### **hMÜHAZİRƏ 1**

**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 imkanıdır. 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;
* dəyanətlik;
* keçicilik;
* hərəkət səlisliyi.

**AVTOMOBİL TƏKƏRİNİN KİNEMATİKASI**

Pnevmatik şinli təkər avtomobilin səciyyəvi hərəkətvericisidir. Həvəkət 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 nisbətinə 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*** (*ra*) − sərbəst təkərin xarici diametrinin (*Dx*) yarısına bərabərdir:

.

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*** () − yalnız normal qüvvə ilə yüklənmiş, hərəkətsiz təkərin mərkəzindən dayaq səthinə qədər olan məsafədir. Şinin konstruktiv parametrləri məlum olduqda statik radius aşağıdakı asılılıqdan tapıla bilər:

,

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

***Dinamik radius*** (*rd*) − 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*** (*r𝝎*) − təkərin irəliləmə sürətinin bucaq sürətinə olan nisbətidir: . 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:

.

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) dinamiki radiusun qiymətinin əvəzinə statiki radiusun qiymətini götürmək olar.



Şəkil 1. Təkərin radiusları

Təkərin yükü və ötürülən burucu moment artarsa diyirlənmə radiusunun qiyməti azalar. Elastik sürüşmə sahəsində diyirlənmə radiusunun ötürülən burucu momentin qiymətindən asılılığı akad.Y.A.Çudakovun təklif etdiyi ifadədən istifadə edilməklə təyin edilə bilər:

,

burada *λT* − şinin növü və konstruksiyasından asılı tangensial deformasiya əmsalıdır.

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

,

burada  olduğundan, avtomobilin sürəti



olar.

**AVTOMOBİL TƏKƏRİNİN HƏRƏKƏT TƏNLİYİ**

Deformasiya olunmayan səthdə diyirlənən təkərə təsir edən qüvvə və momentlər şəkil 2-də göstərilmişdir. Şəkildə *FZ* − təkərə düşən normal yük olub yol müstəvisinə perpendikulyar yönəlir; *FX* − təkərə təsir edən uzununa qüvvə olub, yol müstəvisinə paralel yönəlir (onun istiqaməti təkərin irəliləmə hərəkəti ilə eyni olduqda müsbət sayılır); *RX* − yolun uzununa reaksiyası; *RZ* − yolun normal reaksiyası; *MT* − avtomobil tərəfindən təkərə ötürülən burucu moment (onun istiqaməti təkərin bucaq sürəti ilə eyni olduqda müsbət sayılır); *MTJ* − təkərin diyirlənməsinin sürətlənmə müqavimət momentidir

*MTJ* = *JT*

burada *JT* − təkərin fırlanma oxuna nəzərən ətalət momentidir.



Şəkil 2. Diyirlənən təkərə təsir edən qüvvə və momentlər

O mərkəzinə görə momentlər tənliyindən

.

Buradan

.

Şəkil 2-dəki qüvvələr sxemindən

.

Aşağıdakı əvəzləmələri aparaq:

   .

Qəbul edilmiş işarələmələr nəzərə alınarsa

 (1)

olar. Burada *FT* − təkərin çevrəvi qüvvəsi; *Ff* − təkərin diyirlənmə müqavimət qüvvəsi; *FTJ* − 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.

*Bərabərsürətli hərəkət* edən təkərin sürətlənmə müqaviməti yoxdur:

.

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

.

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

.

*Bərabərsürətli hərəkət* üçün *FX = Ff*. 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* *FD* adlanır, *FD* = − *FX*. Aparan təkərin hərəkət ifadəsi aşağıdakı kimi yazılır:



və ya

.

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

### MÜHAZİRƏ 2

**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 3, 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 4, a) tam yüklənmə və yüksüzləşmə siklinə məruz qalır.



Şəkil 3. Təzyiq epyurları: a) − tərpənməz şinin; b) − diyirlənən şinin



Şəkil 4. 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 ∆F yükünün onun deformasiyasından asılılığı şəkil 4, b)-də (1 – 2 xətti) verilir. Elementin 2 nöqtəsindən 3 nöqtəsinə hərəkəti zamanı deformasiyanın azalması baş verir. ∆*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 3, b). Bu sürüşmə nəticəsində təkərin oxuna nəzərən moment yaranır:

*Mf* = *a ∙ RZ* ,

burada *RZ* − 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 etibarı ilə 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 ilişməsini xarakterizə edir və uzununa qüvvə əmsalı (*Kx*) adlanır:

.

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 ölçülürvə sıfırdan birə qədər dəyişir. Uzununa qüvvə əmsalının sürüşmə əmsalından asılılıq qrafikini (şəkil 5) nəzərdən keçirək.

|  |
| --- |
| Şəkil 5. Uzununa qüvvə əmsalının sürüşmədən asılılıq qrafiki |

Qrafikdə *Kx* − 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.

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.

### **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 sərnişin daşıma xüsusiyyətlərini xarakterizə edir.

**AVTOMOBİLƏ TƏSİR EDƏN QÜVVƏ VƏ MOMENTLƏR**

Şəkil 6-da 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 diyirlənmə müqavimət momentləri ilə nəzərə alınır.



Şəkil 6. 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 aparan təkərlərdə *FT* çevrəvi qüvvə; − ikinci qrupa avtomobilin təkərlərinin − diyirlənmə müqavimət momentləri, *Fw* − havanın müqavimət qüvvəsi, − avtomobilin ağırlıq qüvvəsinin uzununa toplananı, – avtomobilin kütləsinin yaratdığı ətalət qüvvəsi; − üçüncü qrupa  yolun normal reaksiya qüvvələri və avtomobilin ağırlıq qüvvəsinin normal toplananı aiddir. Bu qrupa daxil olan qüvvələr avtomobilin sürət vektoruna perpendikulyar olur, ona görə də onlar avtomobilin hərəkət dinamikasına dolayı təsir edir.

Mühərrikdən aparan təkərlərə burucu momenti ötürülür. Təkərə ötürülən *MT* burucu momenti təkərlərdə  çevrəvi qüvvəsini () yaradır. Hərəkət edən avtomobilin təkərləri ilə yol arasında normal reaksiyalara mütənasib uzununa  reaksiya qüvvələri yaranır. Aparan təkərlərlə dayaq müstəvisi arasında yaranan uzununa reaksiya avtomobilin hərəkət istiqamətində yönələrək hərəkətetdirici 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 7-də məhdudlaşdırıcı orqanı olan və olmayan DYM-nin nümunəvi xarici xarakteristikaları göstərilmişdir.

Mühərrikin xarici sürət xarakteristikasının xarakterik parametrləri bunlardır: *Ne max* – maksimal effektiv güc (kVt); *Мe max* − maksimal burucu moment (Nm); *МН* − maksimal gücə uyğun moment (N∙m); *nmax* − mühərrikin dirsəkli valının maksimal fırlanma tezliyi (dövr/dəq);

− dirsəkli valın maksimal gücə uyğun fırlanma tezliyi (dövr/dəq); − dirsəkli valın maksimal burucu momentə uyğun fırlanma tezliyi (dövr/dəq);  − momentə görə uyğunlaşma əmsalı;  − fırlanma tezliyinə görə uyğunlaşma əmsalıdır. Burada

;

.

*Kn* − nə qədər böyük olarsa, mühərrikin dayanıqlı iş diapazonu bir o qədər geniş olar. Təcrübələr göstərir ki, *nN*-in verilmiş qiymətində *Kn*-in artırılması avtomobilin yanacaq qənaətliliyini artırır.

*KM* − avtomobilin dinamik keyfiyyətini, yəni alçaq pilləyə keçmədən yolun müqavimətini dəf etmək qabiliyyətini xarakterizə edir.



Şəkil 7. Mühərrikin xarici sürət xarakteristikaları:

1. benzin; b) dizel mühərrikləri üçün

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

Cədvəl 2. UYĞUNLAŞMA ƏMSALLARININ QİYMƏTİ

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Əmsal | Benzin mühərriklər üçün | Dizel mühərrikləri üçün |
|  | 1,05...1,35 | 1,1...1,3 |
|  | 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:

. (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:

, (3)

burada *a, b, c* − mühərrikin növü və konstruksiyasından asılı əmsallar; *Ne, ne* − mühərrikin gücünün və dirsəkli valın fırlanma tezliyinin cari qiymətləridir.

