

КОМБІНОВАНІ ШАРИКОГВИНТОВІ МЕХАНІЗМИ

Розглядається група механізмів, призначених для перетворення прямолінійного поступально-зворотного руху в реверсивний і однозначно обертальний шляхом застосування в конструкції гвинтової кінематичної пари, кожна ланка якої в результаті накладених зв'язків має тільки один ступінь вільності. Для забезпечення перетворення руху просторова профільна крива, виконана по гвинтовій лінії на одній із ланок пари, повинна мати кут підйому, який виключає можливість заклинення механізму. З метою усунення ковзання і зв'язаного з ним зносу між ланками, утворюючими гвинтову кінематичну пару, вводять проміжні елементи — шарики або ролики, які циркулюють в процесі роботи по обвідних каналах, виконаних на одній із ланок. Це складне з'єднання зберігає кінематичну тотожність відносного руху, зменшує витрати на тертя, властиві нижчим кінематичним парам і збільшує коефіцієнт корисної дії механізму. Рівномірність і точність трансформації одного виду руху в інший, зменшення навантажень ударного характеру, можливість повного усунення зазорів досить простими конструктивними засобами та ряд інших переваг зумовили застосування цього комбінаційного з'єднання в шарико- і роликогвинтових перетворювачах. Ряд спеціалізованих фірм Англії, США, Франції, Японії виробляє шарикогвинтові механізми для станків з програмним керуванням, приладів слідкуючих систем і цілого ряду пристроїв автомобільної, авіаційної та ракетобудівної промисловості.

За рахунок відповідного нашарування на гвинтовий або шарикогвинтовий механізм, наприклад, муфти одностороннього руху одержимо пристрій, який, на відміну від гвинтового механізму, дозволить здійснювати однозначний переривчасто-обертальний рух.

Схема механізму для перетворення прямолінійного поступово-зворотного руху в реверсивний обертальний з приводом від кулачкового механізму зображена на рис. 1. В корпусі механізму на підшипниках ковзання встановлено вал 4. На гвинті 3 виконана просторова гвинтова лінія, профіль і число витків якої визначаються відповідно до кінематичних вимог, що пред'являються до механізму. Гвинт одержує поступово-зворотний рух (за законом, що диктується технологічним процесом) від пазового або дискового кулачка і приводить в обертальний рух вал 4.

Однією із переваг механізмів такого типу є можливість здійснювати реверсивне обертання із змінним кутом повороту веденої ланки в межах $0^\circ < \varphi = 360^\circ \cdot n$ (де n — число витків гвинта). Величина кута повороту з врахуванням технологічних похибок профілю гвинтової кривої і необхідності компенсації зазорів в кінематичних спряженнях досягається встановленням регульованого упора b в строго визначене положення. В конструкцію механізму введена система пружних елементів 1, 2. При невеликих технологічних і динамічних навантаженнях зміну кута повороту можна здійснювати регульованим упором b за рахунок

деформації пружного елемента 2 при постійному максимальному переміщенні гвинта 3. При цьому повинна бути відповідно підібрана жорсткість пружини.

Здійснювати перемінний поступовий рух можна за допомогою змінних кулачків, кулачків з регульованою довжиною ходу, спарених кулачків і цілого ряду інших механізмів [2].

Можливе застосування розглянутого механізму — пристрої, що вимагають в конструктивному відношенні компактності, відсутності просторових зв'язків, зміни кутів повороту, ведених систем в процесі експлуатації.

