

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
З ДИСЦИПЛІНИ «ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»
(РОЗДІЛ ВИЗНАЧЕННЯ ККД ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ)

Харків 2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
З ДИСЦИПЛІНИ «ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»
(РОЗДІЛ ВИЗНАЧЕННЯ ККД ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ)
для студентів спеціальності 131

Затверджено методичною радою
університету, протокол №
від

Харків ХДАДТУ 2019

Упорядники: Перегон В. А., Карпенко В. О., Коряк О. О.

Кафедра деталей машин і ТММ

Загальні відомості

Планетарні механізми відрізняються малими габаритними розмірами та масою.

У роботі [9] відзначено переваги планетарних передач, зазначені області їхнього застосування і наведено методику синтезу.

За кінематичними можливостями всі існуючі схеми планетарних механізмів умовно можна розділити на дві групи - це планетарні механізми типу Джемса і типу Давида.

Перші характеризуються звичайними кінематичними можливостями, але мають високий ККД, і використання схем Джемса в різноманітних механізмах не спричиняє ніяких неприємних несподіванок.

Другі відрізняються великими кінематичними можливостями, але застосування їх без ретельного аналізу й обґрунтування може призвести до провалу проекту.

У роботі [9] дано тільки рецепти щодо використання механізмів Джемса і Давида та наведено орієнтовні значення ККД. Це безумовно дає можливість конструктору достатньо упевнено використовувати всі схеми планетарних механізмів, але тільки в зазначених рамках.

Конструктор, розробляючи проект, повинен мати більш надійні дані зі значень ККД, ніж ті рецептурні зведення, що наводяться в різних джерелах, у тому числі і в роботі [1]. На жаль, у літературі рідко зустрічається інформація з методики розрахунку ККД планетарних механізмів, а якщо є, то в обмеженому обсязі. Оскільки задачу вибору типу механізму передачі доводиться вирішувати заздалегідь, тобто до складання креслень майбутньої машини, а тим паче до її випробувань, великого значення набуває питання підвищення точності теоретичного прогнозування величини ККД передач того чи іншого типу.

У вказівках розглянуто питання аналітичного визначення ККД планетарних механізмів Джемса і Давида в різних варіантах, які досить широко застосовуються в сучасних машинах, наприклад, у гідромеханічних передачах автомобілів.

Дані вказівки призначені для поглибленої підготовки студентів при курсовому проектуванні та вивченні теоретичного курсу.

1. Розробка математичної моделі потоків потужності планетарній передачі. Обґрунтування припущень

Перш ніж розглядати питання аналітичного визначення ККД механізмів планетарних передач, необхідно уважно переглянути та засвоїти матеріал п. 3.2.2 [7]. Нижче буде використовуватись зазначена інформація без особливих додаткових (повторних) пояснень.

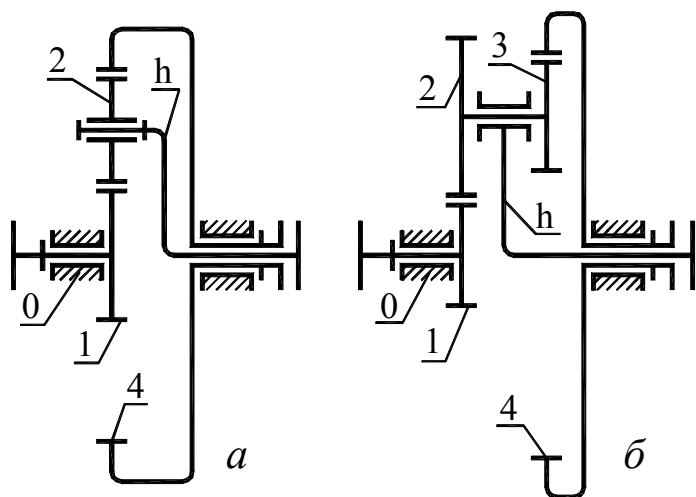


Рис. 1. Планетарні механізми Джемса

Нагадаємо, що найпростіші механізми планетарних зубчастих передач, до складу яких входять два різнознакові (одне зовнішнє та одне внутрішнє) зачеплення, мають загальну назву планетарних механізмів Джемса (рис. 1, *a* і *б*).

Схема *a* є частковим випадком схеми *б*, коли $z_2 = z_3$. Коли ж до складу механізму входять два зачеплення одного й того ж знака (або два зовнішні, або ж два внутрішні), тоді такі механізми мають загальну назву планетарних механізмів Давида (рис. 2, *a*, *б* і *в*).

Схема *a* є частковим випадком схеми *б*, коли $z_2 = z_3$. Коли ж до складу механізму входять два зачеплення одного й того ж знака (або два зовнішні, або ж два внутрішні), тоді такі механізми мають загальну назву планетарних механізмів Давида (рис. 2, *a*, *б* і *в*).

Схема *a* є частковим випадком схеми *б*, коли $z_2 = z_3$. Коли ж до складу механізму входять два зачеплення одного й того ж знака (або два зовнішні, або ж два внутрішні), тоді такі механізми мають загальну назву планетарних механізмів Давида (рис. 2, *a*, *б* і *в*).

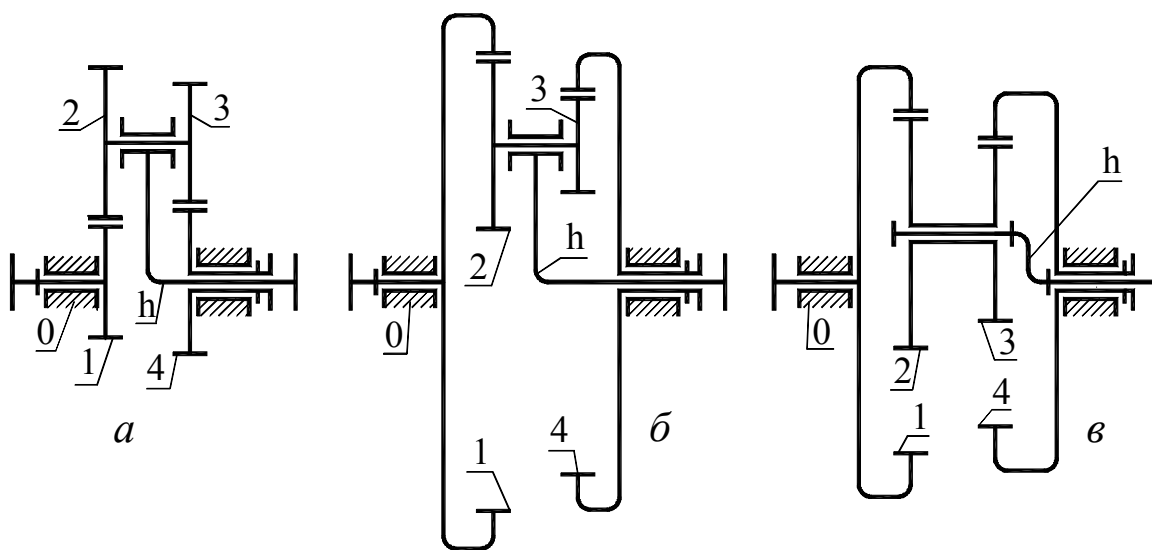


Рис. 2. Планетарні механізми Давида

Механізми Джемса мають загальне рівняння руху (формулу Вілліса), а також, як це буде наведено нижче, загальні формули для розрахунків ККД у режимі редуктора і загальні формули для розрахунків ККД у режимі прискорювача.

Те ж саме можна сказати і у відношенні до механізмів Давида.

Тому нижче буде розглянуто виведення формул для розрахунків ККД на основі лише двох схем (рис. 1, **б** та рис. 2, **а**).

Чисельні ж розрахунки значень ККД для інших схем буде здійснено з урахуванням їх особливостей.

Перед тим, як розпочати розгляд питання аналітичного визначення ККД механізмів планетарних передач, наведемо їх кінематичні залежності у вигляді формул Вілліса та відповідних їм графіків.