(3) bərabərliyi ümumi xarakter daşıdığından *ne = nN* nöqtəsində də ödənilməlidir. Bu isə öz növbəsində *a + b - c =* 1 şərti ödənildikdə mümkündür. Əmsalların qiymətləri təcrübələr nəticəsində tapılır (cədv. 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:

.

**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.

Qərarlaşmamış rejimdə avtomobilin hərəkətini təmin edən çevrəvi qüvvə

() aşağıdakı kimi tapıla bilər:

 , (4)

burada *JM* −mühərrik və transmissiyanın fırlanan hissələrinin ətalət momentləri ; *JT* – aparan təkərlərin fırlanma oxlarına nəzərən ətalət momentlərinin cəmi; *ηTR* – transmissiyanın f.i.ə., *uTR* – transmissiyanın ötürmə ədədi; *ωe* – mühərrikin bucaq sürəti; *ωT* – aparan təkərlərin bucaq sürətidir.

***Transmissiyanın ötürmə ədədi*** −

,

burada *u0* baş ötürücünün ötürmə ədədi; *u*öq− ötürmələr qutusunun ötürmə ədədi; *uTR* − əlavə qutunun ötürmə ədədidir.

***Transmissiyanın f. i ə.*** −



burada − uyğun olaraq baş ötürücünün, ötürmələr qutusunun, kardan ötürməsinin və əlavə qutunun f.i.ə.-dir:

Qərarlaşmış rejimdə çevrəvi qüvvə aşağıdakı kimi təyin olunur

.

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



yaza bilərik. Burada − təkərlə yol arasında ilişmə əmsalı; − təkərin diyirlənmə müqavimət əmsalı; − 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

.

### MÜHAZİRƏ 4

**HƏRƏKƏTƏ MÜQAVİMƏT QÜVVƏLƏRİ**

***Diyirlənmə müqavimət qüvvəsi*** − (*Ff*). 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:

, (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 qruntun 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:

,

burada *f*0 − kiçik sürətlərdə diyirlənmə müqavimət əmsalının qiyməti; *Kf* = 7∙106 − empirik əmsal; *Va*− avtomobilin sürətidir (m/san).

Avtomobilin hamar səthli yolda hərəkəti üçün  olduğunu (5)-də nəzərə alsaq



olar.

***Yoxuşluq müqavimət qüvvəsi* − *Ff* .** 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



kimi təyin oluna bilər.

*Profilin dikliyi mailliklə* − yol müstəvisinin üfüqi müstəviyə meyl bucağının tangensi ilə ölçülür. Yol sənədlərində maillik əsasən mində birlərlə (promille, -lə) 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%**0**; *i* = 3%; *i* = 0,03. Sonuncu işarələmə daha məqsədəuyğun sayılır. Adətən, yolun mailliyi kiçik olduğu üçün

; 

yazmaq olar.

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

,

burada *ψ* − yolun müqavimət əmsalıdır.

***Havanın müqavimət qüvvəsi* − *Fw*.** 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 sürtünməsi 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:

,

burada *cx* − alın müqavimət əmsalı (axıntılıq əmsalı); *ρ* − havanın sıxlığı (dəniz səviyyəsində *ρ* = 1,225 kq/m3); *V* − hava və avtomobilin nisbi hərəkət sürəti; *Aw* − alın sahəsidir (avtomobilin ən böyük en kəsik sahəsi).

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

CX = 1

CX = 0,28

CX = 0,78

CX = 0,4

Alın müqaviməti məlum olarsa havanın müqavimət qüvvəsi təyin edilə bilər

,

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 − *kw* istifadə edilir:

.

Bu halda havanın müqavimət qüvvəsi aşağıdakı kimi tapıla bilər:

.

*kw∙Aw* − hasili axıntılıq faktoru adlanır və müxtəlif avtomobillərin aerodinamik keyfiyyətlərinin müqayisəsi üçün istifadə edilir.

HAVANIN MÜQAVİMƏT ƏMSALLARININ QİYMƏTLƏRİ

Cədvəl 5

|  |  |
| --- | --- |
| Avtomobilin növü | *kw*, N∙s2∙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 hesablana bilər:

,

burada *α* − sahənin dolma əmsalıdır (minik avtomobilləri üçün *α* = 0,78...0,8; yük avtomobilləri üçün *α* = 0,75...0,9); *Bq* və *Hq* − uyğun olaraq avtomobilin ən böyük qabarit eni və hündürlüyüdür.

Külək əsərsə havanın nisbi sürəti avtomobilin − *Va* və havanın − *Vh* sürətlərinin həndəsi cəminə bərabər götürülür (şəkil 8):



Şəkil 8. Avtomobilin və küləyin sürətlərinin qrafik toplanması

,

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

***Avtomobilin irəliləmə hərəkətinin sürətlənmə müqavimət qüvvəsi − FJX.*** Bu qüvvə avtomobilin ətalət qüvvəsi adlanır və aşağıdakı kimi təyin olunur:

,

burada *j* − avtomobilin sürətlənmə təcilidir.

### MÜHAZİRƏ 5

**TƏKƏRƏ TƏSİR EDƏN NORMAL REAKSİYALAR**

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 *Rz*2 reaksiyasını tapmaq üçün qabaq təkərlərin kontaktının orta nöqtəsinə görə moment tənliyi tərtib edilir:



.

  ; 

əvəzləmələrini edərək tək avtomobil üçün

 ;



alarıq. Avtomobil üfüqi meydançada tərpənməz dayanarsa

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 nisbətinə normal reaksiyaların dinamik paylanma əmsalı deyilir:

, .

**AVTOMOBİLİN DARTICI BALANSI**

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

 (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:

,

burada *δ* − fırlanan kütlələrin təsirini nəzərə alan əmsal adlanır. *δ* − əmsalı aşağıdakı empirik ifadə ilə hesablana bilər:

.

Tək avtomobil üçün nominal yüklənmə şəraitində *δ*1 = 0,03...0,05; *δ*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 əyrilər uyğun ötürmələrdə tam çevrəvi qüvvənin avtomobilin sürətindən asılılığını göstərir.

Burada fərqi azad dartıcı qüvvə adlanır. Dartıcı balans ifadəsindən göründüyü kimi bu qüvvə yolun müqavimətinə və avtomobilin sürətlənməsinə sərf olunan cəm qüvvəni müəyyən edir.

Dartıcı balans qrafiki ilə avtomobilin hərəkətinin bir çox məsələlərini həll etmək olur. Lakin bu qrafiklə müxtəlif kütləli avtomobillərin dartıcı-sürət xüsusiyyətlərinin müqayisəli analizini vermək mümkün deyil. Buna səbəb müxtəlif kütləli avtomobillərin aparan təkərlərində müxtəlif çevrəvi qüvvələrin olmasıdır. Azad qüvvənin avtomobilin ağırlıq qüvvəsinə nisbəti dinamiki faktor − *D* adlanır:



Şəkil 9. Avtomobilin dartıcı xarakteristikası

. (7)

Dinamiki faktor ölçüsüz kəmiyyətdir. Dartıcı balans ifadəsinin hər tərəfini ağırlıq qüvvəsinə bölsək,



alarıq. Burada *g* − sərbəstdüşmə təcilidir.

Dinamiki faktorun avtomobilin hərəkət sürətindən asılılığının qrafik təsvirinə dinamiki xarakteristika deyilir (şəkil 10).



Şəkil 10. Avtomobilin dinamiki xarakteristikası

Dinamiki xarakteristika ilə müxtəlif kütləli avtomobillərin dartıcı-sürət xüsusiyyətlərini müqayisə etmək mümkündür. Avtomobilə düşən yük dəyişdikdə dinamiki xarakteristika dəyişir. Nominal yüklənmədən fərqli yüklənmə üçün (*m'*) dinamiki faktorun qiyməti aşağıdakı düsturla tapıla bilər:



burada *D'* − verilmiş yüklənmə halında dinamiki faktor; *D* − nominal yüklənmə şəraitində dinamiki faktordur.

