürətlənmə təcilinin asılılığı qurula bilər. Sürətlənmə təcili qrafiklərindən (şəkil 1.18) istifadə etməklə avtomobilin uyğunlaşma xarakteristikasının qiymətləndirmə meyarları müəyyən oluna bilər.



Şəkil 1.18. Ötürmələrin dəyişmə anının seçilməsi

Hesablama, mühərrikin minimal dayanıqlı dövrlər sayına görə müəyyən edilmiş minimal sürətdən başlamaqla aparılır. Verilmiş ötürmədə avtomobilin V_{min} -dən V sürətinə qədər sürətlənmə vaxtı aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$j = \frac{dV}{dt}; \quad dt = \frac{dV}{j}; \quad t = \int_{V_{min}}^V \frac{dV}{j}. \quad (1.40)$$

Sonuncu ifadə ədədi yolla inteqrallanır. Hər hansı kiçik sürətlər intervalında ($\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$) avtomobilin hərəkətini bərabər təcilli qəbul edərək, təcilin qiymətini bu intervalın əvvəlindəki və sonundakı qiymətlərinin cəminin yarısına bərabər qəbul edib avtomobilin Δt_i hərəkət vaxtı tapılır:

$$\Delta t_i = \frac{V_i}{j_{or}} = \frac{2\Delta V_i}{j_{i-1} + j_i}.$$

k ötürməsində avtomobilin V_{kmin} -dan V_{kmax} -a qədər sürətlənməsi üçün ümumi sürətlənmə vaxtı intervallardakı sürətlənmə vaxtlarının cəminə bərabərdir.

Ən böyük intensivlikli sürətlənməni əldə etmək üçün yüksək pilləyə dəyişmə sürəti V_p , əgər bütün hərəkət sürəti intervalında aşağı pillədəki sürətlənmə təcili

yüksək pillədəki təcildən böyükdürsə (şəkil 1.18, a) mühərrikin dirsəkli valının maksimal fırlanma tezliyində və ya aşağı və yuxarı pillələrdəki sürətlənmə təcili əyriləri kəsişən (şəkil 1.18, b) nöqtəyə uyğun avtomobilin sürətində yerinə yetirilməlidir.

Pillələrin dəyişməsi zamanı sürət itkisi aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$\Delta V_d \approx \frac{g \psi t_d}{\delta_d},$$

burada t_d – ötürmələrin dəyişmə vaxtı (dəyişmə üsulundan asılı olaraq $t_d = 0,8 \dots 1,5$ san); δ_d – pillələrin dəyişilməsi vaxtı fırlanan kütlələrin təsirini nəzərə alan əmsaldır, $\delta_d = 1,03 \dots 1,05$.

Avtomobilin sürətlənmə yolu

$$S = \int_0^t V dt \quad (1.41)$$

kimidir. Bu integral da ədədi üsulla hesablanır. Bərabər təcilli hərəkətdə $\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$ sürətlər intervalında avtomobilin keçdiyi yol isə aşağıdakı kimidir:

$$\Delta S_i = V_{or} \Delta t_i = 0,5(V_{i-1} + V_i) \Delta t_i.$$

V_{kmin} -dən V_{kmax} -a qədər sürətlənən avtomobilin getdiyi yol $S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i$ olar (n –

intervallar sayıdır). k ötürməsindən $(k + 1)$ -ci ötürməyə keçərkən t_d vaxtında avtomobilin keçdiyi yol

$$\Delta S_d = (V_{kmax} - 0,5 \Delta V_d) \cdot t_d$$

kimi tapılır.

MÜHAZİRƏ 6

YANACAQ QƏNAƏTLİYİ

Yanacaq qənaətliliyi – müxtəlif istismar şəraitlərində işləyən avtomobilin nəqliyyat işinə sərf etdiyi yanacaq sərfini müəyyən edən xüsusiyyətlər qrupudur. Yanacaq qənaətliliyi xüsusiyyəti hərəkət edən avtomobilin yanacaq sərfini xarakterizə edir. Yanacaq qənaətliliyi avtomobilin konstruksiyası ilə bağlı olub, mühərrikin işçi prosesinin mükəmməlliyi, transmissiyanın faydalı iş əmsalı və ötürmə ədədi, avtomobilin təchiz edilmiş və tam yüklənmiş kütlələrinin nisbəti və hərəkətə müqavimətlə müəyyən olunur.

Xətti yanacaq sərfi (və ya orta yanacaq sərfi) Q_x – 100 km yola sərf olunan yanacağın miqdarı ilə ölçülür, $l / 100$ km

$$Q_x = \frac{100q}{S},$$

burada S – avtomobilin yürüşü, km; q – bu yürüşə sərf olunan yanacaqın miqdarıdır, *litr*. ABŞ və İngiltərədə yanacaq sərfi – vahid həcmli yanacaqın miqdarı ilə gedilən yolun uzunluğu ilə ölçülür. Həcm vahidi qallon götürülür: 1 ABŞ qallonu – 3,785 *litr*; 1 İngiltərə qallonu – 4,546 *litrdir*. Bu ölkələrdə yol vahidi mil qəbul edilir, 1 mil – 1,609 km.

Xətti yanacaq sərfi təcrübi yolla sınaqda və ya verilmiş yol şəraiti üçün avtomobilin istismar prosesində müəyyən edilir.

Avtomobilin yanacaq sərfinə onun konstruksiyasından asılı olmayan xarici faktorlar – ərazinin relyefi, hərəkət intensivliyi, yol örtüyünün vəziyyəti, iqlim şəraiti və sairə təsir göstərir.

Xətti yanacaq sərfi avtomobilin gördüyü nəqliyyat işini nəzərə almır. Buna görə də avtomobilin yanacaq qənaətliliyinin daha obyektiv müqayisə göstəricisi orta yanacaq sərfi yox, xüsusi yanacaq sərfidir. Xüsusi yanacaq sərfi orta yanacaq sərfinin yük və ya sənişin daşınmasında görülən səmərəli işə nisbətidir – $q_y, \text{litr} / (\text{t} \cdot \text{km})$ və ya $q_s, \text{litr} / (\text{sər} \cdot \text{km})$:

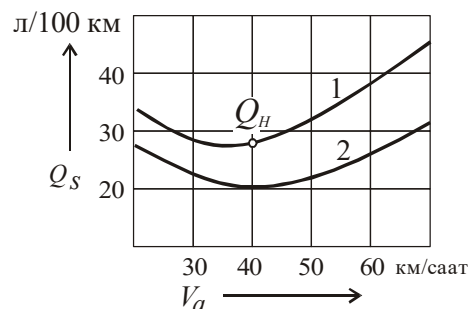
$$q_y = Q_x / (100 \cdot z_t); \quad q_s = Q_s / (100 \cdot n),$$

burada z_t, n – uyğun olaraq daşınan yükün kütləsi və sənişinlərin sayıdır.

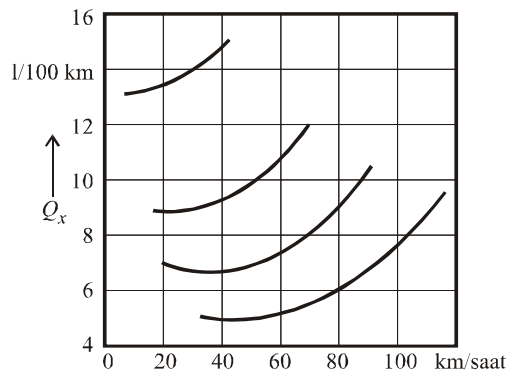
Avtomobilin yanacaq qənaətliliyini qiymətləndirmək üçün aşağıdakı göstəricilərdən istifadə edilir:

- 1) qərarlaşmış hərəkətdə yanacaq xarakteristikası (QHXY);
- 2) nəzarət yanacaq sərfi (NYS);
- 3) magistral – təpəli yollarda yanacaq – sürət xarakteristikası (MTYSX);
- 4) dövri hərəkətdə yanacaq xarakteristikası (DHYX).

QHXY – verilmiş yol şəraitində xətti yanacaq sərfinin qərarlaşmış hərəkət sürətindən asılılığıdır. Yol şəraiti dartıcı-sürət təcrübələri üçün qoyulan tələblər əsasında seçilir. Şəkil 13-də yüksək pillədə hərəkət üçün **QHXY** verilmişdir. Şəkil 14-də yüngül minik avtomobilinin asfalt örtüklü yolda, müxtəlif pillələrdə qərarlaşmış hərəkəti üçün **QHXY** verilmişdir.



Şəkil 13. Yük avtomobilinin qərarlaşmış hərəkətinin asfalt örtüklü yolda nümunəvi yanacaq xarakteristikası: 1 – yüklü avtomobil; 2 – yüksüz avtomobil üçün



Şəkil 14. Yüngül minik avtomobilinin asfalt örtüklü yolda, müxtəlif pillələrdə hərəkəti üçün yanacaq xarakteristikası

Qrafiklərdən göründüyü kimi sürətin artması ilə adətən əvvəl yanacaq sərfi azalır və hərəkət şəraitindən asılı olaraq müəyyən sürətdə minimuma çatır, sonra isə sürətin artması ilə yanacaq sərfi sürətlə artır. Minimal yanacaq sərfinə uyğun sürət qənaətli sürət V_q adlanır. V_q -dən kiçik sürətlə hərəkət zamanı yanacaq sərfinin artması yanıcı qarışıqın yanma şəraitinin pisləşməsi və mühərrikin mexaniki f.i.ə.-nin azalması hesabına baş verir. V_q -dən böyük sürətlərdə yanacaq sərfinin artması yanıcı qarışıqın həddən artıq zənginləşməsi və havanın müqavimətinin kəskin artması ilə əlaqədardır.

NYS – nominal yüklənmiş avtomobilin bərk örtüklü üfüqi yollarda hərəkəti zamanı minimal yanacaq sərfidir (şəkil 13-də Q_n). Adətən NYS minimal yanacaq sərfinə yaxın, qabaqcadan verilmiş sürətdə təyin edilir. NYS 40...100 km/saat sürətlərdə ölçülür. NYS-ə görə avtomobilin texniki vəziyyəti qiymətləndirilir və buna görə də adətən o avtomobilin texniki xarakteristikalarında qeyd edilir.

MTYSX - xətti yanacaq sərfinin marşrutda buraxıla bilən sürətdən asılılığıdır. Bəzi hallarda yanacaq sərfinin hərəkətin orta sürətindən asılılığı qurulur. Bu xarakteristika hərəkətin dəyişən rejimlərində, sürətin məhdudluğu halında avtomobilin yanacaq qənaətliliyini qiymətləndirməyə imkan verir.

DHYX – xətti yanacaq sərfinin avtomobilin sürətlənmə, qərarlaşmış hərəkət və dayanma mərhələlərindən ibarət dövrü hərəkətinin orta sürətindən asılılığıdır. Ölçmə – yolun mükəmməl örtüklü, düzxətli, üfüqi sahəsində aparılır.

YANACAQ SƏRFİNİN HESABLANMA ÜSULLARI

Avtomobilin hərəkətinin və mühərrikin işinin hər bir anı ötürmələr qutusunun pilləsinin nömrəsi, hərəkətin sürəti, təcili və yolun müqaviməti ilə müəyyən olunur. Yolun lazımı qədər kiçik ΔS , sahəsində göstərilən xarakteristikaları sabit qəbul etmək olar. Mühərrikin yanacaq sərfi onun sərf etdiyi gücə və xüsusi yanacaq sərfinə görə təyin olunur. Bu zaman mühərrikin qərarlaşmış və qərarlaşmamış eyni rejimlərində f.i.ə.-nin də eyni olduğu qəbul edilir.

Mühərrikin xüsusi yanacaq sərfi – g_e , $q/(kVt \cdot saat)$, mühərrikin bir saatlıq işi zamanı sərf etdiyi yanacağın kütləsinin – G_y ($kq/saat$), onun effektiv gücünə – N_e (kVt) nisbəti ilə ölçülür:

$$g_e = 1000 G_y / N_e .$$

G_e – dizel mühərrikləri üçün 200 – 320 $q/kVt \cdot saat$, benzin mühərrikləri üçün 250 – 350 $q/kVt \cdot saat$.

Yolun ΔS , sahəsində aparan təkərlərə ötürülməli güc aşağıdakı kimi tapıla bilər, Vt :

$$N_{Ti} = \psi_i G_a V_i + k_w A_w V_i^3 + \delta m_a j_i V_i .$$

ΔS , sahəsini keçən avtomobilin transmissiyasında və mühərrikinin aqreqlərindəki güc itkisi nəzərə alınmaqla yanacaq sərfi aşağıdakı kimi hesablanıla bilər, litrlə:

$$Q_i = \frac{g_e N_{Ti} \Delta S_i}{3,6 \cdot 10^6 \rho \eta_{TR} V_i} = \frac{g_e F_{Ti} \Delta S_i}{3,6 \cdot 10^6 \rho \eta_{TR}} \quad (l/km),$$

burada V_i – avtomobilin sürəti, m/san ρ – yanacağın sıxlığıdır. Hesablama zamanı benzin üçün $\rho = 0,73$ $kq/litr$; dizel yanacağı üçün $\rho = 0,83$ $kq/litr$ götürmək olar. Marşrutun tam keçilməsi zamanı yanacaq sərfi

$$Q = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i$$

olar. Burada n – marşrutun bölündüyü sahələrin sayıdır. Marşrutda xətti yanacaq sərfi

$$Q_x = 10^2 Q / S = \frac{g_e F_T}{3,6 \cdot 10^4 \rho \eta_{TR}} \quad (l/100km) \quad (8)$$

kimi tapıla bilər. Avtomobil üzərində yerləşdirilməsi nəzərdə tutulan mühərrikin yanacaq qənaətliliyi xarakteristikası məlum olmazsa, xüsusi yanacaq sərfinin təyini üçün təqribi metodlardan istifadə edilir.

KONSTRUKTİV VƏ İSTİSMAR FAKTORLARININ AVTOMOBİLİN YANACAQ QƏNAƏTLİYİNƏ TƏSİRİ

Avtomobilin yanacaq qənaətliliyi xarakteristikası bir çox faktorlardan asılıdır: mühərrikin və transmissiyanın parametrləri; avtomobilin çəki və tərtibat parametrləri; şinlərin xarakteristikaları; istismar şəraiti.

Avtomobilin hərəkəti mühərrikdə yandırılan yanacağın enerjisi hesabına həyata keçirilir. Yanacağın yanması zamanı ayrılan enerjini xarakterizə edən yanacaq balansı aşağıdakı şəkildə ifadə edilə bilər:

$$W_Q = W_T + W_G ,$$

burada W_Q – yanacağın yanması zamanı ayrılan istilik enerjisi; W_T – mühərrikdə çevrilərkən və aparan təkərlərə ötürülərkən itən enerji (mühərrikdə istilik və

mexaniki enerji itkiləri, köməkçi aqreqların intiqalına sərf olunan enerji itkiləri, transmissiyadakı itkilər); W_G – avtomobilin hərəkətinə müqavimət qüvvələrinin dəf edilməsinə sərf olunan enerjidir.

Yanacaq balansının tərkib hissələrinin analizi göstərir ki, əsas enerji itkiləri mühərrikin termodinamiki və mexaniki itkiləridir (mühərrikin qərarlaşmış iş rejimində yanacağın yanması zamanı ayrılan ümumi enerjinin 50...55%-i; qovma rejimində – 70%-ə qədəri itir). Buna görə də, avtomobil nəqliyyatının iqtisadi göstəricilərinin yüksəldilmə yollarından biri mühərrikdə birbaşa mexaniki itkilərin azaldılmasıdır. Mühərrikin f.i.ə.-nin artırılması yolları daxiliyanma mühərrikləri kursunda öyrənilir.

Yanacağın yanması zamanı ayrılan enerjinin 7...9%-i köməkçi aqreqların intiqalına, giriş-çıxış borularında və kapotaltı sahələrdə itkilərə sərf olunur. Buna görə də mühərrikin yerləşmə sahəsinin konstruktiv tərtibatına xüsusi fikir verilməlidir. Sorma və xaric etmə taktlarının müqavimətinin maksimal azaldılması, ventilyator və digər köməkçi mexanizmlərin yalnız ehtiyac duyulduqda işə düşməsinə təmin edən quruluşlardan istifadə edilməsi enerji itkilərinin azaldılmasına imkan yaradır.

Avtomobilin dartıcı-sürət və yanacaq qənaətliliyi xarakteristikaları əsas etibarlı ilə istifadə edilən mühərrikin növü və gücü ilə müəyyən olunur. Avtomobillərin müqayisəsi əsasən xüsusi güc – N_x (mühərrikin maksimal effektiv stend gücünün avtomobilin kütləsinə nisbəti) ilə ölçülür.

Xüsusi gücün müəyyən həddə qədər azaldılması adətən yanacaq sərfini və avtomobil daşımalarının qiymətini azaldır. Bununla bərabər xüsusi gücün həddən artıq az olması ötürmələr qutusunun aralıq pillələrindən daha tez-tez istifadə edilməsinə, bu işə öz növbəsində yanacaq sərfinin artmasına səbəb olur, minimal yanacaq sərfi xüsusi gücün 8,5 kVt/t qiymətində alınır.

Xüsusi gücün sonrakı artımı ilə avtomobilin hərəkətinin orta sürəti praktiki dəyişmir, xətti yanacaq sərfi isə xeyli artır.

Momentə görə uyğunlaşma əmsalının (k_M) qiymətinin avtomobilin uyğunlaşma xarakteristikasına və deməli, qovma xarakteristikasına böyük təsiri var. k_M əmsalının böyüklüyü aralıq pillələrə keçmə vaxtını azaltmağa, orta hərəkət sürətini yüksəltməyə və deməli, yanacaq qənaətliliyini artırmağa imkan verir.

Avtomobilin konstruktiv parametrlərinin xətti yanacaq sərfinə təsirini qiymətləndirmək üçün (8) ifadəsinə müraciət edək. F -in qiymətini nəzərə alsaq

$$Q_x = \frac{g_e (F_\psi + F_w + F_{aj})}{3,6 \cdot 10^4 \rho \eta_{TR}} \quad (9)$$

ifadəsinin analizi göstərir ki:

– mühərrikin yanacaq xarakteristikasının yaxşılaşdırılması (xüsusi yanacaq sərfinin g_e azaldılması), transmissiyanın f.i.ə.-ni, η_{TR} artırılması (xüsusi ilə tam ötürməli avtomobillər üçün) Q_x -in azaldılmasına səbəb olur;

– avtomobilin hərəkətinə müqavimət qüvvələrinin artması xətti yanacaq sərfini artırır.

Verilmiş yol şəraitində hərəkətə müqavimət qüvvələri avtomobilin kütləsi və ölçülərindən asılıdır. Yolun müqavimət qüvvəsi avtomobilin kütləsinə mütənasibdir. Buna görə də kütlənin artması yanacaq sərfini artırır. Yüklü avtomobillərinin xətti yanacaq sərfi praktiki olaraq onların kütləsi ilə mütənasibdir. Minik avtomobillərində bu mütənasiblik müşahidə olunmur. Buna səbəb, yüklü avtomobillərində əsas müqavimət qüvvəsinin kütləyə mütənasib diyərlənmə müqavimətinin, minik avtomobillərində isə diyərlənmə müqaviməti ilə bərabər onunla müqayisə oluna bilən havanın müqavimətinin də olmasıdır (böyük sürətlərdə havanın müqaviməti diyərlənmə müqavimətindən böyük ola bilər).

Yolun müqavimət qüvvəsinin azaldılma yollarından biri də diyərlənmə müqavimət əmsalını azaltmaqdır. Müasir şinlərin bərk örtüklü yollarda diyərlənməsi zamanı $f = 0,009...0,018$ -dir.

Havanın müqavimət qüvvəsinin azaldılması yanacaq qənaətliliyi üçün mühüm əhəmiyyətə malikdir. Tədqiqatlar sübut edir ki, magistral avtomobillərdə axıntılıq əmsalının 12% azaldılması yanacaq sərfini 20...25% azaldır.

Mühərrikin xarakteristikalarının və transmissiyanın parametrlərinin rəasional seçilməsi yanacaq qənaətliliyinə mühüm təsir göstərir. Pilləsiz avtomatik transmissiyalardan istifadə edilməsi magistral avtomobillərdə yanacaq sərfini 10...15% azaltmağa və onların dartıcı-sürət xüsusiyyətlərini artırmağa imkan verir.

