

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНИХ ВІДЦЕНТРОВИХ МУФТ

В статті наведено конструкцію планетарної відцентрової муфти з трьохрядним розміщенням дебалансів. Розглянуто основні технічні протиріччя, які виникають при реальному проектуванні муфт такої групи та приведено інженерну методику розрахунку їх конструктивно-силових параметрів для заданих вихідних умов.

Використання відцентрових сил, які діють зі сторони встановлених на сателітних валах з можливістю відносного провороту дебалансів, дає можливість формувати при ведучому водилі на центральному веденому колесі плоскої планетарної передачі обертовий момент, який близький до постійного значення [1]. Це розширює експлуатаційні можливості відцентрових муфт, які при цьому виконують функції як запобіжних, так і пускових муфт.

Важливим питанням при проектуванні планетарних відцентрових муфт (ПВМ) є послідовність розрахунку їх конструктивно-силових параметрів.

При розробці конструкції ПВМ з точки зору мінімізації собівартості їх виготовлення раціональним є зведення до мінімуму кількості підшипників, сателітів і їх валів, на яких встановлені ведучі диски з повідцевими елементами і дебаланси. Це має місце в двох-, трьох- та чотирьохсателітних ПВМ. В першому випадку два діаметрально-протилежно розміщених сателітних вали встановлені в чотирьох підшипниках кочення, в другому – сателітні вали розміщені по колу через 120^0 та встановлені в шести підшипниках кочення, а в третьому – сателітні вали розміщені по колу через 90^0 та встановлені у вісьмох підшипниках кочення. При цьому в ПВМ на кожному валу певним чином розташовані два, три або чотири дебаланси, тобто характерним для таких ПВМ є двох-, трьох- або чотирьохрядне розташування дебалансів.

На рис. 1 приведено як приклад конструкцію двохсателітної ПВМ з трьохрядним розміщенням дебалансів. У радіальних підшипниках кочення на встановленому на валу приводу ведучому водилі 1 і в його кришці 2 діаметрально-протилежно розміщені сателітні вали 3 із сателітами 4. Сателіти 4 знаходяться в постійному кінематичному зачепленні з центральним веденим колесом 5, розміщеним на веденому валу 6. На кожному сателітному валу 3 розташований ведучий диск 7 з двохсторонніми ступицями, на яких на підшипниках ковзання розміщені дебаланси 8 і 9 і ведучий диск з односторонньою ступицею, на якій на підшипнику ковзання розміщений дебаланс 11. Для взаємодії з дебалансами 8 і 9 призначені жорстко з'єднані з ведучим диском 7 відповідно повідцеві пальці 12 і 13, а для взаємодії з дебалансом 11 призначений жорстко з'єднаний з ведучим диском 10 повідцевий палець 14. Необхідно відзначити, що центри мас (точки C_1, C_2, C_3) дебалансів 8, 9 і 11 послідовно зміщені в коловому напрямку вздовж вісі вала 3 на кут 120^0 . При $\varphi_{C1}^* = 0^0, \varphi_{C2}^* = 120^0, \varphi_{C3}^* = \varphi_{C2}^* + 120^0 = 240^0$

В процесі обертання ведучого водила з кутовою швидкістю ω_e внаслідок дії відцентрових сил інерції F_{n01} на дебаланси 8, 9 і 11 і взаємодії останніх з повідцевими пальцями відповідно 12, 13 і 14 на центральному веденому колесі 5 формується обертовий момент, максимальна величина якого рівна:

$$T_{M.max} = 2m_d \cdot \omega_e^2 \cdot R_0 \cdot r_C \cdot \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (1).$$

де m_d - маса одного дебалансу; ω_e - кутова швидкість обертання водила 1; R_0 - радіус кола розміщення осей обертання сателітних валів 3; r_C - відстань від вісі обертання сателітного вала 3 до центра маси дебалансу; Z_1 - число зубців сателіта 4; Z_2 - число

зубців центрального веденого колеса 5.

