

Лекція 11

Тема: Графічні методи кінематичного аналізу та приклади використання планетарних передач

Зміст:

1. Циліндрична планетарна передача.
2. Конічна планетарна передача.
3. Міжколісний симетричний диференціал.
4. Кінематичний синтез планетарних зубчастих передач.
5. Контрольні запитання.

1. Циліндрична планетарна передача

Метод базується на теорії плоскопаралельного руху твердого тіла, відповідно до якої в будь-який момент часу такий рух можна уявити як обертальний навколо миттєвого центру (миттєвої осі) швидкостей.

Сателіт у будь-якому положенні має цілком визначену миттєву вісь обертання. Інші ланки механізму обертаються навколо постійних осей обертання.

Лінійна швидкість довільної точки ланки дорівнює добутковій кутової швидкості ланки на відстань від даної точки до миттєвої осі обертання. При цьому виявляється лінійна залежність між лінійними швидкостями точок ланки і їхньої відстані до миттєвої осі обертання.

Тому що кутова швидкість ланки є величина, загальна для всієї сукупності точок жорсткої ланки, кутові швидкості ланок виступають у якості кутових коефіцієнтів для рівнянь прямих ліній, які характеризують залежність лінійних швидкостей точок ланок від відстаней точок до миттєвих осей їхнього обертання.

Покажемо застосування графічного методу кінематичного аналізу на прикладі одноступінчастого редуктора Джемса з зупиненим віничним колесом 4 (рис. 3.23). Будемо вважати відомими числа зубців коліс і їхні діаметри.

Механізм повинен бути накреслений в обраному лінійному масштабі як можна крупніше з високою точністю.

Якщо ж відомі тільки числа зубців коліс, а їхні діаметри не відомі, тоді розміри радіусів коліс на схемі можна відкласти пропорційними числам зубців у загальному для всіх коліс лінійному масштабі (хоча і невідомому).

На ланках у місцях їхнього взаємного дотикання намічаємо вузлові точки O, A, B, C .

Поруч із схемою механізму в проекційному зв'язку будемо діаграму залежності окружних швидкостей точок ланок від радіусів коліс.

Масштаб швидкостей може бути відомий, якщо наприклад, задана вхідна кутова швидкість і розміри коліс. Якщо ж величини радіусів коліс або кутової швидкості ведучої ланки невідомі, тоді побудови можна виконати в невідомому довільному загальному для всіх коліс масштабі лінійних швидкостей μ_V . Нижче будуть приведені формули для визначення всіх масштабів, позначених на рис. 3.23.

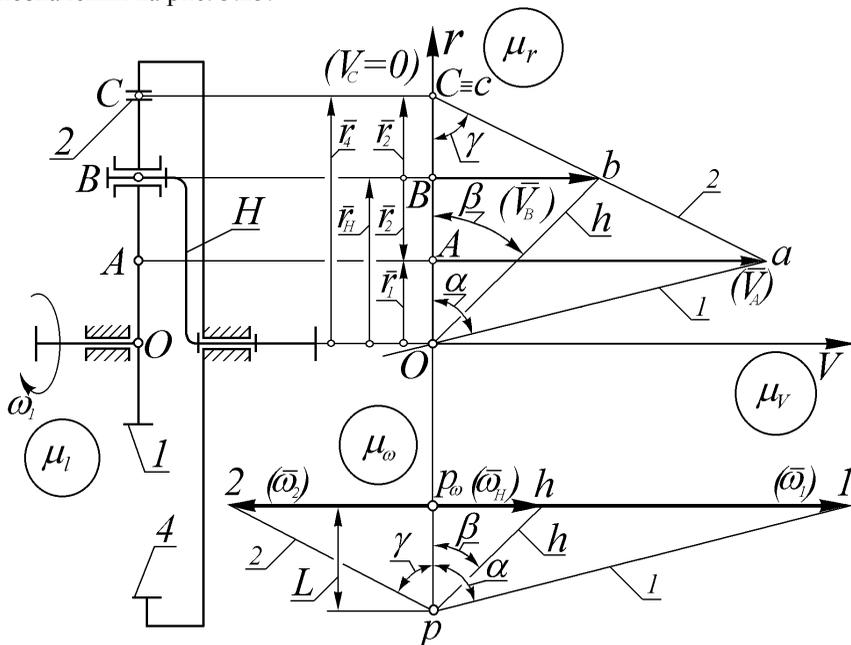


Рис. 3.23. Графічний аналіз кінематики планетарного зубчастого редуктора Джемса з одновісним сателітом

Послідовність побудови діаграми лінійних швидкостей така.

Спочатку відкладемо на діаграмі вектор лінійної швидкості точки A .

З кінця цього вектора, тобто з точки a проведемо промені в початок координат діаграми (т. O) і в точку c на осі ординат, що є кінцем нульового вектора окружної швидкості точки C , тому що колесо 4 нерухоме.

Перший промінь позначимо номером 1, тому що цей промінь є відбитком лінійної залежності окружних швидкостей ланки 1 від радіуса обертання.