2. Кінематичні залежності механізмів найпростіших планетарних передач

2.1. Механізм Джемса в режимі редуктора

Формула Вілліса для механізмів Джемса в режимі редуктора має вигляд

$$i_{1-h}^{(4)} = 1 - i_{1-4}^{(h)}, \quad (1)$$

$$i_{1-4}^{(h)} = -(z_2 \cdot z_4) / (z_1 \cdot z_3) = -u_0. \quad (2)$$

У формулі (2) чисельне значення відношення $z_2 \cdot z_4 / z_1 \cdot z_3$, позначене як пе-

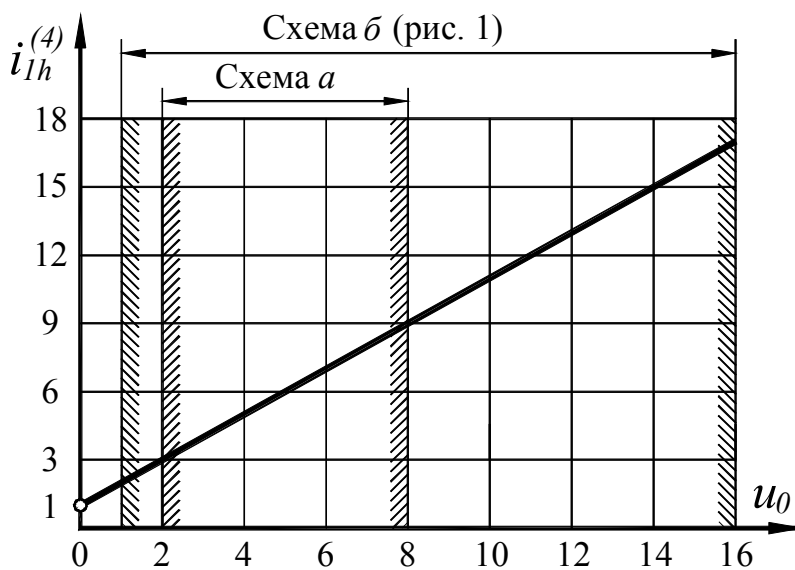


Рис. 3. Залежність $i_{1h}^{(4)}$ редукторів Джемса від значення u_0

редаточне число u_0 , вважатимемо відомим. Більш того, приймемо величину u_0 за аргумент, в залежності від якого в подальшому визначатимемо ККД механізмів планетарних передач. Це буде особливо прийнятним для механізмів Давида, тому що u_0 для цих механізмів, як відомо, часто мало відрізняється від 1, в той час

як передаточне відношення планетарної передачі може набувати будь-яких значень (теоретично від $-\infty$ до $+\infty$).

Тоді формулу (1) з урахуванням (2) перепишемо у вигляді

$$i_{1-h}^{(4)} = 1 + u_0. \quad (3)$$

Графічно цю залежність (3) показано на рис. 3.

2.2. Механізм Джемса в режимі прискорювача

Відповідно для прискорювача Джемса формула Вілліса набуває вигляду

$$i_{h-1}^{(4)} = 1/(1 + u_0). \quad (4)$$

Графічно залежність (4) показано на рис. 4.

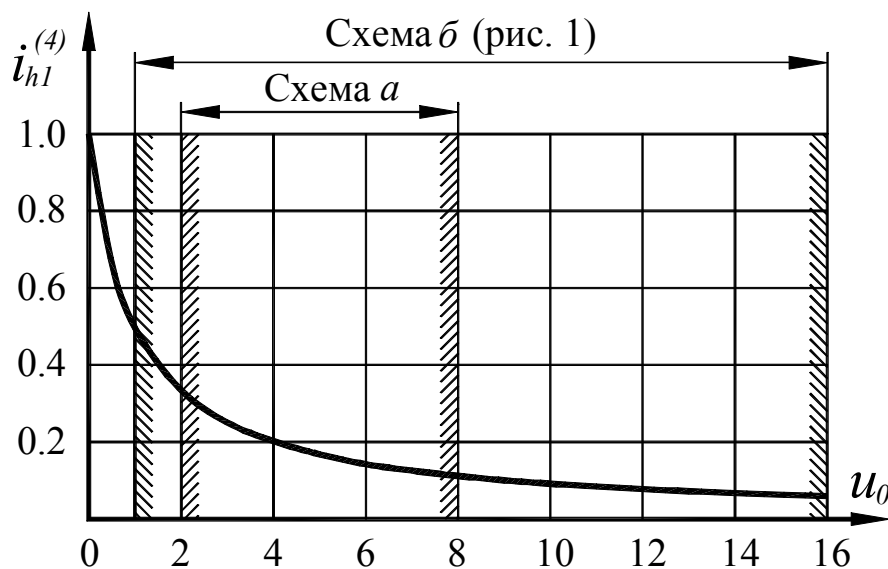


Рис. 4. Залежність $i_{hl}^{(4)}$ прискорювачів Джемса від значення u_0

2.3. Механізм Давида (вхід – водило)

Формула Вілліса для механізмів Давида, коли за вхідну ланку прийнято водило h має вигляд

$$i_{h-1}^{(4)} = 1/(1 - i_{1-4}^{(h)}), \quad (5)$$

де
$$i_{1-4}^{(h)} = +(z_2 \cdot z_4 / z_1 \cdot z_3) = +u_0. \quad (6)$$

З урахуванням (6) формула (5) набуває вигляду

$$i_{h-1}^{(4)} = 1/(1 - u_0). \quad (7)$$

Графічно залежність (7) зображена на рис. 5.

Зазначимо, що на рис. 5 помічені три зони. В зоні I механізми Давида існують у режимі редуктора з додатним необмеженим значенням передаточного відношення $i_{h-1}^{(4)}$ (напрямки обертання вхідної та вихідної ланок збігаються).

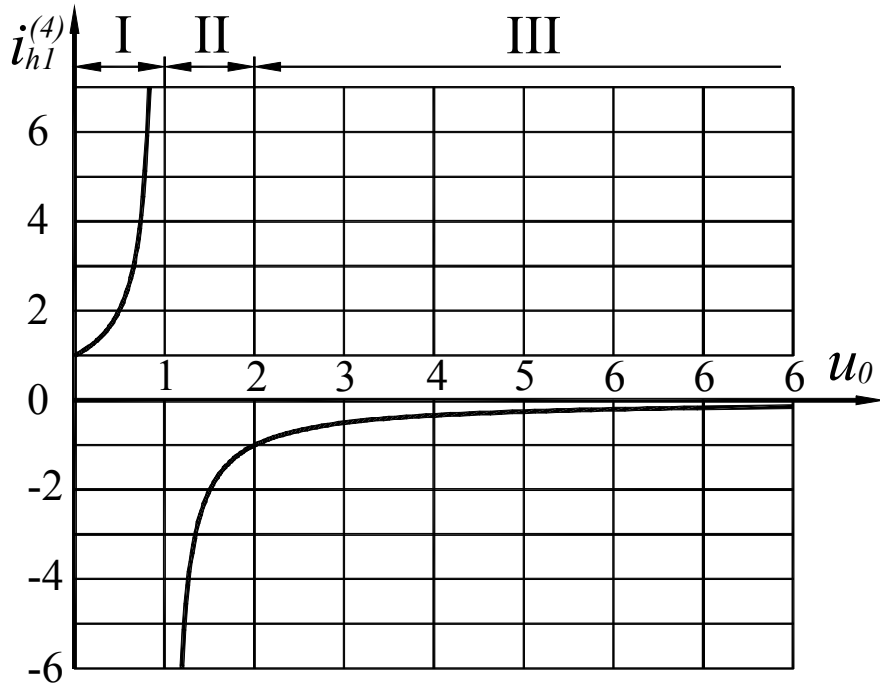


Рис. 5. Залежність передаточного відношення $i_{hl}^{(4)}$ механізмів Давида від u_0

В зоні II механізми Давида існують у режимі редуктора з від'ємним необмеженим значенням передаточного відношення (напрямки обертання вхідної та вихідної ланок протилежні). В зоні III механізми Давида існують у режимі прискорювача з обмеженим від'ємним значенням передаточного відношення.

2. 4. Механізм Давида (вихід – водило)

Формула Вілліса для механізмів Давида, коли водило прийняте за вихідну ланку, має вигляд

$$i_{1-h}^{(4)} = 1 - u_0. \quad (8)$$

Графічно залежність (8) зображена на рис. 6. Тут теж помічено три зони. В зоні I механізми Давида можуть існувати в режимі прискорювача з додатним необмеженим значенням передаточного відношення $i_{1-h}^{(4)}$.

В зоні II механізми Давида можуть існувати в режимі прискорювача з від'ємним необмеженим значенням передаточного відношення $i_{1-h}^{(4)}$.

