Для евольвентних циліндричних зубчастих передач розроблень ДСТ 1643 - 81, що поширюється на евольвентні циліндричні зубцюваті колеса і зубчасті передачі зубцюватого чи вінця напівшеврона до 1250 мм.

Кінематична точність передачі

Для забезпечення кінематичної точності передбачені норми, що обмежують кінематичну погрішність передачі та кінематичну погрішність колеса.

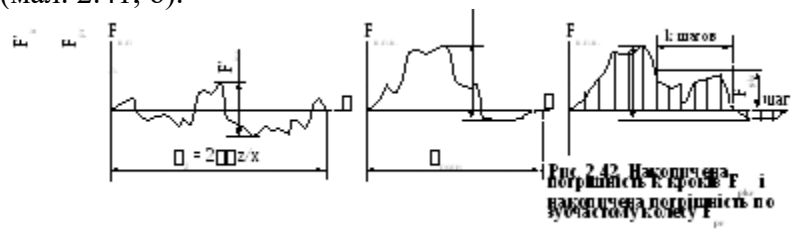
Кінематичною погрішністю передачі $F_{к.п.п.}$ називають різниця між дійсним φ_2 і номінальним (розрахунковим) $\varphi_{2н}$ кутами повороту відомого зубчастого колеса передачі, виражену в лінійних величинах завдовжки дуги його ділильної окружності, тобто $F_{к.п.п} = (\varphi_2 - \varphi_{2н})\cdot r$, де - радіус ділильної кола відомого колеса.

Найбільша кінематична погрішність F'_{ior} передачі визначається найбільшою алгебраїчною різницею значень кінематичної погрішності передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс (рис. 2.41, а).

Найбільша кінематична погрішність передачі обмежена допуском $F'io$. Його значення у стандарті не наведені та визначаються як сума допусків на кінематичну погрішність її коліс, тобто.

$F'io = {}_{F'i\,1} + {}_{F'i\,2}$. _

Кінематичною погрішністю зубчастого колеса $F'_{к.п.к}$ називають різниця між дійсним та номінальним (розрахунковим) кутами повороту зубчастого колеса на його робочій осі, відомого точним (вимірювальним) колесом при номінальному взаємному положенні осей обертання цих коліс; її виражають у лінійних величинах завдовжки дуги ділильної окружності (мал. 2.41, б).



а) б)

Рис. 2.41. Криві кінематичної погрішності
Зубчастої передачі (а) і зубчастого колеса (б)

Найбільша кінематична погрішність зубчастого колеса F'_{ir} — найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної погрішності зубчастого колеса в межах кута φ повного обороту (див. мал. 2.41, б), Ця погрішність обмежується допуском на кінематичні наведені). Він визначається як сума допусків на накопичену погрішність кроку F_p і на погрішність профілю зуба f_f :

$F'i = {}_{Fp} + {}_{ff}$. _

Допускається нормувати кінематичну погрішність колеса на k кроках - $F'i_{kr}$. Ця погрішність обмежується допуском F'ik .

Погрішність обкату F_{cr} виникає в результаті кінематичної погрішності ділільного ланцюга зубообробного верстата. Цю складову кінематичної погрішності колеса визначають при його обертанні на технологічній осі, виключивши циклічні погрішності зубцевої частоти та кратних їй більш високих частот. Погрішність обкату обмежується допуском F_c, вираженим у тих самих одиницях, що і допуск на кінематичну погрішність колеса.

Накопичена погрішність k кроків F_{pkr} (рис. 2.42) — найбільша різниця дискретних значень кінематичної погрішності зубчастого колеса при його номінальному повороті на k цілих кутових кроків:

$F_{pkr} = (\varphi - k\cdot 2\pi/z)\cdot r$,

де φ - дійсний кут повороту зубчастого колеса; z – число зубів зубчастого колеса; $k\cdot 2\pi/z$ — номінальний угол повороту колеса ($k \geq 2$ — число цілих кутових кроків); r - радіус ділильної кола колеса.

Допуск на накопичену погрішність k кроків позначають F_{pk} .

Накопичена погрішність кроку зубчастого колеса F_{pr} - найбільша алгебраїчна різниця значень накопичених погрішностей у межах зубчастого колеса (див. мал.

2.42). Допуск на накопичену погрішність кроку зубчастого колеса позначають F_p. Накопичена погрішність кроку зубчастого колеса утвориться в основному внаслідок погрішності обкату та монтажного ексцентриситету зубчастого колеса.

Радіальне биття зубцюватого венця F_{rr} — різниця дійсних граничних положень вихідного контуру в межах зубчастого колеса (від його робочої осі).