Миттєва вісь обертання колеса 1 завжди збігається з центральною віссю механізму, що проходить через точку O .

Другий промінь 2 відбиває лінійну залежність окружних швидкостей ланки 2 від відстані до миттєвої осі обертання, що проходить через точку C .

Зауважимо, що промені 1 і 2 різнонаправлені, тобто як прямі лінії мають різні знаки кутових коефіцієнтів (ω_1 і ω_2).

Тепер можна відшукати вектор лінійної швидкості точки B , що належить ланці 2.

Для цього треба провести лінію зв'язку від точки B до упору в промінь 2. Кінець вектора окружної швидкості точки B позначений маленькою буквою b .

Окружну швидкість V_B має також рухома вісь сателіта 2, тобто точка B водила Н. З кінця b вектора \overline{V}_B проведемо промінь h у початок координат діаграми.

Цей промінь відбиває лінійну залежність окружних швидкостей водила від радіуса обертання.

Кутові швидкості ω_1 , ω_H і ω_2 пропорційні тангенсам позначених кутів α , β і γ :

$$\omega_1 \equiv tg \alpha = \frac{|Aa|}{|OA|}; \quad \omega_H \equiv tg \beta = \frac{|Bb|}{|OB|}; \quad \omega_2 \equiv -tg \gamma = -\frac{|Aa|}{|AC|}.$$

Це дозволяє побудувати план кутових швидкостей ланок механізму в наступному порядку.

Виберемо довільне місце для полюса p_ω плану кутових швидкостей.

По вертикалі від p_ω відкладемо допоміжний полюс p із деякою полюсною відстанню L . Від розміру полюсної відстані L буде залежати масштаб плану кутових швидкостей μ_ω . З допоміжного полюса p проведемо промені 1, h і 2 під кутами α , β і γ ; тобто паралельно відповідним променям на діаграмі (\overline{V}, r).

Промені 1, h і 2 відінуть на горизонтальній прямій, що проходить через полюс p_ω довжини векторів $\overline{\omega}_1$, $\overline{\omega}_H$ і $\overline{\omega}_2$ в загальному масштабі μ_ω .

Напрямки знайдених векторів відбивають напрямки обертання ланок механізму.

Так, ланки 1 і Н обертаються в один бік з різними кутовими швидкостями, а ланка 2 - у протилежний бік.

Слід зазначити, що точність рішення задачі залежить тільки від точності графічних побудов.

Звичайно відносна похибка лежить у межах (2 ... 3)%, але при високоточних побудовах - не перевищує 1%.

Тепер можна визначити величину передаточного відношення механізму

$$i_{1-H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{|p_\omega l|}{|p_\omega h|}$$

На закінчення запишемо формули, за якими можна розрахувати величини масштабів:

$$\mu_l = \frac{r_1}{OA} \text{ (м/мм); } \mu_r = \mu_l;$$

$$\mu_v = \frac{\omega_1 \cdot r_1}{V_A} \text{ ((м/с)/мм); } \mu_\omega = \frac{\omega_1}{\omega_1} = \frac{\mu_v}{\mu_r \cdot |p_\omega p|} \text{ ((рад/с)/мм)}.$$

2. Конічна планетарна передача

Для двоступінчастих і одноступінчастих конічних планетарних передач також справедлива формула Вілліса (3.9).

Особливість полягає лише у визначенні величини і знаку передаточного відношення $i_{1-4}^{(H)}$ оберненого механізму.

Графічний метод кінематичного аналізу конічних планетарних передач базується на теорії складного сферичного руху твердого тіла, відповідно до котрого такий рух можна уявити як обертальний навколо миттєвої осі обертання.

Покажемо застосування аналітичного і графічного методів кінематичного аналізу на прикладі механізму, показаного на рис. 3.24.

Запишемо формулу Вілліса (3.9):

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = i_{1-4}^{(H)}.$$

Визначимо передаточне відношення оберненого механізму

$$i_{1-4}^{(H)} = - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Знак “-” означає, що в оберненому механізмі колеса 1 і 4 обертаються в різні боки.

Справді, якщо при зазначеному напрямку ω_1 точка A в зачепленні коліс 1 і 2 рухається з креслення, тоді точка B в зачепленні коліс 3 і 4 при нерухомому водилі могла б рухатися тільки всередину креслення. Це означає, що при погляді на механізм уздовж центральної осі відносно водила колеса 1 і 4 обертаються в різних напрямках.