Orta hərəkət sürəti və yanacaq sərfi yol şəraitindən də xeyli dərəcədə asılıdır. Yüksək dağlıq şəraitdə işləyən avtomobildə, havanın sıxlığının və uyğun olaraq mühərrikin doldurma əmsalının azalması hesabına avtomobilin hərəkət sürəti 40...50% azalır, yanacaq sərfi isə 10...15% artır. Dağlıq şəraitdə avtomobilin ötürmələr qutusunun aşağı pilləsində hərəkət yolu təqribən 5...6 dəfə artır. Bu şəraitdə güc itkisini kompensasiya etmək üçün mühərrikin qazpaylama fazasını nizamlamaq, karbürətorun və ya yüksək təzyiqli nasosun xüsusi nizamlanmasını aparmaq, mühərrikin sıxma dərəcəsini artırmaq və turboüfurmədən istifadə etmək lazım gəlir.

Sürücünün ixtisası yanacaq qənaətliliyinə əhəmiyyətli təsir göstərir. Kəskin qovma və tormozlama olmadan, avtomobilin səlis hərəkəti yanacaq sərfinin azalmasına müsbət təsir göstərir.

Avtomobilin, onun sistem və aqreqatlarının istismar prosesində texniki vəziyyətinin dəyişməsi yanacaq səmərəliliyinə ciddi təsir göstərir. Yanacaq sərfinin artması əsas etibarlı ilə qida və alışdırma sistemləri, qazpaylama mexanizmi və s. ilə bağlıdır.

MÜHAZİRƏ 7

AVTOMOBİLİN TORMOZ XÜSUSİYYƏTLƏRİ

Tormoz xüsusiyyətləri – dedikdə avtomobilin sürətini tam dayanma halına qədər tez azaltmaq və dayandırmaq, enişdə hərəkət etdikdə verilmiş hərəkət sürətini

saxlamaq, təsadüfi qüvvələr təsir etdikdə isə avtomobili yerində tərpənməz saxlamaq xüsusiyyətləri nəzərdə tutulur.

Avtomobilin sürəti və hərəkət təhlükəsizliyi tormoz xüsusiyyətlərindən əhəmiyyətli dərəcədə asılıdır. Hər bir avtomobil müxtəlif funksiyalı bir neçə tormoz sisteminə malik olur: işçi, dayanacaq, ehtiyat və köməkçi. Tormozlanma intensivliyinə görə isə qəza (qəfil) və xidməti tormozlama mövcuddur.

Qəza tormozlaması – verilmiş şərait üçün maksimal intensivliklə (yaxşı yol şəraitində $j_t = 8...9 \text{ m/san}^2$) həyata keçirilir. Onların sayı tormozlamanın ümumi sayının 5%-ə qədərini təşkil edir.

Xidməti tormozlama – avtomobilin sürətinin səlis azaldılması və ya verilmiş yerdə saxlanması üçün istifadə edilir. Bu tormozlanma sürücü və sənişinlərdə narahatlıq yaratmadan kiçik intensivliklə ($j_t = 1...3 \text{ m/san}^2$) həyata keçirilir.

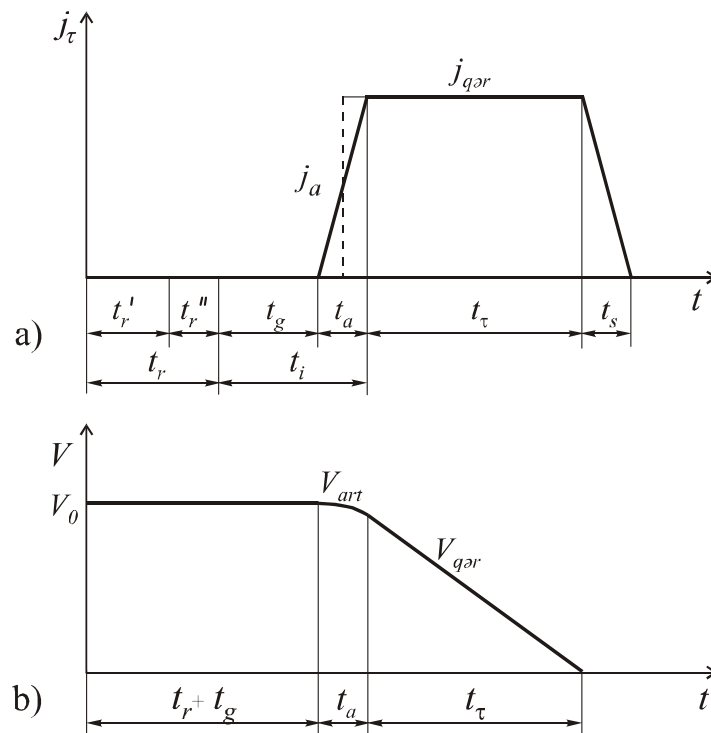
Tormozlamanın son sürəti sıfıra bərabər olarsa o tam tormozlama, əks halda natamam tormozlama adlanır.

Tormoz sistemləri qiymətləndirilərkən tormozlama maksimal intensivliklə həyata keçirilir. Tormoz yolunun əsas hissəsində yavaşma təcili təxminən bərabərdir. Bu təcil *qərarlaşmış yavaşma təcili* adlanır. *Tormoz yolu* dedikdə, tormozlamanın başlanğıcından tam dayanana qədər avtomobilin keçdiyi yol nəzərdə tutulur. Tormozlamanın başlanğıcı kimi sürücünün ayağını tormoz pedalına basma anı götürülür.

Tormozlama prosesi tormoz diaqramı adlanan qrafiklə (şəkil 15) göstərilə bilər. $t = 0$ zamanında tormozlama şəraiti yaranarsa, sürücü şəraiti qiymətləndirərək ayağını yanacaq verilişi pedalından götürərək tormoz pedalına qoyur. Bu prosesin baş vermə müddəti sürücünün reaksiya vaxtı (t_r) adlanır. Sürücünün reaksiya vaxtı: psixiki reaksiya vaxtından – t'_r (şəraitin qiymətləndirilməsi və tormozlama qərarı qəbul etmə) və fiziki reaksiya vaxtından t''_r (ayağın yanacaq verilişi pedalından götürülərək tormoz pedalına qoyulması) ibarətdir.

Aparılan təcrübi tədqiqatlar göstərir ki, reaksiya vaxtı sürücünün şəxsi xüsusiyyətlərindən, onun psixiki və fiziki vəziyyətindən asılı olub 0,2...1,5 san təşkil edir. Hesablama zamanı adətən, $t_r = 0,8$ san götürülür.

Pedal basıldıqdan sonra müəyyən vaxt ərzində t_g qüvvəsinin pedaldan tormoz mexanizmlərinə ötürülməsi baş verir. Bu müddət tormoz intiqalının gecikmə vaxtı adlanır. Bu tormoz intiqalının tipindən, onun konstruktiv xüsusiyyətlərindən, texniki vəziyyətindən, boruların uzunluğundan və tormoz mexanizmlərinin sayından asılıdır.



Şəkil 15. Avtomobilin tormoz diaqramı:

a) yavaşma təcili zaman üzrə dəyişməsi; b) sürətin zaman üzrə dəyişməsi

Hesablama zamanı hidravlik intiqallı diskli tormoz mexanizmi üçün $t_g = 0,05 \dots 0,07$ san, barabanlı tormoz mexanizmi üçün $t_g = 0,15 \dots 0,20$ san, pnevmatik intiqal üçün $t_g = 0,2 \dots 0,4$ san götürülür.

Tormoz momenti və uyğun olaraq avtomobilin yavaşma təcili, yavaşmanın artma vaxt t_a adlanan zaman aralığında artır. Bu müddət sürücünün tormoz pedalını basma intensivliyindən, həcmlərin dolma və tormoz sistemi elementlərinin deformasiya vaxtından asılıdır. Bu isə öz növbəsində tormoz mexanizminin və intiqalının tipindən və konstruksiyasından asılıdır. Avtomobilin tormoz dinamikasının hesabında adətən, sürücünün tormoz pedalını tez (ani) basdığı qəbul edilir. Bu zaman yavaşma təcili xətti qanunauyğunluqla artır, maksimal yavaşma isə, $t_a = 0,05 \dots 0,5$ san müddətində əldə edilir.

$(t_g + t_a)$ – tormoz intiqalının işə düşmə vaxtı t_i adlanır. Tormoz intiqalının işə düşmə vaxtı standartlarla rəqlamentləşdirilir və 0,6 san-dan çox olmamalıdır.

Müəyyən t_τ müddətində avtomobil verilmiş j_τ yavaşma təcili ilə hərəkət edir. Avtomobil lazımi sürəti əldə etdikdən sonra sürücü tormoz pedalını buraxır. Tormozlama sona yetir, avtomobilin yavaşma təcili azalır. Tormozsuzlaşma vaxtı (tormozlamanın sona çatması) t_s hidravlik intiqalda təqribən 0,2 san, pnevmatik intiqalda isə 0,5...1,5 san təşkil edir. Tormozlama avtomobil dayanana qədər davam edərsə, dayanma anında yavaşma təcili praktiki olaraq ani müddətdə sıfıra qədər azalır.

Sürücünün maneəni gördüyü andan avtomobilin tam dayanana qədər keçdiyi yol – dayanma yolu S_d adlanır:

$$S_d = S_{rg} + S_\tau,$$

burada S_{rg} – sürücünün reaksiya vaxtı gedilən yol; S_τ – tormoz yoludur. Tormoz yolu – avtomobilə tormoz qüvvələri təsir etdikdə onun getdiyi yoldur.

TORMOZLAMA ZAMANI AVTOMOBİLİN HƏRƏKƏT TƏNLİYİ

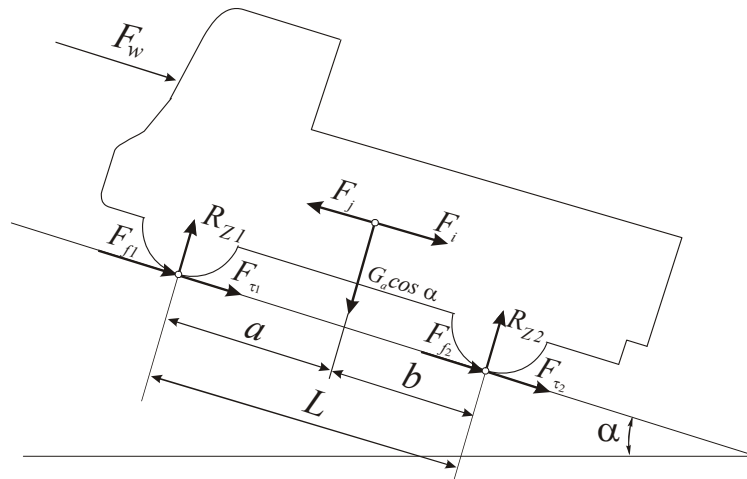
Tormozlama zamanı avtomobilə təsir edən xarici qüvvələr şəkil 16-da göstərilmişdir. Avtomobilin yavaşlamasını təmin edən əsas qüvvələr təkərin yolla toxunma müstəvisi üzrə təsir göstərən və avtomobilin hərəkət istiqamətinin əksinə yönələn $F_{\tau 1}$ və $F_{\tau 2}$ tormoz qüvvələridir. İlişmə kifayət qədər olarsa $F_{\tau 1}$ və $F_{\tau 2}$ qüvvələri körpülərin tormoz mexanizmlərinin yaratdığı tormoz momentləri ilə müəyyən olunur:

$$F_{\tau i} = M_{\tau i} / r_0.$$

Tormoz qüvvələrindən başqa avtomobilə təkərlərin diyirlənmə müqavimət qüvvələri F_{f1} və F_{f2} , yoxuşluq müqavimət qüvvəsi F_i və havanın müqavimət qüvvəsi F_w təsir göstərir.

Bütün qüvvələrin dayaq səthinə paralel müstəvi üzrə proyeksiyalarının cəmi avtomobilin ətalət qüvvəsinə bərabərdir. Tormozlama zamanı avtomobilin hərəkət tənliyi aşağıdakı kimi olar:

$$, \quad (10)$$



Şəkil 16. Tormozlama zamanı avtomobilə təsir edən qüvvələr sxemi

$$\delta_\tau m_a j_\tau = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} + F_{f1} + F_{f2} + F_i + F_w$$

burada δ_τ – tormozlama zamanı avtomobilin fırlanan kütlələrinin təsirini nəzərə alan əmsaldır, $\delta_\tau = 1,03 \dots 1,05$. Tormozlama zamanı fırlanan kütlələrə adətən, təkərlərin kütləsi aid edilir.

Tormoz qüvvələrinin mümkün maksimal qiymətləri ilişmə şərtinə görə məhdudlaşır:

$$F_a = \varphi R_{zi},$$

Aşağıdakı əvəzləmələri qəbul edək:

$$F_{\tau 1} + F_{\tau 2} = F_{\tau} = \gamma_{\tau} G_a;$$

$$\gamma_{\tau} + \frac{k_w A_w V_a^2}{G_a} = D_{\tau},$$

burada γ_{τ} – xüsusi tormoz qüvvəsi; D_{τ} – tormoz faktoru adlanır.

Bu əvəzləmələri (10)-də yazaraq, diyirlənmə və yoxuşluq müqavimət qüvvələrini yolun müqavimət əmsalı ilə ifadə edib, dəyişiklik aparsaq

$$j_{\tau} = \frac{g}{\delta_{\tau}} (D_{\tau} + \psi)$$

alarıq. Tormoz faktorunun son həddi qiymətləri avtomobilin parametrləri ilə tam müəyyən olunur.

Avtomobilin maksimal yavaşma təcili eyni sürüşmə ilə diyirlənən bütün təkərlərdə xüsusi tormoz qüvvələri $\varphi_{\max}$ -a bərabər olduqda alındığından, bu hal üçün tormoz faktoru

$$D_{\tau} = \varphi_{\max} + \frac{k_w A_w V_a^2}{G_a},$$

yavaşma təcili isə

$$j_{q\partial r} = \frac{g}{\delta_{\tau}} \left(\varphi_{\max} + \frac{k_w A_w V_a^2}{G_a} + \psi \right)$$

olar. Havanın və yolun müqavimətləri nəzərə alınmazsa

$$j_{q\partial r} = \frac{g}{\delta_{\tau}} \varphi_{\max} \approx g \varphi_{\max}$$

alarıq. İşçi tormoz sistemləri layihələndirilərkən təkərlərdəki maksimal tormoz momenti ilişmə şərti ilə mümkün tormoz momentindən böyük götürülür. Buna görə də maksimal tormoz momentləri hesablanarkən gücləndiricisi olan minik avtomobillərində $\varphi_{\max} = 0,85 \dots 1$; gücləndiricisi olmayan minik avtomobillərində isə $\varphi_{\max} = 0,75 \dots 0,85$ götürülür. Yük avtomobillərində tormoz mexanizminin təkərin daxilində yerləşdirilmə mürəkkəbliyi nəzərə alınaraq $\varphi_{\max} = 0,6 \dots 0,65$ götürülür.

MÜHAZİRƏ 8

TORMOZ QÜVVƏLƏRİNİN OPTİMAL PAYLANMASI

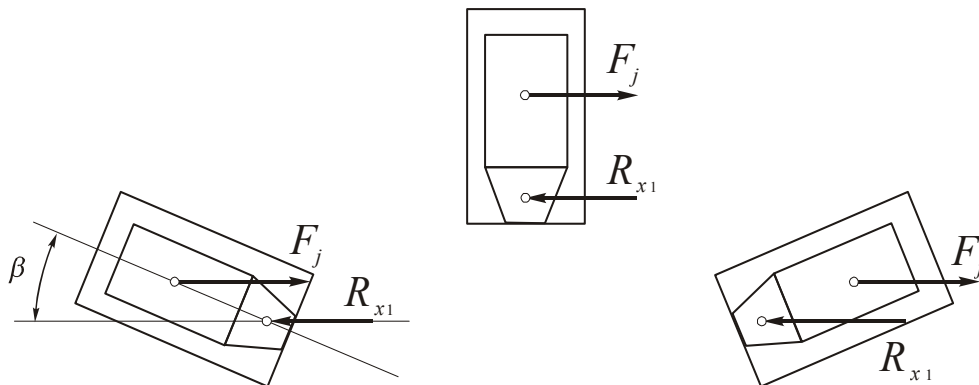
Tormoz qüvvəsinin maksimal qiyməti təkərin yolla kontakt sahəsində sürüşmənin müəyyən qiymətində əldə edilir. Buna görə də avtomobil və avtomobil qatarları layihələndirilərkən bütün körpülərin təkərlərinin sürüşmə əmsallarının eyni

olması təmin edilməlidir. Yalnız bu halda qəza tormozlaması zamanı avtomobilin ilişmə çəkisindən tam istifadə etmək və bloklama halının qarşısını almaq olar.

Təkərlərin tam sürüşmə halına gətirilməsi avtomobilin dəyanətlik və idarəolunması baxımından məqsəduyğun deyil. Tam sürüşmə halında təkər yan qüvvələri qəbul edə bilmir və buna görə də bu halda avtomobilə təsir edən kiçik qüvvə və momentlər belə, məsələn, küləyin təsiri, yolun nahamarlığı, mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri, sağ və sol təkərlərdəki tormoz qüvvələrinin qeyri-bərabərliyi hesabına yaranan moment təkərlərin yana sürüşməsinə yarada bilər.

Arxa körpünün təkərləri əvvəl bloklanarsa avtomobil dəyanətliyini itirir, bu şəkil 15-də çəkilmiş sxemdən aydın görünür. Bloklanma halında arxa təkərlər yan qüvvələri qəbul edə bilmədiyindən avtomobilə təsir edən istənilən kiçik yan qüvvə arxa körpünün təkərlərinin yana sürüşməsinə səbəb ola bilər. Nəticədə avtomobilin oxu müəyyən bucaq altında çevrilər (şəkil 17, bucaq β). Tormozlama zamanı ətalət qüvvəsi hərəkət istiqamətində yönəldiyindən, avtomobilin oxunu düzxətli hərəkət istiqamətindən meyllənməsi avtomobilin yana sürüşməsinə artırmağa çalışan moment yaradır.

Qabaq təkərlər blokladıqda sürücü avtomobili idarə etmək imkanında olmur: avtomobil düzxətli hərəkətini davam etdirir, lakin bu zaman onun dəyanətliyi itirir. Qabaq körpünün eninə meyllənməsi zamanı ətalət qüvvəsi avtomobili düz xətlə hərəkət halına qaytarmağa çalışan moment yaradır.



Şəkil 17. Az ilişməli yollarda arxa körpünün bloklanması zamanı avtomobilin yana sürüşməsi

İdarə olunma qabiliyyətinin itməsi sürücü tərəfindən tez qavranılır və tormoz qüvvəsinin azaldılması ilə idarəolunma bərpa oluna bilər.

Arxa təkərlər blokladığı halda avtomobil müəyyən bucaq meyllənərsə, sürücü avtomobili idarə etmək imkanında olmur. Buna görə də arxa təkərlərin bloklanması qabaq təkərlərə nəzərən daha qorxulu sayılır. Kiçik ilişmə əmsallı yolda arxa təkərlərin əvvəl bloklanması xüsusi ilə qorxuludur. Bu şəraitdə tormozlanan avtomobilin kinetik enerjisi ləng yayılır və yana sürüşməyə başlayan avtomobil böyük bucaq sürəti ilə uzunmüddətli fırlanma hərəkəti edə bilər.

Bütün körpülərin təkərlərinin bərabər sürüşməsinə təmin etmək üçün onlarda xüsusi tormoz qüvvələri – γ_{ti} bərabər olmalıdır

$$\gamma_{\tau i} = F_{\tau i} / R_{zi},$$

burada $F_{\tau i}$ və R_{zi} – i körpüsünə təsir edən tormoz qüvvəsi və yolun reaksiyasının normal toplananıdır. Göründüyü kimi avtomobilin ən yüksək effektivliklə tormozlanması üçün tormoz qüvvələri (tormoz momentləri) körpülər arasında yolun normal reaksiyalarına mütənasib paylanmalıdır.