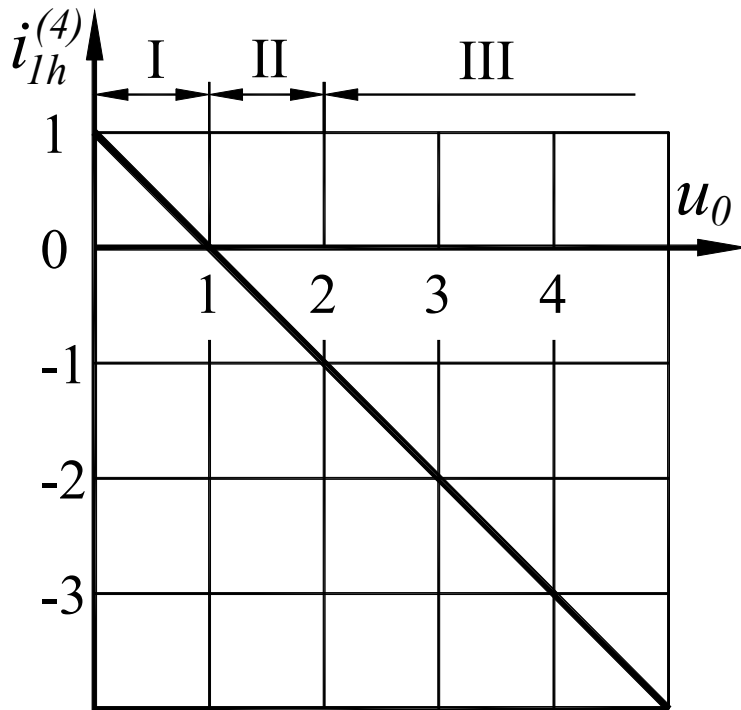


Рис. 6. Залежність передаточного відношення $i_{1h}^{(4)}$ механізмів Давида від u_0

В зоні III механізми Давида можуть існувати в режимі редуктора з від'ємним обмеженим значенням передаточного відношення $i_{1-h}^{(4)}$.

Як видно, механізми Давида мають, на перший погляд, дуже позитивні кінематичні можливості. Цю їхню властивість, треба використовувати обережно, оскільки вона призводить до значної залежності величини ККД від значення u_0 , (особливо при $u_0 = 1$).

3. Припущення, прийняті для аналітичного визначення ККД механізмів планетарних передач

Відомо, що шкідливі витрати потужності в механічних передачах йдуть на подолання сил тертя в кінематичних парах, серед яких можна скласти дві групи: сили тертя в зубчастих зачепленнях і сили тертя в підшипниках.

Крім того, існують шкідливі витрати потужності на перемішування мастила (так звані барботажні витрати). Останні, звичайно мало помітні в загальному балансі витрат, стають досить помітними, коли планетарна передача повністю занурена в мастило. Якщо ж змащування передачі забезпечено тільки в мінімально необхідних межах (мастильним туманом, або ж струменем від спеціального насосу), тоді барботажними витратами можна навіть знехтувати.

У всякому разі визначення барботажних витрат - це окреме питання, яке треба вивчати окремо і яке тут не розглядається.

Якщо в передачі застосовано підшипники ковзання, то витрати на подолання тертя в них мають великий діапазон можливих значень, залежно від матеріалу підшипника, типу мастила, робочої температури, відносної швидкості шипів і підшипників, способу подачі мастила в підшипники і т. ін. Це теж питання для окремого дослідження.

Якщо ж в передачі застосовані підшипники кочення, то тоді досить легко врахувати витрати в них, тому що характеристики опору коченню в таких підшипниках мають сталий характер і добре вивчені.

В зубчастих зачепленнях за умов картерного змащування сили тертя також мають досить сталі статистичні характеристики і їх можна надійно передбачити.

Таким чином, сформулюємо перше припущення: барботажними витратами нехтуємо, а витрати у зачепленнях і підшипниках кочення вважаємо відомими з попереднього досвіду (статистичні дані витрат в зачепленнях та в підшипниках кочення наведені, наприклад, у довідниках і в навчальній літературі з курсу деталей машин).

Так, одне зовнішнє якісне зачеплення сталевих зубців під час роботи поглинає на додання тертя близько 2% (та менше) потужності, яка передається цим зачепленням.

Внутрішнє зачеплення поглинає близько 1% (та менше) потужності, що ним передається.

В підшипниках кочення відповідні витрати потужності не перевищують (0,5...1)% у розрахунку на кожну пару підшипників.

Це повністю можна віднести до підшипників кочення, на які опирається сателіт або блок сателітів.

Що ж до витрат у підшипниках центральних валів планетарної передачі, то тут можна зазначити два можливі варіанти:

1. Якщо число сателітів $k \geq 3$, а сонячне зубчасте колесо має самовстановлення (більшість конструкцій обладнано саме так), то радіальні навантаження підшипників центральних валів можна вважати відсутніми, а витратами на подолання тертя кочення в таких підшипниках можна обгрунтовано знехтувати.

2. Якщо число сателітів $k=1$ (наприклад, в схемі рис. 2, **в**), то витрати потужності на додання тертя в підшипниках кочення центральних валів треба враховувати, тому що вони також знаходяться під радіальним навантаженням, як і підшипники осі сателіта (чи блоку сателітів).

Друге припущення стосується впливу на витрати потужності відцентрових сил інерції сателітів.

Ці сили додатково навантажують підшипники осей сателітів, що призводить до збільшення витрат на подолання сил опору їх коченню.

Виникає питання, наскільки ці витрати помітні в загальному балансі витрат потужності на подолання сил тертя в механізмі передачі?

У швидкісних передачах, коли доцентрове прискорення осі сателіта досягає десятків і навіть сотень g , відцентрові сили інерції можуть бути сумірними з корисними окружними силами, що діють на осі сателітів. Отже, витрати потужності на подолання сил опору коченню можуть подвоїтись і навіть збільшитись у декілька разів. В конкретних випадках ці додаткові витрати потужності можна врахувати.

У тихохідних і середньошвидкісних передачах витрати потужності, обумовлені відцентровими силами інерції сателітів, малопомітні в загальному балансі витрат потужності на подолання сил тертя в механізмі і ними можна знехтувати. Треба зазначити, що наведені вище міркування безпосередньо відносяться до випадку, коли схеми механізмів Джемса та Давида використовуються як прості непланетарні, тобто за умови нерухомості водила h .

Такі випадки зустрічаються на практиці. Наприклад, схему механізму Джемса з нерухомим водилом h застосовують у бортовій передачі автомобілів МАЗ та ін. Вхідною ланкою бортової передачі є сонячне колесо 1, вихідною ланкою є коронне зубчасте колесо 4, а сателіти 2 відіграють роль простих паразитних коліс (прототип бортової передачі на рис. 1, **a**).

Відносно ж планетарних варіантів використання схем механізмів Джемса і Давида (тобто коли водило h рухається) зазначимо, що наведені вище міркування повною мірою можна застосувати лише при розгляді цих обернених механізмів, тобто тих, які спостерігаються після надання механізмам додаткової кутової швидкості $-\omega_n$.

Іншими словами, будемо вважати, що ККД оберненого механізму $\eta^{(h)}$ може бути досить точно спрогнозоване на основі відомих емпіричних даних.

Так, для схеми Джемса з одновінцевими сателітами (рис. 1, **a**) можна прийняти $\eta^{(h)} \geq 0,96$.

Для схеми Джемса з двовінцевими блоками сателітів (рис. 1, **б**) можна вважати $\eta^{(h)} \geq 0,96 \dots 0,95$.

Для схеми Давида з двома зовнішніми зачепленнями (рис. 2, **a**) можна прийняти $\eta^{(h)} \geq 0,94 \dots 0,95$.

Для схем Давида з двома внутрішніми зачепленнями (рис. 2, **б, в**) можна вважати $\eta^{(h)} \geq 0,97 \dots 0,98$, причому з наближенням значення u_0 до 1 величина $\eta^{(h)}$ зростає. Це обумовлюється тим, що з наближенням чисел зубців коліс у внутрішньому зачепленні відносна швидкість сковзання зубців зменшується.

