

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Д. О. Волонцевич, Є. О. Веретенніков, В. О. Карпов,
Д. Г. Сівих, О. В. Устиненко

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ

Підручник у 2 томах

**Том 1. Основи аналізу та параметричного синтезу
планетарних передач**

Затверджено
редакційно-видавничою
радою НТУ «ХПІ»,
протокол №1 від 15.02.2024 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2024

УДК 621.833.65

С 38

Р е ц е н з е н т и :

В. В. Глебов, д-р техн. наук, ст. наук. співр., головний конструктор з нової техніки та науки, ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О. О. Морозова»;

Р. О. Кайдалов, д-р техн. наук, проф., заступник начальника з наукової роботи, Національна академія Національної гвардії України;

М. А. Подригало, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

С 38 Синтез планетарних передач : підручник у 2 томах. Т. 1. Основи аналізу та параметричного синтезу планетарних передач / Д. О. Волонцевич , Є. О. Веретенніков , В. О. Карпов , Д. Г. Сівих , О. В. Устиненко; **за ред. проф. Д. О. Волонцевича.** – Харків : НТУ «ХПІ», 2024. – 195 с.

ISBN 978-617-05-0526-2

У підручнику розглянуто питання дисципліни «Синтез планетарних передач». Описано конструктивні особливості, формули для розрахунку внутрішніх передатних чисел, правила побудови кінематичних і структурних схем, а також методи підбору основних параметрів передач, включаючи діаметри валів, модулі зачеплення, підшипники та елементи керування. Особливу увагу приділено аналізу ефективності передач і порівнянню їхніх конструктивних рішень.

Призначено для студентів, які навчаються за спеціальностями в галузях знань «Механічна інженерія» та «Транспорт» за спеціалізаціями, пов'язаними зі структурно-параметричним синтезом механічних приводів та трансмісій.

The textbook deals with the issues of the discipline "Synthesis of planetary gears". It describes the design features, formulas for calculating internal gear ratios, rules for constructing kinematic and structural diagrams, and methods for selecting the main parameters of gears, including shaft diameters, meshing modules, bearings, and controls. Special attention is paid to the analysis of gear efficiency and comparison of their design solutions.

It is intended for students studying in the fields of Mechanical Engineering and Transport in specialisations related to the structural and parametric synthesis of mechanical drives and transmissions.

Іл. 165. Табл. 22. Бібліогр. 30 назв.

УДК 621.833.65

ISBN 978-617-05-0526-2

© Волонцевич Д. О., Веретенніков Є. О.,
Карпов В. О., Сівих Д. Г., Устиненко О. В., 2024
© НТУ «ХПІ», 2024

ЗМІСТ

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ ТА ПОЗНАЧЕННЯ	6
ВСТУП.....	12
РОЗДІЛ 1. Загальні поняття та визначення. Переваги та недоліки планетарних передач.....	14
Контрольні запитання до розділу 1	21
РОЗДІЛ 2. Класифікація первинних планетарних механізмів та їх основні характеристики.....	22
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до розділу 2	29
РОЗДІЛ 3. Структурні та кінематичні схеми планетарних механізмів та коробок передач на їх основі.....	32
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до розділу 3	36
РОЗДІЛ 4. Основи аналізу планетарних механізмів та коробок передач на їх основі	38
4.1. Геометричний аналіз та визначення кількості ступенів вільності в планетарних коробках передач.	38
4.1.1. Геометричний аналіз для непланетарних зубчастих передач.....	38
4.1.2. Визначення кількості ступенів вільності планетарних передач	41
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.1	46
4.2. Кінематичний аналіз планетарних передач	47
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.2	56
4.3. Силовий аналіз планетарних передач.....	56
4.3.1. Формулювання задачі силового аналізу	56
4.3.2. Силовий аналіз планетарних передач без урахування втрат у зубчастих зачепленнях	57
4.3.3. Силовий аналіз планетарних передач з урахуванням втрат у зубчастих зачепленнях.	72

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.3.....	94
4.4. Кількісні критерії якості планетарних коробок передач	94
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.4.....	103
РОЗДІЛ 5. Основи параметричного синтезу планетарних коробок передач	105
5.1. Геометричний синтез та підбір кількості зубців для зубчастих коліс у планетарних рядах за заданими внутрішніми передаточними відношеннями.....	105
5.1.1. Умова співвісності для первинного планетарного ряду	105
5.1.2. Умова складання для первинного планетарного ряду ..	107
5.1.3. Умова сусідства в первинних планетарних рядах	110
5.1.4. Підбір кількості зубців для зубчастих коліс в планетарних рядах	112
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 5.1.....	116
5.2. Визначення внутрішніх передаточних відношень планетарних рядів за заданою кінематичною схемою ПКП з двома ступенями вільності і передаточними відношеннями	117
5.2.1. Схема ПКП з послідовним під'єднанням ПР до передач навантаження	117
5.2.2. Схема ПКП з роботою всіх ПР на всіх передачах	123
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 5.2.....	128
5.3. Визначення конструктивних параметрів планетарних рядів та елементів керування	129
5.3.1. Визначення модуля зачеплення і ширини вінців зубчастих коліс планетарних рядів ПКП	129
5.3.2. Визначення діаметрів осей сателітів всіх планетарних рядів, вхідного і вихідного валів	141
5.3.3. Визначення типів і розмірів вальниць сателітів всіх планетарних рядів	146
5.3.4. Визначення основних параметрів для елементів керування.....	155
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 5.3.....	168

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	169
ДОДАТОК А. Структурні схеми дворядних ПКП.....	172
ДОДАТОК Б. Варіанти передаточних відношень для відповідних структурних схем дворядних ПКП	178
ДОДАТОК В. Структурні схеми трирядних ПКП	184
ДОДАТОК Г. Варіанти передаточних відношень для відповідних структурних схем трирядних ПКП.....	187
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	194

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ ТА ПОЗНАЧЕННЯ

Прийняті скорочення:

ГМ – гусенична машина.
ДМ – диференціальний механізм.
ЗХ – задній хід.
ККД – коефіцієнт корисної дії.
ПКП – планетарна коробка передач.
ПМ – планетарний механізм.
ПП – планетарна передача.
ПР – планетарний ряд.
ПТ – планетарна трансмісія.
ПХ – передній хід.

Використані позначення у формулах:

α – кут нахилу конічної поверхні тарілки.
 α_t – кут профілю похідного контуру в торцевому перерізі.
 α_{tw} – кут зачеплення косозубої передачі в торцевому перерізі.
 β – коефіцієнт запасу.
 γ – будь-яке ціле число.
 ε_α – коефіцієнт перекриття.
 η – коефіцієнт корисної дії.
 μ – коефіцієнт тертя.
 $\mu_{от}$ – коефіцієнт витрати.
 π – число Пі.
 ρ_p – густина робочої рідини.
 τ – дотичні напруження при скручуванні.
 σ_F – допустимі напруження для розрахунку на згинальну витривалість.
 σ_H – допустимі напруження для розрахунку на контактну витривалість.
 $\sigma_{F \lim b}^0$ – межа згинальної витривалості.
 $\sigma_{H \lim b}$ – межа контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає базовому числу циклів змін напружень.
 σ_{HM} – величина контактних напружень в зачепленні сонце – сателіт.
 Δ – частка потужності, що проходить через відносний рух в ПР (ПМ).
 ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами.
 ψ_{dmax} – максимальний коефіцієнт ширини вінця.
 ω – кутова швидкість.
 ω_1 – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса.
 ω_2 – кутова швидкість веденого зубчастого колеса.

ω_{4X}^{j*} – відносна кутова швидкість сателіта відповідного ПР на j -тій передачі.
 $\omega_{\text{вих}}$ – кутова швидкість на виході.
 $\omega_{\text{вх}}$ – кутова швидкість на вході.
 $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість ведучої ланки ПКП.
 $\omega_{\text{ст max}}$ – максимальна кутова швидкість сателіта ПР, навантаженого ненульовими обертальними моментами.
 $\omega_{\Phi(\Gamma)\text{max}}$ – максимальна кутова швидкість у вимкненому фрикціоні чи дисковому гальмі.
 $\omega_{\text{цл max}}$ – кутова швидкість найбільш швидкохідної центральної ланки того ПР, в якому визначена $\omega_{\text{ст max}}$ на тій самій передачі.
 a_w – міжосьова відстань.
 $|AB|$ – відстань між осями сусідніх сателітів.
 c – радіальна щілина.
 C_{0X}^{Σ} – статична вантажопідйомність вальниць сателітів.
 d_{Π} – внутрішній діаметр поршня.
 d_{Φ} – внутрішній діаметр блокуючих дисків.
 $d_a^{(4)}$ – діаметр вершин зубців сателітів.
 d – діаметр вала.
 d_{ai} – діаметр кола вершин зубців.
 d_{bi} – діаметр основного кола.
 d_{fi} – діаметр кола западин зубців.
 d_i – діаметр ділильного кола.
 dR – збільшення поточного радіуса.
 d_{wi} – діаметр початкового кола.
 D_{Π} – зовнішній діаметр поршня.
 D_{Φ} – зовнішній діаметр блокуючих дисків.
 e_t – колова ширина западин.
 f_S – статичний запас міцності.
 F – площа подвійного перерізу осі сателіта, по якому можливе руйнування осі внаслідок зрізання.
 F_0 – площі тертя фрикційного пристрою.
 F_{Π} – площа поршня.
 F_{Φ} – площа контакту пари тертя.
 F_{Xr} – середнє радіальне навантаження.
 h_a^* – коефіцієнт вишини головки зубця в частках.
 h_{ai} – висота головки зуба.
 h_{fi} – довжина ніжки зуба.
 i – передаточне відношення.
 $inv\alpha_{tw}$ – інволюта довільного кута.

$i_{\text{ПКП}}$ – передаточне число ПКП на передачі для якої визначено значення $M_{\Gamma\text{max}}$.
 j – передача.
 k – параметр планетарного ряду або внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду.
 k_d – коефіцієнт динамічності.
 K_6 – коефіцієнт безпечності.
 K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.
 K_{FL} – коефіцієнт довговічності для згинального навантаження.
 $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця.
 K_{HL} – коефіцієнт довговічності.
 K_{Hv} – коефіцієнт врахування ступеня точності та колової швидкості.
 $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця.
 K_d – допоміжний коефіцієнт діаметра.
 K_m – допоміжний коефіцієнт модуля.
 L – необхідна довговічність вальниці.
 m – модуль зачеплення.
 m_k – маса масивних кульок.
 M – обертальний момент.
 $M_{\text{вих}}$ – обертальний момент на виході.
 $M_{\text{вх}}$ – обертальний момент на вході.
 $M_{\Gamma\text{max}}$ – максимальний робочий гальмівний момент будь-якого гальма.
 $M_{\text{розн}}$ – розрахунковий обертальний момент на відповідному водилі.
 $M_{\text{хрозр}}^j$ – розрахунковий довготривалий обертальний момент на ПР (X) та передачі (j).
 M_d – обертальний момент на вході в ПКП.
 M_z – згинальний момент.
 $M_{\text{фmax}}$ – максимальний момент тертя, що виникає при ввімкненні будь-якого блокувального фрикціона.
 n – кількість незалежних рухомих ланок.
 $n'_{\text{пер}}$ – повна кількість передач у ПКП.
 n_{Γ} – кількість гальм n_{Γ} .
 n_k – кількість масивних кульок.
 $n_{\text{МВХ}}$ – кількість механізмів вільного ходу $n_{\text{МВХ}}$.
 $n_{\text{пер}}$ – кількість непрямих робочих передач ПКП.
 $n_{\text{ППР}}$ – кількість первинних ПР $n_{\text{ППР}}$.
 $n_{\text{ППР}}$ – кількість первинних ПР, що розглядаються при аналізі ПКП.

$n_{\Phi, \Gamma_{\text{Викл}}}$ – кількість блокувальних фрикціонів та гальм, що вимикаються при переході з попередньої на наступну передачу.
 $n_{\Phi, \Gamma_{\text{Вкл}}}$ – кількість блокувальних фрикціонів і гальм, що вмикаються для отримання кожної чергової передачі ПКП.
 n_{Φ} – кількість блокувальних фрикціонів n_{Φ} .
 N – потужність.
 N_d – потужність на вході в ПКП.
 $N_{3.X_{\text{max}}}$ – максимальна потужність, що проходить через будь-яку центральну ланку ПКП на будь-якій передачі заднього ходу.
 $N_{п.X_{\text{max}}}$ – максимальна потужність, що проходить через будь-яку центральну ланку ПКП на будь-якій передачі переднього ходу.
 N_{xj} – кількість циклів змін напружень у зубчастому зачепленні сонячна шестірня – сателіт.
 $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів змін напружень для згинального навантаження.
 N_{FE} – еквівалентне число циклів змін напружень для згинального навантаження на кожному з ПР.
 p – кількість пар зовнішнього зачеплення в ланцюзі.
 p_4 – кількість пар зубчастих зачеплень.
 p_5 – кількість вальниць.
 P – сила.
 P_0 – відцентрова сила.
 $P_0 a$ – перекидаючий момент.
 P_{0X} – еквівалентне статичне навантаження.
 P_b – основний коловий крок.
 P_t – ділильний коловий крок.
 $P_{\text{ВР}}$ – зусилля, що врівноважує.
 $P_{\text{екв}}$ – еквівалентне навантаження.
 $P_{\text{пр}}$ – зусилля зворотних пружин для забезпечення чистоти вимикання.
 $P_{\text{рознр}}$ – розрахункова сила на відповідному водилі.
 P_t – сила тиску.
 $p_{\text{Ц}}$ – відцентровий тиск.
 p_p – тиск робочої рідини.
 $P_{\text{Хекв}}$ – еквівалентне динамічне навантаження на вальницю сателіта заданого ПР
 $P_{\text{Хрознр}}^j$ – розрахункове довготривале радіальне навантаження на ПР (X) та передачі (j).
 $P_{\text{Ц}}$ – додаткове зусилля.
 Q – загальна витрата мастила.
 q – питомий тиск.

r_f – радіус западин.
 r – радіус розташування осей сателітів на водилі.
 R – поточний радіус гідроциліндра.
 R_1 – внутрішній радіус гідроциліндра.
 R_2 – зовнішній радіус гідроциліндра.
 R_B – радіус барабана.
 R_k – відстань від осі вала до центру кульки при увімкненому фрикціоні.
 $R_{сер}$ – середній радіус поверхонь тертя.
 $R_{ц}$ – радіус обертання центру мас стовпчика рідини.
 S_1 – максимальне зусилля.
 S_k – відносна площа гальмівних канавок.
 S_F – коефіцієнт безпеки.
 S_H – коефіцієнт безпеки для зубчастих коліс, що мають поверхневе зміцнення зубців.
 S_t – колова товщина зуба.
 t – час.
 t_X^j – час роботи окремого ПР на відповідній передачі.
 t_j – час роботи вальниць на передачі (j).
 t_j – час роботи на передачі.
 T_j – частка обертального моменту на сонячній шестірні, що припадає на її зачеплення з одним сателітом.
 u – передаточне відношення.
 V – коефіцієнт обертання кільця.
 W – питома витрата мастила.
 W_3 – момент опору на згинання.
 W_p – полярний момент опору.
 x – коефіцієнт зміщення похідного контуру.
 x_1 – коефіцієнти зміщення на ведучому зубчастому колесі.
 x_2 – коефіцієнти зміщення на веденому зубчастому колесі.
 Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба.
 Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість нешліфованої перехідної поверхні зубців.
 Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень.
 z – число зубців.
 z_1 – число зубців ведучого зубчастого колеса.
 z_2 – число зубців веденого зубчастого колеса.
 $Z_{ГХ}$ – кількість пар тертя на гальмах, що формують обертальний момент тертя.
 Z_{Φ} – необхідна кількість пар тертя на блокуючому фрикціоні.

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість робочих поверхонь зубців.
 Z_V – коефіцієнт, що враховує обводову швидкість зубців шестірни.
 K_1 – критерій навантаження ПКП за потужністю на передачах переднього ходу.
 K_{10} – критерій складності системи керування ПКП.
 K_2 – критерій навантаження ПКП за потужністю на передачах заднього ходу.
 K_3 – критерій силової навантаженості блокувальних фрикціонів.
 K_4 – критерій силової навантаженості гальм планетарної коробки.
 K_5 – критерій швидкісної навантаженості вальниць сателітів.
 K_6 – критерій швидкісної навантаженості вимкнених блокувальних фрикціонів та дискових гальм.
 K_7 – критерій середньозваженого рівня ККД.
 K_8 – критерій середньої використовуваності первинних ПР у складі ПКП.
 K_9 – критерій надмірності конструкції ПКП.
 K_T – температурний коефіцієнт.
ПР $i_{(1-2)}^{(3)}$ – внутрішнє передаточне відношення.
 C – динамічна вантажопідйомність.

ВСТУП

Навчальний курс «Синтез планетарних передач» орієнтований на вивчення теоретичних основ аналізу і синтезу планетарних і диференціальних механізмів, конструювання основних деталей і вузлів планетарних коробок передач.

Метою вивчення курсу є надання студентам знань з основ аналізу, конструювання і розрахунку планетарних передач і диференціальних механізмів, які застосовуються в трансмісіях автомобілів і гусеничних та колісних машин будь-якого призначення.

Підручник складається з двох томів, перший з яких присвячений питанням аналізу і параметричного синтезу планетарних передач, а другий – структурному синтезу і прикладам конструктивної реалізації найбільш розповсюджених конструктивних рішень.

В першому розділі визначено основні поняття та терміни згідно з ДСТУ, якими в подальшому оперують автори. Крім того, наведено переваги та недоліки планетарних передач.

Другий розділ присвячено розгляду конструктивної гами первинних планетарних рядів, наведено формули для визначення внутрішнього передатного числа, оптимальні з точки зору конструктивного виконання значення внутрішнього передатного числа. Також наведено оптимальні значення передатного числа для планетарного ряду залежно від розташування вхідної та вихідної ланок. Визначено відсоток відносного руху та ККД планетарного ряду.

У третьому розділі розглянуто перехід від кінематичної схеми до структурної та навпаки для планетарних механізмів та планетарних коробок передач, визначено основні правила побудови зазначених схем.

Четвертий розділ присвячено аналізу планетарних механізмів та планетарних коробок передач. Розглянуто правила геометричного аналізу та обмеження, що накладаються на кількість зубців. При кінематичному аналізі наведено правила визначення кутових швидкостей всіх ланок планетарних механізмів. У силовому аналізі розглянуто визначення моментів, які діють на основні ланки планетарного ряду як без урахування ККД, так і з його урахуванням. Також для можливості порівняння планетарних коробок передач наведено кількісні критерії якості, які дозволять порівнювати коробки передач поза транспортним засобом.

П'ятий розділ описує процес синтезу планетарної коробки передач за наявності в якості вихідних даних кінематичної схеми та

передатних відношень. Розглянуто підбір кількості зубців з дотриманням умов співвісності, складання та сусідства, підбір внутрішній передатних відношень та основних конструктивних параметрів планетарного ряду, таких як модуль зачеплення, діаметри вхідного та вихідного валів, підбір вальниць сателітів та основних параметрів елементів управління.

При підготовці рукопису автори використали багаторічний досвід вивчення студентами дисциплін «Синтез планетарних передач» і «Теорія механізмів і машин» в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут».

При викладенні матеріалу передбачається, що читачі мають базову бакалаврську освіту з галузевого машинобудування або інженерної механіки і ознайомлені з основними загальноінженерними дисциплінами, такими, як «Матеріалознавство», «Теорія механізмів і машин», «Деталі машин», «Опір матеріалів».

У науково-технічній, навчальній літературі та в Internet можна зустріти вельми різні визначення основних понять, що використовуються при аналізі та проєктуванні планетарних коробок передач (ПКП).

Так, наприклад, стосовно самого терміна «планетарна передача» можна знайти такі визначення:

1. Епіциклічна зубчаста передача (також відома як планетарна передача) є редуктором, що складається з двох шестерень, встановлених так, що центр однієї шестірні обертається навколо центру іншої. Водило з'єднує центри двох шестерень і обертає зчеплення планетарної та сонячної шестерень так, що їхні ділильні кола котяться без ковзання. Точка на ділильному колі планетарної шестірні утворює епіциклоїду. У цьому спрощеному випадку сонячна шестірня зафіксована, а планетарні шестірні обертаються навколо сонячної шестірні [1].

2. Планетарна передача (епіциклічна передача, планетарний механізм) – зубчаста передача, в якій геометричні осі одного або декількох зубчастих коліс (сателітів), підтримуваних водилом, є рухомими по концентричній відносно центрального колеса траєкторії. Планетарну передачу з одним ступенем вільності називають звичайною (типовою), планетарну передачу з двома ступенями вільності називають диференціалом. Застосовуються в транспортних і вантажопідйомних машинах, приводах верстатів тощо [2].

3. Планетарна передача – механічна передача обертового руху, яка за рахунок своєї конструкції має можливість в межах однієї геометричної осі обертання змінювати, складати і розкладати кутові швидкості, що підводяться, та/або обертальний момент. Зазвичай є елементом трансмісії різних технологічних і транспортних машин [3].

4. Епіциклічна (планетарна) зубчаста передача – комбінація співвісних елементів, у якій одне чи більше зубчастих коліс з внутрішніми зубцями і одне або більше водил, які обертаються навколо спільних осей і підтримують один або більше сателітів, які зчіплюються з зубчастими колесами з внутрішніми зубцями і з однією або більше центральними шестірнями [4].

При цьому навіть в Держстандарті України [4] написано, наприклад, про те, що «... планетарна передача ... комбінація ... одного

чи більше зубчастих коліс з внутрішніми зубцями...», хоча планетарна передача може не мати жодного зубчастого колеса з внутрішніми зубцями.

На наш погляд, для однозначного вибору термінології спочатку необхідно визначитись з елементарними структурними елементами планетарних передач. Ними виступають диференціальні та планетарні механізми, з комбінації яких утворюються будь-які планетарні передачі та планетарні або комбіновані трансмісії.

Диференціальні механізми (ДМ) – це зубчато-важільні механізми, що мають два степені вільності і три центральні вхідні/вихідні ланки, які дозволяють складати або розкласти обертальний рух.

Розрізняють пласкі та просторові ДМ. У пласких ДМ основні ланки та сателіти здійснюють обертальний рух в одній або кількох паралельних площинах. Або, іншими словами, у пласких ДМ осі обертання основних ланок і сателітів завжди паралельні. Усі інші ДМ – просторові. Одним з найвідоміших прикладів просторового елементарного ДМ може бути конічний симетричний диференціал, що застосовується у приводі ведучих коліс багатьох автомобілів.

Так, плаский ДМ на базі циліндричних зубчастих коліс зображено на рис. 1.1, а на рис. 1.2...1.5 зображено просторові ДМ на базі конічних зубчастих коліс з вхідною конічною парою, торцевого та черв'ячних зачеплень.

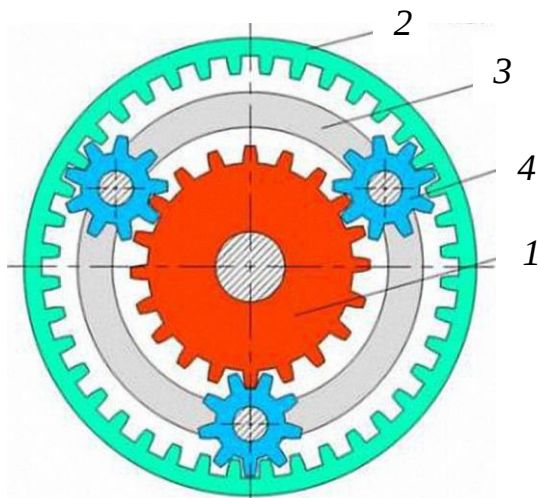


Рисунок 1.1 – Плаский ДМ на базі циліндричних зубчастих коліс (класичний первинний планетарний ряд):

1 – сонце; 2 – епіцикл; 3 – водило; 4 – сателіти

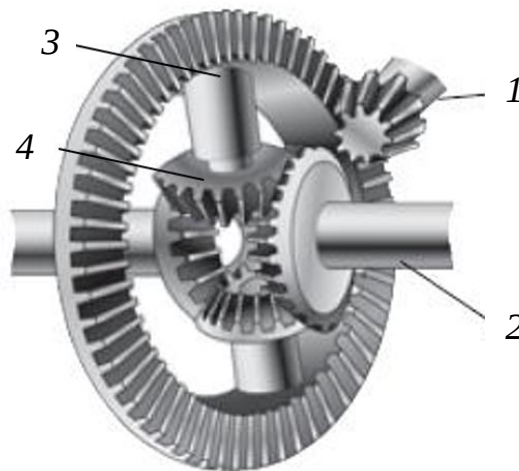


Рисунок 1.2 – Просторовий ДМ на базі конічних зубчастих коліс (класичний конічний автомобільний диференціал):

1 – вхідний вал від карданної передачі; *2* – один з двох вихідних валів (піввісь); *3* – водило (корпус диференціала); *4* – сателіти

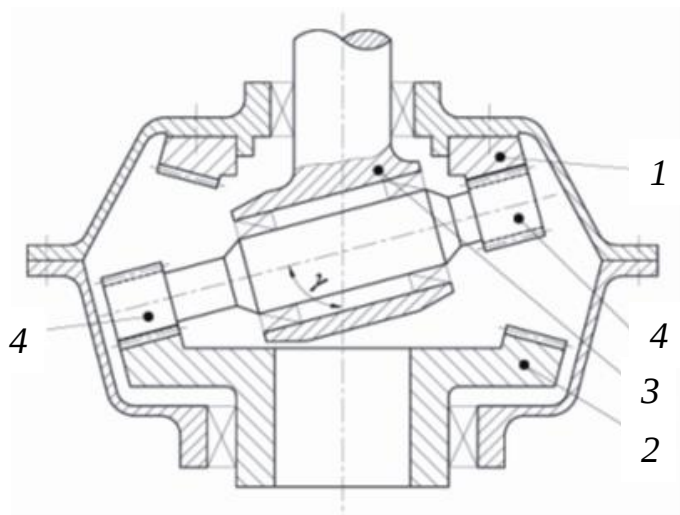


Рисунок 1.3 – Просторовий ДМ на базі неортогонального торцевого зачеплення:

1 – менше центральне колесо; *2* – більше центральне колесо;
3 – водило (корпус диференціала); *4* – сателіти

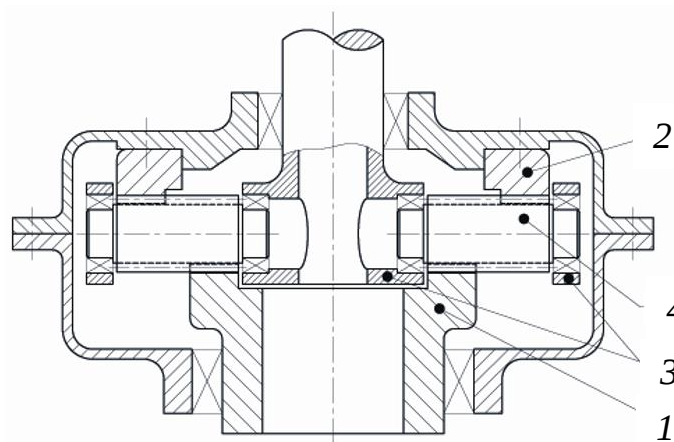


Рисунок 1.4 – Просторовий ДМ на базі ортогонального торцевого зачеплення:

1 – менше центральне колесо; 2 – більше центральне колесо;
3 – водило (корпус диференціала); 4 – сателіти

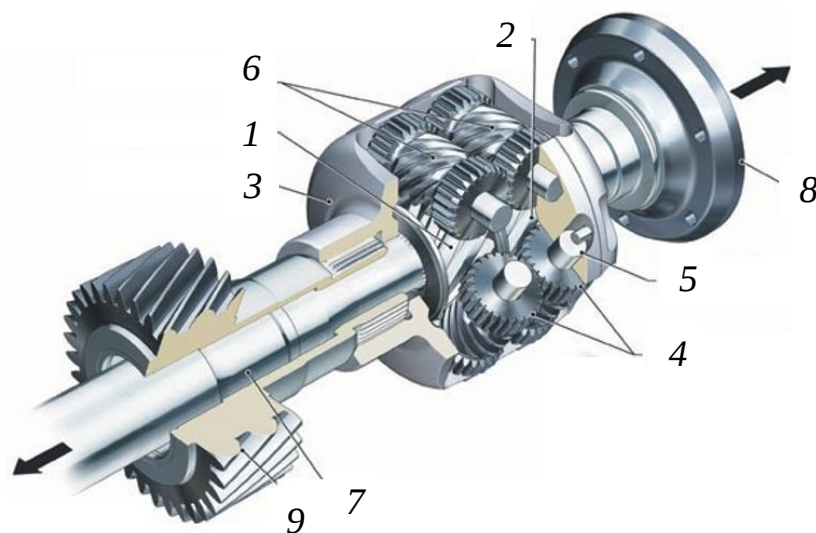


Рисунок 1.5 – Просторовий ДМ Торсен на базі черв'ячно-гвинтового зачеплення:

1 – центральне колесо приводу переднього мосту; 2 – центральне колесо приводу заднього мосту; 3 – водило (корпус диференціала);
4 – зубчасті сателіти; 5 – осі сателітів; 6 – черв'ячні сателіти;
7 – привід переднього мосту; 8 – привід заднього мосту;
9 – приводна шестірня міжосьового диференціала

Кількість степенів вільності – це кількість незалежних переміщень (швидкостей), які потрібно задати для того, щоб однозначно визначити положення (швидкість) будь-якої ланки механізму. Для плаского механізму визначається за формулою Чебишева [5–7]:

$$W=3n - 2p_5 - p_4,$$

де n – кількість незалежних рухомих ланок;

p_5 – кількість вальниць (в нашому випадку по одній на кожному рухомому ланку $p_5 = n$);

p_4 – кількість пар зубчастих зачеплень.

Планетарний механізм (ПМ) або **планетарний ряд (ПР)** – це, як правило, плаский первинний ДМ обертального руху з паралельними осями, що містить у тому числі зубчасті колеса, осі яких переміщуються у просторі (рис. 1.1), і з яких складаються планетарні передачі (ПП) або планетарні трансмісії (ПТ) та планетарні коробки передач (ПКП). Для первинних ДМ будемо вважати ПМ та ПР повними синонімами, не розділяючи ПМ на так звані однорядні та дворядні, тому що це заважає в подальшому автоматизувати процеси аналізу та синтезу.

Класичний первинний ПР (рис. 1.1) складається з сонячної шестірні 1 із зовнішнім зачепленням, епіциклічного (коронного) зубчастого колеса 2 з внутрішнім зачепленням, водила 3 та кількох сателітів 4 із зовнішнім зачепленням.

Основними (центральними) ланками класичного первинного ПР, які мають єдину вісь обертання, що співпадає з віссю самого ПР, є сонячна шестірня 1, епіциклічне зубчасте колесо 2 та водило 3.

Водило ПР (аналог важеля – носій сателітів) несе на собі встановлені на вальницях допоміжні (пасивні) ланки – сателіти, що являють собою зубчасті колеса (або групи коліс) із зовнішніми зубцями. Осі сателітів не співпадають з віссю ПР і його основних ланок. Сателіти знаходяться в одночасному і постійному зачепленні з обома центральними зубчастими колесами ПР. Кількість сателітів (груп парних сателітів) в силових ПР зазвичай складає від двох до шести, найчастіше за все, три-чотири.

Планетарною передачею будемо вважати один або більше пов'язаних між собою ПР, що в сукупності мають виключно один степінь вільності.

У порівнянні зі звичайними зубчастими передачами, утвореними простими зубчастими механізмами, **ПП, ПТ та ПКП мають такі переваги:**

1) вища питома потужність при малих габаритах і масі. Це обумовлено передачею потужності паралельними потоками одночасно через кілька сателітів у кожному навантаженому ПР та передачею потужності одночасно шляхом переносного та відносного руху (з яких лише відносний рух навантажує зубчасті колеса та визначає їх габарити), що дозволяє використовувати істотно менші значення модуля зачеплення та ширини зубчастих коліс. Також це обумовлено розміщенням частини зубчастих коліс усередині коліс, що мають внутрішнє зачеплення, а отже, дозволяє отримати мінімально можливі розміри ПП, ПТ та ПКП;

2) відносно високі значення коефіцієнта корисної дії (ККД) ПП, ПТ та ПКП порівняно зі звичайними передачами при порівнюваних значеннях передаточного відношення. Це, в першу чергу, обумовлено передачею потужності одночасно шляхом переносного та відносного руху, з яких лише відносний рух має суттєві втрати при зубчастому зачепленні шестерень. Також застосування внутрішнього зачеплення, що має вдвічі менші втрати на проковзування і менше навантаження на центральні вальниці, зменшує сукупні втрати передачі;

3) майже повна відсутність радіальних навантажень на основних (центральных) ланках ПП, ПТ та ПКП. Це дозволяє використовувати прості та надійні вальниці мінімальних розмірів. Більш того, найчастіше окремі основні ланки ПП, ПТ та ПКП можна виконати плаваючими (безопорними) або, що те ж саме, такими, що самовстановлюються;

4) співвісність компонування ПП, ПТ та ПКП, тобто збіг осей ведучого та веденого валів. Це дозволяє у будь-якій ПТ або ПКП отримати пряму передачу без роботи саме ПР, а тільки за рахунок блокувального фрикціона при ККД, рівному одиниці та з нульовим реактивним моментом. З іншого боку, природна співвісність ПП, ПТ та ПКП забезпечує їм мінімально можливий поперечний (радіальний) габарит, який залежить практично лише від вхідного обертового моменту і не залежить від кінематичного діапазону;

5) конструктивна необхідність використання в ПТ та ПКП в якості пристроїв перемикання фрикційних муфт і гальм суттєво скорочує час перемикання, полегшує автоматичне керування, за рахунок часткового перекриття процесів вимикання/вмикання зменшує тривалість розриву потоку потужності при перемиканні та дозволяє відмовитись від зчеплення або головного фрикціона. Можливість використання в ПТ та ПКП механізмів вільного ходу ще більше спрощує процес керування;

б) можливість використання у багатошвидкісних ПКП уніфікованих за числами зубців зубчастих коліс ПР. Існує досить багато ПКП, що містять у своєму складі більшість або навіть всі ПР, виконані з однаковими числами зубців центральних зубчастих коліс та сателітів, що помітно спрощує виготовлення та відносно здешевлює ці ПКП.

У той же час ПП, ПТ та ПКП притаманні деякі серйозні недоліки:

1) велика складність всієї конструкції ПП, ПТ та ПКП, окремих їх вузлів та деталей. Це вимагає високої кваліфікації конструкторів та складних розрахунків при створенні ПП, ПТ та ПКП, досконалого технологічного забезпечення виробництва, застосування високоякісних конструкційних матеріалів, комплектуючих виробів, кваліфікованого та сумлінного робочого персоналу. Неминучим наслідком цього є істотне підвищення собівартості ПП, ПТ та ПКП. Крім того, висока відносна складність, особливо ПТ та ПКП, зумовлює деяке зниження статистичної надійності, ускладнює та здорожує обслуговування і ремонт;

2) високе навантаження на вальниці сателітів при відносно великих швидкостях їхнього обертання, що ускладнює компонування вузлів вальниць в середині сателітів і змушує застосовувати нестандартні вальниці або вальниці ковзання;

3) неможливість в більшості випадків організації змащування ПП, ПТ та ПКП розбризкуванням з мокрим картером і необхідність застосування змащування під тиском. Разом із системою гідрокерування перемиканням передач це потребує встановлення потужних насосів, фільтрів, систем охолодження та окремих баків для збереження робочої рідини, що збільшує втрати потужності та частково зменшує загальний ККД;

4) необхідність змащення сателітів під тиском і застосування блокувальних фрикціонів з гідрокеруванням викликає необхідність використання пристроїв для передачі оливи на деталі, що обертаються, з відповідними ущільнювачами, а також потребує складних каналів змащення для підведення оливи окремо до кожної вальниці сателіта;

5) фрикційні гальма в ПТ та ПКП зі сповільнюючими передачами навантажуються моментами, що у кілька разів перевищують момент на вхідному валу коробки. Це зумовлено тим, що через співвісність ПКП реактивні (врівноважуючі) моменти на непрямих передачах замикаються на корпус тільки через елементи керування – гальма і корпусні механізми вільного ходу, а не через опори вальниць основних ланок, як у простих коробках передач. Величина

реактивного моменту, що навантажує гальма на передачах переднього ходу, при цьому дорівнює різниці величин моментів на вхідному і вихідному валах коробки і сумі цих величин на передачах заднього ходу;

б) для отримання великих передаточних відношень в ПП, ПТ та ПКП використовують внутрішню та зовнішню циркуляції потужності, що значно збільшує навантаження на елементи передачі, які знаходяться в контурах циркуляції. Окрім вимушеного збільшення розмірів деталей, які знаходяться під дією більшого навантаження, це додатково зменшує загальний ККД.

Тим не менш, незважаючи на зазначені недоліки, ПП, ПТ та ПКП, як уже говорилося вище, набули значного поширення, що постійно збільшується, як у загальній номенклатурі коробок передач самохідних машин різного призначення, так і в загальномашинобудівних приводах, завдяки своїм незаперечним перевагам.

У межах даного видання передбачено розгляд плоских ПР, ПП, ПТ та ПКП на їх основі.

Контрольні запитання до розділу 1

1. Чим планетарна передача структурно відрізняється від звичайної зубчастої передачі?
2. Що таке степінь вільності і як він визначається?
3. Скільки ступенів вільності має звичайний диференціальний механізм?
4. Які основні ланки планетарного ряду ви знаєте? Які з них є центральними або основними?
5. За рахунок чого в планетарних передачах досягається вищий ККД при співставних передаточних відношеннях?
6. За рахунок чого в планетарних передачах досягається більша компактність, особливо при великих передаточних відношеннях?
7. За рахунок чого в планетарних коробках передач досягається більша швидкість перемикавання передач?
8. Що викликає підвищення вартості планетарних коробок передач порівняно з непланетарними?
9. З чим пов'язана складність організації змащування планетарних передач порівняно з непланетарними?
10. Як співвісність ПКП впливає на величину фрикційних моментів на гальмах керування?

РОЗДІЛ 2

КЛАСИФІКАЦІЯ ПЕРВИННИХ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ЇХ ОСНОВНІ КОНСТРУКТИВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Як вже було сказано у першому розділі, основними ланками класичного первинного ПР (рис. 1.1 та рис. 2.1, *а*), які мають єдину вісь обертання, що співпадає з віссю самого ПР, є сонячна шестірня 1 із зовнішнім зачепленням, епіциклічне зубчасте колесо 2 з внутрішнім зачепленням та водило 3. Проте первинними можуть бути ПР не тільки класичної структури.

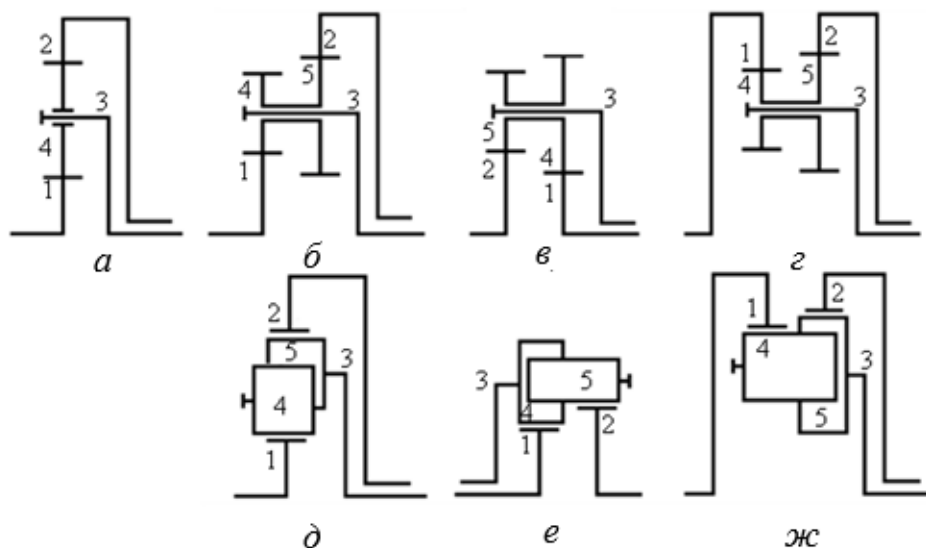


Рисунок 2.1 – Кінематичні схеми основних видів первинних ПМ або ПР:

- а* – класичний з одним сонцем і одним епіциклом (механізм Джеймса);
- б* – з двовінцевим сателітом, одним сонцем і одним епіциклом (механізм Девида);
- в* – з двовінцевим сателітом і двома сонцями (механізм Девида);
- г* – з двовінцевим сателітом і двома епіциклами (механізм Девида);
- д* – з парними сателітами, одним сонцем і одним епіциклом;
- е* – з парними сателітами і двома сонцями;
- ж* – з парними сателітами і двома епіциклами

В первинних ПР як зубчасті основні ланки (центральної зубчасті коліс) можуть бути застосовані сонце і епіцикл (рис. 2.1, *а*, 2.1, *б*, 2.1, *д*), два сонця (рис. 2.1, *в*, 2.1, *е*) або два епіцикли (рис. 2.1, *г*,

2.1, ж). Незубчаста основна ланка – водило ПР (аналог важеля – носій сателітів) несе на собі встановлені на вальниціх допоміжні (пасивні) ланки – сателіти, що являють собою зубчасті колеса (або групи коліс), як правило, із зовнішнім зачепленням. Осі сателітів не співпадають з віссю ПР і його основних ланок. Сателіти, як вже було зазначено в розділі 1, знаходяться в одночасному і постійному зачепленні з обома центральними зубчастими колесами ПР. Сателіти можуть бути класичними одновінцевими (рис. 2.1, а), двовінцевими (рис. 2.1, б, в, г) та парними, тобто такими, що складаються з двох послідовно розташованих сателітів, один з яких зачіпляється з сонцем (епіциклом) та другим сателітом, а другий сателіт з іншим центральним зубчастим колесом, що може бути також сонцем або епіциклом (рис. 2.1, д, е, ж).

Якщо розглядати всю конструктивну гаму первинних ПР, то слід врахувати можливість використання в блоках парних сателітів одного або двох двовінцевих сателітів. Але такі конструкції зустрічаються рідко, не мають відмінностей від конструкцій з простими парними сателітами, а просто розширюють діапазон внутрішніх передаточних відношень відповідного ПР. Також можливе використання в якості сателітів зубчастих коліс з внутрішнім зачепленням (рис. 2.2), але широкого застосування такі передачі ні в транспортному ні в загальному машинобудуванні не отримали через можливість розміщення в них лише одного блока сателітів і відносній нетехнологічності.

При нумерації ланок первинних некласичних планетарних рядів дотримуємось таких правил: 1 та 2 – центральні зубчасті колеса, з яких 1 менше і 2 більше; 3 – водило; 4 – вінець сателіта, що зчіплюється з центральним зубчастим колесом 1; 5 – вінець сателіта, що зчіплюється з центральним зубчастим колесом 2.

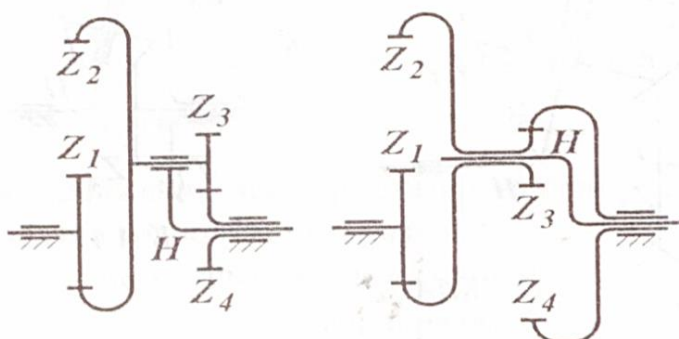


Рисунок 2.2 – Кінематичні схеми первинних ПМ або ПР із використанням сателітів з внутрішнім зачепленням

При класифікації у тому числі застосовується параметр – внутрішнє передаточне відношення ПР $i_{(1-2)}^{(3)}$ або просто k . Це передаточне відношення від центрального зубчастого колеса 1 до центрального зубчастого колеса 2 при зупиненому водилі 3.

За знаком внутрішнього передаточного відношення всі ПР розділяються на ті, в яких $i_{(1-2)}^{(3)} > 0$ (це ПР за рисунками 2.1, *в, г, д*), а також ті, в яких $i_{(1-2)}^{(3)} < 0$ (це ПР за рисунками 2.1, *а, б, е, ж*).

Керуючись принципом, запропонованим довідником [8], будемо використовувати для ПР позначення латинськими буквами: А для рис. 2.1, *а*, В – для рис. 2.1, *б*, С – для рис. 2.1, *в*, D – для рис. 2.1, *г*, Е – для рис. 2.1, *д*, F – для рис. 2.1, *е* та G – для рис. 2.1, *ж*.

У табл. 2.1 наведені орієнтовні найбільш раціональні значення передаточних відношень і ККД первинних ПР, у яких залишено один степінь вільності. Верхній індекс при великих латинських літерах позначає номер зупиненої основної центральної ланки, а нижній – напрямок передачі руху, для якого визначені передаточні відношення і ККД. Розглянуті первинні ПР, в яких конструктивно може бути розміщено не менше трьох сателітів (блоків сателітів). Для схеми D за рис. 2.1, *г* також розглянутий варіант для конструкцій, в яких передбачено лише 1 або 2 сателіти (блоків сателітів).

ККД у табл. 2.1 визначено, виходячи з допущення, що втрати відбуваються виключно в зубчастих зачепленнях при відносному русі і при цьому загальний ККД зовнішнього зачеплення складає 0,98, а внутрішнього зачеплення – 0,99. ККД для потужності, що передається переносним рухом разом із водилом, приймаємо таким, що дорівнює одиниці.

У довіднику [8] та багатьох працях [9–13] до класифікації автори також заносять так звані схеми $3k$ або $3k-h$, які мають по 3 центральних зубчастих колеса і водило та фактично складаються з комбінації двох первинних планетарних рядів (рис. 2.3). Тому в даній роботі з метою полегшити задачу автоматизації аналізу і синтезу ПП подібні конструкції ми будемо вважати комбінацією двох первинних ПР, а не окремою первинною структурою.

Таким чином, до основних конструктивних характеристик первинних ПМ можна віднести:

– внутрішнє передаточне відношення $i_{(1-2)}^{(3)}$ або просто k , що являє собою відношення кутових швидкостей меншого центрального зубчастого колеса до кутової швидкості більшого центрального зубчастого колеса при зупиненому водилі з урахуванням знака (друга колонка табл. 2.1);

- кількість сателітів або блоків сателітів $n_{\text{сат}}$;
- кількість використаних зовнішніх та внутрішніх зачеплень, що застосовані для одного сателіта або блока сателітів;
- ККД для режиму зупиненого водила.

Таблиця 2.1 – Орієнтовні найбільш раціональні значення передаточних відношень і ККД первинних ПР

Позначення ПР	Формула для визначення внутрішнього передаточного	Робочий діапазон k	Визначення i	Значення i	% відносного руху	ККД
1	2	3	4	5	6	7
$A_{(1-2)}^{(3)}$	$k = -\frac{z_2}{z_1}$	$-5 \dots -1,5$	k	$-5 \dots -1,5$	100	0,97
$A_{(1-3)}^{(2)}$			$1 - k$	$6 \dots 2,5$	$0,833 \dots 0,6$	$0,975 \dots 0,982$
$A_{(2-3)}^{(1)}$			$\frac{k-1}{k}$	$1,2 \dots 1,667$	$0,167 \dots 0,4$	$0,995 \dots 0,988$
$B_{(1-2)}^{(3)}$	$k = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_5}$	$-15 \dots -6$	k	$-15 \dots -6$	100	0,97
$B_{(1-3)}^{(2)}$			$1 - k$	$16 \dots 7$	$0,938 \dots 0,857$	$0,972 \dots 0,974$
$B_{(2-3)}^{(1)}$			$\frac{k-1}{k}$	$1,067 \dots 1,167$	$0,063 \dots 0,143$	$0,998 \dots 0,996$
$C_{(1-2)}^{(3)}$	$k = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5}$	$1 \dots 4$	k	$1 \dots 4$	100	0,96
$C_{(1-3)}^{(2)}$			$1 - k$	$0 \dots -3$	$\infty \dots 1,333$	$0 \dots 0,947$
$C_{(2-3)}^{(1)}$			$\frac{k-1}{k}$	$0 \dots 0,75$	$\infty \dots 0,333$	$0 \dots 0,987$
$D_{(1-2)}^{(3)}$	$k = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5}$	$0,625 \dots 1$ для $n_{\text{сат}} \geq 3$	k	$0,625 \dots 1$	100	0,98
$D_{(1-3)}^{(2)}$			$1 - k$	$0,375 \dots 0$	$1,667 \dots \infty$	$0,967 \dots 0$
$D_{(2-3)}^{(1)}$			$\frac{k-1}{k}$	$-0,6 \dots 0$	$2,667 \dots \infty$	$0,947 \dots 0$
$D_{(2-1)}^{(3)}$			$1/k$	$1,6 \dots 1$	100	0,98
$D_{(3-1)}^{(2)}$			$1/(1-k)$	$2,67 \dots \infty$	$1,667 \dots \infty$	$0,967 \dots 0$

Закінчення таблиці 2.1

Позначення ПР	Формула для визначення внутрішнього передаточного	Робочий діапазон k	Визначення i	Значення i	% відносного руху	ККД
1	2	3	4	5	6	7
$D_{(3-2)}^{(1)}$	$k = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5}$	0,625...1 для $n_{\text{сат}} \geq 3$	$\frac{k}{k-1}$	-1,667... ∞	2,667... ∞	0,947...0
$D_{(1-2)}^{(3)}$		0,75...1 для $3 > n_{\text{сат}} \geq 1$	k	0,75...1	100	0,98
$D_{(1-3)}^{(2)}$			$1-k$	0,25...0	3... ∞	0,94...0
$D_{(2-3)}^{(1)}$			$\frac{k-1}{k}$	-0,333...0	4... ∞	0,92...0
$D_{(2-1)}^{(3)}$			$1/k$	1,333...1	100	0,98
$D_{(3-1)}^{(2)}$			$1/(1-k)$	4... ∞	3... ∞	0,94...0
$D_{(3-2)}^{(1)}$			$\frac{k}{k-1}$	-3... ∞	4... ∞	0,92...0
$E_{(1-2)}^{(3)}$	$k = \frac{z_2}{z_1}$	2...5	k	2...5	100	0,95
$E_{(1-3)}^{(2)}$			$1-k$	-1...-4	2...1,25	0,9...0,938
$E_{(2-3)}^{(1)}$			$\frac{k-1}{k}$	0,5...0,8	1...0,25	0,95...0,988
$F_{(1-2)}^{(3)}$	$k = -\frac{z_2}{z_1}$	-4...-1	k	-4...-1	1	0,94
$F_{(1-3)}^{(2)}$			$1-k$	5...2	0,8...0,5	0,952...0,97
$F_{(2-3)}^{(1)}$			$(k-1)/k$	1,25...2	0,2...0,5	0,988...0,97
$G_{(1-2)}^{(3)}$	$k = -\frac{z_2}{z_1}$	-5...-2	k	-5...-2	1	0,96
$G_{(1-3)}^{(2)}$			$1-k$	6...3	0,833...0,667	0,983...0,987
$G_{(2-3)}^{(1)}$			$(k-1)/k$	1,2...1,5	0,167...0,5	0,997...0,99

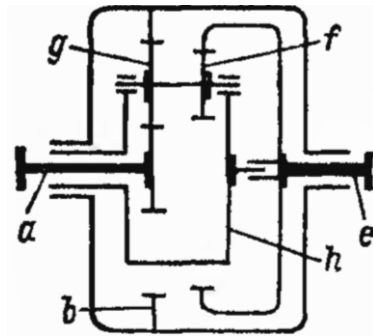


Рисунок 2.3 – Кінематична схема так званого ПР типу $3k$ або $3k-h$

a – сонячне колесо; b – перший епіцикл; e – другий епіцикл;
 f – другий вінець сателіта; g – перший вінець сателіта; h – водило

При аналізі кінематичних схем ПКП на одному з перших кроків потрібно зробити декомпозицію і виділити окремі первинні ПР, з яких складається ПКП, що аналізується. Так, наприклад, для ПКП Алісон ХТ-100-1 (M113A), зображеної на рис. 2.4, можна виділити три первинних класичних ПР типу А, у яких зліва направо на першому ряді сонце має 48 зубців, епіцикл 90, сателіт 21; на другому ряді сонце має 32 зубці, епіцикл 90, сателіт 29; на третьому ряді сонце має 48 зубців, епіцикл 90, сателіт 21.

Для трохи складнішої схеми на рис. 2.5 два первинних ПР можна виділити кількома способами. Наприклад, зліва направо на першому ряді типу А (рис. 2.1, а) сонце має 29 зубців, епіцикл 58, сателіт 15 та на другому ряді типу Е (рис. 2.1, д) сонце має 22 зубці, епіцикл 58, два послідовних сателіти по 15 зубців. Або також зліва направо на першому ряді типу А (рис. 2.1, а) сонце має 29 зубців, епіцикл 58, сателіт 15 та на другому ряді типу F (рис. 2.1, е) сонце має 22 зубці, друге більше сонце 29, два послідовних сателіти по 15 зубців.

Для ПКП «Адамс», наведеної на рис. 2.6, маємо 4 центральних зубчастих колеса зовнішнього зачеплення, пов'язаних між собою багатовінцевими сателітами, що свідчить про наявність трьох ПР, які також можна виділити кількома способами. Наприклад, зліва направо на першому ряді типу С (рис. 2.1, в) сонце має 11 зубців, друге більше сонце 16, двовінцевий сателіт з вінцями по 19 та 14 зубців; на другому ряді також типу С (рис. 2.1, в) сонце має 11 зубців, друге більше сонце 17, двовінцевий сателіт з вінцями по 19 та 13 зубців; на третьому ряді також типу С (рис. 2.1, в) сонце має 11 зубців, друге більше сонце 20, двовінцевий сателіт з вінцями по 19 та 10 зубців.