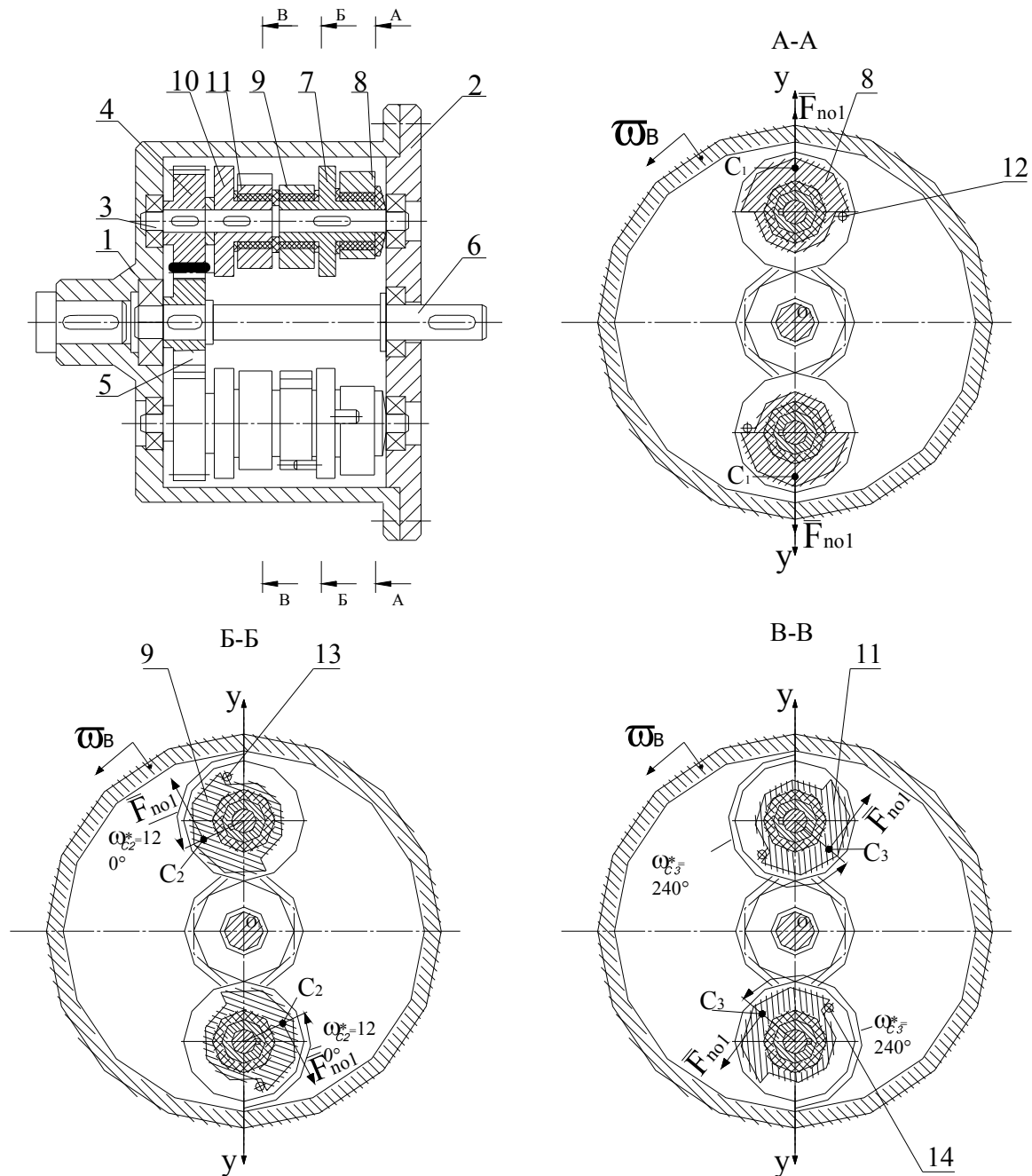


Рис 1. Двохсателітна планетарна відцентрова муфта з трьохрядним розміщенням дебалансів

При обґрунтуванні конструктивно-силових параметрів необхідно в першу чергу розглянути технічні протиріччя, які виникають при реальному проектуванні. На рис. 2 подано векторні тенденції змін, які характеризують напрямки пошуку раціональних конструкцій.