Наведені вище середні значення ККД обернених планетарних механізмів не відносяться до швидкісних механізмів, які потребують індивідуально-

го підходу, тобто вказані значення $\eta^{(h)}$ визначені без урахування впливу відцентрових сил інерції сателітів на витрати потужності.

Якщо стисло підсумувати прийняті припущення, то можна іншими словами зазначити: розподіл зусиль і моментів сил на зубчастих колесах і водилі в нешвидкісному планетарному варіанті передачі та її оберненому варіанті будемо вважати одним і тим же.

Відносно швидкісних планетарних передач зазначимо, що підхід до задачі можна залишити таким же, але відповідні значення $\eta^{(h)}$ треба дещо знизити, в залежності від розмірів передачі та кутових швидкостей її валів.

Враховуючи сформульовані вище припущення, визначимо підхід до знаходження ККД планетарних механізмів.

Оскільки витрати потужності (потужності сил тертя) залежать тільки від сил (моментів) і відносних швидкостей, а ці величини, враховуючи прийняті припущення, для планетарного і оберненого (непланетарного) механізмів залишаються однаковими, то

$$N_{TP}^{ПЛ} = N_{TP}^{ОБ},$$

де $N_{TP}^{ПЛ} = N^{ПЛ} (1 - \eta_{ПЛ})$ - потужність сил тертя планетарного механізму,

$N_{TP}^{ОБ} = N^{ОБ} (1 - \eta_{ОБ})$ - потужність сил тертя оберненого механізму.

Таким чином, маємо $N^{ПЛ} (1 - \eta_{ПЛ}) = N^{ОБ} (1 - \eta_{ОБ})$, звідки коефіцієнт корисної дії планетарного механізму

$$\eta_{ПЛ} = 1 - \frac{N^{ОБ}}{N^{ПЛ}} (1 - \eta_{ОБ}).$$

(а)

Зазначимо, що $N^{ОБ}$ і $N^{ПЛ}$ – це вхідні потужності оберненого і планетарного механізмів.

Тепер можна перейти до складання математичних моделей для визначення ККД планетарних передач.

4. Розрахунок ККД для найпростіших планетарних зубчастих механізмів Джемса. Побудування графічних залежностей

Як вже було вказано, обидві схеми механізмів Джемса потребують одного й того ж математичного підходу, тому розглянемо одну з них, наприклад, схему з двовінцевими сателітами.

Нехай вхідною ланкою механізму (рис.7) є сонячне колесо 1, а вихідною - водило h . Тоді момент рушійних сил T_1 на ведучому колесі 1 буде

спрямований в бік кутової швидкості ω_l . Згідно з формулою (3) передаточне відношення $i_{1-h}^{(4)} = 1 + u_0 > 1$, тобто механізм за вказаних вище умов буде існувати в режимі редуктора

Це означає, що кутова швидкість $\omega_h < \omega_l$, та крім того, напрямки кутових швидкостей ω_l та ω_h збігаються.

Момент сил опору T_h на веденій ланці буде мати напрямок, протилежний напрямку кутової швидкості ω_h , а його величина безумовно буде більше, ніж величина моменту сил на вхідній ланці, тобто $T_h > T_l$.

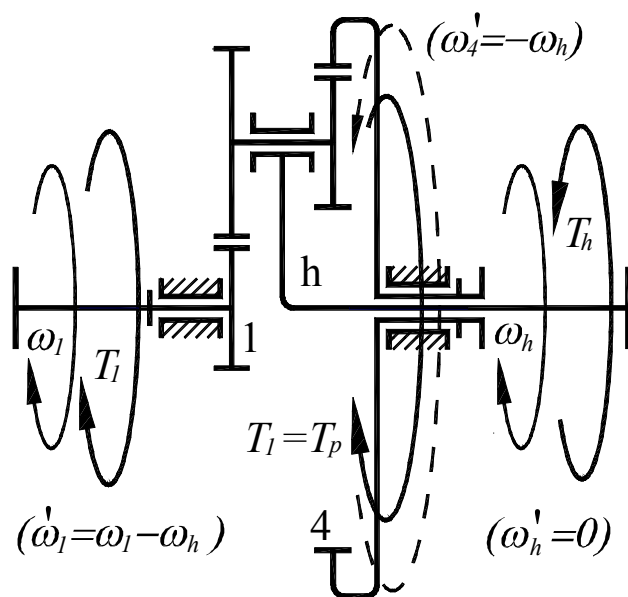


Рис. 7. Напрямки зовнішніх моментів сил у редукторі Джемса

сил T_l дорівнює більшому моменту сил T_h і врівноважує його. Тому на рис. 7 реактивний момент T_p спрямований у бік вхідного моменту T_l .

Прийняті вище припущення дозволяють вважати моменти сил T_l , T_h і T_p незмінними після обернення механізму (внаслідок додаткової швидкості $-\omega_h$, що надається всьому механізмові).

В дужках на рис. 7 записано кутові швидкості ланок оберненого механізму. Їх позначено відповідно штрихом.

Розгляд оберненого механізму дозволяє зробити висновок, що в нього ланка 1 залишилась ведучою (кутова швидкість ω_l' має той же напрямок, що і ω_l , який збігається з напрямком моменту сил T_l).

Оскільки водило h в оберненому механізмі нерухоме ($\omega_h' = 0$), момент сил T_h спостерігається в ньому в ролі реактивного.

За умови постійності потоку потужності, що передається механізмом, зовнішні моменти сил T_l , T_h і T_p , прикладені до вхідної, вихідної ланок та до нерухомого колеса 4 (тобто реактивний момент сил $T_p = T_h$), будуть знаходитись в рівновазі.

Тоді можна записати

$$T_l + T_p = T_h. \quad (9)$$

Рівняння (9) можна пояснити так: реактивний момент сил T_p має таку величину і такий напрямок, що він разом з меншим моментом

Зубчасте колесо 4 в оберненому механізмі спостерігається як ведене: момент сил на ньому $T_4 = T_p$ спрямований у протилежний бік у порівнянні з кутовою швидкістю $\omega_4^1 = -\omega_h$.

Обернений механізм має відомий ККД $\eta^{(h)}$, середні значення якого наведено вище.

Цей ККД можна розписати як відношення вихідної потужності до вхідної на зубчастих колесах оберненого механізму:

$$\eta^{(h)} = \frac{T_p \cdot \omega}{T_1 \cdot (\omega_1 - \omega_h)}. \quad (10)$$

Знайдемо з виразу (10) з урахуванням формули (3) невідоме відношення

$$\frac{T_p}{T_1} = \eta^{(h)} \cdot \frac{\omega_1 - \omega}{\omega} = \eta^{(h)} (1 + u_0 - 1) = \eta^{(h)} \cdot u_0. \quad (11)$$

Тепер розглянемо планетарний механізм Джемса. Його невідомий ККД

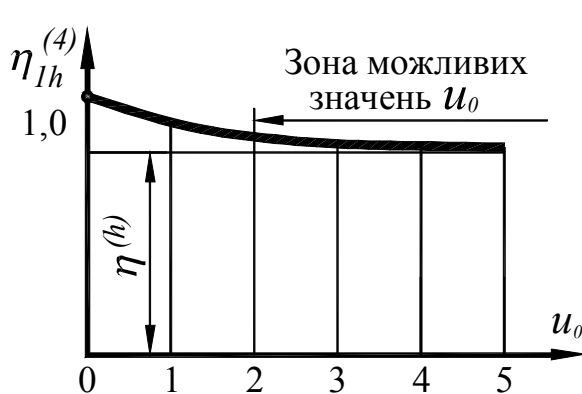


Рис. 8. Залежність ККД $\eta_{1h}^{(4)}$ планетарного редуктора Джемса від u_0

$\eta_{1-h}^{(4)}$ теж можна розписати через відношення вихідної потужності до вхідної:

$$\eta_{1-h}^{(4)} = \frac{T_h \cdot \omega_h}{T_1 \cdot \omega_1}. \quad (12)$$

З виразу (12) з урахуванням (9) і (11) одержимо

$$\eta_{1-h}^{(4)} = \frac{\eta^{(h)} \cdot u_0 + 1}{u_0 + 1}. \quad (13)$$

На рис. 8 показано загальний вигляд залежності $\eta_{1-h}^{(4)}$ від значення u_0 . Видно, що зі збільшенням u_0 значення $\eta_{1-h}^{(4)}$ асимптотично наближається зверху до величини $\eta^{(h)}$.