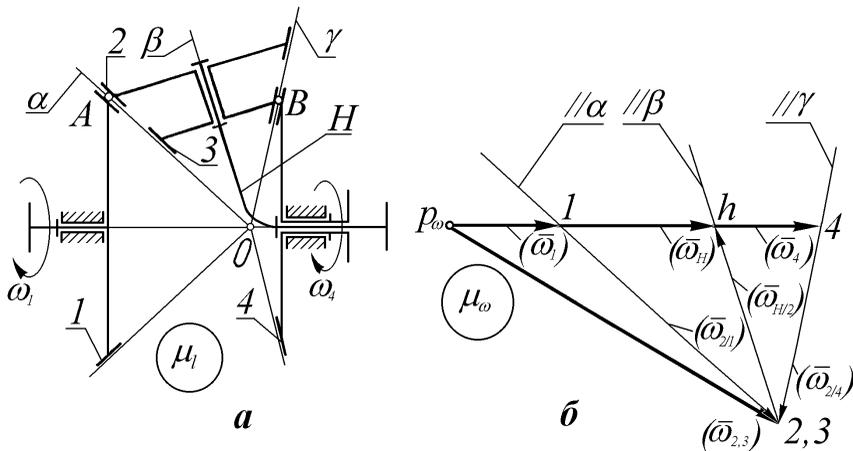


Рис. 3.24. Графічний аналіз кінематики планетарного механізму з конічними колесами

Величина передаточного відношення оберненого механізму складається з добутку передаточних відношень першого і другого ступенів.

Бачимо, що механізм із конічними колесами, поданий на рисунку 3.24а, кінематично ідентичний циліндричному планетарному механізму Джемса з двовісними сателітами (рис. 3.17б) - тут те ж розташування зовнішніх валів і абсолютно та ж формула Вілліса, з якої можна зробити ті самі висновки про взаємозв'язок рухів зовнішніх валів механізму.

У той же час усередині обох механізмів відбувається відносний рух, який цілком відрізняється.

Тепер розглянемо графічний метод кінематичного аналізу.

Попередньо зазначимо, що механізм може мати один або два ступені рухомості (тобто два або три рухомі вали) і, отже, мати один або два вхідних рухи.

Будемо вважати, що механізм має рухомими всі три зовнішні вали, тобто $w=2$ і тому необхідно задати два незалежні вхідні рухи, наприклад $\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_4$.

При цьому буде відбуватися інтегрування двох вхідних рухів ($\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_4$) в один вихідний рух ($\bar{\omega}_H$).

Відзначимо, що за винятком блока сателітів 2 - 3 всі інші ланки чинять простий обертальний рух.

Складний рух ланки 2 - 3 можна уявити в трьох варіантах:

- разом із ланкою 1 і відносно неї ($\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_{2/1}$);
- разом із ланкою 4 і відносно неї ($\bar{\omega}_3 = \bar{\omega}_4 + \bar{\omega}_{3/4}$);

- разом із водилом Н і відносно нього ($\overline{\omega}_{2-3} = \overline{\omega}_H + \overline{\omega}_{2-3/H}$).

Графічне рішення здійснимо в такій послідовності.

Виберемо полюс плану кутових швидкостей p_ω і відкладемо в мас-

штабі вектори заданих кутових швидкостей $\overline{\omega}_1$ і $\overline{\omega}_4$ у вигляді відрізків:

$$|p_\omega I| = \omega_1 / \mu_\omega \text{ (мм);}$$

$$|p_\omega A| = \omega_4 / \mu_\omega \text{ (мм).}$$

Тому що за умовою задачі кутові швидкості ω_1 і ω_4 мають один і той самий напрямок, то і вектори $\overline{\omega}_1$ і $\overline{\omega}_4$ відкладені з полюса в той самий бік. Якби ω_1 і ω_4 були спрямовані в різні боки, то і вектори $\overline{\omega}_1$ і $\overline{\omega}_4$ треба було б відкладати з полюса в протилежних напрямках.

Нагадаємо, що вектор кутової швидкості твердого тіла спрямований уздовж осі його обертання убік, звідкіля спостерігається обертання тіла проти годинникової стрілки. Тому вектори $\overline{\omega}_1$ і $\overline{\omega}_4$ спрямовані на плані зліва праворуч.

Щоб відшукати невідому кутову швидкість ω_H необхідно спочатку визначити невідомі кутові швидкості $\omega_2 = \omega_3$. Скористаємося для цього векторними рівняннями для кутових швидкостей із теорії сферичного руху:

$$\overline{\omega}_2 = \overline{\omega}_1 + \overline{\omega}_{2/1};$$

(// α)

$$\overline{\omega}_3 = \overline{\omega}_4 + \overline{\omega}_{3/4}.$$

(// γ)

Аналіз показує, що кожне з рівнянь системи окремо не вирішується, тому що має по три невідомі.

Спільно ж рівняння вирішуються, тому що мають усього чотири загальні невідомі.

Зазначимо, що вектор $\overline{\omega}_{2/1}$ відносної кутової швидкості обертання колеса 2 навколо колеса 1 спрямований уздовж загальної твірної конусів 1 і 2, що є миттєвою віссю відносного перекочування цих коліс одне по одному, тобто паралельно позначеній на рис. 3.24а лінії α .

Подібними ж міркуваннями дійдемо висновку, що вектор $\overline{\omega}_{3/4}$ спрямований паралельно лінії γ .

Провівши лінії з кінця вектора $\overline{\omega}_1$ // α і з кінця вектора $\overline{\omega}_4$ // γ , одержимо їхнє перетинання $2 \equiv 3$, що збігається з кінцем векторів $\overline{\omega}_2 = \overline{\omega}_3$,

які йдуть із полюса p_ω .