На рис.2,а показано основні технічні протиріччя, які мають місце при збільшенні осьових розмірів ПВМ. При зростанні осьового розміру L_0 водила збільшується величина міжопорної відстані L_n , тобто відстані між серединами підшипників кочення, в яких встановлені кінці сателітних валів 3. При цьому зростає ширина b_d дебалансу і величина прогину “у” даного вала внаслідок дії відцентрових сил, зі сторони ведучих дисків, дебалансів, сателіту і власне сателітного валу, а також колової сили F_t , яка виникає в зачепленні сателіта із центральним веденим колесом. Оскільки при цьому

ускладнюється технологія виготовлення як водила (із збільшеними осьовими розмірами), так і дисків із довгими ступицями, то це приводить до зростання собівартості C/v виготовлення ПВМ. При цьому зменшується вібростійкість системи, що приводить до зменшення імовірності безвідмовної роботи $P(t)$.

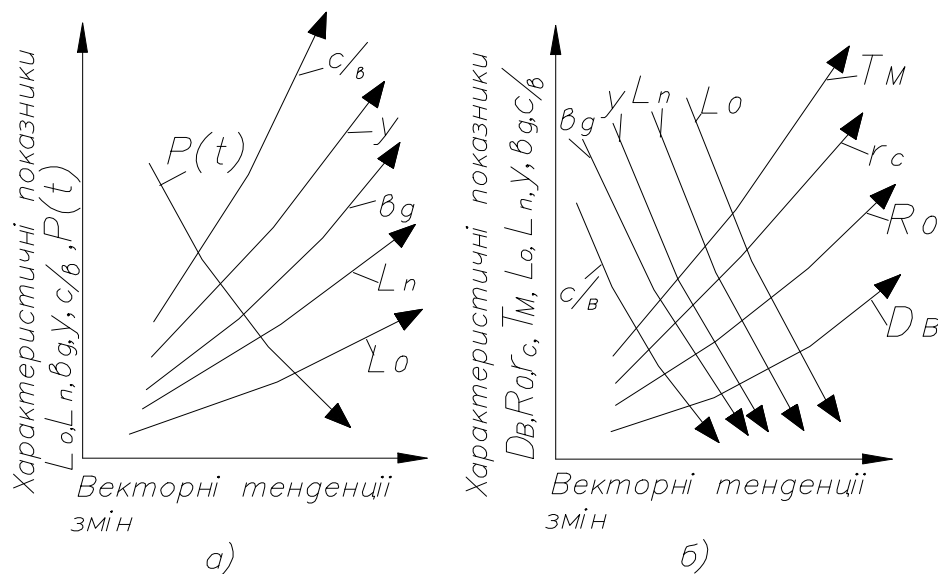


Рис.2. Основні технічні протиріччя, які виникають при проектуванні ПВМ:
а) при збільшенні осьових розмірів; б) при збільшенні радіальних розмірів.

Для другого випадку (рис 2, б) при збільшенні радіальних розмірів ПВМ, тобто при збільшенні діаметра водила D_B , зростають величини R_0, r_c і T_M . Наслідком цього є зменшення величин $L_0, L_n, b_g, y, C/v$. Зменшення осьового розміру L_0 ведучого водила сприяє покращенню технології його виготовлення і зменшенню собівартості C/v виготовлення планетарної відцентрової муфти. Таким чином, превалюючим є другий випадок, при якому збільшуються радіальні розміри ПВМ.