На практиці використовуються редуктори Джемса з $u_0 \geq 2$, в яких $\eta_{1h}^{(4)} \approx \eta^{(h)}$.

У табл. 1 і 2 наведено чисельні значення ККД редукторів Джемса, розраховані за формулою (13).

Т а б л и ц я 1

ККД редуктора Джемса залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)}=0,96$

u_0	2	4	6	8
$\eta_{1-h}^{(4)}$	0,973	0,968	0,9657	0,9644

Як бачимо, редуктор Джемса з одновінцевими сателітами має високий ККД. Завдяки цьому та внаслідок відносної простоти його устрою він має широке застосування.

Табл. 2 свідчить, про те що редуктор Джемса з двовінцевими сателітами має високий ККД. Його можна також використовувати без будь-яких застережень.

Т а б л и ц я 2

ККД редуктора Джемса залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)}=0,95$
(з двовінцевими сателітами)

u_0	2	4	6	8	10	12	14	16
$\eta_{1-h}^{(4)}$	0,967	0,96	0,957	0,956	0,9546	0,954	0,9533	0,9529

Тепер розглянемо прискорювач Джемса (рис. 9).

Ведучою ланкою планетарного прискорювача Джемса є водило h : на

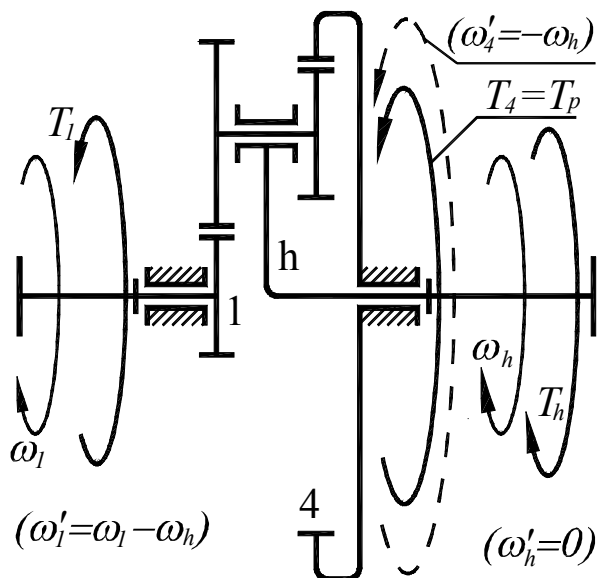


Рис. 9. Напрямки зовнішніх моментів сил у прискорювачі Джемса

ньому напрямки ω_h і T_h збігаються.

Веденою ланкою тоді буде сонячне зубчасте колесо 1: на його валі напрямки ω_1 і T_1 протилежні.

Реактивний момент T_p на нерухомому зубчастому колесі 4 разом з меншим моментом сил T_1 врівноважує більший момент сил T_h , тобто і тут справедлива залежність (9).

Але ж в оберненому механізмі тепер ведучою ланкою буде спостерігатись

вінцеве колесо 4. Веденою ланкою буде залишатись те ж саме сонячне колесо 1.

Для оберненого механізму відомий ККД $\eta^{(h)}$ можна розписати як відношення потужностей на вході та на виході, тобто

$$\eta^{(h)} = \frac{T_1 \cdot (\omega_1 - \omega_h)}{T_p \cdot \omega_h} \quad (14)$$

З виразу (14) знайдемо невідоме відношення

$$\frac{T_p}{T_1} = \frac{\omega_1 - \omega_h}{\eta^{(h)} \cdot \omega_h} = \frac{1 + u_0 - 1}{\eta^{(h)}} = \frac{u_0}{\eta^{(h)}} \quad (15)$$

Тепер знову повернемося до планетарного прискорювача Джемса.

Його невідомий ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ теж розпишемо як відношення вихідної та вхідної потужностей:

$$\eta_{h-1}^{(4)} = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{T_h \cdot \omega_h} \quad (16)$$

Після підстановки в (16) виразів (9) та (15) знайдемо

$$\eta_{h-1}^{(4)} = \frac{\eta^{(h)} (1 + u_0)}{\eta^{(h)} + u_0} \quad (17)$$

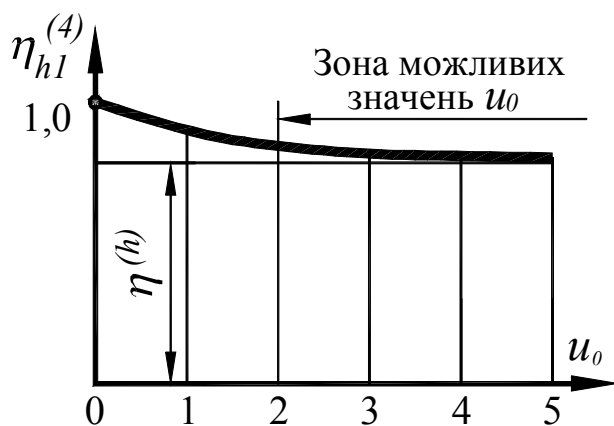


Рис. 10. Залежність ККД $\eta_{hl}^{(4)}$ планетарного прискорювача Джемса від u_0

На рис. 10 показано загальний вигляд залежності $\eta_{h-1}^{(4)}$ від значення u_0 .

Тут бачимо залежність дуже схожу на ту, яку було вище знайдено для редукторів Джемса.

Звичайно чисельні значення тут будуть дещо інші, але ж загальні висновки будуть ті ж самі: прискорювачі Джемса мають високий ККД і їх можна без зайвих застережень широко використовувати, що й робиться на практиці.

У табл. 3 і 4 наведено чисельні значення ККД прискорювачів Джемса, які розраховані за формулою (17).

Т а б л и ц я 3

ККД прискорювача Джемса залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)}=0,96$

u_0	2	4	6	8
$\eta_{h-1}^{(4)}$	0,973	0,968	0,9655	0,9643

Т а б л и ц я 4

ККД прискорювача Джемса залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)}=0.95$
(з двовінцевими сателітами)

u_0	2	4	6	8	10	12	14	16
$\eta_{h-1}^{(4)}$	0,966	0,96	0,957	0,955	0,954	0,9537	0,9532	0,9528

5. Аналіз залежності ККД планетарних зубчастих механізмів Давида від передаточного числа оберненої передачі u_0

Як було зазначено вище, всі три схеми механізмів Давида мають спільне математичне забезпечення, тому розглянемо одну з них, наприклад, схему з двома зовнішніми зачепленнями.

Нехай входною ланкою механізму (рис. 11) є водило h .

Із рис. 5 бачимо, що при цьому може бути три режими руху.

Розглянемо спочатку зону I ($u_0 = 0 \dots 1$), в якій механізм Давида існує в режимі редуктора з додатними передаточними відношеннями. Відповідно до

цього на рис. 11 і показано напрямки кутових швидкостей та зовнішніх моментів сил.

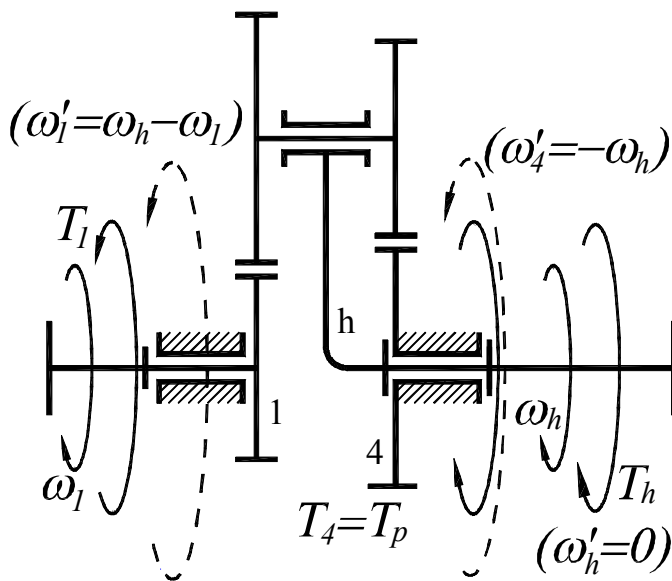


Рис. 11. Напрямки зовнішніх моментів сил у редукторі Давида (I зона з рис. 5), коли $u_0=0 \dots 1$