İkioxlu avtomobilin körpüləri arasında tormoz qüvvələrinin optimal paylanması aşağıdakı bərabərliklə ifadə edilir:

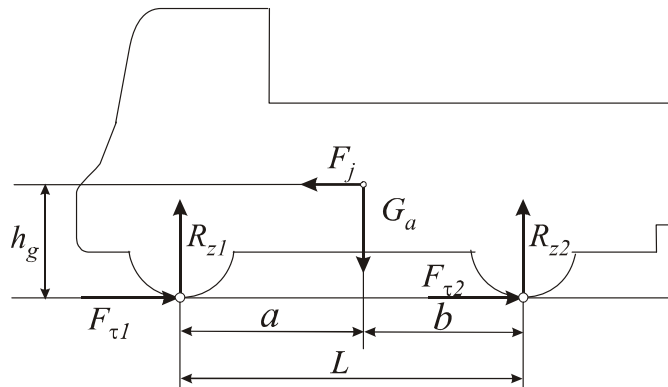
$$\frac{F_{\tau 1}}{F_{\tau 2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}.$$

Tormozlama zamanı normal reaksiyaların dəyişməsi (yenidən paylanması) baş verir. Bu dəyişməni müəyyən etmək üçün ikioxlu avtomobilin hamar üfüqi yolda tormozlanmasına baxaq (şəkil 18). Bu zaman havanın müqavimətinin reaksiya qüvvələrinin paylanmasına təsir etmədiyini, diyiirlənmə müqavimətinin isə tormoz qüvvələrinə nəzərən çox kiçik olduğunu qəbul edirik.

R_{z1} və R_{z2} reaksiyalarının qiymətləri qarşı körpülərin təkərlərinin yolla kontakt sahələrinin mərkəzlərinə nəzərən moment tənliklərindən tapıla bilər:

$$R_{z1} = (G_a b + F_j h_g) / L;$$

$$R_{z2} = (G_a a - F_j h_g) / L.$$



Şəkil 18. Üfüqi yolda tormozlanan tək avtomobilə təsir edən qüvvələr sxemi

Buradan görünür ki, avtomobilin tormozlanması zamanı qabaq təkərlər altında reaksiya qüvvəsi artır, arxa təkərlər altında isə əksinə, azalır. Reaksiya qüvvələrinin yenidən paylanma dərəcəsi tormozlanma intensivliyindən – ətalət qüvvəsindən F_j asılıdır.

$\gamma_{\tau} = F_{\tau} / G_a$ olduğunu nəzərə alsaq, ilişmədən tam istifadə halında xüsusi tormoz qüvvəsinin ilişmə əmsalına bərabər olduğunu görürük. Bu halda:

$$R_{z1} = G_a (b + \varphi h_g) / L;$$

$$R_{z2} = G_a (a - \varphi h_g) / L.$$

Bu ifadələrdən istifadə edərək tormoz qüvvələrinin paylanma əmsalının optimal qiymətlərini tapmaq olar:

$$\beta_{\tau} = (b + \varphi h_g) / (a - \varphi h_g).$$

4.4. AVTOMOBİLİN TORMOZ XÜSUSİYYƏTLƏRİNİN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ

İşçi və ehtiyat tormoz sistemlərinin effektivliyi tormoz yolunun uzunluğu və qərarlaşmış yavaşma təcili ilə, dayanacaq və köməkçi tormozlar isə – bu sistemlər vasitəsilə əldə edilən cəm tormoz qüvvəsi ilə qiymətləndirilir.

Tormoz sisteminin effektivliyi yol sınaqları gedişində müəyyən olunur. Yol sınaqları sürülüb yoxlanılmış və tam yüklənmiş avtomobillər üzərində aparılır. Sınaq yolun hamar, üfüqi (maillik 0,5%-dən çox olmayan), bərk və quru örtüklü sahəsində, ətraf mühitin temperaturunun -5...+30°C aralığında olduqda, küləyin sürəti isə 3 m/san-dən çox olmadığı halda aparılır. Tormozlama zamanı avtomobil 3,5 m enində koridordan kənara çıxmamalı, dönmə bucağı isə 8°-dən çox olmamalıdır.

Tormoz mexanizmlərinin effektivliyi sürtünmə cütlərinin temperaturundan əhəmiyyətli dərəcədə asılı olduğundan, tormoz mexanizmlərinin sınağı müxtəlif temperatur rejimlərində aparılır.

Hazırda qəbul olunmuş standartlara görə işçi tormoz mexanizmlərinin effektivliyinin təyin olunma sınaqları üç növə bölünür: «sıfır» sınağı, I sınağı və II sınağı.

«*Sıfır*» sınağı – tormoz mexanizminin soyuq halında (tormoz diski və ya barabanın temperaturu 100°C-dən çox olmadıqda) işçi tormoz sisteminin səmərəliliyinin təyini üçün aparılır.

I sınağı – qabaqcadan qızdırılmış tormoz mexanizmlərində aparılır. Bu sınaq iki mərhələdən ibarətdir: ilkin (köməkçi) və əsas. İlkin mərhələdə tormoz mexanizmləri qızdırılır. Əsas mərhələ ilkin mərhələnin qurtarmasından 45 san.-dan gec olmayaraq başlayır və «sıfır» sınağına uyğun aparılır. Tormoz mexanizmlərini qızdırmaq üçün avtomobilin maksimal intensivliklə çoxsaylı sürətlənməsi və tormozlanması həyata keçirilir. Sürətlənmə – tormozlanma sikllərinin sayı 15...20, bir siklin uzunluğu 45...50 san. təşkil edir. I sınaqda tormoz yolunun normativ qiyməti «sıfır» sınağından 25% çox götürülür.

II sınağı – avtomobilin enişlərdə uzunmüddətli hərəkəti zamanı tormoz sisteminin effektivliyini yoxlamaq üçün istifadə edilir. Bu sınaq da iki mərhələdən ibarətdir: ilkin və əsas. Köməkçi mərhələdə 0,07 maillikli 6 km uzunluğunda enişdə hərəkət edən avtomobilin tormozlanması zamanı tormoz mexanizmlərinin uda biləcəyi qədər enerji udulmalıdır. Böyük uzunluqlu yolda təcrübə keçirməyin çətinliyini nəzərə alaraq köməkçi mərhələdə tormoz mexanizmləri sürətlənmə – tormozlanma və ya tormozlanmış avtomobilin yedəyə alınması ilə qızdırıla bilər. II sınaqda tormoz yolunun normativ qiyməti «sıfır» sınağından 33% çox götürülür.

«Sıfır» sınaqlarında tormoz yolunun normativ uzunluğu aşağıdakı ifadə ilə tapıla bilər:

$$S_{\tau 0} = AV_0 + \frac{V_0^2}{26j_{q\partial r}}, \quad (11)$$

burada A – nəqliyyat vasitəsinin növündən asılı olan əmsaldır: yüngül minik avtomobilləri üçün – 0,1; avtobus və yük avtomobilləri üçün – 0,15; avtomobil qatarları üçün – 0,18 götürülür; V_0 – avtomobilin başlanğıc sürətidir, km/saat. Avtomobillərin növündən asılı olaraq $V_0 = 80$ km/saat-dan (yüngül minik avtomobilləri) 40-a qədər (tam kütləsi 12 t-dan çox olan yük avtomobilləri və avtomobil qatarları üçün) müəyyən edilir; $j_{q\partial r}$ – qərarlaşmış yavaşma təcilidir, m/san²: yüngül minik avtomobilləri üçün – 7 m/san²-dan; avtobuslar üçün – 6-dan; yük avtomobilləri və avtoqatarlar üçün – 5,5 m/san²-dan az olmamalıdır.

İstismarda olan avtomobillərin tormoz xüsusiyyətləri adətən yol hərəkəti qaydaları ilə müəyyən olunur. Qaydalarda sınaq şəraiti, başlanğıc sürət və qərarlaşmış təcil qeyd edilir. Qüvvədə olan qaydalara görə istismarda olan bütün kateqoriyalı avtomobillər üçün tormozlamanın başlanğıc sürəti $V_0 = 40$ km/saat götürülür. (11) ifadəsindəki A əmsalı aşağıdakı kimi götürülür: yüngül minik avtomobilləri üçün – 0,11; avtobus və yük avtomobilləri üçün – 0,19; avtomobil qatarları üçün – 0,24.

Qərarlaşmış yavaşma təcili ilə tormozlanan avtomobilin dayanma yolu hesablandıqda şəkil 15, a)-da qırıq xətlə göstərildiyi kimi təcilin – $j_{q\partial r}$ qiymətinin $0,5t_a$ zaman anında sıçrayışla əldə edildiyi qəbul edilir.

Şəkil 13, b)-dən absis oxu ilə sürətin dəyişmə xətti arasındakı sahəyə görə dayanacaq yolu tapıla bilər:

$$S_{\Delta} = V_0(t_r + t_q + 0,5t_a) + 0,5V_0(0,5t_a + t_{\tau}), \quad (12)$$

burada V_0 – avtomobilin başlanğıc sürətidir, m/san. $(0,5t_a + t_{\tau})$ vaxtı – $j_{q\partial r}$ yavaşma təcili ilə hərəkət edən avtomobilin sürətinin V_0 -dan sıfıra qədər azalma vaxtı olub, aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$0,5t_a + t_{\tau} = V_0/j_{q\partial r}.$$

Bu halda (12) ifadəsi aşağıdakı şəkllə düşər:

$$S_{\Delta} = V_0(t_r + t_q + 0,5t_a) + V_0^2/(2j_{q\partial r}), \quad (13)$$

burada j_{τ} – verilmiş yol şəraitində maksimal yavaşma təcilidir. Yol şəraitinin dayanacaq yoluna təsirini nəzərə almaq üçün bəzən sadələşdirilmiş metodlardan istifadə edilir. Prof. D.P.Velikanov qəza tormozlanması zamanı yavaşma təcilinin hesablanması üçün yolun ilişmə keyfiyyətini nəzərə alan düzəliş əmsalından istifadə edilməsini təklif etmişdir

$$j_{q\partial r} = g\varphi/k_e,$$

burada k_e – tormozlamanın effektivlik əmsalıdır. Təcrübi göstəricilər əsasında: $\varphi \geq 0,4$ olduqda yüngül minik avtomobilləri üçün $k_e = 1,2$, yük avtomobilləri üçün $k_e = 1,3..1,4$; $\varphi < 0,4$ olduqda isə bütün avtomobillər üçün $k_e = 1$ götürülür. Deyilənləri

nəzərə alaraq dayanacaq yolunun tapılması üçün hesablanma ifadəsi aşağıdakı şəkildə yazıla bilər:

$$S_{\mathcal{D}} = V_0(t_r + t_q + 0,5t_a) + \frac{k_e V_0^2}{2g\varphi}.$$

(13) ifadəsinə uyğun olaraq avtomobilin tormoz yolu aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$S_{\tau} = (t_q + 0,5t_a)V_0 + \frac{V_0^2}{2j_{q\partial r}}. \quad (14)$$

(11) və (14) ifadələrinin müqayisəsindən

$$A = (t_q + 0,5t_a) / 3,6$$

olduğu müəyyən olunur.

MÜHAZİRƏ 9

İDARƏOLUNMA QABİLİYYƏTİ VƏ DƏYANƏTLİK

İstənilən avtomobilin hərəkət trayektoriyasına ümumi halda ayrılığı fasiləsiz dəyişən əyrixətli hərəkət kimi baxmaq olar. Trayektoriya ayrılığı sıfıra yaxın olan hərəkət, şərti olaraq düzxətli hərəkət adlanır. Avtomobilin əyrixətli hərəkəti zaman etibarı ilə onun uzununa və şaquli oxlarının vəziyyətinin dəyişməsi və həmçinin uzununa və xüsusilə eninə təcilinə olmasına ilə xarakterizə edilir. Avtomobilin əyrixətli hərəkət etmə imkanı iki xüsusiyyətlə qiymətləndirilir: idarəolunma və dəyanətlik.

İdarəolunma qabiliyyəti – sürücü tərəfindən idarə olunan avtomobilin verilmiş yol – iqlim şəraitində hərəkət istiqamətini saxlamaq və ya sükan idarəsinə təsirə uyğun olaraq hərəkət istiqamətini dəyişə bilmək xüsusiyyətidir.

Dəyanətlik – hərəkət istiqamətini dəyişməyə çalışan xarici qüvvələrin təsiri altında olan avtomobilin sürücünün iştirakı olmadan hərəkət istiqamətini saxlaya bilmək xüsusiyyətidir. İdarə olunma sürücünün təsiri ilə, dəyanətlik isə sürücünün təsiri olmadan avtomobilin verilmiş trayektoriya üzrə hərəkət etmə imkanını təmin etmə xüsusiyyətlər qrupudur.

Avtomobilin idarəolunma və dəyanətlik anlayışları qarşılıqlı əlaqəlidir, çünki onlar əsasən avtomobilin eyni konstruktiv parametrləri ilə müəyyən olunurlar: avtomobilin tərtibatı, sükan idarəsinin xüsusiyyətləri, şinlərin xarakteristikaları, asqının parametrləri və s.

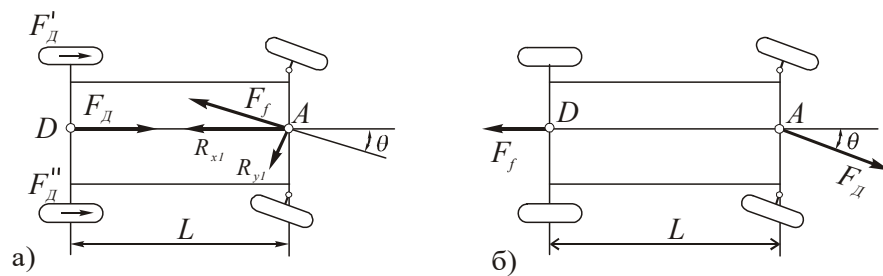
Bununla bərabər, avtomobilin parametrlərinin idarəolunma və dəyanətliyə təsiri müxtəlifdir. Buna görə də, avtomobilin idarəolunma qabiliyyətini və dəyanətliyini ən yaxşı təmin edən parametrlər optimallaşdırma məsələsi kimi tapılır.

AVTOMOBİLİN DÖNMƏSİ

Təkərli nəqliyyat vasitələri aşağıdakı üsullarla dönə bilər: 1) idarə olunan təkərlərin döndərilməsi; 2) bir bortun idarə olunmayan təkərlərinin tormozlanması («tırtıllı» dönmə); 3) maşının bəndlərinin bir-birinə nəzərən dönməsi (iki və ya çoxbəndli birləşdirilmiş maşınlar) ilə.

Avtomobillər üçün ən xarakterik dönmə üsulu birinci üsuldur. Şəkil 5.1-də qabaq təkərləri idarə olunan avtomobilin dairəvi trayektoriya üzrə sabit kiçik sürətlə hərəkəti zamanı ona təsir edən qüvvələr sxemi verilmişdir (ətalət qüvvələri təsir etmir).

Aparan təkərlərdən avtomobilin çərçivəsinə F'_D və F''_D dartıcı qüvvələri təsir göstərir (şəkil 19, a). Bu qüvvələrin əvəzləyicisinin – F_D ilk yaxınlaşmada, avtomobilin uzununa istiqamətində yönəldiyi qəbul edilir.



Şəkil 19. Avtomobilin dönmə sxemi:

a) arxa təkərləri aparan; b) qabaq təkərləri aparan

Bu qüvvə avtomobilin çərçivəsi ilə qabaq körpüyə ötürülür. İdarə olunan təkərlərin yolla kontakt sahəsində reaksiya qüvvələri yaranır. Bu reaksiyaların əvəzləyicisinin (R_{xl}) avtomobilin uzununa oxu istiqamətində yönəldiyini qəbul etmək olar. Digər qüvvələr olmadığından R_{xl} əvəzləyicisi F_D -yə bərabər olacaq. R_{xl} reaksiyası təkər müstəvisi və ona perpendikulyar istiqamətlərdə iki F_f və R_{yl} toplananına ayrılabilir. F_f toplananı təkərin diyirlənmə müqavimət momenti ilə təyin olunur:

$$F_f = M_f / r_0 = fR_z.$$

Uyğun olaraq, sabit sürətlə hərəkət edən avtomobilin dönməsi zamanı aparan körpüdəki dartıcı qüvvə aşağıdakı kimi təyin edilə bilər:

$$F_D = R_{xl} = F_f / \cos \theta,$$

burada θ – idarə olunan təkərlərin dönmə bucağıdır.

Arxa körpünün ortasında yerləşən D nöqtəsinə görə momentlər cəmindən görünür ki, F_f dönmə müqavimət momenti, R_{yl} isə dönmə momenti yaradır. Sabit sürətli hərəkət zamanı dönmə momenti dönmə müqavimət momentinə bərabər olur:

$$M = R_{y1} L \cos \theta = F_f L \sin \theta .$$

R_{x1} -in qiymətinin ilişmə şərti ilə məhdudlaşdığını ($R_{x1max} = \varphi R_{z1}$) və $R_{y1} = R_{x1} \cdot \sin \theta$ olduğunu nəzərə alaraq, sərhəd şərti üçün:

$$\varphi R_{z1} \cos \theta = M_f / r_0 , \quad (15)$$

burada M_f – təkərin fırlanma müqavimət momenti olub, diyirlənmə müqaviməti ilə bərabər digər müqavimətləri də nəzərə alır.

Yalnız diyirlənmə müqaviməti mövcuddursa, (15) şərti aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$\varphi \geq f / \cos \theta \quad \text{və ya} \quad \cos \theta \geq f / \varphi \Rightarrow \cos \theta \geq f .$$

Sonuncu ifadələr sürüşməsiz dönmə şərtini ifadə edir. Bu şərt ödənilməzsə, idarə olunan təkərlər sürüşəcək və avtomobilin dönməsi baş tutmayacaq.

İdarə olunan təkərlərin maksimal dönmə bucağı adətən 35...45°-dən çox olmur. Quru, bərk örtüklü yollarda ilişmə əmsalı diyirlənmə müqavimət əmsalından qat-qat böyükdür, buna görə də qeyd olunan yol şəraitində avtomobilin idarə olunması həmişə ödənilir. Yumşaq və sürüşkən səthlərdə φ və f əmsalları arasında fərq dəyişdiyindən idarə olunma pisləşir. Bu tormozlama halında da baş verir: tormoz qüvvəsi təkərin diyirlənmə müqaviməti ilə toplanır. Yolun ilişmə şərtindən tam istifadə olunmaqla intensiv tormozlanma halında avtomobilin dönməsi qeyri-mümkün olur.

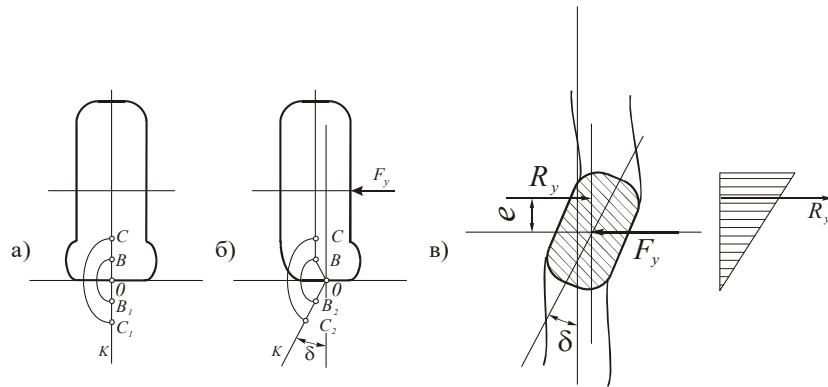
Şəkil 19, b)-də qabaq təkərləri aparan və idarə olunan avtomobilin dönməsi zamanı qüvvələr sxemi göstərilmişdir. Bu halda dönmə momenti yan reaksiya ilə deyil, dartıcı qüvvə ilə yaranır: $M = F_d L \sin \theta$. Qabaq təkərləri aparan və idarə olunan avtomobillərdə aparan təkərlər dartıcı qüvvə yaradarsa, dönmə momenti də yaranacaq. Buna görə də belə avtomobillər daha yaxşı idarə olunma qabiliyyətinə malik olurlar.

AVTOMOBİL TƏKƏRİNİN YANA APARMA HALI

Avtomobil təkəri radial, tangensial və yan elastikliyə malikdir. Avtomobilin idarə olunma qabiliyyəti və dəyanətliyi xeyli dərəcədə avtomobil təkərinin yan elastikliyi ilə müəyyən olunur.

Diyirlənən sərt təkərə yan qüvvə təsir edərsə, yan qüvvə təkərin yolla ilişmə qüvvəsindən böyük olana qədər təkərin diyirlənmə trayektoriyası onun uzununa müstəvisində qalacaq. Bundan sonra təkərin yan istiqamətdə sürüşməsi başlayır. Diyirlənən elastik təkərə təsir edən yan qüvvə, təkərin diyirlənmə müstəvisinin təkər müstəvisindən yana aparma bucağı adlanan bucaq qədər meyillənməsinə səbəb olur. Baş verən proseslərin mahiyyətini şəkil 20-dəki sxem üzrə aydınlaşdırmaq.