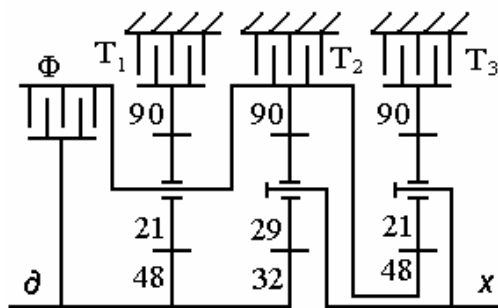


Рисунок 2.4 – Кінематична схема ПКП Алісон ХТ-100-1 (М113А)

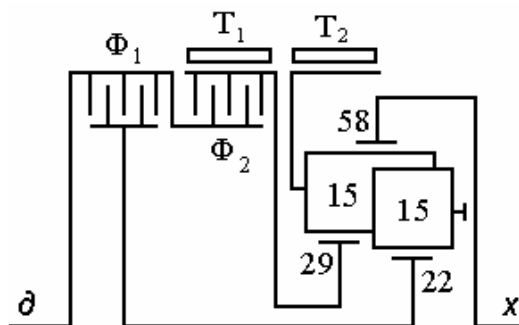


Рисунок 2.5 – Кінематична схема ПКП «Чайка» ГАЗ-14

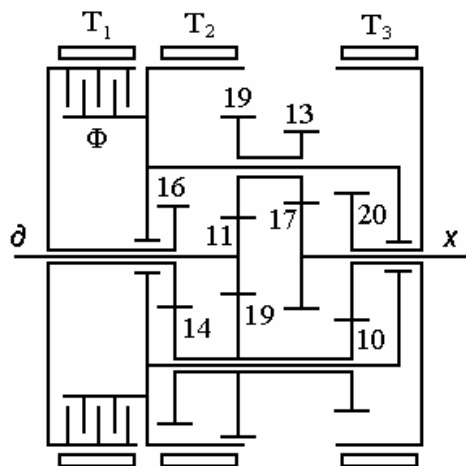


Рисунок 2.6 – Кінематична схема ПКП «Адамс»

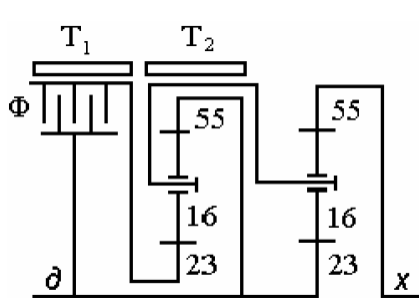
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до розділу 2

Запитання

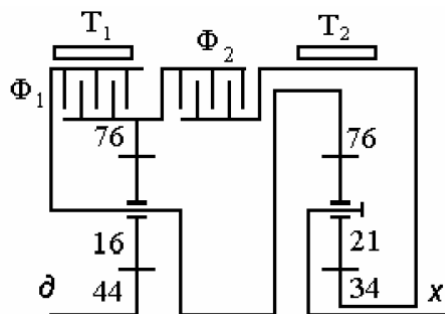
1. Для некласичних первинних ПР яке з центральних коліс 1 або 2 є більшим?
2. Для двовінцевих або парних сателітів який вінець 4 або 5 зачіпляється з центральним колесом 1?
3. Чому використання в якості сателітів зубчастих коліс з внутрішнім зачепленням не отримало широкого застосування в транспортному та в загальному машинобудуванні?
4. Вкажіть для рис. 2.1 всі ПР, що мають позитивне внутрішнє передаточне відношення.
5. Вкажіть для рис. 2.1 всі ПР, що мають негативне внутрішнє передаточне відношення.
6. Чому дорівнюють орієнтовні втрати в зовнішньому непланетарному зубчастому зачепленні?
7. Чому дорівнюють орієнтовні втрати у внутрішньому непланетарному зубчастому зачепленні?
8. Чому недоцільно розглядати в якості первинних ПР $3k$ або $3k-h$?
9. Що можна віднести до основних конструктивних характеристик первинних ПР?
10. Навіщо перед аналізом ПКП проводити їхню декомпозицію і чому іноді вона може бути проведена різними способами?

Завдання

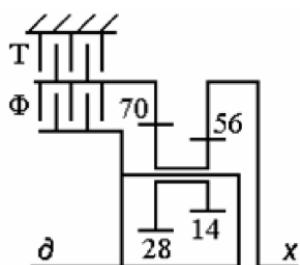
У наведених схемах ПКП провести декомпозицію і виділити окремі первинні ПР з позначенням їх типів і зазначенням кількості зубців на основних зубчастих колесах і сателітах.



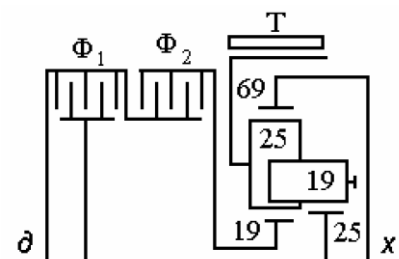
Завдання 1. ПКП Мерседес/Порше
W3A040/722.2



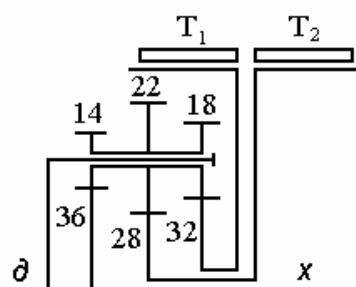
Завдання 2. ПКП ЗИЛ-111,114,117



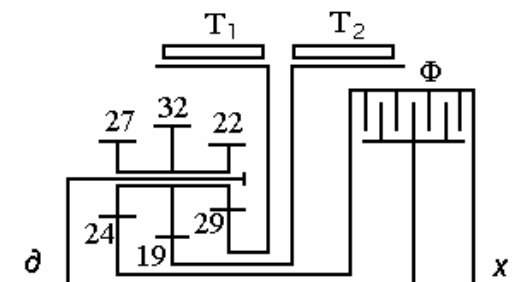
Завдання 3. ПКП SLG



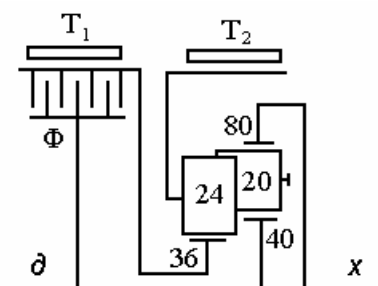
Завдання 4. ПКП Тойота А-20



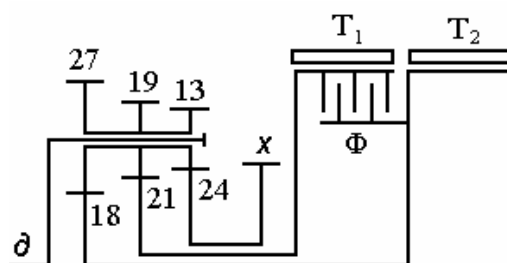
Завдання 5. ПКП Інтернешнл Харвестер DT-24



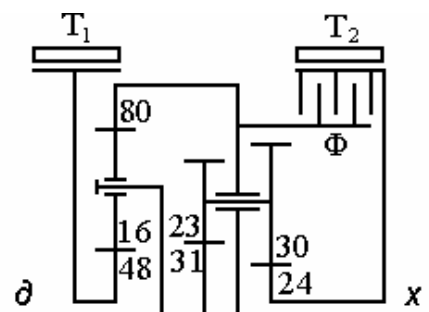
Завдання 6. ПКП Форд-Т



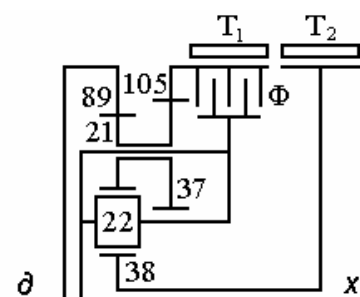
Завдання 7. ПКП Форд-О-Матік



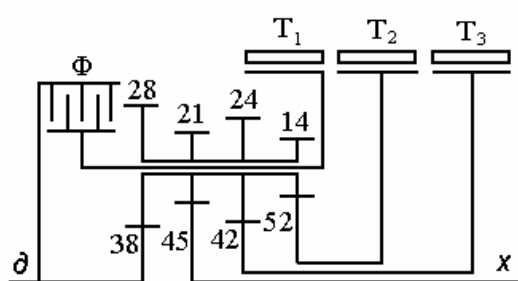
Завдання 8. ПКП Шкода Š2A



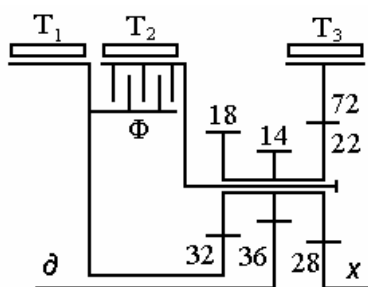
Завдання 9. ПКП Трилок-Гір



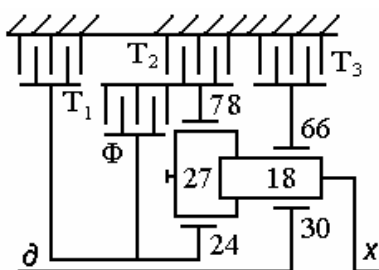
Завдання 10. ПКП Хітіро-Т



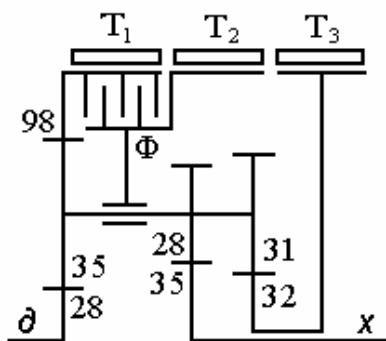
Завдання 11. ПКП Даймлер



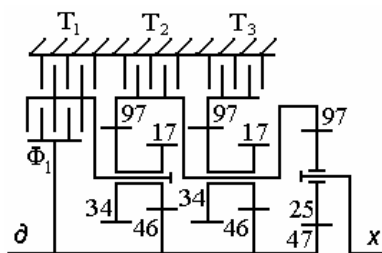
Завдання 12. ПКП Пульс



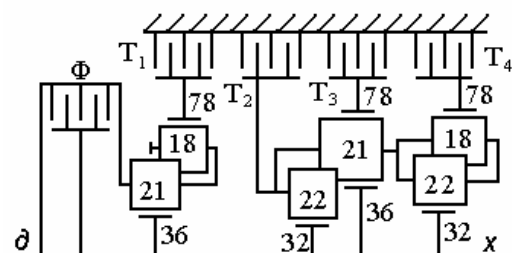
Завдання 13. ПКП МАЗ-537



Завдання 14. ПКП Фіат «Рибба-Нолдіні»



Завдання 15. ПКП Нокс-433



Завдання 16. ПКП Катерпіллар FP-1

З кінематичними схемами як первинних ПМ або ПР (рис. 2.1), так і з ПКП на їх основі (рис. 2.4 – 2.6) ми вже ознайомились у другому розділі. Але зауважимо, що процес декомпозиції складних ПКП для кінематичного і силового аналізу при використанні саме кінематичних схем є громіздким, незручним та важко піддається автоматизації. Тому для формалізації структури ПКП використовуються спеціальні структурні схеми, які дозволяють більш наочно відобразити саме структуру і зв'язки відповідних ланок ПМ.

Будь-який первинний ПМ або ПР на структурній схемі буде представлений у вигляді прямокутника з трьома виходами основних ланок (рис. 3.1), які пронумеровані згідно з домовленостями з розділу 2: сонячне колесо або менше центральне зубчасте колесо – 1; епіцикл або більше центральне зубчасте колесо – 2; водило – 3. Якщо на структурній схемі розташовано кілька первинних ПМ або ПР, то індексація ланок складається з двох цифр: перша – індекс ланки в ПМ або ПР (від 1 до 3); друга – номер ПМ або ПР в схемі ПКП (від 1 до n , де n – кількість ПМ або ПР в схемі).

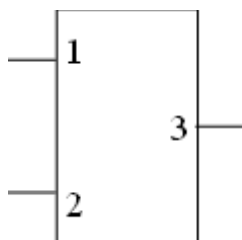


Рисунок 3.1 – Структурна схема будь-якого первинного ПМ або ПР

Для так званого ПР типу $3k$ або $3k-h$ за рис. 3.2 при зупиненій ланці b структурна схема формується з двох первинних ПР, перший з яких типу А та другий типу В з двовінцевим сателітом. Специфікою цієї схеми є єдине для обох рядів водило, що не має виходів на зовні. Внутрішні передаточні відношення для обох рядів становлять відповідно $k_1 = -\frac{z_b}{z_a}$ та $k_2 = -\frac{z_e z_g}{z_f z_a}$.

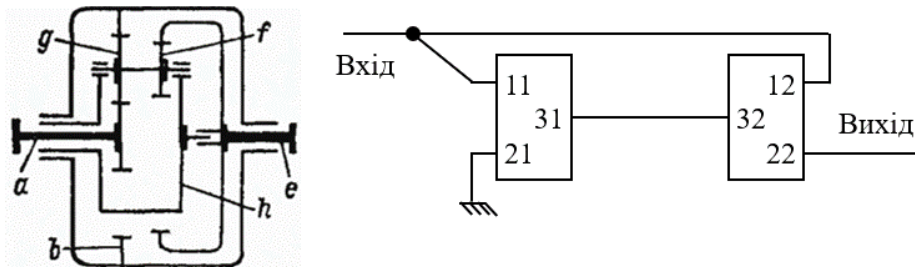


Рисунок 3.2 – Формування структурної схеми ПР так званого типу $3k$ або $3k-h$ за рис. 2.3 при зупиненій ланці b (21)

Приклад формування структурної схеми для кінематичної схеми за рис. 2.4 зображено на рис. 3.3. Внутрішні передаточні відношення для трьох рядів становлять відповідно $k_1 = -\frac{90}{48}$, $k_2 = -\frac{90}{32}$ та $k_3 = -\frac{90}{48}$.

Вхідний вал на кінематичній схемі пов'язаний з блокувальним фрикціоном та сонцями першого та другого планетарних рядів. На структурній схемі ми позначаємо цей жорсткий зв'язок за допомогою чорної точки, до якої сходяться відповідні лінії зв'язку між ланками. Якщо лінії зв'язку на структурній схемі перетинаються без точки, то це свідчить про відсутність будь-якого зв'язку між цими ланками. Епіцикл першого ПР пов'язаний з гальмом Г1. Другий бік блокувального фрикціона також через чорну точку жорстко пов'язаний одразу з водилом першого ряду, епіциклом другого ряду, сонцем третього ряду та гальмом Г2. Епіцикл третього ПР пов'язаний з гальмом Г3. Вихідний вал жорстко пов'язаний з водилами другого та третього планетарних рядів.

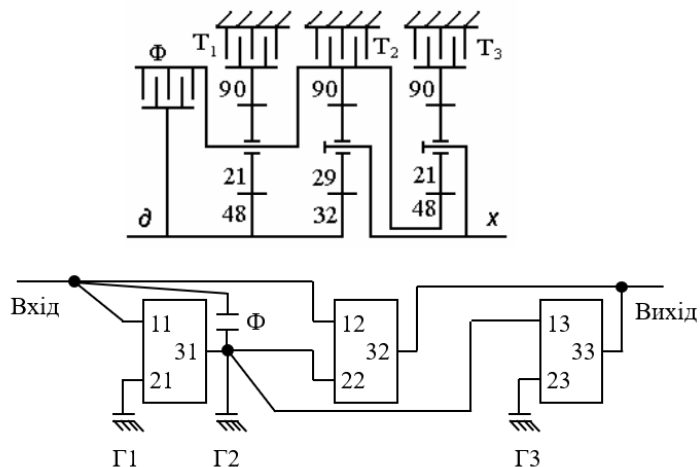


Рисунок 3.3 – Формування структурної схеми ПКП за рис. 2.4

Приклад формування структурної схеми для кінематичної схеми за рис. 2.6 зображено на рис. 3.4. Внутрішні передаточні відношення для трьох рядів складають відповідно $k_1 = \frac{16 \cdot 19}{14 \cdot 11}$, $k_2 = \frac{20 \cdot 19}{10 \cdot 11}$ та $k_3 = \frac{17 \cdot 19}{13 \cdot 11}$.

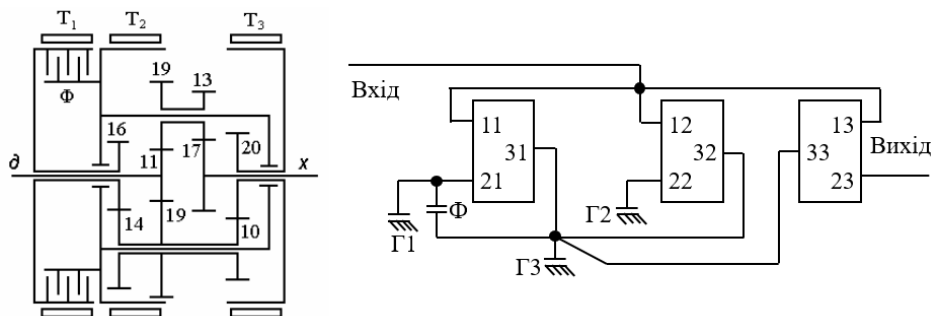


Рисунок 3.4 – Формування структурної схеми ПКП за рис. 2.6

Якщо для проведення аналізу ПКП необхідно проводити декомпозицію та будувати структурні схеми, то після проведення структурного синтезу ми маємо за структурною схемою відтворити кінематичну схему спроектованої ПКП з урахуванням значень внутрішніх передаточних відношень і використовуваних типів первинних ПР. Слід зазначити, що цей процес носить здебільшого евристичний характер і теоретично може бути автоматизований виключно на базі алгоритмів, схожих на алгоритми трасування плат. Також існує певна кількість структурних схем, які неможливо реалізувати фізично з причини перехрещення ліній зв'язку та неможливості дістатися з певних елементів до корпусу ПКП для забезпечення гальмування даного елемента.

Так, наприклад, якщо дана структурна схема ПКП 1, подана на рис. 3.5, і внутрішні передаточні числа рядів відповідають можливості використання класичних тривіальних ПР типу А, то один з варіантів реалізації кінематичної схеми можна прийняти таким, що зображений на рис. 3.6.

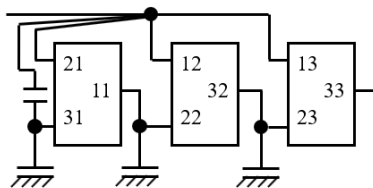


Рисунок 3.5 – Структурна схема ПКП 1

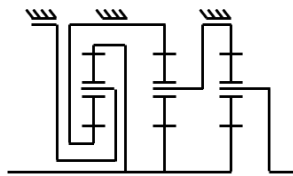


Рисунок 3.6 – Кінематична схема ПКП 1

У процесі відтворення кінематичних схем за структурними необхідно пам'ятати, що розміщення ПР на кінематичних схемах не обов'язково повинні співпадати з їх порядком розміщення на структурних схемах (правіше або лівіше). Так, наприклад, якщо дана структурна схема ПКП 2, подана на рис. 3.7, і внутрішні передаточні числа рядів відповідають можливості використання класичних тривіальних ПР типу А, то в кінематичній схемі (рис. 3.8) можна без будь-яких обмежень переставляти між собою перший і другий ПР.

Структурна схема, що подана на рис. 3.9, не може бути реалізована ні у вигляді кінематичної схеми, ні, тим більше, у вигляді реальної конструкції. Справа в тому, що від водила 32 другого (середнього) планетарного ряду через рухомі елементи першого (лівого) і другого (правого) ПР неможливо дістатися до корпуса передачі для забезпечення його гальмування.

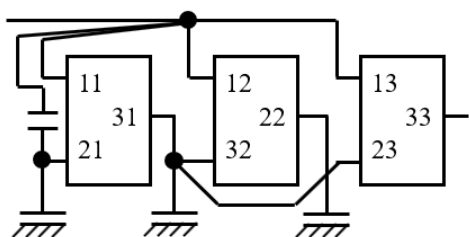


Рисунок 3.7 – Структурна схема ПКП 2

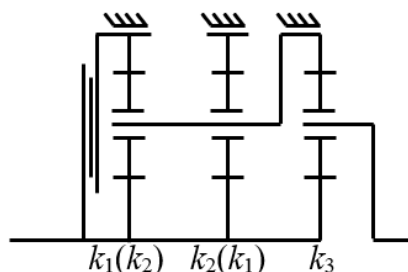


Рисунок 3.8 – Кінематична схема ПКП 2

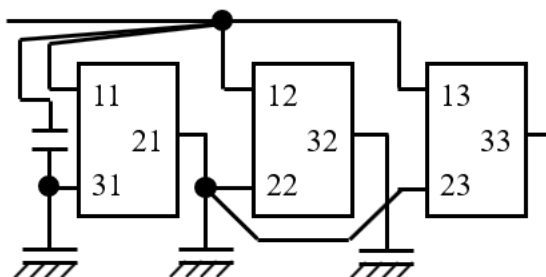


Рисунок 3.9 – Структурна схема ПКП 3

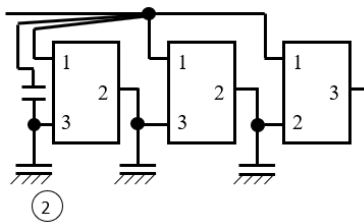
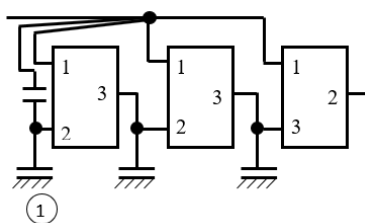
Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до розділу 3

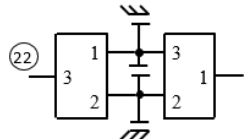
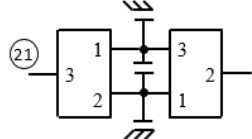
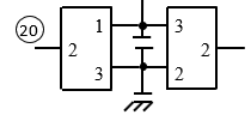
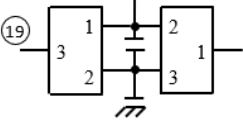
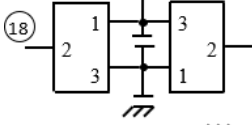
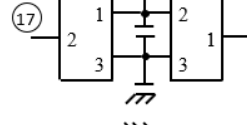
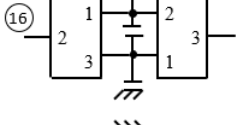
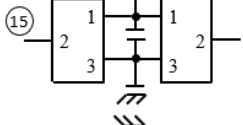
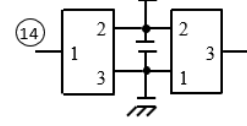
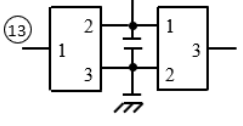
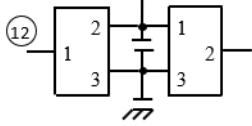
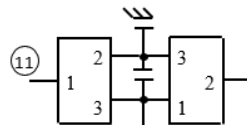
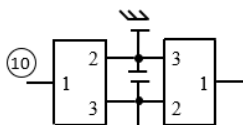
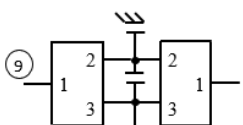
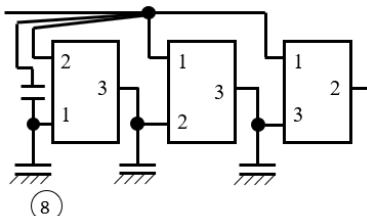
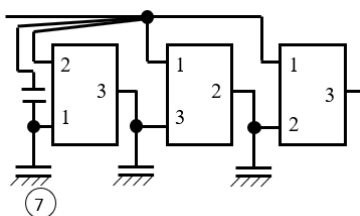
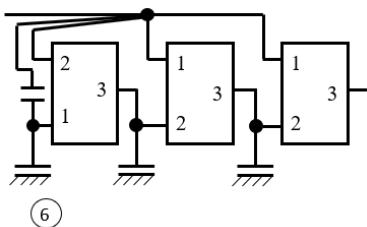
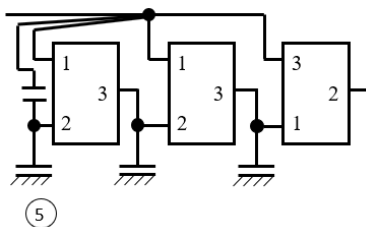
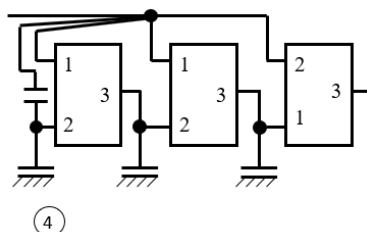
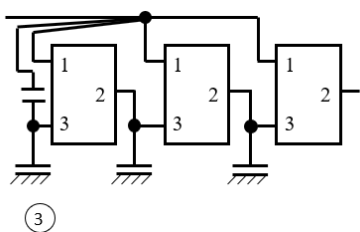
Запитання

1. Чому аналіз ПКП зручніше проводити із застосуванням структурних, а не кінематичних схем?
2. Чи будуть відрізнятись на структурній схемі первинні ПР різних типів?
3. Як на структурних схемах враховується відмінність первинних ПР різних типів?
4. За наявності на структурній схемі більш ніж одного первинного ПР яким чином вводиться позначення ланок на різних ПР?
5. Що на структурній схемі означає чорна точка на перетині ліній зв'язку між ланками?
6. Що означає на структурній схемі перетин ліній зв'язку між ланками без чорної точки?
7. Чому не для всіх автоматично згенерованих структурних схем ПКП можна побудувати відповідну кінематичну схему?
8. Яким чином теоретично можливо автоматизувати процес побудови кінематичних схем ПКП за наданими структурними схемами?
9. Що визначає тип первинного ПР, який має бути застосованим при побудові кінематичних схем ПКП за наданими структурними схемами?
10. Як побудувати структурну схему з використанням первинних ПР для планетарної передачі типу $3k$ або $3k-h$?

Завдання 1. Для наведених в другому розділі кінематичних схем ПКП побудувати структурні схеми.

Завдання 2. Для наведених нижче структурних схем відтворити кінематичні схеми:





4.1 Геометричний аналіз та визначення кількості ступенів вільності в планетарних коробках передач

4.1.1 Геометричний аналіз для непланетарних зубчастих передач
Діаметри (для циліндричних передач зовнішнього зачеплення з вихідним контуром, згідно з ДСТУ ISO 53-2001) [5]) та [14–20].

Ділильний діаметр прямозубого колеса (рис. 4.1):

$$d = mz,$$

де m – модуль (мм);
 z – число зубців.

Діаметр вершин прямозубого ($\beta = 0$) колеса без зміщення ($x = 0$):

$$d_a = m(z + 2h_a^*),$$

де β – кут нахилу зубців;
 x – коефіцієнт зміщення похідного контуру;
 h_a^* – коефіцієнт вишини головки зубця в частках модуля (для стандартного похідного контуру $h_a^* = 1$).

Ділильний діаметр косозубого колеса

$$d = mz/\cos\beta.$$

Діаметр вершин косозубого колеса без зміщення ($x = 0$):

$$d_a = m(z + 2h_a^*)/\cos\beta.$$

Міжосьові відстані

Для прямозубих передач з нульовим сумарним зміщенням ($x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$):

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2},$$

де z_1 і z_2 – числа зубців на ведучому і веденому зубчастих колесах;
 x_1 і x_2 – коефіцієнти зміщення на ведучому і веденому зубчастих колесах.

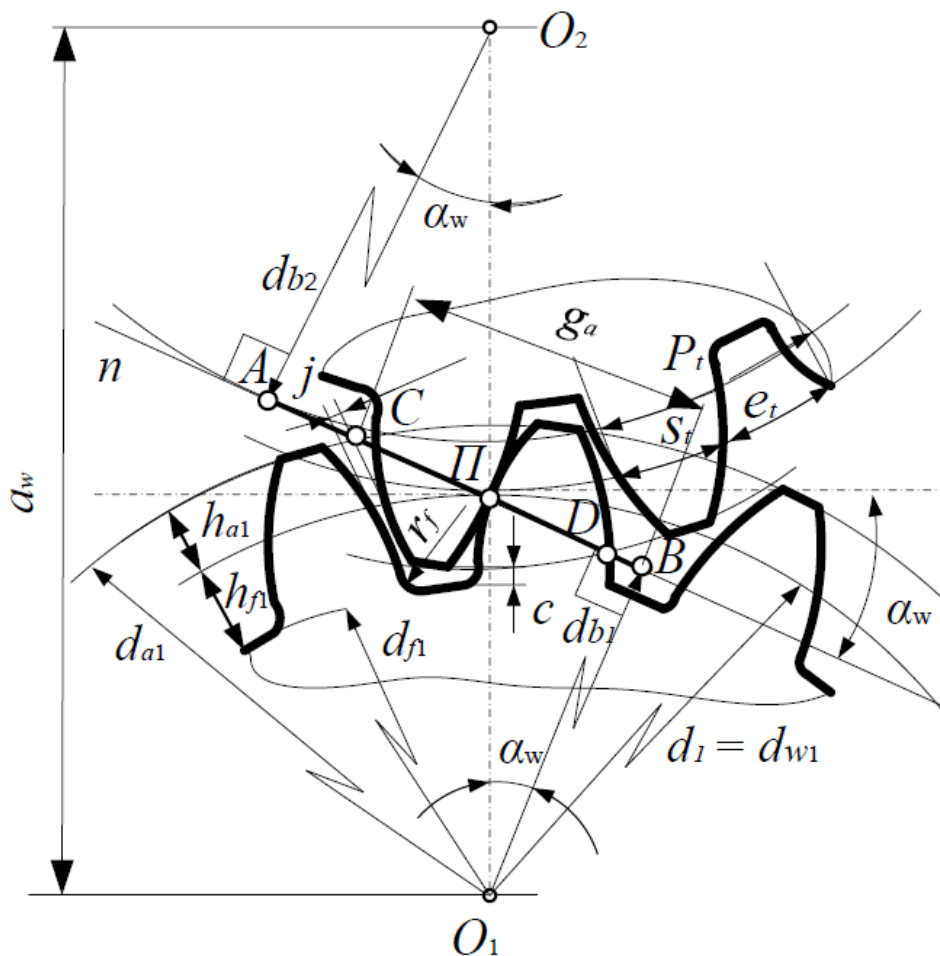


Рисунок 4.1 – Основні розміри прямозубого зубчастого колеса зовнішнього зачеплення:

d_{w1} – діаметр початкового кола; d_i – діаметр ділильного кола;
 d_{ai} – діаметр кола вершин зубців; d_{fi} – діаметр кола западин зубців;
 d_{bi} – діаметр основного кола; h_{ai} – висота головки зуба; h_{fi} – довжина ніжки
 зуба; P_b – основний коловий крок; P_t – ділильний коловий крок;
 S_t – колова товщина зуба; e_t – колова ширина западин; c – радіальна щілина;
 j – бічна щілина; r_f – радіус западин; a_w – міжосьова відстань

Для косозубих передач з нульовим сумарним зміщенням ($x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$):

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta}.$$

Для косозубих передач з ненульовим сумарним зміщенням ($x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$):

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}},$$

де α_t – кут профілю похідного контуру в торцевому перерізі, $\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$, в свою чергу кут профілю похідного контуру в нормальному перерізі $\alpha = 20^\circ$;

$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t$, де інволюта довільного кута визначається як $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ (α – в радіанах). Тут α_{tw} – кут зачеплення косозубої передачі в торцевому перерізі.

Сумарний коефіцієнт зміщення $x_\Sigma = x_1 + x_2$ складається з коефіцієнтів зміщення обох зубчастих коліс, виражених в частках модуля.

Для внутрішнього зачеплення при визначенні міжосьових відстаней замість $z_1 + z_2$ необхідно записувати $z_2 - z_1$, де z_2 – число зубців колеса з внутрішніми зубцями (рис. 4.2), а замість x_Σ використовувати $x_d = x_2 - x_1$.

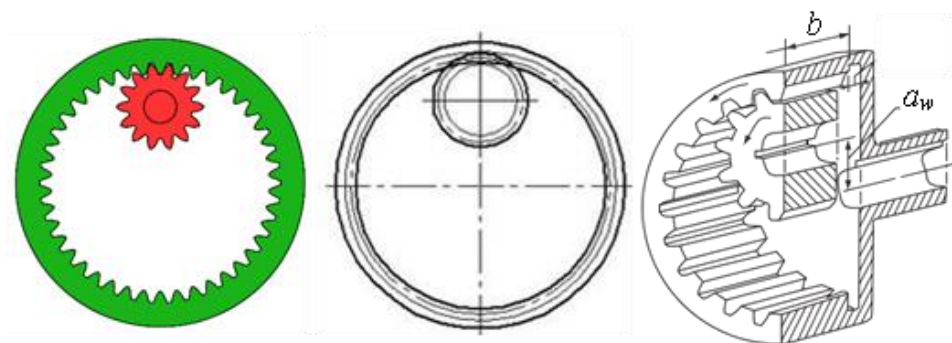


Рисунок 4.2 – Внутрішнє зачеплення циліндричних зубчастих коліс

Взаємне ковзання та основні обмеження на кількість зубців.

Евольвентне зачеплення при коректному проєктуванні передбачає рівномірне обкочування робочих профілів зубців один по одному практично без проковзування (рис. 4.3). Але таке можливо при однаковій кількості зубців на ведучому і веденому колесах, що не дає можливості змінювати передаточне відношення. І чим більша різниця в кількості зубців на колесах тим більше взаємне проковзування робочих поверхонь зубців одна по одній. А це відповідно призводить до втрат на тертя і зниження ККД зачеплення. Тому в загальному і транспортному машинобудуванні рекомендовано обмежувати значення передаточного числа в одному циліндричному зубчастому зачепленні в діапазоні $0,333 \leq u \leq 4,5$. Це стосується, в першу чергу, приводів та трансмісій з машинними приводами, що мають відносно високі швидкості обертання зубчастих коліс і великі потужності. При цьому для ручного приводу, наприклад, лебідки, ці обмеження не беруться до уваги.

Геометричні обмеження на кількість зубців на шестірнях мають тільки нижню межу (верхня межа лімітується можливостями зуборізних верстатів). Тобто для циліндричних зубчастих коліс зовнішнього зачеплення мінімальна кількість зубців за умови використання зміщення, відсутності загострення вершин і підрізання при куті профілю похідного контуру в нормальному перерізі $\alpha = 20^\circ$ складає 12 зубців.

4.1.2 Визначення кількості ступенів вільності планетарних передач

Як вже згадувалося в розділі 1, кількість ступенів вільності для плоских механізмів визначається за формулою Чебишева [5–7]:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (4.1)$$

де n – кількість незалежних рухомих ланок;

p_5 – кількість вальниць (в нашому випадку по одному на кожному рухомому ланку $p_5 = n$);

p_4 – кількість пар зубчастих зачеплень.

Розглянемо з метою визначення кількості ступенів вільності декілька ПР та ПКП на їх основі:

Класичний первинний ПР із зупиненим епіциклом (рис. 4.4).

Для даної конструкції, виходячи з її кінематичної схеми, маємо 4 ланки, з яких епіцикл 2 зупинений, тобто не є рухомих. Відповідно маємо $p_5 = n = 3$, зубчасті зачеплення маємо між сонцем 1 та сателітом 4 і між сателітом 4 та епіциклом 2, тобто всього $p_4 = 2$.

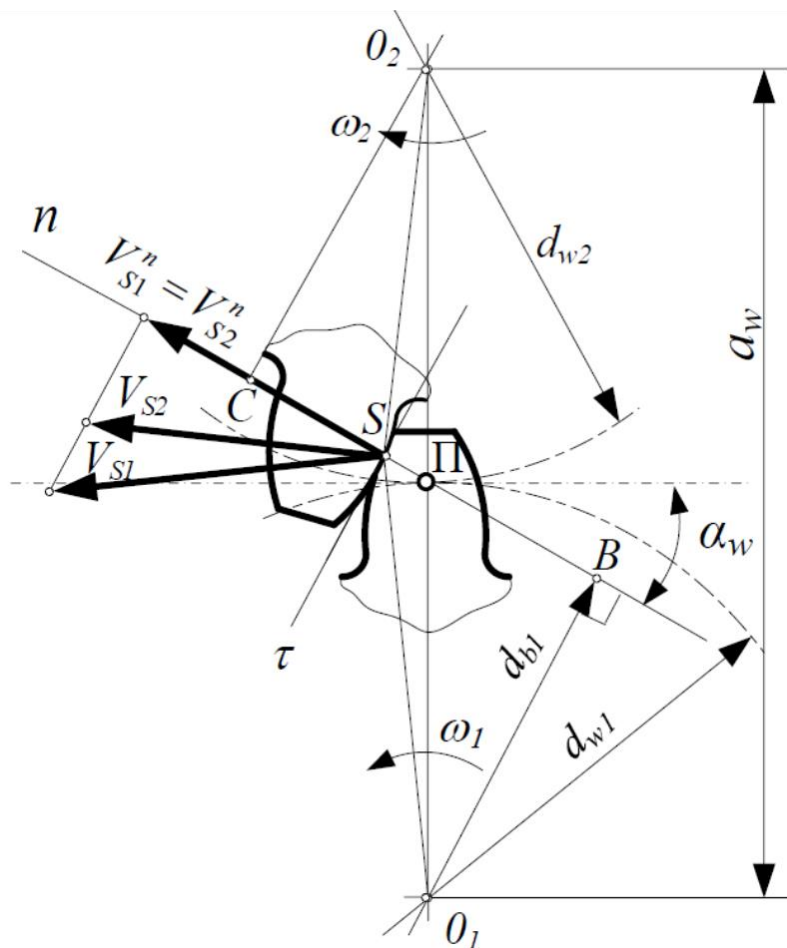


Рисунок 4.3 – Схема взаємодії спряжених зубців у процесі обкочування робочих профілів евольвентного зубчастого зачеплення

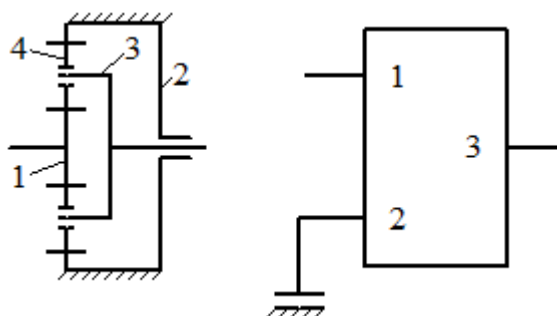


Рисунок 4.4 – Кінематична і структурна схема класичного первинного ПР із зупиненим епіциклом

Підставляємо все в (4.1) і отримуємо:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Маємо для даної конструкції 1 ступінь вільності. Відповідно, обертаючи, наприклад, сонячну шестірню 1, будемо мати однозначне положення і швидкість для водила 3.

Диференціальний механізм на основі класичного первинного ПР (рис. 4.5).

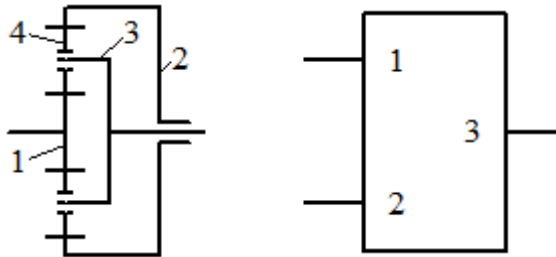


Рисунок 4.5 – Кінематична і структурна схема диференціального механізму на основі класичного первинного ПР

В цьому випадку всі 4 ланки конструкції є рухомими і, відповідно:

$$p_5 = n = 4,$$

а зубчасті зачеплення маємо ті ж самі між сонцем 1 та сателітом 4 і між сателітом 4 та епіциклом 2, тобто всього $p_4 = 2$.

Підставляємо все в (4.1) і отримуємо:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Маємо для даної конструкції 2 ступені вільності. Відповідно для однозначного визначення положення і швидкості будь-якої ланки потрібно задавати вже не один, а два незалежних рухи.

Чотириступенева трирядна планетарна коробка передач танку Леопард-1, кінематична та структурна схеми якої наведені відповідно на рис. 4.6 та 4.7. Також на рис. 4.6 пронумеровані всі рухомі ланки цієї ПКП у вимкненому стані. Тобто в стані, коли жоден елемент керування (жодне з гальм або фрикціон) не ввімкнені. В цьому стані маємо $p_5 = n = 8$, а зубчасті зачеплення маємо по 2 для кожного планетарного ряду між сонцем та сателітом і між сателітом та епіциклом, тобто всього $p_4 = 6$. Підставляємо все в (4.1) і отримуємо:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 8 - 6 = 2.$$

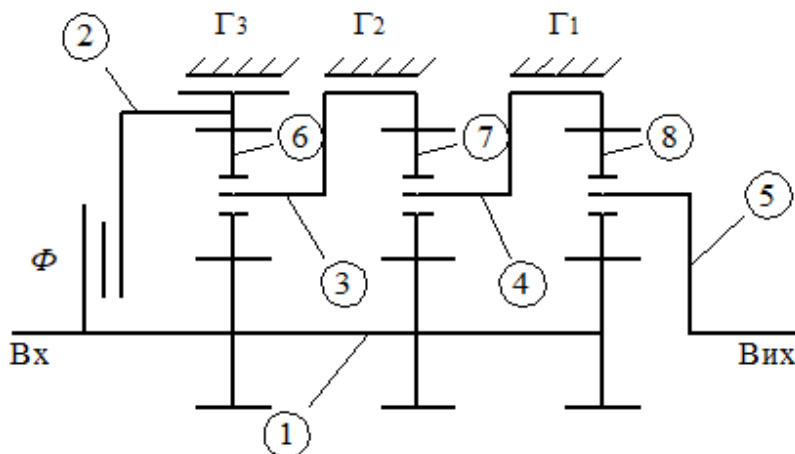


Рисунок 4.6 – Кінематична схема ПКП танка Леопард-1

Відповідно для того щоб, обертаючи вхідний вал 1, мати однозначне положення і швидкість для вихідного вала 5, необхідно ліквідувати один зайвий ступінь вільності шляхом ввімкнення одного з гальм або блокувального фрикціона, тобто ввімкнення передачі.

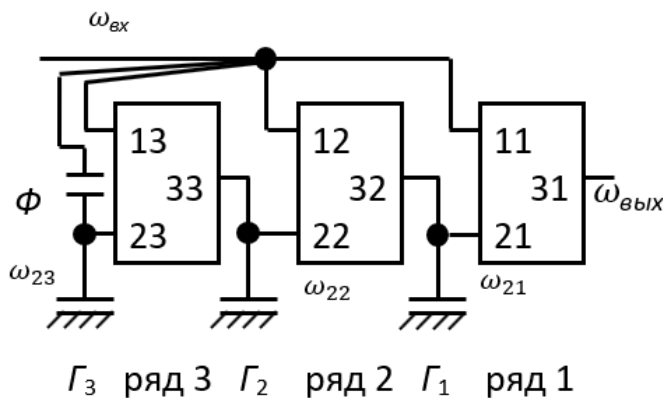


Рисунок 4.7 – Структурна схема ПКП танка Леопард-1

При цьому кількість рухомих ланок зменшиться до 7 і загальна кількість ступенів вільності становитиме

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 6 = 1.$$

При намаганні ввімкнути одночасно два чи більше елементів керування кількість ступенів вільності зменшиться до нуля і ПКП перейде в заклинений стан з неможливістю обертання як вхідного, так і вихідного валів.

Семиступенева чотирирядна бортова планетарна коробка передач танків Т-64, Т-72, Т-80УД, Т-84, БМ «Булат» та БМ «Оплот», кінематична та структурна схеми якої наведені відповідно на рис. 4.8 та 4.9.

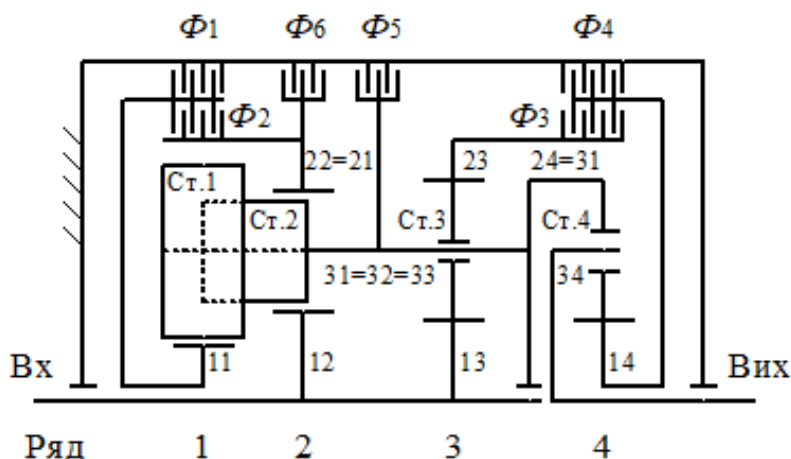


Рисунок 4.8 – Кінематична схема ПКП танків Т-64, Т-72, Т-80УД, Т-84, БМ «Булат» та БМ «Оплот»

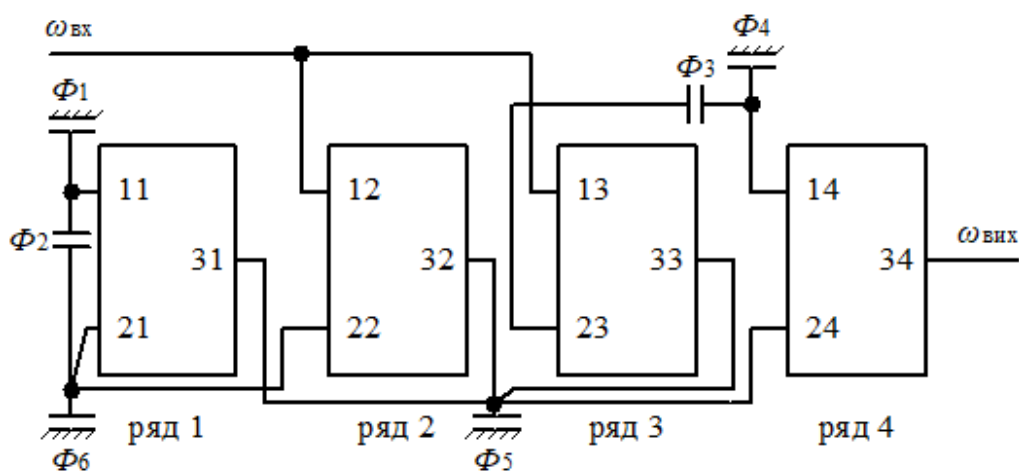


Рисунок 4.9 – Структурна схема ПКП танків Т-64, Т-72, Т-80УД, Т-84, БМ «Булат» та БМ «Оплот»

В стані, коли жоден елемент керування не ввімкнений, маємо $p_5 = n = 11$, а зубчастих зачеплень маємо по 2 для кожного планетарного ряду між сонцем та сателітом і між сателітом та епіциклом, тобто всього $p_4 = 8$. Підставляємо все в (4.1) і отримуємо:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 11 - 2 \cdot 11 - 8 = 3.$$

Відповідно для того щоб, обертаючи вхідний вал, мати однозначне положення і швидкість для вихідного вала, необхідно ліквідувати два зайвих ступені вільності шляхом ввімкнення двох фрикціонів, тобто ввімкнення передачі. При цьому кількість рухомих ланок зменшиться до 9 і загальна кількість ступенів вільності становитиме

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 9 - 8 = 1.$$

При намаганні ввімкнути одночасно три чи більше елементів керування так само, як і для Леопард-1, кількість ступенів вільності зменшиться до нуля і ПКП перейде в заклинений стан з неможливістю обертання як вхідного, так і вихідного валів.

При ввімкненні лише одного фрикціона кількість рухомих ланок зменшиться до 10, і загальна кількість ступенів вільності становитиме

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 10 - 2 \cdot 10 - 8 = 2.$$

Цей режим не може служити для передачі потужності коробкою передач.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.1

Запитання

1. Як ділильний діаметр зубчастого колеса пов'язаний з модулем та кількістю зубців?

2. Як кут нахилу зубців β впливає на діаметри зубчастого колеса та міжосьову відстань зачеплення?

3. Як коефіцієнт зміщення впливає на діаметри зубчастого колеса та міжосьову відстань зачеплення?

4. Чому в машинних приводах рекомендований діапазон передаточних чисел обмежується нерівністю $0,333 \leq u \leq 4,5$?

5. Яка мінімальна кількість зубців на колесі зовнішнього зачеплення дозволена за умови використання зміщення, відсутності загострення профілю і підрізання при куті профілю похідного контуру в нормальному перерізі $\alpha = 20^\circ$?

6. Що таке ступінь вільності і як він визначається?

7. Скільки ступенів вільності має звичайний диференціальний механізм?

8. Що необхідно зробити з механізмом для того, щоб він зміг передавати обертальний рух, якщо кількість його ступенів вільності становить 3?

9. Що можна сказати про механізм, якщо кількість його ступенів вільності менше одиниці?

10. Скільки ступенів вільності повинен мати зубчастий редуктор для нормальної роботи?

Завдання. Для кінематичних схем ПКП, наведених в завданні для самостійної роботи до розділу 2 і побудованих для них структурних схем в розділі 3 визначити:

- кількість ступенів вільності;
- значення внутрішніх передаточних відношень для визначених ПР.

4.2 Кінематичний аналіз планетарних передач

Перед початком кінематичного аналізу планетарних передач згадаємо основні положення кінематики для непланетарних зубчастих передач. Передаточне відношення [16-18] зубчастого зачеплення в непланетарних передачах визначається, як

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

де ω_1 – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса;

ω_2 – кутова швидкість веденого зубчастого колеса.

Результат обчислюється з урахуванням знака, що характеризує напрямок обертання для паралельних валів.

Передаточне число зубчастого зачеплення

$$u_{1-2} = |i_{1-2}| = \frac{z_2}{z_1},$$

де z_1 – число зубців ведучого зубчастого колеса;

z_2 – число зубців веденого зубчастого колеса.

Послідовне з'єднання кількох зубчастих зачеплень (рис. 4.10) реалізує передаточне відношення, що дорівнює добутку всіх передаточних відношень, які входять в ланцюг.

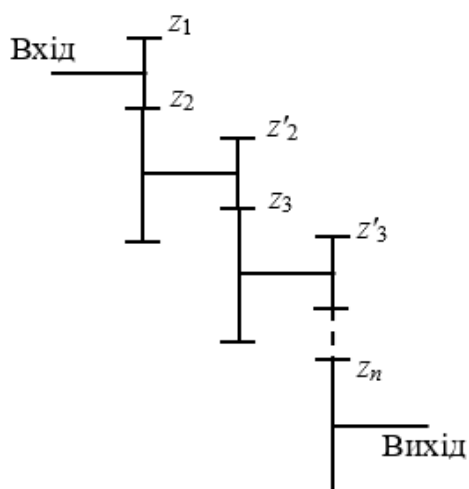


Рисунок 4.10 – Послідовне з'єднання кількох зубчастих зачеплень

$$i_{\Sigma} = i_{1-2} i_{2-3} \dots i_{(n-1)-n} = (-1)^p \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z'_2} \cdot \frac{z_4}{z'_3} \dots \frac{z_n}{z'_{n-1}}, \quad (4.2)$$

де p – кількість пар зовнішнього зачеплення в ланцюзі.

Окремим випадком ланцюга послідовних зубчастих зачеплень є ланцюг, що складається з кількох паразитних коліс (рис. 4.11).

У цьому випадку загальне передаточне відношення може бути визначено за формулою:

$$i_{\Sigma} = i_{1-2} i_{2-3} \dots i_{(n-1)-n} = (-1)^p \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \dots \frac{z_{n-1}}{z_{n-2}} \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}} = (-1)^p \frac{z_n}{z_1}. \quad (4.3)$$

Тобто загальне передаточне відношення не залежить від розмірів зубчастих коліс, що знаходяться в проміжку між ведучим і веденим зубчастими колесами.

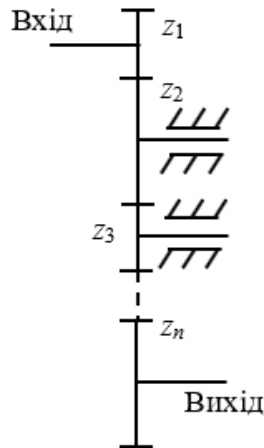


Рисунок 4.11 – Послідовне з'єднання зубчастих зачеплень з паразитними колесами

Кінематичний аналіз ПП та ПКП проводиться з метою визначення всіх кутових швидкостей та передаточних відношень в межах схеми, що розглядається. Відмінність від звичайних непланетарних зубчастих передач полягає в тому, що осі сателітів в планетарних передачах рухаються в просторі. Для того щоб мати можливість використання знайомого нам математичного апарату, який зазвичай використовується для кінематичного аналізу звичайних непланетарних зубчастих передач, ми маємо подумки зупинити водило. За принципом Віллїса це можна зробити, або розмістившись верхи на водилі, або почавши обертати всю ПП (ПКП) зі швидкістю водила, але в протилежний бік. Так, наприклад, для диференціального механізму на базі класичного первинного ПР, у якого всі ланки мали певні кутові швидкості $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$, після застосування режиму обертання всього механізму зі швидкістю водила, але в протилежний бік, будуть мати швидкості $\omega_1 - \omega_3, \omega_2 - \omega_3, \omega_3 - \omega_3 = 0, \omega_4 - \omega_3$, а схема для аналізу перетвориться у вигляд, зображений на рис. 4.12.

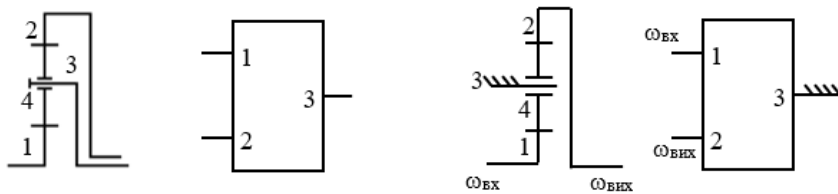


Рисунок 4.12 – Застосування принципу Віллїса до диференціального механізму на основі класичного первинного ПР

І відповідно тепер, коли механізм перестав бути планетарним і до нього можна застосовувати прийоми кінематичного аналізу звичайних зубчастих передач, передаточне відношення від сонця до епіциклу при зупиненому водилі для класичного первинного ПР визначається як

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_4} \cdot \left(-\frac{z_4}{z_1}\right) = -\frac{z_2}{z_1} = k, \text{ або } k = -\frac{z_2}{z_1}. \quad (4.4)$$

Тут k – параметр планетарного ряду або внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду.