ККД планетарного механізму Давида $\eta_{h-1}^{(4)}$ для зазначених умов визначатимемо як відношення потужності на вихідному валі колеса 1 до потужності на входному валі водила h :

$$\eta_{h-1}^{(4)} = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{T_h \cdot \omega_h} \quad (18)$$

Рівновага зовнішніх моментів сил буде існувати, коли

$$T_H + T_p = T_1 \quad (19)$$

Для оберненого механізму Давида, ведучою ланкою виявиться колесо 1, а веденою - колесо 4, відомий ККД $\eta^{(h)}$ розпишемо як

$$\eta^{(h)} = \frac{T_p \cdot \omega_h}{T_1 \cdot (\omega_h - \omega_1)} \quad (20)$$

З виразу (20) з урахуванням (7) знайдемо невідоме відношення

$$\frac{T_p}{T_1} = \eta^{(h)} \frac{\omega_h - \omega_1}{\omega_h} = \eta^{(h)} \cdot u_0 \quad (21)$$

Після підстановки в (18) виразів (19) та (21) з урахуванням (7) одержимо формулу для розрахунку ККД редуктора Давида (в зоні I):

$$\eta_{h-1}^{(4)} = \frac{1 - u_0}{1 - \eta^{(h)} \cdot u_0} \quad (22)$$

Тепер перейдемо до зони II ($u_0 = 1 \dots 2$), в якій механізм Давида існує теж у вигляді редуктора, але з протилежними напрямками обертання вхідного вала водила H та вихідного вала колеса 1 (рис. 12).

ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ і в цьому випадку знаходитимемо за виразом (18).

Оскільки вхідний момент сил T_h та вихідний момент сил T_1 спрямовані в один бік, рівновага зовнішніх моментів сил буде спостерігатись за умовою

$$T_p = T_h + T_1 \quad (23)$$

Обернений механізм для зони II, як це видно з рис. 12, матиме за вхідну ланку колесо 4, а як вихідну ланку - колесо 1.

Його відомий ККД $\eta^{(h)}$ можна розписати як

$$\eta^{(h)} = \frac{T_1 \cdot (\omega_1 + \omega_h)}{T_p \cdot \omega_h} \quad (24)$$

З виразу (24) з урахуванням (7) знайдемо невідоме відношення

$$T_p / T_1 = u_0 / \eta^{(h)} \quad (25)$$

Після підстановки в (18) виразів (23) та (25) з урахуванням (7) одержимо

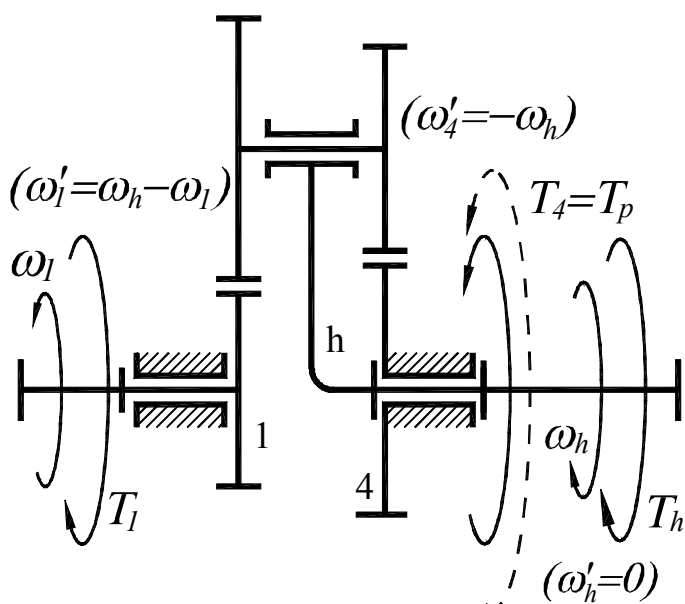


Рис. 12. Напрямки зовнішніх моментів сил у редукторі Давида (II зона з рис. 5), коли $u_0 = 1 \dots 2$

формулу для розрахунку ККД редуктора Давида (в зоні II):

$$\eta_{h-1}^{(4)} = \frac{\eta^{(h)} \cdot (u_0 - 1)}{u_0 - \eta^{(h)}} \quad (26)$$

Тепер перейдемо до зони III (рис. 5).

Незважаючи на те, що в зоні III механізм Давида з вхідною ланкою h існує як прискорювач, для нього повністю підійдуть рис. 11 і залежності (23), (24), (25) і (26). Це обумовлено збереженням напрямків всіх кутових швидкостей та напрямків зовнішніх моментів сил.

На рис. 13 показано загальний вигляд залежності $\eta_{h-1}^{(4)}$ від значення u_0 для всіх трьох зон, розрахованої за формулами (22) та (26).

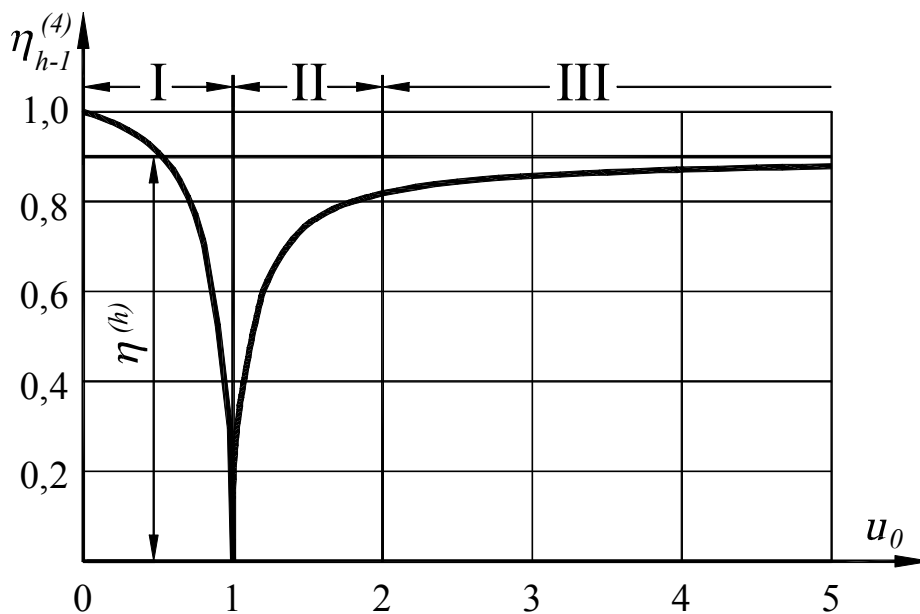


Рис.13. Залежність ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ планетарних механізмів Давида від u_0

Аналіз залежності $\eta_{h-1}^{(4)}$ від u_0 показує, що коли $u_0 \rightarrow 1$, тоді $\eta_{h-1}^{(4)} \rightarrow 0$.

При цьому передаточне відношення $i_{h-1}^{(4)} \rightarrow \infty$.

Проведемо чисельні розрахунки ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ за формулами (22) та (26) для механізмів Давида окремо за схемами рис. 2, **а**, **б** і **в**. Результати розрахунків наведені в табл. 5 і 6.

Т а б л и ц я 5

ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ механізму Давида з двома зовнішніми зачепленнями залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)} = 0,94$

u_0	0	0,5	0,9	0,99	0,999	1	1,1	1,5	2	5	11
$i_{h-1}^{(4)}$	1	2,0	10	100	1000	$\pm \infty$	-10	-2	-1,0	-0,25	-0,1
$\eta_{h-1}^{(4)}$	1	0,94	0,65	0,14	0,016	0	0,59	0,84	0,89	0,926	0,934

Аналіз результатів розрахунків по таблицях 5 і 6 показує, що коли передаточне відношення $i_{h-1}^{(4)}$ зростає, то тоді ККД редуктора знижується. Це особливо наглядно проявляється, якщо ККД не планетарної передачі $\eta^{(h)}$ невисокий. Відомо, що ККД механізму з двома внутрішніми зачепленнями вищий, ніж у механізму з двома зовнішніми зачепленнями. Щоб підкреслити вплив $\eta^{(h)}$ на ККД планетарного механізму, для механізму з двома внутрішніми зачепленнями було прийнято $\eta^{(h)} = 0,98$, а для механізму з двома зовнішніми зачепленнями $\eta^{(h)} = 0,94$.

