

AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI TƏHSİL NAZİRLİYİ
AZƏRBAYCAN DÖVLƏT İQTİSAD UNİVERSİTETİ
MAGİSTRATURA MƏRKƏZİ

Əlyazması hüququnda

Cəmil Abbasov Mahir oğlu

“Dəqiq mexanizmlərin hesablanması və konstruksiya edilməsi metodlarının analizi” mövzusunda

MAGİSTR DİSSERTASIYASI

İxtisasın şifri və adı: 060625 - “Texnoloji maşın və avadanlıqlar mühəndisliyi”
İxtisaslaşma: “Yüngül sənaye və məişət xidmətinin texnoloji maşın və avadanlıqları”

Elmi rəhbər:

t.ü.f.d. E.N. Cəfərov

Magistr proqramının rəhbəri:

t.ü.f.d. E.N. Cəfərov

Kafedra müdiri:

t.e.d. prof. M.H.Fərzəliyev

BAKİ – 2020

Mündəricat

GİRİŞ	3
I FƏSİL	15
1.1 BƏSLƏMƏ MEXANİZMLƏRİNDƏ DEFORMASIYALARIN SƏBƏBLƏRİ.....	15
1.2 DEFORMASIYANIN YÜKÜN XARAKTERİNDƏN ASILILIĞI	20
1.3 ÖZLÜYÜNDƏ YARANAN DEFORMASIYA.....	25
1.4 İSTİLİK DEFORMASIYASI.....	27
1.5 RADIASIYADA İSTİLİK ÖTÜRÜLMƏSİ.....	32
1.6 DAXİLİ GƏRGİNLİKDƏN YARANAN DEFORMASIYA.....	39
1.7 MEXANİZMLƏRİN DƏQİQLİKLƏRİNDƏ MİNİMUM DEFORMASIYALARIN TƏSİRİ.....	41
FƏSİL II.	42
2.1 KİNEMATİKA VƏ MEXANİKA MÜHƏNDİSLİYİNDƏ DİZAYN ÜSULLARI	44
2.2 KİNEMATİK DİZAYN METODU	46
2.3 KİNEMATİK METODUN TƏTBİQİ.....	50
FƏSİL III	57
3.1 İSTEHSAL XƏTALARI.....	57
3.2 DİAMETR ÖLÇÜLƏRİ ÜÇÜN TOLERANSLIĞIN BÖYÜMƏ QANUNU	59
3.3 XƏTTİ ÖLÇÜLƏRDƏ TOLERANSLIĞIN BÖYÜMƏ QANUNU ...	60
3.4 BUCAQ TOLERANSLIĞININ BÖYÜMƏ QANUNLARI.....	64
3.5 İSTEHSAL XƏTALARI	68

FƏSİL IV.....	73
4.1 MEXANİZMLƏRDƏ İŞSİZ HƏRƏKƏT	73
FƏSİL V.....	80
5.1 NƏZƏRİ XƏTALAR.....	80
ƏDƏBİYYAT	63

Giriş

Bütün dəqiq cihazların əsas hissəsi (optik, yanğın ölçən analiz cihazları və s.) hərəkəti yerinə yetirən və dəyişdirən mexanizmlərdir. Optik-mexaniki cihazların optik hissəsi, məsələn, görünüş və ölçü cihazları, yalnız bir nişan alma cihazında meydana gələr və yanğın nəzarət cihazlarının elektrik hissəsi ümumiyyətlə televiziya ötürülməsi üçün yalnız sensorlar (açarlar) və qəbuledicilərdən (mühərriklər) ibarət olur.

Bu cür cihazların dəqiqliyi tamamilə əsas, mexaniki hissədən asılıdır. Bununla belə, həlledici proqramın optik və ya elektrik mühəndisliyini əhatə etdiyi cihazlarda belə, prosesin dəqiqliyi optiklərin hərəkətini istiqamətləndirən mexaniki hissələrə, daşıyıcı əlaqə qurğularına və s. bağlıdır.

Mexanizmi, hər hansı bir detalının müəyyən bir hərəkətini (link) təmin edən, detalların (kinematik zəncir) birləşməsi olaraq adlandıracağıq. Beləliklə, ən sadə mexanizm iki hissədən (bir cütdən) ibarətdir, məsələn, içərisində fırlanan bir *yastıq* (podçimnik) və *fırça* və içərisində hərəkət edən bir *diyircək* və s. meydana gələ bilər.

Mexanizmi təşkil edən hissələrin sayı məhdud deyil, fərqli hissələr yalnız nisbətən hərəkət edə bilən hissələrdir. Bir-birinə sabitlənmiş (bağlanmış) hissələr bir detal hesab olunur. Gələcəkdə tətbiq olunan mexanikada istifadə olunanlar yerinə "hissə", bağlantı", "mexanizm" ifadələrini istifadə edəcəyik: "bağlantı" ,"cüt" və "kinematik, zəncir ".

Beləliklə, dəqiq mexanizmlər nəzəriyyəsi iki hissədən ibarət olmalıdır:

1. İdeal mexanizmlər nəzəriyyəsi və əks halda mexanizmlərin kinematik sxemləri nəzəriyyəsi;

2. Dəqiq mexanizmlərin səhv nəzəriyyəsi, müxtəlif səhvlərin mexanizmlərin doğruluğu üzərindəki təsirinin açıqlanması, habelə dəqiq və təxmini sxemlərin müqayisəsi.

Birinci hissənin məzmunu olduqca aydındır. Bu nəzəriyyə (dəqiq alətlərə kifayət qədər uyğunlaşmasa da), mexanizmlər nəzəriyyəsinə dair tanınmış dərsliklərdə təqdim olunur.

İkinci hissə, mütləq dəqiqliyi ilə ideal mexanizmdən (dövrə), mövcudluğu ilə ideal olanlardan fərqlənən real mexanizmlərə keçidi əhatə edir:

1. Detalların formasındakı və ölçüsündəki istehsal xətaları ilə yanaşı parçaların (hissələrin, detalların) birləşmələrində boşluqlar;
2. qüvvələrin təsiri, istilik təsirləri və daxili gərginlik nəticəsində yaranan elastik deformasiyalar;
3. Detalların hərəkətli birləşmələrində sürtünmə;
4. Təxmini mexanizmlərin tətbiqində nəzəri xətalər.

Dəqiq mexanizmlər nəzəriyyəsi ən az xəyata sahib ən doğru mexanizmləri tapmağı məqsəd qoyduğu üçün, bu nəzəriyyənin təməli, istehsal xətalарının ən az təsiri, deformasiyalar və mexanizm xətaları üzərindəki sürtünmə ilə əlaqədar sualların inkişaf etdirilməsidir.

Mexanizmlərin detalları elastik materiallardan hazırlanıb və gərginliklər mütənasib həddən aşağı olduğu üçün hər bir qüvvə hissənin formasına, yük növünə və s. bağlı olaraq birbaşa mütənasib bir gərginliyə səbəb olur.

Bununla birlikdə, bir qayda olaraq aşağı gərginliklərə icazə verilən cihazlardakı elastik deformasiyalar, elastik modulun normal dəyərlərində əldə edilən hesablananlardan əhəmiyyətli ölçüdə fərqli ola bilər. Bunun səbəbi, aşağı gərginliklərdə elastik modulun azalması nəzərə alınmamasıdır.

Praktiki qayda bundan qaynaqlanır: Dəqiq və ya burulma üzərindəki oxu parçalarının yüklənməsinin qarşısını almaq üçün dəqiq mexanizmlərdən, xüsusilə əgər bu parçalar böyük xətti ölçülərə sahib olarsa.

Praktikada ancaq uzanan və ya sıxıla bilən hissələrdən ibarət bir mexanizm tətbiq etmək hər zaman mümkün olmur. Bu vəziyyətlərdə deformasiyanı azaltmanın ən əhəmiyyətli yolu, təsirli anı və bükülmüş və ya qıvrılmış parçanın uzunluğunu azaltmaqdır. Sökülən cam mexanizmində (Şək.6 b və c), punksiya xətti ilə göstəriləni kimi bağlama qüvvəsini dəyişdirərək, *cam*'a daha yaxın tətbiq olunan qüvvəni dəyişdirərək və bununla da uzanan çubuğu əyilmə və bükülmədən boşaltmaqla, deformasiyalar əhəmiyyətli dərəcədə azaldıla bilər (praktiki olaraq aradan qaldırılır). Bağlama qüvvəsini *saz* çubuğu ilə *pazın* yaxınlığına köçürmək praktiki deyildir (Şəkil 6, a).

Çapraz şəklinin gərilmə gərginliyinin ölçüsünə təsir etmədiyini xatırlamağa dəyər. Bükülmə və burulma gərginliklərində, onların dəyərləri, əsasən, l və l_p səviyyələrində kəşşən formaya bağlıdır. Buna görə hissələrin bükülməsinə və ya bükülməsinə məruz qaldığı hallarda, sərtliyi artırmaq lazımdır, yəni bildiyiniz kimi eyni kəşşən sahə üçün ətalətin kəşşmə anı materialı kəşşmə ətrafına cəmləşdirərək, boru və qutu şəkilli kəşşmələrdən istifadə etməklə əldə edilir.

Bəzi hallarda, buyastığın qarşısını almaq mümkün olmadıqda, mexanizmin miqyasını artıraraq deformasiya nəticəsində yaranan xətalərin təsirini azaltmaq mümkündür (daha ətraflı məlumat üçün VI fəsilə baxın).

Mexanizm hissələrinin istiliyində dəyişiklik genişlənmə əmsalı ilə mütənasib bir ölçü və $t_2 - t_1$ temperaturunun dəyişməsi və detalların xətti ölçüsü ilə nəticələncəyi məlumdur.

Bir parçanın izotropik materialı ilə, bütün ölçülərində mütənasib bir artım müşahidə olunur və detalın şəkli deformasiyaya uğramır.

Beləliklə, ciddi şəkildə desək, heç bir deformasiya yoxdur, yalnız ölçüdə dəyişiklik olur. Parçanın materialı *heterogen* olduqda (çox nadir) və ya detalın hissələrinin istiliyi eyni olmadıqda forma pozulur. Sonuncu, hissələrin kifayət qədər istilik keçiriciliyi olmayan mexanizmlərin soyudulması və ya istiləşməsi zamanı hər zaman müşahidə olunur.

Az sayda birləşməsi olan və kiçik bir xüsusi istehsal xətası və deformasiya ağırlığı olan sadə mexanizmlərdə nəzəri xəta mexanizmin ümumi xətasının böyük bir hissəsini təşkil edir, mürəkkəb mexanizmlərdə isə ümumi xətanın yalnız kiçik bir hissəsi nəzəri xətaya düşür.

Buna görə də, hər hansı bir kompleks mexanizmi tərtib edərkən eyni praktiki dəqiqlik verərək düzgün, lakin mürəkkəb bir sxemin mümkünlüyünü araşdırmaq lazımdır. Üstəlik, ölçülərin ağırlığını və mexanizmin dəyərini əhəmiyyətli dərəcədə azaltmaqla yanaşı, nəzəri cəhətdən düzgün bir mexanizmdən daha praktik dəqiqliyə nail olmaq da mümkündür. Yuxarıda görüldüyü kimi, mexanizmin ümumi xətalının payındakı nəzəri xətanın payını bütün mexanizmlər üçün ümumiyyətlə aydınlaşdırmaq olmur, lakin hər bir halda ayrıca həll edilməlidir. Mexanizmin tənzimlənməsinin sadələşdirilməsi istehsal səhvləri və deformasiyalar nəticəsində yaranan ümumi xətanın əhəmiyyətli dərəcədə azaldığını nəzərə alaraq, ilkin hesablamalar üçün ümumi xətanın yarısını verən nəzəri xətanın bütün mexanizmlər üçün məqbul olduğunu qəbul etmək olar.

Nəzəri və istehsal xətalının keyfiyyəti arasındakı fərqə diqqət yetirilməlidir. Nəzəri xəta sistematikdir, müəyyən bir mexanizmin bütün nümunələri üçün dəyərini qoruyarkən istehsal xətalı təsadüfi olur və bu mexanizmin müxtəlif nümunələri üçün fərqli dəyərlərə malik olur. Bu çərçivədə nəzəri və istehsal xətalının cəmi fərqli olacaqdır (daha ətraflı məlumat üçün 93-cü səhifəyə baxın).

Bu mexanizmlərdə, kiçik quruluş dəyərləri əsasən strukturun yüksək sərtliyi və praktiki olaraq ölü hərəkət və aşağı sürtünmə tənzimləmə cihazları ilə xarakterizə

olunan dairəvi yastıqlar və təlimatlardan istifadə nəticəsində əldə edilir. Müvafiq mexanizmlər nəzərə alınmaqla kor hərəkətin ədədi dəyərləri göstərilir. İdarə olunan hissənin gecikməsində hər zaman bir boşluq olur və buna görə başqaları ilə birlikdə toplanarkən mənfi bir işarə meydana gəlir və buna görə sistematik bir xəta yaranır. Bu o deməkdir ki, mexanizmin dartılması bütün oynaqlardan və deformasiyalardan yığılır.

Belə kor hərəkətlərin olması səbəbi ilə yaranan boşluq bu kor hərəkətlərin ölçüsündən asılı olaraq eyni tipli müxtəlif mexanizmlər üçün bir qədər dəyişir. Bir növ mexanizmdəki elastik impulsun ölçüsü sabit sayıla bilər, çünki oradakı qüvvələr sabitdir.

Təcrübədə kor hərəkətlər və deformasiyalar nəticəsində yaranan boşluqlar birlikdə hesab olunur.

Buna görə, son nöqtədən danışarkən, gətirdiyi xətanı sistematik şəkildə etiraf etməliyik, yəni bir işarəsi (mənfi) və bu tip bütün mexanizmlər üçün təxminən eyni dəyər olmalı və istehsal dəqiqliyini verilməlidir.

Müəyyən bir xüsusiyyət, boşluğa paralel kinematik zəncirlərə sahib mexanizmlərdəki təsirdir. Burada, çarx 1-dən, 3 və 5-ci çarxların hərəkəti əldə edilir, 3 və 5-ci çarxlar üzərində ölçü zamanı, çarxlara 1 gələn kor hərəkət yalnız təkərlərin gecikməsindəki fərqə təsir edəcəkdir.

Mexanizmlərin hərəkət istiqaməti dəyişdirildikdə, mexanizmlərdə yaranan kor hərəkət parçasının ucunun geridə qalmasına səbəb olur.

Kor hərəkətə əsas olaraq, birləşdiriləcək parçaların ölçüsündə və şəklindəki istehsal xətalının varlığı səbəbiylə qaçınılmaz olan mexanizmlərin parçalarının hərəkətli hissələrindəki boşluqlar səbəb olur. Bu səhvlər, məsələn, yastıqlardakı, vint ilə boltlar arasındakı bağlantıda, uyğunlaşma çarxlarının dişləri və bənzərləri arasındakı boşluqlara səbəb olur.

Boşluqlardakı hissələr mexanizmə təsir edən qüvvələrin istiqaməti və miqyası dəyişdikdə hərəkət edir. Məsələn, bir vint mexanizmində (Şəkil 27, a), təhrik vinti müxtəlif istiqamətlərə yönəldildikdə, kor hərəkət çarxın δl ilə gecikməsinə səbəb olur. Yastıqdakı kor zərbələrin səbəblərindən biri sürtünmə qüvvəsi istiqamətindəki dəyişiklikdir (Şəkil 28). Yastıqdakı (2) ox (1) P qüvvəsi ilə yüklənsə, dayanma anında bu qüvvət R reaksiyası ilə tarazlanır.

Mexanizmlərdə işləyərkən aşağıdakı qüvvələr hərəkət edir:

1. mexanizmi idarə edən qüvvələr, eləcə də məlumatların idarə etdiyi qonşu mexanizmlərin reaksiyaları;
2. kinematik zənciri bağlayan qüvvələr (yaylar və ya bağlayan hissələrin elastik deformasiyaları), məsələn topun, yatağın xarici və daxili halqaları, və s. arasında sıxılması;
3. Detalların öz ağırlıqlarının cazibə qüvvəsi; əksər mexanizmlərdə cazibə qüvvəsinin əhəmiyyətsiz dərəcədə kiçik bir dəyəri vardır, lakin bu təsir əsasən dəqiq alətlər (məsafə ölçü və ya astronomik alətlər) və böyük ölçülü mexanizmlər (astronomik alətlər, ölçmə maşınları və s.) ilə əlaqədardır;
4. hərəkətli oynaqalarda sürtünmə qüvvələri.

Təqdimatdan sonra aşağıdakı müddəaları qəbul edirik:

1. Xətaların müxtəlif səbəblərə görə müstəqilliyi, yəni müxtəlif amillərin səbəb olduğu xətaları araşdırmaq və saymaq imkanı. Bu mövqe hissələrin ölçüləri və ya mexanizmdə ölçülən (alınan) miqdarla müqayisədə nisbi səhvlərin kiçikliyi baxımından olduqca məqbuldur. Aşağıdakılardan da göründüyü kimi, eyni vəziyyət mexanizmin məhsuldar səhvini tapmaq üçün müəyyən səhvlərin toplanması üsullarını göstərir.
2. Hizalanma ehtimalı mexanizmin hizalanmasıdır, yəni mexanizmin hər hansı bir konkret mövqeyində xətanın sıfırlanması ehtimalıdır. Bu müddə doğrudur, mexanizmlərin hizalama cihazları vardır; əlavə olaraq,

təsdiqlənmiş mövqeyi müvafiq seçərək xətanın mütləq dəyərini azaltmağı mümkün edir.

Nəzəri əsaslandırılmaları və onların tətbiqlərini yalnız aşağı sürətlə işləyən və heç bir sürətlənməməsi ilə əlaqəli tətbiqetmələri nəzərdən keçirməklə kifayətlənirik. Bu mexanizmlər optomexanikanın və digər dəqiq cihazların həddindən artıq və ən vacib hissəsini təşkil edir və prioritet hesab edilməlidir. Bu səbəbdən və həm də spesifikliyi səbəbiylə, grab və Malta çarpaz tənzimləyiciləri və sürtünmə mexanizmlərini əldən verdik.

Kitab, dəqiq cihaz mühəndisliyi təcrübəsi ilə qurulmuş mexanizmlərin təsnifatını qəbul edir. Kinematik diaqramın xüsusiyyətləri səbəbindən müəyyən bir hissədə vurğulanan məkansal mexanizmlərə aid bir istisna vardır.

DƏQIQ MEXANİZMLƏR NƏZƏRİYYƏSİNİN ƏSASLARI

Bütün dəqiq cihazların əsas hissəsi (optik, yanğın ölçən analiz cihazları və s.) hərəkəti yerinə yetirən və dəyişdirən mexanizmlərdir. Optik-mexaniki cihazların optik hissəsi, məsələn, görünüş və ölçü cihazları, yalnız bir nişan alma cihazında meydana gələr və yanğın nəzarət cihazlarının elektrik hissəsi ümumiyyətlə televiziya ötürülməsi üçün yalnız sensorlar (açarlar) və qəbuledicilərdən (mühərriklər) ibarət olur.

Bu cür cihazların dəqiqliyi tamamilə əsas, mexaniki hissədən asılıdır. Bununla belə, həlledici proqramın optik və ya elektrik mühəndisliyini əhatə etdiyi cihazlarda belə, prosesin dəqiqliyi optiklərin hərəkətini istiqamətləndirən mexaniki hissələrə, daşıyıcı əlaqə qurğularına və s. bağlıdır.

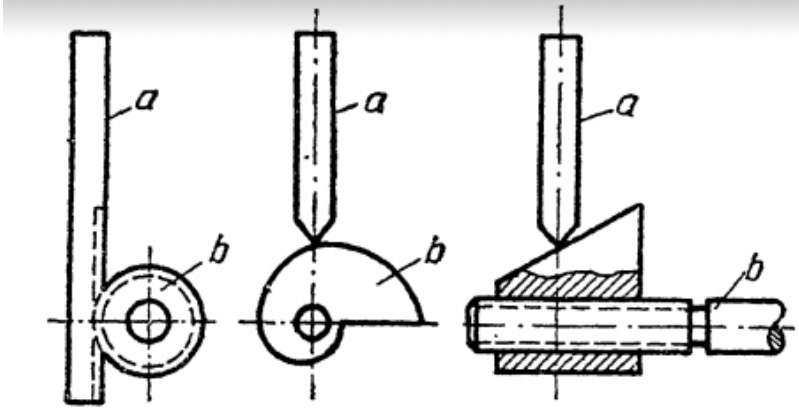
Mexanizmi, hər hansı bir detalının müəyyən bir hərəkətini (link) təmin edən, detalların (kinematik zəncir) birləşməsi olaraq adlandıracağıq. Beləliklə, ən sadə mexanizm iki hissədən (bir cütdən) ibarətdir, məsələn, içərisində fırlanan bir *yastıq* (podçimnik) və *fırça* və içərisində hərəkət edən bir *diyircək* və s. meydana gələ bilər.

Mexanizmi təşkil edən hissələrin sayı məhdud deyil, fərqli hissələr yalnız nisbətən hərəkət edə bilən hissələrdir. Bir-birinə sabitlənmiş (bağlanmış) hissələr bir detal hesab olunur. Gələcəkdə tətbiq olunan mexanikada istifadə olunanlar yerinə "hissə", bağlantı", "mexanizm" ifadələrini istifadə edəcəyik: "bağlantı" ,"cüt" və "kinematik, zəncir ".

Ümumi mühəndislik mexanizmləri kimi, mexanizm və fizikanın ümumi qanunlarına uyğun gəlməklə əlaqədar dəqiq mexanizmlər, əsasən məqsədləri baxımından onlardan fərqlidir: maşınların mexanizmləri ən yüksək səmərəliliyi olan qüvvələri çevirmək, ötürmək və ən az xətlərlə hərəkətin dəyişdirilməsi və ötürülməsini həyata keçirən dəqiq mexanizmlər üçün hazırlanmışdır.

Dəqiq mexanizmlərin iş şəraiti də çox spesifikdir: aşağı gərginlik, geniş temperatur diapazonu, aşağı sürət, vibrasiya və s.

Dəqiq mexanizm nəzəriyyəsinin vəzifəsi həqiqi bir mexanizmin hərəkət qanunlarını qurmaq və işindəki xətləri azaltmaq üçün metod və vasitələr tapmaqdır. Araşdırma və ideal mexanizmlərin hesablanması (dövrələr) həm maşınlar həm də həssas alətlər üçün eynidir, ancaq real dəqiq mexanizmlər üçün bu üsullar, məqsəd və iş şərtlərində göstərilən fərqliliklər səbəbiylə spesifik xüsusiyyətlərə sahib olacaqdır. Dəqiq mexanizm nəzəriyyəsinin ən çətin və əhəmiyyətli hissəsi, xətlərin araşdırılması və hesablanmasıdır, çünki ikinci bir və ya başqa bir mexanizm növü seçərkən və bütün avadanlığı bir bütün olaraq hazırlayarkən çox əhəmiyyətli hesab edilir.



Şəkil 1. Müxtəlif kinematik sxemlərin müqayisəsi.

Məsələn, kinematik olaraq ekvivalent sxemlər (Şəkil 1): pinion dişli, itələyici və Arximed cam'ı və a bağlantısı b bağlantısının fırlanması ilə bərabər və mütənəsbdir, itələyici ilə cam dəqiqlikdən daha çox bərabər olan mexanizmlər verir.

Səhvlərin (xətəların) hesablanmasına əsaslanaraq dəqiq, lakin mürəkkəb kinematik sxemi daha sadə, təxmini bir dəyər ilə əvəz etmək faydalı olardı. Məsələn, sadə bir cam ilə birinci xətkəş, tangensial mexanizmi olan sonsuz vint dişli və s.

Beləliklə, dəqiq mexanizmlər nəzəriyyəsi iki hissədən ibarət olmalıdır:

- 1) İdeal mexanizmlər nəzəriyyəsi və əks halda mexanizmlərin kinematik sxemləri nəzəriyyəsi;
- 2) Dəqiq mexanizmlərin səhv nəzəriyyəsi, müxtəlif səhvlərin mexanizmlərin doğruluğu üzərindəki təsirinin açıqlanması, habelə dəqiq və təxmini sxemlərin müqayisəsi.

Birinci hissənin məzmunu olduqca aydındır. Bu nəzəriyyə (dəqiq alətlərə kifayət qədər uyğunlaşmasa da), mexanizmlər nəzəriyyəsinə dair tanınmış dərsliklərdə təqdim olunur.

İkinci hissə, mütləq dəqiqliyi ilə ideal mexanizmdən (dövrə), mövcudluğu ilə ideal olanlardan fərqlənən real mexanizmlərə keçidi əhatə edir:

- 1) Detalların formasındakı və ölçüsündəki istehsal xətaları ilə yanaşı parçaların (hissələrin, detalların) birləşmələrində boşluqlar;
- 2) qüvvələrin təsiri, istilik təsirləri və daxili gərginlik nəticəsində yaranan elastik deformasiyalar;
- 3) Detalların hərəkətli birləşmələrində sürtünmə;
- 4) Təxmini mexanizmlərin tətbiqində nəzəri xətalər.