Çevrəvi qüvvələrin maksimal qiymətləri adətən, ilişmə şərti ilə məhdudlaşır. Buna görə də dartıcı və dinamiki xarakteristikalarda maksimal ilişməyə uyğun çevrəvi qüvvəyə (*Ftφ*) və dinamiki faktora (*Dφ*) uyğun xətlər göstərilir.

Avtomobilin dartıcı-sürət xüsusiyyətlərini müqayisə etmək üçün dinamiki xarakteristikanın xarakterik nöqtələri aşağıdakılardır: maksimal sürət − *Vmax* və maksimal sürətdə dinamiki faktor − *DV*; yüksək pillədə dinamiki faktorun maksimal qiyməti − *DVmax* və buna uyğun sürət − *VK* (kritik); aşağı pillədə dinamiki faktorun maksimal qiyməti − *Dmax* və buna uyğun sürət − *VD.*

Hər bir pillədə dinamiki 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 *Val* sürəti ilə hərəkət edirsə (şəkil 11), yolun müqaviməti *ψ*2-yə qədər artdıqda onun sürəti azalacaq, dinamiki faktoru isə *ψ*2 qiymətinə qədər artacaq. *ψ*-nin qiyməti əksinə, *ψ2*-dən *ψ1*-ə qədər azaldıqda avtomobilin sürəti artacaq, dinamiki faktoru isə azalacaq.



Şəkil 11. Dinamiki faktora görə kritik sürət qrafiki

Beləliklə, avtomobilin sürəti *Vk*-dan böyük olarsa, hərəkətin dayanıqlı rejimi avtomatik saxlanılır. *Vk* -dan kiçik sürətlə (məs., *Va3*) hərəkət etdikdə *ψ* -nin artması sürətin və dinamiki faktorun azalmasına səbəb olur. Aşağı pilləyə vaxtında keçilməzsə nəticədə mühərrik sönər.

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

 ,

burada *NT* − aparan təkərlərə ötürülən güc; *Nψ* və *Nw* − uyğun olaraq yolun və havanın müqavimətini dəf etmək üçün sərf edilən güc; *Naj* − avtomobilin sürətlənməsi üçün sərf edilən gücdür. Dartıcı balansa uyğun olaraq güc balansı da qrafik şəkildə təsvir edilə bilər (şəkil 12).



Şəkil 12. Benzin mühərrikli avtomobilin güc balansı qrafiki

### 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) *Qx* − 100 km yola sərf olunan yanacağın miqdarı ilə ölçülür, *l* /100 km

,

burada *S* − avtomobilin yürüşü, km; *q* − bu yürüşə sərf olunan yanacağın miqdarıdır, *litr.* ABŞ və İngiltərədə yanacaq sərfi − vahid həcmli yanacağın 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 sərnişin daşınmasında görülən səmərəli işə nisbətidir − *qy*, *litr* /(t ∙ km) və ya *qs*, *litr* / (sər ∙ km):

*qy* = *Qx* / (100 ∙ *zt*); *qs*= *Qs*/ (100 ∙ *n*),

burada *zt*, *n* − uyğun olaraq daşınan yükün kütləsi və sərnişinlərin sayıdır.

Avtomobilin yanacaq qənaətliliyini qiymətləndirmək üçün aşağıdakı göstəricilərdən istifadə edilir:

1) qərarlaşmış hərəkətdə yanacaq xarakteristikası (QHYX);

2) nəzarət yanacaq sərfi (NYS);

3) magistral − təpəli yollarda yanacaq − sürət xarakteristikası (MTYSX);

4) dövri hərəkətdə yanacaq xarakteristikası (DHYX).

***QHYX*** − 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 *QHYX* verilmişdir. Şəkil 14-də yüngül minik avtomobilinin asfalt örtüklü yolda, müxtəlif pillələrdə qərarlaşmış hərəkəti üçün QHYX 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 *Vq* adlanır. *Vq*-dən kiçik sürətlə hərəkət zamanı yanacaq sərfinin artması yanıcı qarışığın yanma şəraitinin pisləşməsi və mühərrikin mexaniki f.i.ə.-nin azalması hesabına baş verir. *Vq*-dən böyük sürətlərdə yanacaq sərfinin artması yanıcı qarışığın 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 *Qn*). 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 dövri 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 lazımi qədər kiçik ∆S, 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.iə.-nin də eyni olduğu qəbul edilir.

Mühərrikin xüsusi yanacaq sərfi − *ge* , q/(*kVt* ∙ *saat*), mühərrikin bir saatlıq işi zamanı sərf etdiyi yanacağın kütləsinin − *Gy* (*kq/saat*), onun effektiv gücünə − *N*e (*kVt*) nisbəti ilə ölçülür:

.

*Ge* – dizel mühərrikləri üçün 200 – 320 q/kVt∙saat, benzin mühərrikləri üçün 250 – 350 q/kVt∙saat.

Yolun *∆S*, sahəsində aparan təkərlərə ötürülməli güc aşağıdakı kimi tapıla bilər, *Vt*:

.

*∆S*, sahəsini keçən avtomobilin transmissiyasında və mühərrikinin aqreqatlarındakı güc itkisi nəzərə alınmaqla yanacaq sərfi aşağıdakı kimi hesablana bilər, litrlə:

 (*l/km*),

burada *Vi* − avtomobilin sürəti, m/san *ρ* − yanacağın sıxlığıdır. Hesablama zamanı benzin üçün *ρ* = 0,73 kq/litr; dizel yanacağı üçün *ρ* = 0,83 kq/1itr götürmək olar. Marşrutun tam keçilməsi zamanı yanacaq sərfi



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

*Qх* = 102*Q* / *S* (*l/100km*) (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:

,

burada *WQ* − yanacağın yanması zamanı ayrılan istilik enerjisi; *WT* − mühərrikdə çevrilərkən və aparan təkərlərə ötürülərkən itən enerji (mühərrikdə istilik və mexaniki enerji itkiləri, köməkçi aqreqatların intiqalına sərf olunan enerji itkiləri, transmissiyadakı itkilər); *WG* − 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.iə.-nin artırılması yolları daxiliyanma mühərrikləri kursunda öyrənilir.

Yanacağın yanması zamanı ayrılan enerjinin 7...9%-i köməkçi aqreqatların 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 düşməsini təmin edən quruluşlardan istifadə edilməsi enerji itkilərinin azaldılmasına imkan yaradır.

Avtomobilin dartıcı-sürət və yanacaq qənaətliliyi xarakteristikaları əsas etibarı ilə istifadə edilən mühərrikin növü və gücü ilə müəyyən olunur. Avtomobillərin müqayisəsi əsasən xüsusi güc − *Nx* (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 isə 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 (*kM*) qiymətinin avtomobilin uyğunlaşma xarakteristikasına və deməli, qovma xarakteristikasına böyük təsiri var. kM 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

 (9)

ifadəsinin analizi göstərir ki:

− mühərrikin yanacaq xarakteristikasının yaxşılaşdırılması (xüsusi yanacaq sərfinin ge azaldılması), transmissiyanın f.i.ə.-ni, *η*TR artırılması (xüsusi ilə tam ötürməli avtomobillər üçün) *Qx*-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. Yük avtomobillərinin xətti yanacaq sərfi praktiki olaraq onların kütləsi ilə mütənasibdir. Minik avtomobillərində bu mütənasiblik müşahidə olunmur. Buna səbəb, yük avtomobillərində əsas müqavimət qüvvəsinin kütləyə mütənasib diyirlənmə müqavimətinin, minik avtomobillərində isə diyirlənmə müqaviməti ilə bərabər onunla müqayisə oluna bilən havanın müqavimətinin də olmasıdır (böyük sürətlərdə havanın müqaviməti diyirlənmə müqavimətindən böyük ola bilər).

Yolun müqavimət qüvvəsinin azaldılma yollarından biri də diyirlənmə müqavimət əmsalını azaltmaqdır. Müasir şinlərin bərk örtüklü yollarda diyirlənməsi 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 rasional 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, karbüratorun və ya yüksək təzyiqli nasosun xüsusi nizamlanmasını aparmaq, mühərrikin sıxma dərəcəsini artırmaq və turboüfürmədən 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 səmərəliyinə ciddi təsir göstərir. Yanacaq sərfinin artması əsas etibarı 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 *jτ* = 8...9 m/san2) həyata keçirilir. Onların sayı tormozlamanın ümumi sayının 5%-ə qədərini təşkil edir.