Т а б л и ц я 6

ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ механізму Давида з двома внутрішніми зачепленнями залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)} = 0,98$

u_0	0	0,5	0,9	0,99	0,999	1	1,1	1,5	2	5	11
$i_{h-1}^{(4)}$	1	2,0	10	100	1000	$\pm \infty$	-10	-2,0	-1,0	-0,25	-0,1
$\eta_{h-1}^{(4)}$	1	0,98	0,85	0,34	0,05	0	0,82	0,94	0,96	0,97	0,97

З таблиці 5 бачимо, що навіть при зростанні $|i_{h-1}^{(4)}|$ до 10 ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ стає досить низьким (близько 0,6). Це навіть значно гірше, ніж значення ККД черв'ячної передачі. Тому в силових передачах редуктори Давида з двома зовнішніми зачепленнями використовувати не рекомендується.

Зіставлення результатів розрахунків, наведених у таблицях 5 і 6, показує, що планетарний механізм Давида з двома внутрішніми зачепленнями має значно вищий ККД, ніж планетарний механізм Давида з двома зовнішніми зачепленнями.

Так, у зоні провалу (поблизу $u_0=1$) його ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ приблизно втричі більший. При віддаленні від значення $u_0=1$ (в обидва боки) перевага планетарного механізму Давида з двома внутрішніми зачепленнями зменшується, але залишається суттєвою. Наприклад, коли маємо $i_{h-1}^{(4)} = 10$, ККД редуктора Давида з двома внутрішніми зачепленнями перевищує 0,8 (тобто сумірний з ККД черв'ячної передачі), в той же час, як ККД редуктора Давида з двома

зовнішніми зачепленнями, як вже було сказано вище, дорівнює приблизно 0,6.

Наведені дані дозволяють зробити висновок про те, що механізм Давида з двома внутрішніми зачепленнями можна рекомендувати для застосування в силових передачах невеликої і навіть середньої потужності, коли значення $i_{h-1}^{(4)}$ не перевищує 100.

Всі три схеми механізмів Давида в режимі прискорювача, коли $i_{h-1}^{(4)} = 0,25$ та менше, мають досить високі значення ККД $\eta_{h-1}^{(4)}$ - їх можна застосувати також і в силових передачах без будь-яких обмежень.

Тепер розглянемо схеми механізму Давида у випадку, коли ведучою ланкою є зубчасте колесо 1 (рис. 14).

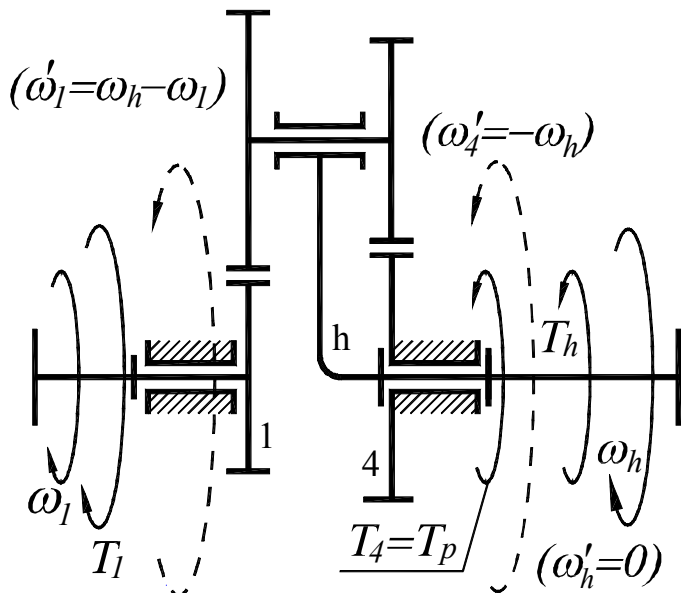


Рис. 14. Напрямки зовнішніх моментів сил у прискорювачі Давида (I зона з рис. 5), коли $u_0 = 0 \dots 1$

ланкою є зубчасте колесо 1 (рис. 14).

З рис. 6 бачимо, що при цьому може також бути три режими руху.

Розглянемо спочатку зону I ($u_0 = 0 \dots 1$), в якій механізм Давида існує в режимі прискорювача з додатними передаточними відношеннями.

Відповідно до цього на рис. 14 і показано напрямки кутових швидкостей та зовнішніх моментів сил.

ККД планетарного механізму Давида $\eta_{h-1}^{(4)}$ для зазначених умов будемо визначати, як відношення

потужності на вихідному валі водила h до потужності на вхідному валі колеса 1:

$$\eta_{1-h}^{(4)} = \frac{T_h \cdot \omega_h}{T_1 \cdot \omega_1} \quad (27)$$

Рівновага зовнішніх моментів сил існуватиме, коли

$$T_h + T_p = T_1 \quad (28)$$

Для оберненого механізму Давида, в якому ведучою ланкою виявиться колесо 4, а веденою – колесо 1, відомий ККД $\eta^{(h)}$ розпишемо як

$$\eta^{(h)} = \frac{T_1 \cdot (\omega_h - \omega_1)}{T_p \cdot \omega_h} \quad (29)$$

З виразу (29) з урахуванням (8) знайдемо невідоме відношення

$$\frac{T_p}{T_1} = \frac{(\omega_h - \omega_1)}{\eta^{(h)} \cdot \omega_h} = \frac{u_0}{\eta^{(h)}} \quad (30)$$

Після підстановки в (27) виразів (28) і (30) з урахуванням (8) одержимо формулу для розрахунку ККД прискорювача Давида (в зоні I):

$$\eta_{1-h}^{(4)} = \frac{\eta^{(h)} - u_0}{\eta^{(h)} \cdot (1 - u_0)} \quad (31)$$

Тепер перейдемо до зони II ($u_0=1...2$), в якій механізм Давида існує теж у вигляді прискорювача, але з протилежними напрямками обертання вхідного вала колеса 1 та

вихідного вала водила h (рис. 15).

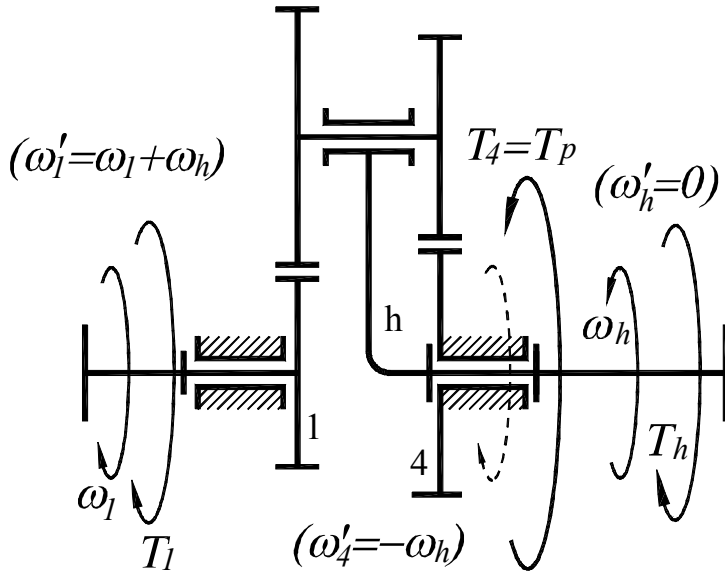


Рис. 15. Напрямки зовнішніх моментів сил у прискорювачі Давида (II зона з рис. 6), коли $u_0=1...2$

ККД $\eta_{1-h}^{(4)}$ і в цьому випадку знаходимо за виразом (27).

Оскільки вхідний момент сил T_1 і вихідний момент сил T_H спрямовані в один бік, рівновага зовнішніх моментів сил буде спостерігатись за умовою (23).

Обернений механізм для зони II, як це видно з рис. 15, матиме як вхідну ланку колесо 1, а як вихідну ланку - колесо 4.

Його відомий ККД $\eta^{(h)}$ можна розписати як

$$\eta^{(h)} = \frac{T_p \cdot \omega_h}{T_1 \cdot (\omega_1 + \omega_h)} \quad (32)$$

З виразу (32) з урахуванням (8) знайдемо невідоме відношення

$$\frac{T_p}{T_1} = \eta^{(h)} \cdot \frac{\omega_1 + \omega_h}{\omega_h} = \eta^{(h)} \cdot u_0 \quad (33)$$

Зауважимо, що в формулі (33) відношення

$$\frac{\omega_1 + \omega_h}{\omega_h} = \frac{\omega_1}{\omega_h} + 1 = (u_0 - 1) + 1 = u_0. \quad (34)$$

де вираз

$$\frac{\omega_1}{\omega_h} = \left| \frac{\omega_1}{\omega_h} \right| = |1 - u_0| = -(u_0 - 1) = u_0 - 1, \quad (35)$$

взято без урахування знаку “мінус” (оскільки $u_0 > 1$), тому що при обчисленнях ККД відношення швидкостей береться тільки за величиною без урахування їх напрямків.