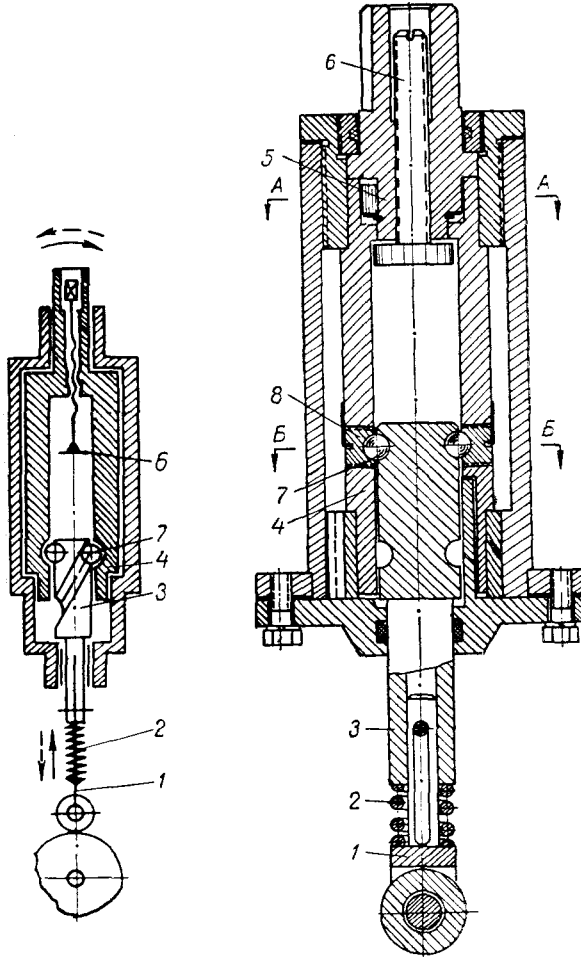


Рис. 1.

Рис. 2.

На рис. 2—3 зображені конструктивні схеми механізмів для здійснення однозначного обертового руху. Від вищенаведеного механізму вони відрізняються наявністю в конструкції муфт одностороннього руху, які можуть бути шариковими, роликовими, храповими, кулачковими і т. д.

Ці механізми являють собою поєднання гвинтового або шарико-гвинтового механізму, механізму з регульованою довжиною ходу елемента з поступовим рухом і муфти одностороннього руху.

В кожному конкретному випадку за рахунок форми виконання деталей, їх поєднання і взаємного розташування можна досягти скорочення

діаметральних і лінійних габаритів механізму. В обох випадках ланка гвинтового механізму, що здійснює обертальний рух, є одночасно обоймою муфти одностороннього руху 4; деталі механізму з регульованою довжиною ходу поступово переміщуючогося елемента 1, 2, 3 відповідно розташовані всередині деталей 4, 5.

Оскільки для періодичного руху характерна неодноразова зміна знака прискорення на протязі циклу, то для можливості установалення оптимального зазора і регулювання його в процесі зносу кульки 7 (рис. 2), здійснюючі кінематичний зв'язок поміж ланками гвинтової кінематичної пари 3, 4 установалені на регульованих різьбових втулках 8; ліквідація зазорів буде сприяти усуненню динамічних навантажень ударного характеру, а також більш точному відтворенню законів циклового руху. Для усунення зазорів між деталями шарикогвинтового механізму (рис. 3) застосована здвоєна гайка 8 з пружним зв'язком, встановлена у внутрішній обоймі роликової муфти 5 на ходовій посадці. В кожній гайці укладається ряд шариків, що замикається спеціальною обвідною канавкою.

Для механізмів, які передають значні крутні моменти, можна усунути осьовий люфт за допомогою застосування здвоєних різьбових гайок, зафіксованих шліцьовими шайбами; в деяких конструкціях шарикогвинтових механізмів виборку зазорів здійснюють шляхом відносного розташування гайок в кутовому напрямі і фіксації їх за допомогою стаціонарних чи пружних елементів.

Крім компактності, високої точності трансформації одного виду руху в інший, можливості зміни кутів повороту ведених систем, застосування розглянутих пристроїв з приводом від кулачкового механізму дозволяє в широкому діапазоні варіювати тривалість циклів робочого ходу і вистою виконавчих органів машин, а також вибирати найбільш сприятливі (з точки зору динаміки) вихідні і комбіновані закони періодичного руху.

Розглянуті комбіновані механізми, як згадувалось вище, представляють собою поєднання шарикогвинтового механізму, муфти одностороннього руху, кулачкового механізму та інших елементів. Тому розрахунок полягає у визначенні геометричних параметрів деталей вищезазначених механізмів, що забезпечують кількісні і якісні характеристики руху при заданому законі переміщення ведучої ланки.