Dəqiq mexanizmlər nəzəriyyəsi ən az xəyata sahib ən doğru mexanizmləri tapmağı məqsəd qoyduğu üçün, bu nəzəriyyənin təmali, istehsal xətalının ən az təsiri, deformasiyalar və mexanizm xətalrı üzərindəki sürtünmə ilə əlaqədar sualların inkişaf etdirilməsidir.

İlk üç faktor bir-birindən təcrid olunmur, əksinə sürtünmə qüvvələrinə səbəb olur, məsələn deformasiyalara səbəb olur; Digər tərəfdən, sürtünmə nəticəsində yaranan boşluqlardakı hərəkət kinematik sxemi, istehsal səhvlərini eyni şəkildə pozur. Deformasiyalar istehsal xətalına aid edilə bilər, lakin üç qrupun təsirindəki keyfiyyət və səbəb fərqləri səbəbindən belə ümumi fikir düzgün hesab edilə bilməz.

İstehsal səhvləri (xətalrı) və deformasiyaların təsirindəki fərqlər aşağıdakılardır:

- 1) istehsal qüsurları (qalıq istehsal deformasiyaları da buraya daxildir) hissə (parça, detal) və mexanizmin işləmədiyi zamanda mexanizmə aiddir, yalnız mexanizmin işləməsi zamanı deformasiyalar baş verir;
- 2) istehsal səhvləri, montaj zamanı düzəliş ilə qismən aradan qaldırıla bilər, lakin deformasiyalar aradan qaldırıla bilməz;
- 3) istehsal səhvlərinin və deformasiyalarının dəyərlərinin artması mexanizm ölçüsünün artması ilə müxtəlif qanunlarla müəyyən edilir;
- 4) müəyyən bir mexanizm üçün istehsal səhvinin dəyəri sabitdir, deformasiyanın dəyəri mexanizmin, zamanın və digər amillərin funksiyasıdır.

Sürtünmənin təbiəti və qanunları çox spesifikdir və mexanizmin işləməsi üçün çox vacib hesab edilir, çünki bu məsələnin müstəqil işlənməsinin tətbiqini sübut etmək çətin deyildir.

Aşınmanın (Amortizasiya) təsiri ayrıca nəzərdən keçirilmir, çünki amortizasiyanın uçot metodunu təyin edən istehsal səhvlərində oxşar dəyişikliklərə təsir göstərir; Aşınma səbəbi sürtünmə olduğundan, aşınma problemi sürtünmə ilə həll olunur.

Bu nəzəri təməllərin inkişafında elastik son təsir, çox aşağı sürətlə sürtünmə və titrəmə, istehsal səhvlərinin paylanması miqyası və qanunları və s. ilə əlaqədar bir çox vəsait əksikdir və ya kifayət deyildir. Bu, bəzi hallarda ədədi əmsallar yaratmağı qeyri-mümkün edir. Məsələn, titrəmələr zamanı sürtünmə əmsalının təbiətinin və hissələrin hərəkəti zamanı elastik histerizis faktının təbiətdəki azalma və dəyişiklik olduğunu aşkar edə bilərik. Bu və bir çox problemləri tam izah etmək üçün çox böyük və geniş bir təcrübi araşdırma lazımdır.

Təqdimatdan sonra aşağıdakı müddəaları qəbul edirik:

1. Xətaların müxtəlif səbəblərə görə müstəqilliyi, yəni müxtəlif amillərin səbəb olduğu xətalara araşdırmaq və saymaq imkanı.

Bu mövqe hissələrin ölçüləri və ya mexanizmdə ölçülən (alınan) miqdarla müqayisədə nisbi səhvlərin kiçikliyi baxımından olduqca məqbuldur. Aşağıdakılardan da görüldüyü kimi, eyni vəziyyət mexanizmin məhsuldar səhvini tapmaq üçün müəyyən səhvlərin toplanması üsullarını göstərir.

2. Hizalanma ehtimalı mexanizmin hizalanmasıdır, yəni mexanizmin hər hansı bir konkret mövqeyində xətanın sıfırlanması ehtimalıdır. Bu müddəa doğrudur, mexanizmlərin hizalama cihazları vardır; əlavə olaraq, təsdiqlənmiş mövqeyi müvafiq seçərək xətanın mütləq dəyərini azaltmağı mümkün edir.

Nəzəri əsaslandırılmaları və onların tətbiqlərini yalnız aşağı sürətlə işləyən və heç bir sürətlənməməsi ilə əlaqəli tətbiqetmələri nəzərdən keçirməklə kifayətlənirik.

Bu mexanizmlər optomexanikanın və digər dəqiq cihazların həddindən artıq və ən

vacib hissəsini təşkil edir və prioritet hesab edilməlidir. Bu səbəbdən və həm də spesifikliyi səbəbiylə, grab və Malta çarpaz tənzimləyiciləri və sürtünmə mexanizmlərini əldən verdik.

Kitab, dəqiq cihaz mühəndisliyi təcrübəsi ilə qurulmuş mexanizmlərin təsnifatını qəbul edir. Kinematik diaqramın xüsusiyyətləri səbəbindən müəyyən bir hissədə vurğulanan məkansal mexanizmlərə aid bir istisna vardır.

I FƏSİL

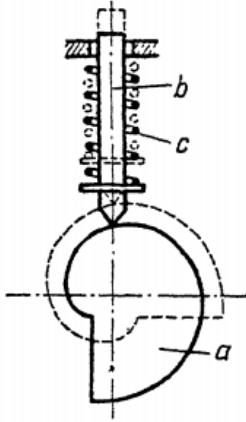
DEFORMASIYA

1.1 BƏSLƏMƏ MEXANİZMLƏRİNDƏ DEFORMASIYALARIN SƏBƏBLƏRİ

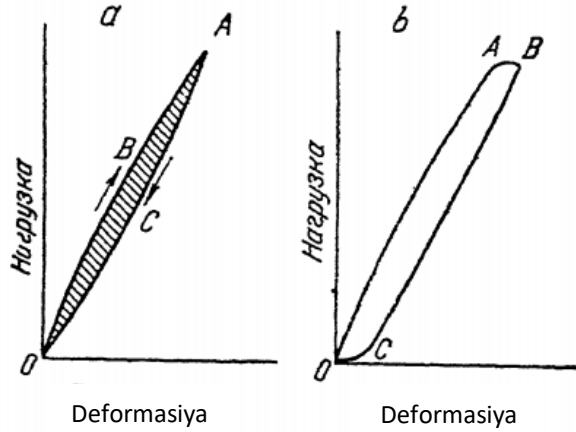
Mexanizmlərdə işləyərəkən aşağıdakı qüvvələr hərəkət edir:

- 1) mexanizmi idarə edən qüvvələr, eləcə də məlumatların idarə etdildiyi qonşu mexanizmlərin reaksiyaları;
- 2) kinematik zənciri bağlayan qüvvələr (yaylar və ya bağlayan hissələrin elastik deformasiyaları), məsələn topun, yatağın xarici və daxili halqaları, və s. arasında sıxılması;
- 3) Detalların öz ağırlıqlarının cazibə qüvvəsi; əksər mexanizmlərdə cazibə qüvvəsinin əhəmiyyətsiz dərəcədə kiçik bir dəyəri vardır, lakin bu təsir əsasən dəqiq alətlər (məsafə ölçü və ya astronomik alətlər) və böyük ölçülü mexanizmlər (astronomik alətlər, ölçmə maşınları və s.) ilə əlaqədardır;
- 4) hərəkətli oynaqalarda sürtünmə qüvvələri.

Mexanika hissələrinin deformasiyasının səbəbləri hissələrin ölçülərindəki temperatur dəyişikliklərini də əhatə edir.



Şəkil 2. Bir cm mexanizmində elastik deformasiya dəyişikliyi.



Şəkil 3. Elastik histerez və elastik təsir.

Detalların deformasiyası, kifayət qədər uyğunlaşdırılmadıqda və ya deyildiyi kimi, material "köhnəlməmiş" olduqda, daxili gərginlik ola bilər. Son deformasiyaların bir xüsusiyyəti, forma və ölçüdə dəyişikliyin uzun müddət davam etməsidir. Göstərilən səbəblərdən yaranan qanunların və deformasiyaların təsirini nəzərə almadan əvvəl bəzi ümumi mülahizələri nəzərə alırıq.

Bir qayda olaraq, mexanizmin işlədiyi müddətdə bütün qüvvələr ölçüdə və ya istiqamətdə dəyişkəndirlər hansı ki, bu da deformasiyanın böyüklüyünü və işarəsini dəyişdirir.

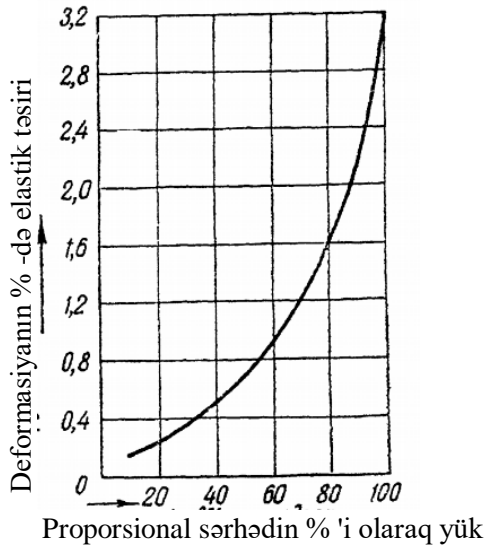
Beləliklə, məsələn, mexanizmin hərəkət istiqamətini dəyişdirərkən sürtünmə qüvvəsi işarəni dəyişdirir, əlavə olaraq sürtünmə qüvvəsinin böyüklüyü sabit deyildir. Başqa bir misal (Şəkil 2): itələyici b-ni cam a-ya basaraq, bağlanan yay c itələyicinin təsiri ilə gücünü dəyişir və beləliklə cam və itələyici deformasiyaya uğrayır.

Həm də qeyd etmək lazımdır ki, bütün materiallar tam elastik deyildir, lakin bəzi daxili sürtünmə vardır. Beləliklə, yük gərginliyi diaqramı Şəkil 3, a-da göstərilənə bənzəyir.

Bu şəkildə OBA xətti düz deyil və yük azaldıqca OBA-ya uyğun olmayan ACO xətti boyunca deformasiya dəyişir. Bu xətlər arasında yaranan histerez dövrü materialın daxili sürtünmə əməliyyatını təyin edir.

Daxili sürtünmə nəticəsində itkilərə əlavə olaraq, bütün materiallar elastik zondların təsirini göstərir, yəni yük artdıqdan sonra bir müddət ərzində deformasiya artır və üfüqi AB xətti meydana gəlir (Şəkil 3b). Yük çıxarıldıqdan sonra bir müddət sonra yox olan CO-nun deformasiyası qalır.

Əksər mexanizmlər üçün, histerez və elastik təsirin gözərdi edilməsi mümkündür. Onların təsirləri yalnız sürücülük elementi və ya istinad standartı bir membran, kalibrasiya edilmiş yay, və s. kimi mexanizmlər üçün, məsələn elastik bir elementin deformasiyasının əsas ölçülən miqdar olduğu və materialdakı gərginlik elastik sərhədinə yaxın olduğu təzyiç göstəriciləri, altimetr və digər cihazlar üçün əhəmiyyətlidir.

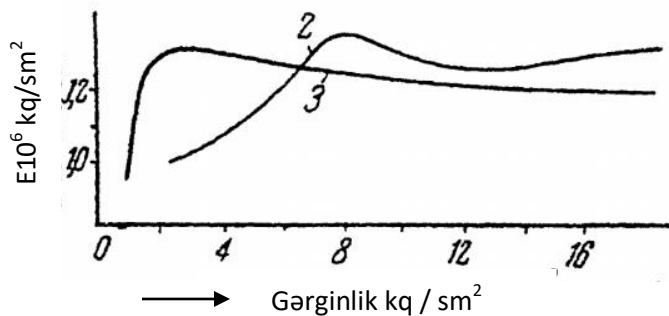
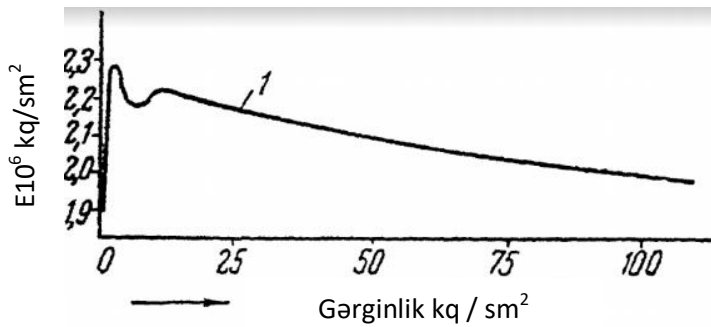


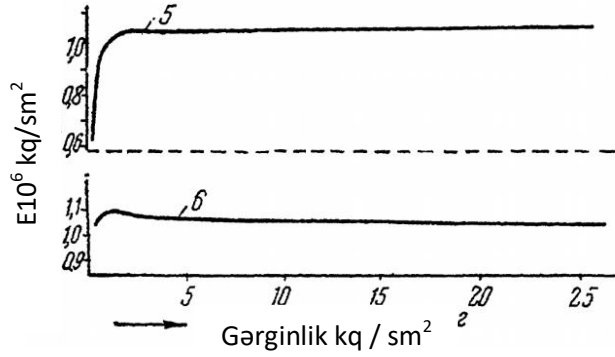
Şəkil. 4. Yükə bağlı olaraq elastik təsir sonrası dəyəri.

Histeriz və elastik təsirin dəyərləri bu hissənin mexaniki və istilik müalicəsi ardıcılığından asılıdır. Bu hadisənin mahiyyətini izah etmək üçün bir neçə fərziyyə vardır. Dəqiq mexanizmlər üçün ən vacib olan elastik təsirin gərginliklərin böyüklüyündən asılılığıdır (Şəkil 4). Diaqram göstərir ki, elastik effektdən sonra sürətli bir artım, nisbət həddini 10% aşdıqdan sonra başlayır. Buna görə, materialdakı aşağı təzyiqlərdə müşahidə olunan elastik son effektin kiçik dəyəri, alət hissələrinin materialında kiçik gərginliklərə yol verildiyi üçün cihazın tətbiq olunmasının nəzəri səbəblərindən biri hesab edilə bilər.

Mexanizmlərin detalları elastik materiallardan hazırlanıb və gərginliklər mütənasib həddən aşağı olduğu üçün hər bir qüvvə hissənin formasına, yük növünə və s. bağlı olaraq birbaşa mütənasib bir gərginliyə səbəb olur.

Bununla birlikdə, bir qayda olaraq aşağı gərginliklərə icazə verilən cihazlardakı elastik deformasiyalar, elastik modulun normal dəyərlərində əldə edilən hesablanarlardan əhəmiyyətli ölçüdə fərqli ola bilər. Bunun səbəbi, aşağı gərginliklərdə elastik modulun azalması nəzərə alınmamasıdır.





Şəkil 5. Elastiklik modulunun gərginliklərdən asılılığı:

1 - polad - sıxılma; 2 - iri çuqun - sıxılma; 3 – uzanan çuqun; 4 şüşəli sıxılma; 5 - tavllanmış çuqun - sıxılma; 6 - tavllanmış çuqun - uzanma.

Şəkil 5-də aşağı gərginliklərdə polad, çuqun və şüşənin elastiklik modulunu təyin etmək üçün Evans and Wood (R.H. Evans, R.H. Wood) təcrübələrinin nəticələri verilmişdir. Yuxarıdakı qrafiklərdən görüldüyü kimi, çox aşağı gərginliklərdə olan elastik modul nominaldan qat-qat aşağıdır.

Buna görə də, dolğun mexanizmlərin hissələrindəki gərginliklər az olduğundan, bu hissələrin faktiki deformasiyaları elastik modulun nominal dəyərində hesablanandan daha yüksəkdir (bu fakt praktikada da təsdiqlənmişdir). Evens və Wood'a görə, elastik modulun aşağı gərginliklərdə düşməsinin səbəbi, materiallarda daxili gərginliyin olmasıdır (daha ətraflı bu məqaləyə baxın). Əlbəttə ki, daxili gərginliklərdən azad olan materiallar üçün, 5 və 6-cı qrafiklərdən görüldüyü kimi, elastik modul nominal dəyərində daha sürətli çatır (Şəkil 5). Növlərin hesablanmasında elastik modulun azalmasının miqyası məsələsi xüsusi təcrübələr tələb edir.

1.2 DEFORMASIYANIN YÜKÜN XARAKTERİNDƏN ASILILIĞI

Deformasiyanın yükün xarakterindən asılılığı, ən çox rast gəlinən hallarda deformasiyaları müqayisə etməklə əldə edilə bilər: çəkilmə, bükülmə və burulma. Materialların müqavimətindən məlum olduğu kimi, xətti gərilmə və ya sıxılma deformasiyası əyilmə və ya burulma deformasiyasından daha azdır. Dartılma gərginliyinin f_p -nin aşağıdakı tənliklə ifadə olunduğu da məlumdur:

$$f_p = \frac{Pl}{EF}$$

Burada

P — Mövcud qüvvə;

l — mil uzunluğu;

E — materialın elastikliyinin modulu və

F — uzanan və ya sıxıla bilən çubuğun kəsişmə sahəsi.

Eninə yükə sahib bükülmə deformasiyası (meyl) f_i 'lər bu şəkildə ifadə edilə bilər:

$$f_i = \frac{Pl^3}{kEI}$$

Burada

P — güc,

l - çubuq uzunluğu,

E - elastiklik modulu,

I — Bu hissənin ağırlıq mərkəzindən keçən əyilmə müstəvisinə perpendikulyar olan oxa nisbətən hissənin ətalət anı və

k — Çubuğu sabitləmə üsulları və yük tipinə bağlı olaraq bəzi əmsallardır.

Burulma gərginliyi (bükülmə bucağı) aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\varphi_k = \frac{M_{kp}l}{G \cdot I_p}$$

Burada:

φ_k — radianlarda bükülmə bucağı;

M_{kp} — fırlanma anı;

l — çubuq uzunluğu;

G — sürüşmə modulu;

I_p — çubuğun kəsişməsinin qütb ətaləti.

Xətti bir ölçüyə keçib və deformasiyanın P gücünün tətbiq nöqtəsinə aid etdiyimiz (ölçüsü bizim üçün vacibdir) I_p belə $M_{kp} = Pl_1$ ilə əlaqələndirilməsindən aşağıdakıları əldə edirik:

$$f_k = \phi_k \cdot l_1 = \frac{Pl_1^2 l}{G \cdot I_p}$$

Bu vəziyyətdə, bükülmə çubuğun oxuna tətbiq olunmayan P qüvvəsindən gəldiyindən, müşayiət olunan əyilmə deformasiyasına diqqət yetirilməlidir. Yuxarıdakı ifadələri müqayisə edərək, gərginlik və ya sıxılma zamanı çubuğun birinci dərəcə böyüdüyunü və əyilmə səbəbiylə çubuğun uzunluğunun üçüncü dərəcədə artdığını görürük. Bükülmə zamanı deformasiya əyilmiş çubuğun uzunluğunun və dirşəyin ikinci uzunluğunun artımının birinci dərəcəsinə nisbətə artır.

Üstəlik, f_p ifadəsindəki məxrəc, bir qayda olaraq, f_i və f_k ifadələrindən daha böyükdür. Bundan sonra eyni komponentin və yük ölçülərinin əyilmə və burulma deformasiyaları ilə müqayisədə gərginliyin (sıxılma) deformasiyasının böyüklüyü azdır.

Bükülmə deformasiyaları yalnız kiçik l üçün kiçikdir və yalnız o zaman bükülmə yükü, xüsusilə h yüksəkliyinə, b eni və l uzunluğuna sahib düzbucaqlı bir çubuğun bükülmə və çəkmə deformasyonlarının P qüvvətiylə yüklü olduğu bir qarşılaşdırmadan görülə biləcəyi kimi gərginlik yaxın və ya ekvivalentdir.

Çubuğun bir ucunda $k = 3$ dəyəri olan sərt bir şəkildə bağlanıldığını düşünək.

Qəbul olunmuş şərtlərə görə:

$$f_p = \frac{Pl}{EF} = \frac{Pl}{Ehb} \text{ və } f_{\text{из}} = \frac{Pl^3}{3E\frac{bh^3}{12}} = \frac{4Pl^3}{Ehl^3}$$

Deformasiyaların hansı şərtlərdə bərabər olacağını tapırıq. f_p -ni f_i ilə bərabərləşdirildiyində ; $\frac{Pl}{E \cdot h \cdot b} = \frac{4Pl^3}{Ebh^3}$ və əldə etdiyimiz hər iki tərəfi $\frac{Pl}{Ebh}$ -ə bölməklə aşağıdakını əldə edirik:

$$1 = \frac{4l^2}{h^2}$$

Burada

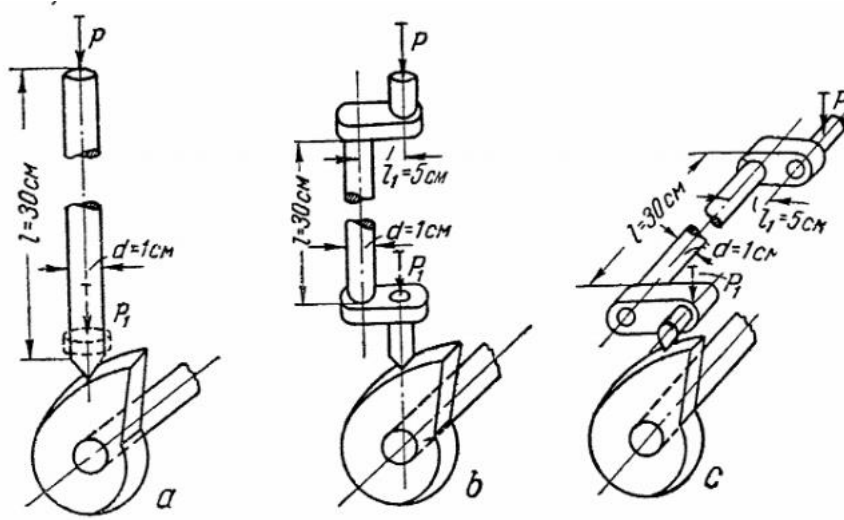
$$l = \frac{h}{2}$$

Yalnız çubuğun uzunluğu hündürlüyün yarısına bərabərdir, eyni zamanda deformasiyalar eynidir; Uzunluq artdıqca uzanma nisbəti ikinci dərəcə l ilə mütənasib olaraq artır. Deformasiyaların nisbi ölçü qaydasını başa düşmək üçün müxtəlif yük növlərinin dairəvi kəsiyi olan çubuğu misal göstərek.

Cam mexanizmində (Şəkil 6), dəyirmi çubuğun $d = 1$ sm və $l = 30$ sm vəziyyətdə bağlama yayı təzyiqi altında $P_1 = 2$ kq, cam'ın digər ekstremal vəziyyətində isə $P_2 = 1$ kq olur. Çubuq hərəkətinin uzunluğu boyunca yay P_1 - P_2 təzyiqinin dəyişməsi nəticəsində yaranan qüvvənin tətbiqi nöqtəsinə endirilmiş *bar* deformasiyasının xətti dəyərini hesablayırıq (qalan hissələrin deformasiyasını nəzərə almırıq). Sıxılma deformasiyası aşağıdakı kimi olacaq:

$$f_c = \frac{(P_1 - P_2)l}{EF} = \frac{1 \cdot 30}{2.2 \cdot 10^6 \cdot 0.8} = 0.000017 \text{ sm} = 0.00017 \text{ mm}$$

dəyəri əhəmiyyətsizdir ($E = 2.2 \cdot 10^6$ kq/sm² – polad üçün elastiklik modulu).



Şəkil 6. Fərqli yük növlərində çubuq işi:

α — gərginlik bar yükü; β — dirsək ilə bar əyilmə yükü; $l=5$ sm; γ — Dirsəkli burulma çubuğu yükü $l_1=5$ sm.

Bükülmə deformasiyası (kiçik sıxılma deformasiyasını atlayaraq) aşağıdakı kimi müəyyən edilir. Yük (Şəkil 6b) çubuqda sabit böyüklükdə əyilmə anı yaradır.

$$M_i = (P_1 - P_2) l_1 = 5 \text{ kq/sm},$$

Bir dairənin qövsü boyunca bükülür və son hissələrin fırlanma bucağı hesab edilir:

$$\alpha = \frac{M_i l}{El} = \frac{5 \cdot 30}{2.2 \cdot 10^6 \cdot 0.05} = 0.0014 \text{ rad}$$

elastik xəttin əyrilik radiusu $\rho = \frac{El}{M_i}$ olduğu üçün burada $I \approx 0.05d^4 \text{ sm} = 0.05 \text{ sm}^4$ — çubuq bölümünün ətalət anıdır.