Аналогічно для інших конфігурацій первинних ПР за рис. 2.1 маємо:

– для рис. 2.1, б:

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_5} \cdot \left(-\frac{z_4}{z_1}\right) = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_5} = k, \text{ або } k = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_5};$$

тут і далі індекс 4 відносимо до сателіта, що зчіплюється з зубчастим колесом 1, а 5 – з колесом 2;

– для рис. 2.1, в:

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \left(-\frac{z_2}{z_5}\right) \left(-\frac{z_4}{z_1}\right) = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5} = k, \text{ або } k = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5};$$

тут і далі індекс 1 відносимо до меншого центрального зубчастого колеса, а 2 – до більшого, незалежно від зовнішнього або внутрішнього зачеплення;

– для рис. 2.1, г:

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_5} \cdot \frac{z_4}{z_1} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5} = k, \text{ або } k = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5};$$

– для рис. 2.1, д:

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_5} \cdot \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) \left(-\frac{z_4}{z_1}\right) = \frac{z_2}{z_1} = k, \text{ або } k = \frac{z_2}{z_1};$$

– для рис. 2.1, е:

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \left(-\frac{z_2}{z_5}\right) \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) \left(-\frac{z_4}{z_1}\right) = -\frac{z_2}{z_1} = k, \text{ або } k = -\frac{z_2}{z_1};$$

– для рис. 2.1, ж:

$$i_{1-2}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВИХ}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \left(\frac{z_2}{z_5}\right) \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) \left(\frac{z_4}{z_1}\right) = -\frac{z_2}{z_1} = k, \text{ або } k = -\frac{z_2}{z_1}.$$

Розглянемо ще раз рівняння (4.4) і залишимо там лише кутові швидкості та внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду:

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = k.$$

Проведемо перетворення і отримаємо рівняння Віллеса, яке дозволяє зв'язати між собою кутові швидкості всіх центральних (основних) ланок планетарного ряду з його внутрішнім передаточним відношенням:

$$\begin{aligned}\omega_1 - \omega_3 &= k(\omega_2 - \omega_3); \\ \omega_1 - k\omega_2 + (k - 1)\omega_3 &= 0.\end{aligned}\quad (4.5)$$

Застосуємо рівняння Віллеса для аналізу найпростіших планетарних редукторів на основі класичного первинного ПР. Розглянемо схему за правою частиною рис. 4.12 із зупиненим водилом. Сонячна шестірня в цій схемі пов'язана з вхідною ланкою, тобто $\omega_1 = \omega_{\text{вх}}$. Епіцикл пов'язаний з вихідною ланкою, тобто $\omega_2 = \omega_{\text{вих}}$, а водило закріплене на корпусі $\omega_3 = 0$. Після підстановки цього в (4.5) отримаємо:

$$\omega_{\text{вх}} - k\omega_{\text{вих}} + (k - 1) \cdot 0 = 0 \text{ або } i = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}} = k.$$

Теж саме при зупиненому епіциклі і виходом, що пов'язаний з водилом:

$$\omega_{\text{вх}} - k \cdot 0 + (k - 1)\omega_{\text{вих}} = 0 \text{ або } i = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}} = 1 - k.$$

Теж саме при зупиненому сонці, входом, пов'язаним з епіциклом і виходом, що пов'язаний з водилом:

$$0 - k\omega_{\text{вх}} + (k - 1)\omega_{\text{вих}} = 0 \text{ або } i = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}} = \frac{k-1}{k}.$$

Якщо ускладнити завдання і проаналізувати схему ПКП танка Леопард 1, то потрібно звернутись до рис. 4.7. На ньому позначені всі 5 незалежних кутових швидкостей основних ланок (окрім сателітів) всієї ПКП. Це $\omega_{\text{вх}}$, ω_{23} , ω_{22} , ω_{21} та $\omega_{\text{вих}}$. Якщо задати, наприклад, $\omega_{\text{вх}} = 1$, то залишається ще чотири невідомих кутових швидкостей, для визначення кожної з яких потрібно скласти 4 рівняння. Три з них нам дасть застосування формули Віллеса для кожного планетарного ряду відповідно з першого по третій:

$$\begin{aligned}\omega_{\text{вх}} - k_1\omega_{21} + (k_1 - 1)\omega_{\text{вих}} &= 0; \\ \omega_{\text{вх}} - k_2\omega_{22} + (k_2 - 1)\omega_{21} &= 0; \\ \omega_{\text{вх}} - k_3\omega_{23} + (k_3 - 1)\omega_{22} &= 0.\end{aligned}$$

Останнє четверте рівняння нам має дати ввімкнена передача. Ми пам'ятаємо, що ця ПКП має дві степені вільності, з яких один для роботи зайвий, тобто його треба позбавитись. Для цього вмикаємо,

наприклад, першу передачу. Тобто вмикаємо гальмо T_1 . При цьому кутова швидкість $\omega_{21} = 0$.

Об'єднуємо вказані 5 рівнянь в систему і розв'язуємо її, що дозволяє нам визначити всі кутові швидкості всіх основних ланок цієї ПКП на I передачі.

$$\begin{cases} \omega_{\text{BX}} - k_1 \omega_{21} + (k_1 - 1) \omega_{\text{вих}} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2 \omega_{22} + (k_2 - 1) \omega_{21} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_3 \omega_{23} + (k_3 - 1) \omega_{22} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} = 1; \\ \omega_{21} = 0. \end{cases}$$

Аналогічним чином можна записати таку ж систему для II, III та IV передач. При цьому слід розуміти, що змінюватись в системі буде лише останнє рівняння:

- для I передачі при включенні гальма T_1 : $\omega_{21} = 0$;
- для II передачі при включенні гальма T_2 : $\omega_{22} = 0$;
- для III передачі при включенні гальма T_3 : $\omega_{23} = 0$;
- для IV передачі при включенні фрикціона Φ : $\omega_{23} = \omega_{\text{вих}}$.

Як вже було зазначено раніше, одним з ключових моментів при синтезі кінематичних схем планетарних передач є контроль і обмеження кутової швидкості сателітів на своїх вальниціях. Тут треба згадати, що сателіти в просторі переміщуються з переносною швидкістю ω_3 разом з водилом і з відносною ω_4^* на своїх вальниціях: $\omega_3 + \omega_4^* = \omega_4$.

Відповідно, аналогічно виведенню рівняння (4.4), застосуємо такий саме підхід для визначення швидкості сателітів:

$$\begin{aligned} i_{1-4}^{(3)} &= \frac{\omega_{\text{BX}}}{\omega_{\text{вих}}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_4 - \omega_3} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_4^*} = -\frac{z_4}{z_1} = -\frac{\frac{z_2 - z_1}{2}}{z_1} = -\frac{z_2 - z_1}{2z_1}; \\ \omega_4^* &= \frac{-2z_1(\omega_1 - \omega_3)}{z_2 - z_1} = \frac{-2(\omega_1 - \omega_3) \frac{z_1}{z_1}}{\frac{z_2}{z_1} - \frac{z_1}{z_1}} = \frac{2(\omega_1 - \omega_3)}{k + 1}; \\ \omega_4^* &= \frac{2(\omega_1 - \omega_3)}{k + 1}. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Для ПКП танка Леопард 1 (рис. 4.6–4.7) умовно приймаємо, що

$$k_1 = -4, k_2 = -3, k_3 = -2, \omega_{\text{BX}} = 100 \text{ с}^{-1}.$$

Визначимо на всіх передачах кутові швидкості всіх центральних ланок і сателітів, а також передаточні відношення даної ПКП.

На першій передачі:

$$\begin{cases} \omega_{\text{BX}} - k_1\omega_{21} + (k_1 - 1)\omega_{\text{ВИХ}} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2\omega_{22} + (k_2 - 1)\omega_{21} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_3\omega_{23} + (k_3 - 1)\omega_{22} = 0; \Rightarrow \\ \omega_{\text{BX}} = 100; \\ \omega_{21} = 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} 100 + (-4 - 1)\omega_{\text{ВИХ}} = 0; \\ 100 + 3\omega_{22} = 0; \\ 100 + 2\omega_{23} + (-2 - 1)\omega_{22} = 0. \end{cases}$$

Звідки маємо:

$$\omega_{\text{ВИХ}} = \frac{-100}{-5} = 20 \text{ с}^{-1}; \omega_{22} = \frac{-100}{3} = -33,333 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{23} = \frac{-100 + 3 \cdot (-33,333)}{2} = -100 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкості сателітів на I передачі:

$$\omega_{41}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{\text{ВИХ}})}{k_1 + 1} = \frac{2(100 - 20)}{-4 + 1} =$$

$$= -53,333 \text{ с}^{-1}; \omega_{42}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{21})}{k_2 + 1} = \frac{2(100 - 0)}{-3 + 1} = -100 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{43}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{22})}{k_3 + 1} = \frac{2(100 + 33,333)}{-2 + 1} = -266,666 \text{ с}^{-1}.$$

На другій передачі:

$$\begin{cases} \omega_{\text{BX}} - k_1\omega_{21} + (k_1 - 1)\omega_{\text{ВИХ}} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2\omega_{22} + (k_2 - 1)\omega_{21} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_3\omega_{23} + (k_3 - 1)\omega_{22} = 0; \Rightarrow \\ \omega_{\text{BX}} = 100; \\ \omega_{22} = 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} 100 + 4\omega_{21} + (-4 - 1)\omega_{\text{ВИХ}} = 0; \\ 100 + (-3 - 1)\omega_{21} = 0; \\ 100 + 2\omega_{23} = 0. \end{cases}$$

Звідки маємо:

$$\omega_{21} = \frac{100}{4} = 25 \text{ с}^{-1}; \omega_{\text{ВИХ}} = \frac{100 + 4 \cdot 25}{5} = 40 \text{ с}^{-1} \text{ та } \omega_{23} = \frac{-100}{2} = -50 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкості сателітів на II передачі:

$$\omega_{41}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{\text{ВИХ}})}{k_1 + 1} = \frac{2(100 - 40)}{-4 + 1} = -40 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{42}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{21})}{k_2 + 1} = \frac{2(100 - 25)}{-3 + 1} = -75 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{43}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{22})}{k_3 + 1} = \frac{2 \cdot 100}{-2 + 1} = -200 \text{ с}^{-1}.$$

На третій передачі:

$$\begin{cases} \omega_{\text{BX}} - k_1 \omega_{21} + (k_1 - 1) \omega_{\text{ВНХ}} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2 \omega_{22} + (k_2 - 1) \omega_{21} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_3 \omega_{23} + (k_3 - 1) \omega_{22} = 0; \Rightarrow \\ \omega_{\text{BX}} = 100; \\ \omega_{23} = 0. \\ \begin{cases} 100 + 4\omega_{21} + (-4 - 1) \omega_{\text{ВНХ}} = 0; \\ 100 + 3\omega_{22} + (-3 - 1) \omega_{21} = 0; \\ 100 + (-2 - 1) \omega_{22} = 0. \end{cases} \end{cases}$$

Звідки маємо:

$$\omega_{22} = \frac{100}{3} = 33,333 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{21} = \frac{100 + 3 \cdot 33,333}{4} = 50 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{\text{ВНХ}} = \frac{100 + 4 \cdot 50}{5} = 60 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкості сателітів на III передачі:

$$\omega_{41}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{\text{ВНХ}})}{k_1 + 1} = \frac{2(100 - 60)}{-4 + 1} = -26,667 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{42}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{21})}{k_2 + 1} = \frac{2(100 - 50)}{-3 + 1} = -50 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{43}^* = \frac{2(\omega_{\text{BX}} - \omega_{22})}{k_3 + 1} = \frac{2 \cdot (100 - 33,333)}{-2 + 1} = -133,333 \text{ с}^{-1}.$$

На четвертій передачі:

$$\begin{cases} \omega_{\text{BX}} - k_1 \omega_{21} + (k_1 - 1) \omega_{\text{ВНХ}} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2 \omega_{22} + (k_2 - 1) \omega_{21} = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_3 \omega_{23} + (k_3 - 1) \omega_{22} = 0; \Rightarrow \\ \omega_{\text{BX}} = 100; \\ \omega_{23} = \omega_{\text{ВНХ}}. \end{cases}$$

$$\begin{cases} 100 + 4\omega_{21} + (-4 - 1) \omega_{\text{ВНХ}} = 0; \\ 100 + 3\omega_{22} + (-3 - 1) \omega_{21} = 0; \\ 100 + 2 \cdot 100 + (-2 - 1) \omega_{22} = 0. \end{cases}$$

Звідки маємо:

$$\omega_{22} = \frac{100+2 \cdot 100}{3} = 100 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{21} = \frac{100+3 \cdot 100}{4} = 100 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{\text{вих}} = \frac{100+4 \cdot 100}{5} = 100 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкості сателітів на IV передачі:

$$\omega_{41}^* = \frac{2(\omega_{\text{вх}} - \omega_{\text{вих}})}{k_1 + 1} = \frac{2(100 - 100)}{-4 + 1} = 0 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{42}^* = \frac{2(\omega_{\text{вх}} - \omega_{21})}{k_2 + 1} = \frac{2(100 - 100)}{-3 + 1} = 0 \text{ с}^{-1} \text{ та}$$

$$\omega_{43}^* = \frac{2(\omega_{\text{вх}} - \omega_{22})}{k_3 + 1} = \frac{2(100 - 100)}{-2 + 1} = 0 \text{ с}^{-1}.$$

Результати кінематичного аналізу ПКП зручно надавати у вигляді таблиці (табл. 4.1):

Таблиця 4.1 – Результати кінематичного аналізу ПКП Леопард-1

	$\omega_{\text{вх}}$	ω_{21}	ω_{22}	ω_{23}	$\omega_{\text{вих}}$	ω_{41}^*	ω_{42}^*	ω_{43}^*
I	100	0	— 33,333	-100	20	-53,333	-100	-266,666
II	100	25	0	-50	40	-40	-75	-200
III	100	50	33,333	0	60	-26,666	-50	-133,333
IV	100	100	100	100	100	0	0	0

Передаточні відношення по передачах $i = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}}$:

$$i_I = \frac{100}{20}=5; i_{II} = \frac{100}{40}=2,5; i_{III} = \frac{100}{60}=1,667; i_{IV} = \frac{100}{100}=1.$$

Необхідно відмітити, що всі наведені в даному підрозділі матеріали можна використовувати для будь-яких первинних ПР, описаних в розділі 2, з урахуванням значень відповідних внутрішніх передаточних відношень.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.2

Запитання

1. Як визначити передаточне відношення непланетарної передачі з паралельними валами через кутові швидкості?
2. Чим відрізняється передаточне відношення від передаточного числа?
3. Як визначити передаточне відношення послідовного з'єднання кількох зубчастих зачеплень?
4. Як визначити передаточне відношення послідовного з'єднання кількох зубчастих зачеплень з паразитними колесами?
5. У чому суть принципу Вільліса?
6. Що таке параметр планетарного ряду k або внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду $i_{1-2}^{(3)}$?
7. Як визначити внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду $i_{1-2}^{(3)}$ для різних типів первинних ПР?
8. Що пов'язує між собою формула Вільліса?
9. Як застосувати формулу Вільліса для визначення відносної швидкості сателітів?
10. Чому буде дорівнювати відносна кутова швидкість сателітів в ПКП на прямій передачі?

Завдання. Для кінематичних схем ПКП, наведених в завданні для самостійної роботи за розділом 2, побудованих для них структурних схем у розділі 3, визначених для них внутрішніх передаточних відношень в підрозділі 4.1 **визначити всі кутові швидкості центральних ланок і сателітів, а також передаточні відношення за умови, що кутова швидкість вхідної ланки $\omega_{\text{вх}} = 100 \text{ c}^{-1}$.**

4.3 Силевий аналіз планетарних передач

Силевий аналіз будь-яких, у тому числі і планетарних, передач передбачає визначення обертальних моментів на всіх ланках передачі при відомому вхідному або вихідному обертальному моменті, як з урахуванням втрат так і без нього.

4.3.1. Формулювання задачі силового аналізу

Для проведення силового аналізу нам буде потрібно згадати **перший і третій закони механіки (Ньютона).**

Перший закон нам доводить, що «тіло покоїться або рухається рівномірно у просторі, якщо сума діючих на нього сил і моментів дорівнює нулю».

Третій – «Сила дії на тіло дорівнює силі протидії цього тіла на носій цієї сили».

Відповідно, якщо ми розглядаємо будь-яку ланку планетарної передачі, то сума сил і обертальних моментів, що на неї діють, в стаціонарному режимі має дорівнювати нулю. Стаціонарний режим передбачає знаходження у спокої або рівномірний рух з сталою кутовою швидкістю.

4.3.2. Силевий аналіз планетарних передач без урахування втрат в зубчастих зачепленнях

Розглянемо диференціальний механізм (рис. 2.1, а) на основі класичного первинного ПР в стаціонарному режимі під дією обертального моменту $M_{\text{вх}}$, що прикладений до сонця 1 проти годинникової стрілки.

Для того щоб врівноважити прикладений до вхідного вала, пов'язаного із сонцем 1, момент $M_{\text{вх}}$, нам необхідно в зубчастому зачепленні сонця з сателітом отримати силу в зачепленні P , що має створювати момент протидії (рис. 4.13), тобто

$$P \frac{d_1}{2} + M_{\text{вх}} = 0 ,$$

або

$$P \frac{mz_1}{2} + M_{\text{вх}} = 0 .$$

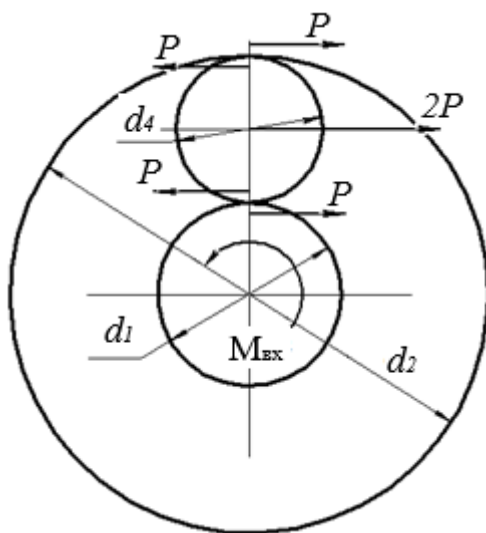


Рисунок 4.13 – Баланс сил у диференціальному механізмі на основі класичного первинного ПР

У свою чергу в цьому ж зачепленні, але на зубцях сателіта, за третім законом механіки (Ньютона), виникне така ж сила P , що направлена в протилежний бік.

Відповідно, для забезпечення рівноваги сателіта від обертання на вальницях, в зачепленні сателіта з епіциклом на зубцях сателіта має виникнути така ж сила P з напрямком в той же бік, що і в зачепленні сателіта з сонцем (рис. 4.13).

У свою чергу в цьому ж зачепленні, але на зубцях епіциклу, за третім законом механіки (Ньютона), виникне така ж сила P , що направлена в протилежний бік.

Для забезпечення рівноваги сателіта від обертання разом із водилом на його вальницях виникає реакція $2P$, що направлена в бік, протилежний силам P в зачепленнях сателіта з сонцем та епіциклом.

Тоді для забезпечення стаціонарного стану (рівноваги) всього механізму, за першим законом механіки (Ньютона), для всіх рухомих ланок можна записати:

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0. \quad (4.7)$$

Відповідно до рис. 4.13 обертальні моменти на сонці і епіциклі через силу P та геометричні параметри можна виразити таким чином:

$$M_1 = P \frac{d_1}{2} \quad \text{і} \quad M_2 = P \frac{d_2}{2}.$$

Виразимо з цих рівнянь силу P та прирівняємо ці вирази:

$$P = M_1 \frac{2}{d_1} = M_2 \frac{2}{d_2} = M_1 \frac{2}{mz_1} = M_2 \frac{2}{mz_2} = \frac{M_1}{z_1} = \frac{M_2}{z_2}.$$

$$M_2 = M_1 \frac{z_2}{z_1} = -M_1 k$$

або в канонічному вигляді

$$M_1 k + M_2 = 0. \quad (4.8)$$

Отримані рівняння (4.7) і (4.8) являють собою характеристичні рівняння планетарного ряду, що використовуються при силовому аналізі без урахування втрат у зубчастих зачепленнях.

Якщо від диференціального механізму (рис. 2.1, а) перейти до планетарного редуктора за рахунок видалення зайвого степеня вільності (зупинка епіциклу), то ми отримаємо структурну схему (рис. 4.14) з відповідними позначеннями навантажень:

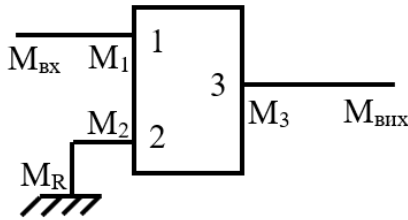


Рисунок 4.14 – Силовий аналіз планетарного редуктора на основі класичного первинного ПР

Відповідно для силового аналізу цієї найпростішої схеми без урахування втрат у зубчастих зачепленнях ми маємо записати систему рівнянь, в яку увійдуть характеристичні рівняння цього планетарного ряду, рівняння рівноваги всіх центральних рухомих ланок схеми та рівняння, що задає, наприклад одиницею, вхідне або вихідне навантаження. Всього в систему відповідно до рис. 4.14 має увійти 6 рівнянь за кількістю позначених на рисунку моментів.

$$\begin{cases} M_1 + M_2 + M_3 = 0; & (1^*) \\ M_1 k + M_2 = 0; & (2^*) \\ M_{\text{ВХ}} + M_1 = 0; & (3^*) \\ M_R + M_2 = 0; & (4^*) \\ M_{\text{ВІХ}} + M_3 = 0; & (5^*) \\ M_{\text{ВХ}} = 1. & (6^*) \end{cases} \quad (4.9)$$

Підставивши (6*) в (3*), отримаємо $M_1 = -M_{\text{ВХ}} = -1$ і підставимо це до (2*). Будемо мати:

$$M_2 = -M_1 k = k.$$

Підставимо значення M_1 та M_2 до (1*) і отримаємо

$$M_3 = -M_1 - M_2 = 1 - k.$$

Відповідно з (4*) будемо мати:

$$M_R = -M_2 = -k \text{ і з } (5^*) M_{\text{ВІХ}} = -M_3 = k - 1.$$

Тобто в результаті розв'язання системи рівнянь ми виразили всі навантаження в схемі через вхідний момент і внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду.

Треба звернути увагу на те, що кожна центральна рухома ланка на структурній схемі, яка позначається лінією або сукупністю ліній, зібраних до однієї чорної точки, повинна мати на своїх кінцях

позначення моменту. Це говорить про те, що через цей кінець можна підвести або відвести від цієї ланки обертальний момент. Ці ланки мають закінчуватись входом, виходом, одним з елементів планетарного ряду, муфтою вільного ходу, гальмом або блокувальним фрикціоном.

Розглянемо силовий аналіз без урахування втрат ПКП танка Леопард 1. Для цього на структурну схему за рис. 4.7 нанесемо позначення обертальних моментів (рис. 4.15).

На рис. 4.15 маємо 16 незалежних обертальних моментів: по 3 на кожний планетарний ряд, 3 на гальмах, 2 на фрикціоні, вхід та вихід. Відповідно система з попереднього розгляду (1*)–(6*) тепер має складатися з 16 рівнянь. Запишемо спочатку ті рівняння, що не залежать від номера ввімкненої передачі. Це 6 характеристичних рівнянь (по 2 на кожний планетарний ряд), 5 рівнянь рівноваги всіх незалежних центральних ланок ПКП та одне рівняння, що задає, наприклад одиницю, вхідне або вихідне навантаження. Під рівнянням рівноваги відповідної незалежної центральної ланки тут маємо на увазі рівняння згідно з першим законом механіки щодо суми всіх обертальних моментів, що діють на ланку, яка має дорівнювати нулю.

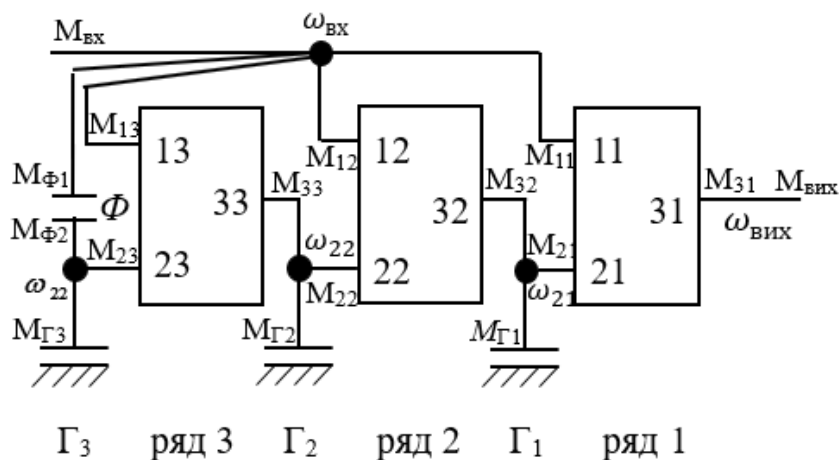


Рисунок 4.15 – Структурна схема ПКП танка Леопард 1 з позначеннями обертальних моментів для силового аналізу

Додаткові 4 рівняння нам мають забезпечити умови ввімкнення конкретної передачі. На відміну від аналізу кінематики, формування рівнянь для силового аналізу базується на описі тих керуючих елементів, що не вмикаються на даній передачі, а залишаються вільними.

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{вх}} = 1. & (12^*) \end{array} \right. \quad (4.10)$$

Так, для першої передачі ми вмикаємо гальмо Γ_1 , при цьому гальма Γ_2 і Γ_3 , а також фрикціон Φ залишаються вимкненими. Таким чином, ми можемо для I передачі записати такі додаткові рівняння в систему:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{\Gamma 2} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 3} = 0; & (14^*) \\ M_{\Phi 1} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{array} \right. \quad (4.11)$$

Відповідно для другої передачі ми вмикаємо гальмо Γ_2 , при цьому гальма Γ_1 і Γ_3 , а також фрикціон Φ залишаються вимкненими. Таким чином, ми можемо для II передачі записати такі додаткові рівняння в систему:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{\Gamma 1} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 3} = 0; & (14^*) \\ M_{\Phi 1} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{array} \right. \quad (4.12)$$

Відповідно для третьої передачі ми вмикаємо гальмо Γ_3 , при цьому гальма Γ_1 і Γ_2 , а також фрикціон Φ залишаються вимкненими. Таким чином, ми можемо для III передачі записати такі додаткові рівняння в систему:

$$\begin{cases} M_{\Gamma 1} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 2} = 0; & (14^*) \\ M_{\Phi 1} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{cases} \quad (4.13)$$

Відповідно для четвертої передачі ми вмикаємо фрикціон Φ , при цьому всі гальма $\Gamma 1$, $\Gamma 2$ і $\Gamma 3$ залишаються вимкненими. Таким чином, ми можемо для IV передачі записати наступні такі рівняння в систему:

$$\begin{cases} M_{\Gamma 1} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 2} = 0; & (14^*) \\ M_{\Gamma 3} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 1} + M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{cases} \quad (4.14)$$

Визначимо на всіх передачах, в межах силового аналізу ПКП без урахування втрат в зубчастих зачепленнях, обертальні моменти на всіх ланках ПКП, включаючи гальма і фрикціони.

Для ПКП танка Леопард 1 (рис. 4.15), як і в підрозділі 4.2, приймаємо, що $k1 = -4$, $k2 = -3$, $k3 = -2$ та $M_{\text{вх}} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

На першій передачі поєднуємо системи (4.10) та (4.11) і розв'язуємо отриману систему лінійних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{ll}
M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\
M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\
M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\
M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\
M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\
M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\
M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\
M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\
M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\
M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\
M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\
M_{\text{вх}} = 1000; & (12^*) \\
M_{\Gamma 2} = 0; & (13^*) \\
M_{\Gamma 3} = 0; & (14^*) \\
M_{\Phi 1} = 0; & (15^*) \\
M_{\Phi 2} = 0. & (16^*)
\end{array} \right.$$

Підставляємо (12*) – (16*) в (7*) – (10*) і отримуємо:

$$\left\{ \begin{array}{ll}
M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\
M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\
M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\
M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\
M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\
M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\
1000 + M_{11} + M_{12} + M_{13} = 0; & (7^*) \\
M_{23} = 0; & (8^*) \\
M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\
M_{\Gamma 1} + M_{21} = 0; & (10^*) \\
M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (11^*)
\end{array} \right.$$

З (8*) $M_{23} = 0$; далі з (6*) $M_{13} = 0$; далі з (5*) $M_{33} = 0$; далі з (9*) $M_{22} = 0$; далі з (4*) $M_{12} = 0$; далі з (3*) $M_{32} = 0$.

З урахуванням знайденого переписуємо систему у вигляді:

$$\begin{cases} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ 1000 + M_{11} = 0; & (3^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{21} = 0; & (4^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (5^*) \end{cases}$$

Відповідно:

- з (3*) $M_{11} = -1000 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- з (2*) $M_{21} = 1000 \cdot (-4) = -4000 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- з (1*) $M_{31} = 1000 + 4000 = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- з (4*) $M_{\Gamma 1} = 4000 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- з (5*) $M_{\text{вих}} = -5000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

На другій передачі поєднуємо системи (4.10) та (4.12) і розв'язуємо отриману систему лінійних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{вх}} = 1000; & (12^*) \\ M_{\Gamma 1} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 3} = 0; & (14^*) \\ M_{\Phi 1} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{array} \right.$$

Підставляємо (12*) – (16*) в (7*) – (10*) і отримуємо:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ 1000 + M_{11} + M_{12} + M_{13} = 0; & (7^*) \\ M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (11^*) \end{array} \right.$$

З (8*) $M_{23} = 0$; далі з (6*) $M_{13} = 0$; далі з (5*) $M_{33} = 0$.

З урахуванням знайденого переписуємо систему у вигляді:

$$\begin{cases} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ 1000 + M_{11} + M_{12} = 0; & (5^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{22} = 0; & (6^*) \\ M_{32} + M_{21} = 0; & (7^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (8^*) \end{cases}$$

При обчисленні II передачі необхідно для розв'язання системи лінійних рівнянь ручним способом дотримуватись такого алгоритму:

– розглянемо замкнений контур 11-21-32-12 (рис. 4.15) і виразимо M_{21} через M_{11} з використанням (2*) у загальному вигляді:

$$M_{21} = -M_{11}k_1;$$

– виразимо M_{32} через M_{21} з використанням (7*) і, відповідно, з урахуванням попереднього кроку через M_{11} :

$$M_{32} = -M_{21} = M_{11}k_1;$$

– далі нам необхідно виразити M_{12} через M_{32} . Для цього можна використати (3*), але спочатку необхідно позбавитись від зайвого моменту M_{22} за допомогою рівняння (4*), виразивши його через M_{12} :

$$M_{22} = -M_{12}k_2;$$

– далі цей вираз підставляємо в (3*) і виражаємо M_{12} через M_{32} :

$$M_{12} - M_{12}k_2 + M_{32} = 0$$

і відповідно $M_{32} = M_{12}(k_2 - 1)$ та $M_{12} = \frac{M_{32}}{k_2 - 1}$;

– підставляємо в цей вираз значення M_{32} через M_{11} і, як результат, отримуємо вираз моменту M_{12} через момент M_{11} :

$$M_{12} = \frac{M_{11}k_1}{k_2 - 1};$$

– підставляємо в (5*) момент M_{11} і M_{12} , виражений через момент M_{11} , і з отриманого виразу знаходимо M_{11} :

$$1000 + M_{11} + \frac{M_{11}k_1}{k_2 - 1} = 0; \quad M_{11} \left(1 + \frac{k_1}{k_2 - 1} \right) = -1000;$$

$$M_{11} = \frac{-1000(k_2 - 1)}{k_1 + k_2 - 1} = -\frac{-1000(-3-1)}{-4-3-1} = -500 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– знаходимо в зворотному порядку послідовно всі інші моменти в системі:

$$M_{12} = \frac{M_{11}k_1}{k_2-1} = \frac{-500(-4)}{-3-1} = -500 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{32} = M_{11}k_1 = -500(-4) = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{22} = -M_{12}k_2 = -(-500)(-3) = -1500 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{21} = -M_{11}k_1 = -(-500)(-4) = -2000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Далі з (1*) $M_{31} = -M_{11} - M_{21} = 500 + 2000 = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$. З (6*)

$M_{\Gamma 2} = -M_{22} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Та з (8*) $M_{\text{вих}} = -M_{31} = -2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

На третій передачі поєднуємо системи (4.10) та (4.13) і розв'язуємо отриману систему лінійних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{вх}} = 1000; & (12^*) \\ M_{\Gamma 1} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 2} = 0; & (14^*) \\ M_{\Phi 1} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{array} \right.$$

Підставивши рівняння (12*)–(16*) в попередні рівняння системи, отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ 1000 + M_{11} + M_{12} + M_{13} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (11^*) \end{array} \right.$$

При обчисленні III передачі, розв'язуючи систему лінійних рівнянь ручним способом, необхідно скористатися виразом $M_{12} = \frac{M_{11}k_1}{k_2-1}$, який було отримано при силовому аналізі II передачі, і аналогічним чином виразити M_{13} через M_{11} . Для цього візьмемо вираз для M_{12} та за допомогою (4*) виразимо M_{22} через M_{12} і далі через M_{11} : $M_{22} = -M_{12}k_2 = \frac{-M_{11}k_1k_2}{k_2-1}$.

$$\text{Далі з (9*) } M_{33} = -M_{22} = \frac{M_{11}k_1k_2}{k_2-1}.$$

Далі нам необхідно виразити M_{13} через M_{33} . Для цього можна використати (5*), але спочатку необхідно позбавитись від зайвого моменту M_{23} за допомогою рівняння (6*), виразивши його через M_{13} : $M_{23} = -M_{13}k_3$. Далі цей вираз підставляємо в (5*) і виражаємо M_{13} через M_{33} : $M_{13} - M_{13}k_3 + M_{33} = 0$ і відповідно $M_{33} = M_{13}(k_3 - 1)$ та $M_{13} = \frac{M_{33}}{k_3-1}$. Відповідно $M_{13} = \frac{M_{33}}{k_3-1} = \frac{M_{11}k_1k_2}{(k_2-1)(k_3-1)}$. Результати підставляємо в (7*): $1000 + M_{11} + \frac{M_{11}k_1}{k_2-1} + \frac{M_{11}k_1k_2}{(k_2-1)(k_3-1)} = 0$, звідки

$$M_{11} = \frac{-1000}{1 + \frac{k_1}{k_2-1} + \frac{k_1k_2}{(k_2-1)(k_3-1)}} = \frac{-1000}{1 + \frac{-4}{-3-1} + \frac{-4(-3)}{(-3-1)(-2-1)}} = -333,3 \text{ Нм.}$$

Знаходимо в зворотному порядку послідовно всі інші моменти в системі:

$$M_{13} = \frac{M_{11}k_1k_2}{(k_2-1)(k_3-1)} = \frac{-333,3(-4)(-3)}{(-3-1)(-2-1)} = -333,3 \text{ Нм;}$$

$$M_{23} = -M_{13}k_3 = 333,3(-2) = -666,7 \text{ Нм;}$$

$$M_{33} = \frac{M_{11}k_1k_2}{k_2-1} = \frac{-333,3(-4)(-3)}{-3-1} = 1000 \text{ Нм};$$

$$M_{12} = \frac{M_{11}k_1}{k_2-1} = \frac{-333,3(-4)}{-3-1} = -333,3 \text{ Нм};$$

$$M_{22} = -M_{12}k_2 = 333,3(-3) = -1000 \text{ Нм};$$

$$I_3 (3^*) \quad M_{32} = -M_{12} - M_{22} = 333,3 + 1000 = 1333,3 \text{ Нм};$$

$$I_3 (2^*) \quad M_{21} = -M_{11}k_1 = 333,3(-4) = -1333,3 \text{ Нм};$$

$$I_3 (1^*) \quad M_{31} = -M_{11} - M_{21} = 333,3 + 1333,3 = 1666,7 \text{ Нм};$$

$$I_3 (8^*) \quad M_{\Gamma 3} = -M_{23} = 666,7 \text{ Нм};$$

$$I_3 (11^*) \quad M_{\text{вих}} = -M_{31} = -1666,7 \text{ Нм}.$$

На четвертій передачі поєднуємо системи (4.10) та (4.14) і розв'язуємо отриману систему лінійних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{вх}} = 1000; & (12^*) \\ M_{\Gamma 1} = 0; & (13^*) \\ M_{\Gamma 2} = 0; & (14^*) \\ M_{\Gamma 3} = 0; & (15^*) \\ M_{\Phi 1} + M_{\Phi 2} = 0. & (16^*) \end{array} \right.$$

Підставивши рівняння (12*)–(16*) в попередні рівняння системи, отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1 + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ 1000 + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (11^*) \\ M_{\Phi 1} + M_{\Phi 2} = 0. & (12^*) \end{array} \right.$$

При обчисленні IV передачі необхідно, розв'язуючи систему лінійних рівнянь ручним способом, скористатися виразами $M_{12} = \frac{M_{11}k_1}{k_2-1}$ та $M_{13} = \frac{M_{11}k_1k_2}{(k_2-1)(k_3-1)}$, які було отримано при силовому аналізі II та III передач, і аналогічним чином виразити $M_{\Phi 1}$ через M_{11} . Для цього візьмемо вираз для M_{13} та за допомогою (6*) виразимо M_{23} через M_{13} і далі через M_{11} :

$$M_{23} = -M_{13}k_3 = \frac{-M_{11}k_1k_2k_3}{(k_2-1)(k_3-1)}.$$

Далі з (8*):

$$M_{\Phi 2} = -M_{23} = \frac{M_{11}k_1k_2k_3}{(k_2-1)(k_3-1)}.$$

З (12*) маємо

$$M_{\Phi 1} = -M_{\Phi 2} = \frac{-M_{11}k_1k_2k_3}{(k_2-1)(k_3-1)}.$$

Результати підставляємо в (7*):

$$1000 + M_{11} + \frac{M_{11}k_1}{k_2-1} + \frac{M_{11}k_1k_2}{(k_2-1)(k_3-1)} - \frac{M_{11}k_1k_2k_3}{(k_2-1)(k_3-1)} = 0,$$

звідки

$$\begin{aligned}
 M_{11} &= \frac{-1000}{1 + \frac{k_1}{k_2 - 1} + \frac{k_1 k_2}{(k_2 - 1)(k_3 - 1)} - \frac{k_1 k_2 k_3}{(k_2 - 1)(k_3 - 1)}} = \\
 &= \frac{-1000}{1 + \frac{-4}{-3 - 1} + \frac{-4(-3)}{(-3 - 1)(-2 - 1)} - \frac{-4(-3)(-2)}{(-3 - 1)(-2 - 1)}} = \\
 &= -200 \text{ Н}\cdot\text{м}.
 \end{aligned}$$

Знаходимо в зворотному порядку послідовно всі інші моменти в системі:

$$\begin{aligned}
 M_{13} &= \frac{M_{11} k_1 k_2}{(k_2 - 1)(k_3 - 1)} = \frac{-200(-4)(-3)}{(-3 - 1)(-2 - 1)} = -200 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
 M_{23} &= -M_{13} k_3 = 200(-2) = -400 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
 M_{33} &= \frac{M_{11} k_1 k_2}{k_2 - 1} = \frac{-200(-4)(-3)}{-3 - 1} = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
 M_{12} &= \frac{M_{11} k_1}{k_2 - 1} = \frac{-200(-4)}{-3 - 1} = -200 \text{ Н}\cdot\text{м} \\
 M_{22} &= -M_{12} k_2 = 200(-3) = -600 \text{ Н}\cdot\text{м};
 \end{aligned}$$

$$I_3 (3^*) \quad M_{32} = -M_{12} - M_{22} = 200 + 600 = 800 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$I_3 (2^*) \quad M_{21} = -M_{11} k_1 = 200(-4) = -800 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$I_3 (1^*) \quad M_{31} = -M_{11} - M_{21} = 200 + 800 = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$I_3 (8^*) \quad M_{\phi 2} = -M_{23} = 400 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$I_3 (11^*) \quad M_{\text{вих}} = -M_{31} = -1000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Остаточні результати силового аналізу ПКП без урахування втрат в зубчастих зачепленнях зручно надавати у вигляді таблиці (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Результати силового аналізу без урахування втрат
ПКП Леопард-1

	$M_{вх}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	M_{13}	M_{23}	M_{33}	$M_{Г1}$	$M_{Г2}$	$M_{Г3}$	$M_{Ф1}$	$M_{Ф2}$	$M_{вих}$
I	1000	-1000	-4000	5000	0	0	0	0	0	0	4000	0	0	0	0	-5000
II	1000	-500	-2000	2500	-500	-1500	2000	0	0	0	0	1500	0	0	0	-2500
III	1000	-333,3	-1333,3	1666,7	-333,3	-1000	1333,3	-333,3	-666,7	1000	0	0	666,7	0	0	-1666,7
IV	1000	-200	-800	1000	-200	-600	800	-200	-400	600	0	0	0	-200	200	-1000

4.3.3 Силовий аналіз планетарних передач з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях

Відомим з дисципліни «Деталі машин» є той факт, що потужність, яка проходить через зубчасте зачеплення, втрачає на ньому залежно від виду зачеплення від 1 % до 5-6 % (без урахування черв'ячних передач). В планетарних передачах ми, як правило, маємо справу із зовнішнім зачепленням з ККД $\eta_{33} \approx 0,98$ та з внутрішнім зачепленням з ККД $\eta_{вз} \approx 0,99$.

Насправді реальні втрати в зачепленні мають значно складнішу структуру і залежать від таких факторів, як коефіцієнт тертя робочих поверхонь, кількість зубців на колесах, що зачіплюються, коефіцієнт перекриття та інші. Так, наприклад, для зовнішнього зачеплення в минулому сторіччі ще Мерріт [21, 22] надавав для визначення втрат в зачепленні таку номограму (рис. 4.16).

Але для ПП, по-перше, не вся потужність через окремі ПР передається відносним рухом, який саме пов'язаний з втратами в зубчастих зачепленнях.

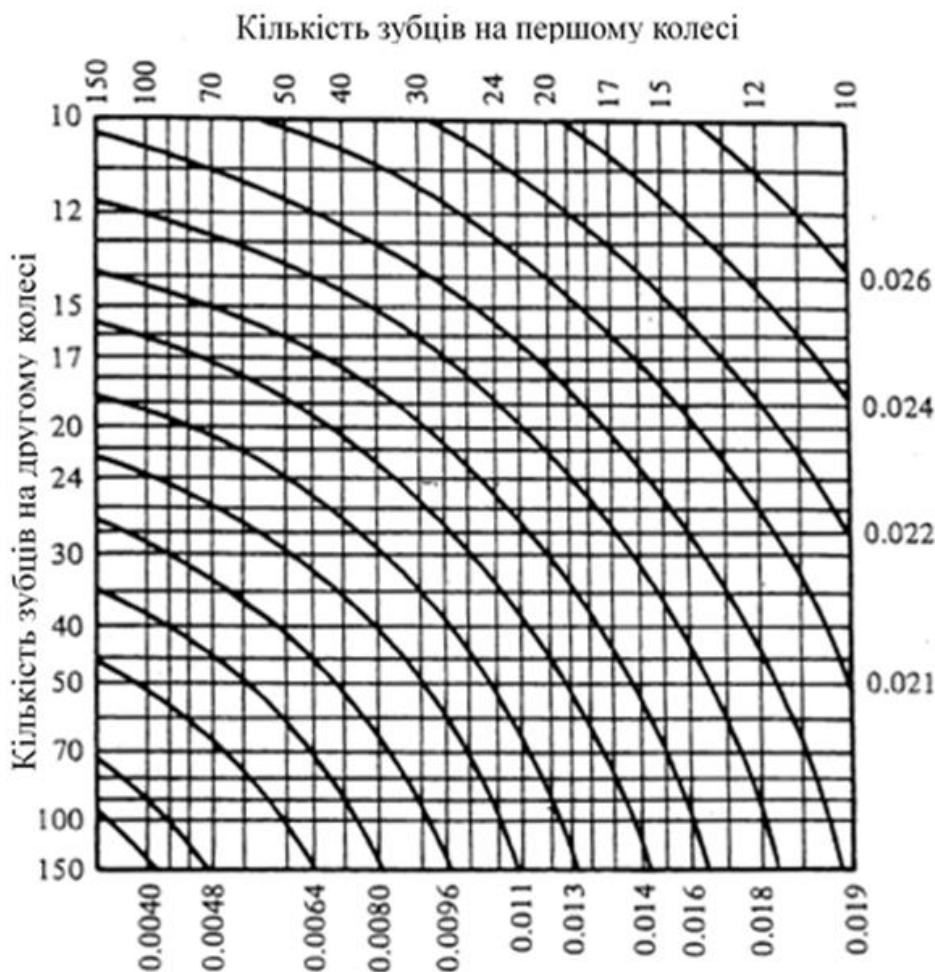


Рисунок 4.16 – Втрати в частках від вхідної потужності на тертя в зубчастому зачепленні залежно від кількості зубців на колесах

І, по-друге, в ПП можливе явище циркуляції потужності, яке пов'язано з локальними змінами напрямку руху потужності по гілках схеми.

Саме цьому для розрахунку втрат при роботі ПП та ПКП на кожному режимі окремо необхідно визначитись з напрямками руху потужності через усі елементи та з часткою потужності, яка передається кожним ПР через відносний рух. Від напрямку потоку потужності залежить, який відповідний момент ми маємо домножити на ККД, а який поділити. А від частки потужності, що передається через відносний рух, залежить значення ККД конкретного зачеплення в цьому режимі.

Почнемо з визначення напрямків потоків потужності.

Розглянемо для початку схему ПКП без циркуляції потужності. Для цього будемо використовувати табл. 4.3 з кутовими швидкостями та моментами, що обчислені без урахування втрат у зубчастих зачепленнях, окремо для кожної передачі ПКП танка Леопард-1. При цьому в таблицю будемо заносити не самі значення кутових швидкостей і моментів, а лише їхні знаки та нулі, якщо вони дорівнюють нулю.

Таблиця 4.3 – До визначення знаків для потоків потужності ПКП Леопард-1

I	$M_{вх}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	M_{13}	M_{23}	M_{33}	$M_{Г1}$	$M_{Г2}$	$M_{Г3}$	$M_{Ф1}$	$M_{Ф2}$	$M_{вих}$
	+	-	-	+	0	0	0	0	0	0	+	0	0	0	0	-
	$\omega_{вх}$	$\omega_{вх}$	ω_{21}	$\omega_{вих}$	$\omega_{вх}$	ω_{22}	ω_{21}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	ω_{22}	ω_{21}	ω_{22}	ω_{23}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	$\omega_{вих}$
	+	+	0	+	+	-	0	+	-	-	0	-	-	+	-	+
	$N_{вх}$	N_{11}	N_{21}	N_{31}	N_{12}	N_{22}	N_{32}	N_{13}	N_{23}	N_{33}	$N_{Г1}$	$N_{Г2}$	$N_{Г3}$	$N_{Ф1}$	$N_{Ф2}$	$N_{вих}$
	+	-	0	+	00	00	00	00	00	00	0	00	00	00	00	-
II	$M_{вх}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	M_{13}	M_{23}	M_{33}	$M_{Г1}$	$M_{Г2}$	$M_{Г3}$	$M_{Ф1}$	$M_{Ф2}$	$M_{вих}$
	+	-	-	+	-	-	+	0	0	0	0	+	0	0	0	-
	$\omega_{вх}$	$\omega_{вх}$	ω_{21}	$\omega_{вих}$	$\omega_{вх}$	ω_{22}	ω_{21}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	ω_{22}	ω_{21}	ω_{22}	ω_{23}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	$\omega_{вих}$
	+	+	+	+	+	0	+	+	-	0	+	0	-	+	-	+
	$N_{вх}$	N_{11}	N_{21}	N_{31}	N_{12}	N_{22}	N_{32}	N_{13}	N_{23}	N_{33}	$N_{Г1}$	$N_{Г2}$	$N_{Г3}$	$N_{Ф1}$	$N_{Ф2}$	$N_{вих}$
	+	-	-	+	-	0	+	00	00	00	00	0	00	00	00	-
III	$M_{вх}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	M_{13}	M_{23}	M_{33}	$M_{Г1}$	$M_{Г2}$	$M_{Г3}$	$M_{Ф1}$	$M_{Ф2}$	$M_{вих}$
	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	0	0	+	0	0	-
	$\omega_{вх}$	$\omega_{вх}$	ω_{21}	$\omega_{вих}$	$\omega_{вх}$	ω_{22}	ω_{21}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	ω_{22}	ω_{21}	ω_{22}	ω_{23}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	$\omega_{вих}$
	+	+	+	+	+	+	+	+	0	+	+	+	0	+	0	+
	$N_{вх}$	N_{11}	N_{21}	N_{31}	N_{12}	N_{22}	N_{32}	N_{13}	N_{23}	N_{33}	$N_{Г1}$	$N_{Г2}$	$N_{Г3}$	$N_{Ф1}$	$N_{Ф2}$	$N_{вих}$
	+	-	-	+	-	-	+	-	0	+	00	00	0	00	00	-
IV	$M_{вх}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	M_{13}	M_{23}	M_{33}	$M_{Г1}$	$M_{Г2}$	$M_{Г3}$	$M_{Ф1}$	$M_{Ф2}$	$M_{вих}$
	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	0	0	0	-	+	-
	$\omega_{вх}$	$\omega_{вх}$	ω_{21}	$\omega_{вих}$	$\omega_{вх}$	ω_{22}	ω_{21}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	ω_{22}	ω_{21}	ω_{22}	ω_{23}	$\omega_{вх}$	ω_{23}	$\omega_{вих}$
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	$N_{вх}$	N_{11}	N_{21}	N_{31}	N_{12}	N_{22}	N_{32}	N_{13}	N_{23}	N_{33}	$N_{Г1}$	$N_{Г2}$	$N_{Г3}$	$N_{Ф1}$	$N_{Ф2}$	$N_{вих}$
	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	00	00	00	-	+	-

Відомо, що потужність при обертальному русі визначається як добуток кутової швидкості та обертального моменту з урахуванням знака. При цьому позитивний знак потужності на елементі говорить про те, що цей елемент є джерелом потужності та вона виходить з нього, а негативний – про те, що цей елемент є споживачем потужності та вона входить в нього. Доповнимо таблицю з моментами і кутовими швидкостями рядком зі знаками потужності, які отримаємо, перемноживши відповідні швидкості та моменти. Для ланок, на яких момент дорівнює нулю, ставимо позначку 00 і на цих ланках стрілок потоків потужності не наносимо. Для ланок, на яких момент не дорівнює нулю, а кутова швидкість дорівнює нулю, ставимо позначку 0 і на цих ланках стрілку наносимо в напрямку гальма, яке ввімкнене і саме яке забезпечує зупинку цієї ланки. В результаті можемо зобразити ці стрілки на структурних схемах (рис. 4.17–4.20).

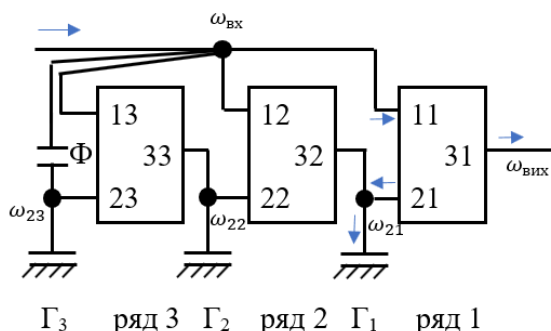


Рисунок 4.17 – Напрямки потоків потужності в ПКП танка Леопард 1 на I передачі

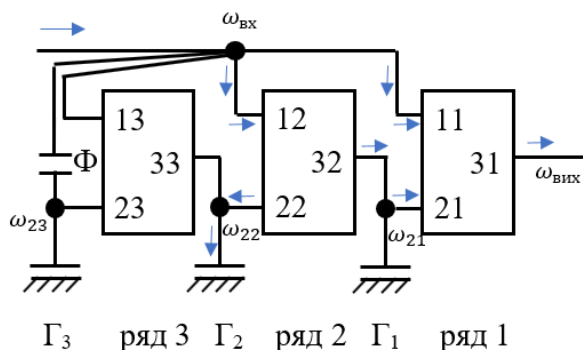


Рисунок 4.18 – Напрямки потоків потужності в ПКП танка Леопард 1 на II передачі

Тепер для урахування втрат в перші шість рівнянь великої системи (4.10) (характеристичні рівняння планетарних рядів) треба внести певні зміни. Виключно доданки з моментами на центральних зубчастих колесах (окрім водил) треба домножити на відповідний ККД, якщо потужність входить, і поділити на відповідний ККД, якщо потужність виходить з відповідної ланки. Там, де стрілок нема, ми нічого не додаємо. Яке саме значення ККД потрібно брати – залежить від конструктивних характеристик ПР та режиму його роботи (номера передачі) – і буде визначено в кінці цього підрозділу.

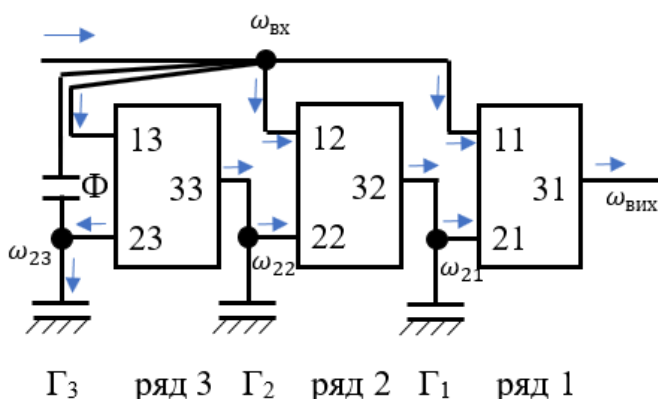


Рисунок 4.19 – Напрямки потоків потужності в ПКП танка Леопард 1 на III передачі

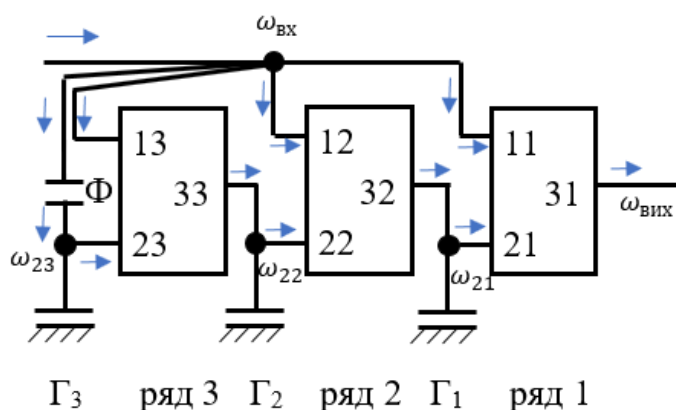


Рисунок 4.20 – Напрямки потоків потужності в ПКП танка Леопард 1 на IV передачі

Так для силового аналізу ПКП Леопард 1 на I передачі з урахуванням втрат система (4.10) матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^I + M_{21}\frac{1}{\eta_{21}^I} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^I + M_{21}\frac{1}{\eta_{21}^I} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{вх}} = 1. & (12^*) \end{array} \right. \quad (4.15)$$

Так для силового аналізу ПКП Леопард 1 на II передачі з урахуванням втрат система (4.10) матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^{II} + M_{21}\eta_{21}^{II} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^{II} + M_{21}\eta_{21}^{II} = 0; & (2^*) \\ M_{12}\eta_{12}^{II} + M_{22}\frac{1}{\eta_{22}^{II}} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2\eta_{12}^{II} + M_{22}\frac{1}{\eta_{22}^{II}} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{вх}} = 1. & (12^*) \end{array} \right. \quad (4.16)$$

І так далі для всіх передач послідовно. Розв'язання системи проводимо за тим самим алгоритмом, що й для аналізу без урахування ККД. Результати заносимо в додатковий рядок з моментами внизу таблиці.