Şəkil 20. a)-da yan qüvvə təsir etməyən elastik təkərin diyirlənmə halı göstərilmişdir.



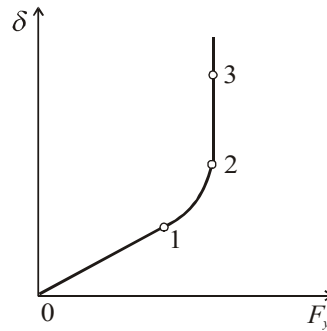
Şəkil 20. Elastik şinin yana aparma ilə diyirlənmə sxemi

OA xətti protektorun ortasından keçir. Təkər diyirlənərkən bu xətt üzərində olan B və C nöqtələri yolla B_1 və C_1 nöqtələrində görüşür və təkərin diyirlənmə trayektoriyası təkərin simmetriya müstəvisində olur. Təkərə F_y yan qüvvəsi təsir edərsə, təkərin mərkəzindən keçən şaquli müstəvi kontakt izinin mərkəzinə nəzərən a qədər sürüşür (şəkil 20, b) və protektorun ortasından keçən OA xətti əyilər. Bunun nəticəsində təkər müəyyən bucaq qədər fırlandıqda B nöqtəsi yolla B_2 , C nöqtəsi isə C_2 nöqtələrində görüşür.

Təkərin sonrakı diyirlənməsi zamanı protektorun ortasında yerləşən bütün nöqtələr yolla OK xətti üzrə görüşəcək və təkərin trayektoriyası (OK xətti) təkər müstəvisindən δ bucağı qədər meyllənəcək.

Kontakt sahəsinin uzunluğu üzrə şinin yan deformasiyası qeyri-bərabərdir; şinin elementləri qabaq hissədə arxa hissəyə nəzərən daha az yan deformasiya edir, çünki yolla ilişməyə girən şin elementləri ilk anda yan reaksiyaları praktiki olaraq qəbul etmir. Təkərin fırlanması ilə əlaqədar bu nöqtələr kontakt izinin arxa hissəsinə hərəkət edir. Bu halda şin elementlərinin deformasiyası artır və uyğun olaraq bu elementlərin qəbul etdiyi yan qüvvə çoxalır. Bunun nəticəsində şinin dayaq səthi ilə toxunma sahəsinin uzununa oxu təkərin uzununa müstəvisinə nəzərən müəyyən bucaq qədər dönür (şəkil 20, c). Kontakt sahəsinin arxa hissəsində yan deformasiya elementləri qabaq hissəsindən çox olduğu üçün yan təzyiq epyuru üçbucaq formasında olacaq. Buna görə də, F_y qüvvəsinə bərabər olan elementar yan reaksiyaların əvəzləyicisi (R_y) kontakt izinin mərkəzindən arxaya e məsafəsi qədər sürüşür. Nəticədə, təkəri F_y yan qüvvəsi istiqamətində döndərməyə çalışan stabilləşdirici moment $M_s = e \cdot R_y$ yaranır.

Tədqiqat nəticəsində, şinin verilmiş vəziyyəti üçün təkərin yana aparma bucağının yan qüvvənin funksiyası olduğu aşkar edilib. Ümumi halda yana aparma bucağı və yan qüvvə arasında asılılıq, xətti deyildir (şəkil 21).



Şəkil 21. Yana aparma bucağının yan qüvvədən asılılığı

Şəkil 21-də yana aparma bucağının yan qüvvədən xarakterik asılılığı göstərilir. Bu asılılıqda üç xarakterik sahəni qeyd etmək olar: 0 – 1 yana aparma bucağı yan qüvvədən xətti asılıdır; 2 – 3 yana aparma bucağı yan qüvvənin artmadığı halda qeyri-müəyyən qədər artır; 1 – 2 keçid sahəsidir. 0 – 1 sahəsində təkərin yana aparması şinin yalnız elastik deformasiyası hesabına baş verir. Yan qüvvə artdıqca kontakt sahəsinin arxa hissəsində yerləşən və yan istiqamətdə daha çox yüklənən şin elementləri sürüşməyə başlayır. Bu hal yan qüvvə ilə yana aparma bucağı arasındakı mütənasibliyi pozur (1 – 2 sahəsi). Yan qüvvənin sonrakı artımı ilə şinin yan istiqamətdə tam sürüşməsi başlayır (2 – 3 sahəsi).

Xətti sahədə (0 – 1) yan qüvvənin yana aparma bucağına nisbəti təkərin yana aparma müqavimət əmsalı (k_y) adlanır:

$$k_y = F_y / \delta . \quad (16)$$

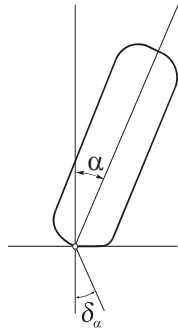
Yana aparma müqavimət əmsalı bir sıra faktorlardan asılıdır: təkərin ölçüsü və konstruksiyası, şinin daxili təzyiqi, yol örtüyünün növü və vəziyyəti, təkərə düşən normal yük və onun çevrəvi qüvvəsindən. Yüngül minik avtomobillərinin şinləri üçün $k_y = 15...40$ kN/rad; yük avtomobillərinin şinləri üçün isə $60...120$ kN/rad götürülür.

Yana aparma müqavimət əmsalının maksimal qiyməti yükün müəyyən qiymətində əldə edilir. Adətən, bu nominal yükə yaxın qiymətlərdə olur.

Avtomobil təkərinin yana aparması təkər müstəvisinin şaquli müstəvidən meyllənməsi hesabına da baş verir. Müəyyən olunmuşdur ki, α mailliyə malik təkər (şəkil 22), təkərin meyllənmə istiqamətində δ_α yana aparma bucağı ilə hərəkət edir. Şinin növü və konstruksiyasından asılı olaraq təkərin bir dərəcə meyllənməsi $10...15'$ yana aparma bucağı yaradır. Ümumi halda

$$\delta_\alpha = \alpha / k_\alpha,$$

burada k_α – təkərin meyllənməsindən yaranan yana aparma müqavimət əmsalıdır, $k_\alpha = 4...6$.



Şəkil 22. Təkərin meyllənməsi hesabına yaranan yana aparma

Yan qüvvə ilə yüklənən və razval olan təkərin yana aparma bucağı yan qüvvə və razval hesabına yaranan yana aparma bucaqlarının cəmi kimi tapılır:

$$\delta = F_y / k_y + \alpha / k_a .$$

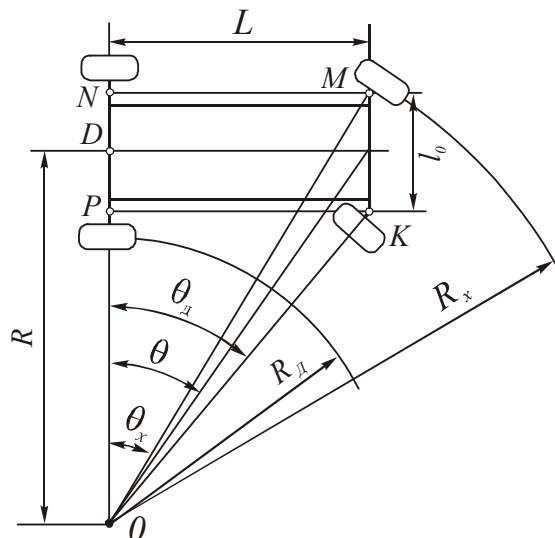
Avtomobilin idarəolunma qabiliyyəti və dəyanətliyi öyrənilərkən əsasən, körpülərin yana aparma halına baxılır. Körpülərin yana aparma bucağı təcrübi yolla – beşinci təkərin köməkliyi ilə avtomobilin müxtəlif sürətlə dairəvi hərəkəti üçün ölçülür.

AVTOMOBİLİN DÖNMƏ QABİLİYYƏTİ VƏ MANEVRİLİYİ

Manevrlilik – avtomobilin məhdud sahədə, istiqaməti kəskin dəyişən böyük əyrilikli trayektoriya üzrə hərəkəti ilə vəziyyətinin tələb olunan qaydada dəyişilmə imkanını xarakterizə edən xüsusiyyətlər qrupudur.

Avtomobilin dönmə qabiliyyəti və manevrliliyi qarşılıqlı surətdə əlaqəli olub, bir sıra göstəricilərlə qiymətləndirilir: minimal dönmə radiusu, xarici və daxili qabarit radiusları, dönmə koridorunun qabarit eni, dönmə zamanı təkərlərin ilişmə qüvvəsindən istifadə əmsalı, sükan çarxındakı qüvvə ilə.

Şəkil 23-də təkərlərin yana aparması diyirlənmə halı üçün avtomobilin dönmə sxemi göstərilmişdir. Dönmə zamanı təkərlərin yana sürüşmə olmadan diyirlənməsi üçün onların oxları qütb nöqtəsi adlanan eyni bir nöqtədə (şəkil 23-də, O nöqtəsi) kəsişməlidir.



Şəkil 23. Təkərlərin yana aparmasız diyirlənmə halı üçün

avtomobilin dönmə sxemi

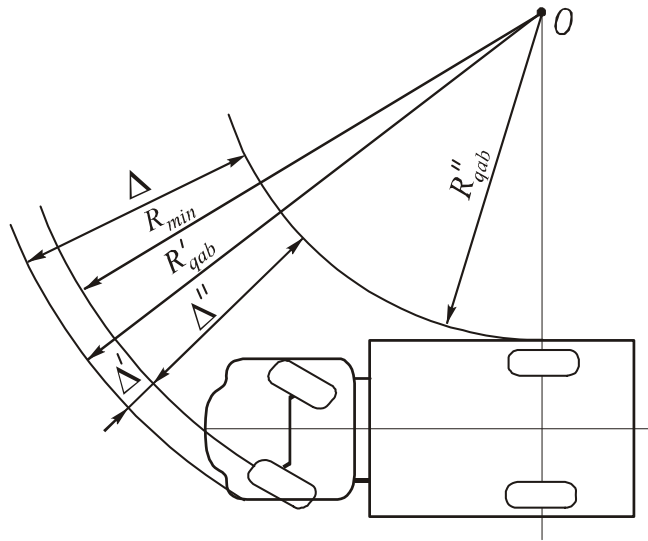
İdarə olunan təkərlərin sürüşməsiz dönməsi üçün dönmə bucaqları arasındakı nisbət ONM və OPK üçbucaqlarından tapılır:

$$ctg\theta_x = ON / NM; \quad ctg\theta_d = OP / PK.$$

$$MN = PK = L \quad \text{və} \quad NP = MK = l_0 \quad \text{olduğunu nəzərə alsaq,}$$

$$ctg\theta_x - ctg\theta_d = l_0 / L \quad (17)$$

olar. Burada θ_x, θ_d – uyğun olaraq, xarici və daxili təkərlərin dönmə bucaqları; l_0 – avtomobilin idarə olunan təkərlərinin dönmə oxları arasındakı məsafədir.



Şəkil 24. Avtomobilin qabarit dönmə radiuslarının təyini sxemi

İdarə olunan təkərlər sükan trapesiyası vasitəsilə döndərilir. Dönmə bucağı böyük hədlərdə dəyişdikdə sükan trapesiyası (17) şərtini dəqiq təmin edə bilmir. Lakin sükan trapesiyasının həndəsi parametrlərinin uyğun seçilməsi lazımı dəqiqliklə dönməni təmin edə bilər.

Hesablama zamanı dönmə radiusu – R dedikdə, ani dönmə mərkəzindən avtomobilin uzununa oxuna qədər olan məsafə nəzərdə tutulur. Şəkil 5.6-da dönmə radiusu OD məsafəsinə bərabərdir. Həndəsi nisbətlərdən istifadə edək:

$$ctg\theta_x + ctg\theta_d = 2R / L; \quad R = L / tg\theta,$$

burada θ – idarə olunan təkərlərin orta dönmə bucağıdır:

İdarə olunan təkərlərin maksimal döndərilmə halında qabaq xarici təkərin izinə uyğun çevrənin radiusu minimal dönmə radiusu R_{min} adlanır.

Xarici və daxili qabarit radiusları – (R'_{qab} və R''_{qab} , şəkil 24) eyni vəziyyət üçün təyin edilir. Bunun üçün avtomobilin dönmə mərkəzindən ən kənar və ən yaxın nöqtələri qeyd edilir, onların radius üzrə xarici təkərin izindən olan məsafələri Δ' və Δ'' tapılır. Burada

$$R'_{qab} = R_{min} + \Delta'; \quad R''_{qab} = R_{min} - \Delta''.$$

Dönmə koridorunun qabarit eni – (Δ) aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\Delta = R'_{qab} - R''_{qab}.$$

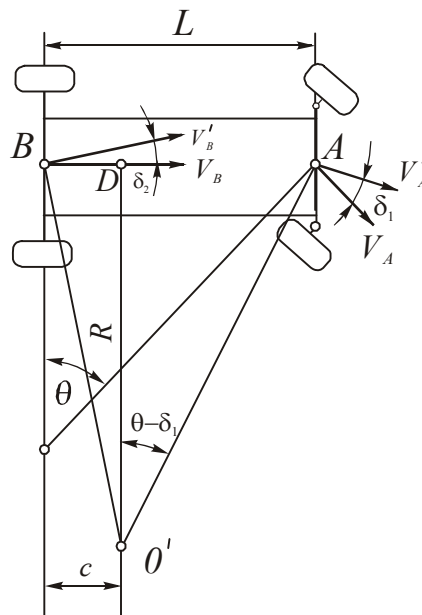
Avtomobilin döngələrdə böyük sürətlə hərəkəti zamanı ətalət qüvvələri yaranır və avtomobil yana aparma ilə hərəkət etməyə başlayır. Buna görə də körpülərin orta nöqtələrinin ani sürət vektorları onların oxlarına perpendikulyar olmur, δ_1 , və δ_2 yana aparma bucaqları qədər meyl edir. Nəticə etibarilə, ani dönmə mərkəzi O nöqtəsindən O' nöqtəsinə yerini dəyişir (şəkil 25).

Həndəsi nisbətlərdən istifadə edək. Tərəfləri perpendikulyar bucaqlar olduğu üçün bucaq $BOD = \delta_2$ və bucaq $AO'D = \theta - \delta_1$. $BO'D$ və $AO'D$ üçbucaqlardan $BD = C = R \cdot \operatorname{tg} \delta_2$; $AD = R \cdot \operatorname{tg}(\theta - \delta_1)$. $AD + DB = L$ olduğunu nəzərə alsaq:

$$R \operatorname{tg} \delta_2 + R \operatorname{tg}(\theta - \delta_1) = L;$$

və ya

$$R = L / [\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2].$$



Şəkil 25. Təkərlərin yana aparma ilə hərəkəti üçün avtomobilin dönmə sxemi

Yana aparma bucaqlarının kiçik olduğunu ($5...10^\circ$) və yüksək hərəkət sürətlərində idarə olunan təkərlərin dönmə bucaqlarının da böyük olmadığını nəzərə almaqla təqribi olaraq

$$R = L / [\theta + (\delta_2 - \delta_1)] \quad (18)$$

yazmaq olar. Qabaq və arxa təkərlərin yana aparma bucaqları arasındakı nisbətdən asılı olaraq avtomobilin dönmə radiusu yana aparmasız dönmə radiusuna bərabər ondan kiçik ($\delta_1 < \delta_2$) və ya böyük ($\delta_1 > \delta_2$) ola bilər.

Dönmə mərkəzinin c sürüşməsi bütün hallarda C avtomobilin bazası daxilində baş verir:

$$c = R \operatorname{tg} \delta_2 \approx R \delta_2.$$

Yüksək sürətlə hərəkət edən avtomobilin dönmə qabiliyyəti statik trayektoriya dəyanətliyinə görə qiymətləndirilir. Statik trayektoriya dəyanətliyi – sabit 4 m/san^2 yan təcillə hərəkət edən avtomobilin sükan çarxının dönmə

bucağından – α_s asılı olaraq avtomobilin bucaq sürətinin – ω onun xətti sürətinə – V nisbəti ilə ölçülür.

MÜHAZİRƏ 10

AVTOMOBİLİN STATİK DÖNMƏ QABİLİYYƏTİ

Avtomobilin dəyanətliyi ilk növbədə körpülərin yana aparmasından, idarə olunan təkərlərin stabilləşmə dərəcəsindən, onların rəqsə və ya avtorəqsə meyilliyindən asılıdır.

Avtomobilin körpülərinin yana aparmasının dəyanətliyə təsirini qiymətləndirmək üçün avtomobilin böyük radiuslu dairə üzrə sabit sürətlə hərəkətinə baxaq. Baxılan halda avtomobilin kütlə mərkəzinə mərkəzdənqaçma təcili ilə müəyyən olunan yan qüvvə təsir edir, yolun yan reaksiyaları uyğun olaraq aşağıdakı kimidir:

$$R_{y1} = m_{a1} \frac{V^2}{R}; \quad R_{y2} = m_{a2} \frac{V^2}{R},$$

burada m_{a1} və m_{a2} – uyğun olaraq qabaq və arxa körpülərə düşən kütlələr; R – dönmə radiusudur.

Körpülərin yana aparma bucağı isə

$$\delta_1 = \frac{R_{y1}}{k_{y1}} = m_{a1} \frac{V^2}{k_{y1} R}; \quad \delta_2 = m_{a2} \frac{V^2}{k_{y2} R}$$

kimidir. δ_1 və δ_2 -nin bu qiymətlərini (5.6) ifadəsində yazaraq çevriliş aparsaq,

$$R = R_k + \left(\frac{m_{a1}}{k_{y1}} - \frac{m_{a2}}{k_{y2}} \right) \frac{V^2}{\theta}, \quad (19)$$

burada R_k – avtomobil şinlərinin yana aparmasız diyirlənmə halında dönmə radiusuna bərabər olan kinematik dönmə radiusu ($R_k = L/\theta$); k_{y1} və k_{y2} – körpülərin yana aparma müqavimət əmsallarıdır.

(19) ifadəsindən göründüyü kimi, ümumi halda avtomobilin dönmə radiusu yalnız idarə olunan təkərlərin dönmə bucağından deyil, eyni zamanda hərəkət sürətindən də asılıdır. Sürətin dəyişməsi ilə avtomobilin trayektoriya ayrılığını dəyişmə qabiliyyətinə **statik dönmə qabiliyyəti** deyilir.

$m_{a1}/k_{y1} = m_{a2}/k_{y2}$ ($\delta_1 = \delta_2$) olarsa, elastik təkərli avtomobilin dönmə radiusu sərt təkərli avtomobilin dönmə radiusuna bərabər olar. Belə avtomobildə idarə olunan təkərlərin vəziyyəti dəyişməzsə, hərəkət sürətinin dəyişilməsi ilə dönmə radiusu dəyişməz (neytral dönmə qabiliyyətli avtomobil).

$m_{a1}/k_{y1} < m_{a2}/k_{y2}$ ($\delta_1 < \delta_2$) olarsa, elastik təkərli avtomobilin dönmə radiusu sərt təkərli avtomobilin dönmə radiusundan kiçik olar və sürətin artması ilə azalar (əlavə dönmə qabiliyyətli avtomobil).

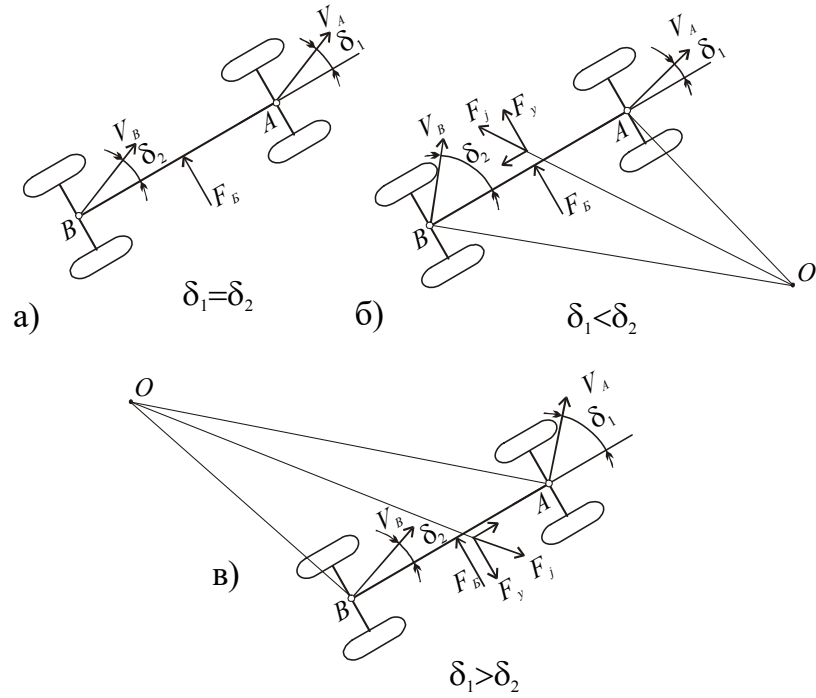
$m_{a1}/k_{y1} > m_{a2}/k_{y2}$ ($\delta_1 > \delta_2$) olarsa, elastik təkərli avtomobilin dönmə radiusu, sərt təkərli avtomobilin dönmə radiusundan böyük olar və sürətin artması ilə artır (əskik dönmə qabiliyyətli avtomobil).