Радіальне биття зубцюватого венця обмежується допуском F_r. Практично F_{rr} визначається різницею відстаней від робочої осі колеса до постійних хордів S_c зубів (мал. 2.43, а). Радіальне биття зубцюватого венця викликане неточним сполученням робочої осі колеса з технологічною віссю під час обробки зубів, а також радіальним биттям ділильного колеса станка.

Коливанням довжини загальної нормалі F_{vWr} називають різниця між найбільшою і найменшою дійсними довжинами загальної нормалі в тому самому зубчастому колесі: $F_{vWr} = W_{найб} - W_{найм}$. Воно залежить від тангенціальної складової погрішності обкату. Ця погрішність обмежена допуском F_{vW}.

Довжина загальної нормалі зубчастого колеса W — відстань між двома рівнобіжними плоскостями, дотичними до двох різноменних активних бокових поверхонь А та В зубів колеса (рис. 2.43, б). При цьому загальна нормаль до евольвентних профілів є одночасно дотичною до основної кола.

Коливання вимірювальної міжосьової відстані за оборот колеса F'_{ir} - різниця між найбільшою і найменшою дійсними міжосьовими відстанями при двопрофільному зачепленні вимірювального зубчастого колеса з контрольованими при повороті останнього на повний оборот (мал. 2.44).

Номінальною вимірювальною міжосьовою відстанню *a* " - називають розрахункову відстань між осями вимірювального і перевіряється, що має найменший додатковий зсув вихідного контуру.

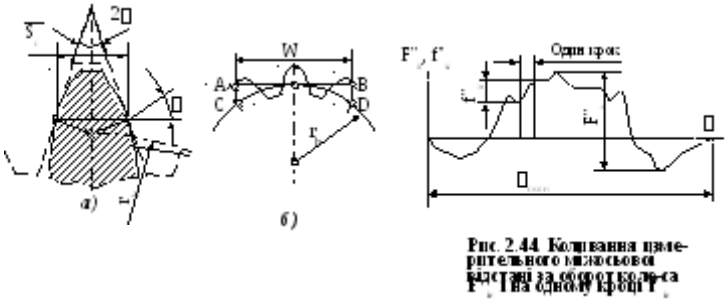


Рис. 2.44. Коливання вимірювального міжосьової відстані за оборот колеса

Рис. 2.43. Параметри зубчастого колеса, впливаючі на його кінематичну точність: а – постійна хорда Sc; б – довжина загальної нормалі w

Тут і далі двома штрихами позначені погрішності, відповідні двопрофільному зачепленню. Ці коливання обмежуються допусками F''_i.

Допуски циліндричних зубчастих коліс.

Параметри точності зубчастих коліс.

Зубчасті передачі – це складні кінематичні пари, які мають ряд призначень, а саме: передача крутніх моментів, зміни напрямку руху; зміни частоти обертання, перетворення обертального руху на поступальний і навпаки. Параметри точності регламентують точність окремого колеса та експлуатаційні параметри передачі за ГОСТ 1643 – 81.

Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс та передач.

Для шкірного ступеня точності встановлено норми допустимих відхилень параметрів, що визначають кінематичну точність, плавність роботи та контакт зубців (норми кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців).

Види відмінювання зубчастих коліс.

З метою запобігання заклинювання при перегріві передач, забезпечення умов змащення та обмеження мертвого ходу при реверсуванні у передачі повинен бути боковий зазор j_n (між неробочими профілями зубців спряжених коліс). Передбачено 6 видів відмінювання, які визначають різні значення $j_{n\ min}$. Шкірний вид спряження має умовну назву, символ і

передбачає різні значення зазору, а саме: вид А - збільшень; В – нормальний; З – зменшень; D - малий; Е – особливо малий; Н – нульовий.

Вибір параметрів зубчастого колеса.

Для нормальної роботи зубчастого зачеплення приймаємо такі спряження: 8-7-7-В, де: 8 - ступінь за нормами кінематичної точності;
7 - ступінь точності за нормами плавності;
7 - ступінь точності за нормами контакту зубців;
В - вид відмінювання зубців.

Вихідні дані:

Ділильний діаметр d=134 мм;
Міжосьова відстань а = 156 мм
Приймаємо, що m=2, тоді z=d/m=134/2=67.

Визначаємо довжину спільної нормалі:

$W = m \cdot W_1$,

де W_1 - Довжина спільної нормалі при m = 1 мм.
W_1 = 20,12719 при z_n = 7 (2, стор. 360, табл.5.30).
Тоді $W = m \cdot W_1 = 2 \cdot 20,12719 = 10,25438$ мкм.

Визначення допуску на середню довжину загальної нормалі:

T_{Wmi} = 60 мкм (2, стор. 344, табл.5.21).

Визначення найменшого відхилення середньої довжини загальної нормалі:

$-E_{ms} = E'_{Wms} + E''_{Wms}$.