У більшості випадків відцентрові муфти встановлюють на кінцях валів електродвигунів. Оскільки при відносній дешевизні, високих енергетичних показниках і простоті обслуговування асинхронні двигуни є найбільш поширеними серед всіх електричних машин (складають біля 90% всього парку машин в народному господарстві [2]), то вибір радіальних розмірів ПВМ будемо проводити саме для таких двигунів, приймаючи з конструктивних міркувань діаметр водила D_{e1} рівним зовнішньому діаметру d_{30} двигуна.

Найбільша кількість машин належить до машин загального призначення серій 4А і АІ. Серія 4А охоплює діапазон номінальних потужностей від 0,06 до 400 кВт і виконана по 17 висотах вісі обертання від 50 до 355 мм [2]. Габаритні, установочні і приєднувальні розміри регламентовані ГОСТ 18709-73.

Зовнішній діаметр d_{30} двигуна залежить від його потужності. Наприклад, для двигуна 4А80А потужністю 1,1 кВт при виконанні 1М1081 $d_{30} = 170$ мм, для двигуна 4А100S потужністю 3 кВт при виконанні 1М1081 $d_{30} = 235$ мм, а для двигуна 4А180М потужністю 30 кВт, при виконанні 1М1081 $d_{30} = 410$ мм. Дані розміри характерні для синхронних частот обертання $n = 750$ об/хв, $n = 1000$ об/хв і $n = 1500$ об/хв.

Вихідними даними для розрахунку і конструювання встановленої на валу двигуна ПВМ є обертовий момент T_{on} , що передає вал, частота його обертання n , коефіцієнт короточасних перевантажень k_n . Спочатку необхідно розрахувати потужність електродвигуна, на валу якого встановлена муфта

$$P_{дв.р} = T_{on} \cdot \omega_{дв},$$

де $\omega_{дв}$ – кутова частота обертання вала електродвигуна, (c^{-1}).

Номінальну потужність двигуна вибираємо з умови $P_{\text{дв}} \geq P_{\text{дв.р}}$. За номінальною потужністю двигуна вибираємо його зовнішній діаметр d_{30} . Приймаємо зовнішній діаметр водила $D_{\text{в1}}$ (рис.3) рівним d_{30} .

Розглянемо вибір радіальних розмірів елементів ПВМ (рис. 3), виходячи з прийнятої умови, що $D_{\text{в1}} = d_{30}$.

Внутрішній діаметр водила $D_{\text{в2}}$ рівний

$$D_{\text{в2}} = D_{\text{в1}} - 2\Delta_1 - 2h_{\text{в}}, \quad (2)$$

де Δ_1 – радіальна висота буртика водила ($\Delta_1 = 0,03 D_{\text{в1}}$); $h_{\text{в}}$ – товщина стінки водила ($h_{\text{в}} = 0,02 D_{\text{в1}}$).