Приклад кінематичного та силового аналізу ПКП з циркуляцією потужності.

Розглянемо структурну схему ПКП, зображену на рис. 4.21. Маємо для неї $k_1 = -3$, $k_2 = -2$, $\omega_{\text{вх}} = 1$ та $M_{\text{вх}} = 1$.

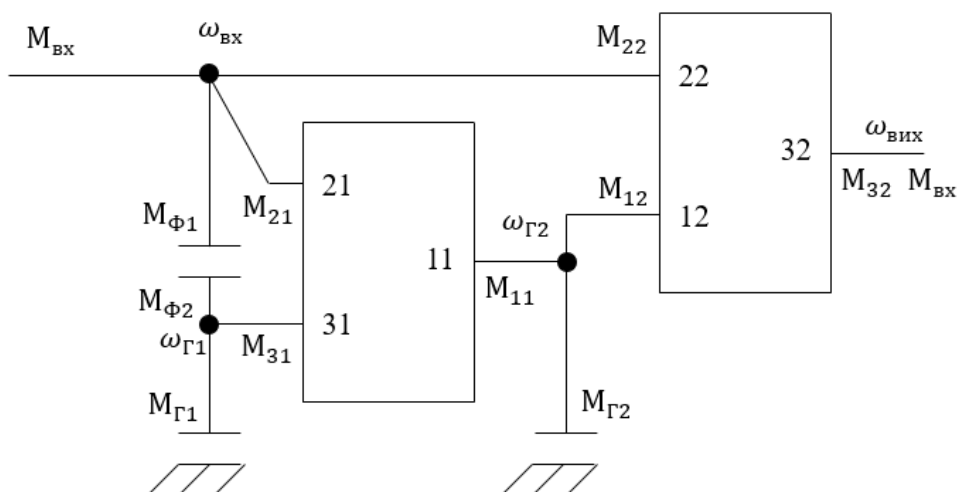


Рисунок 4.21 – До аналізу ПКП з циркуляцією потужності

По-перше, проставляємо на структурній схемі позначення кутових швидкостей всіх центральних ланок (без сателітів). Їх у нас 4:

$$\omega_{\text{вх}}, \omega_{\Gamma 1}, \omega_{\Gamma 2} \text{ та } \omega_{\text{вих}}.$$

Далі записуємо для обох планетарних рядів рівняння Вілліса, задаємо вхідну швидкість і вмикаємо умовно першу передачу, тобто гальмо Γ_1 :

$$\begin{cases} \omega_{\Gamma 2} - k_1 \omega_{\text{вх}} + (k_1 - 1) \omega_{\Gamma 1} = 0; \\ \omega_{\Gamma 2} - k_2 \omega_{\text{вх}} + (k_2 - 1) \omega_{\text{вих}} = 0; \\ \omega_{\text{вх}} = 1; \\ \omega_{\Gamma 1} = 0. \end{cases}$$

З першого рівняння системи, з урахуванням третього і четвертого, можемо виразити і знайти $\omega_{\Gamma 2}$:

$$\omega_{\Gamma 2} = k_1 \omega_{\text{вх}} = -3.$$

Далі, після підстановки отриманих результатів в друге рівняння, маємо:

$$\omega_{\Gamma 2} - k_2 \omega_{\text{вх}} + (k_2 - 1) \omega_{\text{вих}} = -3 + 2 + (-2 - 1) \omega_{\text{вих}} = 0,$$

звідки $\omega_{\text{вих}} = -1/3$.

Для вмикання другої передачі вмикаємо гальмо Γ_2 , відповідно:

$$\begin{cases} \omega_{\Gamma 2} - k_1 \omega_{\text{вх}} + (k_1 - 1) \omega_{\Gamma 1} = 0; \\ \omega_{\Gamma 2} - k_2 \omega_{\text{вх}} + (k_2 - 1) \omega_{\text{вих}} = 0; \\ \omega_{\text{вх}} = 1; \\ \omega_{\Gamma 2} = 0. \end{cases}$$

З першого рівняння системи, з урахуванням третього і четвертого, можемо виразити і знайти $\omega_{\Gamma 1}$:

$$\omega_{\Gamma 1} = \frac{k_1 \omega_{\text{вх}}}{k_1 - 1} = \frac{-3}{-3 - 1} = 0,75.$$

З другого рівняння:

$$\omega_{\text{вих}} = \frac{k_2 \omega_{\text{вх}}}{k_2 - 1} = \frac{-2}{-2 - 1} = 0,667.$$

Для вмикання третьої передачі вмикаємо фрикціон Φ , відповідно:

$$\begin{cases} \omega_{\Gamma 2} - k_1 \omega_{\text{вх}} + (k_1 - 1) \omega_{\Gamma 1} = 0; \\ \omega_{\Gamma 2} - k_2 \omega_{\text{вх}} + (k_2 - 1) \omega_{\text{вих}} = 0; \\ \omega_{\text{вх}} = 1; \\ \omega_{\text{вих}} = \omega_{\Gamma 1}. \end{cases}$$

З першого рівняння системи, з урахуванням третього і четвертого, можемо виразити і знайти $\omega_{\Gamma 2}$:

$$\omega_{\Gamma 2} = k_1 \omega_{\text{вх}} - (k_1 - 1) \omega_{\Gamma 1} = -3 \cdot 1 - (-3 - 1) \cdot 1 = -3 + 4 = 1.$$

З другого рівняння:

$$\omega_{\text{вих}} = \frac{-\omega_{\Gamma 2} + k_2 \omega_{\text{вх}}}{k_2 - 1} = \frac{-1 - 2}{-2 - 1} = 1.$$

Для проведення силового аналізу без урахування втрат позначимо на структурній схемі (рис. 4.21) всі діючі обертальні моменти:

$$M_{11}, M_{21}, M_{31}, M_{12}, M_{22}, M_{32}, M_{\Gamma 1}, M_{\Gamma 2}, M_{\Phi 1}, M_{\Phi 2}, M_{\text{вх}}, M_{\text{вих}}.$$

Далі, на базі рівнянь (4.7) і (4.8) запишемо характеристичні рівняння для обох рядів та формуємо систему для силового аналізу без урахування втрат на першій передачі при вмиканні гальма Γ_1 :

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ k_1 M_{11} + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ k_2 M_{12} + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{\text{вх}} + M_{21} + M_{22} + M_{\Phi 1} = 0; & (5^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{\Phi 2} + M_{31} = 0; & (6^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{11} + M_{12} = 0; & (7^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{32} = 0; & (8^*) \\ M_{\text{вх}} = 1; & (9^*) \\ M_{\Gamma 2} = 0; & (10^*) \\ M_{\Phi 1} = 0; & (11^*) \\ M_{\Phi 2} = 0. & (12^*) \end{array} \right. \quad (4.17)$$

Перепишемо систему з урахуванням рівнянь (9*)–(12*) системи та значень k :

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11} + M_{21} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ -3M_{11} + M_{21} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ -2M_{12} + M_{22} = 0; & (4^*) \\ 1 + M_{21} + M_{22} = 0; & (5^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{31} = 0; & (6^*) \\ M_{11} + M_{12} = 0; & (7^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{32} = 0. & (8^*) \end{array} \right. \quad (4.18)$$

Для рівняння (5*) виразимо M_{21} через M_{22} . Для цього із (4*) виразимо M_{12} через M_{22} :

$$M_{12} = 0,5M_{22}.$$

$$3 (7^*) M_{11} = -M_{12} = -0,5M_{22}.$$

А з (2*) маємо: $M_{21} = 3M_{11} = -1,5M_{22}$. Підставляємо отримане в (5*) і маємо:

$$1 - 1,5M_{22} + M_{22} = 0;$$

$$1 - 0,5M_{22} = 0;$$

$$1 = 0,5M_{22};$$

$$M_{22} = \frac{1}{0,5} = 2.$$

Далі відповідно:

$$M_{12} = 0,5M_{22} = 0,5 \cdot 2 = 1,$$

$$M_{11} = -M_{12} = -1,$$

$$M_{21} = 3M_{11} = -3.$$

$$3 (1^*) M_{31} = -M_{11} - M_{21} = -(-1) - (-3) = 4;$$

$$3 (3^*) M_{32} = -M_{12} - M_{22} = -1 - 2 = -3;$$

$$3 (6^*) M_{Г1} = -M_{31} = -4;$$

$$3 (8^*) M_{вих} = -M_{32} = 3.$$

Збираємо отримані результати на першій передачі в табл. 4.4

Таблиця 4.4 – Результати силового аналізу без урахування втрат ПКП з циркуляцією потужності

$M_{вх}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	$M_{Г1}$	$M_{Г2}$	$M_{Ф1}$	$M_{Ф2}$	$M_{вих}$
1	-1	-3	4	1	2	-3	-4	0	0	0	3
$\omega_{вх}$	$\omega_{Г2}$	$\omega_{вх}$	$\omega_{Г1}$	$\omega_{Г2}$	$\omega_{вх}$	$\omega_{вих}$	$\omega_{Г1}$	$\omega_{Г2}$	$\omega_{вх}$	$\omega_{Г1}$	$\omega_{вих}$
1	-3	1	0	-3	1	-1/3	0	-3	1	0	-1/3
$N_{вх}$	N_{11}	N_{21}	N_{31}	N_{12}	N_{22}	N_{32}	$N_{Г1}$	$N_{Г2}$	$N_{Ф1}$	$N_{Ф2}$	$N_{вих}$
+	+	-	0	-	+	+	0	00	00	00	-

Наносимо на структурну схему потоки потужності з урахуванням правил (рис. 4.22): $N > 0$ – потужність виходить, $N < 0$ – потужність входить, $N = 0$ – потужність виходить на відповідне гальмо, $N = 00$ – потужності на ланці немає зовсім (ні входить, ні виходить).

Звертаємо увагу на те, що з епіциклу другого ПР потужність виходить назустріч загальному потоку і в результаті, склавшись з вхідною потужністю, приходить разом на епіцикл першого ПР.

Для проведення силового аналізу з урахуванням втрат переписемо для I передачі систему рівнянь (4.16) з урахуванням ККД. При цьому пам'ятаємо, що необхідно домножувати на ККД, якщо потужність входить на ланку, і ділити на ККД, якщо потужність виходить з ланки.

Врахування ККД проводиться лише в характеристичних рівняннях для зубчастих центральних ланок (сонячні шестірні та епіцикли).

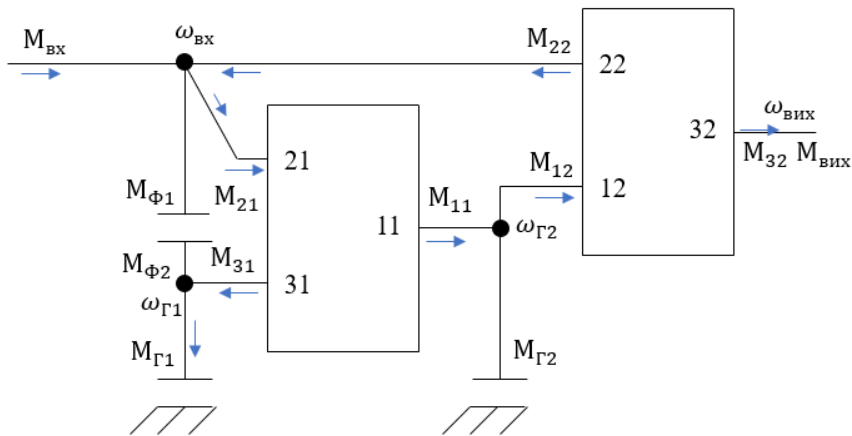


Рисунок 4.22 – До аналізу ПКП з циркуляцією потужності на I передачі

$$\begin{cases}
 M_{11} \frac{1}{\eta_{11}^I} + M_{21} \eta_{21}^I + M_{31} = 0; & (1^*) \\
 -3M_{11} \frac{1}{\eta_{11}^I} + M_{21} \eta_{21}^I = 0; & (2^*) \\
 M_{12} \eta_{12}^I + M_{22} \frac{1}{\eta_{22}^I} + M_{32} = 0; & (3^*) \\
 -2M_{12} \eta_{12}^I + M_{22} \frac{1}{\eta_{22}^I} = 0; & (4^*) \\
 1 + M_{21} + M_{22} = 0; & (5^*) \\
 M_{Г1} + M_{31} = 0; & (6^*) \\
 M_{11} + M_{12} = 0; & (7^*) \\
 M_{ВХ} + M_{32} = 0. & (8^*)
 \end{cases} \quad (4.19)$$

Розв'язання системи проводимо за тим же алгоритмом, що й для аналізу без урахування ККД. Результати заносимо в додатковий рядок з моментами внизу таблиці.

Розглянемо визначення частки потужності, що передається через відносний рух в планетарному ряді.

Частка потужності, що передається в ПР через відносний рух, може бути визначена рівнянням:

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right|, \quad (4.20)$$

де $\omega_{\max}$ – кутова швидкість одного з двох центральних зубчастих коліс ω_1 та ω_2 , що відмінна від нуля і найбільше відрізняється від кутової швидкості водила ω_3 з урахуванням знака;

ω_3 – кутова швидкість водила даного ПР.

Відповідно значення Δ може обертатися в нуль $\Delta = 0$, якщо $\omega_{\max} = \omega_3$, тобто відсутнє взаємне обертання ланок ПР і втрат на тертя зубчастих коліс між собою немає; може дорівнювати одиниці $\Delta = 1$, коли $\omega_3 = 0$ і переносного руху немає, а вся потужність передається виключно через відносний рух і пов'язане з ним тертя зубчастих коліс; і навіть може бути більшим за одиницю $\Delta > 1$, якщо напрями обертання швидкого колеса і водила не збігаються і в ПР відбувається внутрішня циркуляція потужності.

Для ПР $A_{(2-3)}^{(1)}$ за рис. 2.1, а, наприклад, при $k = -2$ передаточне відношення становитиме $\frac{k-1}{k}$ і відповідно, $i = \frac{\omega_2}{\omega_3} = 1,5$. І частка потужності, що буде проходити через відносний рух з урахуванням внутрішньої циркуляції, буде становити:

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2} \right| = \left| \frac{\omega_2}{\omega_2} - \frac{\omega_3}{\omega_2} \right| = |1 - 0,667| = 0,333.$$

Тут $\omega_{\max} = \omega_2$, тому що $\omega_1 = 0$.

Цей результат свідчить про те, що від базових втрат у 2 % на зовнішньому і 1 % на внутрішньому зачепленнях в нашому випадку залишаться тільки третина. Тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,333 \cdot 2 \% = 0,667 \%$ і для внутрішнього зачеплення $0,333 \cdot 1 \% = 0,333 \%$. Відповідно загальний ККД всього ПР складатиме $(1 - 0,00667) \cdot (1 - 0,00333) = 0,99333 \cdot 0,99667 = 0,99$ або 99 %.

Для ПР $D_{(3-1)}^{(2)}$ за рис. 2.1, г, наприклад, при $k = 0,95$ передаточне відношення складатиме $1/(1-k)$ і відповідно $i = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1}{1-0,95} = 20$. І частка потужності, що буде проходити через відносний рух з урахуванням внутрішньої циркуляції буде становити:

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{\frac{\omega_1 \omega_3}{\omega_1} - \omega_3}{\frac{\omega_1}{\omega_1}} \right| = \left| \frac{1 - 20}{1} \right| = 19.$$

Тут $\omega_{\max} = \omega_1$, тому що $\omega_2 = 0$.

Цей результат свідчить про перевищення навантажень у зубчастому зачепленні за рахунок внутрішньої циркуляції потужності у 19 разів і відповідне збільшення втрат від 1% на кожному з двох послідовних внутрішніх зачеплень при нерухомому водилі до 19 %. Відповідно ККД на кожному зачепленні буде $100 - 19 = 81 \%$. А загальний ККД всього ПР складатиме $0,81 \cdot 0,81 = 0,6561$ або 65,61 %.

Розглянемо визначення η_{11}^I та η_{21}^I для (4.15). В цьому ПР ($A_{(1-3)}^{(2)}$) на першій передачі потужність іде від сонця до води́ла при зупиненому епіциклі. Тобто у формулі (4.20)

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{100 - 20}{100} \right| = 0,8.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на I передачі через відносний рух проходить 80 % потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,8 \cdot 2 \% = 1,6 \%$ і, відповідно $\eta_{11}^I = 1 - 0,016 = 0,984$ і для внутрішнього зачеплення $0,8 \cdot 1 \% = 0,8 \%$ і відповідно $\eta_{21}^I = 1 - 0,008 = 0,992$. А загальний ККД всього ПР становитиме $0,984 \cdot 0,992 = 0,976$ або 97,6 %.

В цьому ж ПР, але на другій передачі, потужність іде і від сонця і від епіциклу до води́ла. Тобто в формулі (4.20) має вигляд

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{100 - 40}{100} \right| = 0,6.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на II передачі через перший планетарний ряд через відносний рух проходить 60 % потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,6 \cdot 2 \% = 1,2 \%$ і, відповідно $\eta_{11}^{II} = 1 - 0,012 = 0,988$ і для внутрішнього зачеплення $0,6 \cdot 1 \% = 0,6 \%$ і, відповідно $\eta_{21}^{II} = 1 - 0,006 = 0,994$. А загальний ККД всього ПР складатиме $0,988 \cdot 0,994 = 0,982$, або 98,2 %.

В цьому ж ПР, але на третій передачі, потужність також іде і від сонця і від епіциклу до води́ла. Тобто в формулі (4.20) має вигляд

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{100 - 60}{100} \right| = 0,4.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на III передачі через перший планетарний ряд через відносний рух проходить 40 % потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,4 \cdot 2 \% = 0,8 \%$ і відповідно $\eta_{11}^{III} = 1 - 0,008 = 0,992$ і для внутрішнього зачеплення $0,4 \cdot 1 \% = 0,4 \%$ і, відповідно $\eta_{21}^{III} = 1 - 0,004 = 0,996$. А загальний ККД всього ПР складатиме $0,992 \cdot 0,996 = 0,988$, або 98,8 %.

Аналогічно розглянемо для цієї ж схеми для другого ПР визначення η_{12}^{II} та η_{22}^{II} для (4.16) на другій передачі. В цьому ПР ($A_{(1-3)}^{(2)}$) на другій передачі потужність іде від сонця до води́ла при зупиненому епіциклі. Тобто у формулі (4.20)

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{100 - 25}{100} \right| = 0,75.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на II передачі через відносний рух в другому ПР проходить 75 % потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,75 \cdot 2 \% = 1,5 \%$ і, відповідно $\eta_{12}^{\text{II}} = 1 - 0,015 = 0,985$ і для внутрішнього зачеплення $0,75 \cdot 1 \% = 0,75 \%$ і відповідно $\eta_{22}^{\text{II}} = 1 - 0,0075 = 0,9925$. А загальний ККД всього ПР складатиме $0,985 \cdot 0,9925 = 0,9776$, або 97,76 %.

В цьому ж ПР, але на третій передачі, потужність іде і від сонця і від епіциклу до водила. Тобто в формулі (4.20) має вигляд

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{100 - 50}{100} \right| = 0,5.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на III передачі через другий планетарний ряд через відносний рух проходить 50% потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,5 \cdot 2 \% = 1,0 \%$ і, відповідно $\eta_{12}^{\text{III}} = 1 - 0,01 = 0,99$ і для внутрішнього зачеплення $0,5 \cdot 1 \% = 0,5 \%$ і, відповідно $\eta_{22}^{\text{III}} = 1 - 0,005 = 0,995$. А загальний ККД всього ПР складатиме $0,99 \cdot 0,995 = 0,985$, або 98,5 %.

Аналогічно розглянемо для цієї ж схеми для третього ПР визначення η_{13}^{III} та η_{23}^{III} на третій передачі. В цьому ПР ($A_{(1-3)}^{(2)}$) на третій передачі потужність іде від сонця до водила при зупиненому епіциклі. Тобто в формулі (4.20)

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right| = \left| \frac{100 - 33,3}{100} \right| = 0,667.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на третьому ПР на III передачі через відносний рух проходить 66,7 % потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $0,667 \cdot 2 \% = 1,333 \%$ і, відповідно $\eta_{13}^{\text{III}} = 1 - 0,01333 = 0,9867$ і для внутрішнього зачеплення $0,667 \cdot 1 \% = 0,667 \%$ і, відповідно $\eta_{23}^{\text{III}} = 1 - 0,00667 = 0,9933$. А загальний ККД всього ПР складатиме $0,9867 \cdot 0,9933 = 0,980$, або 98,0 %.

Такі значення ККД, як η_{12}^{I} , η_{22}^{I} , η_{13}^{I} , η_{23}^{I} , η_{13}^{II} , η_{23}^{II} , а також втрати на IV передачі немає сенсу тому, що на IV передачі немає відносного руху, а є тільки переносний, при цьому третій ПР не працює на II і I передачах, а другий ПР не працює на I передачі. Отримані результати по ПКП Леопард 1 доцільно звести в таблицю 4.5.

Розглянемо визначення η_{11}^{I} , η_{21}^{I} , η_{12}^{I} та η_{22}^{I} для (4.19). В першому ПР ($A_{(1-3)}^{(2)}$) на першій передачі потужність іде від сонця до епіциклу

при зупиненому водилі. Тобто у формулі (4.20) $\omega_3 = 0$. Це свідчить про те, що переносного руху в ПР не відбувається, і вся потужність іде через відносний рух із відповідними втратами і $\Delta = 1$.

Таблиця 4.5 – Результати силового аналізу ПКП без урахування втрат з циркуляцією потужності

Ряди	Передачі					
	I		II		III	
1	η_{11}^I	0,984	η_{11}^{II}	0,988	η_{11}^{III}	0,992
	η_{21}^I	0,992	η_{21}^{II}	0,994	η_{21}^{III}	0,996
2	—	—	η_{12}^{II}	0,985	η_{12}^{III}	0,99
	—	—	η_{22}^{II}	0,9925	η_{22}^{III}	0,995
3	—	—	—	—	η_{13}^{III}	0,9867
	—	—	—	—	η_{23}^{III}	0,9933

Відповідно для першого ряду на цій передачі

$$\eta_{11}^I = 0,98 \text{ і } \eta_{21}^I = 0,99.$$

Для другого ряду

$$\Delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_3}{\omega_{\max}} \right| = \left| \frac{\omega_{\text{вх}} - \omega_{\text{вих}}}{\omega_{\text{вх}}} \right| = \left| \frac{1 - (-0,333)}{1} \right| = 1,333.$$

Цей результат свідчить про те, що в цій схемі на другому ПР через відносний рух з причини циркуляції проходить 133,3 % вхідної потужності, тобто для зовнішнього зачеплення втрати будуть складати $1,333 \cdot 2 \% = 2,667 \%$ і відповідно $\eta_{12}^I = 1 - 0,0267 = 0,9733$ і для внутрішнього зачеплення $1,333 \cdot 1 \% = 1,333 \%$, і відповідно

$$\eta_{22}^I = 1 - 0,0133 = 0,9867.$$

А загальний ККД всього ПР складатиме $0,9733 \cdot 0,9867 = 0,96$, або 96,0 %.

При цьому необхідно підкреслити, що в даному випадку циркуляція потужності в контурі доходить до 300 %, а визначена частка відносного руху Δ , що дорівнює 133,3 %, свідчить про те, яка частина від цих 300 % потужності передається через зубчасті зачеплення із втратами на тертя.

Повний ККД ПКП на відповідній передачі визначається після розв'язання систем рівнянь (4.15), (4.16) або (4.19). Так, наприклад, для I передачі ПКП Леопард 1 розв'язання системи (4.15) буде мати такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^I + M_{21}\frac{1}{\eta_{21}} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^I + M_{21}\frac{1}{\eta_{21}^I} = 0; & (2^*) \\ M_{12} + M_{22} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2 + M_{22} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \Rightarrow \\ M_{\text{ВХ}} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M'_{\text{ВІХ}} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{\text{ВХ}} = 1. & (12^*) \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^I + M_{21}\frac{1}{\eta_{21}^I} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^I + M_{21}\frac{1}{\eta_{21}^I} = 0; & (2^*) \\ 1000 + M_{11} = 0; & (3^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{21} = 0; & (4^*) \\ M'_{\text{ВІХ}} + M_{31} = 0. & (5^*) \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{ll} M_{11}0,984 + M_{21}\frac{1}{0,992} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}(-4)0,984 + M_{21}\frac{1}{0,992} = 0; & (2^*) \\ 1000 + M_{11} = 0; & (3^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{21} = 0; & (4^*) \\ M'_{\text{ВІХ}} + M_{31} = 0. & (5^*) \end{array} \right.$$

Далі з (3*) $M_{11} = -1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

з (2*) $M_{21} = 1000(-4)0,984 \cdot 0,992 = -3904,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Відповідно з (1*):

$$M_{31} = -M_{11}0,984 - M_{21}\frac{1}{0,992} = 984 + 3936 = 4920 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Далі з (4*) $M_{\Gamma 1} = -M_{21} = 3904,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

І вихідний момент з (5*) $M'_{\text{ВІХ}} = -M_{31} = -4920 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Загальний ККД всієї ПКП на I передачі можна визначити як співвідношення вихідного моменту, що був обчислений з урахуванням втрат, до вихідного моменту, який був обчислений без урахування цих втрат.

$$\eta_{ПКП}^I = \frac{M'_{вих}}{M_{вих}} = \frac{4920}{5000} = 0,984.$$

Для II передачі ПКП Леопард 1 розв'язання системи (4.16) буде мати такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^{II} + M_{21}\eta_{21}^{II} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^{II} + M_{21}\eta_{21}^{II} = 0; & (2^*) \\ M_{12}\eta_{12}^{II} + M_{22}\frac{1}{\eta_{22}^{II}} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2\eta_{12}^{II} + M_{22}\frac{1}{\eta_{22}^{II}} = 0; & (4^*) \\ M_{13} + M_{23} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3 + M_{23} = 0; & (6^*) \Rightarrow \\ M_{вх} + M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{\Phi 1} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{\Phi 2} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{вих} + M_{31} = 0; & (11^*) \\ M_{вх} = 1. & (12^*) \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^{II} + M_{21}\eta_{21}^{II} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^{II} + M_{21}\eta_{21}^{II} = 0; & (2^*) \\ M_{12}\eta_{12}^{II} + M_{22}\frac{1}{\eta_{22}^{II}} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2\eta_{12}^{II} + M_{22}\frac{1}{\eta_{22}^{II}} = 0; & (4^*) \\ 1000 + M_{11} + M_{12} = 0; & (5^*) \\ M_{\Gamma 2} + M_{33} + M_{22} = 0; & (6^*) \\ M_{\Gamma 1} + M_{32} + M_{21} = 0; & (7^*) \\ M'_{вих} + M_{31} = 0. & (8^*) \end{array} \right.$$

При обчисленні відпрацьовуємо той самий алгоритм, що і при силовому аналізі без урахування втрат на II передачі:

– виразимо M_{21} через M_{11} з використанням (2*) у загальному вигляді:

$$M_{21} = -M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{II}}{\eta_{21}^{II}},$$

– виразимо M_{32} через M_{21} з використанням (7*) і, відповідно, з урахуванням попереднього кроку через M_{11} :

$$M_{32} = -M_{21} = M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{\text{II}}}{\eta_{21}^{\text{II}}};$$

– далі нам необхідно виразити M_{12} через M_{32} . Для цього можна використати (3*), але спочатку необхідно позбавитись від зайвого моменту M_{22} за допомогою рівняння (4*), виразивши його через M_{12} :

$$M_{22} = -M_{12}k_2\eta_{12}^{\text{II}}\eta_{22}^{\text{II}};$$

– далі цей вираз підставляємо в (3*) і виражаємо M_{12} через M_{32}
 $M_{12}\eta_{12}^{\text{II}} - M_{12}k_2\eta_{12}^{\text{II}} + M_{32} = 0$ і відповідно $M_{32} = M_{12}\eta_{12}^{\text{II}}(k_2 - 1)$ та
 $M_{12} = \frac{M_{32}}{\eta_{12}^{\text{II}}(k_2 - 1)}.$

– підставляємо в цей вираз значення M_{32} через M_{11} і, як результат, отримуємо вираз моменту M_{12} через момент M_{11} :

$$M_{12} = \frac{M_{11}k_1\eta_{11}^{\text{II}}}{\eta_{12}^{\text{II}}\eta_{21}^{\text{II}}(k_2 - 1)};$$

– підставляємо в (5*) момент M_{11} і M_{12} , виражений через момент M_{11} , і з отриманого виразу знаходимо M_{11} :

$$1000 + M_{11} + \frac{M_{11}k_1\eta_{11}^{\text{II}}}{\eta_{12}^{\text{II}}\eta_{21}^{\text{II}}(k_2 - 1)} = 0;$$

$$M_{11} \left(1 + \frac{k_1\eta_{11}^{\text{II}}}{\eta_{12}^{\text{II}}\eta_{21}^{\text{II}}(k_2 - 1)} \right) = -1000;$$

$$M_{11} = \frac{-1000}{1 + \frac{(-4)0,988}{0,985 \cdot 0,994(-3 - 1)}} = -497,74 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– знаходимо в зворотному порядку послідовно всі інші моменти в системі:

$$M_{12} = -1000 + 497,74 = -502,26 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{32} = M_{11}k_1\eta_{11}^{\text{II}}\eta_{21}^{\text{II}} = (-497,74)(-4)0,988 \cdot 0,994 = 1955,27 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{22} = -M_{12}k_2\eta_{12}^{\text{II}}\eta_{22}^{\text{II}} = -(-502,26)(-3)0,985 \cdot 0,9925 = -1473,05 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{21} = -M_{32} = -1955,27 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Далі з (1*):

$$M_{31} = -M_{11}\eta_{11}^{\text{II}} - M_{21}\eta_{21}^{\text{II}} = 497,74 \cdot 0,988 + 0,994 \cdot 1955,27 = 2435,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$3 \text{ (6*) } M_{\Gamma 2} = -M_{22} = 1473,05 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{Та з (8*) } M_{\text{вих}} = -M_{31} = -2435,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Загальний ККД всієї ПКП на II передачі можна визначити як співвідношення вихідного моменту, що був обчислений з урахуванням втрат, до вихідного моменту, який був обчислений без урахування цих втрат.

$$\eta_{\text{ПКП}}^{\text{II}} = \frac{M'_{\text{вих}}}{M_{\text{вих}}} = \frac{2435,31}{2500} = 0,974.$$

Для III передачі ПКП Леопард 1 розв'язання системи буде мати такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{11}\eta_{11}^{\text{III}} + M_{21}\eta_{21}^{\text{III}} + M_{31} = 0; & (1^*) \\ M_{11}k_1\eta_{11}^{\text{III}} + M_{21}\eta_{21}^{\text{III}} = 0; & (2^*) \\ M_{12}\eta_{12}^{\text{III}} + M_{22}\eta_{22}^{\text{III}} + M_{32} = 0; & (3^*) \\ M_{12}k_2\eta_{12}^{\text{III}} + M_{22}\eta_{22}^{\text{III}} = 0; & (4^*) \\ M_{13}\eta_{13}^{\text{III}} + M_{23}\frac{1}{\eta_{23}^{\text{III}}} + M_{33} = 0; & (5^*) \\ M_{13}k_3\eta_{13}^{\text{III}} + M_{23}\frac{1}{\eta_{23}^{\text{III}}} = 0; & (6^*) \\ 1000 + M_{11} + M_{12} + M_{13} = 0; & (7^*) \\ M_{\Gamma 3} + M_{23} = 0; & (8^*) \\ M_{33} + M_{22} = 0; & (9^*) \\ M_{32} + M_{21} = 0; & (10^*) \\ M_{\text{вих}} + M_{31} = 0. & (11^*) \end{array} \right.$$

При обчисленні відпрацьовуємо той самий алгоритм, що і при силовому аналізі без урахування втрат на III передачі. Але скористатися виразом для M_{12} з другої передачі вже не вийде, тому що, по-перше, на цих передачах на ПР 2 по-різному йдуть потоки потужності і різним чином реалізується ККД, і, по-друге, самі значення ККД для зачеплень відповідних рядів на кожній передачі відрізняються з причини різних частин потужності, що проходять через відносний і переносний рухи.

Тому починаємо з виразу M_{12} через M_{11} за алгоритмом II передачі.

– виразимо M_{21} через M_{11} з використанням (2*) у загальному вигляді: $M_{21} = -M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{III}}{\eta_{21}^{III}}$;

– виразимо M_{32} через M_{21} з використанням (10*) і відповідно з урахуванням попереднього кроку через M_{11} : $M_{32} = -M_{21} = M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{III}}{\eta_{21}^{III}}$;

– далі нам необхідно виразити M_{12} через M_{32} . Для цього можна використати (3*), але спочатку необхідно позбавитись від зайвого моменту M_{22} за допомогою рівняння (4*), виразивши його через M_{12} : $M_{22} = -M_{12}k_2 \frac{\eta_{12}^{III}}{\eta_{22}^{III}}$;

– далі цей вираз підставляємо в (3*) і виражаємо M_{12} через M_{32} :

$$M_{12}\eta_{12}^{III} - M_{12}k_2 \frac{\eta_{12}^{III}}{\eta_{22}^{III}}\eta_{12}^{III} + M_{32} = 0$$

і відповідно

$$M_{32} = M_{12}\eta_{12}^{III}(k_2\eta_{12}^{III} - 1)$$

та

$$M_{12} = \frac{M_{32}}{\eta_{12}^{III}(k_2\eta_{12}^{III} - 1)};$$

– підставляємо в цей вираз значення M_{32} через M_{11} і, як результат, отримуємо вираз моменту M_{12} через момент M_{11} :

$$M_{12} = \frac{M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{III}}{\eta_{21}^{III}}}{\eta_{12}^{III}(k_2\eta_{12}^{III} - 1)}.$$

Аналогічним чином виразим M_{13} через M_{11} . Для цього візьмемо вираз для M_{12} та за допомогою (4*) виразимо M_{22} через M_{12} і далі через M_{11} :

$$M_{22} = -M_{12}k_2 \frac{\eta_{12}^{III}}{\eta_{22}^{III}} = -\frac{M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{III}}{\eta_{21}^{III}}}{\eta_{12}^{III}(k_2\eta_{12}^{III} - 1)}k_2 \frac{\eta_{12}^{III}}{\eta_{22}^{III}}.$$

Далі з (9*):

$$M_{33} = -M_{22} = \frac{M_{11}k_1 \frac{\eta_{11}^{III}}{\eta_{21}^{III}}}{\eta_{12}^{III}(k_2\eta_{12}^{III} - 1)}k_2 \frac{\eta_{12}^{III}}{\eta_{22}^{III}}.$$

Далі нам необхідно виразити M_{13} через M_{33} . Для цього можна використати (5*), але спочатку необхідно позбавитись від зайвого моменту M_{23} за допомогою рівняння (6*), виразивши його через M_{13} :

$$M_{23} = -M_{13}k_3\eta_{13}^{\text{III}}\eta_{23}^{\text{III}}.$$

Далі цей вираз підставляємо в (5*) і виражаємо M_{13} через M_{33} :

$$M_{13}\eta_{13}^{\text{III}} - M_{13}k_3\eta_{13}^{\text{III}} + M_{33} = 0$$

і відповідно

$$M_{33} = M_{13}\eta_{13}^{\text{III}}(k_3 - 1) \text{ та } M_{13} = \frac{M_{33}}{\eta_{13}^{\text{III}}(k_3 - 1)}.$$

Відповідно

$$M_{13} = \frac{M_{11}k_1k_2\frac{\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{21}^{\text{III}}}}{\eta_{13}^{\text{III}}\eta_{22}^{\text{III}}(k_3 - 1)(k_2\eta_{12}^{\text{III}} - 1)}.$$

Результати підставляємо в (7*):

$$1000 + M_{11} + \frac{M_{11}k_1\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{12}^{\text{III}}\eta_{21}^{\text{III}}(k_2\eta_{12}^{\text{III}} - 1)} + \frac{M_{11}k_1k_2\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{13}^{\text{III}}\eta_{22}^{\text{III}}\eta_{21}^{\text{III}}(k_3 - 1)(k_2\eta_{12}^{\text{III}} - 1)} = 0,$$

звідки

$$\begin{aligned} M_{11} &= \frac{-1000}{1 + \frac{k_1\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{12}^{\text{III}}\eta_{21}^{\text{III}}(k_2\eta_{12}^{\text{III}} - 1)} + \frac{k_1k_2\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{13}^{\text{III}}\eta_{22}^{\text{III}}\eta_{21}^{\text{III}}(k_3 - 1)(k_2\eta_{12}^{\text{III}} - 1)}} = \\ &= \frac{-1000}{1 + \frac{(-4)0,992}{0,996 \cdot 0,99(-3 \cdot 0,99 - 1)} + \frac{(-4)(-3)0,992}{0,9867 \cdot 0,995 \cdot 0,996 \cdot (-2 - 1)(-3 \cdot 0,99 - 1)}} = \\ &= -329,40 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Знаходимо в зворотному порядку послідовно всі інші моменти в системі:

$$\begin{aligned} M_{13} = M_{13} &= \frac{M_{11}k_1k_2\frac{\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{21}^{\text{III}}}}{\eta_{13}^{\text{III}}\eta_{22}^{\text{III}}(k_3 - 1)(k_2\eta_{12}^{\text{III}} - 1)} = \\ &= \frac{-329,404(-4)(-3)\frac{0,992}{0,996}}{0,9867 \cdot 0,995(-2 - 1)(-3 \cdot 0,99 - 1)} = -336,70 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned}$$

$$M_{12} = \frac{M_{11} k_1 \eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{12}^{\text{III}} \eta_{21}^{\text{III}} (k_2 \eta_{12}^{\text{III}} - 1)} = \frac{-329,404(-4)0,992}{0,996 \cdot 0,99(-3 \cdot 0,99 - 1)} = -333,90 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{21} = -M_{11} k_1 \frac{\eta_{11}^{\text{III}}}{\eta_{21}^{\text{III}}} = 329,4(-4) \frac{0,992}{0,996} = -1312,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{22} = -M_{12} k_2 \frac{\eta_{12}^{\text{III}}}{\eta_{22}^{\text{III}}} = 333,9(-3) \frac{0,99}{0,995} = -996,67 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{23} = -M_{13} k_3 \eta_{13}^{\text{III}} \eta_{23}^{\text{III}} = 336,7(-2) \cdot 0,9867 \cdot 0,9933 = -659,99 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{31} = -M_{11} \eta_{11}^{\text{III}} - M_{21} \eta_{21}^{\text{III}} = 329,4 \cdot 0,992 + 1312,31 \cdot 0,996 = 1633,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{32} = -M_{21} = 1312,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{33} = M_{13} \eta_{13}^{\text{III}} (k_3 - 1) = -336,7 \cdot 0,9867(-2 - 1) = 996,67 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$I_3(8^*) \quad M_{\Gamma 3} = -M_{23} = 659,99 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$I_3(11^*) \quad M_{\text{вих}} = -M_{31} = -1633,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Загальний ККД всієї ПКП на III передачі можна визначити як співвідношення вихідного моменту, що був обчислений з урахуванням втрат, до вихідного моменту, який був обчислений без урахування цих втрат.

$$\eta_{\text{ПКП}}^{\text{III}} = \frac{M'_{\text{вих}}}{M_{\text{вих}}} = \frac{1633,83}{1666,667} = 0,98.$$

Результати розрахунків зведемо в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Результати силового аналізу з урахуванням втрат ПКП Леопард 1

	$M_{\text{вх}}$	M_{11}	M_{21}	M_{31}	M_{12}	M_{22}	M_{32}	M_{13}
I	1000	-1000	-3904,5	4920	0	0	0	0
II	1000	-497,74	-1955,27	2435,31	-502,26	-1473,05	1955,27	0
III	1000	-329,40	-1312,31	1633,83	-333,90	-996,67	1312,31	-336,70
IV	1000	-200	-800	1000	-200	-600	800	-200
	M_{23}	M_{33}	$M_{\Gamma 1}$	$M_{\Gamma 2}$	$M_{\Gamma 3}$	$M_{\Phi 1}$	$M_{\Phi 2}$	$M_{\text{вих}}$
I	0	0	3904,5	0	0	0	0	-4920
II	0	0	0	1473,05	0	0	0	-2435,31
III	-659,99	996,67	0	0	659,99	0	0	-1633,83
IV	-400	600	0	0	0	-200	200	-1000

Аналогічним чином обчислюється ККД і всіх інших схем ПКП, що були розглянуті у поточному підрозділі.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.3

Запитання

1. Яка задача ставиться перед силовим аналізом ПКП?
2. Сформулюйте перший закон механіки (Ньютона).
3. Сформулюйте третій закон механіки (Ньютона).
4. На базі якого закону механіки сформовано перше характеристичне рівняння для силового аналізу ПР?
5. Які групи рівнянь входять до системи, що формується для силового аналізу будь-якої ПКП?
6. Як визначити потужність при обертальному русі?
7. Як визначити входить потужність на ланку чи виходить з неї?
8. Як визначити частку потужності, що передається в ПР через відносний рух?
9. В які рівняння системи і на які ланки додається як співмножник значення ККД?
10. Як визначається, який момент ми маємо розділити на винайдене значення ККД, а який помножити?

Завдання. Для кінематичних схем ПКП, наведених в завданні для самостійної роботи до розділу 2, побудованих для них структурних схем в розділі 3, визначених для них внутрішніх передаточних відношень в підрозділі 4.1 та визначених для них в підрозділі 4.2 кутових швидкостей **визначити всі обертальні моменти** на всіх елементах без урахування і з урахуванням втрат, а також ККД відповідної ПКП на всіх розглянутих передачах за умови, що $M_{\text{вх}} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

4.4. Кількісні критерії якості планетарних коробок передач

При створенні нової ПКП доводиться вирішувати низку проблем. По-перше, необхідно визначити набір оптимальних передаточних чисел. Вони повинні задовольняти всі вимоги, що ставляться до машини, і максимально враховувати умови її експлуатації.

Однак підбір оптимального набору передаточних чисел не є найскладнішим завданням. Маючи зазначені передаточні числа, необхідно реалізувати їх у конструктивній схемі ПКП. А створення схеми коробки пов'язане з суттєвими геометричними, кінематичними та конструктивними обмеженнями.

По-перше, як обмеження служить геометрія ПКП. Тобто при проектуванні необхідно дотримуватись умов співвідносності, складання та сусідства для кожного ПР.

По-друге, кінематичне обмеження максимальної кутової швидкості кожної ланки. З практики створення ПКП відомо, що швидкість жодної з ланок на всіх передачах не повинна перевищувати півтора, максимум два значення вхідної кутової швидкості. Інакше конструктивна реалізація цієї коробки буде дуже складною.

По-третє, є обмеження, пов'язані із міцністю деталей коробки передач.

По-четверте, необхідно забезпечити підведення оливи до керуючих елементів, що реалізується досить важко при подачі оливи через деталі, що взаємно обертаються.

По-п'яте, обмеження за габаритними розмірами, яке включає обмеження за розміром фрикційних дисків керуючих елементів і габаритних розмірів самої коробки передач у зборі.

Для формалізації цих обмежень існує низка критеріїв [23], які дозволяють, хай і не повною мірою, але оцінювати якість спроектованої ПКП.

1. Критерій навантаження ПКП за потужністю на передачах переднього ходу.

Цей критерій оцінює максимальну частку вхідної потужності з урахуванням можливої циркуляції, яка проходить через центральні ланки ПКП на будь-якій передачі переднього ходу.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_1 = \frac{N_{\text{ПХmax}}}{N_{\text{д}}}, \quad (4.21)$$

де $N_{\text{ПХmax}}$ – максимальна потужність, що проходить через будь-яку центральну ланку ПКП на будь-якій передачі переднього ходу;

$N_{\text{д}}$ – потужність на вході в ПКП.

2. Критерій навантаження ПКП за потужністю на передачах заднього ходу.

Цей критерій має той самий зміст і визначається так само, як і попередній, тільки для передач заднього ходу:

$$K_2 = \frac{N_{\text{ЗХmax}}}{N_{\text{д}}}, \quad (4.22)$$

де $N_{\text{ЗХmax}}$ – максимальна потужність, що проходить через будь-яку центральну ланку ПКП на будь-якій передачі заднього ходу.

3. Критерій силової навантаженості блокувальних фрикціонів.

Цей критерій відображає відносну величину максимального моменту тертя, що виникає при включенні будь-якого блокувального фрикціона, виражену в частках вхідного обертового моменту.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_3 = \frac{M_{\Phi \max}}{M_d}, \quad (4.23)$$

де $M_{\Phi \max}$ – максимальний момент тертя, що виникає при ввімкненні будь-якого блокувального фрикціону;

M_d – обертовий момент на вході в ПКП.

4 Критерій силової навантаженості гальм планетарної коробки.

Цей критерій відбиває величину максимального робочого обертового моменту самого навантаженого гальма на будь-якій передачі, поділену на добуток передаточного відношення за модулем, яке реалізується на цій передачі, та вхідного моменту.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_4 = \frac{M_{\Gamma \max}}{|i_{\text{ПКП}}| M_d}, \quad (4.24)$$

де $M_{\Gamma \max}$ – максимальний робочий гальмівний момент будь-якого гальма;

$i_{\text{ПКП}}$ – передаточне число ПКП на передачі, для якої визначено значення $M_{\Gamma \max}$;

M_d – обертовий момент на вході в ПКП.

5. Критерій швидкісної навантаженості вальниць сателітів.

Цей критерій відображає величину максимальної відносної кутової швидкості самого «швидкохідного» сателіта, виражену в частках від кутової швидкості найбільш швидкохідної центральної ланки цього ПР.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_5 = \frac{|\omega_{\text{ст max}}|}{|\omega_{\text{цл max}}|}, \quad (4.25)$$

де $\omega_{\text{ст max}}$ – максимальна кутова швидкість сателіта ПР, навантаженого ненульовими обертовими моментами;

$\omega_{\text{цл max}}$ – кутова швидкість найбільш швидкохідної центральної ланки того ПР, в якому визначена $\omega_{\text{ст max}}$ на тій самій передачі.

Існує також модифікація цього критерію, пов'язана з відношенням тієї ж самої швидкості $\omega_{\text{ст max}}$ до кутової швидкості ведучої ланки ПКП ω_d :

$$K_5^* = \frac{|\omega_{\text{ст max}}|}{|\omega_d|}. \quad (4.26)$$

6. Критерій швидкісної навантаженості вимкнених блокувальних фрикціонів та дискових гальм.

Цей критерій відображає величину максимальної відносної кутової швидкості ведучих та ведених дисків самого «швидкохідного» вимкненого фрикціону або дискового гальма, виражену в частках від кутової швидкості ведучої ланки ПКП. Він дозволяє оцінити рівень втрат потужності, нагрівання та зношування робочих дисків у вимкнених фрикційних керуючих елементів.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_6 = \frac{|\omega_{\Phi(\Gamma)\text{max}}|}{|\omega_d|}, \quad (4.27)$$

де $\omega_{\Phi(\Gamma)\text{max}}$ – максимальна кутова швидкість у вимкненому фрикціоні чи дисковому гальмі;

ω_d – кутова швидкість ведучої ланки ПКП.

7. Критерій середньозваженого рівня ККД.

Цей критерій відображає рівень втрат потужності ПКП з урахуванням вагових коефіцієнтів відносного часу роботи ПКП на кожній передачі. Традиційно як останні використовують час роботи ПКП на i -тих передачах.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_7 = \frac{1}{\sum t_i \eta_i}, \quad (4.28)$$

де $\sum t_i \eta_i$ – сума добутків часу роботи ПКП на i -ті передачі (вимірюється у відносних одиницях від сумарного часу роботи коробки передач – табл. 4.7) на розрахунковий ККД ПКП на цій передачі.

8. Критерій середньої використовуваності первинних ПР у складі ПКП.

Цей критерій відбиває величину, зворотну середньому для всіх передач числу первинних ПР даної ПКП, які беруть участь у передачі потужності, віднесеному до повної кількості ПР даної ПКП.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_8 = \frac{n_{\text{пер}} n_{\text{ППР}}}{\sum n_{\text{ППРнав}}}, \quad (4.29)$$

де $n_{\text{пер}}$ – кількість непрямих робочих передач ПКП;

$n_{\text{ППР}}$ – кількість первинних ПР, що розглядалися при аналізі ПКП;

$\sum n_{\text{ППРнав}}$ – сумарна кількість навантажених первинних ПР на всіх непрямих робочих передачах ПКП.

9. Критерій надмірності конструкції ПКП.

Цей критерій відображає кількість керуючих елементів – блокувальних фрикціонів, гальм, механізмів вільного ходу, а також кількість первинних ПР, що утворюють ПКП, що віднесена до мінімально необхідної кількості керуючих елементів і первинних ПР. Мова йде про кількість, яка мінімально необхідна для того, щоб утворити ПКП з такою ж кількістю ступенів вільності і кількістю робочих передач. Тобто цим критерієм можна оцінити ступінь «надмірності» основних компонентів схеми ПКП.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_9 = \frac{(n_{\text{ф}} + n_{\text{Г}} + n_{\text{МВХ}} + n_{\text{ППР}})}{(n_{\text{ф}} + n_{\text{Г}} + n_{\text{ППР}})_{\text{min}}}, \quad (4.30)$$

де $(n_{\text{ф}} + n_{\text{Г}} + n_{\text{МВХ}} + n_{\text{ППР}})$ – кількість блокувальних фрикціонів $n_{\text{ф}}$, гальм $n_{\text{Г}}$, механізмів вільного ходу $n_{\text{МВХ}}$ та первинних ПР $n_{\text{ППР}}$, що увійшли до складу аналізованої ПКП;

$(n_{\text{ф}} + n_{\text{Г}} + n_{\text{ППР}})_{\text{min}}$ – мінімально необхідна кількість блокувальних фрикціонів $n_{\text{ф}}$, гальм $n_{\text{Г}}$ та первинних ПР $n_{\text{ППР}}$, яку можна використовувати для синтезу найпростішої ПКП, аналогічної тій, що аналізується, за кількістю ступенів вільності та кількістю передач (табл. 4.8).

Таблиця 4.7 – Статистичні дані щодо часу роботи ПКП швидкохідних транспортних машин на різних передачах

Число передач ПХ	Значення відносного часу роботи ПКП на передачах								
	ЗХ	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
3	0,01	0,09	0,40	0,50	-	-	-	-	-
4	0,01	0,06	0,20	0,38	0,35	-	-	-	-
5	0,01	0,04	0,10	0,20	0,35	0,30	-	-	-
6	0,01	0,03	0,06	0,15	0,25	0,35	0,15	-	-
7	0,01	0,02	0,05	0,12	0,15	0,30	0,25	0,10	-
8	0,01	0,01	0,04	0,06	0,12	0,16	0,25	0,25	0,10

Таблиця 4.8 – Мінімально необхідна кількість блокувальних фрикціонів, гальм та первинних ПР для різних ПКП

Число ступенів вільності W	Основні елементи ПКП	Кількість елементів у ПКП при числі передач (ПХ+ЗХ)										
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	n_{Φ}	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	n_{Γ}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	$n_{ППР}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3	n_{Φ}	—	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	n_{Γ}	—	1	2	2	2	3	3	3	3	4	4
	$n_{ППР}$	—	2	3	3	3	4	4	4	4	5	5
4	n_{Φ}	—	—	3	3	3	3	3	3	3	3	3
	n_{Γ}	—	—	1	2	2	2	2	2	3	3	3
	$n_{ППР}$	—	—	3	4	4	4	4	4	5	5	5
5	n_{Φ}	—	—	—	4	4	4	4	4	4	4	4
	n_{Γ}	—	—	—	1	3	3	3	3	3	3	3
	$n_{ППР}$	—	—	—	3	4	4	4	4	4	4	4

10. Критерій складності системи керування ПКП.

Цей критерій відображає ступінь складності системи керування ПКП, оцінює кількість увімкнень та вимкнень фрикційних елементів із зовнішнім керуванням для послідовної реалізації всіх передач ПКП. За наявності у схемі ПКП керуючих елементів із внутрішньою автоматичністю (механізмів вільного ходу) їх увімкнення та вимкнення (заклинювання і розклинювання) не враховуються, оскільки вони не вимагають зовнішнього керування та не ускладнюють, а навпаки, як правило, спрощують систему керування ПКП.

Значення цього критерію визначається з виразу:

$$K_{10} = \frac{(n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}} + n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}})}{n'_{\text{пер}}}, \quad (4.31)$$

де $n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}}$ – кількість блокувальних фрикціонів і гальм, що вмикаються для отримання кожної чергової передачі ПКП;

$n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}}$ – кількість блокувальних фрикціонів та гальм, що вмикаються при переході з попередньої на наступну передачу;

$n'_{\text{пер}}$ – повна кількість передач у ПКП.

Критерії якості, отримані в результаті аналізу схем ПКП, можуть бути використані для визначення найкращої схеми з низки аналізованих. При цьому можливі різні підходи до вирішення цього питання. Наприклад, якщо вважати всі десять критеріїв однаково значущими, то загальну, інтегральну оцінку якості схеми отримують, підсумовуючи значення цих критеріїв. Якщо вважати, що критерії якості мають нерівну значущість, то їх слід ранжувати і надати кожному критерію певний ваговий коефіцієнт (ранг). Це те саме, що і коефіцієнт вагомості критерію, який визначається, наприклад, методом експертних оцінок, для чого необхідно опитати достатньо представницьку кількість спеціалістів. У принципі можна будь-яким критеріям надати нульовий ранг, якщо вважати ці критерії зовсім незначними. За такого підходу можна порівнювати схеми ПКП за сумами добутоків значень критеріїв з їхніми ваговими коефіцієнтами.

Проілюструємо використання кількісних критеріїв якості на прикладі попереднього аналізу ПКП танка Леопард 1.

1. Критерій навантаження ПКП за потужністю на передачах переднього ходу (4.21):

$$K_1 = \frac{N_{\text{ПХmax}}}{N_{\text{д}}} = \frac{98,4}{100} = 0,984,$$

де $N_{\text{д}}$ – потужність на вході в ПКП $N_{\text{д}} = \omega_{\text{вх}} M_{\text{вх}} = 100 \cdot 1000 = 10^5$ Вт або 100 кВт (це абстрактне значення потужності, пов'язане виключно з загальними вихідними даними при попередніх розрахунках, а не потужність двигуна танка Леопард 1);

$N_{\text{ПХmax}}$ – максимальна потужність, що проходить через будь-яку центральну ланку ПКП на будь-якій передачі переднього ходу, яка береться як добуток відповідних кутових швидкостей і обертальних моментів з таблиць 4.3 та 4.8. Підсумкові значення потужностей на ланках наведені в табл. 4.9.