Методика розрахунку геометричних розмірів шарикогвинтової кінематичної пари (d_k — діаметр кульки, z — кількість їх, d_0 — середній діаметра гвинтової лінії), викладена в працях [3, 4], представляє собою логічну трансформацію теорії розрахунку радіально-упорних шарикопідшипників по допустимих контактних напругах і зведеному числу циклів навантажень. Кінетостатичний розрахунок проводиться з врахуванням теорії рівномірного руху по похилій площині. Так, при перетворенні поступового руху в обертальний величина осьового зусилля P при відомому моменті опору M_0 на гайці (без врахування сил опору в підшипниках) визначається за формулою

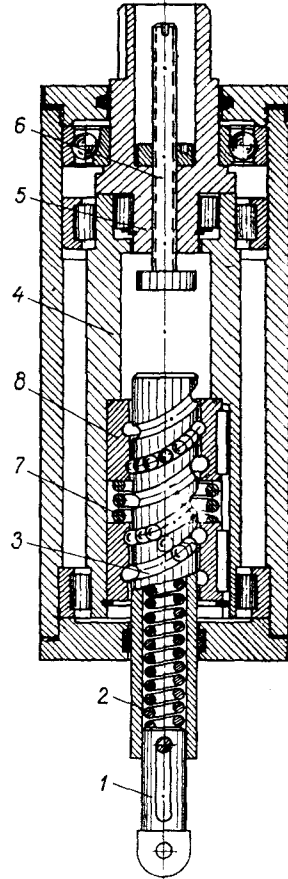


Рис. 3.

$$\rho = \frac{2M_0}{d_0 \operatorname{tg}(\alpha - \rho_3)}, \quad (1)$$

де α — кут підйому гвинтової лінії;

ρ_3 — приведений кут тертя для випадку кочення з будь-яким профілем різьби;

$$\rho_3 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{k}{d_k \sin \alpha_k}, \quad (2)$$

де k — коефіцієнт тертя кочення;

α_k — кут контакту.

Цикловий коефіцієнт корисної дії для цього ж випадку руху при повороті на кут $\varphi = 2\pi$ дорівнює

$$\eta = \frac{A_{к.з.}}{A_{з.з.}} = \frac{\int_0^{\varphi} Md\varphi}{\int_0^{\varphi} Pds} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho_3)}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\operatorname{tg}\left(\alpha - \operatorname{ars} \operatorname{tg} \frac{k}{d_k \sin \alpha_k}\right)}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (3)$$

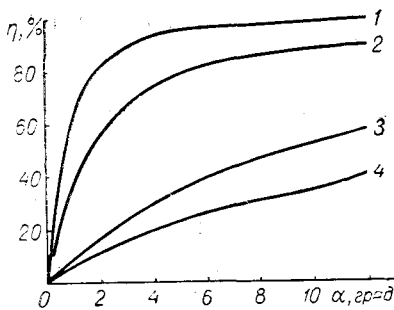


Рис. 4. Криві к.к.д. η співвісного шарикогвинтового (1, 2) і звичайного гвинтового (3, 4) механізмів в залежності від кута підйому різьби α .

Належить відмітити, що шарикогвинтові механізми мають набагато більш високий к.к.д., ніж звичайні гвинтові механізми, що ілюструється графіками $\eta(\alpha)$ на рис. 4*. Величина переміщення ланки гвинтової пари

$$S = \varphi_{\Sigma} \cdot \frac{d_0}{2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

де φ_{Σ} — кут повороту гвинта в радіанах. При заданому куті φ_{Σ} і часі повороту T лінійна швидкість гвинта (однозахідного)

$$V = \frac{s}{T} = \frac{\varphi_{\Sigma} d_0 \operatorname{tg} \alpha}{2T} \quad (5)$$

або кутова швидкість гайки при заданій лінійній V

$$\omega = \frac{\varphi_{\Sigma} V}{sn'}, \quad (6)$$

де n' — число заходів гвинта.

Зважаючи на трудність точного розрахунку шарикогвинтового механізму, в силу складності явищ, супроводжуваних процес руху (таких, як невизначеність геометрії контакту, складність врахування співвідношення тертя ковзання і кочення, вплив пружних деформацій контактуючих тіл, прийнята умова сталого рівномірного руху і цілий ряд інших допущень), при попередньому орієнтовному розрахунку доцільно користуватися табличними даними, наприклад, конструктивними розмірами шарикогвинтових механізмів, що випускаються фірмою «Ротекс» (Англія) [4].