Avtomobilin dönmə qabiliyyətinin onun trayektoriya və səmt dəyanətliyinə təsirinə baxaq. Düzxətli hərəkət edən və yan istiqamətdə sərt təkərlərə malik avtomobilə F_k yan qüvvəsi təsir edərsə, bu qüvvənin artaraq təkərlərin sürüşməsini yaratma anınadək avtomobil düzxətli hərəkətini saxlayar.

Yan qüvvə təsir edən neytral dönmə qabiliyyətli avtomobil əvvəlki istiqamətlə δ bucağı təşkil edən düzxətli hərəkət edər, yəni yan istiqamətdə yerdəyişmə edər (şəkil 26, a). Əlavə dönmə qabiliyyətli avtomobil yan qüvvənin təsiri ilə O mərkəzinə nəzərən dönməyə başlayar (şəkil 26, b). Bu zaman F_j – mərkəzdənqaçma qüvvəsi yaranar, mərkəzdənqaçma qüvvəsinin F_y normal toplananı avtomobili döndərən yan qüvvə ilə eyni istiqamətdə yönələr. Bu isə öz növbəsində dönmə radiusunun kiçilməsinə və yan qüvvənin artmasına səbəb olar. Düzxətli hərəkət istiqamətini saxlamaq üçün sürücü sükan çarxını elə döndərməlidir ki, ani dönmə mərkəzi O nöqtəsindən avtomobilin əks tərəfindəki nöqtəyə keçsin. Avtomobilin hərəkəti zamanı yan qüvvələr praktiki olaraq fasiləsiz təsir etdiyindən sürücü avtomobili verilmiş trayektoriya üzrə saxlamaq üçün fasiləsiz olaraq sükan çarxına təsir etməlidir.

Avtomobil əskik dönmə qabiliyyətinə malikdirsə, mərkəzdənqaçma qüvvəsinin normal toplananı həyəcanlandırıcı qüvvənin əksinə yönələr (şəkil 26, c). Bunun nəticəsində yana aparma sürətlə azalar və avtomobil praktiki olaraq düzxətli hərəkət istiqamətini saxlayar.

Beləliklə, əskik dönmə qabiliyyətli avtomobil daha dəyanətli və hərəkət istiqamətini daha yaxşı saxlayır. Əlavə dönmə qabiliyyətli avtomobilin idarə edilməsi hərəkət sürətinin artması ilə daha da çətinləşir və yana aparma şərtinə görə kritik adlanan sürətdə ($V_{\delta kr}$) avtomobil idarəolunma qabiliyyətini itirir, kiçik yan təkərin təsirindən yana aparma sürətlə artır və avtomobil kənara sürüşür ($R \rightarrow 0$).



Şəkil 26. Yan qüvvə təsir edən avtomobilin hərəkət sxemi:
a) neytral; b) əlavə; c) əskik dönmə qabiliyyətli avtomobil üçündür

Kritik sürəti təyin etmək üçün (19) ifadəsinin sağ və sol tərəflərini θ -ya vuraraq, $R_k \theta = L$ olduğunu nəzərə alsaq,

$$R \theta = L + \left(\frac{m_{a1}}{k_{y1}} - \frac{m_{a2}}{k_{y2}} \right) V^2$$

alarıq. Kritik sürətdə $\theta = 0$, $R \rightarrow \infty$, buna görə də sonuncu ifadənin sağ tərəfini sıfıra bərabər götürərək, alarıq:

$$V_{\delta kr} = \sqrt{L / \left(\frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}} \right)}.$$

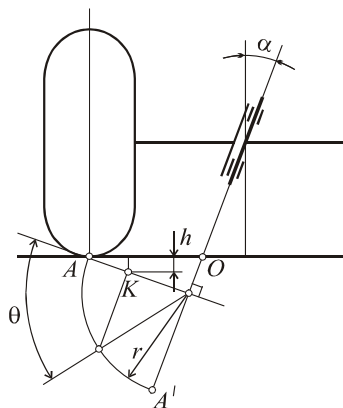
Yana aparma şərtinə görə kritik sürət yalnız əlavə dönmə qabiliyyətli avtomobillər üçün təyin edilə bilər. Neytral dönmə qabiliyyətli avtomobillərdə o sonsuzluğa bərabər olur, əskik dönmə qabiliyyətli avtomobillərdə isə yoxdur. Kritik sürətə yaxın sürətlə hərəkət etmək çətindir, belə ki, kiçik həyəcanlandırıcı qüvvə təsir edərsə, avtomobil dönməyə çalışar. Buna görə də sürücü avtomobili verilmiş trayektoriya üzrə hərəkət etdirmək üçün fasiləsiz olaraq sükan çarxına təsir etməlidir.

Əskik dönmə qabiliyyəti bir sıra konstruktiv tədbirlərlə əldə edilir: qabaq təkərlərin təzyiqinin az götürülməsi, minik avtomobillərində kütlə mərkəzinin qabaq hissəyə yaxınlaşdırılması, asqıların istiqamətləndirici quruluşlarının seçilməsi və s. ilə. Əskik dönmə qabiliyyəti avtomobilin trayektoriya və səmt dəyanətliyinin artmasına səbəb olur. Lakin qabaq körpünün yana aparmasının həddən artıq çox olması avtomobilin *dinamik dönmə qabiliyyətini*, yəni sükan çarxının dönməsinə uyğun hərəkət istiqamətini dəyişmək qabiliyyətini pisləşdirir. Dinamik

dönmə qabiliyyəti pis olan avtomobil sürücünün işini çətinləşdirir. Bununla bərabər, idarə olunan təkərlərin yana aparması həddən artıq böyük olarsa, sükan çarxının dönməsinə nəzərən avtomobilin dönməsi gecikər.

İDARƏ OLUNAN TƏKƏRLƏRİN STABİLLƏŞDİRİLMƏSİ

Avtomobilin hərəkəti zamanı idarə olunan təkərlərə hər an onları verilmiş hərəkət istiqamətindən meylləndirməyə çalışan qüvvələr təsir edir. İdarə olunan təkərlərin və sükan intiqalının detallarında araboşluğunun olması və detalların elastikliyi, sükan mexanizminin bərkidilmiş vəziyyətində belə idarə olunan təkərlərin meyl etməsinə şərait yaradır. Bu isə öz növbəsində avtomobilin qeyri-dəyanətli hərəkətinin səbəblərindən biri ola bilər. Avtomobilin hərəkətinin dəyanətliyi idarə olunan təkərlərin stabilləşdirilməsi, yəni idarə olunan təkərlərin sürücünün iştirakı olmadan neytral vəziyyətə qayıtma qabiliyyəti ilə əldə edilir. İdarə olunan təkərlərin stabilləşdirilməsi idarə olunan təkərlərin dönmə oxlarının (şkvorenlərin) eninə və uzununa müstəvilərdə maili yerləşdirilməsi və şinlərin elastikliyi hesabına əldə edilir. İdarə olunan təkərlərin dönmə oxları eninə müstəvidə şaquli xəttə nəzərən müəyyən α bucağı altında yerləşdirilir. Buna görə də idarə olunan təkərlərin döndərilməsi zamanı avtomobilin qabaq tərəfi qalxır. Məsələn, təkəri θ bucağı qədər döndərsək (şəkil 27) təkərin yolla kontakt nöqtəsi AA' qövsü üzrə r radiusu ilə hərəkət edərək dayaq səthindən h qədər aşağı düşməlidir. Həqiqətdə bu baş verə bilmədiyi üçün təkərin döndərilməsi avtomobilin bir hissəsinin bu ölçüdə qalxmasına səbəb olur. Bu zaman bir təkərə düşən avtomobil hissəsinin qaldırılması üçün görülən iş $dA_1 = G_1 dh$ olar (burada G_1 – təkərə düşən çəki hissəsidir).



Şəkil 27. Dönmə oxunun eninə müstəvidə meyllənməsi
hesabına idarə olunan təkərlərin stabilləşmə sxemi

İdarə olunan təkərin döndərilməsi zamanı görülən iş $dA_2 = M_{ST}d\theta$ olar, burada M_{ST} – təkərin dönmə müqavimət momentidir. Sürtünmə qüvvələri nəzərə

alınmazsa, təkərin stabilləşmə momenti dönmə müqavimət momentinə bərabərdir. dA_1 və dA_2 -nin bərabərliyindən

$$M_{ST} = \frac{dh}{d\theta} G'_1$$

alarıq.

Körpünün stabilləşdirici momenti sağ və sol təkərlərin stabilləşdirici momentlərinin cəminə bərabərdir. İdarə olunan təkərlərin dönmə bucaqlarının müxtəlifliyini nəzərə almasaq

$$M_{ST}^{\alpha} = \frac{dh}{d\theta} G_1$$

olar. Burada θ – idarə olunan təkərlərin orta dönmə bucağıdır. Şəkil 27-ə görə

$$h = AK \sin \alpha ; \quad AK = r - r \cos \theta = r(1 - \cos \theta).$$

Buradan

$$h = r(1 - \cos \theta) \sin \alpha;$$

$$\frac{dh}{d\theta} = r \sin \theta \sin \alpha ; \quad M_{ST}^{\alpha} = G_1 r \sin \theta \sin \alpha .$$

Dönmə oxunun eninə müstəvidə meybindən yaranan stabilləşmə momenti idarə olunan təkərlərin dönmə bucağının sinusu ilə mütənasib olduğundan, o yalnız avtomobilin kiçik radiuslu dönməsi zamanı böyük qiymət alır. Belə dönmə yalnız kiçik sürətlərdə həyata keçirildiyindən dönmə oxunun eninə müstəvidə meyli əsasən avtomobilin kiçik sürətlərində stabilləşmə yaradır. Əksər avtomobillərdə dönmə oxunun eninə müstəvidə mailik bucağı $6...10^\circ$ götürülür. Bəzi hallarda, əsasən yüksək keçid qabiliyyətli avtomobillərdə konstruktiv mülahizədən dönmə oxu eninə müstəvidə meyilsiz yerləşdirilir.

İdarə olunan təkərlərin dönmə oxu uzununa müstəvidə şaquli oxa nəzərən γ bucağı altında yerləşdirilir (belə yerləşməyə kaster də deyilir). Avtomobilin dönməsi zamanı yaranan yolun yan reaksiyaları eninə istiqamətdə sərt təkərdə onun mərkəzindən keçən şaquli ox üzrə təsir edir (şəkil 28).

Dönmə oxunun maili yerləşdirilməsi hesabına təkərin yolla kontakt nöqtəsində yan reaksiya – R_y və təkərin mərkəzinə tətbiq olunan yan qüvvə – F_y təkəri oxla göstərilmiş istiqamətdə döndərməyə, yəni idarə olunan təkərləri neytral vəziyyətə qaytarmağa çalışan moment yaradır. İdarə olunan körpü üçün stabilləşdirici moment

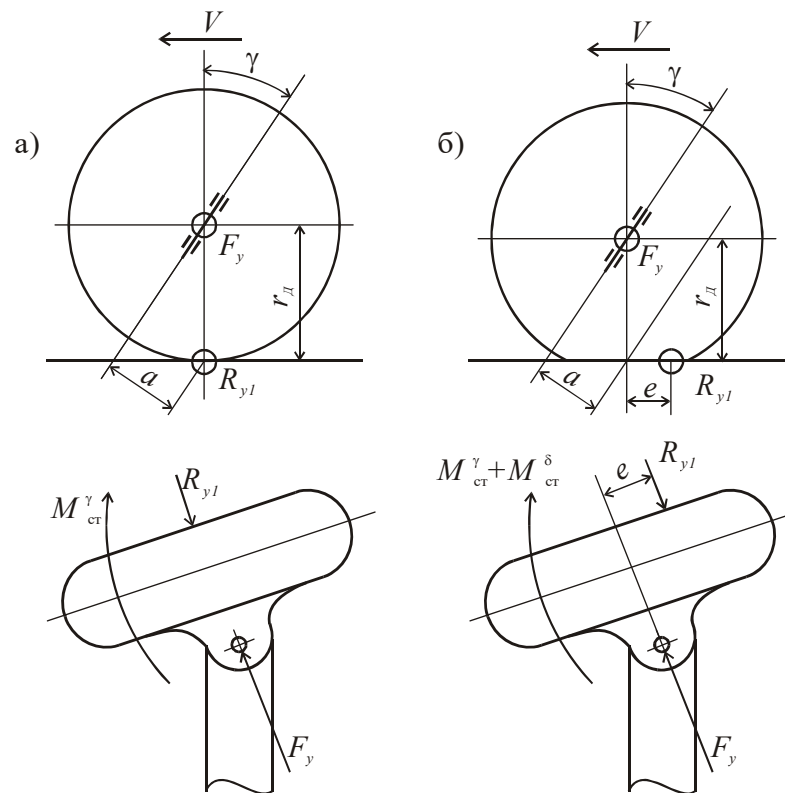
$$M_{ST}^{\gamma} = R_{y1} a = R_{y1} r_D \sin \gamma .$$

Sabit radiuslu dairə üzrə hərəkət halında

$$M_{ST}^{\gamma} = \frac{b}{L} m_a \frac{V^2 r_D}{R \cos \theta} \sin \gamma$$

olar. Hərəkət sürəti kiçik olduqda stabilləşdirici moment kiçik olur və sürətin artması ilə kəskin artır. Buna görə də bu moment sürət stabilləşdirici momenti adlanır. Dönmə oxunun uzununa müstəvidə mailik bucağı $1...4^\circ$ götürülür.

Elastik təkərin yana aparması öyrənilərkən müəyyən olunub ki, yan qüvvələr təsir etdikdə yan reaksiyaların əvəzləyicisinin tətbiq nöqtəsi e məsafəsi qədər arxaya sürüşür.



Şəkil 28. Avtomobilin idarə olunan təkərlərinin stabilləşdirilməsi:

a) dönmə oxunun uzununa müstəvidə meyli hesabına; b) həmin hesaba və elastik şinlərin stabilləşmə momenti hesabına

Şəkil 28, b)-dən göründüyü kimi, bu halda stabilləşdirici moment artır, çünki R_{yl} qüvvəsinin qolu artır. Cəm stabilləşdirici moment

$$M_{ST}^{\gamma} + M_{ST}^{\delta} = R_{yl} (r_D \sin \gamma + e \cos \gamma)$$

olur. e sürüşməsi və uyğun olaraq M_{ST}^{δ} momenti təkərin yana aparma bucağından asılıdır. Stabilləşmə momentlərinin maksimal qiyməti müxtəlif faktorlardan asılıdır. Şinin ölçülərinin və şinə düşən yükün artması və həmçinin, şinin daxili təzyiqinin azalması stabilləşmə momentini artırır. Böyük stabilləşmə momenti avtomobilin idarə edilməsini çətinləşdirir. Buna görə də, yüksək elastik şinli bəzi yüngül minik avtomobillərində dönmə oxunun uzununa müstəvidə mailliyi sıfır və hətta, mənfi götürülür.

Sükan trapesiyasına stabilləşmə momenti ilə bərabər, sükan sistemindəki sürtünmə momenti də təsir göstərir. Sürtünmə momenti təkərlərin döndərilməsinə mane olur. Düzxətli hərəkət edən avtomobilin stabilləşmə momenti sıfıra bərabərdir və bu halda idarə olunan təkərlərin neytral vəziyyətdə saxlanması yalnız sürtünmə hesabına əldə edilir. Buna görə də sükan idarəsi layihələndirilərkən lazımı qədər

böyük sürtünmənin idarə olunan təkərlərin neytral vəziyyətində, kiçik sürtünmənin isə böyük dönmə bucaqlarında təmin edilməsi daha məqsədəuyğundur.

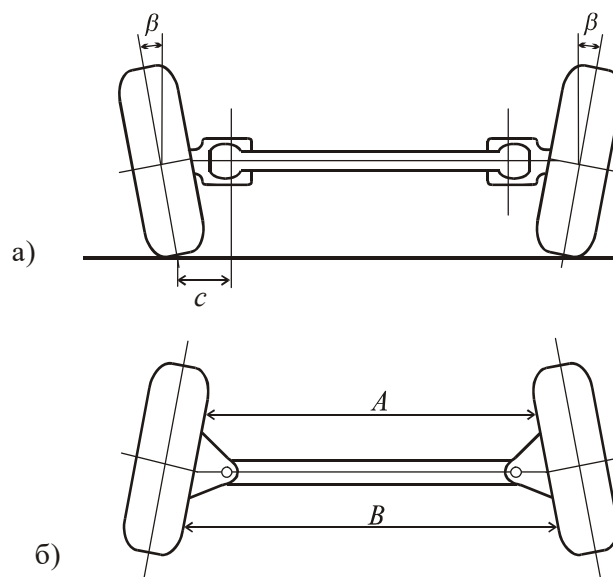
Dönmə oxunun eninə müstəvidə maili yerləşdirilməsi AO çiyini (şəkil 29) azaldır. AO məsafəsi uyğunlaşma çiyini adlanır. Yolun nahamarlığı, tormoz qüvvələrinin sağ və sol təkərlər arasında qeyri-bərabər paylanması və s. səbəblərdən idarə olunan təkərlərdə yolun uzununa R_x reaksiyalarının bərabərliyi pozulur və bu zaman bu reaksiyaları müvazinətləşdirən moment sükan çarxı vasitəsilə sürücünün qoluna ötürülür. Avtomobilin idarə edilməsini yüngülləşdirmək və sürücünün qoluna ötürülən zərbələri azaltmaq üçün uyğunlaşma çiyini azaldılır.

İdarə olunan təkərlərin müstəvisi şaquli oxa nəzərən razval bucağı adlanan β bucağı altında yerləşdirilir (şəkil 29, a). İdarə olunan təkərlərin razvalla yerləşdirilməsi aşağıdakı səbəblərdən lazım gəlir:

1. idarə olunan təkərlərin diyirlənməsi zamanı ona diyirlənmə müqavimət qüvvəsi təsir göstərir. Bu qüvvə c çiyini ilə (şəkil 29, a) dönmə müqavimət momenti yaradır. Razval olarsa c çiyini azalar və bununla da avtomobilin idarə edilməsi asanlaşar;
2. təkər topun daxili yastığına sıxılar, topun yastıqlarında araboşluğu yarandıqda təkərin yellənməsinin qarşısı alınar;
3. dönmə sapfaları yeyildikdə əks razvalın qarşısı alınar.

Diyirlənmə müstəvisi şaquli oxdan meyillənən təkər yana aparma ilə diyirləndiyinə görə yana aparmanı kompensasiya etmək üçün razvalla yerləşdirilən idarə olunan təkərlər üfüqi müstəvidə görüşmə ilə yerləşdirilir. Adətən, görüşmə millimətlə, B və A məsafələrinin (şəkil 29, b) fərqi kimi ölçülür.

İdarə olunan təkərlərin stabilləşmə xüsusiyyəti avtomobilin dairə üzrə bərabər sürətli hərəkəti zamanı sükan idarəsinə tətbiq olunan qüvvənin qiyməti ilə qiymətləndirilir. 40 və 80 km/saat sürətlə hərəkət edən və yan təcili 4m/san^2 olan avtomobilin dairəvi trayektoriyada saxlanması üçün tələb olunan qüvvə 60...120 N olarsa, avtomobilin stabilləşməsi normal sayılır. Sürətin artması ilə tələb olunan qüvvə azalmamalıdır.