Таблиця 4.9 – Результати кінематичного аналізу ПКП Леопард-1

	$N_{\text{вх}}$	N_{11}	N_{21}	N_{31}	N_{12}	N_{22}	N_{32}	N_{13}
I	100	-100	0	98,4	0	0	0	0
II	100	-49,77	-48,88	97,41	-50,23	0	48,88	0
III	100	-32,94	-65,62	98,03	-33,39	-33,22	65,62	-33,67
	N_{23}	N_{33}	$N_{\Gamma 1}$	$N_{\Gamma 2}$	$N_{\Gamma 3}$	$N_{\Phi 1}$	$N_{\Phi 2}$	$N_{\text{вих}}$
I	0	0	0	0	0	0	0	-98,4
II	0	0	0	0	0	0	0	-97,41
III	0	33,22	0	0	0	0	0	-98,03

2. Критерій навантаження ПКП за потужністю на передачах заднього ходу. В досліджуваній ПКП передачі заднього ходу не використовуються, тому цей критерій не розглядається.

3. Критерій силової навантаженості блокувальних фрикціонів (4.23).

З тієї ж самої табл. 4.8 знаходимо, що $M_{\Phi \max}$ – максимальний момент тертя, що виникає при включенні будь-якого блокувального фрикціона, має значення 200 Н·м:

$$K_3 = \frac{M_{\Phi \max}}{M_d} = \frac{200}{1000} = 0,2.$$

4. Критерій силової навантаженості гальм планетарної коробки (4.24)

$$K_4 = \frac{M_{\Gamma \max}}{|i_{\text{ПКП}}| M_d} = \frac{3904,5}{5 \cdot 1000} = 0,7809,$$

де $M_{\Gamma \max}$ – максимальний робочий гальмівний момент будь-якого гальма, який з табл. 4.8 $M_{\Gamma \max} = 3904,5$ Н·м;

$i_{\text{ПКП}}$ – передаточне число ПКП на передачі, для якої визначено значення $M_{\Gamma \max}$, $i_{\text{ПКП}} = 5$;

M_d – обертальний момент на вході в ПКП $M_d = 100$ Н·м.

5. Критерій швидкісної навантаженості вальниць сателітів (4.25) та (4.43).

$$K_5 = \frac{|\omega_{\text{ст max}}|}{|\omega_{\text{цл max}}|} = \frac{|133,333|}{|100|} = 1,333,$$

де $\omega_{\text{ст max}}$ – максимальна за модулем кутова швидкість сателіта ПР, навантаженого ненульовими обертальними моментами за табл. 4.3 $|\omega_{\text{ст max}}| = 133,333$ с⁻¹;

$\omega_{\text{цл max}}$ – кутова швидкість найшвидшехідної центральної ланки того ПР, в якому визначена $\omega_{\text{ст max}}$ на тій самій передачі $\omega_{\text{цл max}} = \omega_d = 100$ с⁻¹.

Або за іншою модифікацією цього критерію (4.26):

$$K_5^* = \frac{|\omega_{\text{ст max}}|}{|\omega_d|} = \frac{|133,333|}{|100|} = 1,333,$$

де ω_d – кутова швидкість вхідної ланки $\omega_d = 100 \text{ с}^{-1}$.

В даному випадку за обома модифікаціями значення критеріїв K_5 та K_5^* співпали.

6. Критерій швидкісної навантаженості вимкнених блокувальних фрикціонів та дискових гальм (4.27).

$$K_6 = \frac{|\omega_{\Phi(\Gamma)\text{max}}|}{|\omega_d|} = \frac{200}{100} = 2,$$

де $\omega_{\Phi(\Gamma)\text{max}}$ – максимальна кутова швидкість у вимкненому фрикціоні чи дисковому гальмі з табл. 4.3 на I передачі для розімкненого блокувального фрикціону $\omega_{\Phi(\Gamma)\text{max}} = \omega_{\text{вх}} - \omega_{23} = 100 - 100 = 200 \text{ с}^{-1}$;

ω_d – кутова швидкість ведучої ланки ПКП $\omega_d = 100 \text{ с}^{-1}$.

7. Критерій середньозваженого рівня ККД (4.28).

$$K_7 = \frac{1}{\sum t_i \eta_i} = \frac{1}{0,06 \cdot 0,984 + 0,2 \cdot 0,974 + 0,38 \cdot 0,98 + 0,35 \cdot 1} = 1,0243,$$

де $\sum t_i \eta_i$ – сума добутків щодо часу роботи ПКП на i -й передачі (вимірюється у відносних одиницях від сумарного часу роботи коробки передач – табл. 4.9) на розрахунковий ККД ПКП на цій передачі.

8. Критерій середньої використовованості первинних ПР у складі ПКП (4.29).

$$K_8 = \frac{n_{\text{пер}} n_{\text{ППР}}}{\sum n_{\text{ППР на в}}} = \frac{3 \cdot 3}{1 + 2 + 3} = 1,5,$$

де $n_{\text{пер}}$ – кількість непрямих робочих передач ПКП $n_{\text{пер}} = 3$;

$n_{\text{ППР}}$ – кількість первинних ПР, що розглядалися при аналізі ПКП $n_{\text{ППР}} = 3$;

$\sum n_{\text{ППР на в}}$ – сумарна кількість навантажених первинних ПР на всіх непрямих робочих передачах ПКП $\sum n_{\text{ППР на в}} = 1 + 2 + 3 = 6$.

9. Критерій складності конструкції ПКП (4.30).

$$K_9 = \frac{(n_{\Phi} + n_{\Gamma} + n_{\text{МВХ}} + n_{\text{ППР}})}{(n_{\Phi} + n_{\Gamma} + n_{\text{ППР}})_{\min}} = \frac{7}{7} = 1,$$

де $(n_{\Phi} + n_{\Gamma} + n_{\text{МВХ}} + n_{\text{ППР}})$ – кількість блокувальних фрикціонів n_{Φ} , гальм n_{Γ} , механізмів вільного ходу $n_{\text{МВХ}}$ та первинних ПР $n_{\text{ППР}}$, що увійшли до складу ПКП, що аналізується $(n_{\Phi} + n_{\Gamma} + n_{\text{МВХ}} + n_{\text{ППР}}) = 1 + 3 + 0 + 3 = 7$;

$(n_{\Phi} + n_{\Gamma} + n_{\text{ППР}})_{\min}$ – мінімально необхідна кількість блокувальних фрикціонів n_{Φ} , гальм n_{Γ} та первинних ПР $n_{\text{ППР}}$, яку можна використовувати для синтезу найпростішої ПКП, аналогічної тій, що аналізується, за кількістю ступенів вільності та кількістю передач (табл. 4.9). Для ПКП з двома ступенями вільності на 4 передачі $(n_{\Phi} + n_{\Gamma} + n_{\text{ППР}})_{\min} = 1 + 3 + 3 = 7$.

10. Критерій складності системи керування ПКП (4.31).

$$K_{10} = \frac{(n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}} + n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВИКЛ}}})}{n'_{\text{пер}}} = \frac{4 + 3}{4} = 1,75,$$

де $n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}}$ – кількість блокувальних фрикціонів і гальм, що вмикаються для отримання кожної чергової передачі ПКП $n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВКЛ}}} = 4$;

$n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВИКЛ}}}$ – кількість блокувальних фрикціонів та гальм, що вимикаються при переході з попередньої на наступну передачу $n_{\Phi, \Gamma_{\text{ВИКЛ}}} = 3$;

$n'_{\text{пер}}$ – повна кількість передач у ПКП $n'_{\text{пер}} = 4$.

Тут мається на увазі, що для послідовного вмикання передач з I по IV необхідно послідовно увімкнути всі 4 передачі і в процесі перемикавання вимкнути передачі з першої по третю, тобто 3.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 4.4

Запитання

1. Яка мета створення кількісних критеріїв якості для ПКП?
2. Що краще, більші значення критеріїв чи менші?
3. Чи мають наведені критерії розмірність і чи прив'язані вони до розмірів та потужності, що передається?

4. Чи можна за наведеними критеріями порівнювати ПКП з різними наборами передаточних чисел?

5. За допомогою яких критеріїв якості можна оцінити ступінь циркуляції потужності в ПКП?

6. На які конструктивні параметри ПКП впливають показники якості, пов'язані з силовою навантаженістю блокувальних фрикціонів та гальм?

7. На які конструктивні параметри ПКП впливає швидкісна навантаженість вальниць сателітів?

8. На що впливає швидкісна навантаженість вимкнених блокувальних фрикціонів та дискових гальм?

9. На які конструктивні характеристики ПКП впливають критерії середньої використовуваності первинних ПР та складності конструкції?

10. На які конструктивні характеристики ПКП впливає критерій складності системи керування ПКП?

Завдання. Для кінематичних схем ПКП, наведених в завданні для самостійної роботи за розділом 2, побудованих для них структурних схем в розділі 3, визначених для них внутрішніх передаточних відношень в підрозділі 4.1 та визначених для них в підрозділі 4.2 кутових швидкостей і знайдених обертальних моментах в підрозділі 4.3 визначити всі кількісні критерії якості.

5.1 Геометричний синтез та підбір кількості зубців для зубчастих коліс у планетарних рядах за заданими внутрішніми передаточними відношеннями

5.1.1. Умова співвісності для первинного планетарного ряду

Кількість зубців на всіх центральних зубчастих колесах і сателітах в будь-якому первинному ПР знаходяться у однозначній взаємній відповідності і мають підкорятись таким умовам існування [5–7].

Для виконання умови співвісності класичного первинного ПР необхідно, щоб виконувалося рівняння:

$$a_w^{1-4} = a_w^{4-2}, \quad (5.1)$$

тобто щоб були рівними міжцентрові відстані в зубчастих зачепленнях сонце – сателіт та сателіт – епіцикл. Ілюстрацію цієї вимоги можна побачити на рис. 5.1.

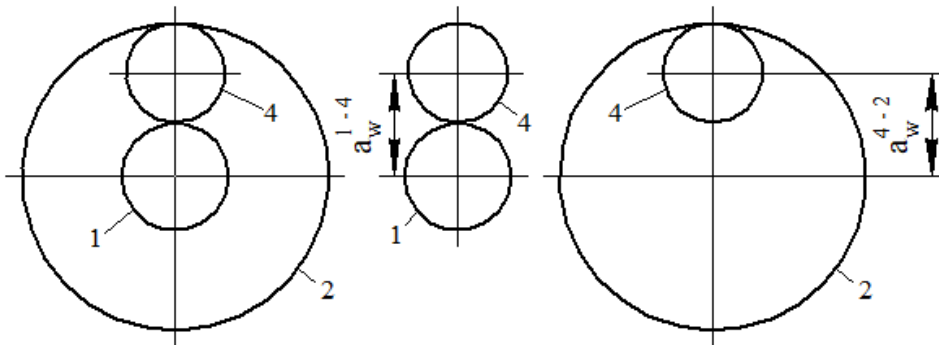


Рисунок 5.1 – До умови співвісності класичного первинного ПР

Якщо первинний ПР має двовінцеві сателіти, як на рис. 2.1, б, в, г, то рівняння (5.1) матиме вигляд:

$$a_w^{1-4} = a_w^{5-2}. \quad (5.2)$$

За умови використання зубчастих коліс, які в зачепленнях мають нульовий сумарний коефіцієнт зміщення, для класичного первинного ПР цю умову можна представити у вигляді:

$$m \frac{z_1 + z_4}{2} = m \frac{z_2 - z_4}{2}.$$

$$\begin{aligned} z_1 + z_4 &= z_2 - z_4; \\ z_4 &= \frac{z_2 - z_1}{2}. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Для первинних ПР, як на рис. 2.1, б, за умови використання однакових модулів і кутів нахилу зубців в обох зачепленнях:

$$\begin{aligned} m \frac{z_1 + z_4}{2} &= m \frac{z_2 - z_5}{2}; \\ z_1 + z_4 &= z_2 - z_5. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Для первинних ПР, як на рис. 2.1, в, за умови використання однакових модулів і кутів нахилу зубців в обох зачепленнях:

$$\begin{aligned} m \frac{z_1 + z_4}{2} &= m \frac{z_2 + z_5}{2}; \\ z_1 + z_4 &= z_2 + z_5. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Для первинних ПР, як на рис. 2.1, г, за умови використання однакових модулів і кутів нахилу зубців в обох зачепленнях:

$$\begin{aligned} m \frac{z_1 - z_4}{2} &= m \frac{z_2 - z_5}{2}; \\ z_1 - z_4 &= z_2 - z_5. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Для первинних ПР, як на рис. 2.1, д, за умови використання однакових модулів і кутів нахилу зубців в обох зачепленнях та при виконанні нерівності $z_2 \geq z_1$, умова співвісності буде являти собою нерівність:

$$z_1 + z_4 \geq z_2 - z_5. \quad (5.7)$$

Для первинних ПР, як на рис. 2.1, е, за умови використання однакових модулів і кутів нахилу зубців в обох зачепленнях та при виконанні нерівності $z_2 \geq z_1$, умова співвісності буде являти собою нерівність:

$$z_1 + 2z_4 \geq z_2. \quad (5.8)$$

Для первинних ПР, як на рис. 2.1, ж, за умови використання однакових модулів і кутів нахилу зубців в обох зачепленнях та при виконанні нерівності $z_2 \geq z_1$, умова співвісності буде являти собою нерівність:

$$z_1 \geq z_2 - 2z_5. \quad (5.9)$$

5.1.2. Умова складання для первинного планетарного ряду

Умова можливості складання ПР стає актуальною лише для випадку, коли кількість сателітів в ПР більша, ніж один. Тобто якщо ПР має лише 1 сателіт, то він складеться за будь-яких умов при виконанні умови співвісності. Що може стати на заваді складання при кількості сателітів більше одного? За умови статичного і динамічного балансування ПР сателіти мають бути розміщені з рівним кутовим кроком, зворотно пропорційним кількості цих сателітів. При цьому всі сателіти одного ПР мають бути одного розміру і з однаковою кількістю зубців. Приклад проблеми при складанні наведений на рис. 5.2, де розглянута неможливість складання ПР з двома сателітами, в якого кількість зубців на сонці парна, а на епіциклі непарна.

Тому якщо сателітів два, то вони мають бути розміщені на одній осі (наприклад, вертикальній) один навпроти іншого. Але для парної кількості зубців на сонці завжди навпроти зубця на протилежному боці буде зубець чи навпроти западини – западина. Для непарної кількості зубців на епіциклі, що має внутрішні зубці, навпроти зубця завжди буде западина і навпаки. Відповідно сателіт з парною кількістю зубців зможе увійти в зачеплення у верхній позиції і не зможе в нижній. А сателіт з непарною кількістю зубців зможе увійти в зачеплення в нижній позиції і не зможе у верхній. Тобто ПР з двома сателітами, в якого кількість зубців на сонці парна, а на епіциклі непарна, не збереться ніколи.

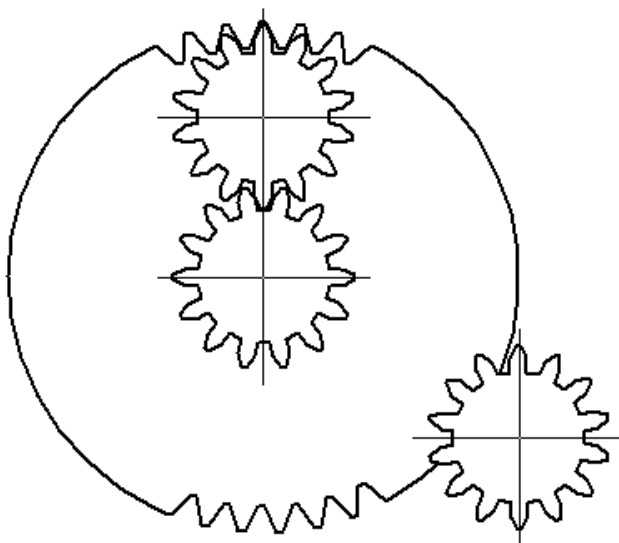


Рисунок 5.2 – До умови складання планетарного ряду

Виведемо умову складання для класичного первинного ПР за допомогою рис. 5.3. Якщо розмістити сонце та епіцикл ПР співвісно і в одній площині, то у будь-якому місці кільцевого зазору між їхніми ділильними колами можна вставити сателіт з утворенням двох правильних зубчастих зачеплень сателіта з центральними зубчастими колесами (положення *A* сателіта). Тепер зафіксуємо положення епіциклу, тобто загальмуємо його.

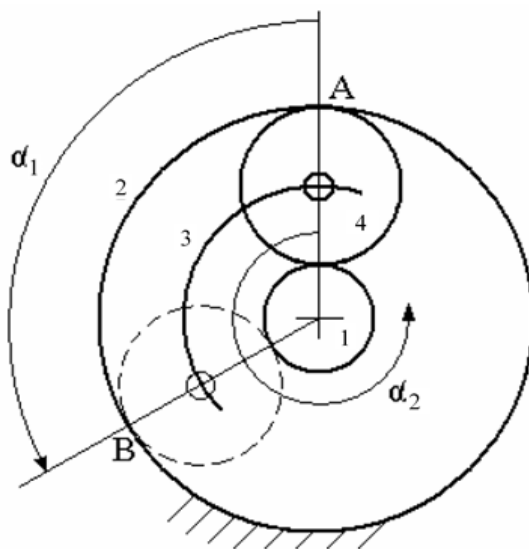


Рисунок 5.3 – До виведення умови складання для класичного первинного ПР

Повернемо сонце проти годинникової стрілки на такий кут α_1 , щоб сателіт, обкочуючись по нерухомому епіциклу, зайняв положення *B*, а центр сателіта разом із водилом повернувся навколо осі ПР проти годинникової стрілки на кут $\alpha_3 = \frac{2\pi}{n}$, де n – кількість сателітів в ПР.

Тоді, вочевидь, можна стверджувати, що положення *A* та *B* відповідають місцям розташування двох сусідніх сателітів у правильно зібраному ПР.

Із рівняння кінематичного зв'язку (рівняння Вілліса) (4.5), за умови рівномірного обертання, кути повороту можна записати через кутову швидкість і час $\alpha = \omega t$:

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k - 1)\omega_3 = 0;$$

$$\frac{\alpha_1}{t} - k \frac{\alpha_2}{t} + (k - 1) \frac{\alpha_3}{t} = 0.$$

За умови $\omega_2 = 0$ і скорочення на t , маємо:

$$\alpha_1 + (k - 1)\alpha_3 = 0,$$

де $k = -\frac{z_2}{z_1}$.

$$\begin{aligned}\frac{\alpha_1}{\alpha_3} &= 1 + \frac{z_2}{z_1}; \\ \frac{\alpha_1}{\alpha_3} &= \frac{z_1 + z_2}{z_1}; \\ z_1 \frac{\alpha_1}{\alpha_3} &= z_1 + z_2.\end{aligned}$$

Звернемо увагу на те, що тут z_1 , z_2 , а значить, і $\frac{\alpha_1}{\alpha_3}$, не просто цілі, а й натуральні числа. Відповідно згадавши, що $\alpha_3 = \frac{2\pi}{n}$, запишемо:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_3} = \frac{n\alpha_1}{2\pi},$$

яке також має бути цілим, тобто $\frac{\alpha_1}{2\pi}$ також ціле.

$$z_1 \frac{n\alpha_1}{2\pi} = z_1 + z_2.$$

Якщо обидві частини цього рівняння поділити на кількість сателітів, то зліва отримаємо добуток двох цілих чисел, що теж має бути цілим:

$$z_1 \frac{\alpha_1}{2\pi} = \frac{z_1 + z_2}{n} = \gamma \in \mathbb{Z}.$$

Тобто для того щоб забезпечити однозначну можливість складання класичного первинного ПР з кількістю сателітів два або більше, необхідно виконати наступну умову складання:

$$\gamma = \frac{z_1 + z_2}{n}, \quad (5.10)$$

де n – кількість сателітів у планетарному ряді; γ – будь-яке ціле число.

Для первинних ПР з двовінцевими сателітами, як на рис. 2.1, б – г, застосовують конструкції, в яких може відбуватись регулювання кутового положення одного вінця відносно іншого при складанні, або жорсткі конструкції з однозначним взаємним розташуванням вінців згідно з налатками обладнання при нарізанні. В першому випадку умова складання виконується для будь-якого сполучення чисел зубців, а в другому випадку – умова складання

гарантовано виконується тільки, якщо кількість зубців на кожному центральному колесі кратна кількості двовінцевих сателітів.

Узагальнено для другого випадку, рис. 2.1, б:

$$\begin{aligned}\frac{z_1 + z_4}{n} &= \gamma_1 \forall Z ; \\ \frac{z_2 - z_5}{n} &= \gamma_2 \forall Z ; \\ \frac{\gamma_2}{\gamma_1} &= \frac{m_{1-4}}{m_{5-2}}.\end{aligned}\tag{5.11}$$

Узагальнено для другого випадку, рис. 2.1, в:

$$\begin{aligned}\frac{z_1 + z_4}{n} &= \gamma_1 \forall Z ; \\ \frac{z_2 + z_5}{n} &= \gamma_2 \forall Z ; \\ \frac{\gamma_2}{\gamma_1} &= \frac{m_{1-4}}{m_{5-2}}.\end{aligned}\tag{5.12}$$

Узагальнено для другого випадку, рис. 2.1, г:

$$\begin{aligned}\frac{z_1 - z_4}{n} &= \gamma_1 \forall Z ; \\ \frac{z_2 - z_5}{n} &= \gamma_2 \forall Z ; \\ \frac{\gamma_2}{\gamma_1} &= \frac{m_{1-4}}{m_{5-2}}.\end{aligned}\tag{5.13}$$

Для первинних ПР з парними сателітами, як на рис. 2.1, д – ж, залежно від знака внутрішнього передаточного відношення (параметра) ПР умову складання визначають відповідно:

$$\gamma = \frac{z_1 + z_2}{n}, \quad \text{для } i_{(1-2)}^{(3)} < 0; \tag{5.14}$$

$$\gamma = \frac{z_2 - z_1}{n}, \quad \text{для } i_{(1-2)}^{(3)} > 0. \tag{5.15}$$

5.1.3. Умова сусідства в первинних планетарних рядах

Умова забезпечує можливість розміщення заданої кількості сателітів залежно від параметра ПР як мінімум без інтерференції зубців сусідніх сателітів або із забезпеченням потрібного зазору між

вершинами зубців сусідніх сателітів, а також для необхідного місця для тіла води. На рис. 5.4 всі зубчасті колеса показані у вигляді ділительних кіл і за умови $h_a^* = 1$.

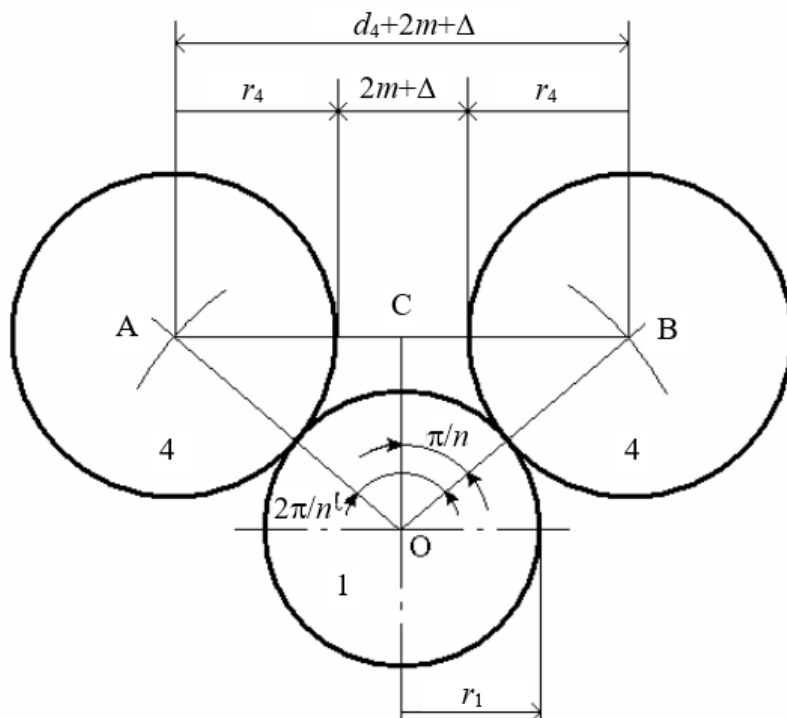


Рисунок 5.4 – До умови сусідства класичного первинного ПР

Виконання умови сусідства можна записати виразом

$$|AB| \geq d_a^{(4)} + \Delta, \quad (5.16)$$

де $|AB|$ – відстань між осями сусідніх сателітів; $d_a^{(4)}$ – діаметр вершин зубців сателітів; Δ – необхідний мінімальний зазор між вершинами зубців сателітів.

Виразимо $|AB|$ через внутрішнє передаточне відношення або параметр ПР (табл. 2.1).

$$\begin{aligned} |AB| &= 2|AC| = 2|AO| \sin \frac{\pi}{n} = 2(r_1 + r_4) \sin \frac{\pi}{n} = 2 \left(r_1 + \frac{r_2 - r_1}{2} \right) \sin \frac{\pi}{n} \\ &= (r_1 + r_2) \sin \frac{\pi}{n} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n}. \end{aligned}$$

Відповідно діаметр вершин сателіта можна подати у вигляді

$$d_a^{(4)} = d_4 + 2m = 2 \left(\frac{r_2 - r_1}{2} + m \right) = 2 \left(\frac{\frac{mz_2}{2} - \frac{mz_1}{2}}{2} + m \right) = \\ = \frac{m}{2} (z_2 - z_1 + 4) .$$

Додатковий зазор Δ також виразимо в модулях зубчастого зачеплення: $\Delta = 2m$.

Підставимо все в (5.16):

$$\frac{m}{2} (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n} \geq \frac{m}{2} (z_2 - z_1 + 4) + 2m ; \\ \sin \frac{\pi}{n} \geq \frac{z_2 - z_1 + 4 + 4}{z_1 + z_2} . \quad (5.17)$$

У рівнянні (5.17) перша четвірка належить до забезпечення відсутності інтерференції між зубцями сусідніх сателітів, а друга четвірка забезпечує зазор у два модулі між вершинами зубців сусідніх сателітів.

Для первинних ПР з двовінцевими сателітами, як на рис. 2.1, *б – г*, виконання умови сусідства перевіряється для перерізу з більшими сателітами.

Для первинних ПР з парними сателітами, як на рис. 2.1, *д – ж*, виконання умови сусідства перевіряється графічно залежно від співвідношення розмірів центральних коліс і обох сателітів (рис. 5.5).

5.1.4. Підбір кількості зубців для зубчастих коліс в планетарних рядах

Основними вихідними параметрами для підбору кількості зубців на колесах ПР є внутрішнє передаточне відношення ПР k , вид первинного ПР та, можливо, бажана кількість сателітів у ряду.

При підборі чисел зубців в ПР слід брати до уваги, що такі ж самі або близькі передаточні відношення можуть бути отримані при різній кількості зубців на колесах. Вибір кількості зубців здійснюється з урахуванням вимог до згинальної витривалості зубців. Якщо навантажувальна здатність лімітується міцністю робочих поверхонь зубців, то доцільно вибирати по можливості більшу кількість останніх. В передачах короточасної дії при невеликих швидкостях для зубчастих коліс з високою твердістю робочих поверхонь і особливо при

реверсивному навантаженні, навантажувальна здатність, як правило, лімітується згинальною міцністю зубців. У таких передачах для зменшення їх розмірів і маси передачі доцільно обирати меншу кількість зубців для збільшення модуля зачеплення.

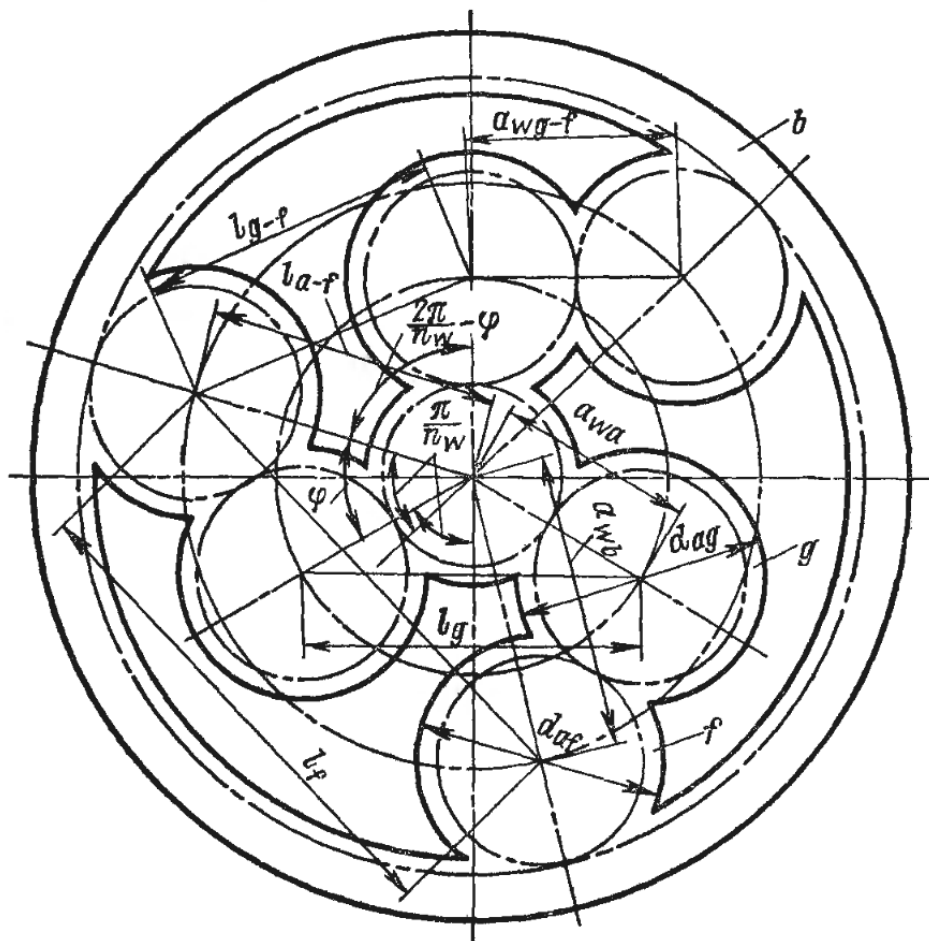


Рис. 5.5 – До умови сусідства первинних ПР за рис. 2.1, д

Числа зубців на колесах у зачепленні для швидкохідних передач не повинні мати спільних множників. Не рекомендується також, щоб кількість зубців на центральних зубчастих колесах була кратна кількості сателітів.

При підборі кількості зубців на колесах для будь-яких ПР бажано за можливості застосовувати прості числа (13, 17, 19, 23, 29, 31, 37, 41, 43, 47, 53, 59, 61, 67, 71, 73, 79, 83, 89, 97, 101, 103, 107, 109, 113, 127, 131, 137, 139 і далі), а не складені.

Для класичних первинних ПР алгоритм підбору кількості зубців такий:

1. Задаємося кількістю зубців на меншому колесі z_1 . Як правило, це значення відповідає мінімальній кількості зубців для прямозубого колеса зовнішнього зачеплення $z_{\min}$, що дорівнює 14 і за необхідності може бути зменшена до 12. Але, наприклад, при необхідності пропустити через менше зубчасте колесо один чи більше валів, мінімальна кількість зубців на ньому може обиратись будь-якою більшою.

2. Визначаємо кількість зубців на більшому центральному зубчастому колесі (епіциклі) за формулою з таблиці 2.1: $z_2 = |k|z_1$. При цьому варіюємо значенням $|k|$ в межах $\pm 3\%$ з метою отримання цілого значення для z_2 . Якщо результату в межах $\pm 3\%$ знайти не вдається, збільшуємо на одиницю z_1 і повторюємо спробу до тих пір, доки не виконуємо умову.

3. Із умови співвісності (5.3) визначаємо кількість зубців на сателіті $z_4 = \frac{z_2 - z_1}{2}$, збільшуючи на одиницю z_1 до тих пір, доки z_4 не стане цілим і не меншим ніж $z_{\min}$. При цьому не забуваємо контролювати цілість значення z_2 при збереженні точності відтворення $|k|$ в межах $\pm 3\%$. За необхідності пункти 1) – 3) повторюємо, доки не виконаємо одночасно всі умови. Допускається неціле значення z_4 округлювати до меншого цілого, компенсуючи зміну міжосьових відстаней за рахунок відповідного позитивного зміщення коефіцієнтів похідного контуру для зубчастих коліс 1, 2 і 4.

4. Для заданого значення внутрішнього передаточного відношення k за виразом (5.17) знаходимо максимально можливу кількість сателітів $n_{\max}$ в ПР. При цьому в (5.17) розмір бажаного зазору може корегуватись при певних обмеженнях на конструкцію водила.

5. Для кількостей сателітів від трьох до $n_{\max}$ перевіряємо виконання умови складання (5.10), при необхідності збільшуючи z_1 і повторюючи весь алгоритм наново.

6. Фіксуємо кілька робочих сполучень отриманих значень z_1 , z_2 , z_4 та n разом із точністю відтворення k для подальшого вибору найбільш оптимальних варіантів з точки зору власних частот, міцності та інших конструктивних міркувань.

Приклад реалізації алгоритму підбору кількості зубців для класичних первинних ПР.

Вихідні дані:

Внутрішнє передаточне відношення $k = -3,875$ без обмежень за кількістю сателітів.

Знаходимо за формулою (5.17) максимально можливу кількість сателітів:

$$\sin \frac{\pi}{n} \geq \frac{z_2 - z_1 + 4 + 4}{z_1 + z_2}.$$

Якщо в правій частині нерівності чисельник і знаменник поділити на z_1 , то отримаємо:

$$\sin \frac{\pi}{n} \geq \frac{\frac{z_2}{z_1} - \frac{z_1}{z_1} + \frac{4}{z_{\min}} + \frac{4}{z_{\min}}}{\frac{z_1}{z_1} + \frac{z_2}{z_1}} = \frac{|k| - 1 + \frac{4}{z_{\min}} + \frac{4}{z_{\min}}}{1 + |k|};$$

$$\sin \frac{\pi}{n} \geq \frac{3,875 - 1 + \frac{4}{14} + \frac{4}{14}}{1 + 3,875} = 0,70696.$$

Значення $\sin \frac{\pi}{n}$ для кількості сателітів, що зустрічається найчастіше, можна занести в таблицю 5.1 і надалі нею користуватись.

Таблиця 5.1 – До визначення умови сусідства

n	3	4	5	6	7	8
$\sin \frac{\pi}{n}$	0,866	0,707	0,588	0,5	0,434	0,383

Відповідно, оскільки $\sin \frac{\pi}{n} = 0,707 \geq 0,70696$, в досліджуваному ПР максимально можуть розміститись 4 сателіти.

Далі, працюючи за наведеним вище алгоритмом, заповнюємо табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Приклад визначення можливої кількості зубців на зубчастих колесах класичного первинного ПР за наданим k

Формула для обчислення	Значення параметрів							
z_1	12	12	13	14	15	16	17	18
$z_2 = k z_1$	46,5	46,5	50,375	54,25	58,125	62	65,875	69,75
z_2 округл.	46	47	50	54	58	62	66	70
$z_4 = (z_2 - z_1)/2$	17,25	17,25	18,688	20,125	21,563	23	24,438	25,875
$\Delta = (z_2/z_1 - k)/ k $	-1,075	1,075	-0,744	-0,461	-0,215	0	0,19	0,358
$\gamma = (z_2 + z_1)/3$	19,5	19,5	21,125	22,75	24,375	26	27,625	29,25
$\gamma = (z_2 + z_1)/4$	14,625	14,625	15,844	17,063	18,281	19,5	20,719	21,938
Формула для обчислення	Значення параметрів							
z_1	19	20	20	21	22	23	24	
$z_2 = k z_1$	73,625	77,5	77,5	81,375	85,25	89,125	93	
z_2 округл.	74	77	78	81	85	89	93	
$z_4 = (z_2 - z_1)/2$	27,313	28,75	28,75	30,188	31,625	33,063	34,5	
$\Delta = (z_2/z_1 - k)/ k $	0,509	-0,645	0,645	-0,461	-0,293	-0,14	0	
$\gamma = (z_2 + z_1)/3$	30,875	32,5	32,5	34,125	35,75	37,375	39	
$\gamma = (z_2 + z_1)/4$	23,156	24,375	24,375	25,594	26,813	28,031	29,25	

Стовпці, що виділені сірою заливкою, є результатом виконаного визначення кількості зубців для класичних первинних ПР. При цьому для варіанта, де $z_1 = 16$, сумарні коефіцієнти зміщення зубчастих коліс мають дорівнювати нулю, а для $z_1 = 24$ маємо приймати на сателітах $z_4 = 34$ і компенсувати недобір міжосьової відстані за рахунок сумарного позитивного зміщення в обох зачепленнях.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 5.1

Запитання

1. Що обумовлює і як виглядає умова співвісності для первинного планетарного ряду?
2. Як може вплинути великий позитивний коефіцієнт зміщення зубчастих коліс у ПР на умову співвісності, виражену через кількість зубців?

3. Яка проблема при складанні ПР може виникнути, якщо не виконана умова складання?

4. Що має забезпечити умова сусідства в первинних ПР?

5. Як збільшити необхідний зазор між сателітами в умові сусідства для забезпечення більшої жорсткості водила?

6. Як перевіряється виконання умови сусідства для первинних ПР з парними сателітами?

7. Що є основними вихідними параметрами для підбору кількості зубців на колесах ПР?

8. З якою точністю, як правило, намагаються відтворити задане внутрішнє передаточне відношення ПР при підборі числа зубців?

9. Які особливості кінематичної схеми ПКП можуть вимагати збільшення $z_{\min}$ вже на першому кроці алгоритму підбору?

10. Яка мінімальна кількість сателітів зазвичай обирається для силових планетарних передач?

Завдання 1. Для кінематичних схем ПКП, наведених в завданні для самостійної роботи за розділом 2 і побудованих для них структурних схем в розділі 3, визначити:

– максимально можливу кількість сателітів (без урахування парних сателітів) за умовою сусідства;

– можливу кількість сателітів за умовою складання при рівномірному розташуванні по колу.

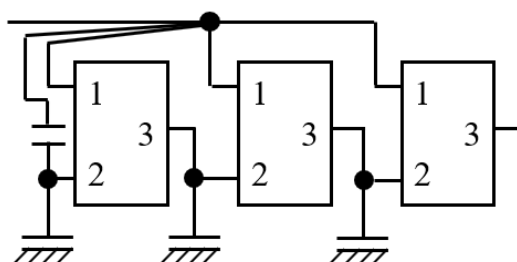
Завдання 2. Підібрати кількість зубців на всіх зубчастих колесах класичного первинного ПР і можливу кількість сателітів для наведених нижче внутрішніх передаточних відношень: $-1,5$; -2 ; $-2,5$; -3 ; $-3,5$; -4 ; $-4,5$; -5 ; $-1,75$; $-2,25$; $-2,75$; $-3,25$; $-3,75$; $-4,25$; $-4,75$; $-1,829$; $-2,201$; $-2,411$; $-2,759$; $-3,111$; $-3,888$; $-4,123$; $-4,888$.

5.2 Визначення внутрішніх передаточних відношень планетарних рядів за заданою кінематичною схемою ПКП з двома ступенями вільності і передаточними відношеннями

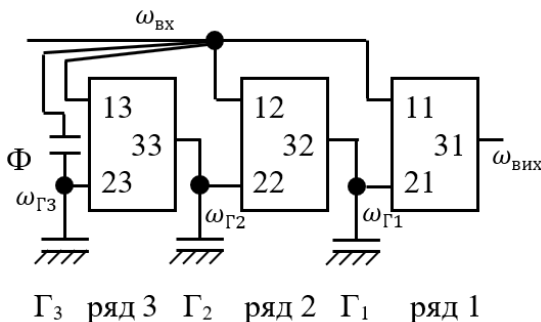
5.2.1. Схема ПКП з послідовним під'єднанням ПР до передачі навантаження

При розробці нових ПКП або при модернізації зі зміною передаточних відношень може виникати задача параметричного синтезу ПКП з двома ступенями вільності за заданою кінематичною схемою ПКП і передаточними відношеннями. При цьому структура ПКП може бути надана як у варіанті кінематичної схеми, так і

Необхідно звернути увагу на те, що в ПКП з двома ступенями вільності пряма передача реалізується при ввімкненні блокувального фрикціона, а кожна з непрямих передач реалізується при вмиканні відповідного гальма.



1. Нумеруємо в довільному порядку планетарні ряди і керуючі елементи. Як вже зазначалося, при позначенні перша цифра в індексі відповідає номеру ланки (1 – сонячна шестірня; 2 – епіциклічна шестірня; 3 – водило; 4 – сателіт), а друга – номеру ряду. Відповідно до прийнятої нумерації позначаємо кутові швидкості всіх ланок (рис. 5.7). В нашому випадку ряди і гальма доцільно пронумерувати зправа наліво відповідно до номеру передач, що цими гальмами вмикаються, але це не обов'язково.



118

2. Записуємо рівняння Вілліса (4.5) для кожного планетарного ряду і зводимо їх у систему:

$$\begin{cases} \omega_1 - k\omega_2 + \omega_3(k-1) = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_1\omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{ВІХ}}(k_1-1) = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2\omega_{\Gamma 2} + \omega_{\Gamma 1}(k_2-1) = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_3\omega_{\Gamma 3} + \omega_{\Gamma 2}(k_3-1) = 0. \end{cases} \quad (5.18)$$

3. Намагаємось знайти в схемі гальмо, при включенні якого під навантаженням працює тільки один планетарний ряд, і записуємо для цієї передачі вираз передаточного відношення. Як правило, це ПР, який одночасно зв'язаний з вхідною і вихідною ланками, а також з одним із гальм. Якщо такий ряд знайти неможливо, то для розв'язання поставленого завдання необхідно перейти до п. 5.2.2.

У нашому випадку Γ_1 – ввімкнене, $\omega_{\Gamma 1} = 0$. Відповідне рівняння системи буде мати вигляд:

$$\omega_{\text{BX}} + \omega_{\text{ВІХ}}(k_1-1) = 0. \quad (5.19)$$

Щоб перейти від кутових швидкостей до передаточних відношень, почленно розділимо отриманий вираз на $\omega_{\text{ВІХ}}$, і виражаємо внутрішнє передаточне відношення першого планетарного ряду через задане загальне передаточне відношення, вводячи позначення $i_{\Gamma 1} = \frac{\omega_{\text{BX}}}{\omega_{\text{ВІХ}}}$:

$$\frac{\omega_{\text{BX}}}{\omega_{\text{ВІХ}}} + 1(k_1-1) = 0;$$

$$i_{\Gamma 1} + k_1 - 1 = 0;$$

$$k_1 = 1 - i_{\Gamma 1}.$$

Намагаємось підставляти в якості $i_{\Gamma 1}$ всі передаточні відношення, крім 1.

$$k_1^* = 1 - i_1 = 1 - 3,375 = -2,375;$$

$$k_1^{**} = 1 - i_2 = 1 - 2,25 = -1,25;$$

$$k_1^{***} = 1 - i_3 = 1 - 1,5 = -0,5.$$

Якщо в результаті підстановки вийшли значення k_1 , що не потрапляють у дозволений діапазон, то їх відбраковуємо. Для подальшого розгляду залишаємо $k_1^* = -2,375$.

4. Намагаємось знайти в схемі гальмо, при ввімкненні якого під навантаженням працюють ряд, розглянутий у п.3, та ще один

планетарний ряд, і записуємо для цієї передачі вираз для передаточного відношення.

У цьому випадку Γ_2 – ввімкнене, $\omega_{\Gamma 2}=0$.

$$\begin{cases} \omega_{\text{вх}} - k_1 \omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{вих}}(k_1 - 1) = 0; \\ \omega_{\text{вх}} + \omega_{\Gamma 1}(k_2 - 1) = 0. \end{cases} \quad (5.20)$$

Переходимо від кутових швидкостей до передаточних відношень і виражаємо внутрішнє передаточне відношення другого планетарного ряду через задане загальне передаточне відношення та розраховане внутрішнє передаточне відношення першого планетарного ряду, вводячи позначення $i_{\Gamma 2} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}}$:

$$\omega_{\Gamma 1} = \frac{-\omega_{\text{вх}}}{k_2 - 1};$$

$$\omega_{\text{вх}} + k_1 \frac{\omega_{\text{вх}}}{k_2 - 1} + \omega_{\text{вих}}(k_1 - 1) = 0;$$

$$i_{\Gamma 2} + i_{\Gamma 2} \frac{k_1}{k_2 - 1} + k_1 - 1 = 0;$$

$$i_{\Gamma 2}(k_2 - 1) + i_{\Gamma 2}k_1 + (k_1 - 1)(k_2 - 1) = 0;$$

$$i_{\Gamma 2}k_2 - i_{\Gamma 2} + i_{\Gamma 2}k_1 + k_1k_2 - k_1 - k_2 + 1 = 0;$$

$$k_2(i_{\Gamma 2} + k_1 - 1) = i_{\Gamma 2} - i_{\Gamma 2}k_1 + k_1 - 1;$$

$$k_2 = \frac{i_{\Gamma 2} - i_{\Gamma 2}k_1 + k_1 - 1}{i_{\Gamma 2} + k_1 - 1}.$$

Намагаємось підставляти в отриману формулу залишене для подальшого розгляду значення $k_1^* = -2,375$. У якості $i_{\Gamma 2}$ підставляємо всі передаточні відношення, крім 1 і передаточного відношення, при якому було визначене відповідне k_1 .

Так при підстановці $k_1^* = -2,375$ як передаточні відношення $i_{\Gamma 2}$ приймаємо ті, що залишились: $i_2 = 2,25$ або $i_3 = 1,5$:

$$k_2^* = \frac{2,25 - 2,25(-2,375) - 2,375 - 1}{2,25 - 2,375 - 1} = -3,75;$$

$$k_2^{**} = \frac{1,5 - 1,5(-2,375) - 2,375 - 1}{1,5 - 2,375 - 1} = -0,9.$$

Якщо в результаті підстановки вийшли значення k_2 , що не потрапляють у дозволений діапазон, то їх відбраковуємо. Для подальшого розгляду залишаємо $k_2^* = -3,75$.

5. Розглянемо включення гальма, що залишилося, Γ_3 і запишемо для цієї передачі вираз передаточного відношення.

У цьому випадку Γ_3 – включене, $\omega_{\Gamma 3}=0$.

$$\begin{cases} \omega_{\text{BX}} - k_1 \omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{ВНХ}}(k_1 - 1) = 0; \\ \omega_{\text{BX}} - k_2 \omega_{\Gamma 2} + \omega_{\Gamma 1}(k_2 - 1) = 0; \\ \omega_{\text{BX}} + \omega_{\Gamma 2}(k_3 - 1) = 0. \end{cases} \quad (5.21)$$

Переходимо від кутових швидкостей до передаточних відношень і виражаємо внутрішнє передаточне відношення третього планетарного ряду через задане загальне передаточне відношення та розраховані внутрішні передаточні відношення першого і другого планетарного рядів, вводячи позначення $i_{\Gamma 3} = \frac{\omega_{\text{BX}}}{\omega_{\text{ВНХ}}}$:

$$\omega_{\Gamma 2} = \frac{-\omega_{\text{BX}}}{k_3 - 1};$$

$$\omega_{\text{BX}} + k_2 \frac{\omega_{\text{BX}}}{k_3 - 1} + \omega_{\Gamma 1}(k_2 - 1) = 0;$$

$$\omega_{\Gamma 1} = -\frac{\omega_{\text{BX}} \left(1 + \frac{k_2}{k_3 - 1}\right)}{k_2 - 1};$$

$$\omega_{\text{BX}} + k_1 \frac{\omega_{\text{BX}} \left(1 + \frac{k_2}{k_3 - 1}\right)}{k_2 - 1} + \omega_{\text{ВНХ}}(k_1 - 1) = 0;$$

$$i_{\Gamma 3} + k_1 \frac{i_{\Gamma 3} \left(1 + \frac{k_2}{k_3 - 1}\right)}{k_2 - 1} + k_1 - 1 = 0;$$

$$i_{\Gamma 3}(k_2 - 1) + k_1 i_{\Gamma 3} \left(1 + \frac{k_2}{k_3 - 1}\right) + (k_1 - 1)(k_2 - 1) = 0;$$

$$i_{\Gamma 3}(k_2 - 1) + k_1 i_{\Gamma 3} + \frac{k_1 k_2 i_{\Gamma 3}}{k_3 - 1} + (k_1 - 1)(k_2 - 1) = 0;$$

$$(i_{\Gamma 3}(k_2 - 1) + k_1 i_{\Gamma 3} + (k_1 - 1)(k_2 - 1))(k_3 - 1) + k_1 k_2 i_{\Gamma 3} = 0;$$

$$k_3 = -\frac{k_1 k_2 i_{\Gamma 3}}{i_{\Gamma 3}(k_2 - 1) + k_1 i_{\Gamma 3} + (k_1 - 1)(k_2 - 1)} + 1.$$

Підставляємо в отриману формулу залишену для подальшого розгляду в п.4 комбінацію ($k_1^* = -2,375$; $k_2^* = -3,75$ і $i_3 = 1,5$):

$$k_3^* = -\frac{(-2,375)(-3,75)1,5}{1,5(-3,75 - 1) - 2,375 \cdot 1,5 + (-2,375 - 1)(-3,75 - 1)} + 1 = -1,5$$

Для подальшого розгляду залишаємо комбінацію:

$$k_1^* = -2,375; k_2^* = -3,75 \text{ і } k_3^* = -1,5.$$

6 Робимо перевірний розрахунок кінематики для того, щоб переконатись у вірності винайдених результатів. Умовно задаємось $\omega_{\text{вх}} = 1$ і знаходимо всі передаточні відношення, що не дорівнюють одиниці, використовуючи систему рівнянь (5.18).

На першій передачі Γ_1 – ввімкнений, $\omega_{\Gamma_1} = 0$, відповідно

$$\begin{cases} 1 + \omega_{\text{вх}}(k_1 - 1) = 0; \\ 1 - k_2\omega_{\Gamma_2} = 0; \\ 1 - k_3\omega_{\Gamma_3} + \omega_{\Gamma_2}(k_3 - 1) = 0. \end{cases}$$

З першого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{-1}{k_1 - 1} = \frac{-1}{-2,375 - 1} = \frac{1}{3,375}.$$

Передаточне відношення на I передачі:

$$i_1 = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вх}}} = \frac{1}{\frac{1}{3,375}} = 3,375.$$

На другій передачі Γ_2 – ввімкнений, $\omega_{\Gamma_2} = 0$, відповідно

$$\begin{cases} 1 - k_1\omega_{\Gamma_1} + \omega_{\text{вх}}(k_1 - 1) = 0; \\ 1 + \omega_{\Gamma_1}(k_2 - 1) = 0; \\ 1 - k_3\omega_{\Gamma_3} = 0. \end{cases}$$

З другого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\Gamma_1} = \frac{-1}{k_2 - 1} = \frac{-1}{-3,75 - 1} = \frac{1}{4,75}.$$

З першого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{k_1\omega_{\Gamma_1} - 1}{k_1 - 1} = \frac{\frac{-2,375}{4,75} - 1}{-2,375 - 1} = 0,444.$$

Передаточне відношення на II передачі:

$$i_2 = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вх}}} = \frac{1}{0,444} = 2,25.$$

На III передачі Γ_3 – ввімкнений, $\omega_{\Gamma 3}=0$.

$$\begin{cases} 1 - k_1 \omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{вих}}(k_1 - 1) = 0; \\ 1 - k_2 \omega_{\Gamma 2} + \omega_{\Gamma 1}(k_2 - 1) = 0; \\ 1 + \omega_{\Gamma 2}(k_3 - 1) = 0. \end{cases}$$

З третього рівняння системи маємо:

$$\omega_{\Gamma 2} = \frac{-1}{k_3 - 1} = \frac{-1}{-1,5 - 1} = \frac{-1}{-2,5} = 0,4.$$

З другого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\Gamma 1} = \frac{k_2 \omega_{\Gamma 2} - 1}{k_2 - 1} = \frac{-3,75(0,4) - 1}{-3,75 - 1} = 0,52632.$$

З першого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\text{вих}} = \frac{k_1 \omega_{\Gamma 1} - 1}{k_1 - 1} = \frac{0,52632(-2,375) - 1}{-2,375 - 1} = 0,667.$$

Передаточне відношення на III передачі:

$$i_3 = \frac{\omega_{\text{вих}}}{\omega_{\Gamma 3}} = \frac{1}{0,667} = 1,5.$$

Всі передаточні відношення ПКП співпали із заданими, тому для отриманих значень внутрішніх передаточних відношень ПР можна будувати кінематичну схему (розділ 3), підбирати кількість зубців на колесах (п. 5.1.4) і проводити силовий аналіз (підрозділ 4.3) та розрахунки на міцність.

5.2.2. Схема ПКП з роботою всіх ПР на всіх передачах

Нехай задана структурна схема (рис. 5.8), а передаточні відношення становлять $i_1 = 5$, $i_2 = 2,5$, $i_3 = 1$.

1 Нумеруємо в довільному порядку планетарні ряди і керуючі елементи. При позначенні перша цифра в індексі відповідає номеру ланки (1 – сонячна шестірня; 2 – епіциклічне зубчасте колесо; 3 – водило; 4 – сателіт), а друга – номеру ряду. Відповідно до прийнятої нумерації позначаємо кутові швидкості всіх ланок (рис. 5.9). В цьому випадку ряди доцільно пронумерувати зліва направо.