Bu səbəblə, dönmə bucağını l_1 çubuğuna vurmaqla xətti bir deformasiya əldə edirik:

$$f_i = \alpha l_1 = 0.0014 \cdot 5 = 0.007 \text{ sm} = 0.07 \text{ mm}$$

yəni bütövlükdə bütün mexanizmin icazə verilən xətasından çox olan bir dəyər əldə edilir.

Daha əvvəl də qeyd edildiyi kimi, dirsəyin bükülmə deformasiyası (Şəkil 6, c),

$$f_k = \frac{(P_1 - P_2)l_1^2 l}{Gl_p} = \frac{1 \cdot 5 \cdot 30}{8 \cdot 10^5 \cdot 0.1} \approx 0.0095 \text{ sm} \approx 0.1 \text{ mm}'\text{dan çox böyük bir dəyərdir.}$$

Burada $G = 8 \cdot 10^5 \text{ kq/sm}^2$ — polad üçün sürüşmə moduludur;

$l_p = 0.1 \text{ d}^4 \text{ sm} = 0.1 \text{ sm}^4$ - Çubuq hissənin ətalət qütb anıdır.

Nümunədən görüldüyü kimi, sıxılma deformasiyasının mexanizmin düzgünlüyünə təsiri əhəmiyyətsizdir (bu vəziyyətdə 0,02-0,03 mm'lik xətanın olmasına icazə verilir), əyilmə və burulma deformasiyaları qəbul edilməz dərəcədə böyükdür.

Bu mövqe aşağıdakı kimi ümumiləşdirilə bilər: yalnız *suşlar* və ya burulma *suşları* mexanizmlərin düzgünlüyünə əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərsə də, əhəmiyyətsiz olduqları üçün *suşların* və ya sıxılmaların kökləri nəzərə alınmaya bilər.

Praktiki qayda bundan qaynaqlanır: Dəqiq və ya burulma üzərindəki oxu parçalarının yüklənməsinin qarşısını almaq üçün dəqiq mexanizmlərdən, xüsusilə əgər bu parçalar böyük xətti ölçülərə sahib olarsa.

Praktikada ancaq uzanan və ya sıxıla bilən hissələrdən ibarət bir mexanizm tətbiq etmək hər zaman mümkün olmur. Bu vəziyyətlərdə deformasiyanı azaltmanın ən əhəmiyyətli yolu, təsirli anı və bükülmüş və ya qıvrılmış parçanın uzunluğunu azaltmaqdır. Sökülən cam mexanizmində (Şək.6 b və c), punksiya xətti ilə göstərildiyi kimi bağlama qüvvəsini dəyişdirərək, *cam*'a daha yaxın tətbiq olunan qüvvəni dəyişdirərək və bununla da uzanan çubuğu əyilmə və bükülmədən boşaltmaqla, deformasiyalar əhəmiyyətli dərəcədə azaldıla bilər (praktiki olaraq aradan qaldırılır). Bağlama qüvvəsini *saz* çubuğu ilə *pazın* yaxınlığına köçürmək praktiki deyildir (Şəkil 6, a).

Çapraz şəklinin gərilmə gərginliyinin ölçüsünə təsir etmədiyini xatırlamağa dəyər. Bükülmə və burulma gərginliklərində, onların dəyərləri, əsasən, l və l_p səviyyələrində kəşifən formaya bağlıdır. Buna görə hissələrin bükülməsinə və ya bükülməsinə məruz qaldığı hallarda, sərtliyi artırmaq lazımdır, yəni bildiyiniz kimi

eyni kəsişən sahə üçün ətalətin kəsişmə anı materialı kəsişmə ətrafına cəmləşdirərək, boru və qutu şəkilli kəsişmələrdən istifadə etməklə əldə edilir.

Bəzi hallarda, buyastığın qarşısını almaq mümkün olmadıqda, mexanizmin miqyasını artıraraq deformasiya nəticəsində yaranan xətalərin təsirini azaltmaq mümkündür.

1.3 ÖZLÜYÜNDƏ YARANAN DEFORMASIYA

Daha əvvəl qeyd edildiyi kimi, cazibə qüvvələrinin yaratdığı deformasiyalar həddən artıq əhəmiyyətsizdir və bunu diqqətə almamaq olar. Bununla birlikdə detalların ölçüsünün artması ilə *suşlar* tamamiylə və ya nisbətən artır və dəyərləri mühüm rol oynamağa başlayır. Artan ölçüdə deformasiyaların forması aşağıdakılardan tapılır. Deformasiyalara dair açıqlamalarımız aşağıdakı kimidir:

$$f_p = \frac{Pl}{EF}; f_i = \frac{Pl^3}{kEI}; f_k = \frac{Pl_1^2 l}{Gl_p}$$

Mexanizmin bütün ölçüləri bir zaman faktoru ilə artarsa, (parçaların vəsaitinin eyni olduğu fərz edilərək), deformasiyanı təyin edən dəyərlər aşağıdakı kimi olacaqdır:

P-nin çəkisi α^3 dəfə artacaq və $\alpha^3 P$ -ə bərabər olacaqdır;

kəsişən F sahəsi α^2 faktoru ilə artacaq və $\alpha^2 F$ -ə bərabər olacaqdır;

uzunluğu l zaman faktoru ilə artacaq və αl – ə bərabər olacaqdır;

l_1 dirsək zaman faktoru ilə artacaq və αl_1 -ə bərabər olacaq;

l və l_p inersiya anları α^4 dəfə artacaq və $\alpha^4 l$ və $\alpha^4 l_p$ -ə bərabər olacaqdır.

Müvafiq deformasiyalar aşağıdakılara bərabər olacaqdır:

$$f_p' = \frac{a^3 P a l}{E a^2 F} = a^2 f_p;$$

$$f_i' = \frac{a^3 P a^3 l^3}{k E a^4 I} = a^2 f_i;$$

$$f'_k = \frac{a^3 P a^3 l_1^2 a l}{k i a^4 I_p} = a^2 f_k;$$

Bu səbəblə, mexanizmlərin ölçüsü artdıqca, cazibə qüvvəsindən yaranan gərilmə, bükülmə və burulma gərilmələrinin böyüklükləri, ölçüdəki ikinci artış dərəcəsinə nisbətə artar.

Cazibə istiqaməti ilə mövqeyini dəyişdirməyən cihazın detallarındakı deformasiyalar nəzərə alınar və ya əvvəlcədən razılaşıdırılarkən kompensasiya edilə bilər, məsələn, bir ölçü cihazının təlimatçılarının kəsilməsi və s.

Əməliyyat zamanı cazibə istiqaməti dəyişdikdə, məsələn, astronomik alətlərin kəsicilərində, ekstremitələrində və digər hissələrində, arakəsmə borularında və s. vəziyyət dəyişir. Burada cazibə qüvvəsi anı və onun komponenti dəyişə bilər, bu da deformasiya və deformasiya istiqamətində dəyişikliklərə səbəb olur.

Bu vəziyyətdə artan sərtliyə əlavə olaraq, deformasiyanın təsirini azaltmağın bir yolu dönmə hissələrinə nisbətən fırlanan hissələrin kompensasiyası və dayaqları minimum deformasiyanı təmin edən nöqtələrə yerləşdirməkdir.

Effektiv vasitə, yüksək elastiklik modulu olan yüngül metalların istifadəsi ola bilər.

Qiymətləndirmə meyarı elastik modulun xüsusi çəkiyə nisbətidir (Cədvəl 1).

Cədvəl 1

Material	E, kq/mm ²	$\gamma, r/sm^3$	Keyfiyyət E/ γ
Polad	21 000	7,8	2 700
Çuqun	12 000	7,25	1 650
Bürünc	11 400	8,5	1 360
Mis	10 000	8,4	1 200
Aluminium ərinti	6 400	2,9	2 200
Düraluminium	7 200	2,8	2 600
Elektron	4 800	1,85	2 600
Şüşə (Tac)	7 000	2,6	2 700
Plastik	1 100	1,4	790
Ağac	1 000	0,9	1 100

Cədvəl 1-dən göründüyü kimi, cihaz detallar istehsalında tez-tez istifadə olunan bürünc və xüsusən də mis böyük hissələr üçün ən uyğun materiallar deyildir. Bu vəziyyətdə yüngül metallara və ərintilərə keçid daha sərfəlidir.

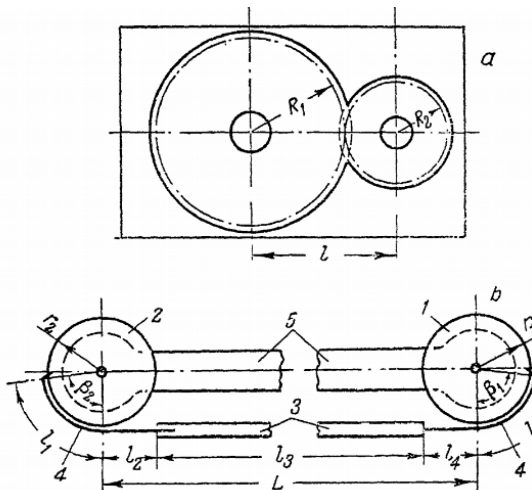
1.4 İSTİLİK DEFORMASIYASI

Mexanizm hissələrinin istiliyində dəyişiklik genişlənmə əmsalı ilə mütənasib bir ölçü və $t_2 - t_1$ temperaturunun dəyişməsi və detalların xətti ölçüsü ilə nəticələncəyi məlumdur.

Bir parçanın izotropik materialı ilə, bütün ölçülərində mütənasib bir artım müşahidə olunur və detalın şəkli deformasiyaya uğramır.

Beləliklə, ciddi şəkildə desək, heç bir deformasiya yoxdur, yalnız ölçüdə dəyişiklik olur. Parçanın materialı *heterogen* olduqda (çox nadir) və ya detalın hissələrinin istiliyi eyni olmadıqda forma pozulur. Sonuncu, hissələrin kifayət qədər istilik keçiriciliyi olmayan mexanizmlərin soyudulması və ya istiləşməsi zamanı hər zaman müşahidə olunur.

Ümumiyyətlə, mexanizm və ya cihazın bütün hissə ölçülərində mütənasib şəkildə dəyişdirilməsi onun funksiyaları və dəqiqliyini pozmur. Məsələn, eyni dişli bir boşqabda quraşdırılmış iki dişlinin dişli xəttində (Şəkil 7, a), bütün mexanizmin soyuması və ya istiləşməsi donmaya səbəb olmur və ya ötürülən bucaqdakı xətlər, hər iki dairənin radiusu $\Delta R_1 + \Delta R_2$ artımlarının cəmi yastıq (podçimnik) oxları arasındakı məsafənin artmasına ubərabərdir Δl



$$\Delta l = (t_2 - t_1) \alpha l,$$

$$\begin{aligned} \Delta R_1 + \Delta R_2 &= \\ &= (t_2 - t_1) \alpha R_1 + \\ &+ (t_2 - t_1) \alpha R_2 = \\ &= (t_2 - t_1) \alpha (R_1 + R_2), \end{aligned}$$

НО ТАК КАК

$$R_1 + R_2 = l,$$

ТО

$$\Delta l = \Delta R_1 + \Delta R_2.$$

Şəkil 7. İstilik deformasiyalarının kompensasiyası.

ancaq

Bu vəziyyət, şaftın yatağa bağlanması vəziyyətində, ölçü əsnasında, ölçülən obyektin və ölçü şkalasının vəsaitinin eyni genişlənmə əmsallarına və istiliyinə və s. sahib olması vəziyyətində müşahidə edilir.

Nəzərə almaq lazımdır ki, hesablama mütləq deformasiyanı əhatə etmir, ancaq nisbi deformasiya dediyimiz bağlanmış hissələrin (O zaman)sındakı fərq hesab edilir. Məsələn, bir materialdan hazırlanmış bir plaka və digərində dişliləri əhatə edən bir boşqabdan ibarət dişli ötürməyə yalnız diferensial dişlilər təsir edəcəkdir.

$$\delta l = \Delta l - (\Delta R_1 + \Delta R_2)$$

Daha əvvəl də ifadə edildiyi kimi, istilik deformasiyaları, xətti ölçülərlə mütənasibdir, buna görə temperaturun təsirini nəzərə almağın zəruriliyi daha böyükdür.

Aşağıdakı temperatur effektləri lazım olmayan həddini təyin etmək üçün bir meyar olaraq, mexanizmlərin böyük əksəriyyətinin işi üçün vacib olmayan nisbi gərginlik $\delta l = 0.005 \text{ mm}$ qəbul edilə bilər.

Ən böyük temperatur dəyişikliyi 50° və $8 \cdot 10^{-6}$ genişləndirmə əmsalı arasındakı ən böyük fərqi nəzərə alaraq tapırıq:

$$0,005 \text{ mm} \geq 50 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot L \text{ mm}$$

$$L \leq \frac{0,005 \cdot 10^6}{50 \cdot 8} = 12,5 \text{ mm}$$

Buna görə ölçüləri 12-15 mm-dən az olan mexanizmlərin bütün hissələri və birləşmələri (yastıq (podçimnik) və s.) üçün temperatur deformasiyasının təsirini hesablamaq lazımsız hesab edilə bilər.

Bərabər işləyən hissələrin nisbi deformasiyasının sıfır olacağı ölçülər və materialların belə bir seçimi ilə temperaturun deformasiyasının kompensasiyasına mexanizm hissələrinin müxtəlif materialları ilə də nail olmaq olar.

Məsələn, baraban 1-dən baraban 2-ə (Şəkil 7b) hərəkət edən ötürücü mexanizmdə, 3 və 5-lər əsasında quraşdırılmış zolaqlar 4, baraban 1-dən baraban 2-yə, yəni nisbi deformasiya sıfır olduqda kompensasiya əldə edilir.

$$\delta l = \Delta L + \frac{\beta_1 \pi \Delta r_1}{180^\circ} + \frac{\beta_2 \pi \Delta r_2}{180^\circ} - (\Delta l_1 + \Delta l_2) - \Delta l_3 - (\Delta l_4 + \Delta l_5) = 0,$$

Burada ΔL , Δl_1 , Δl_2 и Δl_3 yatağın, seqmentin və dartmanın müvafiq

və seqmentlərinin uzunluqlarının artımları və l_1 və l_5 qövsələrinin uzunluğunu $\frac{\beta_1 \pi \Delta r_1}{180^\circ}$

və $\frac{\beta_2 \pi \Delta r_2}{180^\circ}$ arasında artırır.

Bu mexanizmdə dartma materialını dəyişdirmək olduqca asandır. Məsələn, bir bürünc yastıq (podçimnik) və zərb alətləri (genişləndirmə əmsalı $\alpha_1 = 20 \cdot 10^{-6}$) və polad lentlər (genişləndirmə əmsalı $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$) olduqda, $\alpha_3 = 24 \cdot 10^{-6}$ genişləndirmə əmsalı olan alüminiumdan (duralumin) hazırlanmış bir layihə tətbiq etməklə onların nisbi deformasiyasını kompensasiya etmək mümkündür.

Fərz edək ki, $L=300$ mm, $r_1=r_2=30$ mm, $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$.

Sonra nisbi deformasiyanın tənliyi bu formada yazıla bilər:

$$\delta l = \Delta t \cdot 20 \cdot 10^{-6} (300 + \pi \cdot 30) - \Delta t \cdot 11 \cdot 10^{-6} (\pi \cdot 30 + l_2 + l_4) - \Delta t \cdot 24 \cdot 10^{-6} l_3 = 0$$

Və ya, $\Delta t \cdot 10^{-6}$ düşürərək və vuraraq,

$$20 \cdot 394 - 11 (94 + l_2 + l_4) - 24 l_3 = 0.$$

Yaranan ifadənin həlli üçün ona bərabərlik əlavə etmək lazımdır:

$$l_3 + l_2 + l_4 = L = 300 \text{ mm}$$

mexanizmin istismar şərtlərindən qaynaqlanan (Şəkil 7b), lentin sərbəst seqmentlərinin l_2+l_4 cəmini tapırıq. Bu zaman

$$20 \cdot 394 - 11(94 + 300 - l_3) - 24 \cdot l_3 = 0,$$

buradan

$$l_3 = \frac{3545}{13} = 273 \text{ mm}$$

Yuxarıdakı təsvirə əsasən bu hesablamalarla ölçülərin 12-15 mm-ə yuvarlaqlaşdırılmasına və daha kiçik ölçülərin azaldılmasına imkan vermək mümkündür.

Qeyd etmək lazımdır ki, temperaturun azaldılmasının təsirini nəzərə alaraq artım sürətini nəzərə almaqdan daha çox praktiki əhəmiyyət daşıyır.

Bunun səbəbi - 50° -ə bərabər olan dəqiq mexanizmlərin ən aşağı işləmə həddinin montaj sexlərinin istiliyindən 70° -dən aşağı olması və 50° -nin yuxarı həddinin montaj temperaturundan 30° -dən yüksək olmasıdır. Temperatur düşəndə sürtkü yağının qalınlaşması da vacibdir; bu da boşluğu azaldırsa, bu iki amil də mexanizmi sürətlə aradan buraxır.

Buna görə, müxtəlif materiallardan daşınan oynaqları dizayn edərkən, xarici hissənin daha aşağı genişlənmə əmsalı olan bir materialdan hazırlanması istənilir.

Yuxarıdakılar bütün hissələrin sabit bir temperaturu olan mexanizmlərin işləməsinə aiddir. Ancaq təcrübələr göstərir ki, böyük qurğuların hissələrinin temperaturu 3-4 saatdan sonra, daha kiçikləri isə 1,5-2 saat ərzində bərabərləşir. Eyni zamanda, tələb olunan vaxt daha uzun, cihazın kəşişən ölçüləri nə qədər böyükdürsə, istilik axınının yolu daha uzun olur.

Alət mexanizmləri tez-tez temperatur dəyişdikdə, fərqli hissələrin istiliyi eyni hissənin müxtəlif hissələrində bərabər olmasa da xətasız işləməsi tələb olunur.

Bundan əlavə, bəzi cihazlarda ayrı-ayrı hissələr birtərəfli istiləşməyə və ya soyudulmağa məruz qalır və hissələrin temperatur kompensasiyası müşahidə edilmir.

Belə qismən istiləşmə və ya soyutma nəticəsində yaranan deformasiyalar dəqiq alətlərin xətalmasına, prosesin düzgünlüyünə və bəzən təsis mexanizmlərinin işləməsinə təsir göstərir.

Məsələn, bir teleskop borusunun bükülməsi və bir tərəfli istiləşmənin təsiri altında bir astronomik cihazın oxu və borusunun əyilməsi və ya yıxılması bucağının dəyişməsi.

Son zamanlara qədər birtərəfli deformasiyaları azaltmaq üçün aşağı genişləndirmə əmsalı (İnvar) olan materiallar istifadə olunurdu. Bu cür materialların istilik keçiriciliyinin aşağı olması səbəbindən hissələrin içərisində temperaturda böyük fərqlər yaratmaqla, materialın genişlənməsinin kiçik bir əmsalının üstünlüklərinə mənfi təsir göstərərək tətbiq edilə bilməz.

Hal-hazırda temperatur dəyişikliyinə təsirini azaltmaq üçün əsasən iki fərqli metod istifadə olunur:

1) İddia olunan şey budur: 1. Cihazın daxili mexanizmlərinin istiliyini cihazı "dolandırmaq" və xaricdən və ya daxildən süni şəkildə qızdırmaqla müəyyən bir həddə saxlamaq; İsitmə ümumiyyətlə elektrik enerjisi ilə aparılır və ən çox toxunan avadanlıqlarında istifadə olunur.

2. Cihaz içərisindəki mexanizmlərin hissələrinin daha homogen bir temperatur paylanması aşağıdakı səbəblərdən mümkündür: a) yüksək istilik keçiriciliyi olan materialların istifadəsi; b) uyğun səth keyfiyyəti və c) hissələrin forması.

Bu üsullar qarşılıqlı olaraq kənar hesab edilmir və eynizamanlı olaraq məsələn telemetrlərdə tətbiq edilməsi; mümkün olduqda bu hər yerdə edilməlidir.

Birinci metodun detalları əsasən cihazların dizaynı ilə əlaqədardır, buna görə mexanizmlərlə birbaşa əlaqəli olan ikinci üsulu daha ətraflı nəzərdən keçirəcəyik.

Cihazın içərisində istilik ötürülməsi radiasiya və ya konveksiya və ya əlaqə vasitəsi ilə ola bilər. Cihaz içərisindəki hava dövrəni səbəbiylə konvektiv istilik ötürülməsi radiasiya və kontakt keçiriciliyi ilə müqayisədə ikinci dərəcəli əhəmiyyət daşıyır.

Kontakt köçürmə hissələrin materialının istilik keçiriciliyinə görə istilik köçürməsinə də əhatə edə bilər.

1.5 Radiasiyada istilik ötürülməsi

Cihazlar işləyərkən hissələr həm istilik, həm də soyutma zamanı radiasiya mənbəyi ola bilər.

Birinci halda, hissədə meydana gələn istilik şüalarının enerjisi qismən udulur və qismən hiss olunur. Proqnozlaşdırılan hissə ilə udulmuş hissə arasındakı əlaqə Kirchhoff qanunu ilə müəyyən edilir:

$$E_r + E_a + E_d = 1,$$

Burada

E_r — əks olunma əmsalı;

E_a - udma əmsalı;

E_d — keçirmə əmsalı (materiallar üçün $E_d = 0$).

İkinci vəziyyətdə, yayılan enerji Stefan Boltzmann düsturu ilə müəyyən edilir:

$$E = \kappa T^4,$$

Burada

E - radiasiya edilmiş istilik;

κ — radiasiya sabiti;

T — detalın mütləq istiliyi.

Yayılan enerji birbaşa sorulan ilə düz mütənasibdir və hər iki tip də, səthin istilik yayan ya da udma qabiliyyəti olaraq bilinən, parçanın səthinin yayılması E_e ilə xarakterizə olunur:

$$E_e = \frac{E_a \text{ mövcud gövdə}}{E_a \text{ tamamiylə qara gövdə}}$$

Emissivlik əsasən parçanın səthinin keyfiyyətindən asılıdır: nə qədər az olarsa, səthin keyfiyyəti daha yaxşı olar, səth güzgüyə daha yaxın olar.

Qara bir cismin emissiyası birinə bərabərdir.

Parçaların istehsalında istifadə olunan metallar yüksək dərəcədə əks olunur, yəni aşağı emissiyaya malikdirlər.

İstilik şüalarının əks olunmasının müəyyən bir səthə nisbətən daha böyük olduğunu və bu şüaların dalğa uzunluğunun daha uzun olduğunu xatırlamaq lazımdır, çünki Raleigh'a görə, səth təmiz olduğunda əks olunma müşahidə olunur.

$$h \ll \frac{\lambda}{8}.$$

50 ° -dən aşağı olan cihazlarda müşahidə olunan temperatura uyğun 15 (p) -dən yuxarı bir istilik şüasının dalğasında icazə verilən səth pürüzlülüüyü $h < 2 p$ -dir və buna görə də incə cilalanmış səth yaxşı bir güzgü rolunu oynayır.

Eyni zamanda, görünən spektrdə səthin yayılması daha uzun termal şüa dalğaları üçün yaxşı bir güzgü rolunu oynayır.

Səth keyfiyyətinin təsirinə əlavə olaraq, ərazinin böyüməsi eyni proyeksiya ölçüsü və cilalanma ilə müqayisədə kobud tutqun bir səthin emissiyasının olduğunu da qeyd etmək lazımdır. Erlacher'ə görə, yerüstü sahələrin nisbəti: sumbata ilə işlənən (kobudca cilalanmış) və cilalanmış halda 1.17 ilə 2.53 arasında olur.

Yuxarıda göstərilənlərdən aşağıdakı nəticələrə gəlinir:

- 1) müvafiq səth örtüyünü seçməklə udulan (və ya yayılan) istilik miqdarını əhəmiyyətli dərəcədə azaltmağı bacarır;
- 2) həssas hissələri və ya mexanizmləri radiasiya ilə istilik ötürülməsindən qorumaq qabiliyyəti, radiasiya mənbəyinə baxan yaxşı bir əks etdirici səthə sahib incə metal ekranlar yerləşdirir (mexanizm gövdəsi, yaxındakı daha isti bir qisim və s.).

Müəyyən şərtlər altında bu bölüm bir radiasiya mənbəyi ola biləcəyindən, ekranın digər tərəfi yaxşı əks etdirici olmalıdır.

Əlaqəli istilik ötürülməsi hissələrin təmas bölgələrində baş verir. Bu vəziyyətdə səthin keyfiyyəti çox vacibdir. Fərqli istilik keçiriciliyi olan iki material birləşirsə, birləşmənin səthinə dik olan istilik axını aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$dQ = df \frac{t_a - t_i}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

Burada

dQ — elementar istilik axını;

df — axını kəsişən element;

t_a — yüksək temperatur;

t_i — son temperatur;

λ_i — müvafiq istilik keçiriciliyi;

δ_i — müvafiq orta qalınlıq.