Тому що сателіти 2 і 3 чинять складний сферичний рух, вектор $\overline{\omega}_2 = \overline{\omega}_3$ спрямований не горизонтально.

Цей вектор може мати будь-який напрямок у площині креслення, який залежить від різноманітності можливих сполучень вхідних рухів ($\overline{\omega}_1$ і $\overline{\omega}_4$). У даному конкретному випадку миттєва вісь обертання блока сателітів проходить через точку O в напрямку, паралельному вектору миттєвої абсолютної кутової швидкості $\overline{\omega}_{2-3}$.

Тепер можемо записати векторне рівняння для відшукування кутової швидкості водила:

$$\overline{\omega}_H = \overline{\omega}_{2-3} + \overline{\omega}_{H/2-3}.$$

(гориз.) (// β)

У рівнянні всього лише дві невідомі і воно може бути вирішено.

Відзначимо, що вектор $\overline{\omega}_H$ направлений горизонтально, а вектор відносної кутової швидкості $\overline{\omega}_{H/2}$ направлений уздовж осі сателітів, тобто паралельно лінії β .

Проведемо з кінця вектора $\overline{\omega}_2$ лінію паралельно β до перетинання з кінцем вектора $\overline{\omega}_H$, що йде з полюса p_ω .

Остаточо знайдемо

$$\omega_H = |p_\omega h| \cdot \mu_\omega (c^{-1}).$$

3. Міжколісний симетричний диференціал

Колісні машини (автомобілі, трактори, тролейбуси, кари й ін.) у ведучих мостах мають міжколісний диференціал, який дозволяє від одного вхідного вала приводити два вихідних вала ведучих коліс рушія лівого і правого бортів транспортного засобу.

Причому, при одній і тій же швидкості обертання вхідного вала ведучого моста колеса рушія лівого і правого бортів повинні мати можливість обертатися з різними кутовими швидкостями, що продиктовано траєкторією руху колісної машини, різницею радіусів коліс і ін.

Так, при повороті ліворуч ведуче колесо рушія лівого борта обертається повільніше, ніж ведуче колесо рушія правого борта.

При повороті праворуч усе відбувається навпаки.

Симетричним міжколісним диференціалом називається такий диференціал, який при прямолінійному русі колісної машини розділяє (диферен-

ціює) обертовий момент рушійних сил на дві рівні частини.

Несиметричні диференціали використовуються, наприклад, у між-осьових роздавальних коробках автомобілів, якщо вихідні вали коробки приводять в обертання різне число ведучих мостів. Так, у тривісному повноприводному автомобілі несиметричний диференціал роздавальної коробки поділяє обертовий момент сил на дві нерівні частини, направляючи на один передній ведучий міст $1/3$ частину загального обертового моменту, а на два задні ведучі мости - $2/3$ його частини.

Розглянемо докладніше кінематику і розподіл обертового моменту рушійних сил у симетричному міжколісному диференціалі (рис. 3.25) при різних режимах руху колісної машини.

Привід диференціала здійснюється через головну передачу 5 - 4. Колесо 4 головної передачі закріплене на коробці диференціала Н (на водилі).

Обертовий момент від колеса 4 передається на водило. Очевидно, що по величині $T_H = T_4$.

Водило Н є ведучою ланкою механізму диференціала. Веденими ланками диференціала являються півосі 3 і 1 із півосьовими зубчастими колесами.

Колісна машина може рухатися прямолінійно або по криволінійній траєкторії. Це робочі режими руху.

Розглянемо спочатку прямолінійний рух. У цьому випадку центр повороту (точка p) віддалений у нескінченність і кутові швидкості ω_1 і ω_3 коліс рушіїв лівого і правого бортів будуть однакові.