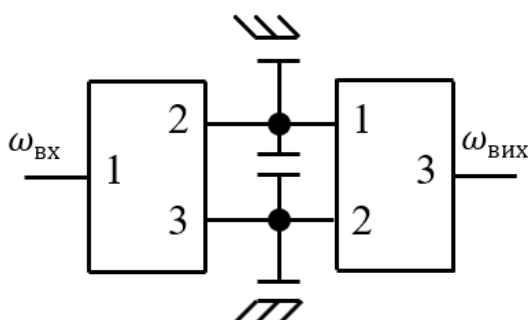


Рисунок 5.8 – Задана структурна схема

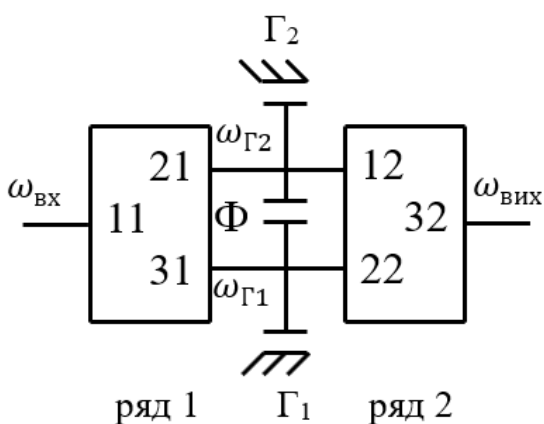


Рисунок 5.9 – Структурна схема ПКП з пронумерованими елементами

2. Записуємо рівняння Вілліса (4.5) для кожного планетарного ряду і зводимо їх у систему:

$$\begin{cases} \omega_{\text{вх}} - k_1 \omega_{\Gamma 2} + \omega_{\Gamma 1} (k_1 - 1) = 0; \\ \omega_{\Gamma 2} - k_2 \omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{вих}} (k_2 - 1) = 0. \end{cases} \quad (5.22)$$

3. При включенні гальм Γ_1 і Γ_2 відповідно система рівнянь (5.22) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \omega_{\text{вх}} - k_1 \omega_{\Gamma 2} = 0; \\ \omega_{\Gamma 2} + \omega_{\text{вих}} (k_2 - 1) = 0. \end{cases} \quad (5.23)$$

$$\begin{cases} \omega_{\text{вх}} + \omega_{\Gamma 1} (k_1 - 1) = 0; \\ -k_2 \omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{вих}} (k_2 - 1) = 0. \end{cases} \quad (5.24)$$

4. Із систем (5.23) і (5.24) виразимо $\omega_{\text{вх}}$ через $\omega_{\text{вих}}$ і розділимо почленно вирази на $\omega_{\text{вих}}$.

Для включеного гальма Γ_1

$$\begin{aligned}\omega_{\Gamma 2} &= -\omega_{\text{вих}}(k_2 - 1); \\ \omega_{\text{вх}} &= k_1 \omega_{\Gamma 2} = -\omega_{\text{вих}}(k_2 - 1)k_1; \\ \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}} &= -\frac{\omega_{\text{вих}}}{\omega_{\text{вих}}}(k_2 - 1)k_1; \\ i_{\Gamma 1} &= -(k_2 - 1)k_1.\end{aligned}$$

Для включеного гальма Γ_2

$$\begin{aligned}\omega_{\Gamma 1} &= \frac{-\omega_{\text{вих}}}{k_1 - 1}; \\ -k_2 \omega_{\Gamma 1} + \omega_{\text{вих}}(k_2 - 1) &= \frac{k_2 \omega_{\text{вих}}}{k_1 - 1} + \omega_{\text{вих}}(k_2 - 1) = 0; \\ \frac{k_2 \omega_{\text{вих}}}{(k_1 - 1) \omega_{\text{вих}}} + \frac{\omega_{\text{вих}}}{\omega_{\text{вих}}}(k_2 - 1) &= 0; \\ i_{\Gamma 2} \frac{k_2}{k_1 - 1} &= 1 - k_2; \\ i_{\Gamma 2} &= \frac{(k_1 - 1)(1 - k_2)}{k_2}.\end{aligned}$$

5. Зібравши для обох передач отримані рівняння в систему, одержимо:

$$\begin{cases} i_{\Gamma 1} = -(k_2 - 1)k_1; \\ i_{\Gamma 2} = \frac{(k_1 - 1)(1 - k_2)}{k_2}. \end{cases} \quad (5,25)$$

Підставимо замість $i_{\Gamma 1}$ і $i_{\Gamma 2}$ їх значення (крім $i_3=1$) у всіх можливих комбінаціях і розв'яжемо їх відносно k_1 і k_2 :

$$\begin{cases} 5 = -(k_2 - 1)k_1; \\ 2,5 = \frac{(k_1 - 1)(1 - k_2)}{k_2}. \end{cases}$$

$$k_1 = \frac{5}{1 - k_2};$$

$$\begin{aligned}
2,5 &= \frac{\left(\frac{5}{1-k_2} - 1\right)(1-k_2)}{k_2} ; \\
2,5k_2 &= \left(\frac{5}{1-k_2} - 1\right)(1-k_2) ; \\
2,5k_2(1-k_2) &= (4+k_2)(1-k_2); \\
2,5k_2 &= 4+k_2; \\
1,5k_2 &= 4; \\
k_2 &= 2,667; \\
k_1 &= \frac{5}{1-k_2} = -3 .
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\begin{cases} 2,5 = -(k_2 - 1)k_1; \\ 5 = \frac{(k_1 - 1)(1 - k_2)}{k_2} ; \end{cases} \\
k_1 &= \frac{2,5}{1 - k_2} ; \\
5 &= \frac{\left(\frac{2,5}{1-k_2} - 1\right)(1-k_2)}{k_2} ; \\
5k_2 &= \left(\frac{2,5}{1-k_2} - 1\right)(1-k_2) ; \\
5k_2(1-k_2) &= (1,5+k_2)(1-k_2); \\
5k_2 &= 1,5+k_2 ; \\
k_2 &= 0,375 ; \\
k_1 &= \frac{2,5}{1-k_2} = 4 .
\end{aligned}$$

З урахуванням неможливості реалізації в класичному первинному ПР внутрішнього передаточного відношення $k = 0,375$ одержуємо єдиний варіант комбінації внутрішніх передаточних відношень, що дозволяють реалізувати задані передаточні відношення для всієї планетарної коробки передач $k_1 = -3$ і $k_2 = 2,667$.

6. Робимо перевірний розрахунок кінематики для того, щоб переконатись у правильності отриманих результатів. Умовно задаємось $\omega_{\text{вх}} = 1$ і знаходимо всі передаточні відношення, що не дорівнюють одиниці, використовуючи систему рівнянь (5.22).

На першій передачі Γ_1 – ввімкнене, $\omega_{\Gamma_1} = 0$, відповідно

$$\begin{cases} \omega_{\text{вх}} - k_1 \omega_{\Gamma_2} = 0; \\ \omega_{\Gamma_2} + \omega_{\text{вих}}(k_2 - 1) = 0. \end{cases}$$

З першого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\Gamma_2} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{k_1} = \frac{1}{-3} = -0,333.$$

З другого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\text{вих}} = \frac{-\omega_{\Gamma_2}}{k_2 - 1} = \frac{0,333}{2,667 - 1} = 0,2.$$

Передаточне відношення на I передачі:

$$i_1 = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}} = \frac{1}{0,2} = 5.$$

На другій передачі Γ_2 – ввімкнене, $\omega_{\Gamma_2} = 0$, відповідно

$$\begin{cases} \omega_{\text{вх}} + \omega_{\Gamma_1}(k_1 - 1) = 0; \\ -k_2 \omega_{\Gamma_1} + \omega_{\text{вих}}(k_2 - 1) = 0. \end{cases}$$

З першого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\Gamma_1} = \frac{-\omega_{\text{вх}}}{k_1 - 1} = \frac{-1}{-3 - 1} = 0,25.$$

З другого рівняння системи маємо:

$$\omega_{\text{вих}} = \frac{k_2 \omega_{\Gamma_1}}{k_2 - 1} = \frac{2,667 \cdot 0,25}{2,667 - 1} = 0,4.$$

Передаточне відношення на II передачі:

$$i_1 = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}} = \frac{1}{0,4} = 2,5.$$

Всі передаточні відношення ПКП збіглися із заданими, тому для отриманих значень внутрішніх передаточних відношень ПР можна будувати кінематичну схему (розділ 3), підбирати кількість зубців на колесах (п. 5.1.4) і проводити силовий аналіз (підрозділ 4.3) та розрахунки на міцність.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 5.2

Запитання:

1. Яким чином визначаються внутрішні передаточні відношення ПР за заданими передаточними відношеннями ПКП?
2. З чого починається визначення внутрішніх передаточних відношень ПР за заданими передаточними відношеннями ПКП, якщо структура ПКП задана кінематичною схемою?
3. З якого режиму роботи ПКП починається визначення внутрішнього передаточного відношення ПР, якщо в схемі відпрацьовується послідовне під'єднання ПР до передачі навантаження?
4. Як в системі рівнянь, складених за формулою Вілліса, здійснюється перехід від кутових швидкостей до передаточних відношень?
5. Як здійснюється перевірка знайдених значень внутрішніх передаточних відношень?
6. Яким чином визначаються внутрішні передаточні відношення ПР, якщо в схемі відпрацьовується одночасна робота всіх ПР на всіх передачах?
7. Які первинні ПР можна використовувати, якщо в результаті визначення внутрішнього передаточного відношення ПР отримане позитивне значення?
8. Які первинні ПР можна використовувати, якщо в результаті визначення внутрішнього передаточного відношення ПР отримане значення $|k| > 5$?
9. Які первинні ПР можна використовувати, якщо в результаті визначення внутрішнього передаточного відношення ПР отримане значення k , близьке до одиниці?
10. Як можна вирішити проблему, якщо в результаті визначення внутрішнього передаточного відношення ПР отримане значення в діапазоні $0 < |k| < 0,5$?

Завдання

Для структурних схем, наданих у додатках А і В, і передаточних відношень, наданих у додатках Б і Г, визначити внутрішні передаточні відношення всіх планетарних рядів з наступною перевіркою.

5.3 Визначення конструктивних параметрів планетарних рядів та елементів керування

5.3.1 Визначення модуля зачеплення і ширини вінців зубчастих коліс планетарних рядів ПКП

Визначення названих параметрів планетарних рядів ПКП відбувається за алгоритмом, сформованим в стандарті розрахунку зубчастих коліс на міцність [24]. Для розв'язання поставленої задачі необхідно задати такі вихідні дані:

- 1) повні результати кінематичного та силового аналізу ПКП відповідно до підрозділів 4.2 – 4.3;
- 2) час роботи ПКП до планового ремонту у годинах;
- 3) розподіл часу роботи ПКП по передачах у частках або відсотках, якщо він відрізняється від розподілу, наведеного в табл. 4.7;
- 4) матеріал, хіміко-термічна обробка і, як результат, показники міцності та твердості серцевини і активних поверхонь зубців коліс;
- 5) значення максимального короткочасного обертального моменту, який може виникнути на вхідній ланці.

Для ілюстрації розглянемо ПКП танка Леопард 1, для якої в попередньому розділі було зроблено повний кінематичний і силовий аналіз. В розрахунках приймаємо час роботи 10000 годин, а як матеріал зубчастих коліс Сталь 20X2H4A з цементацією і загартуванням до твердості робочої поверхні 60HRC і серцевини 45HRC. Максимальне короткочасне перевищення стаціонарного вхідного моменту може складати три рази ($k_d = 3$).

При вирішенні поставленої задачі, якщо всі зубчасті колеса виконані з одного матеріалу і з однаковою хіміко-термічною обробкою, то для кожного планетарного ряду розглядається зачеплення сонячна шестірня – сателіт за методикою, описаною в [14] (розділ 3).

Першим кроком для розрахунків на міцність визначаються режими роботи і розрахункові навантаження для кожного ПР окремо.

З підрозділу 4.3 виписуємо довгостроково діючі обертальні моменти на сонячних шестірнях з урахуванням втрат, а з підрозділу 4.2 – кутові швидкості сонячних шестерень і водил. Далі визначаємо відносну швидкість обертання сонячних шестерень при зупинених водилах $\omega_{1x}^* = |\omega_{1x} - \omega_{3x}|$ і кількість циклів змін напружень у зубчастому зачепленні сонячна шестірня – сателіт з урахуванням кількості сателітів (див. підрозділ 2.1):

$$N_{xj} = \frac{3600 t_j \omega_{1x}^* n_{cam}^x}{2\pi}, \quad (5.26)$$

де t_j – час роботи на передачі (з табл. 4.7 $t_1 = 0,07 \cdot 10000 = 700$ годин,

$t_{II} = 0,2 \cdot 10000 = 2000$ годин; $t_{III} = 0,38 \cdot 10000 = 3800$ годин; $t_{IV} = 0,35 \cdot 10000 = 3500$ годин). Тут у зв'язку з відсутністю в ПКП задньої передачі 0,01 для неї додаємо в I передачу.

Частка обертального моменту на сонячній шестірні, що припадає на зачеплення останньої з одним сателітом, з урахуванням коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження між сателітами ψ :

$$T_j = \frac{|M_{1x}|}{n_{cam}^x} \psi_x, \quad (5.27)$$

де $\psi_I = 1,25$ – з табл. 5.3 для $n_{cam}^I = 3$ і $\psi_{II} = \psi_{III} = 1,3$ для $n_{cam}^{II} = n_{cam}^{III} = 4$ при відсутності у всіх ПР плаваючих ланок.

Таблиця 5.3 – Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження між сателітами

Тип схеми первинного ПР	Наявність і вид плаваючих ланок	Кількість сателітів			
		3	4	5	6
А рис. 2.1 а	Відсутні	1,25	1,30	1,35	1,40
	Одно з двох центральних коліс	1,15	1,20	1,25	1,30
	Водила або обидва центральних колеса	1,10	1,15	1,20	1,25
В–Г рис. 2.1 а–ж	Відсутні	1,30	1,35	1,40	1,45
	Одно з двох центральних коліс	1,20	1,25	1,30	1,35
	Водила або обидва центральних колеса	1,15	1,20	1,25	1,30

Під плаваючими ланками тут мають на увазі основні (центральні) ланки ПР, на яких не встановлюються вальниці, а ланки мають можливість самовстановлюватись в процесі прикладання навантаження.

Результати заносяться в табл. 5.4–5.6 для кожного ПР окремо.

Таблиця 5.4 – Розрахункові навантаження для першого ПР

№ передачі	I	II	III	IV
$ M_{11} $, Н·м	1000	497,74	329,40	200
ω_{11} , с ⁻¹	100	100	100	100
ω_{31} , с ⁻¹	20	40	60	100
ω_{11}^* , с ⁻¹	80	60	40	0
$N_{1/2}$, МН.	96,3	206,3	261,3	0
T_j , Нм	416,7	207,4	137,25	83,3

Таблиця 5.5 – Розрахункові навантаження для другого ПР

№ передачі	I	II	III	IV
$ M_{12} , \text{Н}\cdot\text{м}$	0	502,26	333,9	200
$\omega_{12}, \text{с}^{-1}$	100	100	100	100
$\omega_{32}, \text{с}^{-1}$	0	25	50	100
$\omega_{12}^*, \text{с}^{-1}$	100	75	50	0
$N_{2j}, \text{млн}$	160,4	343,8	435,4	0
$T_j, \text{Нм}$	0	163,2	108,5	65

Таблиця 5.6 – Розрахункові навантаження для третього ПР

№ передачі	I	II	III	IV
$ M_{13} , \text{Н}\cdot\text{м}$	0	0	336,7	200
$\omega_{13}, \text{с}^{-1}$	100	100	100	100
$\omega_{33}, \text{с}^{-1}$	-33,3	0	33,3	100
$\omega_{13}^*, \text{с}^{-1}$	133,3	100	66,7	0
$N_{3j}, \text{млн.}$	160,4	343,8	435,4	0
$T_j, \text{Нм}$	0	0	109,4	65

Приймаємо як розрахунковий обертальний момент для кожного з рядів більший з T_j з кількістю циклів змін навантаження більшою, ніж базова (рис. 5.10): $T_1 = 416,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 163,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_3 = 109,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Другим кроком визначаємо допустимі напруження для розрахунку на контактну $[\sigma_H]$ і згинальну $[\sigma_F]$ витривалість.

Відповідно до (3.33) і (3.34) [14]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{S_H} Z_R Z_V, \quad (5.28)$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – межа контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає базовому числу циклів змін напружень, наведена в табл. 3.17 [14] або інших технічних довідниках. У нашому випадку для сталі 20Х2Н4А (термообробка цементация з наступним загартуванням до твердості поверхні $\sim 60HRC_3$) $\sigma_{H \lim b} = 23HRC_3 = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}$;

S_H – коефіцієнт безпеки для зубчастих коліс, що мають поверхневе зміцнення зубців, $S_H=1,2$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість робочих поверхонь зубців, (табл. 3.18) [14]. Приймаємо $Z_R = 1$;

Z_V – коефіцієнт, що враховує окружну швидкість зубців шестірни, визначається за рис.3.17 [14]. Приймаємо $Z_V = 1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності (3.35) [14], обчислюється за формулою

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}.$$

Тут N_{H0} або N_{Hlim} – базове число циклів змін напружень, що відповідає межі витривалості, яке залежно від твердості робочих поверхонь визначається за графіком на рис. 5.10 або за формулою:

$$N_{Hlim} = 30H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6.$$

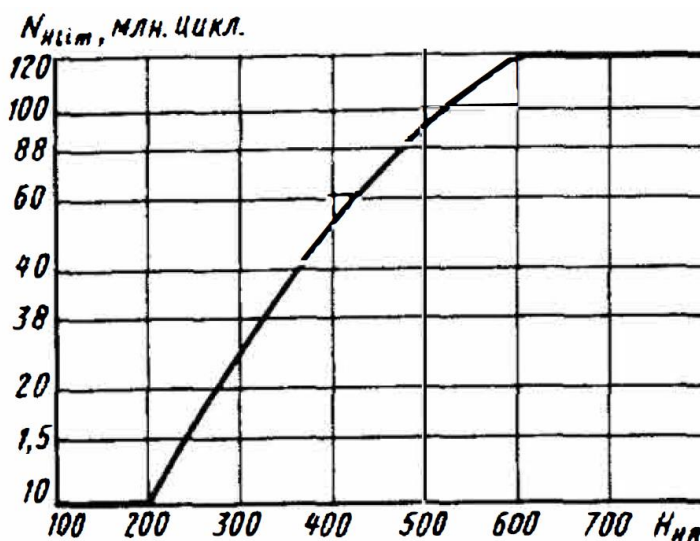


Рисунок 5.10 – Базове число циклів змін контактих напружень залежно від твердості робочих поверхонь зубців

Тут еквівалентне число циклів змін напружень було визначено за формулою (3.37) [14] для кожного ряду окремо.

Перший ПР:

$$N_{HE} = \sum_{j=1}^4 \left(\frac{T_j}{T_1} \right)^3 N_j = \left(\frac{416,7}{416,7} \right)^3 96,3 + \left(\frac{207,4}{416,7} \right)^3 206,3 + \\ + \left(\frac{137,25}{416,7} \right)^3 261,3 + \left(\frac{83,3}{416,7} \right)^3 0 = 131,07 \text{ млн.}$$

Другий ПР:

$$N_{HE} = \sum_{j=1}^4 \left(\frac{T_j}{T_2} \right)^3 N_j = \left(\frac{0}{163,2} \right)^3 160,4 + \left(\frac{163,2}{163,2} \right)^3 343,8 + \\ + \left(\frac{108,5}{163,2} \right)^3 435,4 + \left(\frac{65}{163,2} \right)^3 0 = 471,7 \text{ млн.}$$

Третій ПР:

$$N_{HE} = \sum_{j=1}^4 \left(\frac{T_j}{T_2} \right)^3 N_j = \left(\frac{0}{109,4} \right)^3 160,4 + \left(\frac{0}{109,4} \right)^3 343,8 + \\ + \left(\frac{109,4}{109,4} \right)^3 435,4 + \left(\frac{65}{109,4} \right)^3 0 = 435,4 \text{ млн.}$$

Відповідно для всіх ПР маємо $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} < 1$ і згідно з обмеженнями, описаними в (3.38) [14], приймаємо $K_{HL} = 1$ для всіх ПР.

У підсумку, для розрахунку допустимі напруження на контактну витривалість становлять $[\sigma_H] = \frac{1380}{1,2} = 1150 \text{ МПа}$.

Відповідно до (3.51) і (3.52) [Б]

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0 K_{FC} K_{FL}}{S_F} Y_S Y_R, \quad (5.29)$$

де $\sigma_{F \lim b}^0$ – межа згинальної витривалості (табл. 3.19) [14],
 $\sigma_{F \lim b}^0 = 800 \text{ МПа}$;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер навантаження, за табл. 3.20 [14] з урахуванням реверсивності передачі і роботи сателіта зі знаковмінними згинальними напруженнями $K_{FC} = 0,75$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, для згинального навантаження визначається за формулами (3.53)–(3.55) [14]:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (5.30)$$

де $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів змін напружень для згинального навантаження;

N_{FE} – еквівалентне число циклів змін напружень для згинального навантаження на кожному з ПР:

Перший ПР:

$$N_{FE} = \sum_{j=1}^4 \left(\frac{T_j}{T_1} \right)^9 N_j = \left(\frac{416,7}{416,7} \right)^9 96,3 + \left(\frac{207,4}{416,7} \right)^9 206,3 + \\ + \left(\frac{137,25}{416,7} \right)^9 261,3 + \left(\frac{83,3}{416,7} \right)^9 0 = 96,7 \text{ млн.}$$

Другий ПР:

$$N_{FE} = \sum_{j=1}^4 \left(\frac{T_j}{T_2} \right)^9 N_j = \left(\frac{0}{163,2} \right)^9 160,4 + \left(\frac{163,2}{163,2} \right)^9 343,8 + \\ + \left(\frac{108,5}{163,2} \right)^9 435,4 + \left(\frac{65}{163,2} \right)^9 0 = 354,85 \text{ млн.}$$

Третій ПР:

$$N_{FE} = \sum_{j=1}^4 \left(\frac{T_j}{T_3} \right)^9 N_j = \left(\frac{0}{109,4} \right)^9 160,4 + \left(\frac{0}{109,4} \right)^9 343,8 + \\ + \left(\frac{109,4}{109,4} \right)^9 435,4 + \left(\frac{65}{109,4} \right)^9 0 = 435,4 \text{ млн.}$$

Відповідно для всіх ПР маємо $K_{FL} < 1$ і згідно з обмеженнями [14] приймаємо $K_{FL} = 1$ для всіх ПР.

S_F – коефіцієнт безпеки, який за (3.56), табл. 3.19 і табл. 3.21 [14] приймаємо $S_F = 1,75$;

Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень, приймаємо $Y_S = 1$;

Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість нешліфованої перехідної поверхні зубців, приймаємо $Y_R = 1$.

У підсумку для розрахунку на згинальну витривалість допустимі напруження становлять:

$$[\sigma_F] = \frac{800 \cdot 0,75 \cdot 1}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 343 \text{ МПа.}$$

Третім кроком розглянемо розрахунок зачеплень сонячна шестірня – сателіт на контактну витривалість.

Відповідно до формули (3.16') [14]

$$d_{11} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (5.31)$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт діаметра (3.32) [14], для прямозубих передач $K_d = 77$;

$\psi_{d\max}$ – максимальний коефіцієнт ширини вінця, прийнятий з урахуванням табл. 3.15 [14], $\psi_{d\max} = 0,65$. Приймаємо по рядах $\psi_{d1} = 0,6$; $\psi_{d2} = 0,4$ та $\psi_{d3} = 0,3$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, за рис. 3.14 [14] для твердості вище 350 HB і варіанта 6 дорівнює $K_{H\beta} = 1,075$;

u – передаточне відношення в зачепленні сонячна шестірня – сателіт, що визначається за формулою $u = \frac{z_4}{z_1}$. Для кожного ПР вони складають $u_1 = 1,5$; $u_2 = 1$; $u_3 = 0,5$.

У підсумку мінімальні діаметри сонячних шестерень першого планетарного ряду за критерієм контактної витривалості повинні бути:

$$\begin{aligned} d_{11} &\geq 77 \sqrt[3]{\frac{416,7 \cdot 10^3 \cdot 1,075}{0,6 \cdot 1150^2} \cdot \frac{1,5+1}{1,5}} = 75,5 \text{ мм}, \\ d_{12} &\geq 77 \sqrt[3]{\frac{163,2 \cdot 10^3 \cdot 1,075}{0,4 \cdot 1150^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 67,2 \text{ мм}, \\ d_{13} &\geq 77 \sqrt[3]{\frac{109,4 \cdot 10^3 \cdot 1,075}{0,3 \cdot 1150^2} \cdot \frac{0,5+1}{0,5}} = 74 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Четвертим кроком розглянемо розрахунок зачеплень сонячна шестірня – сателіт на згинальну витривалість.

Відповідно до формули (3.18') [14]

$$m^* \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_{11}^2 \psi_d [\sigma_F]} Y_F}, \quad (5.32)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт модуля [14], для заданих умов $K_m = 1,4$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, рис. 3.14 [14], для твердості вище 350 НВ і варіанта 6 дорівнює $K_{F\beta} = 1,12$;

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба, рис. 3.18 [14] для $z_{11} = 15$ і орієнтовного зміщення $x_{11} = +0,2$ приймаємо $Y_{F1} = 4$; для $z_{12} = 15$ і орієнтовного зміщення $x_{12} = +0,2$ також приймаємо $Y_{F2} = 4$; для $z_{13} = 30$ і орієнтовного зміщення $x_{13} = 0$ приймаємо $Y_{F3} = 3,8$.

У підсумку мінімальний модуль зачеплення для всіх планетарних рядів повинен бути:

$$m_1^* \geq 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{416,7 \cdot 10^3 \cdot 1,12}{15^2 \cdot 0,6 \cdot 343}} \cdot 4 = 4,8 \text{ мм},$$

$$m_2^* \geq 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{163,2 \cdot 10^3 \cdot 1,12}{30^2 \cdot 0,4 \cdot 343}} \cdot 4 = 4,02 \text{ мм},$$

$$m_3^* \geq 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{109,4 \cdot 10^3 \cdot 1,12}{30^2 \cdot 0,3 \cdot 343}} \cdot 3,8 = 2,4 \text{ мм}.$$

Приймаємо для подальших розрахунків для першого ПР $m_1 = 5 \text{ мм}$ і $d_{11} = 75 \text{ мм}$.

Тоді ширина вінця $b_{11} = \psi_{d1} d_{11} = 0,6 \cdot 75 = 45 \text{ мм}$, приймаємо $b_{11} = 46 \text{ мм}$.

Для другого ПР приймаємо $m_2 = 4,5 \text{ мм}$ і $d_{12} = 67,5 \text{ мм}$.

Тоді ширина вінця $b_{12} = \psi_{d2} d_{12} = 0,4 \cdot 67,5 = 27 \text{ мм}$, приймаємо $b_{12} = 28 \text{ мм}$.

Для третього ПР приймаємо $m_3 = 2,5 \text{ мм}$ і $d_{13} = 75 \text{ мм}$.

Тоді ширина вінця $b_{13} = \psi_{d3} d_{13} = 0,3 \cdot 75 = 22,5 \text{ мм}$, приймаємо $b_{13} = 24 \text{ мм}$.

На н'ятому кроці перевіряємо зачеплення сонячна шестірня – сателіт усіх ПР на дію максимальних навантажень.

Для перевірки на дію максимальних навантажень спочатку необхідно перерахувати дійсні значення довгостроково діючих контактних (3.15) [14] і згинальних (3.17) [14] напружень з урахуванням

збільшення діаметра у зв'язку з необхідністю приймати стандартне значення модуля і, можливо, з урахуванням зміни ширини вінців.

Контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_{1x} d_{1x}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (5.33)$$

де $Z_H = 1,76$ для прямозубих коліс за формулою (3.28') [14];

$Z_M = 275$ (3.29) [14];

Z_ε по (3.30) [Б] $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$, де в свою чергу коефіцієнт перекриття ε_α за (3.3) [14]

для першого ПР:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{11}} + \frac{1}{z_{41}} \right) \right] = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{22} \right) \right] = 1,52.$$

Відповідно

$$Z_{\varepsilon 1} = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,52}{3}} = 0,909;$$

для другого ПР:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{12}} + \frac{1}{z_{42}} \right) \right] = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{15} \right) \right] = 1,453.$$

Відповідно

$$Z_{\varepsilon 2} = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,52}{3}} = 0,921;$$

для третього ПР:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{13}} + \frac{1}{z_{43}} \right) \right] = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{15} \right) \right] = 1,56.$$

$$\text{Відповідно } Z_{\varepsilon 3} = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,52}{3}} = 0,902;$$

$K_{H\alpha} = 1$ для прямозубих коліс.

$K_{H\beta} = 1,075$ з попередніх розрахунків.

K_{Hv} за табл. 3.16 [14] для 8 ступеня точності та колових швидкостей:

- на першому ПР $v = \omega_{11}^* d_{11}/2 = 80 \cdot 75 \cdot 10^{-3}/2 = 3,0$ м/с і $K_{Hv} = 1,08$;
- на другому ПР $v = \omega_{12}^* d_{12}/2 = 60 \cdot 67,5 \cdot 10^{-3}/2 = 2,025$ м/с і $K_{Hv} = 1,06$;
- на третьому ПР $v = \omega_{13}^* d_{13}/2 = 40 \cdot 75 \cdot 10^{-3}/2 = 1,5$ м/с і $K_{Hv} = 1,045$.

Відповідно дійсні значення довгостроково діючих контактних напружень в зачепленні сонце – сателіт по рядах становитимуть:

для першого ПР

$$\sigma_{H1} = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,909 \sqrt{\frac{2 \cdot 416,7 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,075 \cdot 1,08}{46 \cdot 75^2} \cdot \frac{1,5+1}{1,5}} = 1098 \text{ МПа};$$

для другого ПР

$$\sigma_{H2} = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,921 \sqrt{\frac{2 \cdot 163,2 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,075 \cdot 1,06}{28 \cdot 67,5^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 1068 \text{ МПа};$$

для третього ПР

$$\sigma_{H3} = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,902 \sqrt{\frac{2 \cdot 109,4 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,075 \cdot 1,045}{24 \cdot 75^2} \cdot \frac{0,5+1}{0,5}} = 1020 \text{ МПа}.$$

Величина контактних напружень в зачепленні сонце – сателіт при дії максимальних навантажень визначається для кожного ПР (3.60) [14]:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T}}. \quad (5.34)$$

$$\sigma_{HM1} = \sigma_{H1} \sqrt{\frac{T_{M1}}{T_1}} = \sigma_{H1} \sqrt{\frac{k_d T_1}{T_1}} = \sigma_{H1} \sqrt{3} = 1098 \cdot \sqrt{3} \approx 1902 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{HM2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{M2}}{T_2}} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{k_d T_2}{T_2}} = \sigma_{H2} \sqrt{3} = 1068 \cdot \sqrt{3} \approx 1850 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{HM3} = \sigma_{H3} \sqrt{\frac{T_{M3}}{3}} = \sigma_{H3} \sqrt{\frac{k_d T_3}{T_3}} = \sigma_{H3} \sqrt{3} = 1020 \cdot \sqrt{3} \approx 1767 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо виконання умови для кожного ПР при тому, що

$$[\sigma_{HM}] = 40 \cdot HRC_E. \quad (5.35)$$

перший ПР:

$$(\sigma_{HM1} = 1902 \text{ МПа}) \leq (40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа});$$

другий ПР:

$$(\sigma_{HM2} = 1850 \text{ МПа}) \leq (40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа});$$

третій ПР:

$$(\sigma_{HM3} = 1767 \text{ МПа}) \leq (40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа}).$$

Умова контактної міцності при дії максимальних навантажень для всіх ПР виконується.

Аналогічно обчислюємо діючі згинальні напруження.

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{W_F}{m}, \quad (5.36)$$

де
$$W_F = \frac{2T_1}{d_{11}b_{11}} K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv}.$$

Тут $Y_{F1} = Y_{F2} = 4$, $Y_{F3} = 3,8$ (за рис. 3.18 [14]), $K_{F\beta} = 1,12$ (за рис. 3.14 [14]); $Y_\beta = 1$ і $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубих коліс;

K_{Fv} за табл. 3.16 [14] для 8 ступеня точності та колових швидкостей:

- для першого ПР $v = \omega_{11}^* d_{11}/2 = 80 * 75 \cdot 10^{-3}/2 = 3,0 \text{ м/с}$ і $K_{Fv} = 1,09$;
- для другого ПР $v = \omega_{12}^* d_{12}/2 = 60 * 67,5 \cdot 10^{-3}/2 = 2,025 \text{ м/с}$ і $K_{Fv} = 1,06$;
- для третього ПР $v = \omega_{13}^* d_{13}/2 = 40 * 75 \cdot 10^{-3}/2 = 1,5 \text{ м/с}$ і $K_{Fv} = 1,05$.

Відповідно питома розрахункова окружна сила для однієї пари зачеплення сонце – сателіт для кожного ПР:

$$W_{F1} = \frac{2 \cdot 416,7 \cdot 10^3}{75 \cdot 46} 1,12 \cdot 1 \cdot 1,09 = 294,9 \text{ Н/мм};$$

$$W_{F2} = \frac{2 \cdot 163,2 \cdot 10^3}{67,5 \cdot 28} 1,12 \cdot 1 \cdot 1,06 = 205,03 \text{ Н/мм};$$

$$W_{F3} = \frac{2 \cdot 109,4 \cdot 10^3}{75 \cdot 24} 1,12 \cdot 1 \cdot 1,05 = 142,95 \text{ Н/мм}.$$

Дійсні згинальні напруження для кожного ПР:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_{\beta} \frac{W_{F1}}{m_1} = 4 \cdot 1 \cdot \frac{294,9}{5} = 235,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{W_{F2}}{m_2} = 4 \cdot 1 \cdot \frac{205,03}{4,5} = 182,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F3} = Y_{F3} Y_{\beta} \frac{W_{F3}}{m_3} = 3,8 \cdot 1 \cdot \frac{142,95}{2,5} = 217,3 \text{ МПа}.$$

Величина згинальних напружень у зачепленні сонце – сателіт при дії максимальних навантажень визначається окремо для кожного ПР (3.61) [14]:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} = \sigma_F \frac{k_d T_1}{T_1} = k_d \sigma_F. \quad (5.37)$$

$$\sigma_{FM1} = 3 \sigma_{F1} = 3 \cdot 235,9 = 707,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM2} = 3 \sigma_{F2} = 3 \cdot 182,2 = 546,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM3} = 3 \sigma_{F1} = 3 \cdot 217,3 = 651,9 \text{ МПа}.$$

Допустимі згинальні напруження при дії максимальних навантажень обчислюються за допомогою формули (3.61) [14]:

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} Y_S, \quad (5.38)$$

де $\sigma_{F \lim M} = 2650 \text{ МПа}$ за табл. 3.19 [14];

$S_{FM} = S'_{FM} S''_{FM}$, де в свою чергу $S'_{FM} = 1,75$ і $S''_{FM} = S''_F = 1$ для коліс, отриманих методом штампування при відсутності абразивного зношування (закрита передача з рідким мастилом);

$Y_{S1} = 0,95$ при модулі $m_1 = 5$ по рис. 3.19 [14] для першого ПР;

$Y_{S2} = 0,96$ при модулі $m_2 = 4,5$ для другого ПР і $Y_{S3} = 1,02$ при модулі $m_3 = 2,5$ для третього ПР.

Відповідно згинальні допустимі напруження при дії максимальних навантажень становлять окремо для кожного з ПР:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} Y_{S1} = \frac{2650}{1,75 \cdot 1} \cdot 0,95 = 1439 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} Y_{S2} = \frac{2650}{1,75 \cdot 1} \cdot 0,96 = 1454 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FM3}] = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} Y_{S3} = \frac{2650}{1,75 \cdot 1} \cdot 1,02 = 1545 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо виконання умови $(\sigma_{FM}) \leq ([\sigma_{FM}])$ для кожного ПР.

$$\sigma_{FM1} \leq [\sigma_{FM1}] \Rightarrow 707,7 \leq 1439;$$

$$\sigma_{FM2} \leq [\sigma_{FM2}] \Rightarrow 546,6 \leq 1454;$$

$$\sigma_{FM3} \leq [\sigma_{FM3}] \Rightarrow 651,9 \leq 1545;$$

Умова згинальної міцності при дії максимальних навантажень для всіх ПР виконується. В результаті розрахунків остаточно приймаємо:

для першого ПР модуль $m_1 = 5$ мм, дільний діаметр $d_{11} = 75$ мм, ширина вінця $b_{11} = 46$ мм;

для другого ПР модуль $m_2 = 4,5$ мм, дільний діаметр $d_{12} = 67,5$ мм, ширина вінця $b_{12} = 28$ мм;

для третього ПР модуль $m_3 = 2,5$ мм, дільний діаметр $d_{13} = 75$ мм, ширина вінця $b_{13} = 24$ мм.

5.3.2. Визначення діаметрів осей сателітів всіх планетарних рядів, вхідного і вихідного валів

Визначення діаметрів вхідного і вихідного валів.

Діаметри вхідного і вихідного валів розраховуємо на режимі максимального обертового моменту з урахуванням коефіцієнта динамічності за спрощеною формулою, виходячи з умови виготовлення цих валів з тієї ж сталі, що й зубчастих коліс, – 20Х2Н4А (термообробка цементация з наступним загартуванням).

Дотичні напруження при скручуванні

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (5.39)$$

де полярний момент опору

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (5.40)$$

Звідси, якщо розглядати максимально можливе навантаження і $\tau = [\tau_{кр}]$, то діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau_{кр}]}} \quad (5.41)$$

де $M_{кр} = k_d M_{розр}$.

Для обох валів за [15] приймаємо $[\tau_{кр}] = 200$ МПа; $k_d = 3$ з вихідних даних.

Для вхідного моменту $M_{\text{вх}} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ приймаємо:

$$M_{\text{кр}} = 3 \cdot 1000 = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3000}{\pi \cdot 200 \cdot 10^6}} = 0,042 \text{ м}.$$

Для вихідного вала більший з моментів з розрахунків за п. 4.3.2 становить $M_{\text{вих}} = 4920 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{\text{кр}} = 3 \cdot 4920 = 14760 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

$$d_{\text{вих}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14760}{\pi \cdot 200 \cdot 10^6}} = 0,072 \text{ м}.$$

Визначення діаметрів осей сателітів всіх планетарних рядів.

Мінімальні діаметри осей сателітів визначаємо для випадку жорсткого водила і двостороннього закріплення осі відповідно до розрахункової схеми, поданої на рис. 5.11, незалежно від того, чи розміщуються вальниці сателіта в самому сателіті, чи в щоках водила.

За умовою міцності на згинання згинальні напруження становлять:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_3};$$

де W_3 – момент опору на згинання залежно від діаметра d :

$$W_3 = \frac{\pi d^3}{32}; \quad (5.43)$$

M_3 – згинальний момент, який обчислюється через розрахункову силу і відстань між опорами:

$$M_3 = \frac{P_{\text{розр}} X}{2}. \quad (5.44)$$

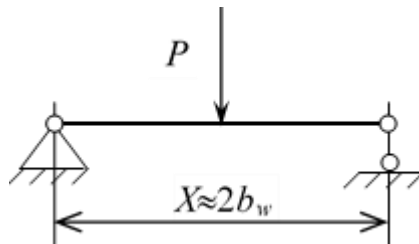


Рисунок 5.11 – Розрахункова схема навантаження осі сателіта

Відповідно, якщо замінити $\sigma_3 = [\sigma_3]$ і вважати, що $X \approx 2b_w$, то

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_3}{\pi \cdot [\sigma_3]}} = \sqrt[3]{\frac{32P_{\text{розр}}b_w}{\pi \cdot [\sigma_3]}}. \quad (5.45)$$

За умовою міцності осі сателіта на зрізання дотичні напруження:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{P_{\text{розр}}}{F}, \quad (5.46)$$

де F – площа подвійного перерізу осі сателіта, по якому можливе руйнування осі внаслідок зрізання: $F = 2 \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}$.

Відповідно, якщо $\tau_{\text{зр}} = [\tau_{\text{зр}}]$, то

$$d = \sqrt{\frac{2P_{\text{розр}}}{\pi[\tau_{\text{зр}}]}}. \quad (5.47)$$

Тут і для згинання, і для зрізання розрахункову силу обчислюємо через розрахунковий обертальний момент на відповідному водилі $M_{\text{розр}}$ і радіус розташування осей сателітів на водилі r .

$$P_{\text{розр}} = \frac{M_{\text{розр}}}{r}, \quad (5.48)$$

які в свою чергу обчислюються через обертальний момент на відповідному водилі з підрозділу 4.3, кількість сателітів $n_{\text{сат}}$ у відповідному ПР, коефіцієнт динамічності k_d (перевищення короткочасного обертального моменту над стаціонарним) та коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами ψ ,

$$M_{\text{розр}} = \frac{k_d |M_3^{\text{max}}|}{n_{\text{сат}}} \psi. \quad (5.49)$$

Радіус розташування осей сателітів на водилі обчислюється через модуль та кількість зубців на сонці та епіциклі:

$$r = m \frac{z_2 + z_1}{4}. \quad (5.50)$$

Для всіх осей сателітів всіх ПР за [15] приймаємо $[\sigma_3] = 340 \text{ МПа}$ і $[\tau_{\text{зр}}] = 160 \text{ МПа}$; $k_d = 3$ з вихідних даних.

Діаметр осі сателіта першого ПР.

З вихідних даних $n_{\text{сат}} = 3$, $z_{11} = 15$, $z_{21} = 60$, з табл. 4.6 $|M_{31}^{\text{max}}| = 4920$ Нм, з пункту 5.3.1 $m_1 = 5$ мм, $b_{11} = 46$ мм та коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами $\psi_1 = 1,25$.

$$r_1 = m_1 \frac{z_{21} + z_{11}}{4} = 5 \cdot \frac{60 + 15}{4} \cdot 10^{-3} = 0,09375 \text{ м};$$

$$M_{\text{розр1}} = \frac{k_d |M_{31}^{\text{max}}|}{n_{\text{сат1}}} \psi_1 = \frac{3 \cdot 4920}{3} \cdot 1,25 = 6150 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$P_{\text{розр1}} = \frac{M_{\text{розр1}}}{r_1} = \frac{6150}{0,09375} = 65600 \text{ Н}.$$

За умовою міцності на згинання:

$$d_{13} = \sqrt[3]{\frac{32 P_{\text{розр1}} b_{11}}{\pi \cdot [\sigma_3]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 65600 \cdot 46 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 340 \cdot 10^6}} = 0,045 \text{ м}.$$

За умовою міцності на зрізання:

$$d_{13p} = \sqrt{\frac{2 P_{\text{розр1}}}{\pi [\tau_{3p}]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 65600}{\pi \cdot 160 \cdot 10^6}} = 0,016 \text{ м}.$$

Для осі сателіта першого ПР обираємо більший діаметр $d_1 = 0,045$ м.

Діаметр осі сателіта другого ПР.

З вихідних даних $n_{\text{сат}} = 4$, $z_{12} = 15$, $z_{22} = 45$, з табл. 4.6 $|M_{32}^{\text{max}}| = 1955,27$ Нм, з пункту 5.3.1 $m_2 = 4,5$ мм, $b_{12} = 28$ мм та коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами $\psi_2 = 1,3$.

$$r_2 = m_2 \frac{z_{22} + z_{12}}{4} = 4,5 \cdot \frac{45 + 15}{4} \cdot 10^{-3} = 0,0675 \text{ м};$$

$$M_{\text{розр2}} = \frac{k_d |M_{32}^{\text{max}}|}{n_{\text{сат2}}} \psi_2 = \frac{3 \cdot 1955,27}{4} \cdot 1,3 = 1906 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$P_{\text{розр2}} = \frac{M_{\text{розр2}}}{r_2} = \frac{1906}{0,0675} = 28243 \text{ Н}.$$

За умовою міцності на згинання:

$$d_{23} = \sqrt[3]{\frac{32P_{\text{розр2}}b_{12}}{\pi \cdot [\sigma_3]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 28243 \cdot 28 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 340 \cdot 10^6}} = 0,029 \text{ м.}$$

За умовою міцності на зрізання:

$$d_{23p} = \sqrt{\frac{2P_{\text{розр2}}}{\pi[\tau_{3p}]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 28243}{\pi \cdot 160 \cdot 10^6}} = 0,011 \text{ м.}$$

Для осі сателіта другого ПР обираємо більший діаметр з округленням $d_2 = 0,03 \text{ м.}$

Діаметр осі сателіта третього ПР.

З вихідних даних $n_{\text{сат}} = 4$, $z_{13} = 30$, $z_{23} = 60$, з табл. 4.6 $|M_{33}^{\text{max}}| = 996,67 \text{ Нм}$, з пункту 5.3.1 $m_3 = 2,5 \text{ мм}$, $b_{13} = 24 \text{ мм}$ та коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами $\psi_2 = 1,3$.

$$r_3 = m_3 \frac{z_{23} + z_{13}}{4} = 2,5 \cdot \frac{60 + 30}{4} \cdot 10^{-3} = 0,05625 \text{ м;}$$

$$M_{\text{розр3}} = \frac{k_d |M_{33}^{\text{max}}|}{n_{\text{сат3}}} \psi_2 = \frac{3 \cdot 996,67}{4} \cdot 1,3 = 972 \text{ Н·м;}$$

$$P_{\text{розр3}} = \frac{M_{\text{розр3}}}{r_3} = \frac{972}{0,05625} = 17276 \text{ Н.}$$

За умовою міцності на згинання:

$$d_{33} = \sqrt[3]{\frac{32P_{\text{розр3}}b_{13}}{\pi \cdot [\sigma_3]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 17276 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 340 \cdot 10^6}} = 0,023 \text{ м.}$$

За умовою міцності на зрізання:

$$d_{33p} = \sqrt{\frac{2P_{\text{розр3}}}{\pi[\tau_{3p}]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 17276}{\pi \cdot 160 \cdot 10^6}} = 0,008 \text{ м.}$$

Для осі сателіта третього ПР обираємо більший діаметр з округленням $d_3 = 0,024 \text{ м.}$

5.3.3. Визначення типів і розмірів вальниць сателітів всіх планетарних рядів

Для сателітів усіх планетарних рядів приймаємо радіальні роликові вальниці з короткими циліндричними роликами відповідно до ДСТУ 9080:2021 «Вальниці кочення. Вальниці кулькові та роликові. Система умовних позначень». Варіанти компоновання опор вальниць сателіта можуть бути реалізовані двома способами (рис. 5.12). Перевагу слід надавати варіанту (а). Якщо при встановленні вальниці різниця між діаметрами западин сателіта та зовнішньої обойми менш ніж 4 модулі зачеплення, то необхідно послідовно спробувати розмістити аналогічну за вантажопідйомністю вальницю без зовнішньої обойми, потім і без внутрішньої і без зовнішньої, і тільки, якщо це не вирішило проблеми, переходити до варіанта компоновання 5.12, б).

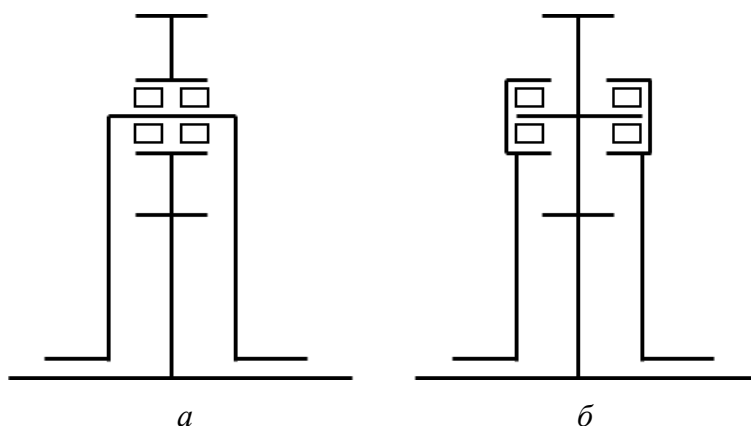


Рисунок 5.12 – Варіанти компоновання опор вальниць сателіта

Вихідними даними для вибору вальниць за критерієм статичної міцності та динамічної довговічності згідно з [15, 26–28] є:

– розрахункові довготривалі радіальні навантаження та обертальний момент на всіх ПР (X) на кожній передачі (j) – як в (5.48) та в (5.49), але без коефіцієнта динамічності k_d :

$$P_{X_{розр}}^j = \frac{M_{X_{розр}}^j}{r}, \quad (5.51)$$

$$M_{X_{розр}}^j = \frac{|M_{3X}^j|}{n_{сат}} \psi, \quad (5.52)$$

де r – з рівняння (5.50), а $n_{сат}$ та ψ з (5.48) та з (5.49);

- максимальне короткочасне радіальне навантаження з урахуванням коефіцієнта динамічності k_d ;
- час роботи вальниць на кожній передачі t_j ;
- мінімальний внутрішній діаметр вальниці за результатами розрахунків діаметрів осей сателітів.

Результати зводимо до таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Вихідні дані для вибору вальниць сателітів

	$r, \text{ м}$	$n_{\text{сат}}$	ψ	$ M_{3X}^I $ Н·м	$ M_{3X}^{II} $ Н·м	$ M_{3X}^{III} $ Н·м	$ M_{3X}^{IV} $ Н·м	$P_{X\text{розр}}^I$ Н	$P_{X\text{розр}}^{II}$ Н	$P_{X\text{розр}}^{III}$ Н	$P_{X\text{розр}}^{IV}$ Н
I ряд	0,09375	3	1,25	4920	2435,3	1633,8	1000	21867	10824	7261	4444
II ряд	0,0675	4	1,3	0	1955,3	1312,3	800	0	9414	6318	3852
III ряд	0,05625	4	1,3	0	0	996,7	600	0	0	5759	3467

Необхідність аналізу навантажень на прямій передачі, при якій вальниці сателітів не обертаються, теоретично обґрунтована можливістю виникнення саме в цьому режимі найбільших зусиль, на які вальниці мають бути перевірені на статичну міцність.

Визначення необхідної динамічної вантажопідйомності вальниць сателітів.

Необхідна довговічність вальниці в мільйонах обертів L пов'язана з еквівалентним навантаженням $P_{\text{екв}}$ та динамічною вантажопідйомністю C рівнянням

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{екв}}} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (5.53)$$

звідки

$$C = P_{\text{екв}} L^{\frac{3}{10}}, \quad (5.54)$$

де $\frac{10}{3}$ – експериментальне значення показника степеня кривої контактної втоми для роликів вальниць, що забезпечують заданий ресурс з вірогідністю в 90 % [15, 26–28].

Необхідна довговічність вальниці L складається з довговічностей на всіх передачах, на яких працює відповідний ПР:

$$L_X = L_X^I + L_X^{II} + L_X^{III} + L_X^{IV}.$$

Тут

$$L_X^j = \frac{3600}{2\pi \cdot 10^6} \cdot t_X^j \cdot |\omega_{4X}^{j*}|, \quad (5.53)$$

де t_X^j – час роботи окремого ПР на відповідній передачі з табл. 4.7 та (5.26);

ω_{4X}^{j*} – відносна кутова швидкість сателіта відповідного ПР на j -ій передачі з табл. 4.1.

Відповідно для першого ПР:

$$L_1 = L_1^I + L_1^{II} + L_1^{III} + L_1^{IV},$$

де на I передачі

$$L_1^I = \frac{3600 \cdot t_1^I \cdot |\omega_{41}^{I*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 700 \cdot |-53,3|}{2\pi \cdot 10^6} \approx 21,4 \text{ млн об.};$$

на II передачі

$$L_1^{II} = \frac{3600 \cdot t_1^{II} \cdot |\omega_{41}^{II*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 2000 \cdot |-40|}{2\pi \cdot 10^6} \approx 45,8 \text{ млн об.};$$

на III передачі

$$L_1^{III} = \frac{3600 \cdot t_1^{III} \cdot |\omega_{41}^{III*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 3800 \cdot |-26,7|}{2\pi \cdot 10^6} \approx 58,1 \text{ млн об.};$$

на IV передачі

$$L_1^{IV} = \frac{3600 \cdot t_1^{IV} \cdot |\omega_{41}^{IV*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 3500 \cdot |0|}{2\pi \cdot 10^6} = 0 \text{ млн об.};$$

Всього для першого ПР

$$L_1 = 21,4 + 45,8 + 58,1 + 0 = 125,3 \text{ млн об.}$$

Для другого ПР:

$$L_2 = L_2^I + L_2^{II} + L_2^{III} + L_2^{IV},$$

де на I передачі

$$L_2^I = \frac{3600 \cdot t_2^I \cdot |\omega_{42}^{I*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 0 \cdot |-100|}{2\pi \cdot 10^6} = 0 \text{ млн об.};$$

на II передачі

$$L_2^{II} = \frac{3600 \cdot t_2^{II} \cdot |\omega_{42}^{II*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 2000 \cdot |-75|}{2\pi \cdot 10^6} \approx 85,9 \text{ млн об.};$$

на III передачі

$$L_2^{III} = \frac{3600 \cdot t_2^{III} \cdot |\omega_{42}^{III*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 3800 \cdot |-50|}{2\pi \cdot 10^6} \approx 108,9 \text{ млн об.};$$

на IV передачі

$$L_2^{IV} = \frac{3600 \cdot t_2^{IV} \cdot |\omega_{42}^{IV*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 3500 \cdot |0|}{2\pi \cdot 10^6} = 0 \text{ млн об.}$$

Всього для другого ПР

$$L_2 = 0 + 85,9 + 108,9 + 0 = 194,8 \text{ млн об.}$$

Для третього ПР:

$$L_3 = L_3^I + L_3^{II} + L_3^{III} + L_3^{IV},$$

де на I передачі

$$L_3^I = \frac{3600 \cdot t_3^I \cdot |\omega_{43}^{I*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 0 \cdot |-267|}{2\pi \cdot 10^6} = 0 \text{ млн об.};$$

на II передачі

$$L_3^{II} = \frac{3600 \cdot t_3^{II} \cdot |\omega_{43}^{II*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 0 \cdot |-200|}{2\pi \cdot 10^6} = 0 \text{ млн об.};$$

на III передачі

$$L_3^{III} = \frac{3600 \cdot t_3^{III} \cdot |\omega_{43}^{III*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 3800 \cdot |-133|}{2\pi \cdot 10^6} \approx 289,6 \text{ млн об.};$$

на IV передачі

$$L_3^{IV} = \frac{3600 \cdot t_3^{IV} \cdot |\omega_{43}^{IV*}|}{2\pi \cdot 10^6} = \frac{3600 \cdot 3500 \cdot |0|}{2\pi \cdot 10^6} = 0 \text{ млн об.};$$

Всього для третього ПР

$$L_3 = 0 + 0 + 289,6 + 0 = 289,6 \text{ млн об.}$$

Еквівалентне динамічне навантаження на вальницьку сателіта заданого ПР визначається таким чином:

$$P_{\text{Хекв}} = F_{\text{Хr}} V K_{\sigma} K_T, \quad (5.56)$$

де K_6 – коефіцієнт безпечності, який для роликів вальниць і прийнятих умов роботи приймаємо $K_6 = 1,0$ [15, 26-28];

K_T – температурний коефіцієнт, для температури менше за 100°C приймаємо $K_T = 1$ [15, 26-28];

V – коефіцієнт обертання кільця; в нашому випадку при обертанні зовнішньої обойми $V=1,2$ [15, 26-28];

$F_{\chi r}$ – середнє радіальне навантаження, для ступінчастого режиму навантаження визначається за формулою [15, 26-28]:

$$F_{\chi r} = \left(\frac{(P_{\chi \text{розр}}^I)^{\frac{10}{3}} L_X^I + (P_{\chi \text{розр}}^{II})^{\frac{10}{3}} L_X^{II} + (P_{\chi \text{розр}}^{III})^{\frac{10}{3}} L_X^{III} + (P_{\chi \text{розр}}^{IV})^{\frac{10}{3}} L_X^{IV}}{L_X} \right)^{\frac{3}{10}}. \quad (5.57)$$

Відповідно для першого ПР:

$$F_{1r} = \left(\frac{(P_{1 \text{розр}}^I)^{\frac{10}{3}} L_1^I + (P_{1 \text{розр}}^{II})^{\frac{10}{3}} L_1^{II} + (P_{1 \text{розр}}^{III})^{\frac{10}{3}} L_1^{III} + (P_{1 \text{розр}}^{IV})^{\frac{10}{3}} L_1^{IV}}{L_1} \right)^{\frac{3}{10}} =$$

$$= \left(\frac{(21867)^{\frac{10}{3}} 21,4 + (10824)^{\frac{10}{3}} 45,8 + (7261)^{\frac{10}{3}} 58,1 + (4444)^{\frac{10}{3}} 0}{125,3} \right)^{\frac{3}{10}} = 13837 \text{ Н.}$$

Для другого ПР:

$$F_{2r} = \left(\frac{(P_{2 \text{розр}}^I)^{\frac{10}{3}} L_2^I + (P_{2 \text{розр}}^{II})^{\frac{10}{3}} L_2^{II} + (P_{2 \text{розр}}^{III})^{\frac{10}{3}} L_2^{III} + (P_{2 \text{розр}}^{IV})^{\frac{10}{3}} L_2^{IV}}{L_2} \right)^{\frac{3}{10}} =$$

$$= \left(\frac{(0)^{\frac{10}{3}} 0 + (9414)^{\frac{10}{3}} 85,9 + (6318)^{\frac{10}{3}} 108,9 + (3852)^{\frac{10}{3}} 0}{194,8} \right)^{\frac{3}{10}} = 8031 \text{ Н.}$$

Для третього ПР:

$$F_{3r} = \left(\frac{(P_{3 \text{розр}}^I)^{\frac{10}{3}} L_3^I + (P_{3 \text{розр}}^{II})^{\frac{10}{3}} L_3^{II} + (P_{3 \text{розр}}^{III})^{\frac{10}{3}} L_3^{III} + (P_{3 \text{розр}}^{IV})^{\frac{10}{3}} L_3^{IV}}{L_3} \right)^{\frac{3}{10}} =$$

$$= \left(\frac{(0)^{\frac{10}{3}} 0 + (0)^{\frac{10}{3}} 0 + (5759)^{\frac{10}{3}} 289,6 + (3467)^{\frac{10}{3}} 0}{289,6} \right)^{\frac{3}{10}} = 5759 \text{ Н.}$$

Відповідно для всіх ПР:

$$P_{1\text{екв}} = F_{1r}VK_{\sigma}K_T = 13837 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 16604,4 \text{ Н.}$$

$$P_{2\text{екв}} = F_{2r}VK_{\sigma}K_T = 8031 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 9637,2 \text{ Н.}$$

$$P_{3\text{екв}} = F_{3r}VK_{\sigma}K_T = 5759 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 6910,8 \text{ Н.}$$

Тобто сумарна динамічна вантажопідйомність вальниць сателітів усіх ПР має становити:

$$C_1^{\Sigma} = P_{1\text{екв}} L_1^{\frac{3}{10}} = 16604,4 \cdot 125,3^{\frac{3}{10}} = 70731 \text{ Н.}$$

$$C_2^{\Sigma} = P_{2\text{екв}} L_2^{\frac{3}{10}} = 9637,2 \cdot 194,8^{\frac{3}{10}} = 46863 \text{ Н.}$$

$$C_3^{\Sigma} = P_{3\text{екв}} L_3^{\frac{3}{10}} = 6910,8 \cdot 289,6^{\frac{3}{10}} = 37850 \text{ Н.}$$

Визначення необхідної статичної вантажопідйомності вальниць сателітів.

