



ВАРІАТОРИ НА ОСНОВІ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА

В.М. Доценко, Ю.В. Ковеза, В.В. Усик

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

При дослідженні електричної бортової системи транспортного засобу в цілому необхідно розглянути динамічні характеристики усіх її складових. Розглянуто один із елементів системи стабілізації частоти обертання ротора генератора – механічний варіатор. При живленні генератора від авіаційного двигуна виникають чинники, що перешкоджають його стабільній роботі. Частота обертання приводного двигуна постійно змінюється, тому виникає задача, пов'язана зі створенням якісної системи механічної стабілізації частоти обертання.

Проаналізовано можливі методи стабілізації частоти обертання ротора електрогенератора шляхом використання безступінчастих варіаторів. При аналізі можливих типів безступінчастих варіаторів обрано механічні варіатори, які мають ряд переваг перед іншими типами. Це їх компактність, низька вартість, високий ККД та ін.

Наведено приклади механічних варіаторів з використанням диференціальних зубчастих передач.

Приклад 1. На рис. 1 показано диференціальний планетарний варіатор. Зліва розташовано мультиплікатор, до складу якого входять колеса z'_1 , z'_2 та z'_3 , водило H_1 і гальмо T_1 . Справа – редуктор (колеса z''_1 , z''_2 та z''_3 , водило H_2 і гальмо T_2). Диференціал виконано з використанням схеми $\overline{IA}$, в якій провідною ланкою є водило H_1 .

З моменту запуску до виходу на номінальний режим обидва диференціали (у лівій, мультиплікативній частині, і в правій, редукторній) мають передатне відношення, рівне 1: $i_{H_1 z'} = 1$ та $i_{z'' H_2} = 1$.

При цьому $n_{H_1} = n_{z'} = n_1$, і $n_{H_2} = n_{z''} = n_1$, а колеса z'_1 та z''_1 пов'язані з колесами z'_3 та z''_3 . У випадку $n_H = n_3 = n_1$ відносного руху немає і втрати усередині диференціалів практично відсутні.

Коли обороти на вході зростають до максимально допустимих, для регулювання використовується редуктор, і за рахунок гальмування колеса z''_1 передатне відношення збільшується від 1 до необхідного для того, щоб вихідна частота знизилася до номінальної. У нашому випадку для схеми $\overline{IA}$ передатне відношення збільшиться до $i_{z'' H_2}^1 = 1 + z'_1/z''_3$, і підбором чисел зубців можна забезпечити потрібне передатне відношення.

При зниженні частоти обертання від номінальної до мінімальної спрацьовує мультиплікатор, в якому ведучим буде водило H_1 , а веденими – колеса z'_1 і z'_3 . Колесо z'_1 гальмується до повної зупинки при вхідній частоті обертання, рівній мінімально допустимій. Для цього використовуємо таку ж схему $\overline{IA}$, як і для редуктора, і передатне відношення буде змінюватися від 1 до $i_{H_1 z'}^1 = 1/i_{z' H_1}^1$.

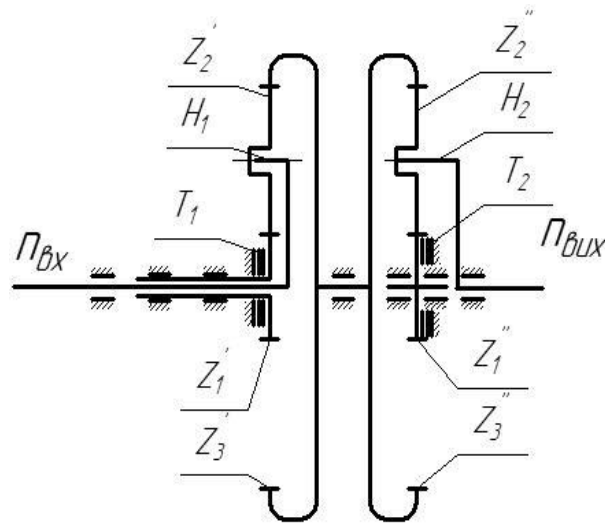


Рис. 1 – Схема диференціального планетарного варіатора

Приклад 2. В якості стабілізатора швидкості використаєм диференціальний механізм $\overline{AIA}$ з вільним водилом (рис. 2).