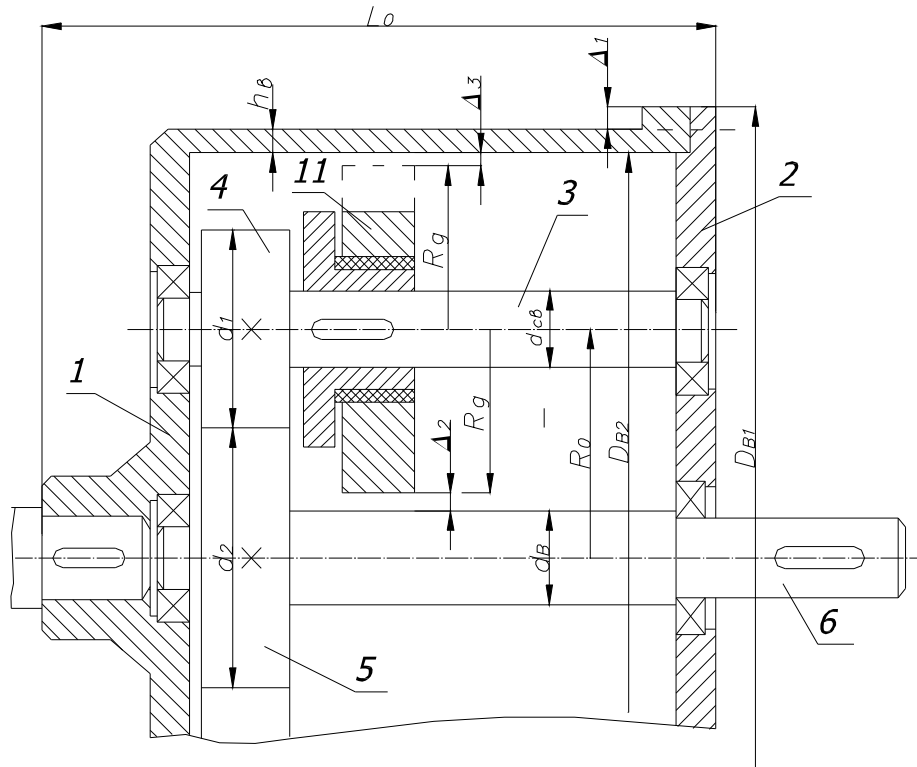


Рис. 3 Схема для визначення радіальних розмірів елементів ПВМ

Визначаємо діаметр $d_{\text{в}}$ сталевого валу за заниженими допустимими напруженнями $[\tau] = (25 \dots 30) \text{ МПа}$, оскільки на даний вал одночасно діють крутний і згинальний моменти $d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{16 \cdot T_{\text{он}} / (\pi [\tau])}$.

З іншої сторони внутрішній діаметр водила $D_{\text{в2}}$ може бути визначений так:

$$D_{\text{в2}} = d_{\text{в}} - 2\Delta_2 + 4R_{\text{д}} + 2\Delta_3, \quad (3)$$

де Δ_2 – мінімальний радіальний зазор між дебалансом 11 і валом 6 (приймаємо $\Delta_2 = 3 \text{ мм}$); $R_{\text{д}}$ – максимальний радіус дебалансу; Δ_3 – радіальний зазор між дебалансом і внутрішньою циліндричною поверхнею водила (приймаємо $\Delta_3 = 3 \text{ мм}$).

Прирівнявши вирази (2) і (3), в кінцевому рахунку отримаємо значення максимально можливого радіусу $R_{\text{д}}$ дебалансу.

$$R_{\text{д}} = 0,225 \cdot D_{\text{в1}} - 0,25 \cdot d_{\text{в}} - \Delta_3. \quad (4)$$

Радіус R_0 кола розміщення осей обертання сателітних валів 3 рівний:

$$R_0 = \frac{(D_{\text{в1}} - 2\Delta_1 - 2h_{\text{в}})}{2} - \Delta_3 - R_{\text{д}} = 0,46 \cdot D_{\text{в1}} - R_{\text{д}} - \Delta_3 \quad (5)$$

Оскільки з іншого боку $R_0 = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$, де d_1 і d_2 - відповідно ділильні діаметри сателіта 4 і центрального веденого колеса 5, то попередньо прийнявши передаточне число $U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = 1,5$, отримаємо орієнтовні значення ділильних діаметрів d_1 і d_2 :

$$d_1 = 0,8 \cdot R_0 \text{ і } d_2 = 1,2 \cdot R_0. \quad (6)$$

При цьому модуль зубців буде рівний

$$m = \frac{2R_0}{(Z_1 + Z_2)} = \frac{R_0}{25}. \quad (7)$$

Вибираємо стандартний модуль зубців. Оскільки сумарне число циклів навантаження зубців N_Σ за строк служби планетарної відцентрової муфти, в якій відносне переміщення сателітів відносно центрального веденого колеса має місце лише при дії перевантаження, на декілька порядків менше від числа циклів навантажень в тривіальних зубчастих передачах, тому спрощений підхід до визначення модуля зубців при відомому значенні R_0 є обґрунтованим для даного конкретного випадку.