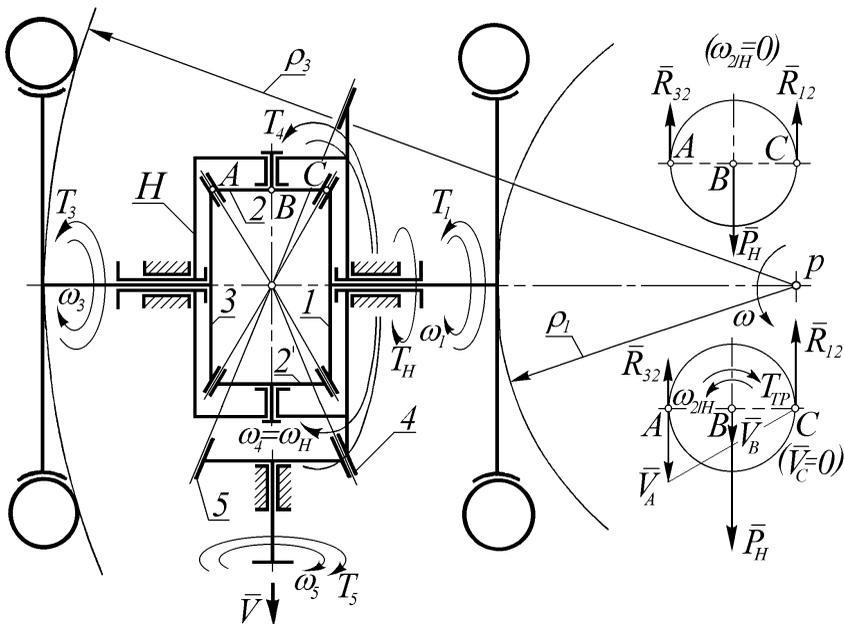


Рис. 3.25. Міжколійний симетричний диференціал

Очевидно, що при цьому механізм диференціала буде обертатися як одне ціле, а сателіти 2 і 2', як рівноплечі диференціальні важелі, спільно розділять окружну силу P_H на дві однакові сили реакції півосевих зубчастих коліс R_{12} і R_{32} , а отже і обертовий момент рушійних сил T_H , прикладений до водила, на дві рівні частини

$$T_1 = T_3 = \frac{1}{2} T_H.$$

При криволінійному русі колісної машини колеса рушія лівого і правого бортів мають різні радіуси траєкторії кочення ρ_1 і ρ_3 .

Очевидно, що при цьому буде дотримуватися пропорційна залежність

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\rho_3}{\rho_1}. \quad (3.14)$$

З метою відшукування абсолютних значень кутових швидкостей ω_1 і ω_3 коліс рушія лівого і правого бортів по заданій кутовій швидкості ω_H запишемо для конічного планетарного диференціала формулу Вілліса

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = i_{1-3}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1} = -1,$$

де $i_{1-3}^{(H)}$ - передаточне відношення оберненої передачі.

Після алгебраїчних перетворень формули Вілліса знайдемо рівняння

$$\omega_1 + \omega_3 = 2\omega_H. \quad (3.15)$$

Зауважимо, що при нерухомому водилі зубчасті колеса 1 і 3 можуть обертатися тільки протилежно, тому $i_{1-3}^{(H)}$ має від'ємний знак, а числа зубців коліс 1 і 3 у симетричному диференціалі однакові.

Спільне рішення рівнянь (3.14) і (3.15) дозволяє знайти значення ω_1 і ω_3 .

Якщо тертям у диференціалі зневажити, тоді можна вважати, що сателіти 2 і 2' як рівноплечі диференціальні важелі забезпечать рівність обертових моментів T_1 і T_3 на колесах рушія лівого і правого бортів і при криволінійному русі колісної машини.

Якщо ж тертя враховувати, то можна прийти до висновку, що момент сил тертя на осях сателітів зменшить обертовий момент на випереджаючому колесі і одночасно збільшить обертовий момент на відстаючому колесі.

Тобто буде спостерігатися

$$T_1 > T_3.$$

Усе ж ця відмінність при високому ККД диференціала дуже мало помітна.

Тепер розглянемо роботу диференціала в режимі буксування одного з коліс рушія.

Будемо вважати, що колесо правого борта знаходяться на слизькій обочині і тому буксує.

Колесо лівого борта при цьому спирається на чистий сухої асфальт, воно не обертається, а машина не рухається. Це не так вже й рідко спостерігається на практиці.

Чому ж машина не може рухатися? Чому ліве колесо рушія, що спирається на чистий асфальт, не може зрушити машину з місця?

Отже, маємо $\omega_1 = 0$.

Тоді з рівняння (3.13) одержимо

$$\omega_3 = 2\omega_H.$$

Диференціал у режимі буксування колеса 3 працює як прискорювач із передаточним відношенням

$$i_{H-3}^{(1)} = \frac{\omega_H}{\omega_3} = \frac{1}{2}.$$

Це означає, що якщо на спідометрі при буксуванні бачимо показання

швидкості руху, наприклад, 50 км/г , то окружна швидкість буксуючого колеса досягне значення 100 км/г .

На буксуючому колесі 3 через низьке зчеплення зі слизькою обочиною обертовий момент $T_3 \rightarrow 0$. Це означає, що і на півосьовій шестерні 3 окружна сила мізерно мала.

Якщо зневажати тертям у диференціалі, тоді можна прийти до висновку, що за умовою рівноваги окружних сил на сателіті будуть також мізерно малі окружні сили на півосьовій шестерні 1 і на водилі. Це у свою чергу означає, що і на не буксуючому колесі 1 обертовий момент $T_1 \rightarrow 0$.

От чому при буксуванні одного з ведучих коліс двигун може йти в рознос, але не може зрушити машину з місця. Адже на обох ведучих колесах обертові моменти (а значить і штовхаючі сили) мізерно малі.

Раніше для підвищення прохідності автомобілів застосовувалися диференціали підвищеного тертя.

Наприклад, у них навмисне сателіти притискалися пружинами до водила і сковзали відносно коробки диференціала на спеціальних фрикційних шайбах.

Це різко знижувало ККД диференціала при $\omega_1 \neq \omega_3$.

При русі автомобіля по прямій, як уже було відзначено, механізм диференціала обертається як одне ціле, і тому ніяких додаткових утрат потужності в ведучому мості диференціал підвищеного тертя при цьому не викликав.