Yuxarıdakı düsturda $t_a - t_i$ istilik axınının hərəkətinə səbəb olan potensial fərqi,

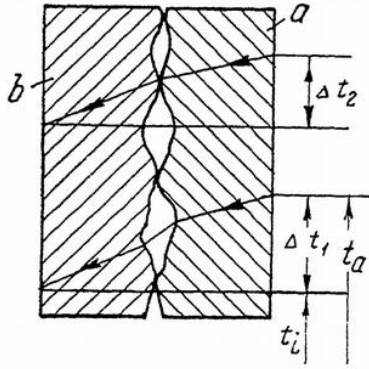
$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ axını yolundakı ümumi müqaviməti göstərir.

Boşluqların olması halında (Şəkil 8) istilik transferində, qismən təmasda, qismən radiasiya ilə (konveksiya vacib deyil) və metal təmas olmadığı yerlərdə daha aşağı istilik axını müşahidə olunur və daha böyük bir temperatur fərqi daha az olur (bax.şəkil 8, burada a səthindən b səthinə temperaturun düşməsi xəttin yamacı ilə göstərilir).

Bütün axın sahəsini iki hissəyə bölməklə istilik köçürməsinin pisləşməsinə nəzərə ala bilərsiniz: $1/n$ - istilik ötürmə əmsalı ilə birbaşa əlaqə hissəsi və n hissəsi k_1 olan aşağı hissə.

Q - ümumi istilik miqdarını ifadə etmək üçün, Δt - istilik fərqi, Q_1 - $1/n$ hissədən keçən istilik miqdarı və Q_2 - səthin qalan hissəsindən keçdiyini bilərək aşağıdakı şəkildə ifadə edə bilərik:

$$Q = Q_1 + Q_2 = F \Delta t \left(k_0 \frac{1}{n} + k_1 \frac{n-1}{n} \right) \quad (2)$$



Şəkil 8. Səth keyfiyyətinin istilik ötürülməsinə təsiri.

Boşluqlarda istilik keçiriciliyinin zəif olması səbəbindən aşağıdakıları nəzərdən keçirə bilərik:

$$Q \approx Q_1 = F \Delta t k_0 \cdot \frac{1}{n} \quad (3)$$

Burada F- axın kəsiyi.

Birbaşa əlaqə sahəsinin $1 / n$ dəyəri, səthlərin keyfiyyətindən və aralarındakı təzyiqdən asılıdır və yalnız həyata keçirilməmiş testlər əsasında müəyyən edilə bilər. Bundan əlavə, boşluğun yağla doldurduğu hərəkətli birləşmələrdə k_0 və k_1 istilik keçiricilik əmsalları haqqında kifayət qədər məlumat yoxdur. Bu dəyərləri müəyyən etmək üçün təcrübələr aparılmalıdır. Yalnız bir neçə dərəcə hərəkətli və yivli bağlantılar zamanı əhəmiyyətli bir temperatur fərqi sübut edilmiş faktlarından danışa bilərik.

Artıq qeyd etdik ki, kifayət qədər istilik keçiriciliyi səbəbindən bir material birtərəfli qaydada qızdırıldığı zaman bir hissədə bir temperatur fərqi mövcuddur.

Ümumi bir şəkildə bir parçanın iki nöqtəsinin Δt temperatur fərqi, düstur (1) 'dən aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$\Delta t = k \frac{Ql}{\lambda F}$$

(4)

Burada

Q - istilik ötürmə;

l —yüksək və aşağı temperatur nöqtələri arasındakı məsafə;

λ — hissənin materialının istilik keçiriciliyi;

F— Orta axın sahəsi $F = \sum \frac{F_i}{l_i}$ burada F_i — uzunluq sahəsi l_i ;

k — hissənin şəklindən asılı olaraq və l yolu boyunca istilik paylanması xarakterizə edən bir miqdar.

Digər tərəfdən hissənin istilik gərginliyi Δl -ə bərabərdir:

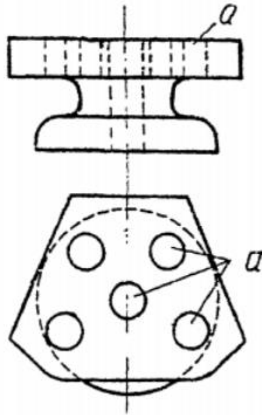
$$\Delta l = \Delta t \cdot a \cdot l ,$$

(5)

Burada a— Xətti genişlənmə əmsalı.

Δt ifadəsini əldə etmək üçün (5) tənliyi əvəz edək.

$$\Delta l = k \frac{Q l^2 \alpha}{F \lambda}$$



Şəkil. 9. İstilik balansı üçün əlavə dəliklər.

Nəticədə ortaya çıxan tənlik, bərabər olmayan istiləşməyə görə parçanın deformasiyasını ifadə edir.

Düsturun kompleks şəkildəki qisimlərə tətbiq olunması çox çətinidir. Nizamsız istilik paylanması, termal suşlarla birləşdirilmiş detallarda mexaniki gərilməyə və elastiki gərilməyə səbəb olduğundan, termal gərilməyə hesablama yolu ilə təyin olunması demək olar ki heç praktiki deyildir.

Yuxarıda nəzərdən keçirilən istilik köçürmə qanunlarına əsasən, mexanizmlərdə temperatur deformasiyasını azaltma vasitələri haqqında bəzi nəticələr çıxarmaq olar: Səthlərin emissiyası və radiasiya olunan enerjinin daha bərabər paylanmasını azaltmaqla istilik axınını və

2. Yüksək və aşağı temperatur nöqtələri arasındakı l məsafəni azaldır. İstilik axını ümumiyyətlə səthdən materialın içərisinə keçən və əksinə) keçdiyindən, uzunluğu l materialın qalınlığında ən böyük məsafə kimi başa düşülməlidir.

Uzunluğu l azaltmaq üçün, α Materialın qalınlığı da bəzən əlavə olunur (Şəkil 9).

Bu, radiasiya və konvektiv istilik köçürmələrində iştirak edən səthi artırmaq və daha homojen bir istilik mənbəyi təmin etmək üçün edilir.

Bununla birlikdə, bu materialın qalınlığı boyunca ötürülən istilik axınının kəşiməsini azaldır.

Konveksiya ötürülməsi kiçik olduğundan və α Dəliklərin səthindən istilik radiasiyasının birbaşa udulması çətin olduğundan, bu cür əlavə dəliklərin üstünlüyü mübahisəlidir.

3. Parçanın eninə kəşiməsində bir artış və daha əhəmiyyətlisi, nizamsız eninə kəşiyi böyük həcmdə istilik azalmalarına və böyük lokal deformasiyalara səbəb olduğundan, ən azından tək telli qabın yolu boyunca kəşimənin vahidliyinin artmasıdır.

4. Mümkün ən yüksək $\frac{\lambda}{\alpha}$ nisbəti olan materialların istehsalı üçün tətbiq edilir. Bu baxımdan ən çox istifadə olunan materialların keyfiyyəti yüksək deyildir (Cədvəl 2).

Cədvəl 2

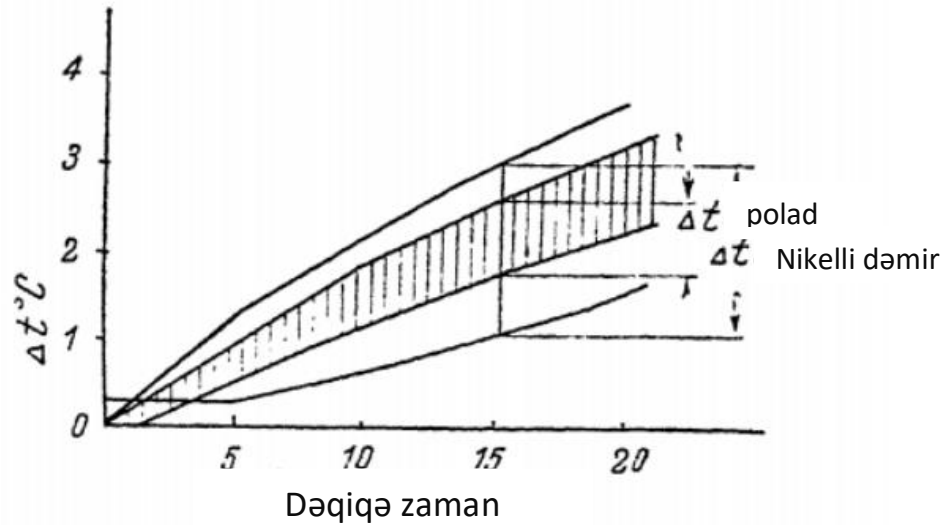
Material	Genişlən dirmə əmsalı $\alpha \cdot 10^{-6}$	İstilik keçiriciliyi $\lambda \frac{\text{kal}}{1^{\circ}\text{C} \cdot \text{sm} \cdot \text{san}}$	Keyfiyyət $\frac{\lambda}{\alpha}$
Karbon polad	11	0,11	10 000
Mis	19	0,26	14 000
Tunc	18	0,15	85 00
Şüşə (Kron)	6	0,0016	270
Nikel polad	1	0,011	11 000
Çuqun	10	0,11	11 000
Alüminium	24	0,48	20 000
Duralumin	22,6	0,31	13 700
Elektron (ərinti)	26	0,37	14 200
Qırmızı mis	17	0,92	54 000
Gümüş	19	1,00	52 500

Cədvəl 2-dən ən pis keyfiyyətin şüşə olduğu görülür. Həqiqətən də, praktika böyük şüşə parçalarının (prizmalar, böyük linzalar və s.) temperatur dəyişdikdə deformasiyaya ən çox meylli olduğunu göstərir. Bu mövzuda ən yaxşı materiallar alüminium, mis, maqnezium ərintisidir.

Nikel normal karbon poladdan və ya çuqundan heç bir üstünlüyü yoxdur. Dəyişməyən hissələr üçün Nikelin adi bir tərkibli polad və ya çuqun ilə əvəzlənməsi nəticəsinin üstünlüyünü nümayiş etdirdi.

Şəkil 10, Nikel və polad üçün zaman keçdikcə reflektorun temperatur fərqi bir qrafikini göstərir, ardınca polad hissənin istilik fərqi nikel ilə müqayisədə üç dəfə azdır.

Əlbəttə ki, mis və ya maqnezium ərintilərinin dəqiq hissələrinin istehsalı temperaturun həssaslıq itkisinə təsirini azalda bilər.



Şəkil. 10. Polad və Nikel dəmir detallarında temperatur fərqi qrafiki.

Dəmir və ya misdən hazırlanmış xüsusi ərintilər tapmaq da mümkündür ($\frac{\lambda}{\alpha}$ uyğun nisbət ilə).

1.7 DAXİLİ GƏRGİNLİKDƏN YARANAN DEFORSASIYA

Deforsasiyanın səbəbi, detalın parçalarının alınması və emalının əvvəlki əməliyyatları nəticəsində yaranan hissələrin materialındakı gərginlik ola bilər. Məlum olduğu kimi, qeyri-bərabər soyutma səbəbindən tökmələrdə daxili gərginliklər meydana gəlir.

Digər əməliyyatlarda da bənzər gərginliklər, vəsaitin plastik deforsasiyaya və nizamsız istiləşməyə məruz qalması vəziyyətində, xüsusilə boruların istilik yayma və broşlanması əsnasında və su vermə əsnasında ortaya çıxar.

"Yaşlanmaya" vəsaitdən parçaların istehsalı fərqli gərilməyə sahib metal təbəqələrin kəsilməsi, daxili gərilmə tarazlığını pozar və tam ölçüyə çatan, bəzən çox böyük, bir neçə gün və ya həftə ərzində və hətta daha uzun müddət deformasiya ola və parçanı istifadə edilə bilməz hala gətirə bilər.

Bundan əlavə, əvvəllər qeyd edildiyi kimi, materialdakı daxili gərginlik elastik modulun azalması səbəbindən hissələrin deformasiyasının dərəcəsini artırır. Çip meydana gəlməsi bölgəsində kəsmə prosesində, material səthini deformasiya edən, parçanın deformasiyasına səbəb olan plastik deformasiyalara məruz qalır. Beləliklə, detalların materialının daxili gərginliklərdən azad edilməsi iki mərhələyə bölünür:

- 1) yaşlanmadan əvvəl, yəni materialı emal etmədən öncə ümumi gərginlikdən azad etmək;
- 2) sərtləşdikdən sonra səth gərginliyinin aradan qaldırılmasından ibarət olan son yaşlanma.

Son əməliyyat əsnasında, qalınlığı 0,5 mm-dən çox olan bir vəsait təbəqəsi çıxarılsa, bəzi hallarda son əməliyyatdan sonra yaşlanma (amortizasiya) meydana gəlir! Parçalar sərtləşdikdən sonra da yaşlanmalıdır. Yaşlanmanın mahiyyəti metalların kristal quruluşundakı bəzi dəyişikliklərdə olur.

Ümumi gərginliklərdən azad olmaq, sərtləşmədən əvvəl və ya sonra yavaş soyutma və yüksək temperaturda uzun müddət təmizlənmədən ibarətdir.

Səthi gərginliklər nisbətən aşağı temperaturda aradan qaldırılır.

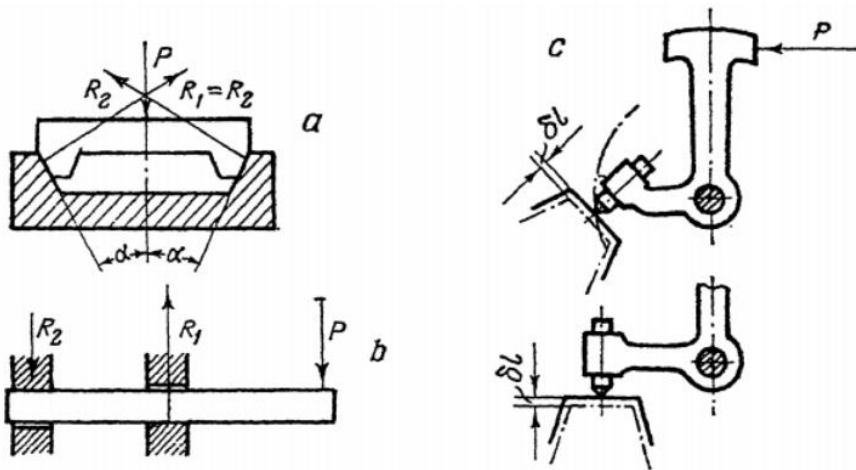
Əlvan metalların (bürünc və mis) əvvəlcədən amortizasiyası (yaşlanma) 4-6 saat ərzində 700° -də yuyulmaqla əldə edilir. Bu metalların son yaşlanması 200-300° temperaturda 2-4 saat ərzində aparılır. (ölçmə alətlərinin hissələri üçün bəzən yağda 24 saata qədər qaynadılır.) Sərtləşdirilmiş karbon və xüsusi poladın son yaşlanması 120-160° temperaturda 8-12 saat ərzində aparılır.

Yüksək həssalığa sahib parçaların istehsalı üçün forma tutarlılığı ən yaxşı materiallar çuqun (xrom perlit quruluşu), bürünc (qalay BROF 6.4-0.4) və poladdır (0.8-1.2% $^{\circ}\text{C}$; 0.9% $^{\circ}\text{C}$ evtektoid polad bu məqsəd üçün daha az uyğun gəlir). Alüminium ərintiləri sonrakı deformasiyalara daha çox meyllidir.

Sərtləşmə əvəzinə polad hissələrin səthlərində nitrat istifadə etmək daha çox tövsiyə olunur, çünki nitratlaşdırma 500 - 560 $^{\circ}\text{C}$ səviyyəsində aparılır (polad üçün kritik nöqtəni keçmir) və bundan sonra həcmli gərginlik yoxdur. Həssas parçalar, daha çox daxili təzyiq olan yayılmış məhsul və ya borulardan daha yaxşı döyülmüş kötüklərdən hazırlanır. Borular və yuvarlanan profillər istifadə edildikdə, gərginliyin əsasən lokallaşdırıldığı çox böyük bir səth təbəqəsi (2 mm-dən çox) çıxarılmalıdır.

1.8 MEXANİZMLƏRİN DƏQİQLİKLƏRİNDƏ MİNİMUM DEFORMASIYALARIN TƏSİRİ

Ayrı-ayrı hissələrin deformasiyasının böyüklüyünə təsir edən amilləri nəzərə alaraq, işləyən hissələrin deformasiyasının mexanizmin düzgünlüyünə ən az təsir göstərəcəyi şərtləri nəzərə alırıq.



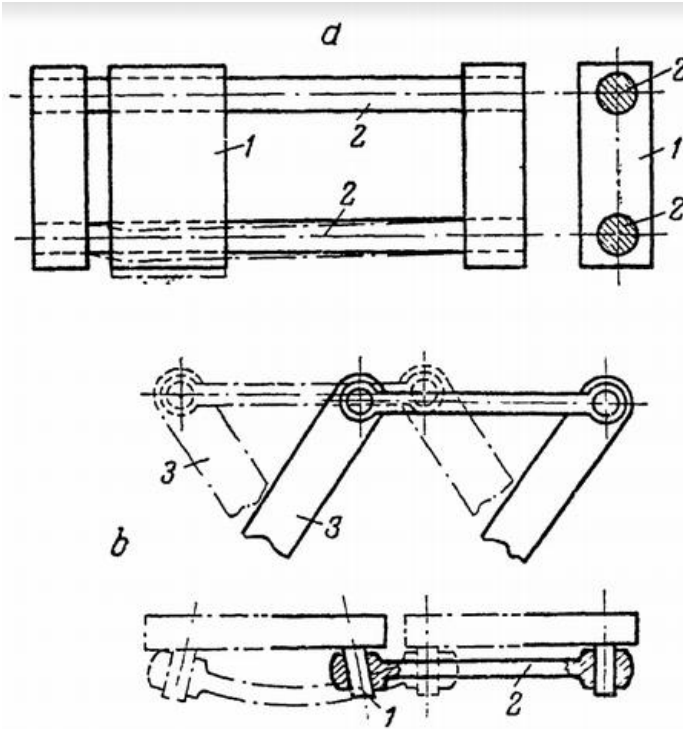
Şəkil 11. Yükləmə qüvvəsi istiqamətində mənfi vəziyyətlər və dəstəklərin reaksiyaları

Mexanizmin ayrı bir hissəsindəki deformasiyalar onun bitişik hissələrinə ötürülə bilər. Buna görə, mexanizm hissələrinin deformasiyasının düzgünlüyünə ən az təsir göstərmək üçün aşağıdakı şərtlərə əməl edilməlidir.

Dəyərli saydığımız bu mexanizm üçün qiymətləndirilən hissələrə təsir edən xarici qüvvələr dayaqalarda və bağlarda ən az səy göstərməlidir. Aydındır ki, ən əlverişli hal, dayaqalarda olan reaksiyaların yükləyici qüvvələrin cəminə bərabər və ya yaxın olmasıdır.

Başqa sözlə, hissələrin təlimatları və birləşmələrinin dizaynı tıxanma hərəkətini istisna etməlidir (şəkil 11 a baxın) və ikinci növdəki qolun təsiri, (şəkil 11 b baxın), burada dəstəklərdə $R_1 + R_2$ reaksiyalarının cəmi yükləmə qüvvəsi R-dən daha böyükdür.

2. Deformasiyaların meydana gəlməsi və ya hissələrdən biri şəklində istehsal qüsurlarının olması bitişik hissələrə ötürülməməlidir, məsələn, slaydın deformasiyası təlimatları deformasiya etməməlidir və s. bu tələb çox vacibdir, çünki işləyən hissələrin sərtliyi eyni deyil və daha sərt hissənin nisbətən kiçik deformasiyası zəif bir hissənin deformasiyasına səbəb ola bilər.



Şəkil. 12. Əlaqəli hissələrdə gərginlik transferi.

Buna misal olaraq 1- sürüşdürücü və 2- silindrik təlimatlardır (Şəkil 12, a). Bu dizaynda, sürüşdürücünün həddindən artıq mövqelərdən birində (məsələn, soyutma və ya istiləşmə) deformasiya olması halında, daha sərt bir slayd silindrik istiqamətləndirici dirəkləri (nöqtəli bir xətt ilə göstərilmişdir) güclü bir şəkildə əymək mümkündür. Başqa bir misal: əyri oxlu paraleloqram (Şəkil 12, b). Dirsək 3 nöqtəli xətt ilə göstərilən vəziyyətə döndükdə, sərt dirsək 3 və ox 1 şəkildəki kimi çubuğu 2 deformasiya edir. Mili yastıq (podçimnik) və s. bağlantıda oxşar şərtlər baş verə bilər.

3. Deformasiya mexanizminin detallarında ortaya çıxan, əlaqəli parçaların minimum yer dəyişdirməsinə, yəni mexanizm tərəfindən reallaşdırılan funksiyadakı minimum xətalara səbəb olmalıdır.

Məsələn, dəstək δl -nin deformasiyası (bax Şəkil 11, c), dəstək toxunanı dəstək vintini hərəkət etdirməyə meyillirsə, dəstək normaldan bu səviyyəyə daha böyük bir bucaq döndərir.

Yuxarıda göstərilən şərtlər sabit əlaqələri dizayn etmək və kinematik dizayn metodunu təyin etmək üçün K.Maksvell prinsipi ilə tanış olmağa səbəb olur. Mexanizmin deformasiyasının meydana gəlməsi üçün şərtlərin daha da nəzərdən keçirilməsi həssas mexanizmlərin formalaşması üçün daha ümumi prinsiplərin inkişafına səbəb olur.

Fəsil II

2.1 Kinematika və Mexanika Mühəndisliyi Dizayn Üsulları

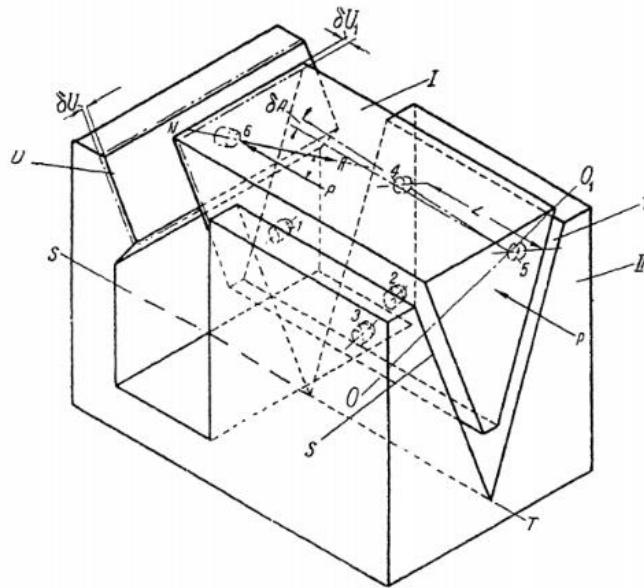
Kinematik dizayn qanununun inkişaf etdirilməsinin böyük ölçüdə K.Maxwell tərəfindən verilən sabit əlaqələrin dizayn qanunlarına görə olduğunu fərz edək:

Komanda sabit bir döşəmə üzərində müəyyən bir mövqedə durması üçün qurulmuşsa, hər hansı bir dayaq nöqtəsi ortadan qalxacaq şəkildə seçilən altı dayaq nöqtəsinə sahib olması lazımdırsa, o zaman digər bağların icazə verdiyi alətin qarşılıq gələn sağ hərəkət istiqaməti, o nöqtədəki toxunan müstəvi üçün mümkün qədər normal olmalıdır.

Bu prinsip, sərt bir cismin hərəkət qanunlarının ümumi doktrinası əsasında tərtib edilmişdir, burada hər qatı cismin ümumiyyətlə altı sərbəstlik dərəcəsinə sahib olduğu (koordinat oxları boyunca üç translasiya hərəkəti və eyni oxlar ətrafında üç döngə) bilinməkdədir. Bir qatının hər hansı bir səthlə bir təmas nöqtəsi sərbəstlik dərəcələrindən birini məhdudlaşdıra bilər. Bu səbəblə, dəstəklərə və ya bir bütün olaraq cihaza görə tək bir parça olaraq qəbul edilə biləcək bir qatının mövqeyini tam olaraq təyin etmək üçün, eyni və ya paralel müstəvidə yatmayan altı təmas nöqtəsinə ehtiyacınız vardır.