*Xidməti tormozlama* − avtomobilin sürətinin səlis azaldılması və ya verilmiş yerdə saxlanılması üçün istifadə edilir. Bu tormozlanma sürücü və sərnişinlərdə narahatlıq yaratmadan kiçik intensivliklə (*jτ* =1…3m/san2 ) 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 yavaşıma təcili təxminən bərabərdir. Bu təcil ***qərarlaşmış yavaşıma 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 (*tr* ) 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, *tr* = 0,8 san götürülür.

Pedal basıldıqdan sonra müəyyən vaxt ərzində *tg* 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) yavaşıma təcilinin zaman üzrə dəyişməsi; b) sürətin zaman üzrə dəyişməsi

Hesablama zamanı hidravlik intiqallı diskli tormoz mexanizmi üçün *tg* = 0,05...0,07 san, barabanlı tormoz mexanizmi üçün *tg* = 0,15...0,20 san, pnevmatik intiqal üçün *tg* = 0,2...0,4 san götürülür.

Tormoz momenti və uyğun olaraq avtomobilin yavaşıma təcili, yavaşımanın artma vaxt *ta* 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 yavaşıma təcili xətti qanunauyğunluqla artır, maksimal yavaşıma isə, *ta* = 0,05...0,5 san müddətində əldə edilir.

(*tg + ta*) − tormoz intiqalının işədüşmə vaxtı *ti* adlanır. Tormoz intiqalının işədüşmə vaxtı standartlarla reqlamentləşdirilir və 0,6 san-dan çox olmamalıdır.

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

Sürücünün maneəni gördüyü andan avtomobilin tam dayanana qədər keçdiyi yol − dayanma yolu *Sd* adlanır:

,

burada *Srg* − sürücünün reaksiya vaxtı gedilən yol; *Sτ* − 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 yavaşımasını təmin edən əsas qüvvələr təkərin yolla toxunma müstəvisi üzrə təsir göstərən və avtomobilin hərəkət istiqamətinin əksinə yönələn *F𝜏1* və *F𝜏2* tormoz qüvvələridir. İlişmə kifayət qədər olarsa *F𝜏1* və *F𝜏2* qüvvələri körpülərin tormoz mexanizmlərinin yaratdığı tormoz momentləri ilə müəyyən olunar:

.

Tormoz qüvvələrindən başqa avtomobilə təkərlərin diyirlənmə müqavimət qüvvələri *Ff l* və *Ff2*, yoxuşluq müqavimət qüvvəsi *Fi* və havanın müqavimət qüvvəsi *Fw* təsir göstərir.

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

, (10)



Şəkil 16. Tormozlama zamanı avtomobilə təsir edən qüvvələr sxemi



burada *δτ* − tormozlama zamanı avtomobilin fırlanan kütlələrinin təsirini nəzərə alan əmsaldır, *δτ* = 1,03... 1,05. Tormozlama zamanı fırlanan kütlələrə adətən, təkcə təkərlərin kütləsi aid edilir.

Tormoz qüvvələrinin mümkün maksimal qiymətləri ilişmə şərtinə görə məhdudlaşır:

,

Aşağıdakı əvəzləmələri qəbul edək:

;

,

burada *γτ* − xüsusi tormoz qüvvəsi; *Dt* − tormoz faktoru adlanır.

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



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

Avtomobilin maksimal yavaşıma təcili eyni sürüşmə ilə diyirlənən bütün təkərlərdə xüsusi tormoz qüvvələri *φ*max-a bərabər olduqda alındığından, bu hal üçün tormoz faktoru

,

yavaşıma təcili isə



olar. Havanın və yolun müqavimətləri nəzərə alınmazsa



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 *φmax* = 0,85...1; gücləndiricisi olmayan minik avtomobillərində isə *φmax* = 0,75...0,85 götürülür. Yük avtomobillərində tormoz mexanizminin təkərin daxilində yerləşdirilmə mürəkkəbliyi nəzərə alınaraq *φmax* = 0,6...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 məqsədəuyğun 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 sürüşməsini yarada bilir.

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 sürüşməsini artırmağa çalışan moment yaradır.

Qabaq təkərlər bloklandıqda sürücü avtomobili idarə etmək imkanında olmur: avtomobil düzxətli hərəkətini davam etdirir, lakin bu zaman onun dəyanətliyi itmir. Qabaq körpünün eninə meyllənməsi zamanı ətalət qüvvəsi avtomobili düz xətli 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 bloklandığı 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 bilir.

Bütün körpülərin təkərlərinin bərabər sürüşməsini təmin etmək üçün onlarda xüsusi tormoz qüvvələri − *γτi* bərabər olmalıdır

,

burada *Fτi* və *Rzi* − *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:

.

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, diyirlənmə müqavimətinin isə tormoz qüvvələrinə nəzərən çox kiçik olduğunu qəbul edirik.

*Rz*1 və *Rz*2 reaksiyalarının qiymətləri qarşı körpülərin təkərlərinin yolla kontakt sahələrinin mərkəzlərinə nəzərən moment tənliklərindən tapıla bilər:





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 *Fj* asılıdır.

 olduğunu nəzərə alsaq, ilişmədən tam istifadə halında xüsusi tormoz qüvvəsinin ilişmə əmsalına bərabər olduğunu görərik. Bu halda:



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

.

**4.4. AVTOMOBİLİN TORMOZ XÜSUSİYYƏTLƏRİNİN QİYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ**

İşçi və ehtiyat tormoz sistemlərinin effektivliyi tormoz yolunun uzunluğu və qərarlaşmış yavaşıma 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:

, (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; *V0* − avtomobilin başlanğıc sürətidir, km/saat. Avtomobillərin növündən asılı olaraq *V0* = 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; *jqər* − qərarlaşmış yavaşıma 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 *V0* − 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 yavaşıma təcili ilə tormozlanan avtomobilin dayanma yolu hesablandıqda şəkil 15, a)-da qırıq xətlə göstərildiyi kimi təcilin − *jqər* qiymətinin 0,5ta zaman anında sıçrayışla əldə edildiyi qəbul edilir.

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

 (12)

burada *V0* − avtomobilin başlanğıc sürətidir, m/san. () vaxtı − *jqər* yavaşıma təcili ilə hərəkət edən avtomobilin sürətinin *V0*-dan sıfıra qədər azalma vaxtı olub, aşağıdakı kimi tapıla bilər:

.

Bu halda (12) ifadəsi aşağıdakı şəklə düşər:

 (13)

burada *jτ* − verilmiş yol şəraitində maksimal yavaşıma təcilidir. Yol şəraitinin dayanacaq yoluna təsirini nəzərə almaq üçün bəzən sadələşdirilmiş metodlardan istifadə edilir. Prof. D.P.Velikanov qəza tormozlanması zamanı yavaşıma təcilinin hesablanması üçün yolun ilişmə keyfiyyətini nəzərə alan düzəliş əmsalından istifadə edilməsini təklif etmişdir

,

burada *ke* − tormozlamanın effektivlik əmsalıdır. Təcrübi göstəricilər əsasında: olduqda yüngül minik avtomobilləri üçün , yük avtomobilləri üçün ; *φ* < 0,4 olduqda isə bütün avtomobillər üçün *k*e = 1 götürülür. Deyilənləri nəzərə alaraq dayanacaq yolunun tapılması üçün hesablanma ifadəsi aşağıdakı şəkildə yazıla bilər:



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

. (14)

(11) və (14) ifadələrinin müqayisəsindən



olduğu müəyyən olunur.

### MÜHAZİRƏ 9

**İDARƏOLUNMA QABİLİYYƏTİ VƏ DƏYANƏTLİK**

İstənilən avtomobilin hərəkət trayektoriyasına ümumi halda əyriliyi fasiləsiz dəyişən əyrixətli hərəkət kimi baxmaq olar. Trayektoriya əyriliyi 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 təcilinin olması 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 − *FD* 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 (*Rx1*) avtomobilin uzununa oxu istiqamətində yönəldiyini qəbul etmək olar. Digər qüvvələr olmadığından *RX1* əvəzləyicisi *FD*-yə bərabər olacaq. *Rx1* reaksiyası təkər müstəvisi və ona perpendikulyar istiqamətlərdə iki *Ff* və *Ryl* toplananına ayrıla bilər. *Ff* toplananı təkərin diyirlənmə müqavimət momenti ilə təyin olunur:

.