E'_{Wms} = 120 мкм (2, стор. 342, табл. 5.19).
E''_{Wms} = 14 мкм при F_r = 56 мкм.
F_r = 56 – допуск на радіальне биття зубця (2, стор. 317, табл. 5.7).
Тоді $E_{ms} = -(120 + 14) = -134$ мкм.

Визначення нижнього відхилення середньої довжини загальної нормалі:

$E_{Wn_1} = -(E_{Wms} + T_{Wm_1}) = -(134 + 100) = -234$ мкм.

Отже, длина загальної нормалі:

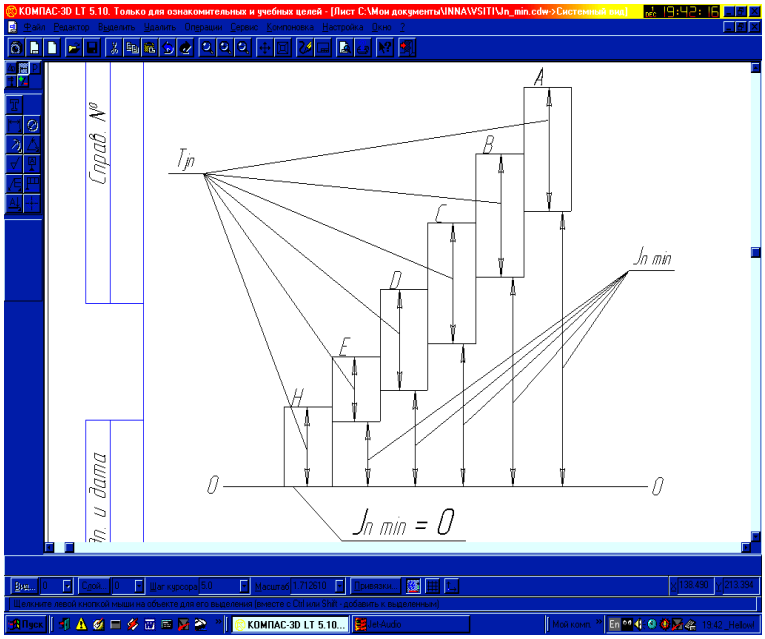
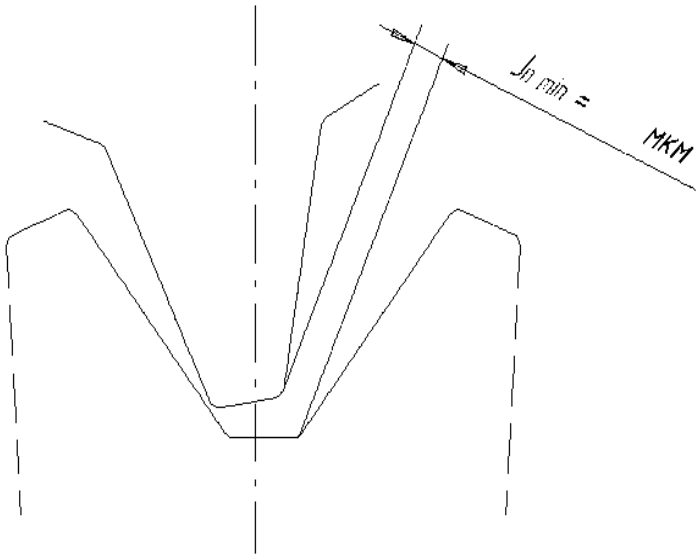
$10,25438^{-0,134}_{-0,234}$.

Визначення гарантованого бічного зазору:

$j_n = j_{n1} + j_{n2}$
$j_{n1} = a(\alpha_1 \cdot (t_1 - 20°) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20°)) \cdot 2\sin\alpha$,
де а – між осьовим відстань;
α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного розширення:
$\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6} \circ C^{-1}$ – для сталевих коліс;
$\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \circ C^{-1}$ – для чавунного корпусу (1, стор. 188, табл. 1.62);
t_1, t_2 – граничні температури зубчастого колеса і корпусу відповідно
t_1 = 75 °С; t_2 = 50 °С.
$j_{n1} = 156 \cdot (11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55 - 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 30) \cdot 0,684 = 33,88$ мкм;
$j_{n2} = (10...30)\, m = 20 \cdot 2 = 50$ мкм;
$j_n = 33,88 + 50 = 83,88$ мкм;
За (2, стор. 336, табл. 5.17) вибираємо $j_{n\,min}$ = 230 мкм.
$j_{n\,min} = 230$ мкм $\geq j_n$.

Отже, умова виконується: 230> 83,88

Схема призначення допусків на боковий зазор.



$j_{n\ min}$ - величина гарантованого (найменшого) бічного зазору; T_{jn} – допуск на боковий зазор.