Cihazın hərəkətli bir montajı və ya bir parçanın ilişməsi vəziyyətində, əgər parça və ya cihaz müəyyən sərbəstlik dərəcələrinə sahibdirsə, təmas nöqtələrinin sayı,

qalan sərbəstlik dərəcələrinə görə altıdan az olmalıdır. Beləliklə, xətti istiqamət istənilən prizmatik səthdə beş əlaqə nöqtəsi ilə formalaşa bilər; bir silindrin səthində dörd nöqtə ola bilər (bu cür təlimatlar bir nümunəsi üçün, bax. səhifə 177). Fırlanan hərəkət silindrik bir səthdə dörd nöqtə və silindrin sonunda beşinci nöqtə və s. ilə təyin oluna bilər. Bu baxımdan V-oluğu əsas dörd sərbəstlik dərəcəsinə malikdir; silindrik bir dəliyin kənarında oturan bir konus və ya oval - üç sərbəstlik dərəcəsi (dəliyin təmas nöqtələrinə qarşılıq gələn üçlü bir şəklə sahib olması daha sərt olurdu), və s. dəstək nöqtələrindəki toxunan müstəvidə bu dəstək tərəfindən məhdudlaşdırılan hərəkət istiqamətinə dik olması şərti çox əhəmiyyətlidir. Onun mənası bir tərəfdən istiqamətləndirici səthlərin deformasiya və qüsurlarının, həmçinin təsadüfi cisimlərin (toz, yonqar) təsirinin minimuma endirilməsi və təlimatçı səthindəki təzyiğin azaldılması və buna görə digər tərəfdən deformasiyanın səbəblərinin təsirini azaltmaqdır. Kinematik dizayn üsuluna, ilk öncə nöqtələrdən çox yastıq (podçimnik) və yataqlarda böyük səthlərin istifadə edilməsiylə fərqlilik göstərən maşın istehsalı üsuluna qarşı daha böyük bir hərəkətin, məhdudlaşdırıcı səthlərin sayını (quruluşu statik olaraq naməlum bir sistem halına gətirməsi) təyin etmək üçün zəruri olması gərəkir.



Şəkil. 13. Kinematik dizaynda istinad nöqtələrinin yeri.

Maşınqayırma metoduna uyğun qurulmuş nümunələrə çox sayda yastıq, maşın təlimatı, boltların çoxluğunu əhatə edən əsas çərçivələr və s. daxildir. Sərt bir gövdənin altı nöqtəyə bağlanması (tək bir təyyarədə üçdən çox) açıq qüvvələrin köçürülməsi üçün zəruridir, bu da qaçılmaz daxili streslərə və əlaqəli stresslərə səbəb olur. Bu dizayn üsulları arasındakı fərq, maşınlardakı parçaların icazə verilən deformasiyalarının istehsal və montajda baş verən xətlər səbəbindən yaranan səhvlərdən çox böyük olmasıdır; Cihazların mexanizmlərində istənilən dəqiqlik hissələrin montajı zamanı meydana gələn deformasiyaların istehsal qüsurları nəticəsində yaranan xətlərdən daha kiçik olmasını təmin edir.

Buna görə də, maşınqayırma metodu cihazların dizaynında yalnız icazə verilən deformasiyalar istehsal xətləri ilə eyni qaydada olduqda istifadə edilə bilər. Bir qayda olaraq, bunun üçün kütləvi istehsalda olmayan dəqiq istehsal hissələri tələb olunur. Hərəkətli oynaqlarda böyük səthlərin mənfi xüsusiyyəti aşınmanın düzgün baş verməməsidir; bu, səth qüsurları və bərabər olmayan yağlama təbəqəsi ilə birlikdə bütün səthə qeyri-bərabər uyğunlaşmaqla istiqaməti dəyişməni əhatə edir.

Kinematik tikinti metodununun xüsusiyyətlərini və tətbiq şərtlərini daha ətraflı nəzərdən keçirək.

2.2 KİNEMATİK DİZAYN METODU

Kinematik (və ya İngilislərin bəzən dediyi kimi həndəsi) quruluş metodu, bu qanun üzərində birlikdə çalışacaq şəkildə hazırlanan iki parçanın təmas nöqtələrinə və altıya bərabər nisbi sərbəstlik dərəcələrinə sahib olmalarından ibarətdir.

Yuxarıda, hər hansı bir parçanın mövqeyini müəyyən etmək üçün, təmas nöqtələrinin birinə paralel olmayan müstəvilər üzərinə yerləşdirilməsi lazım

olduğu deyilmişdir. Sərbəstlik dərəcələri üç koordinat oxu boyunca dönmə hərəkətlərini əhatə etdiyindən, bu hərəkətləri məhdudlaşdıran nəzarət nöqtələri bu oxları kəsişən müstəvilərə yerləşdirməlidir. Belə çıxır ki, belə müstəvilərin ən az sayı - üçdür.

Detal 1-in (Şəkil 13), 1, 2, 3, 4, 5 və 6 nömrəli təmas nöqtələrinin yerləşdirildiyi üç dəstək müstəvisinə S, T və U sahib olan detal 2-yə görə sabit bir şəkildə monte edildiyini fərz edək. Toxunma nöqtələrindən birini ortadan qaldıraraq, (Nümunə 6), düz parçaya I sərbəstlik dərəcəsinə, yəni S və T müstəvilərinin kəsişdiyi ST kənarındakı hərəkətə dönürük. 4 nöqtəsini aradan qaldırarkən, 1-ci detal S müstəvisinə perpendikulyar olan OO_1 oxu ətrafında dönmür və 5 nöqtəsindən keçir və s.

Deformasiyalar və ya istehsaldakı qeyri-dəqiqliklər səbəbindən U müstəvisi normal olaraq δU_1 müstəvisinə paralel hesablanaraq, hər zamanki kimi bir ölçü (kor hərəkət xətti ilə işarələnir) aparılır. Bu hissənin ST, N kənarında

$$\delta U_1 = \frac{\delta U}{\cos(N, ST)},$$

ilə hərəkət etməsinə səbəb olur, çünki δU δU_1 -nin normal N-də

U müstəvisinə proyeksiyası olub ' $\delta U = \delta U_1 \cos(N, ST)$ 'ə bərabərdir.

Aydındır ki, U müstəvisinin vəziyyətindən asılı olaraq, I'nin U_1 hissəsinin hərəkəti, əgər bizim nümunəmizdə, U müstəvisi ST kənarının istiqamətinə, digər əlaqə nöqtələri tərəfindən icazə verilən hərəkət istiqamətinə [$\cos(N, ST) = 1$] perpendikulyar olarsa, minimum olacaqdır.

Şərtlər digər nöqtələr üçün bənzər olduğundan, detalların yerdəyişmələrdən qorunması ən əlverişlidir və dəstək nöqtələri üç qarşılıqlı müstəvi təşkil edir. Bu vəziyyətdə, Maksvell prinsipinə görə, mümkün yerdəyişmələr onlar üçün normal olan müstəvilərlə məhdudlaşır. Nəticə fırlanma hərəkəti azadlığının məhdudlaşdırılması ilə əlaqədardır və yalnız üç məqama aiddir, istinad nöqtələrinin müstəvidəki yeri qeyd edilməmiş qalır.

İndi nəticə olaraq bucaq yerdəyişmələrinin məhdudlaşdırılması üçün şəraitin nə qədər əlverişli olması vacibdir. Nümunədə gördük ki, istinad nöqtəsi 4-ün çıxarılması, hissənin OO_1 oxu ətrafında normal olaraq S müstəvisində dönməsinə və 5 istinad nöqtəsindən keçməsinə imkan verir.

T müstəvisi və S müstəvisi nəticəyə qarşılıqlı olaraq perpendikulyar olduğundan OO_1 oxu T müstəvisində qalmalıdır və buna görə də istinad müstəvisinin T istiqaməti 4 nöqtəsində mümkün hərəkəti üçün normal olacaqdır. Üstəlik, uyğun bir mövqedə istinad müstəvisi hələ bucaq yerdəyişmənin mənfiyyətinə zəmanət vermir, çünki onun dəyəri də fırlanma oxu və OO_1 dayaq nöqtəsi arasındakı L (əsas) məsafədən asılıdır.

Əslində dayaq nöqtəsinin 4-cü nöqtədəki deformasiyasının T hissəsi detalının bucaq yerdəyişməsinə səbəb olur:

$$\delta A = \delta T / L$$

Yəni L məsafəsi ilə tərs mütənasibdir.

Bənzər şərtlər I hissə digər oxlar ətrafında bucaq hərəkətlərdən sabitləndikdə müşahidə olunur. Buna görə, nəzarət nöqtələrinin yerləşməsi üçün ümumi bir qayda yarada bilərik:

Parçaların həssas bir şəkildə sabitlənməsi üçün, altı qarşılıqlı dəstək nöqtəsi olması kifayətdir, bu, üç qarşılıqlı şaquli müstəvi üzərinə yerləşdirilməlidir, beləcə hər hansı bir dəstək ilə ətrafındakı bucaq hərəkətini məhdudlaşdıran (ox) parçanın qarşılıq gələn dönmə oxuna olan məsafə ən böyük olur.

Sıfıra yaxın bucaqlarda kosinus az fərqləndiyindən, məsələn $\cos 30^\circ = 0.87$, istinad müstəvilərinin qarşılıqlı perpendikulyarlığından kiçik (30° yə qədər) nəzərə çarpan bir təsiri yoxdur.

Parçaların sabit əlaqələri üçün istinad nöqtələrinin yerləşməsinin yuxarıdakı prinsipi aşağıdakı dəyişikliklərlə mobil bağlantılara da aiddir:

1. Dayaq nöqtələrinin sayı, sərbəstlik dərəcələri ilə birgə altıdan azdır,
2. Bu hallarda yönləndirici dəstək müstəvilərinin sayı üçdən az ola bilər və dəstək müstəviləri fırlanma hərəkətinə icazə verilən hissələrin birləşmələrində fırlanan səthlər (silindrik, konik və ya top) ilə əvəz olunur.

İstinad müstəvisinin (və ya səthinin) müəyyən bir nöqtədəki maksimum baza dəyərinə nisbətən istiqamətləndirilmiş hissənin mümkün hərəkətinə olan perpendikulyarlığına dair əsas tələblər tam hərəkətli bağlantılar üçün qorunur.

Parçaların səthlərindəki hər hansı bir birləşmə üçün həndəsi dəqiqlik tələb olunduğundan daha çox dəstək nöqtəsi olmamalıdır; yəni düz bir xəttə iki nöqtədən çox olmamalı, eyni müstəvidə üç nöqtədən çox olmamalı və dövr səthində dörd nöqtədən çox olmamalıdır. Bu tələb qaçılmaz istehsal xəstələrindən yaranır ki, bu qüsurların böyüklüyü və hissənin deformasiyasız əlavə dəstək nöqtələri arasında əlaqə qurula bilməz və bağlı olan hissələrdən birində deformasiyanın baş verməsi digərində deformasiyaya səbəb olacaqdır.

Nəticədə istinad nöqtələrinin təşkili də dayaqalarda göstərilən səylərin dərəcəsi baxımından müsbətdir. Yükləyici qüvvə P (bax. Şəkil 13) qabırğa ST -yə paralel hərəkət edərsə, norma boyunca yönəldilən 6-cı nöqtədə U dəstəkləyici müstəvinin reaksiyası ilə aydın şəkildə bərabərləşir. Üstəlik, əgər reaksiya qüvvəsi yalnız kosinus olarsa $(R, P) = 1$, bu P gücünə bərabər olacaqdır, onda dəstək cərəyanı yükləyici qüvvənin təsiri üçün normaldır, çünki $R \cos (R, P) = P$ şəkildə görünə bilər.

Dəstək müstəviləri arasındakı bucaq 90° olduqda, dəyişkən qüvvə istiqamətindəki reaksiya dəyəri qüvvənin dəyərindən artıq olmur. Başqa bir cəhətdən reaksiya daha çox yükləmə qüvvəsi kimi baş verə bilər.

Kinematik metodun istifadəsi bağlama qüvvəsinin, təmas nöqtələrində hissələr arasında əlaqə yaradan qüvvənin olmasını nəzərdə tutur. Bir bağlayıcı qüvvə

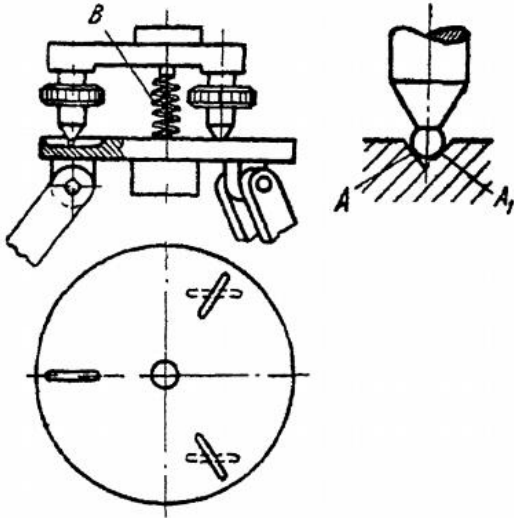
olaraq, cazibə qüvvəsi və ya yaylar tez-tez istifadə olunur (sürtünmə qüvvəsi bağlanmış sayıla bilməz).

Parçaları təmasda saxlamaq üçün tələb olunan bağlama qüvvəsinin miqdarı az olduqda, yaylar tətbiq oluna bilər. Bağlama yaylarının dizaynına xüsusi diqqət yetirilməlidir, çünki yaylar tez-tez mexanizmlərin işində deformasiyaya və qüsuralara səbəb olur. Bütün işləmə zonasında yay təzyiqinin mümkün qədər sabit olmasını təmin etmək üçün tədbirlər görülməlidir.

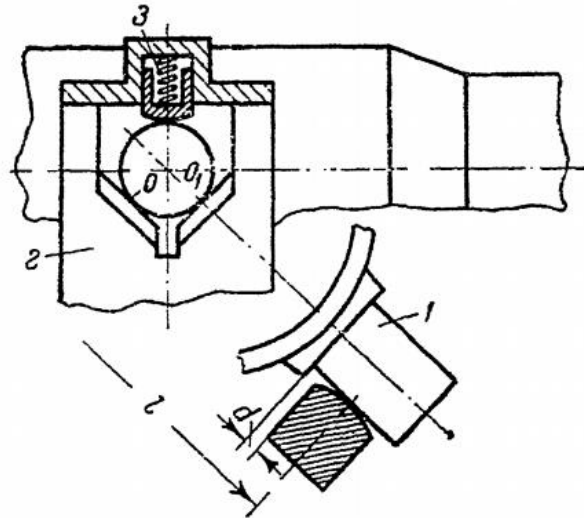
Referans nöqtələri arasındakı məsafə, yay təzyiqini dəstəkləməsi lazım olan təmasın, parçalardakı əyilmə gərilmələrini və əlaqədar deformasiyaları azaltmaq üçün güclü bir yayı birbaşa təmas nöqtələrində olan bir neçə zəif parça ilə dəyişdirmək daha uyğundur.

2.3 KİNEMATİK METODUN TƏTBİQİ

Ən çox kinematik metod geodeziya alətlərinin qurulmasında istifadə olunur. Məsələn, cihaz tripodun üç radial yivinə yatağın ayaqlarını yerləşdirərək quraşdırılmışdır (Şəkil 14).



Şəkil 14. Kinematik montaj dizaynı



Şəkil 15. Kinematik yastıq dizaynı

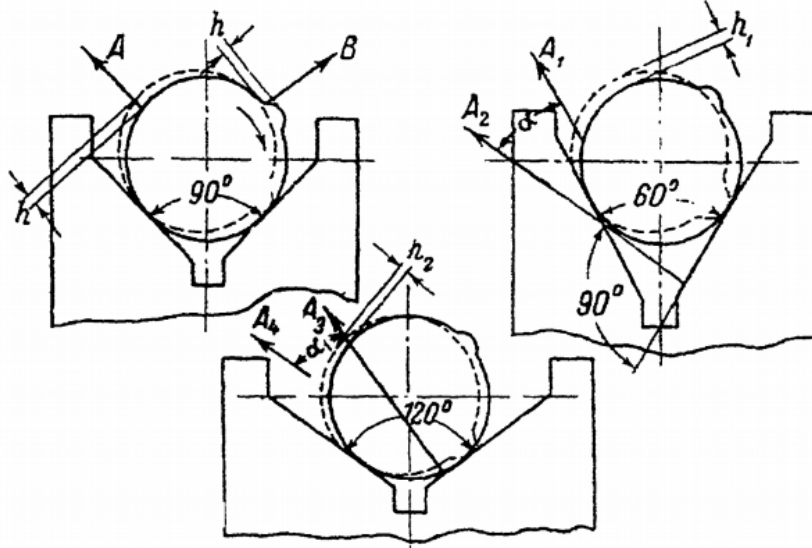
Hər ayağın ucu böyüdülmüş şəkildə göstərildiyi kimi A və A_1 iki nöqtəsindəki yivə toxunur. Bağlama qüvvəsi yay qüvvəsi və cihazın çəkisidir. Hər üç yiv, nöqtəli xəttin göstərildiyi kimi paralel və altı əlaqə nöqtəsi olsaydı, cihazın yivlər boyunca hərəkət etmə azadlığı, yəni bu vəziyyətdə dəstək nöqtələri paralel müstəvilərdə uzanacaqdı. Geodeziya alətləri sahəsində hərəkətli birləşməyə misal olaraq, teodolit borusunun oxunun yastıqlarını (podçimnik) göstərmək olar (Şəkil 15). Borunun oxu (1) iki V- fərqli yastıq (podçimnik) və düşərgəsində (2) yatar. Ox və yastıq (podçimnik) arasındakı əlaqəni yalnız iki nöqtədə O və O_1 nöqtəsində məhdudlaşdırmaq üçün, sonuncunun iş müstəvisi yuvarlaqlaşdırılır.

Boru dörd nöqtədə dayağa toxunduqda iki dərəcə sərbəstliyə malikdir: 1) öz oxu ətrafında fırlanma və 2) oxun dirsəkləri arasındakı boşluqda d oxu boyunca dirsəklərin hərəkəti. Birinci misalda olduğu kimi bağlama qüvvəsi borunun çəkisi və yayın 3 qüvvəsidir.

Əvvəlki nəticələri teodolit borusunun oxunun sökülən nümunəsinə tətbiq etmək üçün (şəkil. 15), prizmanın üzləri arasındakı bucaq 90° olmalıdır. Bu vəziyyətdə, h hündürlüyündə bir ox səthindəki yerli bir qüsurlu (Şəkil 16), fırlanma oxunun maksimum iştirak dəyişdirməsini A və B istiqamətlərində eyni dəyərdə h istiqamətləndirməsinə səbəb olacaqdır.

Eyni qüsurla, üzlər arasındakı bucaq 90° -dən azdırsa, məsələn 60° isə, o zaman ox eyni qiymətə H və $h_1 = h/\cos\alpha$ A_1 istiqamətdə (ikinci təlimatçı səthinə dik) olur. 90° dərəcədə isə A_2 istiqamətində olur.

Burada α - A_1 və A_2 arasındakı bucaqdır.



Şəkil. 16. Dəstəkləyici səthlər arasında ən yaxşı bucağın müəyyən edilməsi.

120 ° 'lik bir bucaqla, ən böyük ox hərəkəti $h_2 = h / \cos \alpha_1$ olacaq.

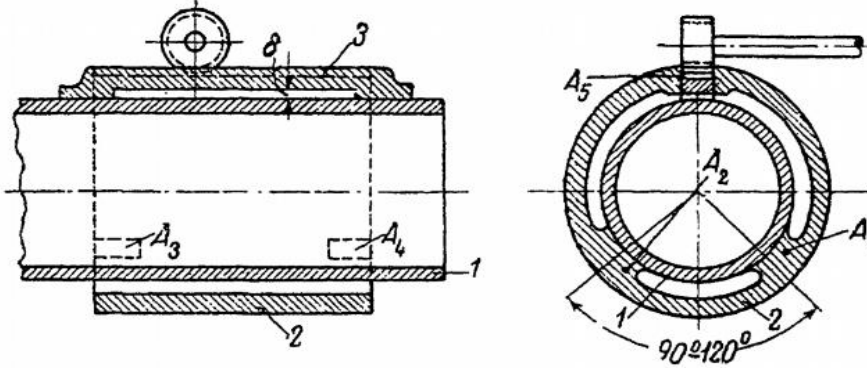
Burada α_1 — A_3 və A_4 arasında bucaqdır. Buna görə yanların dikliyini təmin edərkən minimum bir səhv əldə edilir. Teodolit borusunun fırlanma oxunu düzgün şəkildə qorumaq üçün borunun yerləşdiyi iki prizma arasındakı məsafə ən böyük olmalıdır. Kinematik metodun ən vacib üstünlüyü, oynaqlarda boşluqların olmasına görə geri çəkilməməsidir. Bundan əlavə, kinematik metod sabit əlaqələrin olması halında emal hissələri üçün dəqiqlik tələblərini xeyli azaldır ancaq hərəkət edən hissələrdə, bir qoruyucu səth olan hissələrdən yalnız biri yüksək dəqiqliklə işlənəməlidir (bax: nümunə 15, ox_1). Üyüdmə əməliyyatının inkişafı və bu üsulla işlənən silindirik və düz səthlərin çox yüksək dəqiqliyi, kinematik qanuna görə hərəkətli birləşmələrin istehsalına böyük ölçüdə kömək edir.

Parça çıxarıldıqda və yenidən quraşdırıldıqda, kinematik metod quraşdırmanın düzgünlüyünü təmin etmək üçün xüsusi üstünlüklərə malik olur.

Bununla birlikdə, kinematik metodun da çatışmazlıqları var:

1) Lokal müstəvi qüsurları istiqamət düzgünlüyünə daha güclü təsir göstərir;

- 2) Qapanma qüvvəsinə görə dayanaqdakı təzyiq qüvvəsi artar;
- 3) Yağlama çətindir (artan aşınma davamlı bir bağlayıcı qüvvənin təsiri ilə kompensasiya olunduğu üçün geri çəkilmə şəklində zərərli təsir göstərmir);
- 4) Böyük lokal gərginliklər müşahidə olunur.



Şəkil. 17. Yarı kinematik yönləndiricilər.

Nəticədə, təmiz kinematik metod nadirdir, daha tez-tez təmas nöqtələrinin əvəzinə kiçik səthlər və ya xətlər olur. Belə bir tikinti üsulunu yarı kinematik adlandırmaq olar. Məsələn, daha ağır teodolitlərdə və astronomik cihazlarda, V şəklindəki yastıq (podçimnik) (bax. Şəkil 15) yuvarlanmadan həyata keçirilir və beləcə ox, yastıq (podçimnik) və xəttlər boyunca hərəkət edir.

Başqa bir misal, goniometriyadakı borunun istiqaməti (Şəkil 17). Boru 1, təlimatçı 2 ilə dörd silindrik platformada A_1 , A_2 , A_3 və A_4 və A_5 arasındakı boşluq ilə əlaqə yaradır.

Qapanma qüvvəsi rayın (3) özünün bir alt boşluğu δ olan yayıdır.

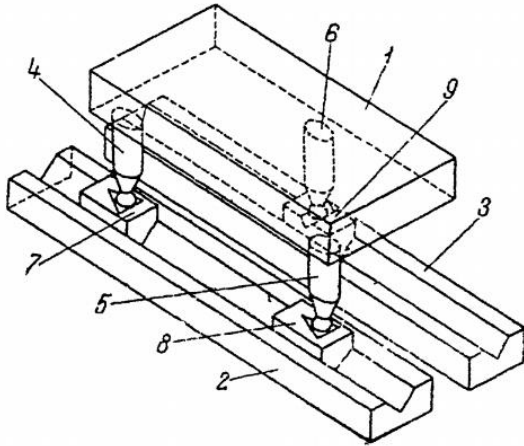
Kinematik metodun çatışmazlıqlarını aradan qaldırmağın başqa bir yolu da var. Kinematik metoda görə, yalnız sabit birləşmələrin düzəldilməsindən və təlimatçı səthlərinin kifayət qədər həcmdə təmin edilməsindən ibarətdir.

Buna misal olaraq, V şəkilli yivlərlə 2 və 3-cü təlimatlar boyunca hərəkət edən sürüşdürücü 1-i göstərmək olar (Şəkil 18). Sürüşdürücünün 7, 8 və 9 ayaqlarına

bağlı olan 4, 5 və 6 ayaqları vardır. Dairəvi ayaqların 4 və 5 ucları 7 və 8 ayaqların üçbucaqlı girintilərinə, ayaq 9-un V formalı çəkməyə, ayaqları isə 6-ya daxil edilmişdir.

Bu üsul mürəkkəbliyinə görə nadir hallarda istifadə olunur.

Hərəkət şaquli ox boyunca və ya ətrafında cihazın istifadəsi zamanı məkanda fərqli yollarla istiqamətləndirilə bilərsə və ya bütün mexanizm, məsələn, cazibə qüvvəsinin bağlanması kimi istifadə edilə bilmədiyi müstəvilərdə və bağlama yayının sərt olması lazım olduqda, xeyli sürətlənməyə məruz qalır, yəni hissənin şəklini bağlamaqla kinematik bağlama istifadə olunur (Formschluss). Parçaların nisbi hərəkəti (istinad nöqtələrində əlaqə itkisi) əlavə bağlama səthləri ilə məhdudlaşdığına bağlıdır. Bu qapanma kinematik metoddan ayrılmağı təmsil edir, çünki burada əlavə əlaqə nöqtələri yaranır. Formanın bağlanması əlavə nöqtələr və əlaqə nöqtələri və ya təmas səthləri ilə əlaqəli kor nöqtələri arasında müəyyən bir boşluq olduğunu göstərir. Məsələn, teodolitlərin və digər dəqiq alətlərin şaquli fırlanma oxu ümumilikdə dörd əlaqə nöqtəsi olan qapalı bir yastıqca (podçimnik) yönəldilmişdir.