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



burada *θ* − idarə olunan təkərlərin dönmə bucağıdır.

Arxa körpünün ortasında yerləşən *D* nöqtəsinə görə momentlər cəmindən görünür ki, *Ff* dönmə müqavimət momenti, *Ry1* isə dönmə momenti yaradır. Sabit sürətli hərəkət zamanı dönmə momenti dönmə müqavimət momentinə bərabər olur:

.

*Rx1*-in qiymətinin ilişmə şərti ilə məhdudlaşdığını (*Rx1max*= *φRz1*) və *Ry1* = *Rx1* ∙ *sin𝜃* olduğunu nəzərə alaraq, sərhəd şərti üçün:

, (15)

burada *Mf* − təkərin fırlanma müqavimət momenti olub, diyirlənmə müqaviməti ilə bərabər digər müqavimətləri də nəzərə alır.

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

 və ya .

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 idarəolunması həmişə ödənir. Yumşaq və sürüşkən səthlərdə *φ* və *f* əmsalları arasında fərq dəyişdiyindən idarəolunma 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: . Qabaq təkərləri aparan və idarə olunan avtomobillərdə aparan təkərlər dartıcı qüvvə yaradarsa, dönmə momenti də yaranacaq. Buna görə də belə avtomobillər daha yaxşı idarəolunma qabiliyyətinə malik olurlar.

**AVTOMOBİL TƏKƏRİNİN YANA APARMA HALI**

Avtomobil təkəri radial, tangensial və yan elastikliyə malikdir. Avtomobilin idarəolunma 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 meyllənməsinə səbəb olur. Baş verən proseslərin mahiyyətini şəkil 20-dəki sxem üzrə aydınlaşdıraq.

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 *B1* və *C1* nöqtələrində görüşür və təkərin diyirlənmə trayektoriyası təkərin simmetriya müstəvisində olur. Təkərə *Fy* yan qüvvəsi təsir edərsə, təkərin mərkəzindən keçən şaquli müstəvi kontakt izinin mərkəzinə nəzərən a qədər sürüşər (şəkil 20, b) və protektorun ortasından keçən *OA* xətti əyilər. Bunun nəticəsində təkər müəyyən bucaq qədər fırlandıqda *B* nöqtəsi yolla *B2*, *C* nöqtəsi isə *C2* nöqtələrində görüşər.

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, *Fy* qüvvəsinə bərabər olan elementar yan reaksiyaların əvəzləyicisi (*Ry*) kontakt izinin mərkəzindən arxaya *e* məsafəsi qədər sürüşür. Nəticədə, təkəri *Fy* yan qüvvəsi istiqamətində döndərməyə çalışan stabilləşdirici moment *Ms* = *e ∙ Ry* 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 (*ky*) adlanır:

. (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 *ky* = 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 *δα* yana aparma bucağı ilə hərəkət edir. Şinin növü və konstruksiyasından asılı olaraq təkərin bir dərəcə meyllənməsi 10…15*'* yana aparma bucağı yaradır. Ümumi halda

 ,

burada *kα* − təkərin meyllənməsindən yaranan yana aparma müqavimət əmsalıdır, *kα* = 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:

.

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 MANEVRLİLİYİ**

***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:

.

 və  olduğunu nəzərə alsaq,

 (17)

olar. Burada *θx*, *θd* − 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 lazımi dəqiqliklə dönməni təmin edə bilir.

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:

 ,

burada *θ* − idarə olunan təkərlərin orta dönmə bucağıdır:

İdarə olunan təkərlərin maksimal döndərilmə halında qabaq xarici təkərin izinə uyğun çevrənin radiusu minimal dönmə radiusu *Rmin* 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 *∆'* və *∆"* tapılır. Burada

; .

Dönmə koridorunun qabarit eni − (∆) aşağıdakı kimi təyin olunur:

.

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, *δ1*, və *δ2* yana aparma bucaqları qədər meyl edir. Nəticə etibarı ilə, ani dönmə mərkəzi *O* nöqtəsindən *O'* nöqtəsinə yerini dəyişir (şəkil 25).

Həndəsi nisbətlərdən istifadə edək. Tərəfləri perpendikulyar bucaqlar olduğu üçün bucaq  və bucaq .  və  üçbucaqlardan   olduğunu nəzərə alsaq:

;

və ya .



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

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

 (18)

yazmaq olar. Qabaq və arxa təkərlərin yana aparma bucaqları arasındakı nisbətdən asılı olaraq avtomobilin dönmə radiusu yana aparmasız dönmə radiusuna bərabər ondan kiçik (*δ*1 < *δ*2) və ya böyük (*δ*1 > *δ*2) ola bilər.

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

.

Yüksək sürətlə hərəkət edən avtomobilin dönmə qabiliyyəti statik trayektoriya dəyanətliyinə görə qiymətləndirilir. *Statik trayektoriya dəyanətliyi* − sabit 4 m/san2 yan təcillə hərəkət edən avtomobilin sükan çarxının dönmə bucağından − *αs* 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 meylliyindən 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:

; ,

burada *ma1* və *ma2* − uyğun olaraq qabaq və arxa körpülərə düşən kütlələr; *R* – dönmə radiusudur.

Körpülərin yana aparma bucağı isə

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

 (19)

burada *R*k − avtomobil şinlərinin yana aparmasız diyirlənmə halında dönmə radiusuna bərabər olan kinematik dönmə radiusu ;  və  − 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 əyriliyini dəyişmə qabiliyyətinə ***statik dönmə qabiliyyəti*** deyilir.

 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).

 olarsa, elastik təkərli avtomobilin dönmə radiusu sərt təkərli avtomobilin dönmə radiusundan kiçik olar və sürətin artması ilə azalar (əlavə dönmə qabiliyyətli avtomobil).

 olarsa, elastik təkərli avtomobilin dönmə radiusu, sərt təkərli avtomobilin dönmə radiusundan böyük olar və sürətin artması ilə artar (əskik dönmə qabiliyyətli avtomobil).

Avtomobilin dönmə qabiliyyətinin onun trayektoriya və səmt dəyanətliyinə təsirinə baxaq. Düzxətli hərəkət edən və yan istiqamətdə sərt təkərlərə malik avtomobilə *Fk* 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 *Fj* − mərkəzdənqaçma qüvvəsi yaranar, mərkəzdənqaçma qüvvəsinin *Fy* 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 dəyanətlidir 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 (*V𝛿kr*) avtomobil idarəolunma qabiliyyətini itirir, kiçik yan təkanın təsirindən yana aparma sürətlə artır və avtomobil kənara sürüşür ().



Şəkil 26. Yan qüvvə təsir edən avtomobilin hərəkət sxemi:

1. neytral; b) əlavə; c) əskik dönmə qabiliyyətli avtomobil üçündür

Kritik sürəti təyin etmək üçün (19) ifadəsinin sağ və sol tərəflərini *θ* -ya vuraraq,  olduğunu nəzərə alsaq,



alarıq. Kritik sürətdə , , buna görə də sonuncu ifadənin sağ tərəfini sıfıra bərabər götürərək, alarıq:

 .

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*' qövsi 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   olar (burada  – təkərə düşən çəki hissəsidir).



Şəkil 27. Dönmə oxunun eninə müstəvidə meyllənməsi

hesabına idarə olunan təkərlərin stabilləşmə sxemi

İdarə olunan təkərin döndərilməsi zamanı görülən iş  olar, burada  − təkərin dönmə müqavimət momentidir. Sürtünmə qüvvələri nəzərə alınmazsa, təkərin stabilləşmə momenti dönmə müqavimət momentinə bərabərdir.  və -nin bərabərliyindən



alarıq.

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



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

; .

Buradan



; .