Şəkil 29. İdarə olunan təkərlərin: a) razvalı; b) görüşməsidir

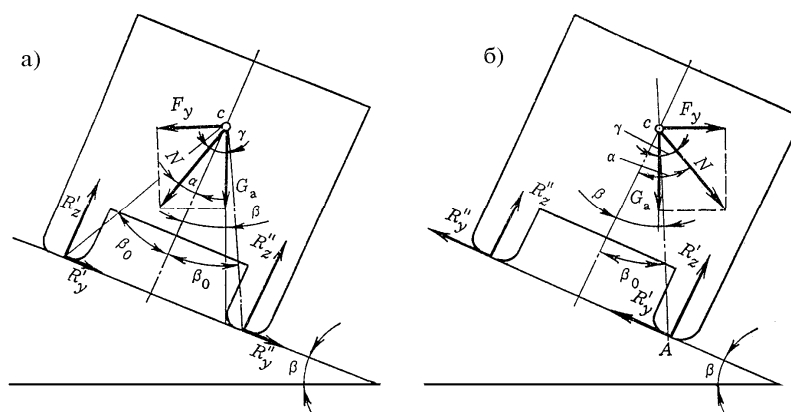
AVTOMOBİLİN YANA SÜRÜŞMƏSİ VƏ AŞMASI

Dəyanətliyin itirilməsinin son halı yana sürüşmə və aşmadır. Təkərlərin yolla kontakt müstəvisində təsir göstərən qüvvələr ilişmə qüvvələrindən böyük olarsa, avtomobilin sürüşməsi baş verir. Kontakt sahəsində uzununa və eninə qüvvələr yolun uyğun reaksiyalarına bərabər olduğundan, avtomobilin körpüsünün sürüşməsiz hərəkət şərtini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\phi R_z > \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

burada R_z , R_x , R_y – uyğun olaraq şaquli, tangensial və yan reaksiyalardır.

Avtomobilin aşması onun sürüşməsi zamanı maneəyə toxunması və ya sürüşmə olmayan halda baş verə bilər. Beləliklə, hər sürüşmə aşmaya səbəb olmur. Yana sürüşməni aydınlaşdırmaq üçün virajlarda (ennə mailliyi olan yollarda) dönmə halına baxaq (şəkil 30).



Şəkil 30. Virajda dönmə halında avtomobilə təsir edən qüvvələr sxemi

Şəkil 27, a)-da ətalət qüvvəsi və ağırlıq qüvvələri əks istiqamətdə, şəkil 30, b)-də isə eyni istiqamətdə momentlər yaradır. Şəkillərdə N – ətalət və ağırlıq qüvvələrinin əvəzləyicisi; β_0 – hərəkət müstəvisinə çəkilmiş şaquli müstəvi ilə kütlə mərkəzi və təkərlərin yolla kontakt nöqtələrindən keçən müstəvilər arasında əmələ gələn bucaq; α – normal müstəvi ilə N qüvvəsi arasındakı bucaq; γ – ağırlıq qüvvəsi ilə N qüvvəsi arasındakı bucaqdır.

Qüvvələr sxemindən $\tan \gamma = F_y / G_a = j_y / g$ yazmaq olar.

$\alpha < \beta_0$ olduqda aşma baş vermir;

$\alpha > \beta_0$ olduqda aşma baş verir;

$\alpha = \beta_0$ olduqda isə avtomobil aşmağa başlayır.

Şəkil 30, a)-dakı sxemdən $\alpha = \gamma - \beta$, bu halda A nöqtəsinə nəzərən aşmaya başlama şərti $\gamma - \beta = \beta_0$ olar.

Şəkil 30, b)-dəki sxemdən $\alpha = \gamma + \beta$ alırıq. A nöqtəsinə nəzərən aşmaya başlama şərtini $\gamma + \beta = \beta_0$ kimi yazı bilərik.

β – bucağını müsbət qəbul edərək, ətalət qüvvəsinin yaratdığı momentin ağırlıq qüvvəsinin yaratdığı momentin əksinə yönəldiyi hal üçün aşmasız hərəkət şərtini aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$tg(\gamma + \beta) < tg\beta_0. \quad (20)$$

Avtomobilin sürüşməyə başlaması – viraj istiqamətdə təsir edən qüvvənin dayaq səthinə ilişmə qüvvəsinə bərabər olduğu halda baş verir (şəkil 30, a):

$$N \sin \alpha = (N \cos \alpha) \varphi;$$

$$tg \alpha = \varphi.$$

Avtomobilin sürüşməsiz hərəkət şərti:

$$tg(\gamma + \beta) < \varphi \quad (21)$$

kimi yazıla bilər.

Avtomobilin hər yana sürüşməsi onun aşmasına – dəyanətliyin itməsinin ən ağır halına təsadüf etmədiyi üçün, avtomobil layihələndirilərkən çalışmaq lazımdır ki, dəyanətliyin itməsi sürüşmə ilə başlasın. (20) və (21) ifadələrini tutuşduraraq yəqin etmək olar ki, bu hal $tg\beta_0 \geq \varphi$ halında ödənilir.

Şəkil 30-a əsasən:

$$tg\beta_0 = B / 2h_g = \eta_\beta$$

yazmaq olar. Burada β_0 – eninə dəyanətlik bucağı, $tg\beta_0$ – isə eninə dəyanətlik əmsalı (η_β) adlanır. Deməli,

$$\eta_\beta = tg\beta_0.$$

Avtomobilin yana sürüşməsinin aşmadan daha tez baş verməsi üçün $\eta_\beta > \varphi$ olmalıdır. η_β avtomobilin kütlə mərkəzinin hündürlüyündən və koleyanın ölçüsündən asılı olduğundan, layihələndirmə zamanı hündürlüyü azaltmaq, koleyanı isə artırmaq lazımdır. Cədvəl 6-da müxtəlif avtomobillər üçün yan dəyanətliyin xarakterik göstəriciləri verilmişdir.

Cədvəl 6. Avtomobillərin yan dəyanətlik göstəriciləri

Avtomobilin tipi	η_β	β_0 , dərəcə
Yüngül minik avtomobilləri	0,9...1,2	42...50
Yük avtomobilləri	0,55...0,8	29...40
Avtobuslar	0,50...0,65	27...28

Kuzovun yana əyilməsi avtomobilin yan dəyanətliyinə ciddi təsir göstərir. Yan dəyanətliyə təsir göstərən əsas konstruktiv parametrlər yana meyllənmə çiyini

və asqının bucaq sərtliliyidir. Bucaq sərtliliyini artırmaq üçün asqılara stabilizator əlavə edilir. Stabilizator yana meyillənməni 20...40% azaldır.

Adətən qoşqunun dəyanətliyi avtomobilin dəyanətliyindən pis olduğundan, qoşqulu avtomobilin dəyanətliyi qoşqunun dəyanətliyi ilə müəyyən olunur.

MÜHAZİRƏ 12

HƏRƏKƏT SƏLİSLİYİ XÜSUSİYYƏTİ

Hərəkət səlisliyi – avtomobilin verilmiş sürətlər intervalında, nahamar yollarda sürücü, sənişinlər və daşınan yüklərdə sərt təkan və titrəyişlər yaratmadan hərəkət etmək imkanını xarakterizə edən xüsusiyyətdir.

İstənilən real yola, üzərində təsadüfi qaydada kələ-kötürlük yerləşən səth kimi baxmaq olar. Təkərlər nahamarlıqla görüşdükdə dinamik qüvvələr yaranır və həmin dinamik qüvvələr avtomobilin mexanizmlərinə, sürücüyə, sənişinlərə və eyni zamanda daşınan yüklərə ötürülür. Avtomobili dinamik zərbələrdən qoruyan, rəqsləri və titrəmələri lazımi hədlərdə saxlayan əsas elementlər şinlər və asqılardır. Yol nahamarlığının təsirindən yaranan rəqslər avtomobilin istismar xüsusiyyətini pisləşdirir. Avtomobilin real yollarda hərəkəti zamanı yaranan rəqslərin lazımi həddə olması onun sürücü və sənişinlərə təsiri ilə qiymətləndirilir. Nahamar yollarda hərəkət edən avtomobil kütlələrinin rəqs intensivliyi avtomobilin tərtibat xarakteri, şin və asqıların parametrləri ilə müəyyən edilir.

Asqının keyfiyyəti əsasən kuzovun məxsusi rəqslər tezliyi ilə qiymətləndirilir. İnsan orqanizmi piyadanın hərəkətinə müvafiq addımların sayına – şaquli təkanlara yaxşı uyğunlaşıb ki, bu da bir dəqiqə ərzində 60...90 rəqs (1,0...1,5 Hs) arasındadır. Müasir minik avtomobillərinin rəqs tezliyi göstərilən hədlər daxilindədir. Rəqs tezliyi az olduqda dəniz xəstəliyi əlamətləri (baş fırlanma, ürək sıxılma) yaranır. Böyük tezlikli rəqslər isə yorğunluq və xoşagəlməz təsirlər yaradır.

Rəqslər insana yalnız tezliyi ilə deyil, həm də amplitudası, təsir müddəti, istiqaməti, sürəti və təcili ilə təsir göstərir. Bu göstəricilər şərti göstəricilərdir və insanların fərdi xüsusiyyətlərindən asılıdır.

Hərəkət səlisliyi analiz edilərkən avtomobilə ressoraltı və qeyri-ressoraltı kütlələrdən təşkil olunan sistem kimi baxılır. Ressoraltı kütlələrin təsirindən yaranan yük yola asqının elastik elementləri vasitəsi ilə, qeyri-ressoraltı kütlələrin təsirindən yaranan yük isə birbaşa şinlər vasitəsi ilə təsir edir.

Hərəkət səlisliyinin ölçü vahidləri

1. Məxsusi rəqs tezliyi ω (rad/san) :

$$\omega = 2\pi/T, \quad (22)$$

burada T – rəqs periodudur, yəni ressoraltı kütlələrin tam rəqsi hərəkət etmə vaxtıdır, san (şəkil 32).

Hesablamalar zamanı rəqs tezliyi ilə yanaşı texniki tezlikdən də istifadə edilir. **Texniki tezlik** bir dəqiqə ərzində baş verən rəqslərin sayıdır (rəqs/dəq):

$$n_T = \frac{60}{T} = \frac{30\omega}{\pi}.$$

ω və n_T tezlikləri konstruktiv parametrlərlə – asqının statik əyilməsi f_s və elastik elementin sərtliyi c ilə ifadə oluna bilər:

$$\omega = \sqrt{c/m} \text{ (rad/san)}; \quad (23)$$

və ya herslərlə (Hz):

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c/m},$$

burada $c = G/f_s$; $m = G/g$ – rəqs edən cismin kütləsi, G – elastik elementə düşən statik yüküdür.

Bu işarələmələr nəzərə alınarsa

$$\omega = \sqrt{\frac{G}{f_s} \cdot \frac{g}{G}} = \sqrt{\frac{g}{f_s}};$$

$$n_T = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_s}} \approx 30/\sqrt{f_s}.$$

f_s – statik əyilmə ağırlıq qüvvəsinin təsiri ilə asqının elastik elementinin deformasiyası nəticəsində təkərlərin kuzova nəzərən yerdəyişməsidir. f_s – əyilməsi sm-lə verilərsə $n_T \approx 300/\sqrt{f_s}$.

2. Şaquli rəqslərin amplitudası Z – rəqs edən cismin kütlələrinin müvazinət halından ən böyük kənarlaşmasıdır (yerdəyişməsi).

3. Rəqslərin sürətlənmə təcili $\ddot{Z}$ – rəqs edən cismin kütlələrinin yerdəyişməsinin zaman üzrə ikinci tərtib törəməsidir, m/san².

4. Asqının dinamiklik əmsalı K_d – asqı ilə ötürülən maksimal yükün statik yükə nisbətidir:

$$K_d = F_{max}/F_s.$$

BİR KÜTLƏLİ SİSTEMİN RƏQSLƏRİ

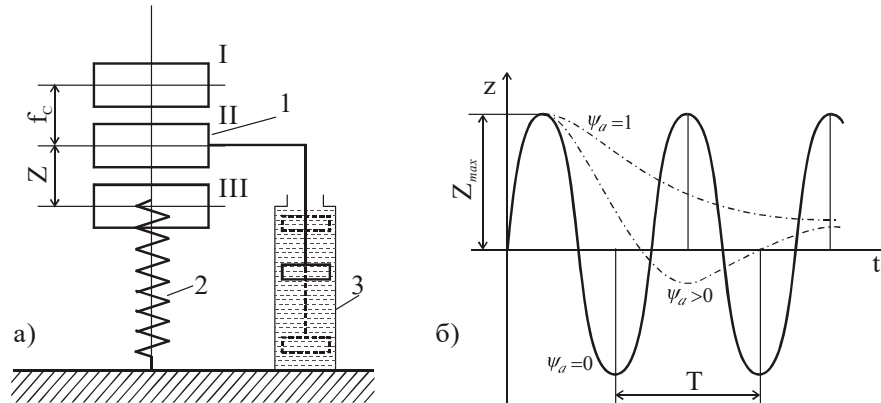
Rəqslər – öz xarakterinə görə sərbəst və məcburi rəqslərə bölünür. Müvazinət halından çıxarılan cisim **sərbəst (məxsusi)** rəqs edir. Sərbəst rəqslər harmonik dəyişmə (və ya onun törəmələri) olub sinusoid şəklində təsvir edilir.

Rəqslər nəzəriyyəsinə görə sönən və sönməyən rəqslər mövcuddur. Sönməyən rəqslər bərpəedici qüvvənin (elastik qüvvənin) olması ilə şərtlənir. Cismin məcburi rəqs etməsi üçün bərpəedici qüvvə ilə bərabər ona dəyişən xarici (həyəcanlandırıcı) qüvvə də təsir etməlidir.

Mürəkkəb mexaniki sistemlərin hərəkət qanunları öyrənilərkən sərbəstlik dərəcəsi anlayışından istifadə edilir. **Sərbəstlik dərəcəsi** dedikdə hər bir elementinə bərk cisim kimi baxılan sistemin sərbəst yerdəyişmələrinin cəmi nəzərdə tutulur.

Mexaniki sistemin hərəkəti sərbəstlik dərəcəsinə bərabər sayda ikinci tərtib diferensial tənliklərlə yazıla bilər. Avtomobil rəqslərinin təsvirinin dəqiqlik dərəcəsi və deməli, nəzərə alınan sərbəstlik dərəcəsi baxılan məsələnin xarakterindən asılıdır. Elmi işlərdə sərbəstlik dərəcələrinin sayı onlarla ola bilər. Sistemin məxsusi rəqs tezliklərinin sayı sərbəstlik dərəcəsinə bərabərdir.

Rəqslərə təsir edən müxtəlif faktorları aydınlaşdırmaqdan ötrü bir kütləli, bir sərbəstlik dərəcəsi olan sistemin hərəkətinə baxaq. Tutaq ki, şəkil 32, a)-da göstəriləndiyi kimi m kütləsinə malik olan 1 cisim, c – sərtlikli 2 – yayının üzərində yerləşdirilərək, 3 – rəqs söndürücüsü ilə birləşdirilmişdir. Belə cismin rəqslərini tədqiq edək.



Şəkil 32. Bir kütləli sistemin rəqsi:
a) sistemin sxemi; b) yerdəyişmə əyriləri qrafiki

Sərbəst halda cisim I vəziyyətdə olur. Cismin G çəkisinin təsiri nəticəsində yay f_s – əyilməsinə məruz qalır və cisim II vəziyyətdə müvazinətləşir. Cismi müvazinət halından çıxardaraq (sıxaraq) buraxaq və ona sərbəst hərəkət etməyə imkan verək. Bu halda (III hal) ona yayın elastiklik qüvvəsi $F_{el} = c(f_s + z) = G + cz$ ətalət qüvvəsi $F_j = -mz$ və söndürücü elementin müqavimət qüvvəsi F_a təsir göstərəcək. Hidravlik amortizatorlar üçün F_a qüvvəsi deformasiya sürətinə görə müəyyən edilir:

$$F_a = -K_a \dot{z},$$

burada K_a – amortizatorun müqavimət əmsalı, N·san/m; z – yerdəyişmədir, m-lə. Yerdəyişmə üzərindəki bir və iki nöqtə uyğun olaraq yerdəyişmənin zaman üzrə birinci və ya ikinci tərtibdən törəməsini göstərir. Cismin müvazinət halında

$$G - F_{el} + F_j + F_a = -cz - m\ddot{z} - K_a \dot{z} = 0$$

olar. Buradan

$$\ddot{z} + \frac{K_a}{m} \dot{z} + \frac{c}{m} z = \ddot{z} + 2h \dot{z} + \omega^2 z = 0 \quad (24)$$

alarıq. Burada $h = K_a / (2m)$ – asqının müqavimət əmsalı; $\omega = \sqrt{c/m}$ – məxsusi rəqslərin bucaq tezliyidir (məxsusi rəqs tezliyi), rad/san. Söndürücünün müqaviməti olmadıqda cisim bu tezliklə rəqs edir.

(24) ifadəsinin həlli aşağıdakı ifadəni verir:

$$z = z_{\max} e^{-ht} \sin(\omega_0 t),$$

burada $z_{\max}$ – başlanğıc zaman anında maksimal kənarlaşma; t – zaman; ω_0 – sistemdə müqavimət olduqda məxsusi rəqs tezliyidir. İfadədəki qüvvət üstü ($-ht$) rəqslərin sönən olacağını göstərir.

ω və ω_0 tezlikləri arasındakı asılılıq aşağıdakı kimidir:

$$\omega_0 = \sqrt{\omega^2 - h^2} = \omega \sqrt{1 - (h/\omega)^2} = \omega \sqrt{1 - \psi_a^2}$$

burada ψ_a – rəqslərin nisbi sönmə əmsalıdır (aperiodiklik əmsalı). Nisbi sönmə əmsalının qiyməti aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$\psi_a = \frac{h}{\omega} = \frac{K_a}{2\sqrt{mc}}.$$

Asqının müqaviməti yoxdursa ($\psi_a = 0$),

$$\omega_0 = \omega \quad \text{və} \quad z = z_{\max} \sin \omega t$$

olar. z – yerdəyişməsi bir-birindən $2\pi/\omega$ – müddəti qədər fərqlənən nöqtələr üçün eynidir, burada i – tam ədəddir.

Sistemdə müqavimət olmadıqda cisim sönməyən harmonik rəqs edir. Təbiətdə belə rəqslər yoxdur. Çünki hər bir sistemdə sürtünmə var. Sistemdə rəqs söndürücüsü olduqda rəqslər tez sönər. Lakin sistemə həddən artıq böyük müqavimət verilərsə bu, hərəkət səlisliyini pisləşdirir. Məsələn, nisbi sönmə əmsalı $\psi_a = 1$ olarsa, məxsusi rəqslər sıfıra bərabər olar və sistem tərpədildikdə rəqsi hərəkət etməz. Belə hərəkət aperiodik hərəkət adlanır.

Avtomobillər üçün nisbi sönmə əmsalının optimal qiyməti $\psi_a = 0,25 \dots 0,3$ – dır. $\psi_a = 0,3$ olduqda bir period kənarlaşma zamanı rəqslər 8 dəfə azalır, enerjinin 96%-i yayılır və praktiki olaraq bir periodda rəqslər sönür.

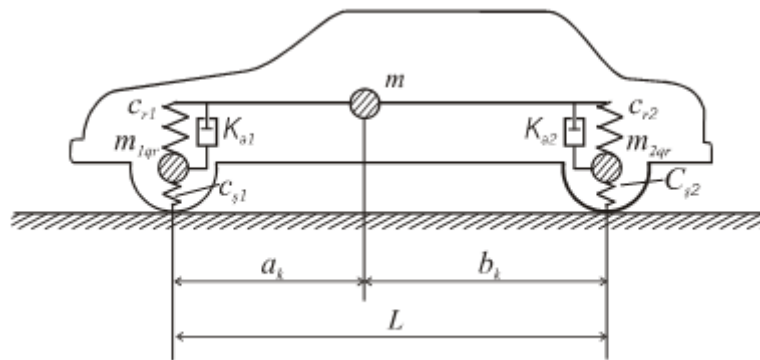
Asqının statik əyilməsi artarsa, məxsusi rəqs tezliyi azalacaq. Buna görə də yumşaq asqı hərəkət səlisliyini artırır. Lakin həddən artıq yumşaq asqılı avtomobildə ressoraltı kütlələrin rəqs amplitudası həddən artıq arta bilər. Ressoraltı kütlələrin çəkisinin dəyişməsi statik əyilməni dəyişməklə bərabər rəqs tezliyinə də təsir göstərir. Bu səbəbdən müasir avtomobillərdə çəkinin dəyişməsindən asılı olaraq sərtliyi dəyişən asqılardan istifadə edilir.

Real hərəkət şəraitində yuxarıda qeyd edilən qüvvələrdən başqa müxtəlif xarici (həyəcanlandırıcı) qüvvələr də təsir göstərir. Həyəcanlandırıcı qüvvə periodik olarsa və onun dəyişmə tezliyi sistemin məxsusi rəqs tezliyi ilə üst-üstə düşərsə rezonans alınar.