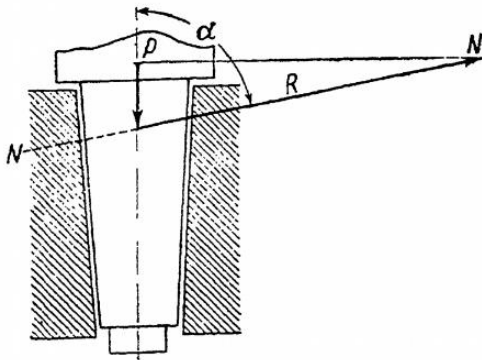
Şəkil. 18. Yarı kinematik təlimatçılar.

Kifayət qədər asan bir fırlanma üçün (sürtünmə qüvvəsinin azaldılmasının əhəmiyyəti aşağıda göstərilmişdir), təmasın aralarındakı müxtəlif nöqtələrdə baş

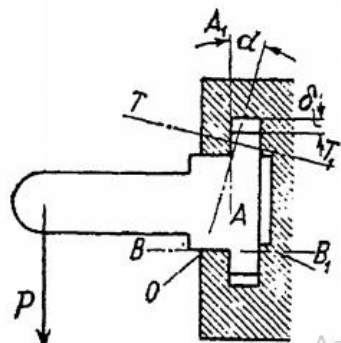
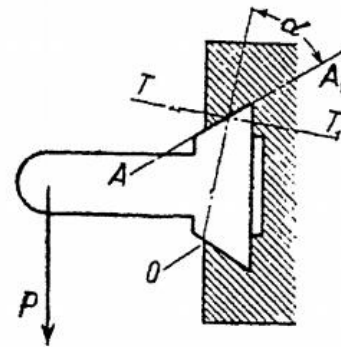
verdiyi və ox ilə yastıq arasında müəyyən bir əlaqənin tələb olunduğu və nəticədə zəif bir hərəkət meydana gəlməsi aydın görünür. Həddindən artıq təmas nöqtələrinə baxmayaraq, yuxarıdakı nümunə, dəstəyin bütün nöqtələrindəki tangens müstəvilərinin dayaq ilə məhdudlaşan yerdəyişmələr üçün normal olması mənasında kinematik hesab edilir.

Konusvari səthlər üzərindəki oxların yerdəyişməsini məhdudlaşdırmaq düzgün deyildir, çünki parçanın mümkün hərəkəti və dəstək səthinin arasındakı bucaq kiçikdir və buna görə yastıqdakı qüvvələr yükləmə qüvvəsinə nisbətən $1/\cos\alpha$ nisbətində artacaqdır. Burada; α normal NN dəstəkləyən səth və yükləmə qüvvəsinin istiqaməti arasındakı bucaqdır (Şəkil 19).

Xətti hərəkət üçün təlimatlarda, xarici bir qüvvə P olduğunda, (Şəkil 20), qaranquş şəklində olması yerinə T şəkilli təlimatlardan istifadə etmək daha sərfəlidir, çünki ilk halda müstəvini AA_1 , sürüşməsinin TT_1 -in O kənarına nisbətə fırlanması mümkün olan hərəkət üçün demək olar ki, normal hesab edilir, çünki α , kiçik $\cos\alpha$ vahidinə yaxındır.

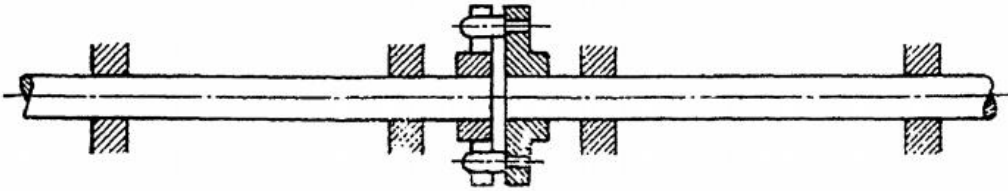


Şəkil. 19. Şaquli ox üçün konusabənzer yastıq.



Şəkil. 20. Təlimantların
kanstruksiyasını kinematik növə
yaxınlaşmaq.

Eyni zamanda, BB_1 səthi sürüşmənin aşağıya doğru hərəkətinə perpendikulyar olur. Qaranquş şəklində dirəkləri ilə təlimat səthi AA_1 , sürüşmə $\cos\alpha$ 'in qarışmasına paraleldir və buna görə də təlimatlardakı eyni xətti müstəvi ilə hərəkəti mükəmməldir. Digər bir nümunə, iki-dən çox yastıqı olan bir silindrdür.



Şəkil. 21. Statik olaraq müəyyən edilə bilən mexanizmlərin birləşməsi.

Eyni səbəbə görə, istehsal çətinliklərindən bəhs etmədən, T-formalı təlimatlar dizaynı (Şəkil 20) δ kor hərəkət olmaması halında səhv olardı.

Statik dəqiqlik, hissələri birləşdirmək üçün deyil, həm də cihazın montajı zamanı mexanizmləri və komponentləri birləşdirmək üçün daha vacibdir. Mexanizmlərin və qovşaqların qarşılıqlı əlaqəsinin statik dəqiqliyi seriya qurğuları üçün məcburidir, çünki yalnız bu halda tənzimləmə və deformasiya olmadan ardıcıl montaj mümkündür.

Nəticədə, dəqiq alətlərin mexaniki hissəsini dizayn edərkən kinematik dizayn metoduna mümkün qədər yaxınlaşmaq lazım olduğunu söyləyə bilərik. Daha geniş mənada dəqiq mexanizmlərin tərtib edilməsi prinsipləri aşağıdakı kimi formalaşdırıla bilər:

- 1) İdarə olunan kanstruksiya üçün dəstək zonalarının minimum sayı, detalların və mexanizmlərin qarşılıqlı əlaqəsinin statik dəqiqliyi;
- 2) dayağın səthi və dəstəyin ayrıldığı hissənin idarə olunan nöqtəsinin mümkün hərəkət istiqaməti arasındakı perpendikulyarlığa ən yaxın yaxınlaşma;

- 3) qüvvənin istiqaməti və bu qüvvəni hiss edən dayaq səthi arasındakı şaquliliyə ən yaxın yaxınlaşma;
- 4) əyilmə və bükülmə qüvvələrinin, bəlkə də sıxılma və gərilmə qüvvələri ilə əlaqəli detallarda böyük bir dəyişiklik;
- 5) icazə verilən xüsusi təzyiq və aşınma ilə məhdudlaşan hər dəstək daxilində daha kiçik bir əlaqə sahəsi.

İstisna, geniş istifadə olunan və daha dəqiq istifadə olunan dəqiq alətlərdə istifadə edilə bilən dairəvi yastıqlardır. Baxmayaraq ki, bir çox dairə üçdən çox olsa da, onların müəyyən edilmiş bir dizaynı deyildir. Bu, yastıqların istehsalının düzgünlüyü, əməliyyat zamanı hissələrin deformasiyasının böyüklüyünü aşmasıdır.

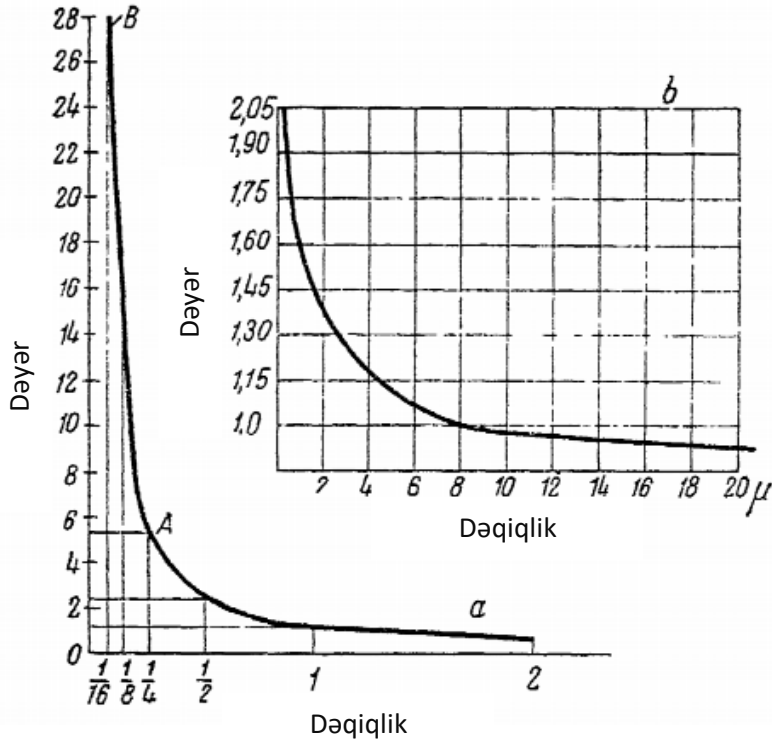
FƏSİL III

3.1 İSTEHSAL XƏTALARI

İstehsal zamanı hər hansı bir hissənin ölçüləri və forması istər-istəməz nominal və nəzəri cəhətdən fərqlənir. Dəzgahların qüsuru, məhsulun alətə montajının səhv olması, emal alətinin donuqluğu və aşınması, ölçü alətinin səhvləri, temperatur dəyişiklikləri və digər faktorlar bu istehsal xətlərini tələb etməkdədir: təlimatçının birbaşa yönəldilməsi, dişlilərin eksantrikliyi, halqanın oval olması, vintin bitişik addımlarının qeyri-bərabərliyi və s. Texniki istehsal şərtlərinin hazırkı səviyyəsində bu xətlərin müəyyən hədləri vardır. Kütləvi istehsalda əldə edilən istehsal həddi ilə, laboratoriya şəraitində və ya fərdi düzəlişlərlə əldə edilə bilən bir qədər yüksək texnikanı ayırmaq lazımdır. Birincisinin ölçüsü dəzgah və alətlərin dəqiqliyi ilə, ikincisi isə ölçmə metodlarının dəqiqliyi ilə müəyyən edilir.

Birinci yanaşmada istehsal həddinin laboratoriya və ya texnikadan orta hesabla 3-5 dəfə aşağı olduğunu güman edə bilərik. İstehsal həddində bir artım iqtisadi cəhətdən mümkün deyilsə, yeni texnoloji metodlar tətbiq edilmədən texniki həddi artırmaq mümkün olmayacaq.

Şəkil. 22, a dəyər və dəqiqlik arasındakı əlaqəni göstərir; A nöqtəsi kütləvi istehsalda həddindən artıq dəqiqliyi xarakterizə edir, B nöqtəsi texniki həddir. Şəkil, ayrıca, üyüdmə əməliyyatında emal zamanı dəqiqlik və dəyər b asılılığı qrafikini göstərməkdədir.



Şəkil. 22. İstehsalın dəqiqliyi və dəyəri arasındakı əlaqə.

Bir və digər məhdudiyyətlərin emal texnologiyasının inkişafı və avadanlıqların təkmilləşdirilməsi ilə daim artdığı aydındır. Beləliklə, məsələn, 1915-ci ildə kütləvi istehsalda dairəvi daşları dəzgahın zəmanətli dəqiqliyi 8 m olarsa 1930-cu ildə bu cəmi 3 m idi və hazırda 2 m məhdudiyyəti olan daşlama dəzgahı üçün nəzərdən tutulur. Gələcəkdə xüsusi sifariş olmadan göstərilən bütün məlumatlar istehsal həddindən asılı olacaqdır. Parçalardakı hissələrin düzgün işləməsi üçün tələb olunan menteşələrdəki boşluq istehsal qüsurları kateqoriyasına da aid ediləcəkdir. Çünki bu boşluqların mövcudluğu, hissələrin ölçüləri və formaları bütün digər nəzəriyyələrdən yayındığı kimi, həqiqi ölçü mexanizmlərini də nəzəriyyədən (ideal) ayırır.

Bundan əlavə, kor hərəkət digər istehsal qüsurlarının bir funksiyasıdır; məsələn, yastıqın mil ilə əlaqəsi zamanı ən kiçik boşluq, yastıq və şaftın ovalın və konusun ölçüsü ilə müəyyən edilir.

Xüsusilə narahatlıq verici olan, boşluqlarla yağlayıcı təbəqənin qalınlığı arasındakı əlaqədir (bax. Fəsil 1X). Mexanizmlərin ölçüsü ilə bağlı maraqlı bir sual, mexanizmlərin mütləq ölçüsünün artması ilə istehsal xətasının nə qədər artacağıdır. Bu məsələyə aydınlıq gətirərkən, mexanizmlərin qurulmasında vacib olan aşağıdakı istehsal xətası qruplarını ayırmaq lazımdır:

- 1) Yuvarlaq ölçülər (diametrlər)%;
- 2) Dəliklərin mərkəzləri arasındakı məsafəni, xətti tərəzi, vintlər və relslər və s. daxil olan xətti ölçülər;
- 3) Dairəvi şkal və Şestern (Dişli) (bucaq xətaları);
- 4) Parçaların forması (makrogeometriya hissələrinin səhvləri).

3.2 DIAMETR ÖLÇÜLƏRİ ÜÇÜN TOLERANSLIQ BÖYÜMƏ QANUNU

Mütləq ölçüyə əsaslanan diametrli tolerantlığın dəyişməsi tolerantlıq sisteminin qurulması qanunu ilə müəyyən edilir. Səyyar enişlərdə istifadə edilən bütün ümumi OST, DIN və ISA sistemləri tozur kub parabola qanunu üzərində qurulur, diametrin üçüncü kökünə nisbətən tolerantlıq artır. Məsələn, $D = 20$ mm və $D = 100$ mm tolerantlıqları müqayisə edərək, tolerantlığın yalnız diametri 5 dəfə artdıqda tozlanma müddətinin artdığını görürük.

3.3 XƏTTİ ÖLÇÜLƏRDƏ TOLERANSLIĞIN BÖYÜMƏ QANUNU

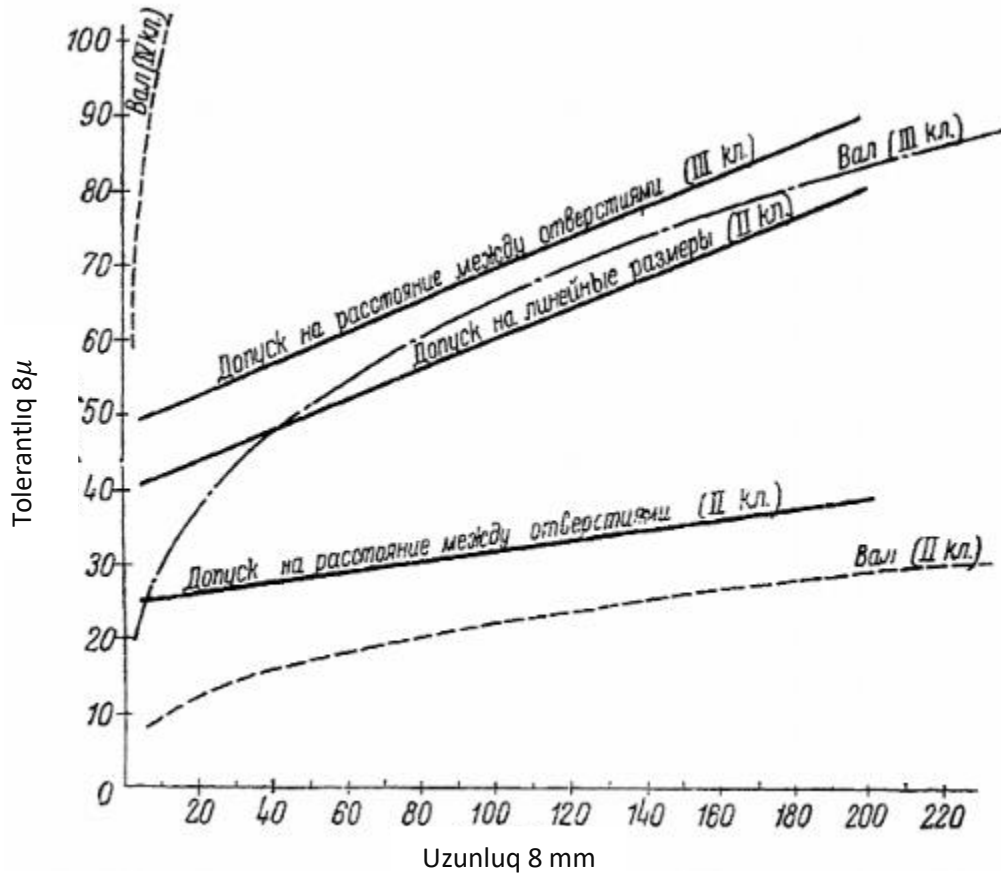
Uzunluq toleransları, nə keçmişdə, nə də indiki dövrdə hələ müəyyən bir sistemə sahib deyildirlər. Bəzi hallarda, diametrləri ölmək üçün toleranslıq sistemindən istifadə edirlər, digər hallarda empirik olaraq qurulmuş fabrik normaları istifadə edilir.

Qeyd etmək lazımdır ki, xətti ölçüləri yerinə yetirərkən istehsal səhvləri eyni diametrik ölçülər üçün səhvlərdən daha çox olur. Buna görə, dəqiq xətti ölçülər üçün diametrik dözümlülük masalarının istifadəsi vəziyyətində III - IV siniflərin toleranslıqları istifadə olunur.

Bununla birlikdə tətbiqin meydana gətirdiyi xətti ölçülərdə toleranslığın dəyişməsi sadə bir əlaqə (parabolik əvəzinə) ilə ifadə edilir, buna görə, xətti ölçülər üçün diametrik toleransların istifadəsi əsaslandırılmır, parabola düz bir xəttə yaxınlaşdığı hallarda 40 mm-dən yuxarı olan ölçülər üçün məqbuldur (Şəkil 23).

İstehsal zamanı quraşdırma və yoxlama metodundan asılı olaraq xətti ölçülərin tətbiq edilməsindəki səhvlər ümumiyyətlə iki qanunla müəyyən edilir:

1. Ölçünün tənzimlənməsi və bir braker, vernier caliper və ya oxşar metodlarla yoxlamaq vəziyyətində xəta, şübhəsiz bracket və ya vernier caliper'in səhvləri ilə dəzgahın işləməsi, alət və ölçmə prosesi ilə ortaya çıxan səhvlərin artması qanununa uyğundur.



Şəkil. 23. Xətti və diametrik ölçülərə görə toleranslığın müqayisəsi.

Çubuq ölçüləri və qalın kaliperlər üçün standartlara uyğun bir qanun qəbul edildi:

$$\delta L = a + \frac{L}{b},$$

Burada a və b- bəzi sabitlər;

L— ölçülən uzunluq.

Ölçmə vasitəsinin səhvinə ölçmə səhvinin əlavə edilməsi a əmsalı dəyişdirir, lakin qanunun özünü pozmur.

2. Ölçü birbaşa maşın təlimatı vinti ilə qurularsa, məsələn, SIP koordinat dəzgahında (SIP), səhv artan vint səhvləri qanununa və alətin istismarı və ölçülməsi ilə tətbiq olunan bəzi sabit dəyər qanunlarına uyğun olmalıdır.

Vintlər və relslərin xətti tərəzinin bölünməsindəki səhvlərinə bənzəyir, çünki tərəzilərin bölünməsinin aparıldığı üfiqi istiqamətdə bölmə cihazlarında (avtomatik maşınlarda) rels və vint kəsici dəzgahların kəsilməsi üçün maşınlarda qurğuşun vint və dəzgahların xətalari istehsal olunmuş hissəyə verilir. Bu xətalər ümumi hissə ölçüsü xətasının ən vacibidir. Kütləvi istehsal tərəzi, vintlər və relsləri ilə, dəqiq vint kəsmə maşınlarının qurğuşun vintlərinin icazə verilən səhv normalarını ölçə bilər.

İngiltərədəki Müasir Ticarət Nümayəndəliyinə görə vintlərin başında xətalər edilir: bir adımda0,005 mm (6 mm-ə qədər addımlarda)

300 mm uzunluqda..... 0,02..

“ ”...1000.....0,08..

Belinq və Lübke'ye görə, vint kəsici və dəqiq freze maşınlarının boltlarının səhvləri bunlardır:

25 mm uzunluğa qədər 0,01 mm

..300.....0,02..

Eyni səhvlər Prof. Schlesinger tərəfindən test maşınları üçün standartlarda da ifadə edilir. SIP vint kəsmə dəqiqliyi dəzgahı 100 mm-də 0,003 mm-ə qədər rezba açma xətası baş verir; 0.005 mil-ə qədər - 300 mm-də və 0.008 mm-ə qədər - 800 mm-də. Beləliklə, bütün hallarda, diametrik ölçülərə nisbətən toleranslığın daha yavaş artması müşahidə olunur.

Xətti xətalərin dəyəri ilə bağlı mövcud ədəbi materialların və fabrik təcrübəsi məlumatlarının müqayisəsi göstərir ki, səhvlərin artma qanunu ümumi formada kifayət qədər yaxınlaşma ilə ifadə edilə bilər:

$$\delta L = a + \frac{L}{b},$$

Burada L- Mövcud ölçü;

a və b— istehsal şəraitindən asılı olan bəzi sabit əmsallar.

Cihazlarda dönmə və freze zamanı dəqiq mexanizmlərin hissələrinin xətti ölçüləri üçün orta xətti xəta əldə edilə bilər:

$$\delta L = (0.04 + \frac{L}{5000})mm$$

II sinif dəqiqliyinə uyğun istehsalda;

$$\delta L = (0.05 + \frac{L}{5000})mm$$

Ötürücü tərəfindən əldə edilən dəliklərin oxları arasındakı məsafələr üçün, III sinif dəqiqliyə uyğun istehsalda və

$$\delta L = (0.025 + \frac{L}{20\ 000})mm$$

II sinif dəqiqliyinə uyğun istehsalda, maşındakı dəşiklər arasındakı məsafə (şaftın ölçüsünü tənzimləməklə). Şəkil 23, yuxarıdakı düsturdan istifadə edərək formalaşan II, III və IV siniflərin diametrləri (volları) üçün xətti ölçülər və tolerantlıq əyriləri üçün birbaşa istehsal səhvlərini (düzümlülük) göstərir. Müqayisədən aydın olur ki, dəqiq istehsalla (II sinifdə işləmək uyğun) orta ölçülü olduqda uzunluqlardakı tolerantlıqlar diametrik ölçülərə görə III sinif tolerantlıqlarına uyğundur, kiçik olduqda isə IV sinif tolerantlıqlarına yaxınlaşırlar. Bir dəzgahda reallaşdırılan xətti ölçülərin aralığı ilə əlaqədar olaraq, istehsal səhvinin irəliləyən vint səhvi olaraq reallaşdırılan ölçünün çox az olduğuna və bunun da çox vaxt sıfıra endiyinə inanmaq üçün bir səbəb vardır. Ölçüdə bir artım olan xətalardakı artım, görünüşə görə əsas olaraq işlənən parçaların və maşın hissələrinin deformasiyalarındakı bir artım ilə əlaqəlidir. Xətti ölçülərdə xətalərin böyümə qanunlarının daha doğru bir şəkildə təyin olunması problemi hələ aydın olmamış və xüsusi təcrübələr tələb edir ancaq toleransta daha yavaş bir artımla əlaqədar daha böyük bir artımın olması ilə lazımlı nəticələr edilə bilər.

11. BUCAQ TOLERANSLIĞININ BÖYÜMƏ QANUNLARI

Bucaq səhvləri xətti səhvlərdən fərqlidir; bu mexanizmlərin detallarında bucaq ölçülərinin alınması üsulu ilə müəyyən edilir.

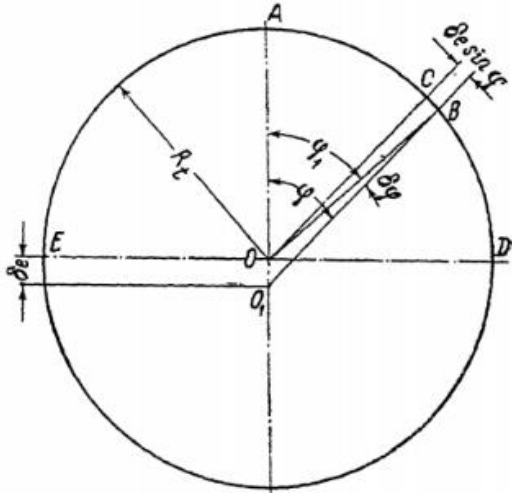
Bütün bucaq ölçmələri apararkən (kameralar, kəsici dişlilər, qazma dəlikləri, freze sektorları və s.) üç səhv qrupu meydana gəlir:

- 1) bucağın kopyalanan dəzgahın bölmə qurğusunun səhvləri, məsələn, dişli dəzgahın bölücü cihazının tamamilə kəsici çarxa və s. ötürülən xəta;
- 2) alətin işiylə ortaya çıxan xəta, məsələn, bir freze, diş kəsmə, bir kəsici, bölmələrə səbəb olan və s.
- 3) hissənin montaj səhvindən qaynaqlanan xəta, məsələn, maşının oxları və iş parçaları arasındakı eksantriklik.