Dönmə oxunun eninə müstəvidə meylindən 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 maillik bucağı 6...10° götürülür. Bəzi hallarda, əsasən yüksək keçid qabiliyyətli avtomobillərdə konstruktiv mülahizədən dönmə oxu eninə müstəvidə meylsiz 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 − *Ry* və təkərin mərkəzinə tətbiq olunan yan qüvvə − *Fy* təkəri oxla göstərilmiş istiqamətdə döndərməyə, yəni idarə olunan təkərləri neytral vəziyyətə qaytarmağa çalışan moment yaradır. İdarə olunan körpü üçün stabilləşdirici moment

.

Sabit radiuslu dairə üzrə hərəkət halında



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 maillik bucağı 1...4° 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 *Ry1* qüvvəsinin qolu artır. Cəm stabilləşdirici moment



olur. *e* sürüşməsi və uyğun olaraq  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 lazımi 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 çiynini (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 *Rx* 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 meyllənən təkər yana aparma ilə diyirləndiyinə görə yana aparmanı kompensasiya etmək üçün razvalla yerləşdirilən idarə olunan təkərlər üfüqi müstəvidə görüşmə ilə yerləşdirilir. Adətən, görüşmə millimetrlə, *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/san2 olan avtomobilin dairəvi trayektoriyada saxlanılması 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

### MÜHAZİRƏ 11

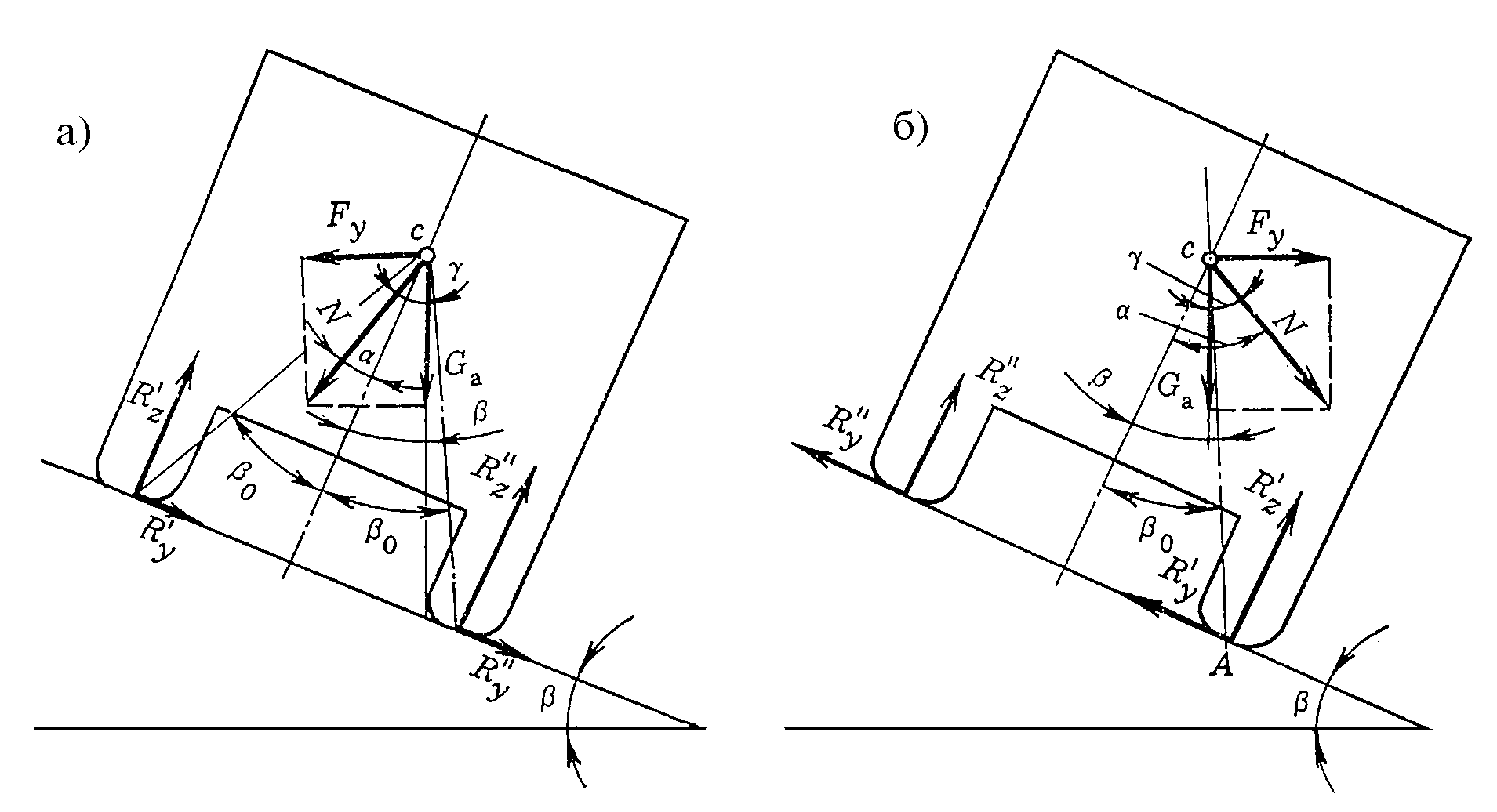
**AVTOMOBİLİN YANA SÜRÜŞMƏSİ VƏ AŞMASI**

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:

,

burada *Rz, Rx, Ry* − 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 (eninə 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; *β0* − 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  yazmaq olar.

 olduqda aşma baş vermir;

 olduqda aşma baş verir;

 olduqda isə avtomobil aşmağa başlayır.

Şəkil 30, a)-dakı sxemdən , bu halda *A* nöqtəsinə nəzərən aşmaya başlama şərti  olar.

Şəkil 30, b)-dəki sxemdən  alarıq. *A* nöqtəsinə nəzərən aşmaya başlama şərtini  kimi yaza bilərik.

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

. (20)

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

;

.

Avtomobilin sürüşməsiz hərəkət şərti:

 (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  halında ödənir.

Şəkil 30-a əsasən:



yazmaq olar. Burada *β*0 − eninə dəyanətlik bucağı, − isə eninə dəyanətlik əmsalı (******) adlanır. Deməli,

.

Avtomobilin yana sürüşməsinin aşmadan daha tez baş verməsi üçün  olmalıdır. 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 | *ηβ* | *β0* , 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 sərtliyidir. Bucaq sərtliyini artırmaq üçün asqılara stabilizator əlavə edilir. Stabilizator yana meyllənməni 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, sərnişinlər 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, sərnişinlərə 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 sərnişinlərə 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 (l,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):

*ω* = *2π ⁄ T,* (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):

.

*ω* və *nT* tezlikləri konstruktiv parametrlərlə – asqının statik əyilməsi *fs* və elastik elementin sərtliyi *c* ilə ifadə oluna bilər:

; (23)

və ya herslərlə (Hs):

 ,

burada *c* = *G / fs*; *m* =*G / g* – rəqs edən cismin kütləsi, *G* – elastik elementə düşən statik yükdür.

Bu işarələmələr nəzərə alınarsa

 ;

.

*fs* – statik əyilmə ağırlıq qüvvəsinin təsiri ilə asqının elastik elementinin deformasiyası nəticəsində təkərlərin kuzova nəzərən yerdəyişməsidir. *fs*  – əyilməsi sm-lə verilərsə **.

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

3. Rəqslərin sürətlənmə təcili **** − rəqs edən cismin kütlələrinin yerdəyişməsinin zaman üzrə ikinci tərtib törəməsidir, m/san2.

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

*Kd* = *Fmax / Fs .*

**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 bərpaedici qüvvənin (elastik qüvvənin) olması ilə şərtlənir. Cismin məcburi rəqs etməsi üçün bər­pa­edici 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 göstərildiyi 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 *fs* − 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  ətalət qüvvəsi  və söndürücü elementin müqavimət qüvvəsi *Fa* təsir göstərəcək. Hidravlik amortizatorlar üçün *Fa* qüvvəsi deformasiya sürətinə görə müəyyən edilir:

,

burada *Ka* − 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



olar. Buradan

 (24)

alarıq. Burada  − asqının müqavimət əmsalı;  − məxsusi rəqslərin bucaq tezliyidir (məxsusi rəqs tezliyi), rad/san. Söndürücünün müqaviməti olmadıqda cisim bu tezliklə rəqs edir.