Після визначення основних конструктивних параметрів шарикогвинтового механізму і вибору по нормальх або розрахунку роликової муфти (методика якого дається в курсах деталей машин) уточнюються вихідні дані для розрахунку кулачкового механізму: фазові кути; закон статичного навантаження штовхача; число робочих циклів пристрою і

* За даними Б. І. Павлова [4].

його кутова швидкість; маса ведених ланок, зведена до поступово переміщуючогося гвинта; лінійне переміщення гвинта. Після розрахунку кулачкового механізму за формулою (1) можна провести уточнений розрахунок шарикогвинтового механізму з врахуванням в формулах (1), (3) як статичних, так і максимальних інерційних зусиль з використанням табличних значень екстремальних кінематичних інваріантів подібності і прискорень мас, що поступово рухаються

$$P_{\text{ін}} = m_{\text{зв}} W + \frac{dm_{\text{зв}}}{d\varphi} \cdot \frac{V^2}{2}, \quad (7)$$

і обертальних мас

$$M_{\text{ін}} = I_{\text{зв}} \cdot \varepsilon + \frac{dI_{\text{зв}}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}, \quad (8)$$

зведених до точки контакту елементів шарикогвинтової пари.

Тут $m_{\text{зв}}$ і $I_{\text{зв}}$ — зведена маса і зведений момент інерції;

$V = B \frac{s}{T}$ — максимальна швидкість гвинта;

$W = C \frac{s}{T^2}$ — максимальне лінійне прискорення гвинта;

B — константа піка швидкості;

C — константа піка прискорення конкретного закону руху гвинта;

$\omega = B \frac{\varphi_{\Sigma}}{T}$ — максимальна кутова швидкість гайки (однозахідного гвинта);

$\varepsilon = C \frac{\varphi_{\Sigma}}{T^2}$ — максимальне кутове прискорення гайки.

Тоді, в окремому випадку при $I_{\text{зв}} = \text{const}$ і $\frac{dI_{\text{зв}}}{d\varphi} = 0$, формула (1), з врахуванням максимального інерційного моменту, що визначається з формули (8), приймає вигляд:

$$P = \frac{2 \left(M_0 + I_{\text{зв}} \cdot C \cdot \frac{\varphi_{\Sigma}}{T^2} \right)}{d_0 \operatorname{tg} \left(\alpha - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{k}{d_k \sin \alpha_k} \right)}. \quad (9)$$

Відповідно змінюються значення миттєвих і циклових к.к.д. механізму.

Розглянуті комбіновані гвинтові механізми для перетворення прямолінійного поступально-зворотного руху в реверсивний і односторонній переривчасто-обертальний рух в силу своєї компактності, можливості варіювати в широкому діапазоні співвідношення тривалості циклів робочих ходів і вистоїв, вибору найбільш доцільних вихідних і комбінованих законів періодичного руху і точного їх перетворення дадуть також можливість:

а) застосовувати один механізм для ряду виконавчих пристроїв автоматів, що мають аналогічні технологічні і динамічні навантаження, але відмінні кути повороту ведених ланок;

б) застосовувати механізми у виконавчих пристроях, для яких в процесі експлуатації необхідно змінювати кути повороту ведених систем;

в) створити в поєднанні з гідро-, пневмо- або електроприводами малогабаритні, малоінерційні механізми, які легко вписуються в конструкції машин для здійснення охарактеризованого вище руху.

ЛИТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. Изд-во «Книга», М., 1965.
2. С. А. Кожевников и др. Механизмы. Изд-во «Машиностроение», М., 1965.
3. И. Б. Пясик. Шариковинтовые механизмы. Машгиз, К.—М., 1962.
4. Б. И. Павлов. Шариковинтовые механизмы в приборостроении. Изд-во «Машиностроение», М., 1968.

A. BOYKO

COMBINED BALL-AND-SCREW MECHANISMS

Summary

Cinematic and constructive schemes of the combined ball-and-screw mechanisms for transformation of rectilinear alternative movement into reversive and simple periodical rotatory movement, are considered.