Birinci qrupun xətası, bucaq vahidlərində ifadə olunan dəyəri hissənin diametrindən asılı olmayaraq öz dəyərini saxlaması ilə xarakterizə olunur. Daimi bir xətti dəyəri olan ikinci və üçüncü qrupların səhvləri, iş parçasının diametrinə tərs mütənəsb olan bucaq səhvlərini verir.

Eksantrikliyin δ_e olması (Şəkil 24), mexanizm işləyərkən istehsal zamanı O mərkəzinin ətrafında dönmən bir hissənin, ilk δ_e 'dən uzaq olan başqa bir O_1 mərkəzinin ətrafında fırlanması faktı ilə ifadə olunur.

Bu vəziyyətdə AB qövsünün uzunluğu hesablanmış φ_1 -dən fərqli bir dönmə bucağı verəcəkdir. Şəkildə göstərilən vəziyyətdə, δ_φ xətası əsas qövs yuvasının fırlanma bucağı ilə ölçülür. Uyğun bucaqlar səhv ifadə edilir:



Şəkil. 24. Eksantrikliyin bucaq səhvinə təsiri.

$$\delta\varphi = \varphi_1 - \varphi \approx \frac{\delta e \sin \varphi}{R_t},$$

Burada R_t — ölçülən dairənin radiusu.

Ölçülən bucağın eksantriklik istiqaməti ilə əlaqədar fərqli bir tənzimləməsi ola biləcəyi üçün (şəkildə, f bucağı eksantrik sayılır), bucaq xətası daha çox ifadə edilir:

$$\delta\varphi = \frac{\delta e (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)}{R_t},$$

Burada φ_1 və φ_2 , eksantriklik istiqaməti ilə ölçülən dairənin əvvəlinə və sonuna yönəldilmiş radius arasındakı bucaqlardır. Parça 360° sin arasında çevirildiyində, $+1$ ilə -1 arasındakı bütün dəyərlər arxa-arxaya keçər, bu səbəblə eksantriklikdən qaynaqlanan maksimum səhvə yol verilərə bilər:

$$\delta\varphi_{max} = \frac{2\delta e}{R_t} rad = \frac{2\delta e}{R_t} \cdot 3440'$$

Məsələn, bucaq, ark üzərində, 180° 'yə bərabər və ya daha böyük olan ölçüldüyü halda. 180° 'dən kiçik parçalar üzərində çalışarkən, mötərizə içindəki ifadə hər zaman 2dən az olacaqdır.

Eksantrikliyə bənzər şəkildə, A radiusu dairəsində alətin işindən qaynaqlanan xətti δl bucaq xətası verəcəkdir:

$$\delta\varphi_1 = \frac{\delta l}{R_t} p a \delta = \frac{\delta l}{R_t} \cdot 3440'$$

Məsələn, $m=1\text{mm}$ modulu dişlər üçün dişləmə üsulu ilə istehsalda aşağıdakı səhvlər müşahidə olunur: maşın xətası $\delta\varphi_{st} = 90''$, xətti olaraq $\delta_s = \delta\varphi_{st} \cdot R_t$ 'yə bərabərdir (çarx üzərindəki bucaq dəyərini qoruyur), eksantriklik $\delta_e = 0.01\text{mm}$, bu bucaq ölçmələr bir xəta verir:

$$\delta\varphi_e = \frac{2\delta_e}{R_t} \cdot 3440'$$

Burada R_t — İlk dairə çevrəsini radiusu.

Frezləmə xətası (profildəki səhv və addım bərabərsizliyi):

$\delta l_{fr} = 0.005\text{ mm}$, və bucaq ölçüsündə:

$$\delta\varphi_{fr} = \frac{0.005}{R_t} \cdot 3440'$$

Beləliklə toplam ən böyük dairə xətası aşağıdakı dəyəri alır:

$$\delta\varphi = 1.5 + \frac{0.02 + 0.005}{R_t} \cdot 3440'$$

D_t — 20 mm dairə üçün aşağıdakına bərabər olacaq:

$$\delta\varphi_{20} = 1.5 + \frac{0.02 + 0.005}{10} \cdot 3440' \approx 10'$$

Buna görə D_t — 100 mm dairə üçün:

$$\delta\varphi_{100} = 1.5 + \frac{0.02 + 0.005}{50} \cdot 3440' \approx 3.2'$$

Yuxarıda göstərilənlərə əsaslanaraq, bütün hallarda bucaq səhvi aşağıdakı düsturla ifadə edilə bilər:

$$\delta\varphi = C + \frac{k\delta e + \delta l}{R_t} \text{ rad}$$

Burada C - müəyyən bir dəzgah və ya qurğu üçün müəyyən bucaqda sabitdir; SIP və Neude maşınlarında dəqiq bölüşdürmə əməliyyatları üçün 2/206000 (2") və mexaniki bölücü başlarda 150/206000 (150" = 2.5) qədər dəyişir.

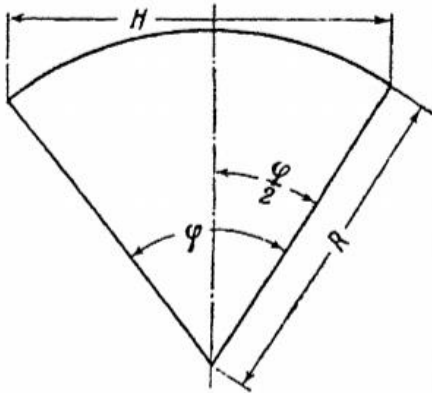
δe - eksantriklik; δe dəqiq bölmə əməliyyatları üçün 0,002 mm, daha qalın üçün 0,025 mm aralığındadır **;

k — bəzi əmsallar ≤ 2 , k - həddindən artıq bölmələr arasındakı bucaqdan asılı olaraq müəyyən bir əmsal ≤ 2 ; k, $\geq 180^\circ$ bucaq altında olarkən maksimum 2 dəyərində çatar;

δl - alətin xətasını ifadə edən müəyyən bir xətti kəmiyyətdir; δl -dəqiq bölmə əməliyyatları üçün 0,001 mm-dən 0.030 mm-ə qədər - orta ölçülü dəzgahlarda böyük modulların dişləri və ya qazılması üçün nəzərdə tutulmuşdur.

Artan parça ölçüləriylə bucaqların təyin edilməsindəki xəttanın yalnız artmaqla deyil, eyni zamanda əhəmiyyətli ölçüdə azaldığını danışanlardan da bəhs edir. Maraqlı bir sual, radius və künclər vasitəsilə qütb koordinatlarında xətti ölçülər necə əldə ediləcək. Bu vəziyyətdə (Şəkil 25):

$$H = 2R \cdot \sin \frac{\varphi}{2}.$$



Şəkil. 25. Xətti ölçülərin yaradılması nəticəsində künc xətası.

δR və $\delta \varphi$ xətalərinə görə δH səhvi bərabər olacaqdır:

$$\delta H = R \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \delta \varphi + 2 \sin \frac{\varphi}{2} \delta R.$$

Yuxarıda qeyd edildiyi kimi,

$$\delta\varphi = C + \frac{k\delta e + \delta l}{R} \text{ и } \delta R = a + \frac{R}{b}.$$

Əvəz edərək aşağıdakını əldə edirik:

$$\delta H = (R \cdot C + k \cdot \delta e + \delta l) \cos \frac{\varphi}{2} + 2 \left(a + \frac{R}{b} \right) \sin \frac{\varphi}{2}.$$

Nəzərə alsaq ki, \cos —, \sin —, C , d və k müəyyən bir bucaqda φ sabit bir dəyər ilə təyin olunur.

$$(\delta l + k \delta e) \cos \frac{\varphi}{2} = k_1 = \text{const}$$

Və

$$2 \sin \frac{\varphi}{2} = k_2 = \text{const},$$

Xətanın δH ifadəsi aşağıdakı formanı alır:

$$\delta H = RC \cos \frac{\varphi}{2} + k_1 + k_2 a + \frac{k_2 R}{b},$$

Və ya

$$\delta H = k_3 + \frac{R}{k_4},$$

Burada

$$k_3 = k_1 + k_2 a = \text{const},$$

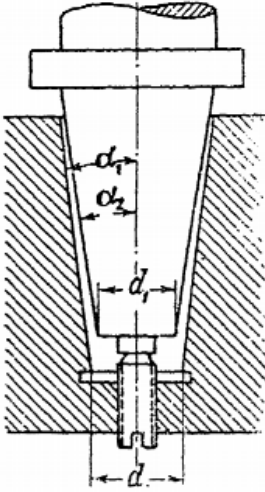
$$k_4 = \frac{b}{b \cdot C \cos \frac{\varphi}{2} + k_2} = \text{const},$$

yəni səhv xətti ölçülərin birbaşa alınması tolerantlıqla eyni xüsusiyyətə malikdir.

3.5 İSTEHSAL XƏTALARI

Qismən (makro profil) istehsal səhvləri ölçülü səhvlərlə eyni səbəblərdən qaynaqlanır və buna görə də hər zaman aktual hissələrdə mövcud olur. Bundan əlavə, uzun müddətli və qismən istehsal edildikdən sonra qalan daxili gərginliklərin yenidən bölüşdürülməsi ilə müşahidə olunan dəyişikliyi qeyd etmək lazımdır.

Forma xətalalarının mexanizmlərin düzgünlüyünə təsiri real mexanizmin detallarını qəbul edən ideal mexanizmin hərəkət yollarından bu əlavə yayınmalara qədər azalır. Məsələn, sürüşdürücü onun istiqamətində hərəkət etdərəkən təlimatın doğrusalığı, son nöqtələrin yer dəyişdirməsi, milin dairəvi olmamasına - dönmə zamanı oxunun yer dəyişdirməsinə vs. səbəb olur. Maşınqayırmada forma qüsurları hər zaman ölçülərdə tolerantlıq içərisindədir (yəni dairəvi olmayan şaftın ən böyük və ən kiçik diametrləri tolerantlıq daxilindədir), buna görə forma səhvlərinin həddi ölçüsü böyüklüyün tolerantlığını tənzimləməklə müəyyən edilir.



Şəkil. 26. Konusabənzər yastıq (podçimnik) üçün tolerantlıq.

Dəqiq mexanizmlərin istehsalında, ölçülərə tolerantlığın böyük olduğu və forma səhvlərinin kiçik olmasına icazə verildiyi hallar vardır.

Məsələn, bir konusabənzər yastıqın oxu ilə əlaqədar olaraq (Şəkil 26), d_1 və d_2 diametrləri üçün tolerantlıq çox böyükdür (0.08-0.1 mm qaydasında), yatağa uyğun olan lazımi ox dayaq vintinin sıxılması ilə təmin edilir.

Eyni zamanda, ox və yastıq şəklindəki xəta 2 - 4 m-dən çox olmamalıdır, çünki böyük bir xəta oxun kifayət qədər mərkəzləşdirilməsinə səbəb olur. Eyni şəkildə, konusun a_1 və a_2 bucaqlarında dözümlülük nominaldan (15 dərəcə aralığında) daha böyük ola bilər, lakin bir-birindən 1/2 -1-dən çox olmamalıdır. Buna görə

tolerantları təyin edərkən və parçalara, dəqiq mexanizmlərə texniki tələblər hazırlayarkən, ölçü və forma şəklində yol verilən səhvlər dəqiq müəyyənləşdirilməli və sonuncunu təmin etmək üçün gərəksiz olaraq sərtləşdirilməməlidir.

Forma dəyişməsindən qaynaqlanan mexanizmlərin işində xətalər ölçüdə istehsal səhvləri ilə eyni şəkildə nəzərə alınır. Formadan bu təyinat emal olarsa, belə bir hesab çətin deyildir. Yuxarıda müzakirə edilən nümunədə olduğu kimi vəziyyət daha mürəkkəbdir, burada hissələrin birinin paralellik oxu mexanizminin işləməsi zamanı mexanizmdə və əlaqəli hissələrdə elastik deformasiyalara səbəb olur və tərəflərin bükülməsinə və əyilməsinə səbəb olur (bax Şəkil 12, b).

Belə hallarda əsaslı və praktiki olaraq düzgün bir qərar, parçaların verilmiş formasından ayrılma səbəbiylə deformasiya ehtimalını aradan qaldıran, məsələn, əyri və əyilməyən sferik dairəvi yastıqların paraleloqram oxlarında bir cihazın yaradılmasıdır (bax Şəkil 76).

Parçaların şəklindəki yayınmaların miqyası mürəkkəb asılılığın bir sıra səbəblərindən asılı olduğu məlum idi.

Əsas səbəblər:

- 1) mili və istiqamətləndirici maşınların və fiksasiya cihazlarının işləməməsi;
- 2) emal zamanı fiksasiya hissələrinin deformasiyası;
- 3) emal zamanı kəsilmiş qüvvələrin təsiri altında işlənmiş hissələrin, alətlərin və maşın parçalarının deformasiyası;
- 4) proses zamanı hissələrin istiləşməsi səbəbindən deformasiyalar yaranır, nəticədə hissə soyuduqda forma dəyişir.

Hazırda nəzəri və ya ən azı təcrübi problemləri əhatə edən tədqiqatlar kifayət deyildir.

Məlumatla görə, yeni yüksək dəqiqlikli cihazların dəqiqliyi 0.0006 - 0.005 mm, dəqiq maşınlarda isə 0.001 - 0.01 mm-dir (təlimatların dəqiqliyi, kor hərəkət və forma xətaləri səbəbindən mil aşınması).

Dəqiq hissələrin seriyalı istehsalında əldə edilə bilən effektiv dəqiqliyə dair məlumatlar Cədvəl 3-də göstərilmişdir (Amerika məlumatlarına görə).

Cədvəl 3

mm-lə müxtəlif emal növləri üçün forma xətaləri

Emal	Uzunluğu 150 mm olan konus	150 mm uzunluqda düzlük
Qazma	0.125	0.10
Skan	0.0125	0.05
Uzunluq	0.0125	0.05
İncə sıxıcı	0.005	0.005
İncə üyüdmə	0.005	0.005
Kalibrləmə	0.0125	---

Digər məlumatlara görə, incə üyütmə zamanı forma meydana gəlmələrinin orta dəyərləri Cədvəl 4-də verilmişdir.

Cədvəl 4

μ -də üyüdülmə emal zamanı forma xətaləri

Diametr	15			30			50			80		
	20	80	150	20	80	150	20	80	150	20	80	150
mm uzunluqda												
Yuvarlaq olmayan	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5
Uyğunsuzluq halında	5	6	-	6	7	8	7	8	10	8	10	12

Konusvari	3	5	5	3	5	5	5	7	7	5	7	7
-----------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Cədvəl 5, emal üsulundan asılı olaraq müxtəlif ölçülərdə alınan müstəvilərin şəklindəki dəyişmələri göstərir.

Cədvəl 5

Müstəvi şəklinin mm cinsindən xətaləri

Emal	Səth Ölçüləri			
	50x50	50x100	100x100	100x200
Üyütmə	0.06	0.08	0.08	0.10
İncə Şlifləmə	0.04	0.05	0.05	0.08
Şlifləmə	0.02	0.03	0.03	0.04
İncə Şlifləmə	0.01	0.015	0.015	0.04
Bir qab üzərində üyütmə	0.002	0.002	0.003	-

Eyni xətti və ya diametrik ölçüləri yerinə yetirərkən, formanın idealdan fərqlənən xətti dəyəri hissələrin ölçülərinə nisbətən daha yavaş artır. Bu, 3, 4 və 5-ci cədvəllərdə göstərilir.

Emal zamanı hissələr şəklində fərlənməyə səbəb olan deformasiyaları azaltmaq üçün yuxarıda göstərilən bütün vasitələr tətbiq oluna bilər (səhifə 15-29).

Verilən ölçü və forma xətaləri kütləvi istehsalda əldə edilə bilən iqtisadi cəhətləri müəyyənləşdirir. Fərdi istehsal bir neçə dəfə azaldıla bilər.

Beləliklə, məsələn, silindrik oxunu düzəldərək, konusvari və dairəvi olmayan hissəni 1 m və ya daha az ölçmək və ya qab şüşəsinin altından 0,5 m-ə qədər üyüdmək mümkündür. Ancaq bunun üçün çox vaxt tələb olunur ki, bu da çox

bacarıqlı bir performans və istehsal dəyərinin müvafiq artması ilə nəticələnir (Bax: dəyər ayriləri, Şəkil 22).

FƏSİL IV

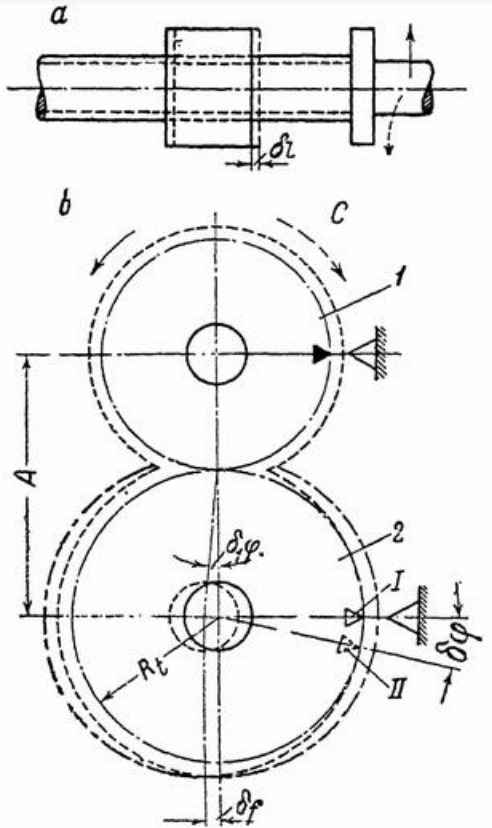
4.1 MEXANİZMLƏRDƏ İŞSİZ HƏRƏKƏT

Mexanizmlərin hərəkət istiqaməti dəyişdirildikdə, mexanizmlərdə yaranan kor hərəkət parçanın ucunun geridə qalmasına səbəb olur.

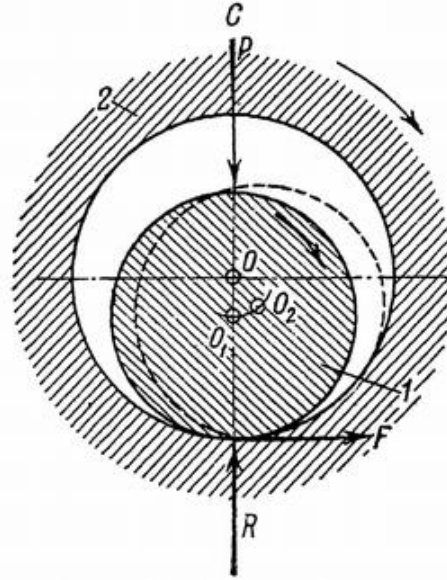
Kor hərəkətə əsas olaraq, birləşdiriləcək parçaların ölçüsündə və şəklindəki istehsal xətalının varlığı səbəbiylə qaçınılmaz olan mexanizmlərin parçalarının hərəkətli hissələrindəki boşluqlar səbəb olur. Bu səhvlər, məsələn, yastıqlardakı, vint ilə boltlar arasındakı bağlantıda, uyğunlaşma çarxlarının dişləri və bənzərləri arasındakı boşluqlara səbəb olur.

Boşluqlardakı hissələr mexanizmə təsir edən qüvvələrin istiqaməti və miqyası dəyişdikdə hərəkət edir. Məsələn, bir vint mexanizmində (Şəkil 27, a), təhrik vinti müxtəlif istiqamətlərə yönəldildikdə, kor hərəkət çarxın δl ilə gecikməsinə səbəb olur. Yastıqdakı kor zərbələrin səbəblərindən biri sürtünmə qüvvəsi istiqamətindəki dəyişiklikdir (Şəkil 28). Yastıqdakı (2) ox (1) P qüvvəsi ilə yüklənərsə, dayanma anında bu qüvvət R reaksiyası ilə tarazlanır.

Ox boyunca hərəkət etməyə başladıqca sürtünmə qüvvəsi F, O_1 oxunun mərkəzini nöqtə kimi O_2 mövqeyinə keçirərək hərəkət etməyə başlayır. O_1O_2 dəyəri ayrıca bir kor hərəkəti ifadə edir.



Şəkil. 27. Mexanizmlərdə Kor hərəkət.



Şəkil. 28. Yastıqda Kor hərəkət

Mexanizm ümumiyyətlə geri dönməyə səbəb olan müxtəlif boşluqlara malikdir. Məsələn, 1 və 2 iki dişlinin qutularında (Şəkil 27, b) kor hərəkət ilk növbədə hər iki çarxın oxlarının yastıqlarındakı boşluq, ikincisi dişlərdəki boşluğa səbəb olur. Nəticə olaraq 1, çarx oxunun eyni mövqeyi ilə, fırlanma çarxı 2, 1 fırlanma çarxının hansı tərəfə dönməsindən asılı olaraq δ bucaq ilə I və II mövqələrini dəyişdirəcəkdir; $\delta \varphi$ bucağı və kor hərəkəti ifadə edir.

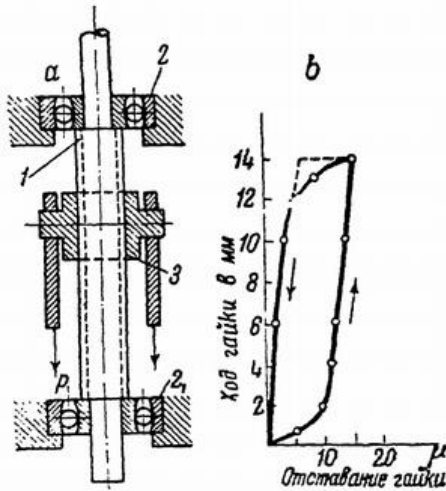
Kor hərəkətin ikinci vacib səbəbi, əvvəllər qeyd olunduğu kimi mexanizm detallarının elastik deformasiyalarıdır. Ayrıca, elastik kor hərəkət, fırlanan hissəsinin gecikməsinə səbəb olur (boşluqlar səbəbindən yuxarıda müzakirə edilən kilidləmənin əksinə). Şək. 27 b-də göstərilən dişli xəttə, təzyiqin təsiri altında

çarx 2-nin oxunun (nöqtə xətti ilə göstərildiyi kimi), xüsusən də çarx 1 oxu C istiqaməti ilə fırlandığı üçün elastik bir kilidləmə baş verə bilər. Burada 2, bfiyə bərabərdir, daha sonra çarx bir bucaq altında geridə qalmağa başlayır.

$$\delta\varphi_1 = \frac{\delta f}{R_t} \cdot 3440'$$

Çarx 1-in fırlanmasını dəyişdirərkən P qüvvəsi işarəni dəyişdirir; qüvvənin böyüklüyü qorunursa, boşluğun tam bucağı $2\delta\varphi_1$ 'ə bərabər olacaqdır. Çarxı 1-in sıra ilə dönməsinin pozulması 2-ci çarxın gecikməsini artırır.

Elastik kor hərəkət çox sərt ölçü cihazlarında da bir çox mikrona çata bilər.



Şəkil. 29. Elastik Kor hərəkət

Shor və Dolenberg, elastik keçidin 2μ -ə çatdığı astronomik şəkillər üçün bir ölçmə cihazı təsvir edir.

Şəkil 29, tək sıralı 2 – 2 dairəvi yastıqlara quraşdırılmış olan vint 1-dən (Şəkil 29, a) təyin edici mexanizm üçün hərəkət edilən təcrübələrin bənzər nəticələrini göstərməkdədir. Bolt üzərindəki P təzyiqi yastıq tərəfindən yaradılmışdır və yuxarı

vuruşda təxminən 1.2 kq-a və aşağı vuruşda təxminən 0.6 kq-a çatmışdır. Bu fərq sürtünmə səbəbindən baş verir.

Histeriz əyrisindən (Şəkil 29, b) görüldüyü kimi, elastik kor hərəkət 15-ə çatdı, bu da oxun qüvvələrin aşkarlanmasına uyğunlaşdırılmamış dairəvi yastıq daşıyıcı halqanın yüngül radial deformasiyası nəticəsində baş vermişdir. P qüvvəsi istiqamətindəki bucaq 90°-dən azdır (ilk dizayn prinsipini pozur). Üfüqi düz xətt yerinə (Şəkil 29b-də nöqtə qoyulmuş xətt) elastik boşluqlar əyrinin yuvarlaqlaşdırılması dərhal son nöqtənin dəqiq dəyəri ilə nəticələnir, əksinə elastik effektdə görə vintin 1-1,5 dönməsində görünür.