При русі на повороті, як також було сказано вище, на відстаючому колесі обертовий момент збільшується, а на випереджаючому зменшується, і при цьому, в наслідок повільного відносного руху в диференціалі, спостерігалися незначні втрати переданої потужності, малопомітні в загальному балансі втрат.

Але от при буксуванні зниження ККД диференціала грало позитивну роль. Розглянемо, чому?

З розгляду схеми рівноваги сателіта за умови наявності моменту сил тертя $T_{тер}$ і відносної кутової швидкості $\omega_{2/H} \neq 0$ виявляємо, що як і раніше

$$\bar{P}_H = \bar{R}_{32} + \bar{R}_{12},$$

$$\text{але } R_{12} > R_{32} \text{ і відповідно } T_1 > T_3,$$

тому що з рівняння $\Sigma T_B = 0$ маємо

$$R_{12} = R_{32} + T_{тер}/r_2.$$

Бачимо, що при використанні диференціала підвищеного тертя колесо 1 рушія на чистому асфальті може реалізувати обертовий момент більший того, що реалізується на буксуючому колесі рушія 3.

Можливо, що цього буде цілком достатньо для початку руху і виїзду зі слизької обочини на чистий асфальт.

В даний час замість примітивно улаштованого диференціала підви-

шеного тертя з фрикційними шайбами в колісних машинах-всюдиходах застосовують або диференціали, що самоблокуються, (які і зараз умовно називають диференціалами підвищеного тертя), або диференціали, що примусово блокуються, із механічним, пневматичним, гідравлічним або електромагнітним сервоприводом.

При заблокованому диференціалі, яке б не мале було зчеплення колеса рушія 3 з дорогою, весь обертовий момент від двигуна без обмеження може бути реалізований на колесі 1.

Зауважимо, що при цьому колеса 1 і 3 будуть обертатися з однією і тією ж кутовою швидкістю

$$\omega_1 = \omega_3 = \omega_H$$

і виконувати поворот колісної машини з заблокованим диференціалом не рекомендується.

Самоблокування диференціала, як правило, здійснюється кулачковими муфтами інерційної дії.

Якщо одне з коліс почне входити в режим буксування, кулачкова муфта за рахунок сил інерції спеціальних сухарів заклинить й обидва колеса рушія лівого і правого борту будуть обертатися з загальною швидкістю доти, поки на них будуть реалізовуватися різні обертові моменти.

При вирівнюванні умов зчеплення ведучих коліс рушія з дорогою обертові моменти зліва і справа стають однаковими і кулачкова муфта під дією спеціальних пружин саморозблокується і надалі не буде перешкоджати повільному відносному обертанню коліс лівого і правого бортів на повороті.

4. Кінематичний синтез планетарних зубчастих передач

Кінематичний синтез планетарних зубчастих передач полягає у виборі схеми механізму і визначенні чисел зубців його коліс по наперед заданій величині передаточного відношення та ряду додаткових умов, характерних для планетарних передач.

Серед додаткових умов також можуть бути задані або призначені конструктором: число сателітів - k ; необхідна точність реалізованого передаточного відношення в порівнянні з необхідним його значенням; обмеження мінімально допустимого числа зубців коліс, у залежності від виду профілів зубців; допустиме мінімальне значення ККД та ін.

У силових передачах звичайно приймається число сателітів $k=3$. Це покращує самоустановку центрального сонячного колеса. Для забезпечення останньої додатково виконують одне або обидва центральні колеса плаваючими, сателіти - на податливих осях та ін.

Очевидно, що при меншому або більшому числі сателітів самоустановка центрального колеса погіршується.

При виборі різновиду схеми механізму керуються відповідністю за-

даного передаточного відношення і діапазону можливих передаточних відношень тієї або іншої схеми (див. п. 3.2.2.1).

Бажано з декількох можливих схем механізмів вибрати таку, для котрої задане передаточне відношення буде знаходитися в середині діапазону можливих передаточних відношень, тому що крайні значення діапазону реалізуються з ускладненнями при конструюванні передачі.

Після вибору виду схеми механізму можна переходити до задачі розрахунку чисел зубців коліс.

Варто підкреслити, що задача має багатоваріантне рішення - тобто множину наборів чисел зубців коліс, що задовольняють умовам задачі.

На якому з них зупинитися ?

У межах вивчення курсу ТММ на це питання відповідати неможливо.

Тому лише зазначимо, що звичайно перевагу віддають тому варіанту, у якого буде мінімальним сумарне число зубців усіх коліс.

Якщо в умові задачі допустиме відхилення реалізованого передаточного відношення від необхідного не обговорено, тоді допускають відмінність першого від останнього до 3 %.

Найбільшу трудність може представити задача синтезу планетарної передачі, коли реалізації підлягає абсолютно точне значення передаточного відношення (особливо ірраціонального).

У цьому випадку число можливих наборів чисел зубців різко скорочується.

Рішення окремих задач кінематичного синтезу планетарних передач може бути виконано тільки з залученням ЕОМ.

Ручний розрахунок можливий при порівняно простій умові задачі, яка не потребує високої точності рішення.