За вибраним стандартним модулем m зубців уточнюємо значення ділильних діаметрів d_1 і d_2 :

$$d_1 = m \cdot Z_1 \text{ і } d_2 = m \cdot Z_2.$$

Після цього необхідно визначити дійсні значення зазорів Δ_2 і Δ_3 :

$$\Delta_2 = R_0 - \frac{d_2}{2} - R_\partial; \quad \Delta_3 = \frac{D_{e2}}{2} - R_0 - R_\partial. \quad (8)$$

У випадку отримання негативного значення зазору муфта є непрацездатною і тому необхідно зменшити число зубців Z_2 центрального веденого колеса на парну кількість (2 або 4).

Після зменшення Z_2 необхідно визначити ділильні діаметри d_1 і d_2 і уточнити значення $R_0 = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$.

Знаючи уточнене значення R_0 , необхідно знайти дійсні зазори Δ_2 і Δ_3 :

$$\Delta_2 = R_0 - \frac{d_2}{2} - R_\partial; \quad \Delta_3 = \frac{D_{e2}}{2} - R_0 - R_\partial.$$

Ширину зубчастого вінця b_2 центрального веденого колеса вибираємо в залежності від величини R_0 , $b_2 = \psi_{ba} \cdot R_0$, де ψ_{ba} - коефіцієнт ширини вінця, який для прямозубих передач рівний 0,1..0,4.

Ширину зубчастого вінця сателіта b_1 беруть рівною $b_1 = b_2 - 2$, (мм).

Знаючи числа зубців Z_1 і Z_2 і маючи стандартне значення модуля m , необхідно визначити діаметри кіл вершин зубців $d_{a1} = d_1 + 2m$ і $d_{a2} = d_2 + 2m$ і діаметри кіл впадин $d_{f1} = d_1 - 2,5m$ і $d_{f2} = d_2 - 2,5m$.

За заданим значенням обертового моменту T_{on} визначаємо колове зусилля F_t , яка виникає в зачепленні сателіта з центральним веденим колесом $F_t = \frac{T_{on}}{d_2} = \frac{T_{M.max}}{d_2}$, і радіальне зусилля $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$, де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення.

При величині зусилля F_t необхідно визначити обертовий момент $T_{св}$ на сателітному валу 3

$$T_{cv} = F_t \frac{d_1}{2} = \frac{T_{M.max} d_1}{2d_2} = \frac{T_{M.max} Z_1}{2Z_2}.$$

Слід відмітити, що з іншого боку $T_{cv} = F_{in} \cdot r_n$, де F_{in} – колове зусилля в зоні контакту повідцевого пальця 13 з дебалансом 9; r_n – відстань від вісі обертання сателітного вала до вісі повідцевого пальця.

В подальшому необхідно визначити масу m_δ одного дебалансу. Із залежності (1) величина m_δ рівна

$$m_\delta = \frac{T_{M.max} \cdot Z_2}{2 \cdot \omega_\delta^2 \cdot R_\delta \cdot r_c \cdot Z_1}. \quad (9)$$

Однак при цьому залишається невідомою відстань r_c від вісі обертання сателітного вала до центра маси (точки “С”) дебалансу. Величина r_c визначається за залежністю

$$r_c = \frac{4(R_\delta^2 + R_\delta r_\delta + r_\delta^2)}{3\pi(R_\delta + r_\delta)}, \quad (10)$$

де r_δ – мінімальний зовнішній радіус циліндричної поверхні дебалансу (друга зовнішня циліндрична поверхня дебалансу виконана з максимальним радіусом R_δ , а форма дебалансу показана в січеннях А-А, Б-Б, В-В на рис.1).

Приймаємо $r_\delta = 0.7 \cdot R_\delta$, при цьому r_c визначається так $r_c = 0.55 \cdot R_\delta$.

Маючи масу m_δ дебалансу, можна визначити його ширину b_δ .

$$b_\delta = \frac{2m_\delta}{(\pi \cdot R_\delta^2 - \pi \cdot r_\delta^2) \cdot \rho},$$

де ρ – питома густина матеріалу дебалансу.