(24) ifadəsinin həlli aşağıdakı ifadəni verir:

,

burada *zmax* − başlanğıc zaman anında maksimal kənarlaşma; *t* − zaman; − sistemdə müqavimət olduqda məxsusi rəqs tezliyidir. İfadədəki qüvvət üstü (-*ht*) rəqslərin sönən olacağını göstərir.

*ω* və *ω0* tezlikləri arasındakı asılılıq aşağıdakı kimidir:



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

 .

Asqının müqaviməti yoxdursa (),

 və 

olar. z − yerdəyişməsi bir-birindən − müddəti qədər fərqlənən nöqtələr üçün eynidir, burada *i* − tam ədəddir.

Sistemdə müqavimət olmadıqda cisim sönməyən harmonik rəqs edər. 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 pisləşdirər. Məsələn, nisbi sönmə əmsalı  olarsa, məxsusi rəqslər sıfıra bərabər olar və sistem tərpədildikdə rəqsi hərəkət etməz. Belə hərəkət aperiodik hərəkət adlanır.

Avtomobillər üçün nisbi sönmə əmsalının optimal qiyməti *ψa* = 0,25...0,3 -dır. *ψa* = 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.

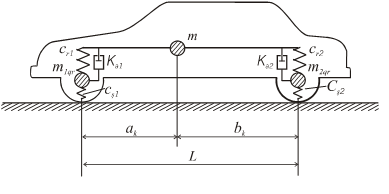
Real hərəkət şəraitində yuxarıda qeyd edilən qüvvələrdən başqa müxtəlif xarici (həyəcanlandırıcı) qüvvələr də təsir göstərir. Həyəcanlandırıcı qüvvə periodik olarsa və onun dəyişmə tezliyi sistemin məxsusi rəqs tezliyi ilə üst-üstə düşərsə rezonans alınar.

### MÜHAZİRƏ 13

**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 rəqsi mürəkkəb prosesdir. Avtomobil bir çox kütlələrdən və elastik elementlərdən ibarətdir. Avtomobilin rəqs sisteminə uyğun rəqs sistemi − 3 kütlə: ressoraltı *m* və iki qeyri-ressoraltı *m1qr* və *m2qr* (şəkil 33); *cr1* və *cr2* sərtlikli asqılar; *cş1* və *cş2* − sərtlikli şinlər və *Ka1*, *Ka2* − 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 etibarı ilə 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 (*cg*) 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 −  və yüksək tezlikli − . 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 nəzəriyyəsindən 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, sərnişinlər və sürücü isə şaquli təkanlar hiss edər.

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

, (25)

şə­rtində ödənilir (burada − ressoraltı kütlənin kütlə mərkəzindən keçən və avtomobilin uzununa müstəvisinə perpendikulyar üfüqi oxa nəzərən ətalət radiusu; *ak* və *bk* uyğun olaraq qabaq və arxa qeyri-ressoraltı kütlələrin kütlə mərkəzindən olan məsafələridir).

Bu halda avtomobilin qabaq hissəsi , arxa hissəsi isə  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,  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 bi­lir.

Kuzovun rəqslərini öyrənəndə qeyri-ressoraltı his­sələrin təsirini nəzərə almadıq. Əslində isə o, hə­mişə özünü göstərir və bəzi hallarda onun kütləsi kuzo­vun kütləsi ilə müqayisə edilə bilir. 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-ressoraltı kütlələrin, son­ra isə ressoraltı 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):

− ressoraltı kütlələr üçün:

, ;

− qeyri-ressoraltı kütlələr üçün:

, ,



Şəkil 34. Kuzovun sərbəst rəqsləri

Burada  və  − uyğun olaraq ressoraltı kütlənin qabaq və arxa asqılara söykənən hissələri;  və  – qabaq və arxa qeyri-ressoraltı kütlələrdir.

Beləliklə, avtomobil 4 məxsusi rəqs tezliyinə ma­lik­dir. Onlardan ikisi ( və ) kuzovun res­sor­lar üzərində rəqs tezliyi, digər ikisi isə ( və ) qeyri-ressoraltı kütlələrin ressor və şinlər üzərindəki rəqs tezliyidir. «a» indeksi alçaq, «» – indeksi isə yüksək rəqs tezliklərini göstərir. Alçaq rəqs tezliyi əsas rəqs tezliyi də adlanır və minik avtomobillərində 1,0...1,5 Hs, yük avtomollərində 1,5...2,5 Hs aralığında dəyişir.  və  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 bilir. İntensiv hərəkətli yollarda nahamarlıq yol örtüyünün çəkilişindən 1...2 il sonra baş verə bilir.

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* = *q0* [*1 – cos* (*2π x /l* )] ,

burada *q0* – 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 = q0* [*1- cos* (*θ t*)] ,

burada *θ* – həyəcanlandırıcı təsirin tezliyidir, *θ =2π 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, *λ* = 1 / *l* .

***Xətti tezlik*** dövri tezliklə *λs* = 2*π λ* = 2*π* / *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 bir-birinə 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 nöqteyi nəzəri ilə bu çox da əhəmiyyətli deyil. Elastik oturacaqlardan istifadə etməklə sərnişini yüksək tezlikli rəqslərdən qorumaq olur. Onu demək lazımdır ki, insan orqanizmi yüksək tezlikli təcili daha asan keçirir.

Hərəkət səlisliyinə avtomobilin aparan hissəsinin texniki vəziyyəti də təsir göstərir. Buna misal olaraq, ressor təbəqələrinin lazımi səviyyədə yağlanmaması, amortizatorlarda mayenin çatışmaması və ya özlüyünün düzgün seçilməməsini göstərmək olar. Ressor 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 ressor və şinlərin uzun ömürlüyünü təmin edir.

Avtomobilin hərəkət səlisliyinə səmərəli yükün də böyük təsiri var. Yükün artması ressoraltı 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, sərnişin 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 bloklanan 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.

**PROFİL KEÇİCİLİK QABİLİYYƏTİ**

Profil keçicilik qabiliyyəti avtomobilin tər­ti­batından asılı olub, keçiciliyin həndəsi paramet­r­lə­ri ilə müəyyən edilir. Bu göstəricilər tərtibat cizgi­lə­ri əsasında və ya naturadan ölçməklə təyin edilir. Bütün ölçmələr tam yüklənmiş avtomobil üçün üfüqi bərk və hamar örtüklü yol da apa­rı­lır. Keçiciliyin həndəsi parametrlərinə baxaq (şəkil 36).

***İşıqlıq məsafəsi* (klirens)***h* **–** avtomobilin ən aşağı nöqtəsi ilə dayaq müstəvisi arasındakı məsafədir. Bu mə­safə əsasən aparan körpünün baş ötürücüsünün karteri (*h*1) və ya ressor­la­rın yerləşmə sahəsində (*h*2) olur. Avtomobilin tex­ni­ki xarakteristikasında bir neçə işıqlıq məsa­fə­si gös­tə­rilir, məsələn: qabaq və arxa körpülər altındakı işıq­lıq məsafəsi. Müasir minik avtomobillərində işıq­lıq məsafəsi 150...220 mm; avtobuslarda 220...300 mm; yük avtomobillərində 240...300 mm; artırılmış keçicilik qabiliyyətli avtomobillərdə 400...500 mm ara­sın­da götürülür.



Şəkil 36. Avtomobilin keçiciliyinin həndəsi pa­ra­metrləri

***Qabaq və arxa keçicilik (aşırım) bucaqları****.* Kanal, xəndək və sərt hündürlükləri keçərkən bu bucaqlar keçiciliyi məhdudlaşdırır. Keçicilik bucaqları avto­mo­bilin ən kənar nöqtələrindən təkərə çəkilmiş toxu­nan­la yol müstəvisinin əmələ gətirdiyi bucaqdır. Yüngül minik avtomobillərində ****= 20...30○, ****= 15...20○; avtobuslarda ****= 10...40○, ****= 6...20○; yük avtomobillərində ****= 25...42○, ****= 18...38○; artırılmış keçicilik qabiliyyətli avtomo­bil­lərdə ****= 35...55○, ****= 32...42○; yüksək keçicilik qabi­liy­yətli avtomobillərdə ****= 60...70○, ****= 50...60○ ara­lı­ğın­da götürülür.

