визначеної за вихідними даними, **розрахунок передач приводу повинен виконуватися за номінальною потужністю (або моментом) на робочому органі.**

2.3.3. Розрахунок енергокінематичних параметрів приводів

При виконанні енергокінематичного розрахунку початковими даними є параметри вихідного вала приводу, обумовлені замовником.

Параметри вихідного вала приводу можуть мати вигляд:

- $F_{вих}$, Н; $\upsilon_{вих}$, м/с; $D_{вих.}$, мм;
- $T_{вих}$, Н·м; $n_{вих}$, хв$^{-1}$; або
- $T_{вих}$, Н·м; $\omega_{вих.}$, с$^{-1}$ ($\omega = \pi n/30$).

Кінематичний розрахунок приводу виконують одночасно з вибором потужності і частоти обертання електродвигуна. Він зводиться до визначення загального передаточного відношення приводу та розподілу його між окремими передачами.

Початковими даними для розрахунку **першої групи** об'єктів проектування є (див. п. 1.2): $T_{e\,max}$ – максимальний обертальний момент двигуна та відповідно йому $n_{e\,max}$ – максимальні оберти двигуна (ці параметри беруть з технічного завдання на проектування) Для визначення кінематичних і силових характеристик трансмісії необхідно розглянути і проаналізувати аналогічні конструкції автомобілів і вибрати як прототип найближчий із аналогів, параметри якого використовують в розрахунках. При цьому необхідно ретельно ознайомитися з будовою та кінематичним зв'язком між ланками трансмісії автомобіля-прототипу (рис. 2.3).

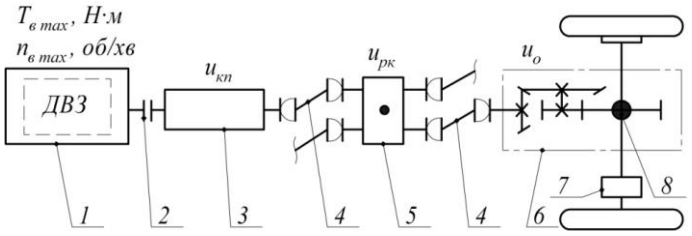


Рис. 2.3. Спрощена схема трансмісії автомобіля загального призначення:
1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – карданна передача; 5 – роздавальна коробка; 6 – редуктор моста автомобіля; 7 – вузол розподілу потужності; 8 – колісний редуктор

Для розрахунку редуктора ведучого моста автомобіля треба визначити обертальний момент T_P і оберти n_P на швидкохідному валу цього редуктора.

Обертальний момент T_P на вхідному валу:

$$T_P = T_{e\,\max} \cdot u_{\text{КП1}} \cdot u_{\text{РК}} \cdot \eta_{TP},\ \text{Н·м}, \qquad (2.19)$$

де T_{emax} – максимальний обертальний момент двигуна;

$u_{\text{КП1}}$ – передаточне число першої передачі коробки передач автомобіля–прототипу;

$u_{\text{РК}}$ – найбільше передаточне число роздавальної коробки;

η_{TP} – ККД механічної трансмісії.

ККД трансмісії автомобіля η_{TP} залежить від числа та якості кінематичних пар, що передають механічну енергію від колінчастого вала двигуна до ведучих коліс автомобіля:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_1^n \cdot \eta_2^m \cdot \eta_3^k \cdot \eta_4^h, \qquad (2.20)$$

де η_1 – ККД циліндричних шестерень;

η_2 – ККД конічних шестерень;

η_3 – ККД карданних шарнірів;

η_4 – ККД підшипників кочення;

n – кількість пар циліндричних шестерень, які передають енергію на даній передачі;

m – число пар конічних (гіпоїдних) шестерень;

$к$ – число карданних шарнірів, які передають енергію;

h – число пар підшипників кочення.