Крім задоволення заданому передаточному відношенню з допустимою точністю, вибрані (розраховані) числа зубців окремих коліс планетарної передачі повинні задовольняти також додатковим умовам, що витікають з особливостей планетарних передач.

Одна з таких умов - умова співвісності центральних коліс (тобто спільність геометричної осі центральних коліс).

Ця умова не потребує особливих коментарів.

Справді, при роботі планетарної зубчастої передачі сателіти повинні мати однакові умови руху по своїх орбітах. При недотриманні співвісності центральних коліс це неможливе.

Друга умова - умова сусідства сателітів.

Звичайно число сателітів передачі $k > 1$.

Зустрічаються вказівки про застосування в окремих планетарних передачах понад 7 сателітів. Усі вони повинні розташуватися під рівними кутами з наявністю між ними зазорів. Саме собою зрозуміло, що ця умова також обов'язкова до виконання.

Симетричне розташування k сателітів планетарної передачі дозволяє

виконати плаваючим одне з центральних коліс (звичайно це центральне сонячне колесо), чим досягається: вирівнювання потоків потужності, що йдуть через всі окремі сателіти; розвантаження підшипників вихідного вала від радіальних зусиль; зрівноваженість мас водила в зборі з сателітами.

Третя умова - умова зборки.

Ця умова іноді виявляється самою складною для задоволення.

Є декілька підходів до задоволення умови зборки.

Нижче буде розглянутий один із найпростіших прикладів розрахунку цієї умови.

Умову зборки коротко можна пояснити в такий спосіб: зубчасті колеса планетарної передачі повинні мати такі числа зубців, які б дозволили k сателітам розташуватися під рівними кутами.

Четверта умова - умова відсутності інтерференції зубців у внутрішніх зачепленнях, тобто умова незаclinення зубців у внутрішніх зачепленнях сателітів із коронними колесами.

При евольвентних профілях зубів ця умова виконується, якщо сателіт має не менше 18-ти зубців, а коронне колесо - не менше ніж на 8 зубців більше від нього.

Можуть бути й інші особливі умови.

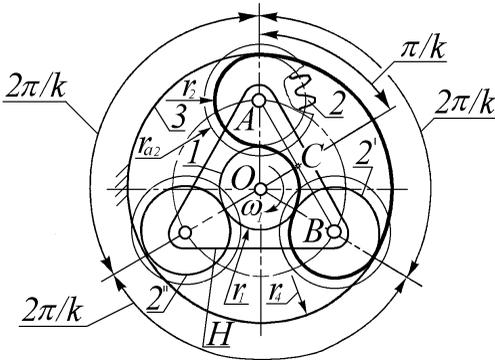


Рис. 3.26. До синтезу планетарного редуктора Джемса з одновісним сателітом

Розглянемо приклад синтезу найпростішої одноступінчастої планетарної передачі Джемса (рис. 3.26) по заданих величинах $i_{1-H}^{(4)}$ і k .

Кінематичний синтез будемо виконувати в наступному порядку:

1. Запишемо формулу Вілліса

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = i_{1-4}^{(H)}$$

Звідси, з урахуванням $\omega_4 = 0$, одержимо

$$i_{1-H}^{(4)} = 1 - i_{1-4}^{(H)} = 1 + \frac{z_4}{z_1}$$

Тоді

$$\frac{z_4}{z_1} = i_{1-H}^{(4)} - 1. \quad (3.16)$$

2. З умови співвісності центральних коліс слідує, що повинно виконуватися

$$r_1 + 2r_2 = r_3.$$

З теорії зачеплення зубчастих коліс відомо, що радіус так званого ділального кола обчислюється за формулою

$$r = \frac{1}{2} m z,$$

де m - модуль зубчастих коліс.

Тоді маємо

$$\frac{1}{2} m z_1 + 2 \cdot \frac{1}{2} m z_2 = \frac{1}{2} m z_3,$$

тобто

$$z_1 = 2z_2 = z_3. \quad (3.17)$$

3. Якщо зубчасті колеса евольвентні, тоді існує допустиме мінімальне число зубів z_{min} , які можна нарізати на колесі без додаткових труднощів.

Відомо, що для евольвентних зубчастих коліс

$$z_{min} = 17. \quad (3.18)$$

На рис. 3.26 зображене як найменше колесо 1.

Зі збільшенням передаточного відношення $i_{1-H}^{(4)}$ колесо 1 буде відносно ставати усе менше, а колесо 2 - усе більше.

Якщо ж передаточне відношення $i_{1-H}^{(4)}$ буде зменшуватися, тоді відносно буде зростати колесо 1, а колесо 2 - буде зменшуватися.

Легко можна довести, що при значенні $i_{1-H}^{(4)} = 4$ колеса 1 і 2 будуть однаковими.

Якщо $i_{1-H}^{(4)} > 4$, тоді найменшим буде колесо 1.

Якщо $i_{1-H}^{(4)} < 4$, тоді найменшим буде колесо 2 (колеса 2' і 2'' - точно такі ж, як колесо 2).