Попередньо приймаємо діаметр сателітного вала d_{cv} рівним мінімальному зовнішньому радіусу r_δ циліндричної поверхні дебалансу. Це пов'язано з тим, що під час роботи ПВМ на сателітний вал діє відцентрова сила інерції, яку без його орієнтовного діаметру визначити неможливо. Діаметр ступиці d_{cm} ведучих дисків з повідцевими елементами визначаємо за залежністю

$$d_{cm} = 2r_\delta - d_o - 2\Delta_n,$$

де d_o – діаметр наскрізного отвору металеві втулки, яка встановлена на підшипнику ковзання на ступиці ведучого вала, з якою за одне ціле зв'язаний дебаланс, $d_o = 1.2 \cdot r_\delta$; Δ_n – товщина стінки підшипника.

При цьому $d_{cm} = 2r_\delta - 1.2 \cdot r_\delta - 2\Delta_n = 0.8 \cdot r_\delta - 2\Delta_n$.

Діаметр $D_{n\delta}$ ведучого диска з повідцевими пальцями приймаємо рівним подвійному максимальному радіусу R_δ дебалансу $D_{n\delta} = 2 \cdot R_\delta$. Товщину $b_{n\delta}$ даного диска можна прийняти рівною $b_{n\delta} = 6 \dots 12$ мм.

Для уточненого розрахунку сателітного вала необхідно розглянути схему дії сил (рис.4). На даний вал діють колова сила F_t , яка виникає у зубчастому зачепленні і відповідно радіальна сила F_r , відцентрова сила F_c зі сторони сателіта, відцентрова сила $F_{\delta n}$ зі сторони ведучого диска з повідцевими пальцями, відцентрова сила $F_{n01(1)}$, яка діє зі сторони дебалансу 8 і має максимальне значення в показаному положенні, відцентрова сила $F_{n01(2)}$, яка діє зі сторони дебалансу 9 і формує на сателітному валу обертовий момент T_{cv} і відцентрова сила F_{cv} , яка діє зі сторони сателітного вала.

Обертовий момент T_{cv} з дебалансу 9 через повідцевий палець 13 передається на

ведучий диск 7 і сателітний вал 3. Оскільки сила $F_{n01(2)}$ направлена під кутом ψ до лінії, яка з'єднує вісь O_1O_1 обертання водила і вісь O_2O_2 сателітного вала ($\psi = \arctg \frac{r_c}{R_o}$), то її необхідно розкласти на вертикальну і горизонтальну складові.

Оскільки в такому миттєвому положенні дебалансів 8 і 9 зі сторони дебаланса 11 не передається відцентрова сила на диск 10 і лише виникає сила тертя в підшипнику ковзання, то даною силою в розрахунках нехтуємо.