При роботі на прямій передачі, коли вальниці сателітів не обертаються, необхідно перевірити їх на статичну вантажопідйомність за формулою:

$$C_{0X}^{\Sigma} \geq f_S P_{0X}, \quad (5.58)$$

де f_S – статичний запас міцності, який для звичайних умов експлуатації і роликівих вальниць дорівнює [15, 26–28] $f_S = 1,5$;

P_{0X} – еквівалентне статичне навантаження, що визначається для роликівих радіальних вальниць за формулою:

$$P_{0X} = k_d P_{\text{хрозр}}^{IV}. \quad (5.59)$$

Тобто еквівалентне статичне радіальне навантаження вальниць сателітів усіх ПР має становити:

$$P_{01} = k_d P_{1\text{розр}}^{IV} = 3 \cdot 4444 = 13332 \text{ Н.}$$

$$P_{02} = k_d P_{2\text{розр}}^{IV} = 3 \cdot 3852 = 11556 \text{ Н.}$$

$$P_{03} = k_d P_{3\text{розр}}^{IV} = 3 \cdot 3467 = 10401 \text{ Н.}$$

Відповідно сумарна статична вантажопідйомність вальниць сателітів усіх ПР має становити:

$$C_{01}^{\Sigma} \geq f_S P_{01} = 1,5 \cdot 13332 = 19998 \text{ Н.}$$

$$C_{02}^{\Sigma} \geq f_S P_{02} = 1,5 \cdot 11556 = 17334 \text{ Н.}$$

$$C_{03}^{\Sigma} \geq f_S P_{03} = 1,5 \cdot 10401 = 15601,5 \text{ Н.}$$

Вибір вальниць сателітів.

У результаті проведених раніше розрахунків маємо такі обмеження:

1. Діаметр осі сателіта (внутрішній діаметр вальниці) за умовами міцності по п. 5.3.2 має бути:

- для першого ПР $d_1 \geq 0,045 \text{ м.} = 45 \text{ мм.}$
- для другого ПР $d_2 \geq 0,03 \text{ м.} = 30 \text{ мм.}$
- для третього ПР $d_3 \geq 0,024 \text{ м.} = 24 \text{ мм.}$

2. Зовнішній діаметр вальниці для збереження міцності тіла сателіта не повинен перевищувати величини $D_X \leq d_{4X} - 6,5m_X$, де d_{4X} – ділильний діаметр сателіту відповідного ПР:

- для першого ПР $D_1 \leq d_{41} - 6,5m_1 = 110 - 6,5 \cdot 5 = 77,5 \text{ мм.}$
- для другого ПР $D_2 \leq d_{42} - 6,5m_2 = 67,5 - 6,5 \cdot 4,5 = 38,25 \text{ мм.}$
- для третього ПР $D_3 \leq d_{43} - 6,5m_3 = 37,5 - 6,5 \cdot 2,5 = 21,25 \text{ мм.}$

Тут модуль зачеплення m_X беремо із п. 5.3.1, а ділильний діаметр сателітів d_{4X} розраховуємо через модуль зачеплення, значення внутрішніх передаточних відношень k_X (в підрозділі 4.2 було прийнято для ПКП танка Леопард 1 (рис. 4.6–4.7) $k_1 = -4$, $k_2 = -3$, $k_3 = -2$) та кількість зубців z_{4X} , що визначається через умову співвісності (5.3). При цьому кількість зубців на сонячних шестірнях були прийняті в п. 5.3.1 для роботи з формулою (5.32).

$$d_{4X} = m_X z_{4X} = m_X \frac{z_{2X} - z_{1X}}{2} = m_X \frac{|k_X| z_{1X} - z_{1X}}{2}.$$

Тобто для першого ПР

$$d_{41} = m_1 \frac{|k_1| z_{11} - z_{11}}{2} = 5 \frac{|-4| 15 - 15}{2} = 110 \text{ мм.}$$

Для другого ПР

$$d_{42} = m_2 \frac{|k_2| z_{12} - z_{12}}{2} = 4,5 \frac{|-3| 15 - 15}{2} = 67,5 \text{ мм.}$$

Для третього ПР

$$d_{43} = m_3 \frac{|k_3| z_{13} - z_{13}}{2} = 2,5 \frac{|-2| 30 - 30}{2} = 37,5 \text{ мм.}$$

Слід пам'ятати, що при отриманні дробового значення z_{4X} його необхідно округлювати до найближчого меншого значення, як для першого ПР в нашому прикладі.

3. Динамічна вантажопідйомність пари вальниць і відповідно однієї вальниці має бути не менше:

- для першого ПР $C_1^{\Sigma} \geq 70731$ Н та $C_1 \geq 35365,5$ Н;
- для другого ПР $C_2^{\Sigma} \geq 46863$ Н та $C_2 \geq 23431,5$ Н;
- для третього ПР $C_3^{\Sigma} \geq 37850$ Н та $C_3 \geq 18925$ Н.

4. Статична вантажопідйомність пари вальниць і відповідно однієї вальниці має бути не менше:

- для першого ПР $C_{01}^{\Sigma} \geq 19998$ Н та $C_{01} \geq 9999$ Н;
- для другого ПР $C_{02}^{\Sigma} \geq 17334$ Н та $C_{02} \geq 8667$ Н;
- для третього ПР $C_{03}^{\Sigma} \geq 15601,5$ Н та $C_{03} \geq 7800,75$ Н.

Необхідно відмітити, що п.1 та п.2 даних обмежень для третього ПР знаходяться в повному протиріччі, тому для цього ПР можливо знайти рішення вальничного вузла виключно за схемою за рис. 5.12, б).

Максимальну бажану сумарну ширину вальниць $B_{\max}^{\Sigma}$ приймаємо як ширину вінця відповідного сателіта b_{χ} .

Зі стандартних радіальних роликів вальниць при мінімальній ширині за ГОСТ 8328-75 або ДСТУ ISO 15:2017 [15, 26-28] необхідно обрати вальниці, що мають характеристики, наведені в табл. 5.8.

Таблиця 5.8 – Рекомендовані параметри вальниць сателітів

Номер ПР	$d_{\min}$, мм	$D_{\max}$, мм	$B_{\max}^{\Sigma}$, мм	C^{Σ} , кН	C_0^{Σ} , кН
1	45	75	46	70,7	20
2	30	35	28	46,9	17,3
3	24	20	24	37,9	15,6

Так, для першого ПР з усієї номенклатури кулькових та роликів вальниць за обмеженнями діаметрів для реалізації схеми за рис. 5.12, а) з двома обоймами підходять виключно вальниці особливо легких серій, чого недостатньо за вантажопідйомністю, навіть якщо задіяти 4 вальниці на один сателіт. Тому для першого ПР можна обрати:

– або 2 вальниці 502209 за схемою за рис. 5.12, а) без зовнішньої обойми з параметрами: $d = 45$ мм, $D_1 = 75$ мм, $B = 19$ мм, $C = 35$ кН та $C_0 = 25,7$ кН;

– або за схемою за рис. 5.12, б) з обома обоймами 2 звичайні роликові вальниці 2209 з параметрами: $d = 45$ мм, $D = 85$ мм, $B = 19$ мм, $C = 35,3$ кН та $C_0 = 25,7$ кН.

При виборі одного з цих варіантів необхідно брати до уваги те, що сукупна осьова довжина водила без зазорів у першому випадку буде складатись з двох фланців водила приблизно $(10 + 10)$ мм та сателіта

46 мм. Дві вальниці ($2 \cdot 19 = 38 < 46$) вужчі, ніж сателіт, тому довжина складатиме 66 мм. А в другому випадку два фланці водила з вальницями та сателіт – $19 + 19 + 46 = 84$ мм. При цьому необхідно пам'ятати, що рішення за схемою рис. 5.12, а) при використанні вальниці без зовнішньої обойми потребуватиме значно більших витрат на механічну та хіміко-термічну обробки вінця сателіта. На наш погляд, перевагу слід віддати рішенню за схемою рис. 5.12, б) зі стандартними вальницями з обома обоймами. Але якщо осьовий габарит ПКП є вельми важливим і технологічні потужності дозволяють отримувати потрібні характеристики поверхонь кочення на сателітах, то можна обирати і перший варіант.

Для другого ПР з усієї номенклатури шарикових та роликових вальниць за обмеженнями діаметрів для реалізації схеми за рис. 5.12, а) з двома обоймами і навіть однією обоймою не підходить жодна стандартна вальниця. Теоретично можна спробувати вирішити проблему за рахунок використання роликових вальниць без обойм з роликами діаметром 5 мм. Але в цьому випадку, по-перше, ми зіткнемося з тією ж технологічною проблемою щодо точності виготовлення, твердості та шорсткості поверхонь і осі, і тіла сателітів, а, по-друге, навантажувальну здатність таких вальниць і відповідно кількість рядів роликів ми маємо розраховувати за додатковими методиками з урахуванням нестандартних параметрів саморобних обойм.

Тому для другого ПР доцільно встановлювати 2 вальниці за схемою рис. 5.12, б) з номером 2207 і параметрами: $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм, $C = 25,6$ кН та $C_0 = 17,5$ кН.

Для третього ПР розглядаємо виключно схему за рис. 5.12, б). Тому для третього ПР доцільно встановлювати 2 вальниці з номером 2305 і параметрами: $d = 25$ мм, $D = 62$ мм, $B = 17$ мм, $C = 22,6$ кН та $C_0 = 14,8$ кН.

Також доцільно брати до уваги, що при використанні схеми за рис. 5.12, б) можливе певне зменшення діаметра осі, тому що виконання осі сателіта у вигляді вал-шестірні виключає небезпеку згинальних напружень у перерізі посередині осі, і робить визначальними напружки зрізу на краю вальничних опор, за якими, як правило, допустимий діаметр менший.

5.3.4. Визначення основних параметрів для елементів керування

Зупинні гальма та блокувальні фрикціони в ПКП можуть виконуватись у вигляді багатодискових або стрічкових фрикційних

механізмів. Для більш легких ПКП доцільне застосування стрічкових гальм із механічним сервоприводом, а для більш важких ПКП – багатодискових фрикційних механізмів із гідравлічним керуванням.

Визначення кількості пар тертя в дискових фрикціонах та ширини стрічки при використанні стрічкових гальм.

Радіальні розміри дисків тертя та гальмівних барабанів, як правило, обираються такими, щоб дозволяли їх розміщення зовні найбільших епіциклічних зубчастих коліс або безпосередньо поряд із ними, залежно від пріоритетності мінімізації радіального або осьового розміру ПКП. Визначення розмірів усіх зубчастих коліс і вальниць сателітів на цей момент повинно вже бути виконаним.

Стосовно фрикційних матеріалів, що застосовуються у цих вузлах, треба зазначити наступне [29].

З точки зору терміну служби фрикційного вузла та простоти його експлуатації найважливішою вимогою є висока зносостійкість фрикційного матеріалу. Розмір допустимого зношування визначається терміном служби вузла або бажаним періодом між плановими регульовальними роботами. Висока зносостійкість фрикційного матеріалу дозволяє допустити підвищений питомий тиск, а отже, зменшити габарити вузла.

Другою важливою вимогою є високий коефіцієнт тертя, величина якого не повинна істотно залежати від швидкості ковзання, температури, питомого тиску і ступеня зношеності поверхонь тертя. Чим вищий коефіцієнт тертя, тим менші габарити фрикційного вузла за інших рівних умов. Якщо габарити не мають вирішального значення, то високий коефіцієнт тертя дозволяє знизити питомий тиск і збільшити термін служби вузла. Стабільність величини коефіцієнта тертя дозволяє зменшити запас фрикціона (гальма), отже, габарити самого вузла і всієї трансмісії. У багатьох випадках конструктори вважають за краще застосовувати фрикційні матеріали, що забезпечують стабільний коефіцієнт тертя, навіть якщо значення останнього порівняно невеликі.

Всі матеріали, що застосовуються у фрикційних вузлах, можна розбити на три групи: металеві, металокерамічні та неметалеві.

З металевих матеріалів широко застосовуються різні сталі та чавуни. Металеві матеріали можуть працювати як в однойменній парі тертя (сталь по сталі), так і з іншими металевими та неметалевими матеріалами (сталь-чавун, сталь-пластмаса, сталь-металокераміка та ін.).

Пара тертя сталь-сталь відрізняється простотою виготовлення, порівняно високою зносостійкістю та гарною теплопровідністю. Для виготовлення фрикційних дисків застосовуються сталі 40, 45, 65 Г,

30ХГСА, У-7, У-8 та інші. Іноді для підвищення зносостійкості поверхонь сталеві диски піддають хіміко-термічній обробці, наприклад, сульфокіануванню. Працюючи всуху пари сталь-сталь мають коефіцієнт тертя 0,25...0,5. Істотним недоліком пар тертя сталь по сталі слід визнати схильність їх до схоплювання, а також погану оброблюваність. В результаті цього ділянки контакту розподіляються по поверхні тертя у вигляді окремих зон, в яких спостерігається різке підвищення температури та температурних напружень, що викликають короблення та усадку дисків. У зв'язку з цим для забезпечення необхідної працездатності пари сталь-сталь доводиться допускати порівняно низькі значення питомого тиску на поверхні тертя: 0,15...0,25 МПа при терті всуху та 0,5...1 МПа при терті в оливі.

Пара тертя чавун-сталь знаходить широке застосування при виготовленні стрічкових та колодкових гальм гусеничних машин. Така пара може бути використана і у фрикційних дискових вузлах. Чавун може працювати в парі з різними неметалевими матеріалами. Чавунні фрикційні елементи мають високу теплопровідність, не схоплюються з різноманітними матеріалами, добре припрацьовуються. Це дозволяє допустити значення питомого тиску на поверхні тертя до 1,5 МПа. Зносостійкість чавуну залежить від його хімічного складу та мікроструктури. Дослідження показують, що присутність у чавуні фосфору та марганцю сприяє зниженню зношування. Як фрикційні матеріали набули великого поширення чавуни таких марок: сірий чавун СЧ 15; леговані чавуни ФМ, ЧНМХ та ін. Коефіцієнт тертя спокою пари чавун-сталь практично такий самий, як у пари сталь по сталі, проте під час буксування величина його змінюється у значних межах залежно від швидкості ковзання.

Металокерамічні матеріали, які останнім часом широко застосовуються для фрикціонів трансмісій, не викликають задир на поверхні контактуючого диска, не схоплюються з ним, мають хорошу теплопровідність і високі фрикційні властивості. Основними компонентами металокераміки є мідь, залізо, олово, свинець, цинк та графіт. Виготовляються металокерамічні вироби пресуванням порошків названих матеріалів при тиску 100...600 МПа з подальшим спіканням за температури 700...800 °С. Під час спікання металокерамічна накладка міцно з'єднується зі сталеву основою.

Хороша оброблюваність металокераміки сприяє тому, що в процесі тертя поверхні дисків торкаються один одного майже по всій номінальній площі, в результаті чого теплові потоки рівномірно розподіляються по поверхнях і в дисках не виникають значні температурні напруження. Ця обставина позитивно позначається на

працездатності фрикційного вузла та дозволяє допустити високі значення питомого тиску: до 0,5 МПа при терті всуху та до 4 МПа при терті в мастилі. Таким чином, металокераміка дозволяє створити найбільш компактні фрикційні вузли, що є вирішальним фактором при виборі фрикційного матеріалу. Недоліками металокерамічних матеріалів є складність і вартість виготовлення, велика густина фрикційного матеріалу порівняно з неметалевими матеріалами, що веде до збільшення загальної маси фрикційного вузла, і обмежена міцність.

З неметалевих фрикційних матеріалів, які широко використовуються в зчепленнях колісних машин, а також у фрикційних вузлах гусеничних машин (ГМ), найбільшого поширення набули різні матеріали на основі азбесту. Азбестові матеріали мають порівняно високу теплостійкість (до 400...450 °C) і мають у парі зі сталлю або чавуном при роботі всуху коефіцієнт тертя порядку 0,2...0,4, а при роботі в оливі 0,06...0,1. Зносостійкість таких матеріалів можна порівняти зі зносостійкістю чавуну. З метою збільшення теплопровідності фрикційних накладок з азбесту останні армують латунним, мідним або алюмінієвим дротом. Як основу для з'єднання речовин при виготовленні азбестових фрикційних матеріалів застосовують різні смоли (пластмаси), а також синтетичний каучук (азбокаучук). Іноді до складу таких матеріалів вводять різні наповнювачі, що покращують їх властивості. Так, окис цинку покращує зносостійкість, залізний сурик (окис заліза) підвищує коефіцієнт тертя, графіт надає термостійкості, барит (окис барію) стабілізує коефіцієнт тертя. Як неметалеві фрикційні матеріали також використовуються пластмаси з фенолформальдегідною смолою.

За способом виготовлення розрізняють плетені (феродо), ткані, формувальні, вальцьовані та пресовані накладки. Для плетених та тканих накладок потрібен довговолокнутий азбест високих сортів, що є дефіцитним матеріалом. Однак зносостійкість таких накладок в 1,5...2 рази вища за зносостійкість матеріалів, що виготовляються іншими способами з коротковолокнистого азбесту.

У табл. 5.9 [29] наведено орієнтовні значення діапазону зміни коефіцієнта тертя μ , а також питомого тиску $[q]$ для різних пар тертя. У чисельнику наведено значення для сухого тертя (тертя без оливи), у знаменнику – для тертя в оливі.

Вихідною умовою для розрахунку гальм і фрикціонів є величина номінального обертового моменту, який вони повинні передавати або утримувати. Для надійної роботи фрикціон (зчеплення) повинен бути розрахований на момент, що перевищує номінальний в β разів. Значення цього коефіцієнта запасу β обирається з урахуванням

неминучої зміни коефіцієнта тертя при експлуатації, зменшення тиску в системі гідрокерування, зношування поверхонь, що труться. Можна рекомендувати такі значення коефіцієнта запасу. Для ПКП колісних машин, де як правило, використовується сухе тертя: легкові автомобілі – 1,2...1,75; вантажні – 1,5...2,2; підвищеної та високої прохідності – 1,8...3. Для фрикційних вузлів ГМ: для сухих бортових та блокуючих фрикціонів – 1,4...1,8; для працюючих в оливі фрикційних елементів – 1,2...1,5.

Таблиця 5.9 – Характеристики фрикційних матеріалів

Матеріал пари тертя	μ	$[q]$, МПа	Застосування
Сталь – сталь	0,25...0,5	0,25	Фрикціони ГМ
	0,03...0,1	1	
Сталь – сірий чавун	0,2...0,5	1,5	Стрічкові, колодкові, дискові гальма ГМ
	–	–	
Сталь – легований чавун	0,3...0,4	0,6	Дискові гальма ГМ
	–	–	
Сталь – металокераміка на мідній основі	0,3...0,4	0,5	Фрикціони ГМ
	0,05...0,12	4	
Сталь – металокераміка на залізній основі	0,3...0,45	0,5	Фрикціони і гальма колісних машин та ГМ
	0,07...0,15	4	
Сталь (чавун) – пластмаса з синтетичним каучуком (азбокаучук)	0,2...0,4	0,4	Фрикціони і гальма ГМ
	0,06...0,1	2,5	
Сталь (чавун) – пластмаса з фенолформальдегідною смолою	0,2...0,3	0,4	Фрикціони і гальма ГМ
	0,06...0,1	2	

Тобто якщо для ПКП танка Леопард 1 при умовному обертовому моменті на вході в 1000 Н·м під час розрахунків навантажень з урахуванням втрат було отримано певні моменти на гальмах і блокуючому фрикціоні відповідно до табл. 4.6, то для розрахунку фрикційних вузлів будемо брати ті ж самі обертові моменти, але з урахуванням $\beta = 1,5$ (табл. 5.10).

Таблиця 5.10 – Розрахункові обертальні моменти на фрикційних вузлах

Передача	$M_{Г1розр},$ Н·м·	$M_{Г2розр},$ Н·м·	$M_{Г3розр},$ Н·м·	$M_{Фрозр},$ Н·м·
I	5857	0	0	0
II	0	2210	0	0
III	0	0	990	0
IV	0	0	0	300

Задаємось матеріалом поверхонь тертя, типом тертя, розмірами дисків тертя або діаметром гальмівного барабана із конструктивних міркувань. Вважаємо, що фрикційні диски виконані металокерамічними на мідній основі і працюють в оливі. З міркувань уніфікації всі гальмівні диски приймаємо одного розміру з розташуванням поряд з першим ПР і зовні другого і третього планетарних рядів. Для цього приймаємо зовнішній діаметр гальмівних дисків $D_{Г} = 320$ мм і внутрішній діаметр $d_{Г} = 250$ мм.

Виходячи зі створення на фрикційних поверхнях максимально можливого тиску $[q] = 4$ МПа і коефіцієнта тертя $\mu = 0,08$, знаходимо необхідну кількість пар тертя для утримання заданого обертального моменту $M_{ГХрозр}$ або $M_{Фрозр}$.

$$M_{ГХрозр} = Z_{ГХ} P \mu R_{сер}, \quad (5.60)$$

де P – максимальне зусилля притискання дисків, що обчислюється через допустимий питомий тиск $[q]$ і площу поверхні тертя $F_{Г}$: $P = [q] F_{Г}$, де в свою чергу $F_{Г} = \frac{\pi(D_{Г}^2 - d_{Г}^2)}{4}$;

$R_{сер}$ – середній радіус поверхонь тертя, що визначається за формулою $R_{сер} = \frac{D_{Г} + d_{Г}}{4}$;

$Z_{ГХ}$ – кількість пар тертя на гальмах, що формують обертальний момент тертя.

З (5.40) знаходимо необхідну кількість пар тертя:

$$Z_{ГХ} = \frac{M_{ГХрозр}}{P \mu R_{сер}} = \frac{M_{ГХрозр}}{[q] \frac{\pi(D_{Г}^2 - d_{Г}^2)}{4} \mu \frac{D_{Г} + d_{Г}}{4}} = \frac{16 M_{ГХрозр}}{[q] \mu \pi (D_{Г}^2 - d_{Г}^2) (D_{Г} + d_{Г})} \quad (5.61)$$

Для блокувального фрикціона приймаємо розміри виходячи з розташування його усередині гальмівних вузлів: зовнішній діаметр блокуючих дисків $D_{\Phi} = 210$ мм і внутрішній діаметр $d_{\Phi} = 150$ мм.

Відповідно необхідна кількість пар тертя на блокуючому фрикціоні:

$$Z_{\Phi} = \frac{16M_{\text{Фрозр}}}{[q]\mu\pi(D_{\Phi}^2 - d_{\Phi}^2)(D_{\Phi} + d_{\Phi})}. \quad (5.62)$$

Результати обчислень заносимо в табл. 5.11, пам'ятаючи, що кількість пар тертя має бути парним числом із розрахунку по дві пари тертя на кожний ведений диск.

Таблиця 5.11 – Результати розрахунків кількості пар тертя

	Гальмо 1	Гальмо 2	Гальмо 3	Фрикціон
Z_j розрахункове	4,1	1,55	0,7	0,61
Z_j прийняте	6	2	2	2

При використанні стрічкових гальм зв'язок обертового гальмівного моменту $M_{\text{Грозр}}$ з радіусом барабана $R_{\text{Б}}$, коефіцієнтом тертя μ , кутом охоплення барабана стрічкою α в радіанах та керуючим зусиллям S_1 відбувається за формулою [29]

$$M_{\text{Грозр.}} = S_1 R_{\text{Б}} (e^{\mu\alpha} - 1). \quad (5.63)$$

При цьому максимальне зусилля S_1 одночасно обмежується максимальним дозволеним питомим тиском $[q]$ та можливостями системи керування і підсилення з точки зору ергономічних вимог.

$$S_1 \leq \frac{[q]bR_{\text{Б}}}{e^{\mu\alpha}}. \quad (5.64)$$

Визначення параметрів системи змащування фрикціонів та гідрокерування перемиканням передач.

Для забезпечення граничного тертя та інтенсивного відведення тепла необхідно через канавки, що профрезеровані в дисках, примусово проганяти в одиницю часу певну кількість оливи. Питома витрата оливи W (обсяг оливи на одиницю площі дисків тертя в одиницю часу) має бути в межах $(0,07...0,3) \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. При меншій витраті порушується стійкість масляної плівки на поверхні тертя і починається практично сухе тертя, а при більшій витраті відбувається перехід на рідинне тертя та різко падає коефіцієнт тертя [29].

Загальна витрата оливи Q залежить від номінальної (без урахування площі канавок) площі тертя F_0 фрикційного пристрою:

$$Q = WF_0 = 2\pi \cdot WR_{\text{сер}}bZ_n, \quad (5.65)$$

де b – ширина кільця поверхні тертя $b = (D - d)/2$, м;

$R_{\text{сер}}$ і Z_n – вже відомі нам середній радіус поверхонь тертя та кількість пар тертя у фрикційному вузлі.

Цю кількість оливи до поверхонь тертя можна підвести під дією сил інерції через отвори внутрішніх барабанів, площу яких $S_{\text{от}}$ знаходять за рівнянням витрати рідини:

$$Q = \mu_{\text{от}} S_{\text{от}} \sqrt{\frac{2p_p}{\rho_p}}, \quad (5.66)$$

де $\mu_{\text{от}}$ – коефіцієнт витрати (при витіканні робочої рідини через короткі круглі отвори $\mu_{\text{от}} = 0,6 \dots 0,7$);

p_p – тиск робочої рідини від дії сил інерції;

ρ_p – густина оливи (~ 900 кг/м³).

Тиск робочої рідини визначається силою інерції, що діє на стовпчик рідини з основою одиничної площі і висотою h , що дорівнює глибині кільцевої проточки внутрішнього барабана, заповненої робочою рідиною (оливою):

$$p_p = mR_{\text{ц}}\omega_{\text{б}}^2, \quad (5.67)$$

де m – маса стовпчика рідини висотою R з одиничною площею основи ($m = h\rho_p$);

$R_{\text{ц}}$ – радіус обертання центру мас стовпчика рідини;

$\omega_{\text{б}}$ – кутова швидкість внутрішнього барабана.

Підставляючи (5.67) в (5.66), отримаємо

$$Q = \mu_{\text{от}} S_{\text{от}} \sqrt{\frac{2h\rho_p R_{\text{ц}}\omega_{\text{б}}^2}{\rho_p}},$$

звідки

$$S_{\text{от}} = \frac{Q}{\mu_{\text{от}} \omega_{\text{б}} \sqrt{2hR_{\text{ц}}}}. \quad (5.68)$$

Питомий тиск у фрикціонах q , що працюють в оливі, підраховується за фактичною площею контакту F_{Φ} пари тертя з урахуванням зменшення її через фрезерування канавок на дисках:

$$q = \frac{P}{F_{\Phi}} = \frac{P}{2\pi \cdot R_{\text{сер}} b (1 - 0,01 S_{\text{к}})} \leq [q], \quad (5.69)$$

де $S_{\text{к}}$ – відносна площа канавок у % (для дисків зі спіральними та радіальними канавками $S_{\text{к}} = 50 \dots 60$ %).

Тоді співвідношення (5.62) і для гальм, і для блокуючих фрикціонів набуде вигляду

$$Z_n = \frac{M_{\text{розр}}}{2\pi [q] R_{\text{сер}}^2 b (1 - 0,01 S_{\text{к}})}. \quad (5.70)$$

Для дискових гальм в ПКП сила P , що здавлює комплект дисків, зазвичай створюється за допомогою спеціального гідроциліндра (бустера) з кільцевим поршнем (рис. 5.13). Необхідну площу поршня F_{Π} та його зовнішній D_{Π} і внутрішній d_{Π} діаметри, знаючи тиск робочої рідини $p_{\text{р}}$, що створюється насосом, можна визначити за формулами [29]:

$$F_{\Pi} = \frac{P + P_{\text{пр}}}{p_{\text{р}}} \quad \text{та} \quad F_{\Pi} = \frac{\pi(D_{\Pi}^2 - d_{\Pi}^2)}{4},$$

де $P_{\text{пр}}$, – зусилля зворотних пружин для забезпечення чистоти вимикання (опціонально); тоді, прийнявши приблизно $D_{\Pi} = D_{\Gamma}$, можна знайти d_{Π} .

Для блокувальних фрикціонів сила, що стискає комплект дисків тертя, також зазвичай створюється тиском робочої рідини, але вже не в нерухомих бустерах, а в кільцевих сервомоторах, що обертаються (рис.5.14). На робочу рідину, що розміщується в циліндрі сервомотора (бустері), завдяки його обертанню діє відцентрова сила, що створює додатковий тиск, який за законом Паскаля передається на всі боки однаково [29].

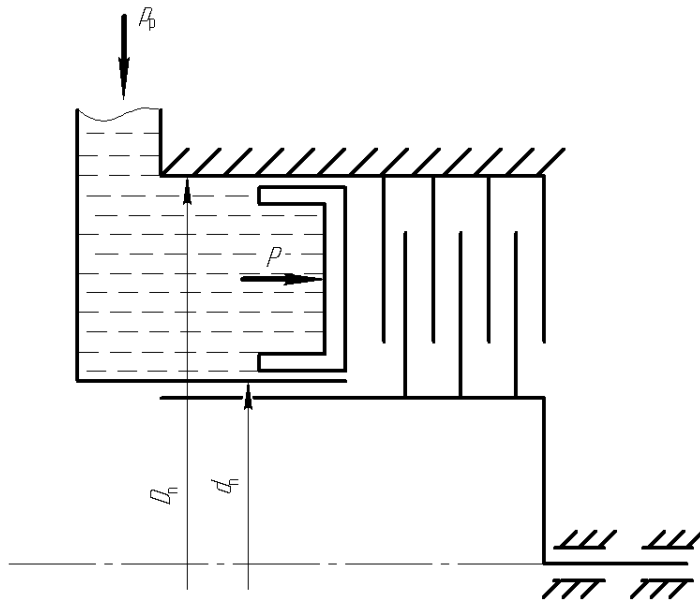


Рисунок 5.13 – Розрахункова схема гальмівного бустера

В результаті на поршень сервомотора, що обертається, діє додаткове зусилля P_{Π} , що створюється відцентровим тиском p_{Π} :

$$P_{\Pi} = \int_{R_1}^{R_2} p_{\Pi} 2\pi R dR . \quad (5.71)$$

де R_1, R_2 та R – відповідно внутрішній, зовнішній та поточний радіуси гідроциліндра; dR – збільшення поточного радіуса.

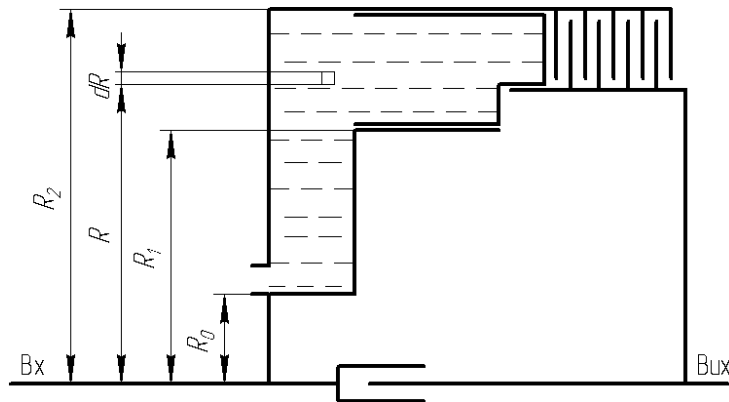


Рисунок 5.14 – Розрахункова схема сервомотора, що обертається

Олива підводиться до деталей, що обертаються, з нерухомого корпусу муфти на радіусі R_0 . Вважатимемо, що рідина, яка заповнює бустер, обертається разом з ним з кутовою швидкістю ω . Знайдемо відцентрову силу, що діє на елемент об'єму, який має одиничну площу і висоту dR :

$$dp_{\text{ц}} = \rho_p \omega^2 R dR. \quad (5.72)$$

Інтегруючи вираз (5.72) у межах від R_0 до R , знаходимо додаток тиску від відцентрових сил на радіусі R :

$$p_{\text{ц}} = \rho_p \omega^2 \frac{R^2 - R_0^2}{2}. \quad (5.73)$$

Підставивши (5.73) в (5.71), отримаємо після інтегрування:

$$P_{\text{ц}} = \int_{R_1}^{R_2} \rho_p \omega^2 \frac{R^2 - R_0^2}{2} 2\pi R dR = \rho_p \omega^2 \frac{\pi}{4} (R_2^4 - R_1^4 - 2R_0^2(R_2^2 - R_1^2)). \quad (5.74)$$

При визначенні площі бустера, що обертається, з клапанами спорожнення необхідно мати на увазі, що тиск робочої рідини від відцентрових сил діє разом зі статичним тиском, створюваним масляним насосом. Тому площа бустера має визначатися за формулою

$$F_{\text{п}} = \frac{P - P_{\text{ц}} + P_{\text{пр}}}{p_p}. \quad (5.75)$$

Тиск у системі гідрокерування приймають в діапазоні 1...1,7 МПа.

Для забезпечення вимикання блокуючих фрикціонів з гідроциліндром, що обертається, застосовуються розвантажувальні пристрої двох типів [29]:

- врівноважувальні пристрої, що створюють зусилля, яке постійно діє на поршень та дорівнює доданку тиску робочої рідини від відцентрових сил;
- клапани спорожнення, що відкривають злив робочої рідини безпосередньо з гідроциліндра при відключенні подачі її в бустер.

Пристрій першого типу схематично показано на рис. 5.15.

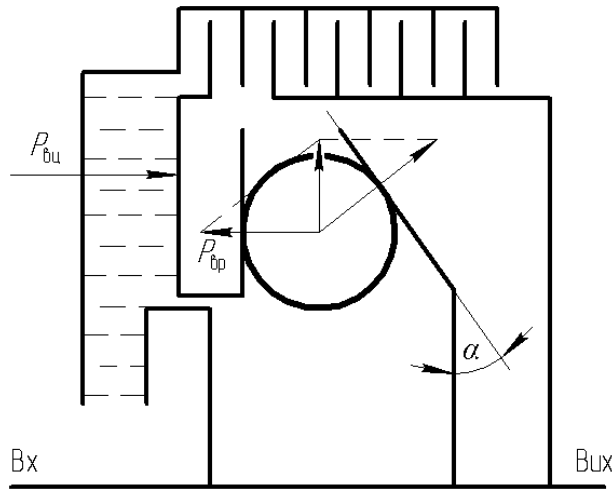


Рисунок 5.15 – Розрахункова схема постійно діючого розвантажувального пристрою

Зусилля $P_{БР}$, що врівноважує, створюється за рахунок відцентрової сили кількох масивних кульок, що обертаються разом з бустером:

$$P_{БР} = \frac{n_k m_k R_k \omega^2}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (5.76)$$

де n_k – кількість масивних кульок;
 m_k – маса масивних кульок;
 R_k – відстань від осі вала до центру кульки при увімкненому фрикціоні;
 α – кут нахилу конічної поверхні тарілки.

Прирівнявши праві частини (5.74) та (5.76), знайдемо масу однієї кульки

$$\rho_p \omega^2 \frac{\pi}{4} (R_2^4 - R_1^4 - 2R_0^2 (R_2^2 - R_1^2)) = \frac{n_k m_k R_k \omega^2}{\operatorname{tg} \alpha};$$

$$m_k = \frac{\pi \rho_p \operatorname{tg} \alpha}{4 n_k R_k} (R_2^4 - R_1^4 - 2R_0^2 (R_2^2 - R_1^2)). \quad (5.77)$$

Завдяки своїй простоті та надійності великого поширення набули клапани спорожнення (рис. 5.16). При обертанні бустера на кульку клапана діє відцентрова сила P_0 , яка прагне віджати його до

периферії та відкрити дренажний отвір. Сила тиску P_T , що діє на кульку з боку робочої рідини, перешкоджає цьому. Клапан розраховується таким чином, щоб за відсутності статичного тиску в бустері переважаючим виявився перекидаючий момент $P_0 a$, а за наявності статичного тиску – стабілізуючий момент $P_T b$. Тут a і b – плечі сил, що визначаються за формулами:

$$a = r_k \sin(\alpha_k/2); \quad b = r_k \cos(\alpha_k/2),$$

де r_k – радіус кульки; α_k – кут охоплення кульки.

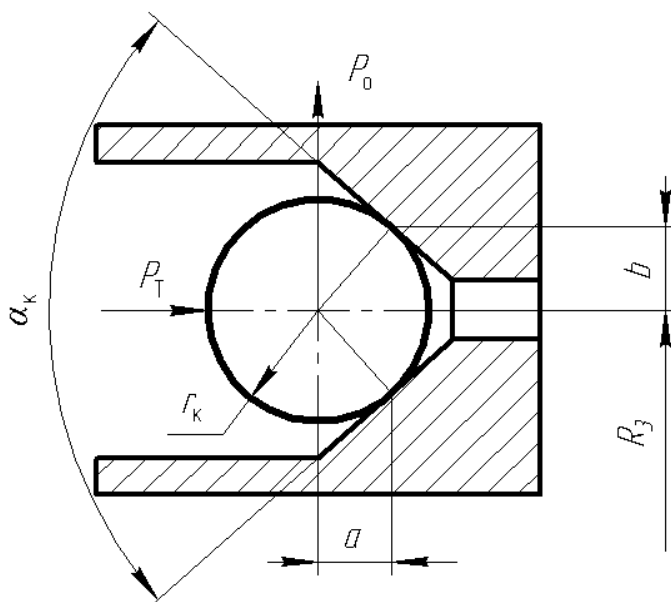


Рисунок 5.16 – Розрахункова схема клапана спорожнення

Відцентрова сила, що діє на кульку,

$$P_0 = m_k \omega^2 R_3, \quad (5.78)$$

де m_k – маса кульки;
 R_3 – відстань від осі вала до центру кульки.

Сила, що діє на кульку з боку робочої рідини, з урахуванням (5.73) дорівнює

$$P_T = (p_p + p_u) \pi b^2 = \left[p_p + \rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right] \pi r_k^2 \cos^2(\alpha_k/2). \quad (5.79)$$

Умова рівноваги кульки $P_0 a = P_t b$, або з урахуванням (5.78) та (5.79):

$$m_k \omega^2 R_3 r_k \sin(\alpha_k/2) = \left[p_p + \rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right] \pi r_k^3 \cos^3(\alpha_k/2). \quad (5.80)$$

Кулька повинна закривати отвір за наявності статичного тиску p_p . В цьому випадку момент від сили P_t повинен переважати, тобто має виконуватися нерівність

$$m_k \omega^2 R_3 r_k \sin(\alpha_k/2) < \left[p_p + \rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right] \pi r_k^3 \cos^3(\alpha_k/2). \quad (5.81)$$

За відсутності тиску p_p кулька повинна відкрити отвір, тобто

$$m_k \omega^2 R_3 r_k \sin(\alpha_k/2) > \left[\rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right] \pi r_k^3 \cos^3(\alpha_k/2). \quad (5.82)$$

Таким чином, умови роботи клапана можна виразити такою нерівністю:

$$\begin{aligned} \left[\rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right] \pi r_k^3 \cos^3(\alpha_k/2) < m_k \omega^2 R_3 r_k \sin(\alpha_k/2) < \\ < \left[p_p + \rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right] \pi r_k^3 \cos^3(\alpha_k/2). \end{aligned} \quad (5.83)$$

Після перетворень отримаємо:

$$0 < \frac{m_k \omega^2 R_3 \sin(\alpha_k/2)}{\pi r_k^2 \cos^3(\alpha_k/2)} < \left[p_p + \rho_p \omega^2 \frac{R_3^2 - R_0^2}{2} \right]. \quad (5.84)$$

Розрахунок виконується для максимального значення кутової швидкості бустера.

Контрольні запитання та завдання для самостійної роботи і контролю до підрозділу 5.3

Запитання

1. Яка інформація необхідна для визначення мінімального діаметру та модуля зачеплення зубчастих коліс в ПР?
2. Зачеплення між якими центральними зубчастими колесами в ПР розглядають при розрахунках на міцність?
3. Як впливає на напруження в зачепленнях і ресурс зубчастих коліс в ПР кількість сателітів?
4. Що таке коефіцієнт нерівномірності навантаження сателітів і від чого залежить його величина?
5. Що таке плаваючі ланки в ПР?
6. Які напруження можуть викликати руйнування осей сателітів?
7. На які навантаження зазвичай розраховуються вхідний і вихідний вали в ПКП?
8. Чому зазвичай в ПР для сателітів використовують радіальні роликові вальниці?
9. Які додаткові вимоги до яких елементів в ПР виникають при використанні вальниць без певних обойм?
10. Від яких параметрів залежить кількість пар тертя, що використовуються в елементах керування ПКП?

Завдання. Для структурних схем ПКП, обраних в підрозділі 5.2, для яких були визначені необхідні внутрішні передаточні відношення всіх ПР, визначити за матеріалами підрозділу 5.1 кількість сателітів і зубців на всіх зубчастих колесах, за матеріалами підрозділу 4.2 – всі кутові швидкості центральних ланок і сателітів при $\omega_{\text{вх}} = 100 \text{ с}^{-1}$, за матеріалами підрозділу 4.3 – всі моменти на ланках з урахуванням втрат при $M_{\text{вх}} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. **Визначити для одного з ПР** модуль зубчастого зачеплення, ширину вінців зубчастих коліс, діаметри вхідного і вихідного валів, діаметр осей сателітів та кількість пар тертя одного з елементів керування. При цьому прийняти час роботи 10000 годин, матеріал зубчастих коліс Сталь 20Х2Н4А з цементацією і загартуванням до твердості робочої поверхні 60HRC і серцевини 45HRC. Максимальне короточасне перевищення постійно діючого вхідного моменту може становити два рази ($k_d = 2$).

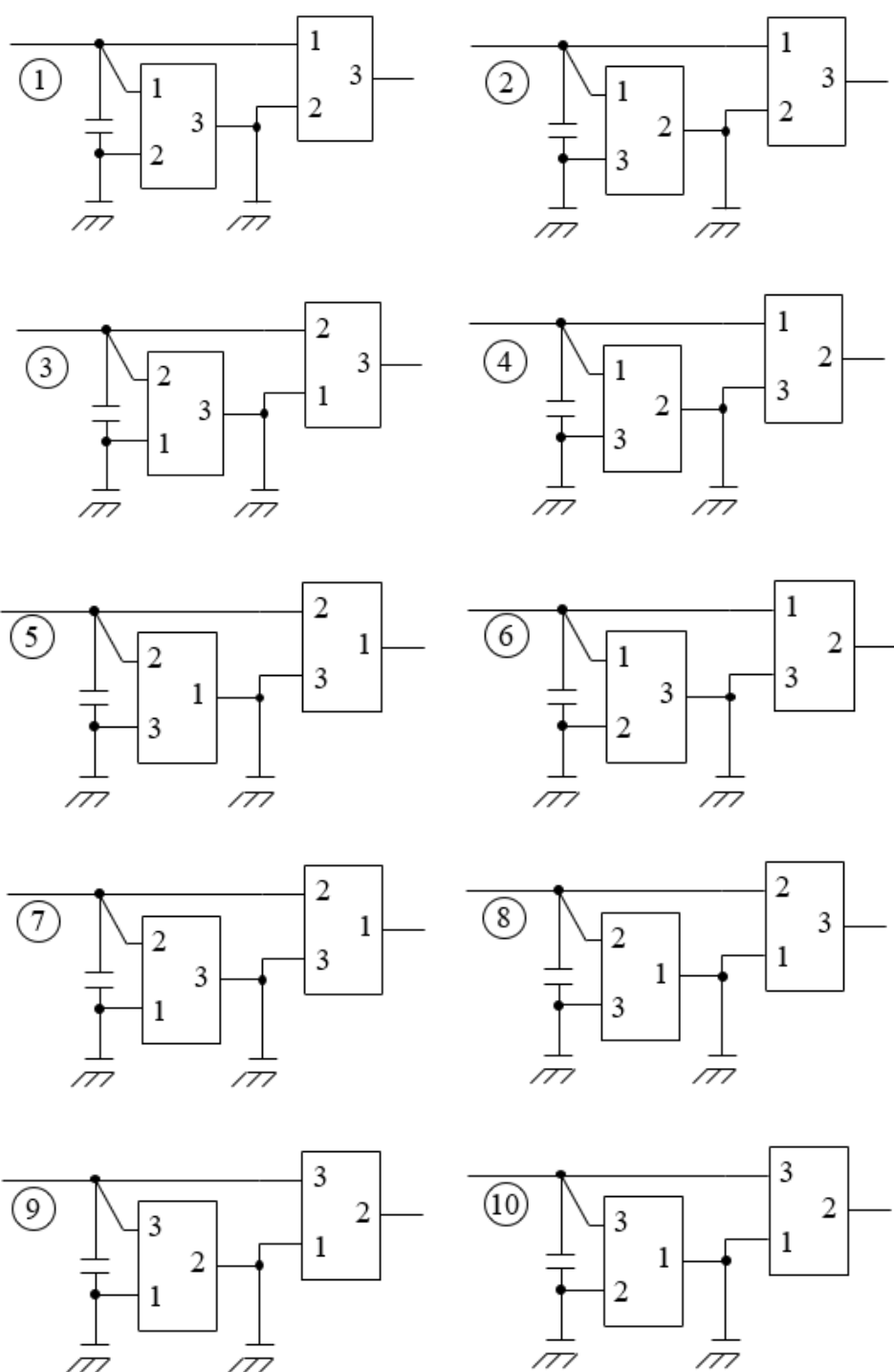
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

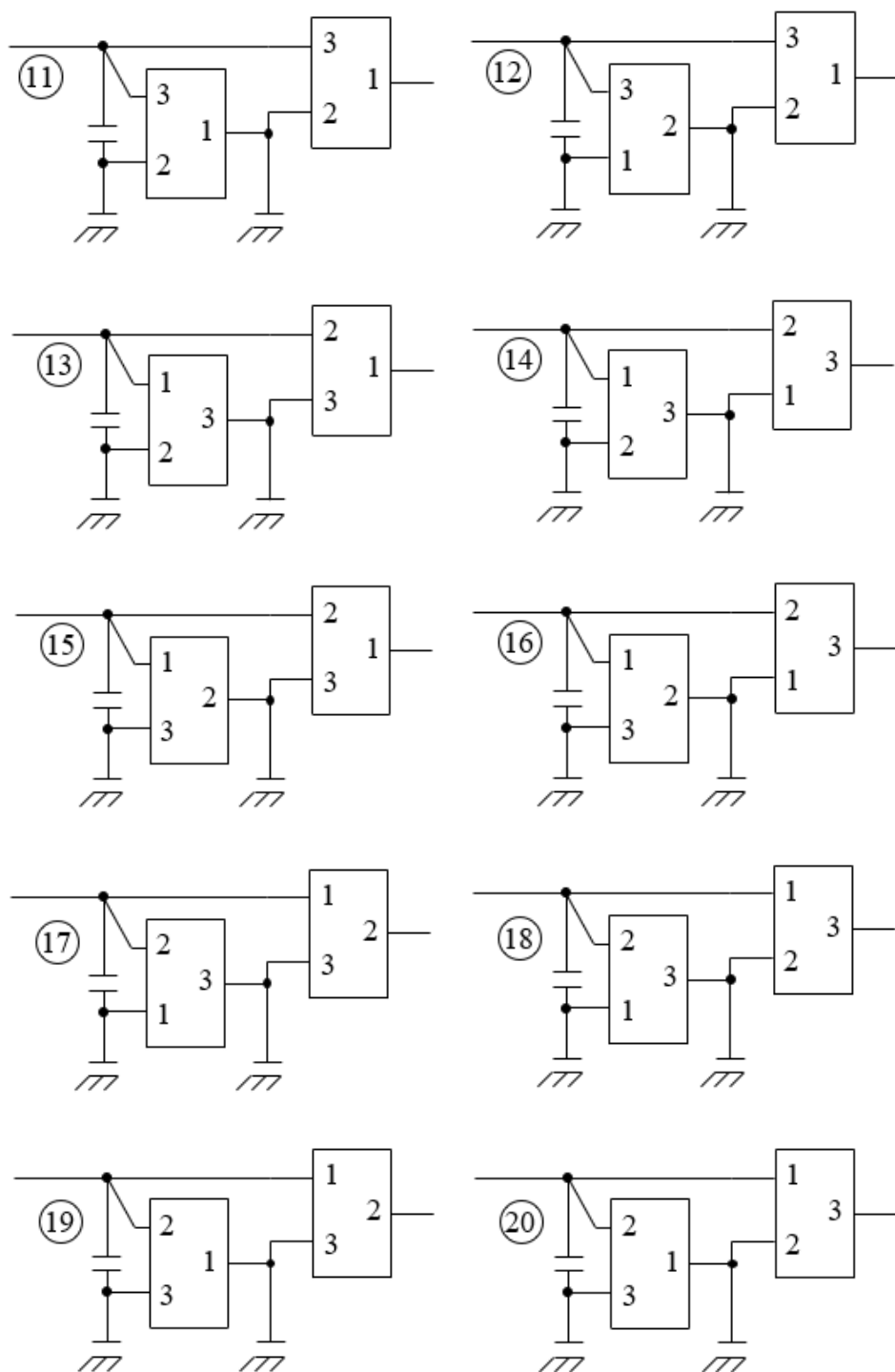
1. Epicyclic gearing. Wikipedia. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Epicyclic_gearing.
2. Планетарна передача. Wikipedia. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Планетарна_передача.
3. Планетарная передача. Wikipedia. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Планетарная_передача.
4. ДСТУ ISO 1122-1:2006. Передачі зубчасті. Словник термінів. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії (ISO 1122-1:1998, IDT). URL: https://dnaop.com/html/62737_9.html.
5. Ткачук, М. А., Гречка, І. П., та ін. Методи аналізу та синтезу механізмів: Текст лекцій з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів галузей знань «Механічна інженерія» та «Транспорт». Харків: НТУ «ХПІ», 2024. 144 с.
6. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ: Наукова думка, 2002. 660 с.
7. Гречка, І. П., Зарубіна, А. О., Ткачук, М. А., Устиненко, О. В. Теорія механізмів і машин: Тлумачний словник. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. 56 с.
8. Планетарні передачі: Довідник / Під ред. В. М. Кудрявцева, Ю. М. Кирдяшева. : Машинобудування, 1977. 536 с.
9. Красеньков, В. І., Вашец, О. Д. Проектування планетарних механізмів транспортних машин. : Машинобудування, 1986. 272 с.
10. Ткаченко, В. А. Планетарні механізми: оптимальне проектування. Харків: Вид-во Національного аерокосмічного університету «ХАІ», 2003. 446 с.
11. Litvin, F. L. Theory of Gearing. NASA RP-1212 (AVSCOM 88-C-C035). Washington, D.C., 1989. 490 p.
12. August, R., Kasuba, R., Frater, J. L., Pintz, A. Dynamics of Planetary Gear Train. NASA Contractor Report 3793. Cleveland State University Cleveland, Oh., 1984. 228 p.
13. Мохнатюк, А. І. Синтез планетарних передач на ЕОМ: Навчальний посібник до курсового проектування з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Вінниця: ВДТУ, 1997. 73 с.