Значення ККД механічної трансмісії наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Рекомендовані значення ККД трансмісії деяких автомобілів

Тип автомобіля	Колісна формула	ККД
Вантажні автомобілі і автобуси з одинарною головною передачею	4×2	0,90...0,92
Вантажні автомобілі і автобуси з подвійною головною передачею	4×2 4×4, 6×4 6×6	0,86...0,88 0,82...0,84 0,78...0,80
Легкові автомобілі і автобуси малої		

місткості:		
з заднім приводом	4×2	0,92...0,94
з переднім приводом	4×2	0,93...0,95

Оберти n_P на вхідному валу визначаються за формулою:

$$n_P = \frac{n_{e\max}}{u_{K1} \cdot u_{PK}}, \text{ хв}^1. \qquad (2.21)$$

Після вибору і обґрунтування конструкції головної передачі ведучого моста автомобіля складають її кінематичну схему (рис. 2.4). Для легкових автомобілів використовують центральну одинарну головну циліндричну передачу, або, найчастіше, з тангенціальними чи круговими зубами конічних зубчастих коліс (рис. 2.4, *а, б*). Для вантажних автомобілів використовують центральні подвоєні головні передачі: перший ступінь – конічна (гіпоїдна), другий – циліндрична (рис. 2.4, *в*); перший ступінь – конічна (гіпоїдна, черв'ячна), другий – планетарна; перший ступінь – циліндрична, а другий – конічна (гіпоїдна). Також використовують рознесену подвоєну головну передачу, яка складається із центрального редуктора з одинарною конічною або гіпоїдною передачею і міжколісним диференціалом Д, за яким розташовано два колісних редуктори КР (рис. 2.4, *г*). Останні одержали широке розповсюдження на автомобілях середньої та великої вантажопідйомності завдяки ряду переваг перед іншими.

***Визначення силових і кінематичних параметрів головної передачі* (*перша група ТЗ*)**

Силові (потужність та обертальний момент) і кінематичні (частота обертання та кутова швидкість) параметри передачі розраховують стосовно валів кінематичного ланцюга.

а) центральний одинарний редуктор моста автомобіля (рис. 2.4, б)

Потужності на валах редуктора:

– на ведучому валу при відомих $T_р$ і $n_р$:

$$P_{Ш} = P_1 = \frac{T_P \cdot n_p}{9550}, \text{ кВт},$$

– на веденому валу:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ Квт},$$

де η – ККД передачі ($\eta = \eta_{КЗ} \cdot \eta_{ПП}$)

$\eta_{ПП}$ – коефіцієнт корисної дії підшипника кочення (табл. 2.4).

$\eta_{КЗ}$ – коефіцієнт корисної дії конічної зубчастої пари (табл. 2.4).

Обертальні моменти на валах редуктора:

– на вхідному валу:

$$T_1 = T_P, \text{ Н·м·}$$

– на вихідному валу:

$$T_2 = T_P \cdot u_0 \cdot \eta_{ПП} \cdot \eta_{КЗ}, \text{ Н·м·}$$

де u_0 – передаточне число головної (конічної) передачі автомобіля – прототипу.

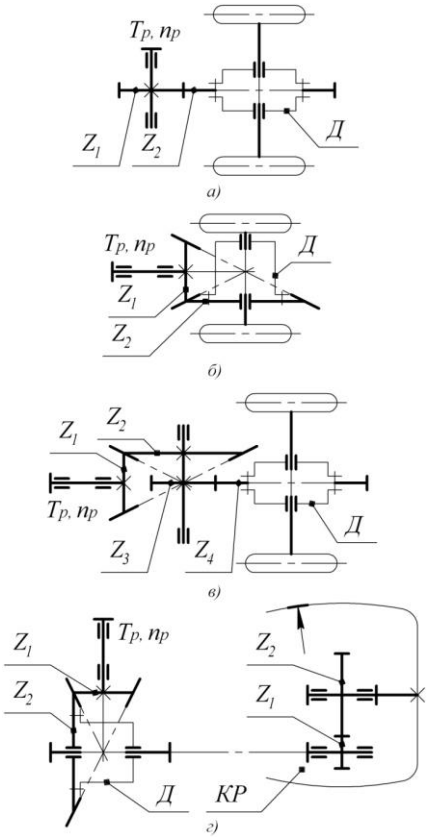


Рис. 2.4. Кінематичні схеми редуктора ведучого моста автомобіля:
а) – з поперечним розташуванням силового агрегата;
б) – з повздовжним розташуванням силового агрегата;
в) – двоступінчастої класичної компоновки; *г*) – рознесеною головною передачею і колісним редуктором;
T_p – розрахунковий обертальний момент; n_p – розрахункова частота обертання;
Д – диференціал; *КР* – колісний редуктор