У цій схемі вхідним елементом є колесо 1, вихідним елементом, який передає обертання на ротор генератора – колесо 5. Постійну швидкість на виході (на колесі 5) можна забезпечити, змінюючи швидкість колеса 3 за допомогою механізму управління, який реагує на зміну швидкості на вході в диференціал.

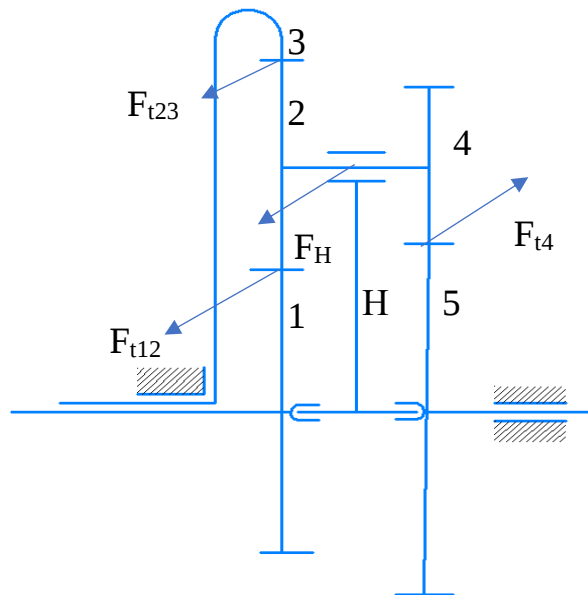


Рис. 2 – Схема диференціального механізму $\overline{AIA}$ з вільним водилом

Розглянемо роботу пристрою на конкретному прикладі. Нехай на вхід в диференціал подається потужність 50 кВт з частотою обертання, яка змінюється в діапазоні $\pm 6\%$ від номінальної (середньої) частоти $13\,000\text{ хв}^{-1}$, тобто від $12\,220$ до $13\,780\text{ хв}^{-1}$. За умовами стабільної роботи генератора частота обертання ротора має бути постійною і дорівнювати $12\,000\text{ хв}^{-1}$ (номінальне передатне відношення редуктора між виходом з силової установки і ротором генератора $u_{15} = 13\,000/12\,000 = 1,083$).

Визначимо невідомі частоти обертання n_H і n_3 для випадків роботи на мінімальній, номінальній і максимальній частотах обертання (табл. 1).



Таблиця 1

Елемент	Позначення	Частота обертання елемента, хв ⁻¹		
		мінімальна	номінальна	максимальна
Колесо 1	n_1	12 220	13 000	13 780
Колесо 5	n_5	12 000	12 000	12 000
Водило	n_H	10 952	7 238	3 524
Колесо 3	n_3	10 556	5 437	319

Для того, щоб визначити, які сили і моменти мають діяти на ланки даного диференціального механізму щоб забезпечити необхідні частоти їх обертання, проведемо силовий розрахунок. Він полягає у визначенні сил і моментів, що діють на ланки механізму. Для вирішення цього завдання використовуємо три рівняння:

- баланс потужностей;
- рівняння рівноваги моментів для блока сателітів (колеса 2-4);
- рівняння рівноваги сил.

Розміри зубчастих коліс знайдені за умови, що їх модулі дорівнюють 2 мм. Отримані дані були зведені у табл. 2.

Таблиця 2

Сила, Н	Сили при частоті n_1 , хв ⁻¹		
	12 220	13 000	13 780
F_{t1}	1 031,0	1 085,9	1 146,9
F_{t5}	1 080,0	1 137,5	1 201,5
F_{t3}	49,1	51,7	54,6

Таким чином, змінюючи силу і момент на колесі 3, зокрема, збільшуючи момент опору обертанню при збільшенні швидкості на вході, можна за допомогою пристрою регулювання гальмувати колесо 3 таким чином, щоб забезпечити постійну частоту обертання на колесі 5, тобто на вході в генератор.

АНАЛІЗ УМОВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ У ПРОЦЕСАХ НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТІВ НА ПОВЕРХНІ

О. Ю. Кладова, М. П. Ковальов, А. С. Мирошніченко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Створення якісних виробів за допомогою процесів отримання вакуумно-дугових покриттів потребує вдосконаленої оснастки, що відповідає умовам, які накладаються технологічними процесами і одночасно оптимальна з точки зору економічних показників використання установки.

В роботі [1] пропонується використовувати як носії деталей, що оброблюються, сателіти планетарного механізму. Невід'ємною частиною високоточного виміру температури оброблюваного виробу є умова, що полягає в цілій кількості