Əlbəttə, mexanizmlərin bir qisminin bükülmə deformasiyasına məruz qaldığı hallarda (bax Şəkil 6, b), elastik dayaq və elastik təsir daha yüksək dəyərlərə çatır. Geri çəkilmə ümumiyyətlə bir neçə dəqiqədə və ya məsafənin mində birində (3,6 - bir topçu bucağı bucağı) və yüzlərlə millimetr cinsindən ifadə edilir. Kilidin bucaq və xətti dəyərləri arasındakı əlaqə, məsələn, dişlinin kilidlənməsi üçün sadə bir şəkildə ifadə olunur:

$$\delta\varphi = \frac{\delta c}{R_t} \cdot 3440'$$

Burada

$\delta\varphi$ — Boşluğun dəqiqədəki bucaq böyüklüyü;

δc — mm cinsindən boşluq;

R_t — İdarə olunan çarx radiusu .

Bir mexanizmdəki kor hərəkət hər zaman dəqiqliyini azaldır, çünki ölü hərəkət digər səbəblərdən səhvlərə səbəb ola bilər və mexanizmin ümumi səhvini artırır bilər.

Boşluğun təsirini azaltma vasitələrindən biri, bir istiqamətdə işləyərkən mexanizmin hərəkətidir, beləliklə hissələrin birləşmələrində kor hərəkət həcmi ilə

heç bir hərəkət olmur. Məsələn, dişli bir qatarda, bu vəziyyətdə dişlər yalnız bir tərəfdən işləyir və s. Bu vəziyyətdə, hərəkətli qüvvələr işarəni dəyişdirmədiyi üçün elastik kilidləmə də azalır. Bu üsul mexanizmin istifadəsini çətinləşdirir və yavaşladır. Buna görə də yalnız laboratoriya cihazlarının mexanizmlərinə aid edilir.

Mexanizmin işləyəbiləcəyi, hər iki istiqamətdə hərəkət edən zərbə boşluğunu azaltmanın bir başqa yolu, əlavə yayların girməsi, bir istiqamətə basdırması və birləşmə nöqtələrindəki boşluqları seçməsiylə, mexanizmi bağlamağa məcbur etməkdir.

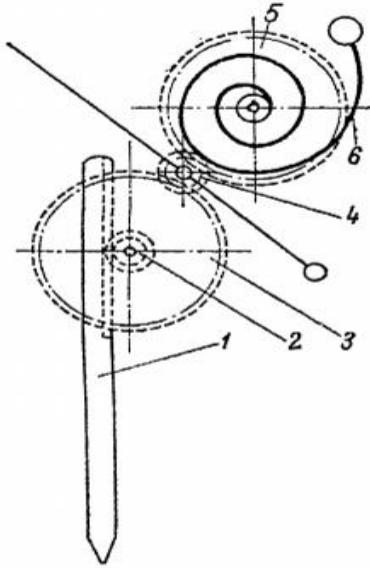
Nümunə olaraq, bir dial göstəricisi mexanizmini düşünün (Şəkil 30). 1 Ölçmə pininin rəfindən hərəkət, dişli 2-yə ötürülür, oxda dişli 3 sabitlənmiş, oxu daşıyan dişli 4 ilə birləşdirilir.

Göstərici, ölçmə pinin hər iki istiqamətdə kiçik yer dəyişmələrinə diqqət etməsi lazım olduğundan, dişlilərdəki kilidlənməni aradan qaldırmaq üçün bir spiral (düz) yay (6) tətbiq edilir. Bir ucu dişli qutusuyla (4) və digəri göstərici qutusunda digər bir çarxa (5) sabitlənir. Yay, ox oxuna birləşdirildiyində, 10 dövr çevirildiyi üçün çox uzun olacağından əlavə olaraq çarxın oxuna bərkidilir.

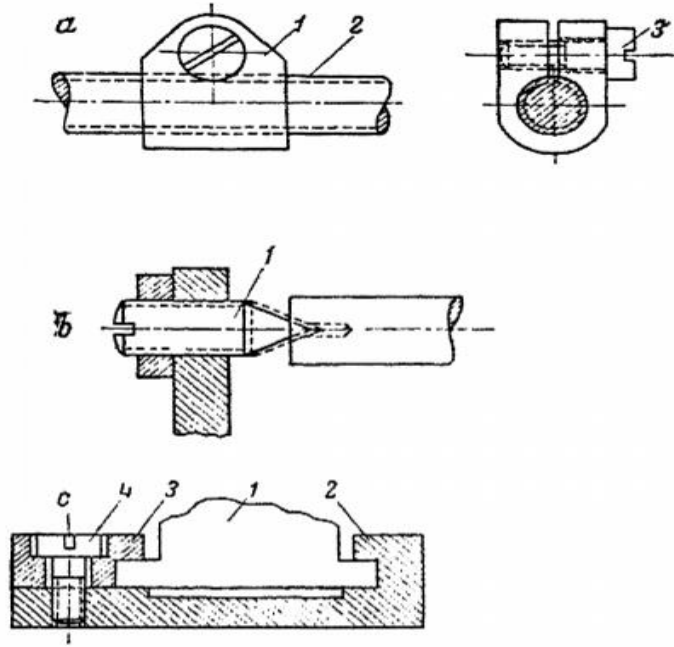
Hər zaman hərəkət istiqamətində bir dəyişiklik ilə işarə dəyişdirən sürtünmə qüvvəsi səbəbiylə bu üsulun tamamilə ortadan kaldırılamayacağına diqqət edilməlidir (səhifə 120'deki detallara bax). Bundan əlavə, mexanizmin hərəkəti zamanı bağlanan yayın qüvvəsinin dəyişməsi səbəbindən deformasiyanın böyüklüyü dəyişir (bax: cam mexanizminin itələyicisinin elastik deformasiyalarının təyini, səhifə 14).

Bu metodun mənfi cəhəti bağlama yayının təzyiqi səbəbindən mexanizmin bağlantılarındakı səylərin artmasıdır; bu, tətbiq olunan qüvvənin (təzyiq)

gecikməsinə səbəb olan sürtünmə qüvvələrindən əhəmiyyətli dərəcədə çox



Şəkil 30. Dial ölçmə mexanizmi.



Şəkil 31. Boşluğu azaltmaq üçün tənzimləmələr.

Oynaq hissələrdəki qüvvələrdə bir artım, sürtünmə qüvvələrində təhrik edilən hissəni yavaşlatmaq meylinə bir artıma səbəb olur və əlavə olaraq, mexanizm hissələrinin deformasiyasını artırır.

Buna görə bağlanan yaylar hər zaman mexanizmin burulmasının artmasını təmin etmir və yalnız yüksək sərtlik və aşağı sürtünmə mexanizmlərində istifadə edilə bilər, əks halda nəticələr mənfi ola bilər. Dondurmağı aradan qaldırmaq üçün yaylar istifadə edilərsə, əsas diqqət mexanizmlərinin həddindən çox olan nöqtələrində yay qüvvəsinin ən yüksək tutarlılığı müşahidə edilməlidir.

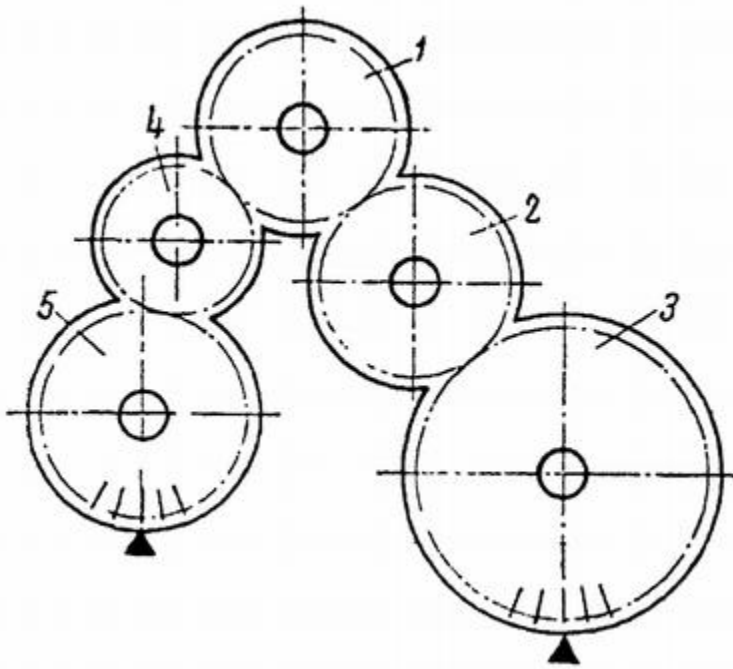
Boşluğu azaltmağın üçüncü bir yolu, montaj zamanı hissələrin hərəkətli birləşmələrində boşluqları minimuma endirmək üçün tənzimləmə cihazlarından istifadə etməkdir.

Belə qurğulara daxildir: montaj zamanı vint 3 ilə bərkidilməklə bolt 1 və vint 2 arasındakı boşluğu tənzimləməyə imkan verən split bolt (şəkil. 31, a); açılışın vint

1-nin ox hərəkəti ilə idarə olunduğu konusvari və ya mərkəzi yastıqlar (Şəkil 31,b); bolt I və təlimat 2 arasındakı bucaq, 3 çubuğunda sabitlənən vint və 4 çubuqdakı dəlik və s. kompozit təlimatlar arasındakı məkanda hərəkət etməklə əldə edilir (Şəkil 31, c).

Kinematik metodla əldə edilən mexanizmlər, demək olar ki, geri çəkilmirlər (səhifə 33), çünki aralarında boşluq yoxdur.

Qeyd etmək lazımdır ki, optik-mexaniki cihazlarda və alovlanma nəzarət cihazlarında istifadə olunan müasir mexanizmlərdə bulaqlara müraciət etmədən boşluqların kiçik dəyərlərini əldə etmək mümkündür. Sonuncu, demək olar ki, yalnız oval mexanizmlərində, çəvik kəmərlər çubuqlarında və hərəkətin kinematik kilidlənməsi üçün tələb olunan digər mexanizmlərdə istifadə olunur.



Şəkil. 32. Paralel Dişilərdə Ölü hərəkət

Bu mexanizmlərdə, kiçik quruluş dəyərləri əsasən strukturun yüksək sərtliyi və praktiki olaraq ölü hərəkət və aşağı sürtünmə tənzimləmə cihazları ilə xarakterizə olunan dairəvi yastıqlar və təlimatlardan istifadə nəticəsində əldə edilir. Müvafiq

mexanizmlər nəzərə alınmaqla kor hərəkətin ədədi dəyərləri göstərilir. İdarə olunan hissənin gecikməsində hər zaman bir boşluq olur və buna görə başqaları ilə birlikdə toplanarkən mənfi bir işarə meydana gəlir və buna görə sistemə bir xəta yaranır. Bu o deməkdir ki, mexanizmin dartılması bütün oynaqlardan və deformasiyalardan yığılır.

Belə kor hərəkətlərin olması səbəbi ilə yaranan boşluq bu kor hərəkətlərin ölçüsündən asılı olaraq eyni tipli müxtəlif mexanizmlər üçün bir qədər dəyişir. Bir növ mexanizmdəki elastik impulsun ölçüsü sabit sayıla bilər, çünki oradakı qüvvələr sabitdir.

Təcrübədə kor hərəkətlər və deformasiyalar nəticəsində yaranan boşluqlar birlikdə hesab olunur.

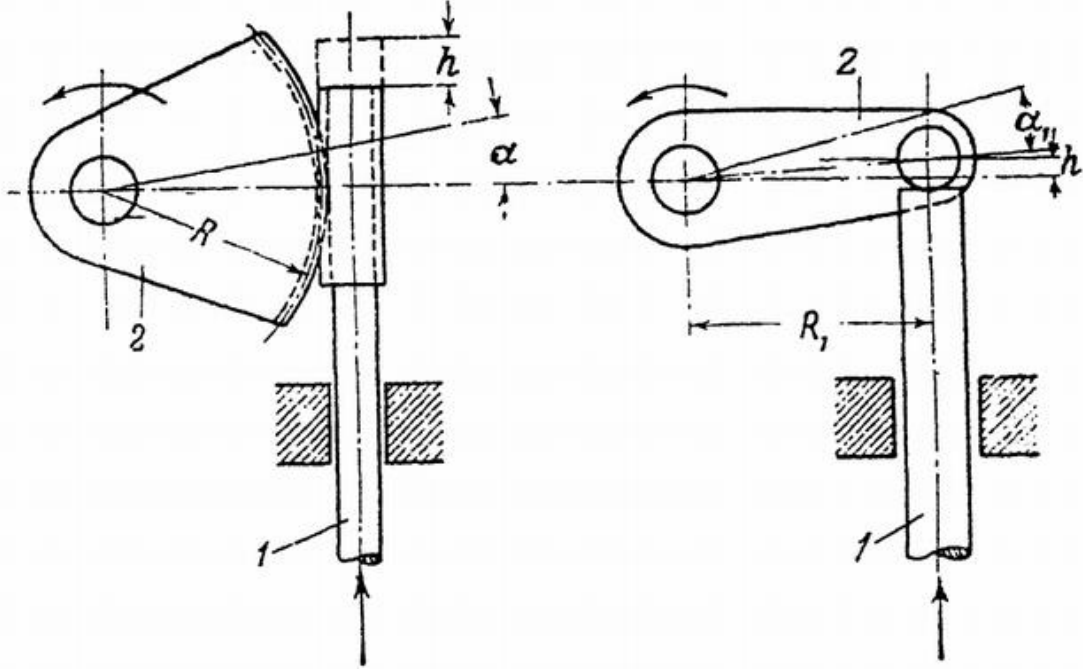
Buna görə, son nöqtədən danışarkən, gətirdiyi xətanı sistemə şəkildə etiraf etməliyik, yəni bir işarəsi (mənfi) və bu tip bütün mexanizmlər üçün təxminən eyni dəyər olmalı və istehsal dəqiqliyini verilməlidir.

Müəyyən bir xüsusiyyət, boşluğa paralel kinematik zəncirlərə sahib mexanizmlərdəki təsirdir (Nümunə üçün bax Şəkil 32). Burada, çarx 1-dən, 3 və 5-ci çarxların hərəkəti əldə edilir, 3 və 5-ci çarxlar üzərində ölçü zamanı, çarxlara 1 gələn kor hərəkət yalnız təkərlərin gecikməsindəki fərqə təsir edəcəkdir.

FƏSİL V

5.1 NƏZƏRİ XƏTALAR

Nəzəri xəta, mexanizm sxeminin xətası olaraq adlandırılacaqdır, nəzəri olaraq dəqiq əvəzinə təxmini sxemdən istifadə edilməsi zamanı meydana gələn səhv olaraq adlandırılacaqdır.



Şəkil 33. Sinus Mexanizminin Nəzəri Xətası.

Məsələn, bir sonsuz vint dişli əvəzinə bir sinus mexanizmi istifadə olunarsa (Şəkil 33), qolun (2-nin) fırlanma bucağının itələyici 1 oxu üzrə hərəkəti ilə mütənasib olduğunu düşünərək nəzəri bir səhv edirik.

Planında nəzəri cəhətdən müəyyən edilmiş mexanizmin istehsal xətalari, deformasiya və digər səbəblərə görə səhvləri səbəbindən nəzəri xətanın digər səhvlər (istehsal və digər) ilə eyni qaydada olması şərtilə təxmini plan istifadə etmək olduqca məqbuldur.

İstehsal səhvlərinin və deformasiyanın böyüklüyü mexanizmini sadələşdirməklə əldə olunan qazanc bu vəziyyətdə tətbiq olunan nəzəri xətadan çox olsa da, təxmini bir sxemdən istifadəyə üstünlük verilə bilər.

Sonsuz vint və sinus mexanizmlərinin müqayisəsi nümunəsində fırlanma bucağının nəzəri xətası aşağıdakı kimi müəyyənləşdirilir.

Sonsuz vintin və itələyicinin h -a bərabər hərəkətləri müvafiq olaraq a və a_1 , sonsuz vint sektorunu və qol bucaqlarını verir.

Şəkil. 33-dən aşağıdakı əldə edilir:

$$\alpha = \frac{h \cdot 360^\circ}{2\pi R} = \frac{h \cdot 180}{\pi R}$$

və

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{h}{R_1},$$

o zaman

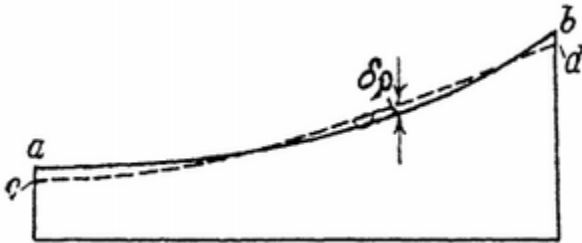
$$\delta\alpha = \arcsin \frac{h}{R_1} - \frac{h \cdot 180}{\pi R}.$$

Kiçik bucaqlarda nəzəri xəta əhəmiyyətsizdir. Beləliklə, sonsuz vint sektorunun bərabər qolu və radiusu ilə:

$$\delta\alpha = 1'',5 \quad a = \pm 2^\circ$$

$$\delta\alpha = 11'',7 \quad a = \pm 4^\circ$$

$$\delta\alpha = 40'' \quad a = \pm 6^\circ$$



Şəkil. 34. Dəqiq profilin oval xətt ilə təqribi əvəzlənməsi

$\delta\alpha$ üçün tapılan dəyərlər iki dəfə azaldıla bilər və qolun radiusu sektorun radiusundan bir qədər böyükdür. Bu vəziyyətdə $\delta\alpha$ əvvəlcə mənfi, sonra müsbətdir.

Sinus mexanizminin nəzəri xətası sonsuz vint xətasının əhəmiyyətsiz bir hissəsidir və sinus mexanizminin istehsal xətalrı daha kiçik olduğundan, kiçik bucaqlarda işləyərkən sonsuz vintdən daha dəqiq olur;

Bundan əlavə, bir sinus mexanizmi meydana gətirmək daha asandır. Yivli val mexanizminin istehsal xətalrı təqribən 1-2 ', sinus xətası isə təxminən 20' olur.

Bənzər şəkildə, birinci cədvəldəki (Şəkil 34) nəzəri olaraq düzgün olan kompleks profil *ab*, düz bir xətt və ya bir yaylı *cd* dairəsi formasında təxminən bir profil ilə müvəffəqiyyətlə dəyişdirilə bilər və hər iki profilin koordinatları arasındakı maksimum məsafə 0,03-0,05 mm olarsa, əldə edilən nəzəri xəta istehsalda qazanca bərabərdir. Nəzəri xətanın məqbul dəyəri və ümumi xətdə mexanizmin xüsusi çəkisi ümumi nəzəri xəta və istehsal xətalərində göstərilən xətanı keçməməsi şərti ilə müəyyən edilir.

Az sayda birləşməsi olan və kiçik bir xüsusi istehsal xətası və deformasiya ağırlığı olan sadə mexanizmlərdə nəzəri xəta mexanizmin ümumi xətasının böyük bir hissəsini təşkil edir, mürəkkəb mexanizmlərdə isə ümumi xətanın yalnız kiçik bir hissəsi nəzəri xətaya düşür.

Buna görə də, hər hansı bir kompleks mexanizmi tərtib edərkən eyni praktiki dəqiqlik verərək düzgün, lakin mürəkkəb bir sxemin mümkünlüyünü araşdırmaq lazımdır. Üstəlik, ölçülərin ağırlığını və mexanizmin dəyərini əhəmiyyətli dərəcədə azaltmaqla yanaşı, nəzəri cəhətdən düzgün bir mexanizmdən daha praktik dəqiqliyə nail olmaq da mümkündür. Yuxarıda görüldüyü kimi, mexanizmin ümumi xətalərinin payındakı nəzəri xətanın payını bütün mexanizmlər üçün ümumiyyətlə aydınlaşdırmaq olmur, lakin hər bir halda ayrıca həll edilməlidir. Mexanizmin tənzimlənməsinin sadələşdirilməsi istehsal səhvləri və deformasiyalar nəticəsində yaranan ümumi xətanın əhəmiyyətli dərəcədə azaldığını nəzərə alaraq, ilkin hesablamalar üçün ümumi xətanın yarısını verən nəzəri xətanın bütün mexanizmlər üçün məqbul olduğunu qəbul etmək olar.

Nəzəri və istehsal xətalərinin keyfiyyəti arasındakı fərqə diqqət yetirilməlidir. Nəzəri xəta sistematikdir, müəyyən bir mexanizmin bütün nümunələri üçün dəyərini qoruyarkən istehsal xətalrı təsadüfi olur və bu mexanizmin müxtəlif

nümunələri üçün fərqli dəyərlərə malik olur. Bu çərçivədə nəzəri və istehsal xətlərinin cəmi fərqli olacaqdır.

Xülasə

Dissertasiya işi: Dəqiq mexanizmlərin hesablanması və konstruksiya edilməsi metodlarının analizinin araşdırılmasına həsr edilmişdir.

Tədqiqatın məqsədi: İstehsalatda istifadə olunan avadanlıqların mexanizmlərinin dəqiqliyinin hesablanması və istifadə üçün konstruksiya edilməsi yollarının müəyyənəşdirilməsi və bunun üçün tətbiq olunan metodların analizini müəyyənəşdirməkdir.

Dissertasiya giriş, beş fəsil, xülasə və istifadə olunmuş ədəbiyyatdan ibarətdir.

Giriş: işin ümumi xarakteristikası verilmiş, tədqiqatların məqsədi və tətbiq olunan metodlar haqqında məlumat verilmişdir.

Birinci fəsil: Mexanizmlərdə deformasiyaların səbəbləri, növləri və mexanizmlərin dəqiqliyinə təsiri haqqındadır.

İkinci fəsil: Dəqiq mexanizmlərin dizayn metodları və tətbiqinə həsr olunmuşdur.

Üçüncü fəsil: Dəqiq mexanizmlərin istehsal xətlərinə və nəzərə alınmalı olan qanunların araşdırılmasına həsr olunmuşdur.

Dördüncü fəsil: Mexanizmlərin verimsiz hərəkətinə həsr olunmuşdur.

Beşinci fəsil: Mexanizmlərdə ortaya çıxacaq nəzəri xətlərə həsr olunmuşdur.

Summary

Dissertation: Dedicated to the study of the analysis of methods for calculating and constructing precise mechanisms.

The purpose of the research is to determine the ways of calculating the accuracy of the mechanisms of the equipment used in production and their design for use, and to determine the analysis of the methods used for this purpose.

The dissertation consists of an introduction, five chapters, a summary and references.

Introduction: general description of the work, information about the purpose of the research and applied methods.

Chapter One: The causes, types and effects of deformations in mechanisms on the accuracy of mechanisms.

Chapter Two: Design methods and application of precision mechanisms.

Third chapter: is devoted to the study of the production errors of precise mechanisms and the laws that must be taken into account.

Chapter Four: Dedicated to the inefficient operation of mechanisms.

Chapter Five: Dedicated to the theoretical errors that may occur in mechanisms.

РЕЗЮМЕ

Диссертация: посвящена изучению анализа методов расчета и построения точных механизмов.

Целью исследования является определение способов расчета точности механизмов оборудования, используемых в производстве, и их конструкции для использования, а также определение анализа методов, применяемых для этой цели.

Диссертация состоит из введения, пяти глав, резюме и ссылок.

Введение: дана общая характеристика работы, дана цель исследования и применены методы.

Глава первая: Причины, типы и влияние деформаций на механизмы и точность механизмов.

Глава вторая: методы проектирования и применение точных механизмов.

Третья глава: посвящена изучению производственных ошибок точных механизмов и законов, которые необходимо учитывать.

Глава четвертая: посвящена неэффективной работе механизмов.

Глава пятая: теоретические ошибки, которые могут возникнуть в механизмах.

Ədəbiyyat

1. Cukkerman_S.T._Tochnuee_mehanizmue._Osnovaniya
2. Pervicky_YU.D._Raschet_i_konstruirovaniye_tochnue
3. Abdullayev A.H., Məmmədov R.K., Cüməyev M.H. Maşın detalları və konstruksiya etmənin əsasları. Bakı, Elm, 2003.
4. Kəbirli R.Ə., Əliyev F.Q., Səmədov Ə.S. Maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi. Bakı, 2008
5. Kəngərli A.M. Maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi. Bakı, 2004.
6. Бородачев, Н.А. Основные вопросы теории и точности производства / Н.А. Бородачев. – М. Изд-во АН СССР, 1950.
7. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М, 1985.
8. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и механика машин, М, Высшая школа, 2002.
9. Волков А.А. Бурмантов А.И., Юнусов Р.Ю., Ребров И.Ю. Свойства нелоторых ингибиторов коррозии металлов // Коррозия: Материалы, защита, 2009 №9, с.11-46

10. Колесов, И.М. Служебное назначение и основы 560 создания машин в 2 ч. Ч. 1. / И.М. Колесов. – М. Станкин, 1973.
11. Г.Б. Иосилевич. Прикладная механика, М. «Высшая школа», 1989.
12. Иванов М.Н. Детали машин, М. Высшая школа, 1984.