***Uzununa keçicilik radiusu * –** avtomobilin or­tada yerləşmiş ən aşağı nöqtəsinin toxunmadan keç­di­yi şərti silindrik nahamarlığın radiusudur.  nə qədər kiçikdirsə avtomobil bir o qədər sərt hün­dür­­lüyü dəf edə bilər. Yüngül minik avtomobillərində = 3...8 m; av­to­bus­larda 4...9 m; yük avtomobillərində 2,5...6 m; ar­tı­rıl­mış keçid qabiliyyətli avtomobillərdə 2,0...3,5 m götü­rü­lür. Bəzən avtomobilin eninə keçicilik radiu­sun­dan da istifadə edilir ().

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

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

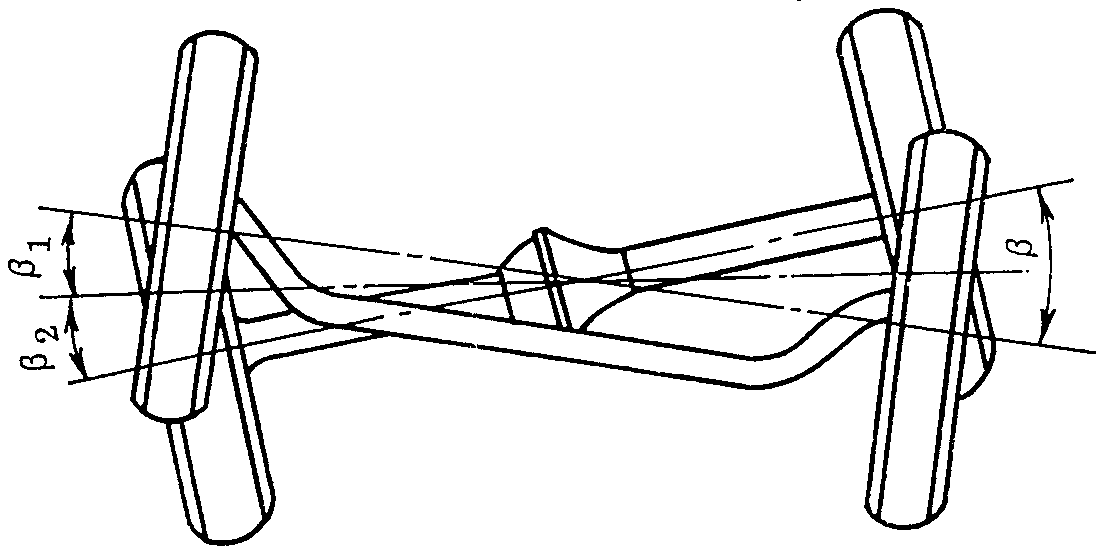


Şəkil 37. Avtomobilin uyuşqanlıq bucaqları:

a) şaquli müstəvidə; b) üfüqi müstəvidə

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

***Körpülərin çəplik bucağı *** (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 əmsalı –* ** (burada , – uyğun olaraq qa­baq və arxa təkərlərin qoyduğu izlərin enidir).

 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 şərtinə görə tapıla bi­lər.

Bərk örtüklü yollarda (*ϕ* = 0,6...0,7) avtomobil­lə­­r­in dəf edə biləcəyi maksimal yoxuşluq bucağı:

− natamam ötürməli avtoqatarlarda – 11 ...13○;

− natamam ötürməli tək avtomobillərdə – 20...25○;

− tam ötürməli avtoqatarlarda – 15...20○;

− tam ötürməli tək avtomobillərdə – 27...35○.

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

Eniş onunla qorxuludur ki, enişdə avtomobil qa­baq oxa nəzərən aşa bilər. Adi tərtibatlı avtomobillər­də aşma əsasən 45○-dən böyük bucaqlı enişlərdə baş ve­rə bilir. Enişdə avtomobil maneəyə toxunarsa ətalət qüv­vəsi yaranar və onun istiqaməti hərəkət istiqaməti ilə üst-üstə düşərək çevirici momenti artırar. Buna gö­rə də avtomobilin aşma ehtimalı artar. 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 edər.

***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 bilir. 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 qruntun 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 qruntun əlaqəliyini ar­tı­rır. Suyun miqdarı artdıqca hissəciklər arasındakı su pərdəsi qalınlaşır və o qruntun daha böyük ara boşluq­larını doldurur. Hər bir qrunt üçün xarakterik olan nəmlik həddi keçilərsə onun bəzi xüsusiyyətləri kəskin dəyi­şir. Buna görə də əlaqəli qruntların nəmlik dərəcəsi nisbi nəmliklə () qiymətləndirilir. ***Nis­bi nəmlik*** qruntun tərkibində olan suyun miqdarının quru kütləyə nis­bəti kimi tapılır:

,

Burada *m* – qruntun təbii şəkildə kütləsi; *m*0 – quru­dul­muş qruntun kütləsidir. Nəmlik dərəcəsinə görə qrunt 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 qruntun 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:

,

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

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

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

,

burada  və  − qruntun tərkibindən, nəmliyindən və təc­rü­bə üçün istifadə edilən ştampın ölçüsündən asılı olan parametr; *h* – deformasiyadır.

Yumşaq, rütubətli torpaq yolda avtomobilin hə­rə­kə­ti zamanı qruntun 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 qruntun kəsilməsinə və aparan təkərlərin yerində fırlanmasına səbəb ola bi­lər. Qruntun sürüşməyə müqaviməti hissəciklərin iliş­mə qüvvəsi ilə müəyyənləşir, bu isə öz növbəsində suyun kapillyar təsiri və hissəciklər arasında sürtün­mə­dən asılıdır. Ümumi halda qruntun sürüşmə müqaviməti aşa­ğıdakı kimidir:

, (26)

burada – qruntun hissəcikləri arasında xü­su­si ilişmə xarakteristikası;  – ştampın sahəsinə bərabər, qruntun sürüşmə sahəsinin ölçüsü;  – qruntun daxili sür­tünmə əmsalı;  – ştampa təsir edən normal qüv­və­dir.k

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

,

burada  – xüsusi sürüşmə müqaviməti;  – qrunta olan təz­yiq­dir. Qumlu qruntlar üçün ; *c*0 = (1...8) kPa.

Ştamp qrunta *H* dərinliyində daxil olarsa, qruntun sürüşməsi ilə bərabər kənarlarda onun kəsilməsi baş verir. Qruntun kəsilməsi üçün tələb olunan qüvvə

 və ya 

burada – 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 qruntla daha böyük sahədə görüşür. Deformasiya olunan qruntda diyirlənmə müqavimət qüvvəsinin hesablanması üçün ən çox yayılmış ifadələrdən biri aşağıdakıdır:

,

burada  və – şinin konstruksiyasından asılı olan təc­rübi əmsallardır: ;– şi­nin daxili təzyiqi, MPa;– təkərə düşən normal yük, kN;– tə­kərin xarici diametri, m; – qruntun aparma qa­bi­liy­yə­tidir, MPa.

Bu ifadədə birinci toplanan şinin, ikinci isə – qruntun 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 ilişmə 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 qutusuna verilən moment sağ və sol ya­rı­m­oxlar 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 məqsədəuyğundur və buna görə də praktikada bəzən tə­kər­lərinin yeri dəyişilə bilən avtomobillərdən isti­fa­də edilir.

Şinin daxili təzyiqinin azalması şinin qruntla kon­takt sahəsini artırmağa imkan verir, bu isə ilişmə 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 qruntla iliş­məsinin artırılmasının ən səmərəli üsulu xüsusi şin­lərdən istifadə edilməsidir.

Avtomobilin özü-özünü çıxartması üçün bucurqad və baraban özü çıxarıcılarından 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 pisləşməsini (yanacaq sərfinin artması hesabına) nəzərə alır. Bu faktor



kimi tapılır. Burada *Gm* və *Gş* − uyğun olaraq çətin yollarda (yolsuzluq şəraitində) və şose yollarda səmərəli yük; *Vm* və *Vş* – orta hərəkət sürəti; *qm* və *qş* – xətti yanacaq sərfləridir.

**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.: Mашиностроение, 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. Məmmədov 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 kinematikası .................................................... | 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 balansı ............................................................... | 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 manevrliliyi ............................ | | | 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 | |