Отже, знаючи задану величину передаточного відношення $i_{1-H}^{(4)}$, легко можемо вирішити, яке з коліс буде найменшим.

Число зубців цього найменшого колеса можна задати довільно з ряду чисел $z \geq 17$ - (тобто 17, 18, 19, 20, ...).

В окремих випадках, якщо колесо 1 - найменше, вибір його числа зубців починають навіть із 15.

Очевидно, що трьох умов (3.16), (3.17) і (3.18) цілком достатньо, щоб однозначно розрахувати числа зубців трьох зубчастих коліс 1, 2 і 4.

Проте, це не означає, що задача остаточно вирішена.

Необхідно ще перевірити дотримання інших додаткових умов при обраному наборі чисел зубців $z_1, z_2, i z_4$.

4. Розглянемо дотримання умови сусідства сателітів (див. рис. 3.26).

З теорії зачеплення відомо, що зовнішній радіус колеса 2 - радіус ве-

ршин зубців - можна обчислити за формулою

$$r_{a2} = \frac{1}{2} m(z_1 + 2).$$

Він більший, ніж радіус ділильного кола колеса 2

$$r_2 = \frac{1}{2} m z_2.$$

Умова сусідства буде дотриманою, якщо буде виконуватися нерівність

$$r_{a2} < AC.$$

З рис. 3.26 маємо

$$AC = OA \cdot \sin \pi / k,$$

$$OA = r_1 + r_2 = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2).$$

Тоді умова сусідства запишеться

$$\frac{1}{2} m(z_2 + 2) < \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) \cdot \sin \pi / k,$$

або

$$\sin \pi / k > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}. \quad (3.19)$$

5. Перевіримо виконання умови зборки.

Зборка передачі можлива у випадку, якщо в обкресленому на рис. 3.26 основною лінією контури буде ціле число зубців.

При симетричному розташуванні сателітів ціле число зубців тоді буде і всіх інших контурах.

Якби це було не так, тоді після установки одного сателіта другий не вдалося б установити під кутом $2\pi / k$, тому що зубці другого сателіта потрапляли б на зубці одного з центральних коліс.

Коли ж у обкресленому контурі - ціле число шагів зубців, тоді зубці у усіх вищих кінематичних парах вільно ввійдуть у зачеплення.

Недотримання умови зборки призвело б до того, що сателіти 2' і 2'' могли б бути введені в зачеплення з центральними колесами тільки лише під нерівними кутами відносно колеса 2, а осі сателітів через неспівпадання рівномірно розміщених по колу отворів у водилі й у сателітах 2' і 2'' не могли б бути встановлені на місце.

Отже, у позначеному контурі сумарне число зубців z_Σ обов'язково повинно бути деяким цілим числом

$$z_\Sigma = \frac{z_1}{k} + \frac{z_2}{2} + \frac{z_4}{k} + \frac{z_2}{2}.$$

Тому що: $2\left(\frac{z_2}{2}\right) = z_2$ - ціле число зубців, цілим буде також $z_\Sigma - z_2$, тоді умова зборки буде

$$\frac{z_1 + z_4}{k} = z_\Sigma - z_2 = n.$$

Остаточо можна констатувати, що зборка редуктора Джемса з одновісними сателітами можлива, якщо сума чисел зубців центральних коліс 1 і 4 буде ділитися націль на число сателітів k .

Умову зборки можна не перевіряти, якщо окремо і z_1 і z_4 діляться на число k без залишку. У цьому випадку механізм є k -симетричним і умови розташування сателітів абсолютно збігаються (тобто вони завжди знаходяться в одній і тій же фазі зачеплення).

6. Умова відсутності інтерференції зубців у внутрішніх зачепленнях перевіряється за формулами теорії зачеплення, які тут не будемо приводити.

При $z_2 \geq 18$ верхівкова інтерференція зубів у внутрішньому зачепленні розглянутого механізму Джемса ніколи не спостерігається, тому для даного типу механізму перевірка відсутності інтерференції не обов'язкова.

Для інших схем, а особливо для схеми (рис. 3.172), тобто для односателітного варіанта механізму Давида з двома внутрішніми зачепленнями, у котрого числа зубців сателітів наближаються до чисел зубців коронних коліс із внутрішніми зубцями, така перевірка обов'язкова, тому що накладає серйозні обмеження на вибір чисел зубців коліс механізму.

5. Контрольні запитання

1. Як визначити графічно передаточне відношення циліндричної планетарної передачі?
2. Як визначити графічно передаточне відношення конічної планетарної передачі?
3. Чим відрізняється несиметричний диференціал від симетричного?
4. Яке призначення міжколісного диференціала колісної машини?
5. Які режими руху може мати міжколісний диференціал?
6. Що таке буксування ведучого колеса? Від чого воно виникає? Як із цим явищем можна боротися?
7. У чому полягає кінематичний синтез планетарних передач?
8. У чому полягає умова співвісності планетарної передачі?
9. У чому полягає умова сусідства планетарної передачі?
10. У чому полягає умова зборки планетарної передачі?
11. Чому сателіти багатосателітної планетарної передачі необхідно розташувати під рівними кутами?