Частота обертання та кутова швидкість валів редуктора**:**

– вхідного вала:

$$n_1 = n_P, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_1 = \omega_P = \pi n_1 30, \text{ с}^{-1};$$

– вихідного вала:

$$n_T = n_2 = \frac{n_1}{u_0}, \text{ хв}^1;$$

$$\omega_T = \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_0}, \text{ с}^{-1}$$

б) центральний конічно-циліндричний редуктор моста автомобіля (рис. 2.4, *в*)

Потужності на валах редуктора:

– на ведучому валу конічної пари при відомих T_P, n_P:

$$P_{Ш} = P_1 = \frac{T_P \cdot n_P}{9550}, \text{ кВт};$$

– на проміжному валу (веденому конічної пари і одночасно ведучому циліндричної пари):

$$(\eta = \eta_{КЗ} \cdot \eta_{ПП})\ P_{П} = P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ кВт},$$

де η – ККД передачі;

$\eta_{КЗ.}$ – ККД циліндричної зубчастої пари (табл. 2.4).

– на веденому валу циліндричної пари редуктора:

$$P_T = P_3 \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{ПП}.$$

Обертальні моменти на валах редуктора:

– на ведучому валу редуктора:

$$T_{Ш} = T_P = T_1, \text{ Н·м};$$

– на проміжному валу (він же ведений вал конічної пари і швидкохідний вал циліндричної пари):

$$T_{П} = T_{2КП} = T_1 \cdot u_{КП} \cdot \eta_{КП}, \text{ Н·м},$$

де $u_{КП}$ – передаточне число конічної пари редуктора автомобіля-прототипу;

– на веденому (тихохідному) валу редуктора:

$$T_T = T_2 = T_{П} \cdot u_{ЦП} \cdot \eta_{ЦП}, \text{ Н·м},$$

де $u_{ЦП}$ – передаточне число циліндричної пари редуктора автомобіля-прототипу.

Частоти обертання та кутові швидкості валів:

– ведучого вала конічної пари:

$$n_1 = n_P, \text{ хв}^{-1}:$$

$$\omega_1 = \omega_P = \frac{\pi\, n_1}{u_{КП}}, \text{ с}^{-}$$

– веденого проміжного вала конічної пари (він же ведучий або швидкохідний вал циліндричної пари):

$$n_П = n_{2КП} = n_{1ЦП} = \frac{n_1}{u_{КП}}, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_П = \omega_{2КП} = \omega_{1ЦП} = \frac{\omega_1}{u_{КП}}, \text{ с}^{-1};$$

– веденого (тихохідного) вала редуктора:

$$n_T = n_2 = \frac{n_П}{u_{ЦП}}, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_T = \omega_2 = \frac{\omega_П}{u_{ЦП}}, \text{ с}^{-}$$

в) рознесений редуктор ведучого моста автомобіля (центральний – конічний, колісний – циліндричний) (рис. 2.4, *г*).

Силові та кінематичні параметри центрального конічного редуктора визначають у послідовності, наведеній вище. Даними для розрахунку колісного редуктора є обертальний момент і кутова швидкість, які можуть бути забезпечені міжколісним диференціалом. За характером розподілу обертального моменту, що підводиться до корпусу диференціала, визначають, виходячи з умов найкращого використання сили тяжіння, обертальний момент, що підводиться до редуктора ведучих коліс автомобіля. При симетричному міжколісному диференціалі розрахунковий момент на вході колісного редуктора T_1 автомобіля з колісною формулою 4×2 визначається за залежністю:

$$T_1 = \frac{T_{e\,\max} \cdot u_{КП1} \cdot u_{РК} \cdot u_o \cdot \eta_{ТР} \cdot (1 + K_\sigma)}{2}, \qquad (2.22)$$

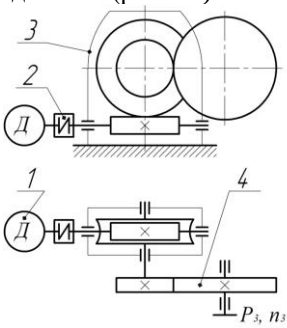
де K_σ – коефіцієнт блокування (для диференціала з малим внутрішнім тертям K_σ = 0,1 ... 0,2) [8, § 46].