AVTOMOBİLİN RƏQSLƏRİ

Avtomobilin rəqs sisteminə bəzən parsial rəqs sistemlərindən təşkil olunan sistem kimi baxılır. **Parsial rəqs sistemi** dedikdə bütün kütlələri bərkidilərək, yalnız bir kütləsi sərbəst olan və bir koordinat üzrə hərəkət edən, bir sərbəstlik dərəcəli sistem nəzərdə tutulur. Parsial rəqs sistemlərinin məxsusi rəqs tezliyi **parsial tezlik** adlanır.

Əvvəlki paraqrafda baxılan bir sərbəstlik dərəcəli, bir kütləli sistem sadə haldır. Avtomobilin faktiki rəqsı mürəkkəb prosesdir. Avtomobil bir çox kütlələrdən və elastik elementlərdən ibarətdir. Avtomobilin rəqs sisteminə uyğun rəqs sistemi – 3 kütlə: ressoraltı m və iki qeyri-ressoraltı m_{1qr} və m_{2qr} (şəkil 33); c_{r1} və c_{r2} sərtlikli asqılar; c_{s1} və c_{s2} – sərtlikli şinlər və K_{a1} , K_{a2} – müqavimət əmsallı amortizatorlar kimi göstərilə bilər.



Şəkil 33. Avtomobilin rəqs sisteminin ekvivalenti

Bundan əlavə asqının oynaqlarında və ressor təbəqələri arasında quru və ya yarımquru sürtünmə, şinlərdə, rezin içliklərdə və məhdudlaşdırıcılarda molekullararası sürtünmə var.

Kuzov və onun oxu 6 sərbəstlik dərəcəsinə malikdir. Rəqslərə təsir edən çoxsaylı faktorlar sadələşdirmə tələb edir. Buna görə də təcrübi cəhətdən daha əhəmiyyətli rəqslər nəzərə alınır. Ən böyük təcrübi əhəmiyyətli rəqslər uzununa şaquli müstəvidə xətti (sıçrama) və bucaq rəqsləridir.

Avtomobilin qeyri-ressoraltı kütlələri ressoraltı kütlələrinin 15...20%-ə qədərini təşkil edir. Ressorların sərtliyi isə şinin sərtliyindən 3...7 dəfə az olur. Buna görə də qeyri-ressoraltı kütlələrin məxsusi rəqs tezliyi ressoraltı kütlələrin məxsusi rəqs tezliyindən əhəmiyyətli dərəcədə çox olur və nəticə etibarilə qeyri-ressoraltı kütlələrin kuzovun yerdəyişməsinə təsirini nəzərə almamaq olar. Şinlərin və asqının elastik elementlərinin sərtliklərini asqının gətirilmiş sərtliyi ilə əvəz etmək olar. Asqının gətirilmiş sərtliyi (c_g) elə fiktiv elastik elementin sərtliyidir ki, verilmiş qüvvənin təsiri ilə baxılan asqı qədər əyilməyə məruz qalır.

Kuzovun rəqsləri hesablanarkən şərti olaraq amortizatorların müqavimətini, şin və asqıların elastik elementlərində sürtünməni nəzərə almamaq olar.

Avtomobilin rəqslərinin öyrənilməsi göstərir ki, kuzovun rəqsləri iki mürəkkəb harmonik rəqsdən ibarətdir: alçaq tezlikli – Ω_1 və yüksək tezlikli – Ω_2 . Bunlardan hər biri öz oxu ətrafında baş verir. Alçaq tezlikli rəqslərin rəqs mərkəzi əsasən bazadan kənarda yerləşir və buna görə də kuzovun qabaq və arxa hissələri eyni zamanda qalxır və ya düşür. Alçaq rəqslərlə kuzov demək olar ki, yalnız şaquli yerdəyişmə edər. Yüksək tezlikli rəqslər əsasən avtomobilin bazası daxilindəki nöqtə ətrafında baş verir. Bu rəqslər zamanı avtomobilin qabaq və arxa hissələri eyni zamanda müxtəlif istiqamətlərdə hərəkət edir, yəni kuzov bucaq rəqsləri edir.

Kuzovun rəqs qanununu müəyyənləşdirmək üçün alçaq və yüksək tezlikli rəqsləri cəmləmək lazımdır. Rəqslər nəzəriyyəsiindən məlumdur ki, cismin ümumi rəqslərini azaltmaq üçün rəqsləri təşkil edən iki toplananın tezlikləri (və ya periodu) eyni olmalıdır. Rəqs tezlikləri eyni və ya yaxın olduqda kuzov səlis rəqs edər. Əks halda kuzov sürətli yerdəyişmə edər, sənişinlər və sürücü isə şaquli təkanlar hiss edər.

Hərəkət səlisliyini yaxşılaşdırmaq üçün göstərilən rəqslər bir-birindən təcrid olunmalıdır. Bu isə öz növbəsində

$$\rho_y^2 = a_k b_k, \quad (25)$$

şərtində ödənilir (burada ρ_y – ressaltı kütlənin kütlə mərkəzindən keçən və avtomobilin uzununa müstəvisinə perpendikulyar üfüqi oxa nəzərən ətalət radiusu; a_k və b_k uyğun olaraq qabaq və arxa qeyri-ressortaltı kütlələrin kütlə mərkəzindən olan məsafələridir).

Bu halda avtomobilin qabaq hissəsi ω_1 , arxa hissəsi isə ω_2 parsial tezlikləri ilə rəqs edər. Aydındır ki, bu şərt ödənərsə avtomobilin qabaq və arxa hissələri sərbəst rəqs edər və onlara iki müxtəlif sistem kimi baxmaq olar. Dəqiq analiz göstərir ki, $\rho_y^2 = (0,8...1,1)a_k b_k$ olduqda, avtomobilin qabaq və arxa hissələrinin rəqsi demək olar ki, sərbəstdir. Bütün müasir minik avtomobillərində bu şərt ödənilir. Yük avtomobillərində və avtobuslarda tərtibatın çətinliyi ilə əlaqədar olaraq göstərilən nisbət məsləhət olunan qiymətdən xeyli fərqlənə bilər.

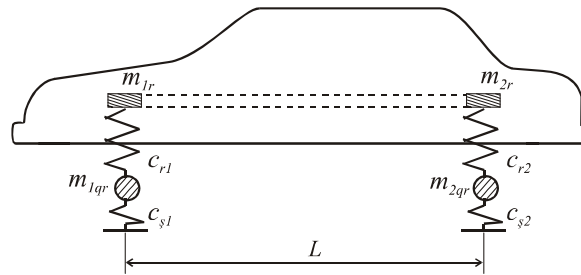
Kuzovun rəqslərini öyrənəndə qeyri-ressortaltı hissələrin təsirini nəzərə almadıq. Əslində isə o, həmişə özünü göstərir və bəzi hallarda onun kütləsi kuzovun kütləsi ilə müqayisə edilə bilər. Sadəlik üçün (25) şərtinin ödənildiyini qəbul edək. Bu halda şəkil 35-dəki avtomobilin rəqs sistemini iki sərbəst rəqs sistemi şəklində qəbul etmək olar. Bu sistemlərdən hər biri alçaq və yüksək məxsusi rəqs tezliyinə malikdir. Əvvəlcə qeyri-ressortaltı kütlələrin, sonra isə ressaltı kütlələrin rəqs etdiklərini qəbul edərək məxsusi rəqslərə parsial rəqslər kimi baxmaq və rəqs tezliklərinin təqribi qiymətini tapmaq olar (bu zaman xəta 5 %-dən artıq olmur):

– ressaltı kütlələr üçün:

$$\Omega_{a1} = \sqrt{c_{r1} / m_{1r}}, \quad \Omega_{a2} = \sqrt{c_{r2} / m_{2r}};$$

– qeyri-ressortaltı kütlələr üçün:

$$\Omega_{y1} = \sqrt{(c_{r1} + c_{a1}) / m_{1qr}}, \quad \Omega_{y2} = \sqrt{(c_{r2} + c_{a2}) / m_{2qr}},$$



Şəkil 34. Kuzovun sərbəst rəqsləri

Burada m_{1r} və m_{2r} – uyğun olaraq ressoraltı kütlənin qabaq və arxa asqılara söykənən hissələri; m_{1qr} və m_{2qr} – qabaq və arxa qeyri-ressoraltı kütlələrdir.

Beləliklə, avtomobil 4 məxsusi rəqs tezliyinə malikdir. Onlardan ikisi (Ω_{a1} və Ω_{a2}) kuzovun ressorlar üzərində rəqs tezliyi, digər ikisi isə (Ω_{y1} və Ω_{y2}) qeyri-ressoraltı kütlələrin ressor və şinlər üzərindəki rəqs tezliyidir. «a» indeksi alçaq, «y» – indeksi isə yüksək rəqs tezliklərini göstərir. Alçaq rəqs tezliyi əsas rəqs tezliyi də adlanır və minik avtomobillərində 1,0...1,5 Hs, yük avtomobillərində 1,5...2,5 Hs aralığında dəyişir. Ω_{y1} və Ω_{y2} rəqsləri minik avtomobillərində 8...12 Hs, yük avtomobillərində 6...8 Hs aralığında dəyişir.

İSTİSMAR FAKTORLARININ HƏRƏKƏT SƏLİSLİYİNƏ TƏSİRİ

Avtomobil rəqslərinin yaranmasının əsas səbəbkarı yolların qeyri-hamarlığı, şinlərin həndəsi və qüvvə müxtəlifliyi və təkərlərin qeyri-müntəzəm fırlanmasıdır.

Asfaltbeton və sementbeton yollarda əsasən iki növ nahamarlıq müşahidə olunur: mikroprofil və kələkötürlük. Dalğa uzunluğu 100 m-dən 10 sm-ə qədər olan qabartı və çöküklər şərti olaraq **yolun mikroprofili** adlanır. Bu nahamarlıqlar avtomobil rəqslərinin əsas səbəbkarıdır. Yol səthinin dalğa uzunluğu 10 sm-dən kiçik nahamarlıqları **kələ-kötürlük** adlanır. Bu nahamarlıqlar şassi və kuzovun ayrı-ayrı elementlərində yüksək titrəyişlər və səs yarada bilər. İntensiv hərəkətli yollarda nahamarlıq yol örtüyünün çəkilişindən 1...2 il sonra baş verə bilər.

Təkrarlanan nahamar yollarda hərəkət zamanı məcburi rəqslər yaranır. Bu rəqslərin tezliyi bir tərəfdən nahamarlığın xarakterindən, digər tərəfdən isə avtomobilin sürətindən asılıdır. Bu tezliklər bir-birindən çox fərqlənərsə həyəcanlandırıcı təsirə statik təsir kimi baxmaq olar. Məsələn, dinamik sistemin məxsusi rəqslər tezliyi həyəcanlandırıcı tezlikdən 5...10 dəfə çox olarsa, dinamik sistemin kütlələrinin yerdəyişməsi demək olar ki, xarici statik təsirdə olduğu kimi olar.

Sadə halda yol nahamarlıqlarını kosinusoidal çıxıntı kimi (şəkil 35) göstərmək olar. Bu halda nahamarlığın profili aşağıdakı ifadə ilə əks oluna bilər:

$$q = q_0 [1 - \cos(2\pi x / l)] ,$$

burada q_0 – nahamarlığın hündürlüyünün amplitudası; x – nahamarlığın absisi; l – onun uzunluğudur.

Avtomobil V sürəti ilə hərəkət etdikdə nahamarlığın absisi $x = Vt$ qanunu ilə dəyişir. Nahamarlıqdan avtomobilin dinamik sisteminə ötürülən həyəcanlandırıcı təsir isə aşağıdakı qanunla dəyişir:

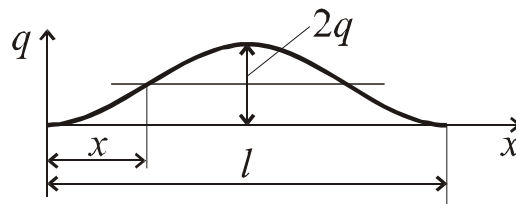
$$q = q_0 [1 - \cos(\theta t)] ,$$

burada θ – həyəcanlandırıcı təsirin tezliyidir, $\theta = 2\pi V/l$. Göründüyü kimi θ , V -dən və l -dən asılıdır.

Yol nahamarlıqları avtomobilin hərəkət sürətindən asılı olmadığı üçün onların uzunluğuna görə qiymətləndirilməsi üçün xətti və dövri tezlik anlayışlarından istifadə edilir.

Dövri tezlik dedikdə yolun 1 m uzunluğunda olan nahamarlıqların sayı nəzərdə tutulur, $\lambda = 1 / l$.

Xətti tezlik dövri tezliklə $\lambda_s = 2\pi \lambda = 2\pi / l$ asılılığı ilə bağlıdır.



Şəkil 35. Kosinusoidal nahamarlığın profili

Xətti və dövri tezlikləri avtomobilin 1 m/san sürətlə hərəkəti zamanı yolun nahamarlığından ona ötürülən həyəcanlandırıcı təsir kimi təsvir etmək olar: xətti – saniyədə radianla, dövri – herslə.

Yolun avtomobilə təsiri təsadüfi xarakterdə olub təsadüfi funksiyaların öyrənilməsində istifadə olunan riyazi statistik metodlarla öyrənilir.

Rəqslər nəzəriyyəsindən məlumdur ki, həyəcanlandırıcı təsirin dinamik sistemə təsiri həyəcanlandırıcının və sistemin məxsusi rəqslər tezlikləri nisbətlərindən asılıdır. Məxsusi və məcburi tezliklərin üst-üstə düşməsi və ya birbirinə yaxın qiymət alması, rezonans rəqslərinin yaranmasına səbəb olur. Avtomobil 4 rəqs tezliyinə malik olduğu üçün rezonans yaradan 4 məcburi rəqs tezliyi mövcuddur. Yolun nahamarlıqlarının uzunluğunun və avtomobilin hərəkət sürətinin müəyyən qiymətlərində qabaq və ya arxa hissələrdə rezonans yaranır, kuzovun rəqslərinin amplitudası bir neçə dəfə artır. Rezonans tezliyi ilə üst-üstə düşməyən tezlikli rəqslərdə kuzovun hərəkəti kiçik olur.

Kuzovun yellənməsinə qeyri-ressoraltı kütlələrin alçaq rəqslər zonasında rəqsləri də təsir göstərir. Yüksək rəqslər tezliyində (7,0...8,0 Hs) qeyri-ressoraltı kütlələr böyük rəqslərə məruz qalır. Bu rəqslərin amplitudası nahamarlığın amplitudasından 1,5 dəfə çox olur, buna görə də təkər yoldan aralanır. Yüksək rəqsli rezonansda kuzova böyük təcil təsir göstərir, ancaq hərəkət səlisliyi nöqtəyi nəzəri

ilə bu çox da əhəmiyyətli deyil. Elastik oturacaqlardan istifadə etməklə sərnəşini yüksək tezlikli rəqslərdən qorumaq olur. Onu demək lazımdır ki, insan orqanizmi yüksək tezlikli təcili daha asan keçirir.

Hərəkət səlisliyinə avtomobilin aparıcı hissəsinin texniki vəziyyəti də təsir göstərir. Buna misal olaraq, rəssor təbəqələrinin lazımi səviyyədə yağlanmaması, amortizatorlarda mayenin çatışmaması və ya özlüyünün düzgün seçilməməsini göstərmək olar. Rəssor təbəqələri arasında sürtünmə böyük olarsa rəqs tezliyi artar və nisbi sönmə əmsalının qiyməti buraxıla bilən həddən çox olar – nahamarlığı keçdikdə avtomobilin kuzovu kəskin təkanlara məruz qalar. Amortizatorlar rəqsləri söndürərək rəssor və şinlərin uzun ömürlüyünü təmin edir.

Avtomobilin hərəkət səlisliyinə səmərəli yükün də böyük təsiri var. Yükün artması rəssoraltı kütləni artıraraq, avtomobilin elastik elementlərinin deformasiyasını artırır və beləliklə də, kütlə mərkəzi öz yerini dəyişir.

MÜHAZİRƏ 14

AVTOMOBİLİN KEÇİCİLİK QABİLİYYƏTİ

Keçicilik qabiliyyəti dedikdə avtomobilin çətin yol və ya yolsuzluq şəraitində yüksək orta sürətlə yük, sərnəşin və ya xüsusi avadanlıq daşıma qabiliyyəti başa düşülür. **Keçicilik** – avtomobilin kompleks xüsusiyyəti olub, onun çevikliyini və qənaətliliyini xarakterizə edir.

Keçicilik qabiliyyətinə görə avtomobil üç kateqoriyaya bölünür: məhdud, artırılmış və yüksək keçicilikli. Məhdud keçicilik qabiliyyətli avtomobillər (yol avtomobilləri) bərk örtüklü yollarda və ilin quru vaxtlarında torpaq yollarda istismar olunmaq üçün nəzərdə tutulur. Əlavə vasitələr istifadə edilərsə (sürüşməyə qarşı zəncirlər, tağlı şinlər), onlar daha mürəkkəb şəraitdə işləyə bilər. Natamam ötürməli avtomobillərə 4×2, 6×2, 6×4, 8×4 təkər düsturlu avtomobillər aiddir.

Artırılmış keçicilik qabiliyyətli avtomobillər əsasən məhdud keçicilikli avtomobillərin bazasında, ötürməni bütün təkərlərə verməklə, əlavə paylayıcı qutu və idarə olunan təzyiqli şinlərdən istifadə etməklə əldə edilir. Bəzi hallarda belə avtomobillərdə bloklanmış və ya yüksək sürtünməli diferensiallardan, maneələri dəf etmək üçün bucurqad və başqa quruluşlardan istifadə edilir.

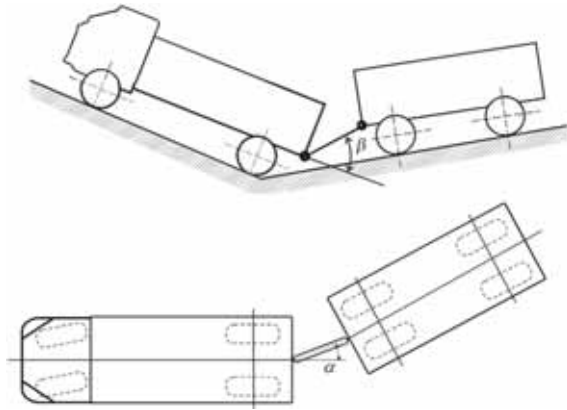
Yüksək keçicilik qabiliyyətli avtomobillər xüsusi olaraq yolsuzluq şəraitində işləmək üçün layihələndirilir, onlar ərazidə rast gəlinən maneələri dəf etmək imkanında olmalıdırlar.

Maneələr ərazinin profili və ya dayaq səthinin zəif aparma qabiliyyətindən yaranmaqla iki qrupa bölünür. Avtomobilin qeyd olunan maneələri dəf etmək imkanı profil və dayaq-ilişmə keçiciliyi ilə qiymətləndirilir. Çətin keçilən marşrutlarda bu və digər maneələrə rast gəlinir. Buna görə də avtomobilin keçiciliyi ümumi halda onun profil və dayaq-ilişmə keçiciliyindən asılıdır.

artırılmış keçid qabiliyyətli avtomobillərdə 2,0...3,5 m götürülür. Bəzən avtomobilin eninə keçicilik radiusundan da istifadə edilir (R_b).

Qabaq l_1 və arxa l_2 çıxıntılar – qabaq və arxa təkərlərin simmetriya müstəvisindən uyğun olaraq, qabaq və arxa hissələrin ən uzaq nöqtələrinə qədər olan məsafələrdir.

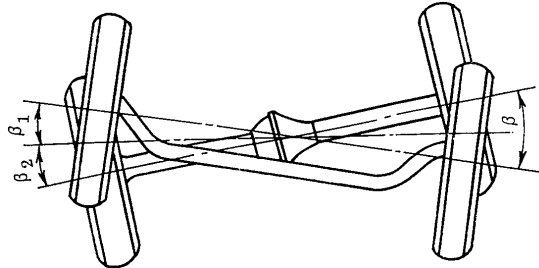
Uyuşqanlıq bucaqları β – avtomobil qatarlarının enişli-yoxuşlu yollarda hərəkətini xarakterizə edir (şəkil 37).