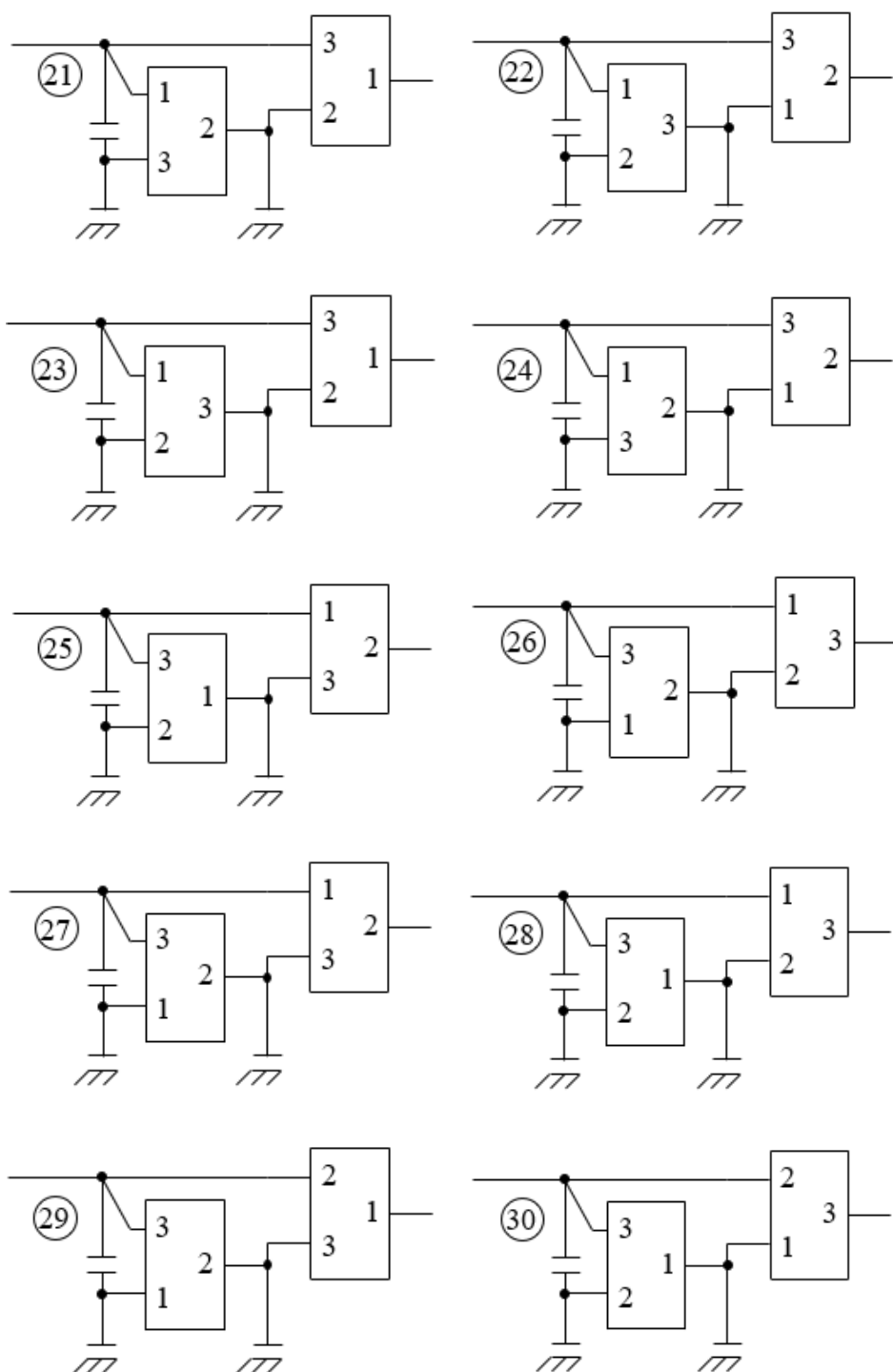
14. Кіркач, М. Ф., Баласанян, Р. А. Розрахунок і проектування деталей машин: навчальний посібник. Харків: Основа, 1991. 276 с.
15. Анурьев, В. І. Довідник конструктора – машинобудівника: в 3 т. Т. 2. : Машинобудування, 2001. 912 с.
16. Павлище, В. Т. Основи конструювання і розрахунок деталей машин: Підручник. Київ: Вища школа, 1993. 556 с.
17. Курмаз, Л. В. Основи конструювання деталей машин: Навчальний посібник. Харків: підручник НТУ ХПІ, 2010. 532 с.
18. Гайдамака, А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.
19. ДСТУ ISO 1122-1:2006. Передачі зубчасті. Словник термінів. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії. Київ: Держстандарт України, 2013. 72 с.
20. ДСТУ ISO 53-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур (61414).
21. Merritt, H. E. Gear Engineering. John Wiley and Sons, 1972.
22. Radzevich, S. P. (Ed.). Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture (4th ed.). CRC Press, 2021. URL: <https://doi.org/10.1201/9781003126881>.
23. Волонцевич, Д. О., Веретенников, Є. О., Пасічний, С. С. До питання про кількісні критерії якості кінематичних схем планетарних коробок передач. Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Транспортне машинобудування. Харків: НТУ «ХПІ», 2013. №31(1004). С. 105–110. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/bc6c28b4-6d58-4862-a0a1-0320dd48d360/content>.
24. ДСТУ ISO 9084:2006. Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач.
25. Павлище, В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунок ресурсу. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2001. 136 с.
26. Гайдамака, А. В. Підшипники кочення: Навчальний посібник. Харків: Форт, 2009. 246 с.
27. ДСТУ ISO 15:2017. Вальниці кочення. Радіальні вальниці. Габаритні розміри, загальний вигляд.

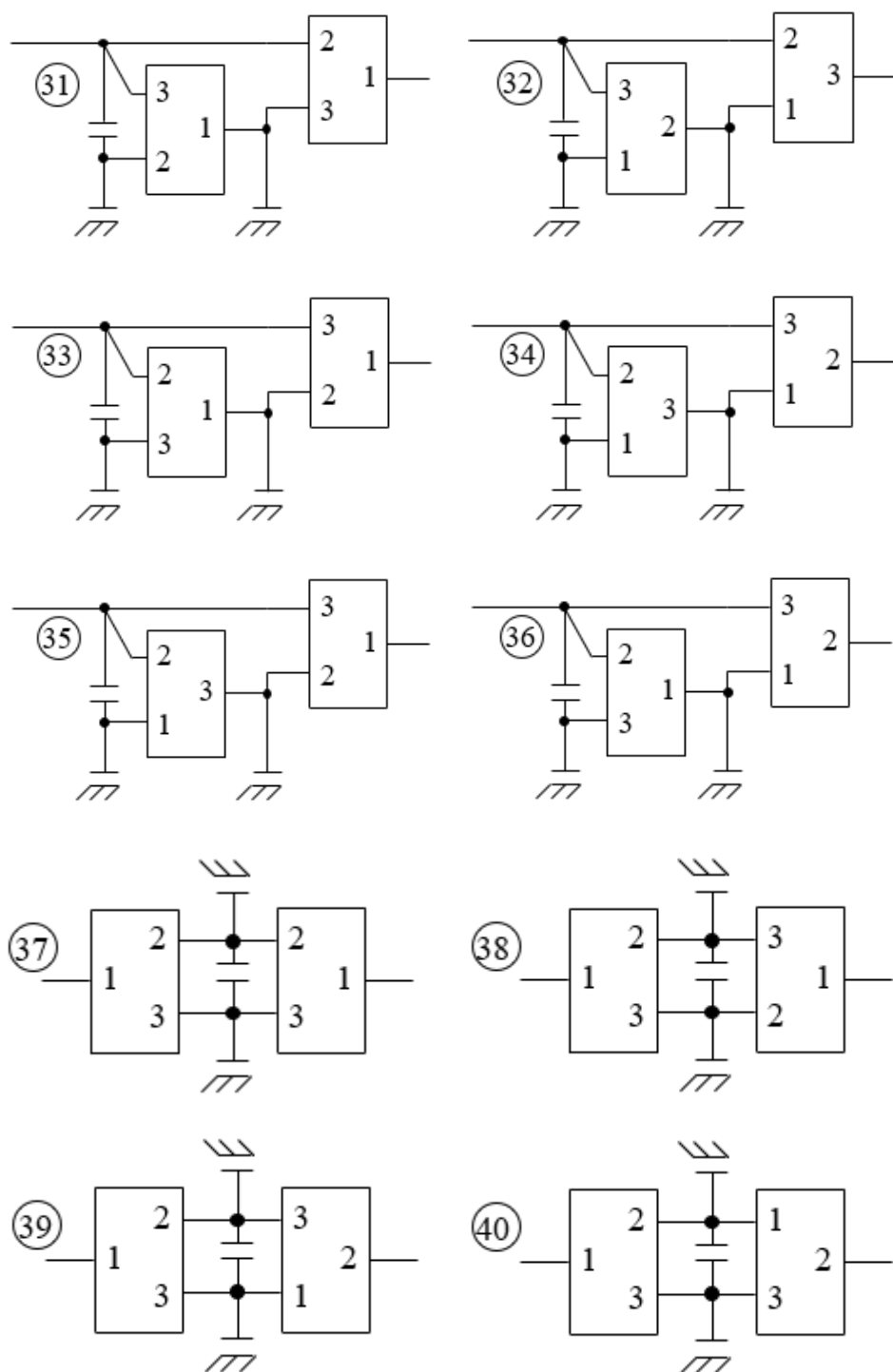
28. ДСТУ 9268:2023. Вальниці кочення. Вальниці циліндричні однорядні. Класифікація, вказівки щодо застосування та експлуатації.
29. Волонцевич, Д. О., Єпіфанов, В. В., Белов, В. К. Колісні та гусеничні машини високої прохідності: Трансмисії. Харків: ХДПУ, 1996. 201 с.
30. ДСТУ 3437-96. Нафтопродукти. Терміни та визначення.

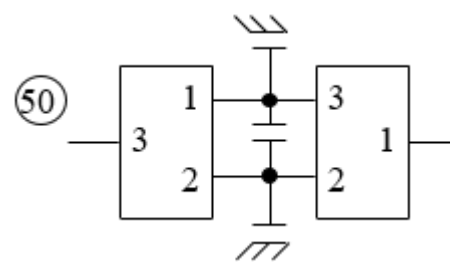
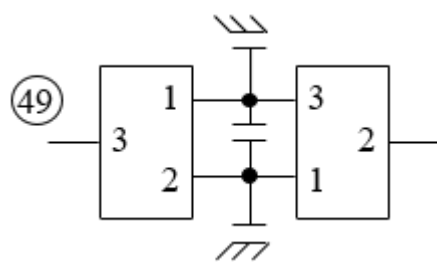
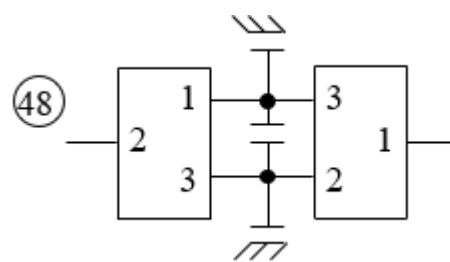
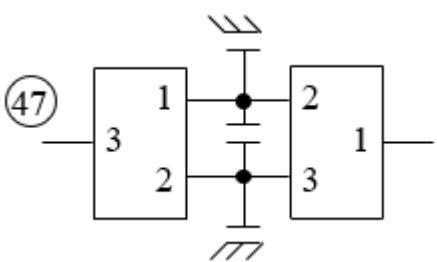
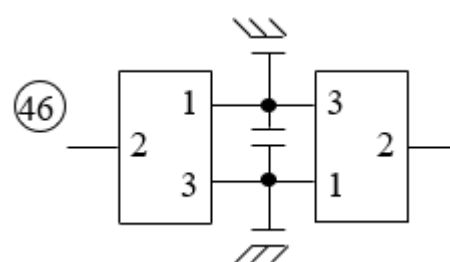
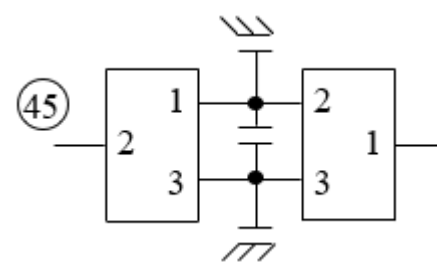
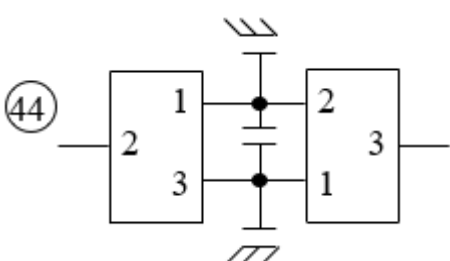
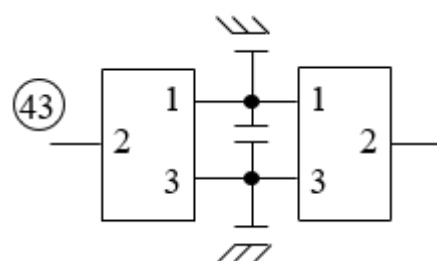
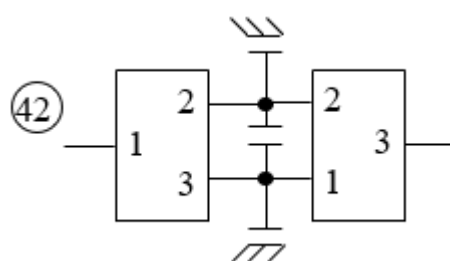
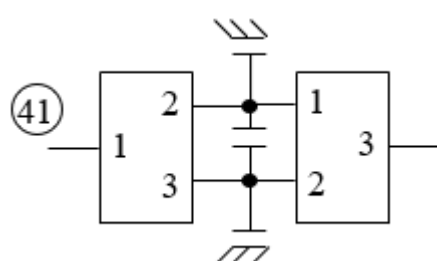
Додаток А
Структурні схеми дворядних ПКП











Додаток Б
Варіанти передаточних відношень для відповідних структурних схем
дворядних ПКП

Таблиця Б.1 – Варіанти передаточних відношень для відповідних структурних схем дворядних ПКП

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	1	i1	4	5	6	3	5	6	3	4	6	3	4	5
		i2	2	2,14286	2,25	2	2,5	2,66667	2,14286	2,5	3	2,25	2,66667	3
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	2	i1	25	4	5	6	9	5	6	6	16	6	5	10
		i2	5	1	1	1	3	1	1	3	4	1	3	4
		i3	1	-8	-5	-4	1	-15	-9	1	1	-24	1	1
	3	i1	1,33333	1,25	1,33333	1,25	1,2	1,5	1,25	1,2	1,5	1,33333	1,2	1,5
		i2	1,04348	1,03448	1,09091	1,07143	1,05882	1,09091	1,05263	1,04348	1,07143	1,05263	1,03448	1,05882
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	4	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-1,25	-1,6667	-2	-1	-1,1429	-1,25	-1	-1,5	-1,6667	-1,1429	-1,5	-2
		i3	-2	-3	-4	-3	-4	-5	-2	-4	-5	-2	-3	-5
	5	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,0345	-0,0588	-0,0435	-0,0345	-0,0909	-0,0714	-0,0588	-0,0909	-0,0526	-0,0435	-0,0714	-0,0526
		i3	-0,2	-0,5	-0,3333	-0,25	-0,3333	-0,25	-0,2	-0,5	-0,25	-0,2	-0,5	-0,3333
	6	i1	1	25	1	1	1	9	6	5	1	16	10	1
		i2	-3	1	-2	-3	-4	1	1	1	-2	1	1	-2
		i3	-15	-5	-4	-9	-24	-3	-4	-5	-8	-4	-5	-5
	7	i1	2,5	5	1	2	3	6	1	1	1	4	1	1
		i2	1	1	-0,2	1	1	-0,3333	-0,25	-0,2	-0,2	1	-0,25	-0,2
		i3	-0,5	-0,3333	-5	-0,5	-0,3333	-0,25	-3	-1,5	-1	-0,5	-4	-2
	8	i1	3	1,5	1,33333	6	1,5	1,33333	1,25	4	2,5	2	1,5	5
		i2	1,2	1	1	1,2	1	1	1	1,33333	1,25	1,2	1	1,25
		i3	1	-1,5	-4	1	-1	-2	-5	1	1	1	-3	1
	9	i1	1,09091	1,07143	1,14286	1,09091	1,05263	1,11111	1,07143	1,05263	1,2	1,14286	1,11111	1,2
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,8	0,83333	0,66667	0,75	0,83333	0,66667	0,75	0,8	0,75	0,8	0,83333	0,66667
	10	i1	1	4	2,5	1	1	5	1	1	1	3	2	1,66667
		i2	0,66667	1	1	0,66667	0,75	1	0,66667	0,75	0,8	1	1	1
		i3	-2	0,8	0,83333	-1	-3	0,83333	-0,6667	-1,5	-4	0,75	0,8	0,83333

Продовження таблиці Б.1

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	11	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,16667	0,33333	0,2	0,16667	0,33333	0,25	0,16667	0,33333	0,25	0,2	0,25	0,2
		i3	-0,1111	-0,2	-0,0909	-0,0714	-0,1429	-0,0909	-0,0526	-0,1111	-0,0714	-0,0526	-0,2	-0,1429
	12	i1	1	1	3	1	1	2	4	1	1,66667	2,5	5	1
		i2	0,2	0,16667	1	0,2	0,16667	1	1	0,16667	1	1	1	0,25
		i3	-1	-0,6667	0,33333	-3	-1,5	0,33333	0,25	-4	0,33333	0,25	0,2	-2
	13	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,3333	-0,25	-0,2	-0,5	-0,25	-0,2	-0,5	-0,3333	-0,2	-0,5	-0,3333	-0,25
		i3	-0,6	-0,4286	-0,3333	-0,8	-0,3636	-0,2857	-0,7143	-0,4545	-0,2632	-0,6667	-0,4286	-0,3158
	14	i1	1,25	1,33333	1,25	1,2	1,5	1,25	1,2	1,5	1,33333	1,2	1,5	1,33333
		i2	1,2	1,2	1,15385	1,125	1,33333	1,17647	1,14286	1,36364	1,25	1,15385	1,38462	1,26316
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	15	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,2632	-0,2	-0,2	-0,1538	-0,125	-0,3333	-0,1765	-0,1429	-0,3636	-0,25	-0,1538	-0,3846
		i3	-0,3333	-0,25	-0,3333	-0,25	-0,2	-0,5	-0,25	-0,2	-0,5	-0,3333	-0,2	-0,5
	16	i1	1,66667	1,42857	1,31579	1,6	1,42857	1,33333	1,8	1,36364	1,28571	1,71429	1,45455	1,26316
		i2	1,5	1,33333	1,25	1,33333	1,25	1,2	1,5	1,25	1,2	1,5	1,33333	1,2
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	17	i1	1,31579	1,33333	1,28571	1,26316	1,8	1,71429	1,66667	1,6	1,45455	1,42857	1,42857	1,36364
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-5	-2	-3	-4	-3	-4	-5	-2	-4	-5	-2	-3
	18	i1	4	6	3	4	5	4	5	6	3	5	6	3
		i2	1,17647	1,2	1,125	1,14286	1,15385	1,33333	1,36364	1,38462	1,2	1,25	1,26316	1,15385
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	19	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,1538	-0,1765	-0,2	-0,125	-0,1429	-0,1538	-0,3333	-0,3636	-0,3846	-0,2	-0,25	-0,2632
		i3	-2	-3	-5	-2	-3	-4	-3	-4	-5	-2	-4	-5
	20	i1	6	3	4	6	3	4	5	4	5	6	3	5
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-0,4286	-0,4286	-0,3636	-0,3158	-0,3333	-0,2857	-0,2632	-0,8	-0,7143	-0,6667	-0,6	-0,4545

Продовження таблиці Б.1

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	21	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,2	0,16667	0,33333	0,25	0,16667	0,33333	0,25	0,2	0,25	0,2	0,16667	0,33333
		i3	0,15789	0,13043	0,28571	0,21053	0,13793	0,29412	0,21739	0,17241	0,18182	0,14286	0,11765	0,27273
	22	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,72727	0,84211	0,86957	0,71429	0,78947	0,86207	0,70588	0,78261	0,82759	0,81818	0,85714	0,88235
		i3	0,66667	0,8	0,83333	0,66667	0,75	0,83333	0,66667	0,75	0,8	0,75	0,8	0,83333
	23	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,23077	0,4	0,25	0,21053	0,38462	0,29412	0,2	0,375	0,28571	0,23077	0,33333	0,27273
		i3	0,16667	0,33333	0,2	0,16667	0,33333	0,25	0,16667	0,33333	0,25	0,2	0,25	0,2
	24	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,8	0,83333	0,66667	0,8	0,83333	0,66667	0,75	0,83333	0,66667	0,75	0,8	0,75
		i3	0,72727	0,76923	0,6	0,75	0,78947	0,61538	0,70588	0,8	0,625	0,71429	0,76923	0,66667
	25	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,27273	0,28571	0,29412	0,18182	0,21053	0,21739	0,14286	0,15789	0,17241	0,11765	0,13043	0,13793
		i3	-3	-4	-5	-2	-4	-5	-2	-3	-5	-2	-3	-4
	26	i1	5	4	5	6	3	5	6	3	4	6	3	4
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,86207	0,72727	0,71429	0,70588	0,81818	0,78947	0,78261	0,85714	0,84211	0,82759	0,88235	0,86957
	27	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,78947	0,8	0,6	0,61538	0,625	0,66667	0,70588	0,71429	0,72727	0,75	0,76923	0,76923
		i3	-3	-4	-3	-4	-5	-2	-4	-5	-2	-3	-5	-2
	28	i1	3	4	5	4	5	6	3	5	6	3	4	6
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,23077	0,21053	0,2	0,4	0,38462	0,375	0,33333	0,29412	0,28571	0,27273	0,25	0,23077
	29	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,4	0,625	0,55556	0,5	0,33333	0,28571	0,25	0,5	0,375	0,33333	0,57143	0,5
		i3	-0,2	-0,5	-0,33333	-0,25	-0,33333	-0,25	-0,2	-0,5	-0,25	-0,2	-0,5	-0,33333
	30	i1	1,33333	1,2	1,5	1,33333	1,25	1,33333	1,25	1,2	1,5	1,25	1,2	1,5
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,5	0,6	0,375	0,44444	0,5	0,66667	0,71429	0,75	0,5	0,625	0,66667	0,42857

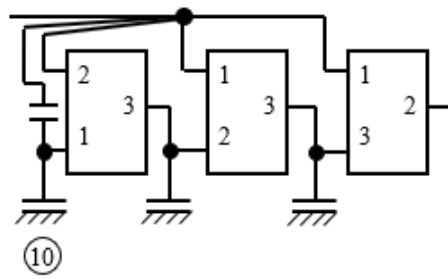
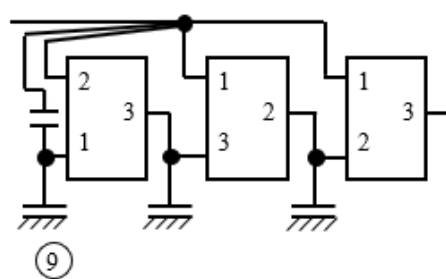
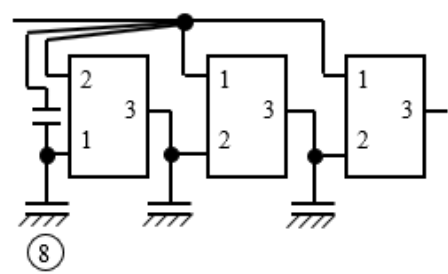
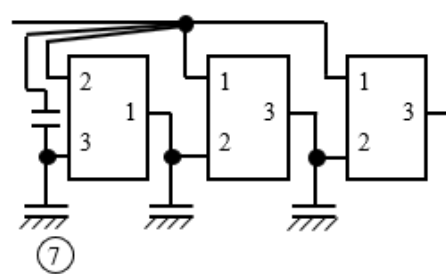
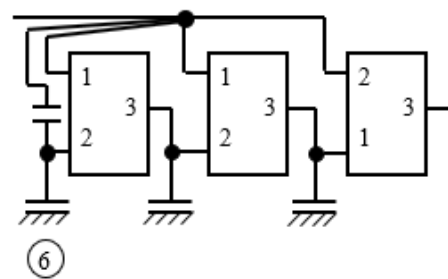
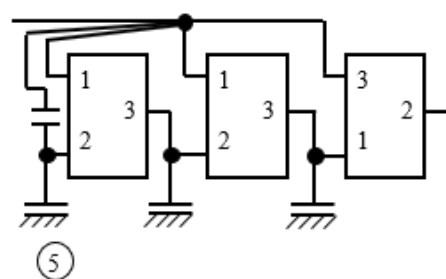
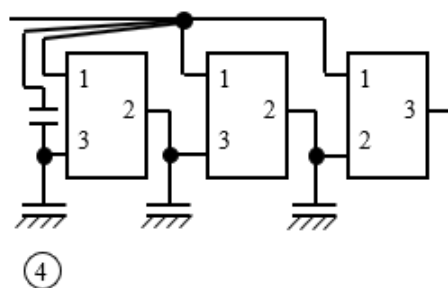
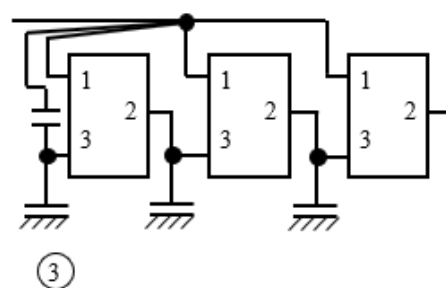
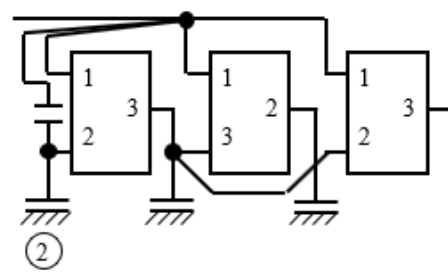
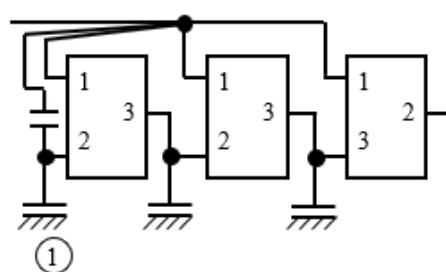
Продовження таблиці Б.1

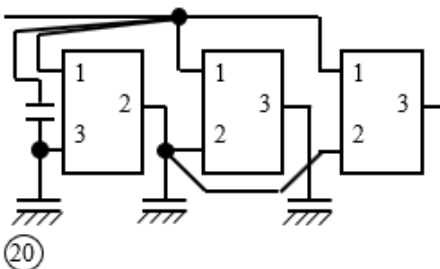
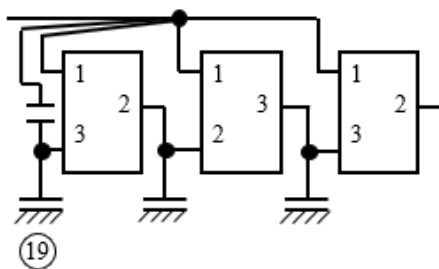
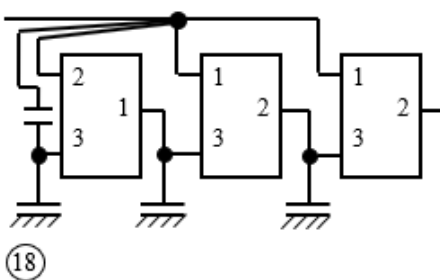
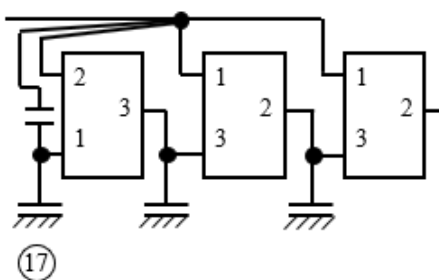
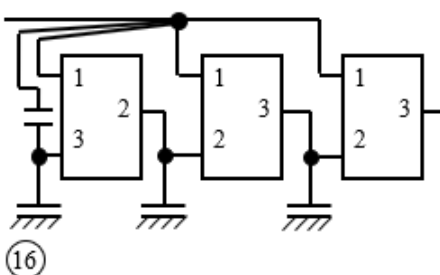
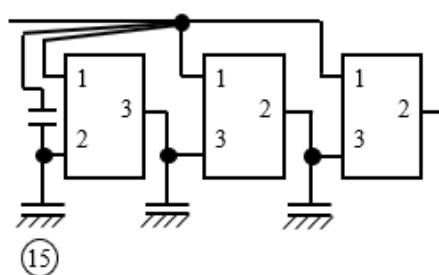
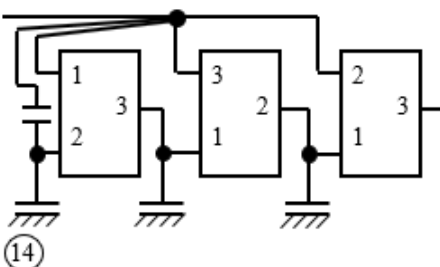
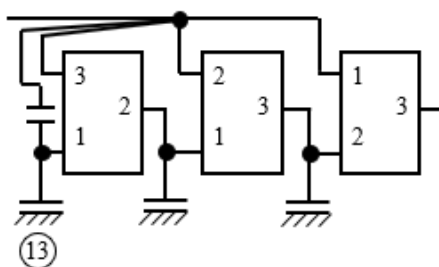
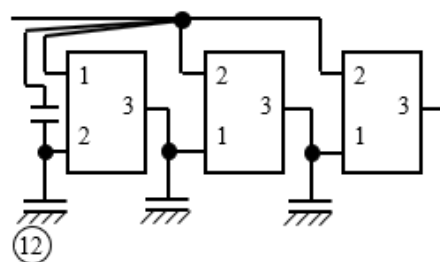
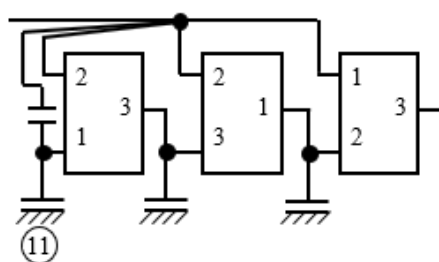
			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	31	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,07692	0,05882	0,04	0,0625	0,04762	0,03846	0,11111	0,09091	0,07692	0,1	0,0625	0,05263
		i3	-0,5	-0,3333	-0,2	-0,5	-0,3333	-0,25	-0,3333	-0,25	-0,2	-0,5	-0,25	-0,2
	32	i1	1,2	1,5	1,33333	1,2	1,5	1,33333	1,25	1,33333	1,25	1,2	1,5	1,25
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,94737	0,92308	0,94118	0,96	0,9375	0,95238	0,96154	0,88889	0,90909	0,92308	0,9	0,9375
	33	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,2	0,16667	0,33333	0,25	0,16667	0,33333	0,25	0,2	0,25	0,2	0,16667	0,33333
		i3	0,05882	0,04762	0,09091	0,0625	0,03846	0,07692	0,05263	0,04	0,1	0,07692	0,0625	0,11111
	34	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,88889	0,94118	0,95238	0,90909	0,9375	0,96154	0,92308	0,94737	0,96	0,9	0,92308	0,9375
		i3	0,66667	0,8	0,83333	0,66667	0,75	0,83333	0,66667	0,75	0,8	0,75	0,8	0,83333
	35	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,375	0,66667	0,5	0,44444	0,71429	0,625	0,5	0,75	0,66667	0,6	0,5	0,42857
		i3	0,16667	0,33333	0,2	0,16667	0,33333	0,25	0,16667	0,33333	0,25	0,2	0,25	0,2
	36	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,8	0,83333	0,66667	0,8	0,83333	0,66667	0,75	0,83333	0,66667	0,75	0,8	0,75
		i3	0,57143	0,625	0,33333	0,5	0,55556	0,28571	0,375	0,5	0,25	0,33333	0,4	0,5
	37	i1	1	1	1	1,5	1	1	2	1,33333	1	2,5	1,66667	1,25
		i2	0,75	0,6	0,5	1,33333	0,8	0,66667	1,66667	1,25	0,83333	2	1,5	1,2
		i3	0,66667	0,5	0,4	1	0,75	0,6	1	1	0,8	1	1	1
	38	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-1	-0,5	-0,4	-0,3333	-1	-0,6	-0,5	-1,3333	-1	-0,6667	-1,6667	-1,25
		i3	-1,5	-1	-0,75	-0,6	-2	-1	-0,8	-2,5	-1,6667	-1	-3	-2
	39	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-3,75	-4	-1,5	-1,6	-1,6667	-2	-2,4	-2,5	-2,6667	-3	-3,3333	-3,3333
		i3	-18	-24	-9	-12	-15	-8	-16	-20	-10	-15	-25	-12
	40	i1	10	15	20	6	8	10	6	12	15	8	12	20
		i2	4	4,5	4,8	2,25	2,4	2,5	2,66667	3,2	3,33333	3,33333	3,75	4,16667
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Закінчення таблиці Б.1

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	41	i1	6	9	8	7,5	4	3,75	3,6	6	5	4,8	7,5	6,66667
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-24	-15	-20	-25	-8	-10	-12	-9	-15	-18	-12	-16
	42	i1	20	30	18	24	30	12	15	18	12	20	24	15
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-5,3333	-4,8	-7,5	-6,6667	-6,25	-2,6667	-2,5	-2,4	-4,5	-3,75	-3,6	-6
	43	i1	1	1	1,25	1	1	1	1,5	2	2,5	1	1,33333	1,66667
		i2	0,83333	0,9375	1,04167	0,8	0,9	0,96	1,125	1,2	1,25	0,88889	1,06667	1,11111
		i3	0,5	0,75	1	0,4	0,6	0,8	1	1	1	0,66667	1	1
	44	i1	8	3,75	5	7,5	3,6	4,8	6	6	7,5	9	4	6,66667
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-0,4	-0,375	-0,3333	-0,3	-0,3	-0,2667	-0,25	-0,6667	-0,625	-0,6	-0,5	-0,4167
	45	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,26667	0,22222	0,41667	0,3125	0,20833	0,4	0,3	0,24	0,375	0,3	0,25	0,44444
		i3	0,08333	0,06667	0,125	0,08333	0,05	0,1	0,06667	0,05	0,16667	0,125	0,1	0,16667
	46	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,2222	-0,2667	-0,2778	-0,1667	-0,1875	-0,2083	-0,1333	-0,15	-0,16	-0,375	-0,4	-0,4167
		i3	-2,6667	-5,3333	-6,6667	-2,5	-3,75	-6,25	-2,4	-3,6	-4,8	-4,5	-6	-7,5
	47	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,11111	0,25	0,15	0,125	0,26667	0,2	0,13333	0,27778	0,20833	0,16667	0,16667	0,13333
		i3	-0,0667	-0,125	-0,0625	-0,05	-0,1	-0,0667	-0,04	-0,0833	-0,0556	-0,0417	-0,1111	-0,0833
	48	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,1	-0,0833	-0,1111	-0,0667	-0,0556	-0,0833	-0,0625	-0,0417	-0,0667	-0,05	-0,04	-0,125
		i3	-0,375	-0,3	-0,6667	-0,3333	-0,2667	-0,625	-0,4167	-0,25	-0,6	-0,4	-0,3	-0,5
	49	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,25	0,26667	0,27778	0,16667	0,2	0,20833	0,13333	0,15	0,16667	0,11111	0,125	0,13333
		i3	-2	-2,6667	-3,3333	-1,5	-3	-3,75	-1,6	-2,4	-4	-1,6667	-2,5	-3,3333
	50	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,03333	0,08333	0,06667	0,05556	0,08333	0,05	0,04167	0,06667	0,05	0,03333	0,05556	0,04167
		i3	-0,2083	-0,2222	-0,1667	-0,1333	-0,375	-0,1875	-0,15	-0,4	-0,2667	-0,16	-0,4167	-0,2778

Додаток В
Структурні схеми трирядних ПКП





Додаток Г
Варіанти передаточних відношень для відповідних структурних схем
трирядних ПКП

Таблиця Г.1 – Варіанти передаточних відношень для відповідних структурних схем трирядних ПКП

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	1	i1	16	10	3,461538	25	3,857143	3,272727	10	25	16	4,571429	6	5
		i2	2,666667	2,5	1	2,777778	1	1	1	3,571429	1	1	2,666667	2,5
		i3	1	1	-3	1	-3	-4	-2	1	-2	-4	1	1
		i4	-4	-5	-15	-5	-9	-24	-5	-5	-4	-24	-4	-5
	2	i1	5	6	4	6	4	5	3	6	3	5	5	6
		i2	2,5	2,666667	2,5	3	2,666667	3	2,142857	3	2,25	3	2,5	2,666667
		i3	2,142857	2,25	2	2,25	2	2,142857	2	2,666667	2	2,5	2,142857	2,25
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	3	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,666667	-0,71429	-0,66667	-0,8	-0,71429	-0,8	-0,66667	-1	-0,71429	-1	-0,66667	-0,71429
		i3	-1,5	-1,66667	-1,5	-2	-1,66667	-2	-1,14286	-2	-1,25	-2	-1,14286	-1,25
		i4	-4	-5	-3	-5	-3	-4	-2	-5	-2	-4	-4	-5
	4	i1	5	6	4	6	10	25	6	6	5	25	5	6
		i2	1	1	1	1	4	5	3	1	3	5	1	1
		i3	-1,66667	-1,5	-2,46154	-1,77778	1	1	1	-2,57143	1	1	-1,66667	-1,5
		i4	-15	-9	16	-24	-2,85714	-2,27273	-9	-24	-15	-3,57143	-5	-4
	5	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,888889	0,909091	0,849057	0,903614	0,84375	0,878049	0,769231	0,892857	0,761905	0,864865	0,888889	0,909091
		i3	0,842105	0,869565	0,789474	0,862069	0,782609	0,827586	0,714286	0,862069	0,705882	0,827586	0,857143	0,882353
		i4	0,8	0,833333	0,75	0,833333	0,75	0,8	0,666667	0,833333	0,666667	0,8	0,8	0,833333
	6	i1	1,25	1,2	1,333333	1,2	1,333333	1,25	1,5	1,2	1,5	1,25	1,25	1,2
		i2	1,176471	1,142857	1,25	1,153846	1,263158	1,2	1,363636	1,153846	1,384615	1,2	1,153846	1,125
		i3	1,111111	1,090909	1,153846	1,097561	1,16129	1,125	1,25	1,111111	1,263158	1,142857	1,111111	1,090909
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	7	i1	5	6	4	6	4	5	3	6	3	5	5	6
		i2	2,5	2,666667	2,5	3	2,666667	3	2,142857	3	2,25	3	2,142857	2,25
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i4	-1,25	-1,14286	-1,25	-1	-1,14286	-1	-0,88235	-0,6	-0,81818	-0,6	-0,88235	-0,81818

Продовження таблиці Г.1

			Варіант											
			13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
№ схеми	1	i1	9	5	10	10	1	1	9	6	16	16	1	9
		i2	3,461538	2,777778	1	3,571429	-1,5	-3	3,857143	3,272727	1	4,571429	-1,5	1
		i3	1	1	-2	1	-2,57143	-9	1	1	-2	1	-3	-3
		i4	-3	-5	-8	-5	-9	9	-3	-4	-8	-4	-9	-15
	2	i1	4	6	3	6	3	4	4	5	3	5	3	4
		i2	2,5	3	2,142857	3	2,25	2,666667	2,666667	3	2,25	3	2,25	2,666667
		i3	2	2,25	2	2,666667	2,142857	2,5	2	2,142857	2	2,5	2,142857	2,5
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	3	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,666667	-0,8	-0,666667	-1	-0,8	-1	-0,71429	-0,8	-0,71429	-1	-0,8	-1
		i3	-1	-1,25	-1	-1,66667	-1,25	-1,66667	-1	-1,14286	-1	-1,5	-1,14286	-1,5
		i4	-3	-5	-2	-5	-2	-3	-4	-2	-4	-2	-3	-3
	4	i1	4	6	9	6	10	10	4	5	9	5	10	16
		i2	1	1	3	1	3,571429	4	1	1	3	1	4	4
		i3	-2,46154	-1,77778	1	-2,57143	2,5	1	-2,85714	-2,27273	1	-3,57143	2,5	1
		i4	-8	-4	-9	-9	1	-8	-8	-5	-15	-15	1	-8
	5	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	0,849057	0,903614	0,769231	0,892857	0,75	0,818182	0,84375	0,878049	0,761905	0,864865	0,75	0,818182
		i3	0,818182	0,882353	0,727273	0,869565	0,705882	0,782609	0,818182	0,857143	0,727273	0,842105	0,714286	0,789474
		i4	0,75	0,833333	0,666667	0,833333	0,666667	0,75	0,75	0,8	0,666667	0,8	0,666667	0,75
	6	i1	1,333333	1,2	1,5	1,2	1,5	1,333333	1,333333	1,25	1,5	1,25	1,5	1,333333
		i2	1,2	1,125	1,333333	1,142857	1,384615	1,263158	1,2	1,153846	1,333333	1,176471	1,363636	1,25
		i3	1,153846	1,097561	1,25	1,111111	1,285714	1,2	1,16129	1,125	1,263158	1,142857	1,285714	1,2
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	7	i1	4	6	3	6	3	4	4	5	3	5	3	4
		i2	2	2,25	2	2,666667	2,25	2,666667	2	2,142857	2	2,5	2,142857	2,5
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i4	-0,66667	-0,5625	-0,66667	-0,47059	-0,5625	-0,47059	-0,5	-0,45455	-0,5	-0,38462	-0,45455	-0,38462

Продовження таблиці Г.1

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	8	i1	5	6	4	6	4	5	3	6	3	5	5	6
		i2	2,5	2,666667	2,5	3	2,666667	3	2,142857	3	2,25	3	2,142857	2,25
		i3	1,25	1,263158	1,25	1,285714	1,263158	1,285714	1,153846	1,2	1,16129	1,2	1,153846	1,16129
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	9	i1	5	6	16	6	10	25	6	6	5	25	5	6
		i2	1,551724	1,588235	4	1,531915	4	5	3	1,352113	3	5	1,428571	1,454545
		i3	1	1	1,454545	1	1,428571	1,470588	1,263158	1	1,25	1,315789	1	1
		i4	-15	-9	1	-24	1	1	1	-24	1	1	-5	-4
	10	i1	16	10	1,551724	25	1,588235	1,531915	1,428571	25	1,454545	1,352113	6	5
		i2	1,454545	1,428571	1	1,470588	1	1	1	1,315789	1	1	1,263158	1,25
		i3	1	1	-3	1	-3	-4	-2	1	-2	-4	1	1
		i4	-4	-5	-15	-5	-9	-24	-5	-5	-4	-24	-4	-5
	11	i1	5	6	4	6	4	5	6	6	3,571429	5	5	6
		i2	1	1	1	1	1	1	3	1	2,5	1	2,5	2,666667
		i3	-0,45455	-0,42857	-0,36364	-0,31579	-0,28571	-0,26316	1	-0,31579	1	-0,26316	1	1
		i4	-15	-9	-4	-2,57143	-2	-1,66667	-0,42857	-24	-0,38462	-5	-0,71429	-0,66667
	12	i1	1,25	1,2	1,333333	1,2	1,333333	1,25	1,5	1,2	1,5	1,25	1,25	1,2
		i2	1,052632	1,043478	1,052632	1,034483	1,043478	1,034483	1,071429	1,034483	1,058824	1,034483	1,071429	1,058824
		i3	1,034483	1,028571	1,034483	1,022727	1,028571	1,022727	1,052632	1,025641	1,043478	1,025641	1,052632	1,043478
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	13	i1	5	6	4	6	4	5	3	6	3	5	5	6
		i2	1,25	1,263158	1,176471	1,2	1,142857	1,153846	1,153846	1,2	1,125	1,153846	1,363636	1,384615
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i4	0,909091	0,90566	0,930233	0,923077	0,941176	0,9375	0,957447	0,947368	0,964286	0,957447	0,918367	0,915254
	14	i1	1,25	1,2	1,333333	1,2	1,333333	1,25	1,5	1,2	1,5	1,25	1,25	1,2
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,957447	0,964286	0,96	0,972973	0,967742	0,974026	0,941176	0,969697	0,952381	0,970874	0,930233	0,941176
		i4	0,9375	0,947368	0,941176	0,96	0,952381	0,961538	0,923077	0,96	0,9375	0,961538	0,909091	0,923077

Продовження таблиці Г.1

			Варіант											
			13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
№ схеми	8	i1	4	6	3	6	3	4	4	5	3	5	3	4
		i2	2	2,25	2	2,666667	2,25	2,666667	2	2,142857	2	2,5	2,142857	2,5
		i3	1,111111	1,125	1,111111	1,142857	1,125	1,142857	1,090909	1,097561	1,090909	1,111111	1,097561	1,111111
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	9	i1	4	6	9	6	5	10	4	5	3	5	6	16
		i2	1,290323	1,333333	3	1,285714	3	4	1,230769	1,25	1,173913	1,216216	3	4
		i3	1	1	1,216216	1	1,190476	1,219512	1	1	1	1	1,16129	1,185185
		i4	-8	-4	1	-9	1	1	-8	-5	9	-15	1	1
	10	i1	9	5	1,290323	10	1,333333	1,285714	9	6	1,230769	16	1,25	1,216216
		i2	1,216216	1,190476	1	1,219512	1	1	1,173913	1,16129	1	1,185185	1	1
		i3	1	1	-2	1	-2	-3	1	1	-2	1	-2	-3
		i4	-3	-5	-8	-5	-4	-9	-3	-4	-8	-4	-5	-15
	11	i1	4	6	3	6	3	4	4	5	3	5	3	4
		i2	1,818182	2	2,142857	3	5	10	1,6	1,666667	1,8	2,142857	2,25	2,666667
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i4	-0,8	-0,66667	-0,6	-0,42857	-0,33333	-0,28571	-0,8	-0,71429	-0,6	-0,45455	-0,42857	-0,36364
	12	i1	1,333333	1,2	1,5	1,2	1,5	1,333333	1,333333	1,25	1,5	1,25	1,5	1,333333
		i2	1,090909	1,058824	1,090909	1,043478	1,058824	1,043478	1,090909	1,071429	1,090909	1,052632	1,071429	1,052632
		i3	1,071429	1,046512	1,071429	1,034483	1,046512	1,034483	1,074627	1,058824	1,074627	1,043478	1,058824	1,043478
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	13	i1	4	6	3	6	3	4	4	5	3	5	3	4
		i2	1,333333	1,384615	1,2	1,263158	1,125	1,142857	1,333333	1,363636	1,2	1,25	1,153846	1,176471
		i3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i4	0,941176	0,935065	0,96	0,950495	0,972973	0,969697	0,952381	0,949367	0,967742	0,961538	0,974026	0,970874
	14	i1	1,333333	1,2	1,5	1,2	1,5	1,333333	1,333333	1,25	1,5	1,25	1,5	1,333333
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	0,909091	0,9375	0,918367	0,957447	0,949367	0,961538	0,90566	0,923077	0,915254	0,947368	0,935065	0,950495
		i4	0,888889	0,923077	0,9	0,947368	0,9375	0,952381	0,888889	0,909091	0,9	0,9375	0,923077	0,941176

Продовження таблиці Г.1

			Варіант											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ схеми	15	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-1,5	-1,66667	-1,5	-1	-1,66667	-0,92308	-1,14286	-2	-1,25	-2	-1,14286	-1,25
		i3	-4	-5	-3	-1,5	-3	-1,35849	-2	-5	-2	-4	-2,46154	-2,85714
		i4	-9	-15	-9	-1,66667	-15	-1,5	-2,46154	-8	-2,85714	-8	-4	-5
	16	i1	10	16	10	2,66667	16	2,358491	3,461538	9	3,857143	9	5	6
		i2	5	6	4	2,5	4	2,5	3	6	3	5	3,461538	3,857143
		i3	2,5	2,66667	2,5	2	2,66667	1,923077	2,142857	3	2,25	3	2,142857	2,25
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	17	i1	2,25	2,142857	2,25	2	2,142857	2	1,882353	1,6	1,818182	1,6	1,882353	1,818182
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-1,5	-1,66667	-1,5	-2	-1,66667	-2	-1,14286	-2	-1,25	-2	-1,14286	-1,25
		i4	-4	-5	-3	-5	-3	-4	-2	-5	-2	-4	-4	-5
	18	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,25	-0,26316	-0,25	-0,28571	-0,26316	-0,28571	-0,15385	-0,2	-0,16129	-0,2	-0,15385	-0,16129
		i3	-1,5	-1,66667	-1,5	-2	-1,66667	-2	-1,14286	-2	-1,25	-2	-1,14286	-1,25
		i4	-4	-5	-3	-5	-3	-4	-2	-5	-2	-4	-4	-5
	19	i1	16	10	1	25	1	1	1	25	1	1	6	5
		i2	1	1	-3	1	-3	-4	-2	1	-2	-4	1	1
		i3	-4	-5	-3,75	-5	-4	-5,33333	-2,14286	-5	-2,25	-4,5	-3,6	-4,5
		i4	-4,57143	-5,71429	-15	-6,25	-9	-24	-5	-5,35714	-4	-24	-4	-5
	20	i1	5	6	16	6	10	25	9	6	9	25	5	6
		i2	1	1	4	1	4	5	6	1	5	5	1	1
		i3	-5	-4	1	-4	1	1	3	-9	3	1	-5	-4
		i4	-15	-9	-8	-24	-8	-5	1	-24	1	-15	-15	-9

Закінчення таблиці Г.1

			Варіант											
			13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
№ схеми	15	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-1	-1,25	-1	-1,66667	-1,25	-1,66667	-1	-1,14286	-1	-1,5	-1,14286	-1,5
		i3	-1,66667	-2,27273	-1,66667	-3,57143	-2	-3	-1,5	-1,77778	-1,5	-2,57143	-1,77778	-2,57143
		i4	-3	-5	-2	-5	-2,27273	-3,57143	-3	-4	-2	-4	-2	-3
	16	i1	4	6	3	6	3,272727	4,571429	4	5	3	5	3	4
		i2	2,666667	3,272727	2,666667	4,571429	3	4	2,5	2,777778	2,5	3,571429	2,777778	3,571429
		i3	2	2,25	2	2,666667	2,25	2,666667	2	2,142857	2	2,5	2,142857	2,5
		i4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	17	i1	1,666667	1,5625	1,666667	1,470588	1,5625	1,470588	1,5	1,454545	1,5	1,384615	1,454545	1,384615
		i2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i3	-1	-1,25	-1	-1,66667	-1,25	-1,66667	-1	-1,14286	-1	-1,5	-1,14286	-1,5
		i4	-3	-5	-2	-5	-2	-3	-3	-4	-2	-4	-2	-3
	18	i1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		i2	-0,111111	-0,125	-0,111111	-0,14286	-0,125	-0,14286	-0,09091	-0,09756	-0,09091	-0,111111	-0,09756	-0,111111
		i3	-1	-1,25	-1	-1,66667	-1,25	-1,66667	-1	-1,14286	-1	-1,5	-1,14286	-1,5
		i4	-3	-5	-2	-5	-2	-3	-3	-4	-2	-4	-2	-3
	19	i1	9	5	1	10	1	1	9	6	1	16	1	1
		i2	1	1	-1,88235	1	-2	-3	1	1	-1,81818	1	-1,92308	-2,88462
		i3	-2,57143	-4,28571	-2	-5	-2,08696	-3,13043	-2,5	-3,33333	-2	-3,63636	-2	-3
		i4	-3	-5	-8	-4,70588	-4	-9	-3	-4	-8	-4	-5	-15
	20	i1	16	6	9	-24	6	16	10	25	9	25	6	16
		i2	4	1	6	-9	5	10	4	5	5	5	5	10
		i3	1	-4	3	1	3	4	1	1	3	1	3	4
		i4	-8	-24	1	6	1	1	-8	-5	1	-15	1	1

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

Базове число циклів змін напружень	124, 125	Кут нахилу зубців	31
Бортова планетарна коробка передач	38	Межа згинальної витривалості	125
Взаємне ковзання	34	Межа контактної витривалості	123
Внутрішнє передаточне відношення ПР	17	Міжосьова відстань	31
Водило	7, 11	Передаточне відношення	40
Динамічна вантажопідйомність вальниць	139	Передаточне число	40
Диференціальний механізм	8	Плаваючі ланки	122
Діаметр вершин колеса	31	Планетарна передача	11
Ділильний діаметр колеса	31	Планетарна передача	7
Допустимі напруження	123, 125	Планетарний механізм	11
Дотичні напруження при зрізанні	135	Планетарний ряд	11
Дотичні напруження при скручуванні	133	Планетарні коробки передач	11
Еквівалентне число циклів змін напружень	124, 125	Планетарні трансмісії	11
Елементи керування ПКП	147	Принцип Вілліса	42
Епіциклічна зубчаста передача	7	Редуктор	7
Епіциклічне зубчасте колесо	11	Розвантажувальні пристрої	157

Епіциклоїда	7	Сателіти	16
Закони механіки (Ньютона)	49	Системи гідрокерування	154
Згинальні напруження	131	Системи змащування фрикціонів	152
Згинальні напруження	134	Сонячна шестірня	11
Інволюта кута	33	Статична вантажопідйомність вальниць	143
Кількість ступенів вільності	11	Структурна схема	25
Коефіцієнт вишини головки зубця	31	Умова складання	99
Коефіцієнт зміщення похідного контуру	31	Умова співвісності	97
Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами	122	Умова сусідства	102
Контактні напруження	129	Фрикційні матеріали	147
Критерії якості	86	Характеристичні рівняння планетарного ряду	51
Кут зачеплення	33	Циркуляція потужності	70

Навчальне видання

ВОЛОНЦЕВИЧ Дмитро Олегович

ВЕРЕТЕННИКОВ Євгеній Олександрович

КАРПОВ Вадим Олегович

СІВИХ Дмитро Георгійович

УСТИНЕНКО Олександр Віталійович

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ

Підручник у 2-х томах

Том 1

Том 1. Основи аналізу та параметричного синтезу планетарних передач

Відповідальний за випуск доц. Істомін О. Є.

Роботу до видання рекомендував проф. Шелковий А. М.

В авторській редакції

План 2024 р., поз. 5

Підп. до друку 2024 Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 8,2.

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Електронне видання