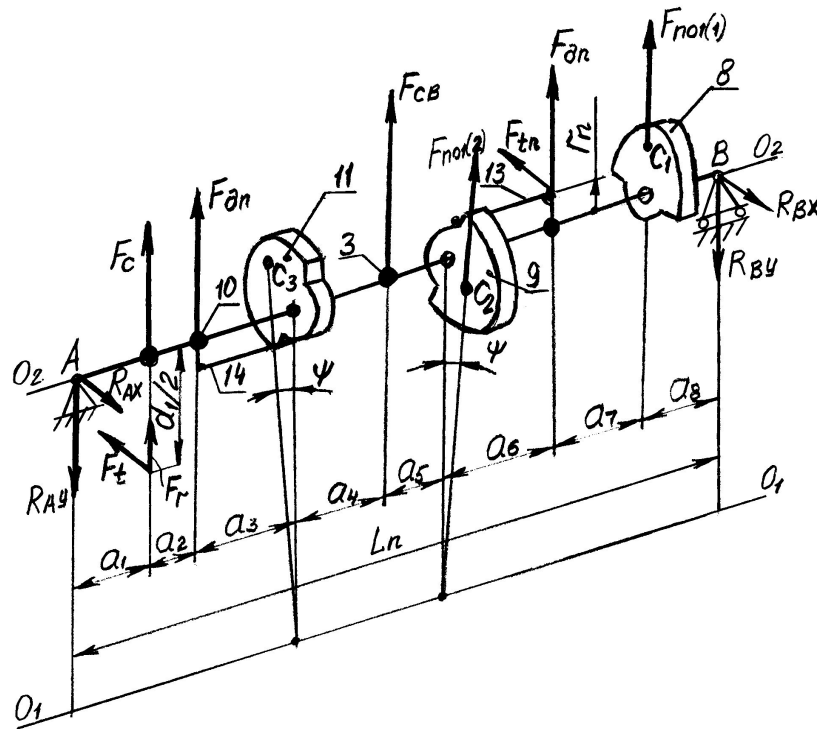


Рис.4. Схема дії сил на сателітний вал

Після цього визначаємо сумарні радіальні реакції і будуємо епюри згинальних моментів, які діють на сателітний вал у вертикальній і горизонтальній площинах і епюру обертового моменту. За отриманим максимальним значенням згинального моменту визначаємо нормальні напруження $\sigma_{\Sigma} = 32M_{\max} / (\pi d_{cv}^3)$ і напруження кручення $\tau = 16T_{cv} / (\pi d_{cv}^3)$ [3]. Після цього визначаємо еквівалентне напруження $\sigma_E = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau^2}$. Максимальне еквівалентне напруження при короточасних перевантаженнях $\sigma_{E\max} = \sigma_E \cdot k_n$. Прирівнюємо отримане значення $\sigma_{E\max}$ з допустимим еквівалентним напруженням $[\sigma]_E = 0.8\sigma_T$.

Після цього проводимо підбір радіальних підшипників кочення за динамічною вантажністю. Визначаємо довговічність L підшипника до появи ознак втоми, млн.об

$$L = a_1 \cdot a_{23} (C_r / R)^p,$$

де $a_1 = 0.62$ – при 95% надійності; $a_{23} = 0.7 \dots 0.8$ – коефіцієнт, який враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації; C_r – базова динамічна вантажність; R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник; $p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

На основі отриманих реальних значень величин перспективними є трьох- та чотирьохсателітні відцентрові муфти з двохрядним розміщенням дебалансів, оскільки при цьому зменшується осьові розміри конструкції.

На основі приведених обґрунтувань та розрахунків можна зробити наступні

ВИСНОВКИ:

- 1) встановлені технічні протиріччя, які мають місце при реальному проектуванні планетарних відцентрових муфт, дозволили визначити превалюючий напрям збільшення радіальних розмірів;
- 2) розроблена послідовність визначення конструктивно-силових параметрів дозволяє при проектуванні вибрати всі радіальні та осьові розміри елементів конструкції, визначити масу дебалансу та його ширину;
- 3) схема дії сил (рис.4) дозволяє при миттєвому положенні дебалансів при найбільшій навантажувальності сателітного вала розрахувати реакції в його опорах, які враховуються при виборі радіальних підшипників кочення.

The construction of centrifugal coupling with three-row placing of debalances is described in the article. Fundamental technical inconsistency appearing while real designing is considered. Structural-force parameters substantiation and type of calculation and desing of coupling for the given conditions is suggested.

Література

1. Нагорняк Г. Закономірності зміни обертового моменту на центральному веденому колесі розроблених планетарних відцентрових муфт // Вісник ТДТУ, -Т.9. №1,-2004, -С.71-81.
2. Справочник по электрическим машинам: в 2т. /Под общ.ред. И.П.Копылова и Б.К.Клюкова. Т.1. – М.:Энергоатомиздат, 1988. –456с.
3. Павлище В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 557 с.

Одержано 15.06.2004 р.