Şəkil 37. Avtomobilin uyuşqanlıq bucaqları:
a) şaquli müstəvidə; b) üfüqi müstəvidə

İstifadə olunan normativlərə görə β bucağı ikioxlu avtomobil qatarlarında $\pm 62^\circ$ -dən; yəhərli avtomobil qatarlarında isə $\pm 8^\circ$ -dən az olmamalıdır. Avtomobil qatarı üçün əlavə olaraq üfüqi müstəvidə uyuşqanlıq bucağı da (α) müəyyən olunur. İkioxlu qoşqulu avtomobil qatarlarında bu bucaq 55° -dən, yəhərli qoşqularda isə 90° -dən az olmamalıdır. Məhdud sahədə avtomobilin və avtomobil qatarının **manevr etmə qabiliyyəti** minimal dönmə radiusu və dönmə koridorunun eni ilə xarakterizə edilir. Bu xarakteristikaların tapılma metodu əvvəlki bölmələrdə verilmişdir.

Körpülərin çəplik bucağı β (şəkil 38) – təkərlərin yerdən ayrılmadan ərazinin nahamarlığına uyğunlaşma imkanını xarakterizə edir. Çəplik bucağı qabaq və arxa körpünün üfüqi müstəviyə nəzərən çəplik bucaqlarının cəmi kimi tapılır.



Şəkil 38. Avtomobilin körpülərinin çəplik bucaqlarının təyini sxemi

Qabaq və arxa təkərlərin izlərinin üst-üstə düşmə əmsali – $\eta_i = b_{qi} / b_{ai}$
(burada b_{qi} , b_{ai} – uyğun olaraq qabaq və arxa təkərlərin qoyduğu izlərin enidir).

η_i vahidə yaxınlaşdıqca avtomobilin bataqlıq istisna olunmaqla deformasiya olunan qruntlarda hərəkəti zamanı hərəkətə müqavimət qüvvəsi azalır. Bu göstərici reqlamentləşdirilmir.

Dəf oluna bilən ən böyük viraj bucağı – virajlarda avtomobillərin hərəkət şəraiti paraqrafında izah olunmuşdur.

Dəf oluna bilən ən böyük yoxuşluq bucağı – mühərrikin gücü, aparan təkərlərin ilişmə şəraiti və qabaq təkərlərin yerdən ayrılması ilə məhdudlaşır. Bu bucaq avtomobilin arxa oxu ətrafında aşma imkanını müəyyən edir. Adi tərtibatlı avtomobillərdə bu bucaq maksimal qalxma bucağından böyükdür və buna görə də avtomobilin arxa oxu ətrafında aşması praktiki olaraq mümkün deyil. Yalnız xüsusi təyinatlı avtomobillərdə, kütlə mərkəzi çox yüksəkdə yerləşərsə dəyanətliyin aydınlaşdırılmasının əhəmiyyəti var. Aparan təkərlərdə maksimal dartıcı qüvvə əsasən aparan təkərlərlə dayaq müstəvisi arasındakı ilişmə şərti ilə məhdudlaşır. Bəzi sürətli avtoqatarlarda isə o burucu momentin qiyməti ilə məhdudlaşır və bu halda $i_{\max} = D_{\max}$ şərtinə görə tapıla bilər.

Bərk örtüklü yollarda ($\varphi = 0,6 \dots 0,7$) avtomobillərin dəf edə biləcəyi maksimal yoxuşluq bucağı:

- natamam ötürməli avtoqatarlarda – $11 \dots 13^\circ$;
- natamam ötürməli tək avtomobillərdə – $20 \dots 25^\circ$;
- tam ötürməli avtoqatarlarda – $15 \dots 20^\circ$;
- tam ötürməli tək avtomobillərdə – $27 \dots 35^\circ$.

Normativ sənədlərə görə avtomobil qatarları bərk örtüklü yollarda 18%-li mailliyi ($10,2^\circ$), tək avtomobillər isə 25%-li mailliyi (14°) dəf etməlidir.

Eniş onunla qorxuludur ki, enişdə avtomobil qabaq oxa nəzərən aşağı düşür. Adi tərtibatlı avtomobillərdə aşma əsasən 45° -dən böyük bucaqlı enişlərdə baş verə bilər. Enişdə avtomobil maneəyə toxunarsa ətalət qüvvəsi yaranar və onun istiqaməti hərəkət istiqaməti ilə üst-üstə düşərək çevirici momenti artırır. Buna görə də avtomobilin aşma ehtimalı artır. Analoji hadisə enişdə qəflətən tormozlama halında baş verir. Avtomobilin enişdə aşma ehtimalını azaltmaq üçün hərəkət sürətini azaltmaq lazımdır. Hesablamalar göstərir ki, adi tərtibatlı avtomobillərin 30° -yə qədər maillikli enişdə hərəkət sürəti 10 km/saat-dan artıq olmamalıdır, əks halda avtomobilin kinetik enerjisi çox olar və kütlə mərkəzini qaldırmağa kifayət edir.

Dəf oluna bilən xəndəyin eni və şaquli maneənin hündürlüyü. Xəndəyin keçilmə imkanı körpülərin sayı, yerləşməsi və kütlə mərkəzinin baza üzrə mövqeyindən asılıdır. İkioxlu və üçoxlu avtomobillər üçün keçilə bilən xəndəyin eni təkərlərin ölçüsündən asılıdır. Təcrübələr göstərir ki, belə avtomobillər – eni təkərin radiusundan 1...1,3 dəfəyə qədər böyük olan xəndəkləri keçə bilər. Natamam ötürməli avtomobillər üçün dəf oluna bilən maneənin maksimal hündürlüyü təkərin

radiusunun 0,3...0,5 hissəsini, tam ötürməli avtomobillərdə isə 0,5...0,8 hissəsini təşkil edir.

MÜHAZİRƏ 15

DAYAQ-İLİŞMƏ KEÇİCİLİYİ

Dayaq-ilişmə keçiciliyi qrunzun aparma qabiliyyətindən istifadə olunma səmərəliyindən asılı olub, əsasən hərəkət etdiricinin konstruksiyası və avtomobilin transmissiyası ilə müəyyən edilir.

Tərkibinə görə mineral və üzvi tərkibli qruntlar mövcuddur. Mineral qruntlar bir neçə kateqoriyaya bölünür. Belə bölünmənin əsasını iki fraksiya hissəciklərin: gil və qum hissəciklərinin ölçü və nisbəti müəyyən edir. Gil və qum fraksiyalarının nisbi çəkisindən asılı olaraq mineral qruntlar gil (gil hissələrinin çəkisi kütlənin 30%-dən çox olduqda), yarımgil (10...30 %), yarımqum (3...10 %) və qum (3%-dən az) qruntlarına bölünür.

Üzvi cisimlərdən yaranmış qruntlar xüsusi əhəmiyyətə malikdir. Bunlara müxtəlif növlü torflu-bataqlıqlı və lilli qruntları göstərmək olar. Bu qruntlar yaranma mənbəyinə və nəmliyinə görə bir-birindən fərqlənir.

Qruntların mexaniki xüsusiyyəti onların nəmliyindən asılı olur. Əlaqəli qruntların cüzi nəmlənməsi zamanı su nazik pərdə şəklində hissəciklər arasındakı çox kiçik ara boşluqlarını doldurur. Bu halda su az hərəkətli olub çətin buxarlanır və qrunzun əlaqəliyini artırır. Suyun miqdarı artdıqca hissəciklər arasındakı su pərdəsi qalınlaşır və o qrunzun daha böyük ara boşluqlarını doldurur. Hər bir qrunut üçün xarakterik olan nəmlik həddi keçilərsə onun bəzi xüsusiyyətləri kəskin dəyişir. Buna görə də əlaqəli qruntların nəmlik dərəcəsi nisbi nəmliklə (W) qiymətləndirilir. **Nisbi nəmlik** qrunzun tərkibində olan suyun miqdarının quru kütləyə nisbəti kimi tapılır:

$$W = (m - m_0) / m_0,$$

Burada m – qrunzun təbii şəkildə kütləsi; m_0 – qurudulmuş qrunzun kütləsidir. Nəmlik dərəcəsinə görə qrunut 3 vəziyyətdə ola bilər: bərk, plastik və axıntılı. Hərəkət üçün ən ağır vəziyyət – III haldır.

Qumlu qruntların xüsusiyyəti onların nəmliyindən az asılıdır. Bu qruntların vəziyyəti onların sıxlığı ilə müəyyən edilir.

Nəqliyyat vasitəsinin hərəkət etdiricisinin qrunta təsiri nəticəsində onda deformasiya baş verir. Deformasiyanın ölçü və xarakteri xarici və daxili qüvvələrin təsiri ilə müəyyənləşir. Xarici təsir kəsildikdən sonra qrunzun hissəcikləri öz əvvəlki vəziyyətinə qayıdırsa, belə deformasiya **elastik deformasiya** adlanır. Əks halda qruntda qalıq deformasiya yaranır və belə deformasiya **plastik deformasiya** adlanır.

Avtomobilin keçicilik qabiliyyəti daha çox qruntların mexaniki xüsusiyyətindən: sıxılma, sürüşmə və kəsilmə müqavimətlərindən asılıdır. *Yumşaq* örtüklü yollarda avtomobilin keçiciliyinin əsas göstəricisi təkərin yola təzyiqidir:

$$q = G_T / A_T,$$

burada G_T – təkərə düşən çəki, N; A_T – təkərin yolla kontakt sahəsidir, m².

Təzyiq və deformasiya arasında asılılıq təcrübi yolla – xüsusi formalı və ölçülü şampın qrunta sıxılması ilə müəyyən edilir. Təzyiq artdıqca qrunun deformasiyası artır. Təzyiqin nisbətən kiçik qiymətlərində qrunun deformasiyası yükləndən asılı xətti dəyişir. Təzyiqin sonrakı artımı ilə qrunun sıxılması ilə bərabər sürüşməsi baş verir, deformasiya daha sürətlə artır. Təzyiqin daha yüksək qiymətlərində sıxıcı şampın altından qrunun tam sürüşməsi baş verir, deformasiya qeyri məhdud artır.

Təzyiq və deformasiya arasında asılılığı ifadə etmək üçün aşağıdakı asılılıqdan geniş istifadə edilir:

$$q = Ch^\mu,$$

burada C və μ – qrunun tərkibindən, nəmliyindən və təcrübə üçün istifadə edilən şampın ölçüsündən asılı olan parametrlər; h – deformasiyadır.

Yumşaq, rütubətli torpaq yolda avtomobilin hərəkəti zamanı qrunun sürüşməsi və ya kəsilməsi baş verərsə, aparan təkərlərin yerində sürüşməsi baş verə bilər. Belə yollarda təkərin yola təzyiqinin azalması şinin kontakt sahəsindən rütubətin qovulmasının çətinləşdirir, bu isə öz növbəsində avtomobilin keçicilik qabiliyyətini azaldır. Buna görə də yumşaq, rütubətli torpaq yollarda aparan təkərlərin yola təzyiqini artırmaq lazımdır. Digər tərəfdən, təzyiqin artırılması qeyd olunduğu kimi qrunun kəsilməsinə və aparan təkərlərin yerində fırlanmasına səbəb ola bilər. Qrunun sürüşməyə müqaviməti hissəciklərin ilişmə qüvvəsi ilə müəyyənləşir, bu isə öz növbəsində suyun kapillyar təsiri və hissəciklər arasında sürtünmədən asılıdır. Ümumi halda qrunun sürüşmə müqaviməti aşağıdakı kimidir:

$$T = c_0 A + f_b F_z, \quad (26)$$

burada c_0 – qrunun hissəcikləri arasında xüsusi ilişmə xarakteristikası; A – şampın sahəsinə bərabər, qrunun sürüşmə sahəsinin ölçüsü; f_b – qrunun daxili sürtünmə əmsalı; F_z – şampa təsir edən normal qüvvədir.

(26) ifadəsinin bütün hədlərini A -ya bölsək, alırıq:

$$\tau = c_0 + q f_b,$$

burada τ – xüsusi sürüşmə müqaviməti; q – qrunta olan təzyiqdir. Qumlu qrunlar üçün $f_b = 0,6 \dots 0,8$; $c_0 = (1 \dots 8)$ kPa.

Şamp qrunta H dərinliyində daxil olarsa, qrunun sürüşməsi ilə bərabər kənarlarda onun kəsilməsi baş verir. Qrunun kəsilməsi üçün tələb olunan qüvvə

$$F_k = \tau_k H \quad \text{və ya} \quad \tau_k = \frac{F_k}{H},$$

burada τ_k – xüsusi kəsilmə müqavimətidir, N/m. Yarımgil qruntlar üçün kəsilmə müqaviməti 1,2...2 kN/m, yarımquru qruntlar üçün 1,5...2,6 kN/m-dir.

Təcrübi yolla müəyyən edilib ki, deformasiya olunan qruntlarda pnevmatik şinlərin diyirlənmə müqaviməti sərt təkərin diyirlənmə müqavimətindən 40...70% azdır. Belə ki, pnevmatik şinin yumşaq qruntda diyirlənməsi zamanı şinin deformasiyası baş verir və təkər qruntda daha böyük sahədə görüşür. Deformasiya olunan qruntda diyirlənmə müqavimət qüvvəsinin hesablanması üçün ən çox yayılmış ifadələrdən biri aşağıdakıdır:

$$F_f = C_1 \sqrt[3]{F_z / (p_h D^2)} + C_2 \sqrt[3]{p_h / (\sigma_0 D)},$$

burada C_1 və C_2 – şinin konstruksiyasından asılı olan təcrübi əmsallardır: $C_1 = 0,0031$, $C_2 = 0,042$; p_h – şinin daxili təzyiqi, MPa; F_z – təkərə düşən normal yük, kN; D – təkərin xarici diametri, m; σ_0 – qrunnun aparma qabiliyyətidir, MPa.

Bu ifadədə birinci toplanan şinin, ikinci isə – qrunnun deformasiyası ilə əlaqədar diyirlənmə müqavimətlərini göstərir. Sıx qruntlarda birinci toplanan, yumşaq qruntlarda isə ikinci toplanan əsas rol oynayır.

KONSTRUKTİV VƏ İSTİSMAR AMİLLƏRİNİN KEÇİCİLİYƏ TƏSİRİ

Konstruktiv amillərdən keçiciliyə təsir göstərən ən başlıcası təkər düsturudur. Tam ötürməli avtomobillərdə keçicilik qabiliyyəti daha yüksəkdir. Aparılan təkərlər aparan təkərlərə nəzərən şaquli maneələri xeyli pis dəf edir.

Avtomobilin yüklənmə səviyyəsinin artması iləşmə kütləsini artırdığı üçün keçicilik qabiliyyətini də artırır. Yoxuşluğu dəf etdikdə arxa təkərləri aparan avtomobillərdə keçicilik artır, qabaq təkərləri aparan avtomobillərdə isə əksinə azalır.

Sadə simmetrik konik diferensial mexanizmdə diferensial qutusunda verilən moment sağ və sol yarımxoxlar arasında praktiki olaraq bərabər bölünür.

Şinin diametri və profilinin eni artdıqca kontakt sahəsi artdığı üçün keçicilik də artır. Bir bortdakı şinlərin eyni iz üzrə hərəkət etməsi düzxətli yol sahəsində diyirlənmə əmsalını azaltmağa imkan verir. Odur ki, düz yol sahəsində eyni təkərlərdən istifadə olunması keçiciliyi artırır. Lakin bataqlıqlı qruntlarda təkərlərdən hər birinin öz izi üzrə hərəkət etməsi daha məqsəduyğundur və buna görə də praktikada bəzən təkərlərinin yeri dəyişilə bilən avtomobillərdən istifadə edilir.

Şinin daxili təzyiqinin azalması şinin qruntda kontakt sahəsini artırmağa imkan verir, bu isə iləşmə keyfiyyətini artırır. Şinin daxili təzyiqinin minimal qiyməti şinin maksimal buraxıla bilən deformasiyası ilə məhdudlaşır.

Avtomobilin xüsusi gücünün artması keçiciliyi artırır.

Qeyri-asılı asqıda hər bir təkərin yolun nahamarlığına uyğunlaşması daha yaxşı təmin edildiyindən keçiciliyə müsbət təsir göstərir.

Təkərlərin qrunla ilişməsinin artırılmasının ən səmərəli üsulu xüsusi şinlərdən istifadə edilməsidir.

Avtomobilin özü-özünü çıxartması üçün bucurqad və baraban özü çıxarıcılarında geniş istifadə edilir.

Keçiciliyin kompleks faktoru hərəkət tərkibinin çətin yollarda və yolsuzluq şəraitində istifadə edilməsinin effektivliyini xarakterizə edir. O, verilmiş istismar şəraitində şose yollarla müqayisədə məhsuldarlığın azalmasını (orta hərəkət sürətinin və daşınan yükün kütləsinin azalması hesabına) və yanacaq qənaətliliyinin pisləşməsinə (yanacaq sərfinin artması hesabına) nəzərə alır. Bu faktor

$$M_{\kappa} = \frac{G_m V_m q_s}{G_s V_s q_m}$$

kimə tapılır. Burada G_m və G_s – uyğun olaraq çətin yollarda (yolsuzluq şəraitində) və şose yollarda səmərəli yük; V_m və V_s – orta hərəkət sürəti; q_m və q_s – xətti yanacaq sərfəlidir.

Ə D Ə B İ Y Y A T

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобиля. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
2. Высоцкий М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов. Минск: Наука и техника, 1984. 208 с.
3. Григоренко Л.В., Колесников В.С. Динамика автотранспортных средств. Теория, расчет передающих систем и эксплуатационно-технических качеств. Волгоград: Комитет по печати и информации, 1998. 544 с.
4. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. Минск: Высшая школа, 1986. 208 с.
5. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. М.: Транспорт, 1986. 136 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
7. Мəmmədov Y.Ə. Avtomobil. İstismar xüsusiyyətləri nəzəriyyəsi. Bakı, 1998. -300s.
8. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 308 с.

10. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1981. 271 с.
11. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. 222 с.
12. Фаробин Я.Е., Щупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. М.: Транспорт, 1983. 200 с.
13. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. 343 с.

AVTOMOBİLLƏRİN NƏZƏRİYYƏSİ

Mühazirə 1

Fənn haqqında qısa məlumat	1
Avtomobil təkərinin kinematikasını.....	1
Avtomobil təkərinin hərəkət tənliyi.....	3

Mühazirə 2

Təkərin diyirlənmə müqavimət momenti.....	5
Təkərin yolla ilişməsi.....	7

Mühazirə 3

Dartıcı-sürət xüsusiyyətləri	8
Avtomobilə təsir edən qüvvə və momentlər.....	8
Avtomobilin sürət xarakteristikaları.....	9
Aparan təkərlərdə güc və burucu moment.....	11

Mühazirə 4

Hərəkətə müqavimət qüvvələri	12
Diyirlənmə müqavimət qüvvəsi	12
Yoxuşluq müqavimət qüvvəsi	13
Havanın müqavimət qüvvəsi	14
İrəliləmə müqavimət qüvvəsi	15

Mühazirə 5

Təkərə təsir edən normal reaksiyalar.....	16
Avtomobilin dartıcı balansını.....	17

Mühazirə 6

Yanacaq qənaətliliyi	20
Yanacaq sərfinin hesablanma üsulları	22
Konstruktiv və istismar faktorlarının avtomobilin yanacaq qənaətliliyinə təsiri	23

Mühazirə 7

Avtomobilin tormoz xüsusiyyətləri	25
Tormozlama zamanı avtomobilin hərəkət tənliyi	28

Mühazirə 8

Tormoz qüvvələrinin optimal paylanması	29
Avtomobilin tormoz xüsusiyyətlərinin qiymətləndirilməsi	32

Mühazirə 9

İdarə olunma qabiliyyəti və dəyanətlik.....	34
Avtomobilin dönməsi	34
Avtomobil təkərinin yana aparma halı	37
Avtomobilin dönmə qabiliyyəti və maneərliliyi	39

Mühazirə 10

Avtomobilin statik dönmə qabiliyyəti	42
İdarə olunan təkərlərin stabilləşdirilməsi	45

Mühazirə 11

Avtomobilin yana sürüşməsi və aşması	49
--	----

Mühazirə 12

Hərəkət səlisliyi xüsusiyyəti	52
Bir kütləli sistemin rəqsləri	53

Mühazirə 13

Avtomobilin rəqsləri	56
İstismar faktorlarının hərəkət səlisliyinə təsiri	58

Mühazirə 14

Avtomobilin keçicilik qabiliyyəti	60
Profil keçicilik qabiliyyəti	61

Mühazirə 15

Dayaq-ilişmə keçiciliyi	64
Konstruktiv və istismar amillərinin keçiciliyə təsiri	66
ƏDƏBİYYAT	72