Частота обертання $n_1 = n_{2КП}$, тобто вона дорівнює частоті обертання веденого вала центрального редуктора автомобіля. Параметри визначають в послідовності, наведеній раніше.

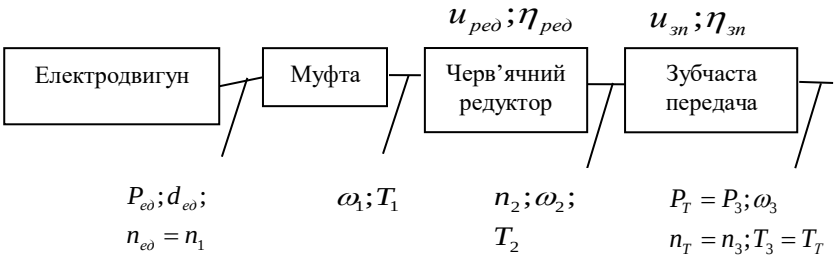
Визначення силових і кінематичних параметрів приводів загального призначення (друга група ТЗ)

Визначення проводиться залежно від вихідних даних технічного завдання курсового проекту:

а) якщо задані потужність на тихохідному валу приводу P_T і частота його обертання n_T або кутова швидкість ω_T, то розрахунок параметрів ведуть в наступній послідовності (рис. 2.5).



а)



б)

Рис. 2.5. Привід з черв'ячним редуктором і відкритою зубчастою передачею:
а) – кінематична схема; б) – схема для розрахунку
1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – черв'ячний редуктор;
4 – відкрита зубчаста передача

За формулою (2.15) визначають розрахункову потужність електродвигуна, для чого попередньо за формулою (2.16) знаходять загальний ККД приводу, беручи $\eta_{з.п}$ відкритої зубчастої передачі черв'ячного редуктора $\eta_{ред}$ і муфти $\eta_м$ за даними табл. 2.4:

$$\eta_{заг} = \eta_{ред} \cdot \eta_{з.п} \cdot \eta_м,$$

тоді

$$P_{ед.р.} = P_З / \eta_{заг}, \text{кВт}.$$

За даними [15, додаток 2] вибирають електродвигун серії 4А з відповідними номінальною потужністю та частотою обертання.

Визначають загальне передаточне число приводу:

$$u_{заг} = n_{ед} / n_З.$$

Знаходять передаточне число відкритої зубчастої передачі:

$$u_{з.п} = u_{заг} / u_{ред}$$

(для відкритих зубчастих передач не обов'язково приймати стандартне значення u).

Визначають частоту обертання та кутові швидкості валів приводу:

– ведучого вала редуктора:

$$n_1 = n_{ед}, \text{ хв.}^{-1};$$

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30, \text{ с}^{-1}$$

– веденого вала редуктора (ведучого вала відкритої зубчастої передачі):

$$n_2 = n_1 / u_{ред}, \text{ хв.}^{-1};$$

$$\omega_2 = \pi n_2 / 30, \text{ с}^{-1},$$

– веденого вала відкритої зубчастої передачі (може бути задано в ТЗ):

$$n_З = n_2 / u_{з.п.}, \text{ хв.}^{-1};$$

$$\omega_З = \pi n_З / 30, \text{ с}^{-1},$$

Знаходять відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta\omega = \frac{\omega_З - \omega_Т}{\omega_Т} \cdot 100\%$$

Визначають обертальні моменти на валах приводу:

– на веденому валу відкритої зубчастої передачі:

$$T_З = P_З \cdot 10^3 / \omega_З;$$

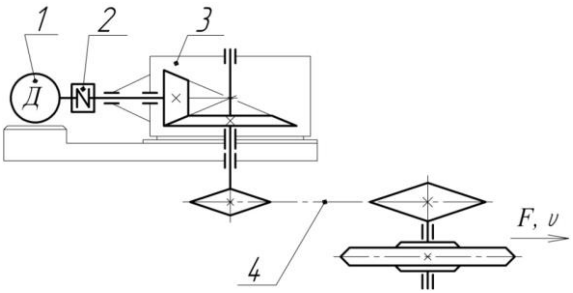
– на веденому валу редуктора:

$$T_2 = T_З / u_{ред} \cdot u_{з.п.}, \text{ Н·м}$$

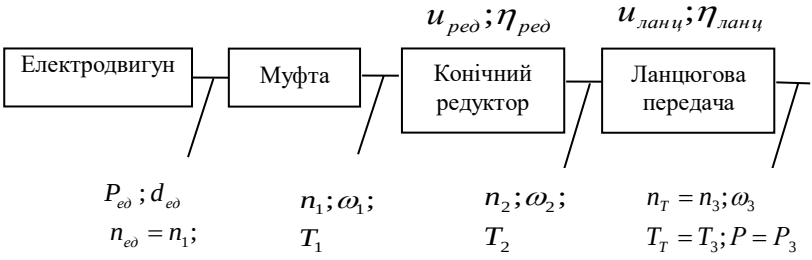
– на ведучому валу редуктора:

$$T_1 = T_2 / u_{ред} \cdot \eta_{ред}, \text{, Н·м}$$

Якщо в ТЗ потужність на ведучому валу приводу задана не в явній формі, наприклад, вказані тягова сила F і швидкість υ ланцюга конвеєра, то розрахунок параметрів ведуть в наступній послідовності (рис. 2.6).



а)



б)

Рис. 2.6. Привід з конічним редуктором і ланцюговою передачею:
а) – кінематична схема; б) – схема для розрахунку
1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – конічний редуктор;
4 – ланцюгова передача.

Визначають частоту обертання веденого вала приводу (тягової зірочки) за формулою (2.6). Попередньо знаходять діаметр ділильного кола тягової зірочки за формулою (2.7):

$$D_д = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}, \text{ мм}$$

Та за формулою (2.6)

$$n_T = \frac{60 \cdot 1000\upsilon}{\pi \cdot D_д} u_{ред}$$

Тоді загальне передаточне число приводу:

$$u_{заг} = u_{ред}\ u_{ланц}.$$

Визначають орієнтовне значення частоти обертання вала електродвигуна:

$$n_{ед} = n_ш = n_T\ u_{заг}$$

і потужність на веденому валу приводу за формулою (2.9):

$$P_T = F \cdot \upsilon,\ \text{Вт}$$

За формулою (2.16) знаходять загальний ККД приводу, прийнявши для редуктора $\eta_{ред}$, і для ланцюгової передачі $\eta_{ланц.}$:і муфти $\eta_м$

$$\eta_{заг} = \eta_{ред.} \cdot \eta_{ланц.} \cdot\ \eta_м.$$

Тоді розрахункову потужність електродвигуна знаходять за формулою (2.15):

$$P_{ед.р} = P_T / \eta_{заг},\ \text{кВт}$$

За таблицею додатків [15] приймають електродвигун серії 4А з відповідними потужністю $P_{ед}$ і частотою обертання $n_{ед}$.

Уточнюють передаточне число приводу:

$$u_{заг.} = n_{ед.} / n_T .$$

Визначають передаточне число ланцюгової передачі при стандартному $u_{ред}$:

$$u_{ланц.} = u_{заг.} / u_{ред} .$$

і частоти обертання і кутові швидкості валів приводу:

– ведучого вала редуктора:

$$n_1 = n_{ед.},\ \text{хв}^{-1},$$

що відповідає кутовій швидкості $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$, с$^{-1}$;

– веденого вала редуктора (ведучого вала ланцюгової передачі):

$$n_2 = n_1 / u_{ред},\ \text{хв}^{-1}$$

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30\ \text{с}^{-1};$$

– веденого вала приводу (веденого вала ланцюгової передачі):

$$n_3 = n_2 / u_{ланц},\ \text{хв}^{-1}$$

$$\omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30,\ \text{с}^{-1};$$

Відхилення від заданого значення:

$$\Delta n_3 = \frac{n_3 - n_T}{n_T} \cdot 100\,\% \text{ (допустиме – до 4 \%).}$$

Визначають обертальні моменти на валах приводу:

– на веденому валу ланцюгової передачі:

$$T_3 = P_T \cdot 10^3 / \omega_3, \text{ Н·м}$$

– на ведучому валу ланцюгової передачі (він також ведений вал редуктора):

$$T_2 = T_3 / u_{ланц} \cdot \eta_{ланц}, \text{ Н·м;}$$

– на ведучому валу редуктора:

$$T_1 = T_2 / u_{ред} \cdot \eta_{ред}, \text{ Н·м;}$$