Після підстановки в (27) виразів (33) з урахуванням (8), (34) та (35) одержимо формулу для розрахунку ККД прискорювача Давида (в зоні II)

$$\eta_{1-h}^{(4)} = \frac{\eta^{(h)} \cdot u_0 - 1}{u_0 - 1}. \quad (36)$$

Тепер перейдемо до зони III (відповідно до рис. 6).

Незважаючи на те, що в зоні III механізм Давида з вхідною ланкою 1 існує як редуктор, для нього повністю підійде рис. 14 і залежності (23), (32), (33), (34), (35) і (36). Це обумовлено збереженням напрямків всіх кутових

швидкостей та напрямків зовнішніх моментів сил.

На рис. 16 показано загальний вигляд залежності $\eta_{1-h}^{(4)}$ від значення u_0 для всіх трьох зон, розрахованої за формулами (31) та (36).

Перше, що треба відзначити з розгляду рис. 16, - це наявність області самогальмування з ККД $\eta_{1-h}^{(4)} < 0$ (поблизу межі зон I і II).

Ця область зліва обмежена значенням $u_0 = \eta^{(h)}$, а справа - значенням $u_0 = 1/\eta^{(h)}$.

У табл. 7 і 8 наведено результати чисельних розрахунків за формулами (31) та (36) ККД планетарних механізмів Давида з колесом 1 як ведучої ланки.

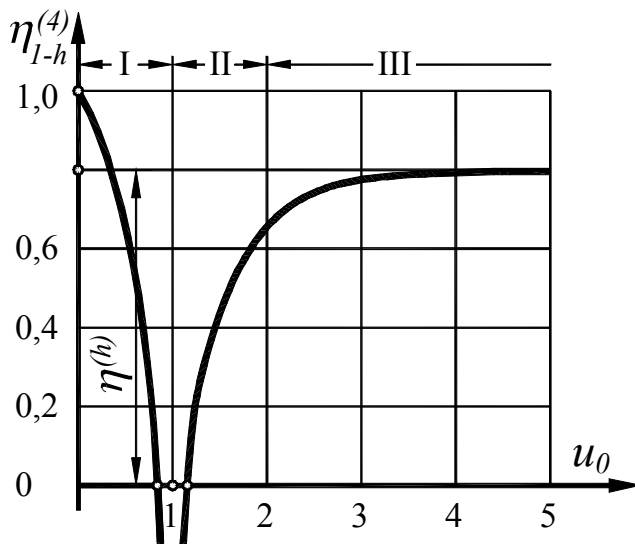


Рис. 16. Залежність ККД $\eta_{1-h}^{(4)}$ планетарних механізмів Давида від u_0

Т а б л и ц я 7

ККД $\eta_{1-h}^{(4)}$ планетарного механізму Давида з двома зовнішніми зачепленнями, залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)} = 0,94$

u_0	0	0,5	0,75	0,9	0,94	1,0	1,064	1,25	1,5	5	11
$i_{1-h}^{(4)}$	1	0,5	0,25	0,1	0,06	0	-0,036	-0,25	-0,5	-4,0	-10
$\eta_{1-h}^{(4)}$	1	0,94	0,81	0,43	0	$-\infty$	0	0,7	0,82	0,92	0,93

Аналіз результатів обчислень, що містяться в табл. 7 і 8, показує високі витрати потужності на подолання тертя в прискорювачах Давида, особливо в механізмі з двома зовнішніми зачепленнями. Його ККД при значенні $i_{1-h}^{(4)} = 0,1$ становить всього лише $\eta_{1-h}^{(4)} = 0,43$. При цьому ККД прискорювача Давида з двома внутрішніми зачепленнями майже вдвічі більший і становить 0,82. Останній можна застосовувати навіть у силових прискорювачах (не більше, ніж з десятикратним прискоренням).

У режимі редуктора (зона III, рис. 6 і 15) ККД всіх трьох планетарних механізмів Давида досить високий, і вони можуть застосовуватись без будь-яких застережень.

Т а б л и ц я 8

ККД механізму Давида з двома внутрішніми зачепленнями залежно від u_0 за умовою $\eta^{(h)} = 0,98$

u_0	0	0,5	0,75	0,9	0,98	0,99	1	1,02	1,25	1,5	2,0	11
$i_{1-h}^{(4)}$	1	0,5	0,25	0,1	0,02	0,01	0	-0,02	-0,25	-0,5	-1,0	-10
$\eta_{1-h}^{(4)}$	1	0,98	0,94	0,82	0	-5,3	$-\infty$	0	0,9	0,94	0,96	0,98

6. Рекомендації з використання планетарних передач у силових приводах машин. Використання одержаних результатів у курсовому проектуванні

1. Розглянуті математичні моделі витрат потужності на додання тертя в найпростіших планетарних зубчастих механізмах за схемами Джемса та Давида дозволили вивести прості залежності для розрахунків ККД цих механізмів (дивіться формули (13), (17), (22), (26), (31) і (36) та їх аналіз).

2. Прийняті припущення дозволили виконати чисельні розрахунки ККД планетарних зубчастих механізмів Джемса та Давида в режимах редукторів і прискорювачів у повному діапазоні можливих передаточних відношень (див. табл. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 і 8 та їх аналіз).

На основі одержаних значень ККД планетарних механізмів можна здійснити обґрунтований вибір типу механізму при розробці передач машин, що проектуються.

3. Сформульовані застереження, які дозволять запобігти використанню планетарних механізмів з неприпустимо низькими значеннями ККД і навіть таких випадків, коли планетарні механізми можуть самогальмуватись (див. рис. 16 та його аналіз).

4. Ознайомлення з матеріалом розробки буде корисне при вивченні студентами розділу ТММ «Механізми передач». Воно дозволить поглибити знання з питання планетарних зубчастих передач, яке недостатньо висвітлено в підручниках з ТММ і тому обумовлює неглибоку підготовленість майбутніх інженерів щодо цього питання.

5. Матеріали розробки будуть корисними під час курсового проектування з питання синтезу планетарних передач.

Список літератури

1. Добровольский В.В. О коэффициенте полезного действия сложных зубчатых редукторов, // Труды семинара по теории машин и механизмов. М., АН СССР, 1947, Т. 1. Вып. 2.
2. Кожевников С.Н. Эпициклические передачи.- М.: Машгиз, 1939.
3. Крейнс М.А. Коэффициент полезного действия и передаточное отношение зубчатых механизмов. // Труды семинара по теории машин и механизмов. М., АН СССР, 1947. Т. I. Вып. 1.
4. Кудрявцев В.Н. Определение КПД планетарных передач с учетом потерь в зацеплениях и подшипниках. // Труды семинара по теории машин и механизмов. М., АН СССР, 1952. Т. XIII. Вып. 52.
5. Решетов Л.Н. Определение КПД планетарных механизмов. // Вестник инженеров и техников. 1937. №12.
6. Баранов Г.Г. Кинематика и динамика механизмов. Ч. I.- М.: Госэнергоиздат, 1932.
7. Руденко В. Н. Планетарные и волновые передачи. Альбом конструкций.- М.: Машиностроение, 1980.
8. Гречко Л.П. Важільні механізми, передачі і зачеплення. – Харків: ХДАДТУ, 2000.
9. Перегон В. А., Гречко Л. П. Методические указания к разделу курсового проекта «Синтез планетарных механизмов» по дисциплине «Теория механизмов и машин». – Харків: ХГАДТУ, 2000.

Навчальне видання

Методичні вказівки до курсового проекту
з дисципліни «Теорія механізмів і машин»
(розділ визначення ККД планетарних механізмів)
для студентів спеціальності 131

Укладачі:

ПЕРЕГОН Володимир Андрійович,
КАРПЕНКО Володимир Олександрович,
КОРЯК Олександр Олексійович

Відповідальний за випуск

Бобошко О. А.

