

ЛЕКЦІЯ. КІНЕМАТИЧНІ ТА СИЛОВІ СПІВВІДНОШЕННЯ 1

В МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧАХ

План:

1. Двигуни приводів.
2. Класифікація механічних передач.
3. Силові та кінематичні співвідношення в механічних передачах.
4. Кінематичні співвідношення в черв'ячних передачах.
5. Кінематичні співвідношення в ланцюгових передачах.

1. Двигуни приводів.

2

Загалом структуру довільної машини можна подати у вигляді такої схеми: енергоперетворювач (двигун) – передавально-перетворюючі пристрої (механічні передачі) – споживач механічної енергії (робочий орган машини). Сукупність двигуна та системи механічних передач називають **приводом машини**. Механічні передачі приводів можуть бути відкритими або закритими. Вибір механічних передач для привода є однією з головних інженерних задач під час розробки проекту машини. У приводах переважної більшості машин використовують стандартні двигуни.

Кінематичним параметром, який визначає потребу використання механічних передач у приводі, є *передаточне число* привода, яке визначають як відношення кутової швидкості вала двигуна до кутової швидкості приводного вала робочого органу машини

$$u_{\text{заг}} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{пр}}}.$$

Найчастіше для приводів машин використовують електродвигуни або двигуни внутрішнього згоряння (у транспортних засобах і в районах, де відсутні електромережі). Електродвигуни є стандартними, з різними типорозмірами в діапазоні потужностей 10 Вт - 400 кВт та більше. Їх ділять на двигуни постійного та змінного струму.

Двигуни постійного струму дозволяють плавно регулювати кутову швидкість. Найчастіше такі двигуни використовують у підйимально-транспортних машинах.

Двигуни змінного струму бувають:

- а) однофазні асинхронні – мають невелику потужність, їх використовують переважно в побутовій техніці;
- б) трифазні синхронні – для великих потужностей; мають високу вартість;
- в) трифазні асинхронні – надійні, дешеві; мають широкий діапазон потужностей.

Основний тип сучасних двигунів змінного струму, які використовують у приводах – це трифазні асинхронні двигуни серії 4А. Основними характеристиками цих двигунів є номінальна потужність $P_{дв}$ (кВт) та номінальна частота обертання $n_{дв}$ (об/хв).

Під час розрахунку привода важливим є правильний вибір потужності двигуна. Двигун недостатньої потужності перегрівається та передчасно виходить з ладу. Перевантаження двигуна на 25% зменшує строк служби з 20 років до декількох місяців, а перевантаження на 50% робить його взагалі непридатним. Застосування двигунів зі значно завищеною потужністю недоцільне економічно та призводить до підвищеного спрацювання.

У всіх електродвигунах однакової потужності зі зменшенням частоти обертання значно зростають їхні габаритні розміри, маса та вартість. Тому доцільніше застосовувати двигуни з високими частотами обертання. Однак слід урахувати, що застосування двигунів з високими частотами приводить до зростання передаточного числа привода.

2. Класифікація механічних передач

4

Основне призначення механічних передач полягає в узгодженні параметрів руху вала двигуна з параметрами руху робочих органів машини.

Механічні передачі ділять на передачі з *використанням сил тертя* (фрикційні, пасові) та *передачі з зачепленням* (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові).

Передавання обертального руху механічні передачі виконують або при безпосередньому дотиканні ведучих і ведених ланок (фрикційні, зубчасті, черв'ячні), або за допомогою проміжної гнучкої ланки (пасові, ланцюгові).

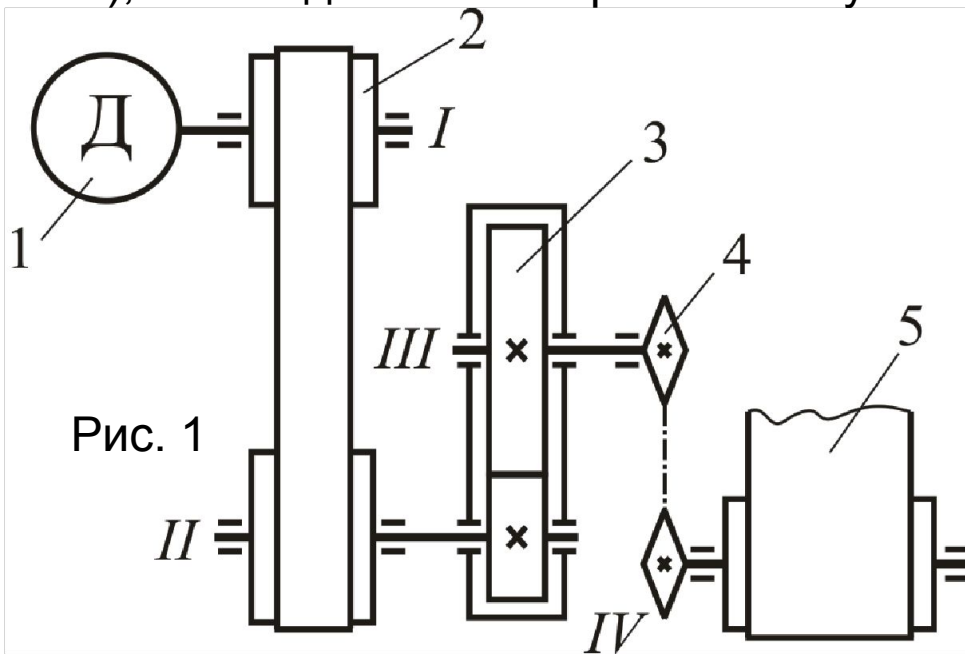


Рис. 1

Механічні передачі відповідним способом зображують на кінематичних схемах приводів. На рис. 1 показано кінематичну схему привода стрічкового транспортера, що служить для перетворення високої частоти обертання вала електродвигуна у потрібну низьку частоту обертання вала барабана транспортера.

На рис. 1 позначено цифрами: I, II, III, IV – вали передач; 1 – електродвигун; 2 – плоскостасова передача; 3 – циліндрична зубчаста передача в корпусі (редуктор); 4 – ланцюгова передача; 5 – приводний барабан стрічкового транспортера.

Загальне передаточне число привода (рис. 1) дорівнює добутку передаточних чисел окремих передач:

$$u_{\text{заг}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3,$$

$$u_1 = \frac{\omega_I}{\omega_{II}} \quad \text{– передаточне число пасової передачі};$$

$$u_2 = \frac{\omega_{II}}{\omega_{III}} \quad \text{– передаточне число зубчастої передачі};$$

$$u_3 = \frac{\omega_{III}}{\omega_{IV}} \quad \text{– передаточне число ланцюгової передачі}.$$

Тоді загальне передаточне число привода дорівнює відношенню кутової швидкості вхідного вала до кутової швидкості вихідного вала

$$u_{\text{заг}} = \frac{\omega_I}{\omega_{IV}}.$$

3. Силіві та кінематичні співвідношення в механічних передачах

Енергетичними (силовими) характеристиками механічної передачі є:

1. Потужності на ведучій P_1 та веденій P_2 ланках. Потужність P (кВт), яка витрачається на рух ланки передачі зі швидкістю v (м/с), у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F (Н), визначають за формулою

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3};$$

2. Коефіцієнт корисної дії передачі (к. к. д.) η , який визначають із співвідношення

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}.$$

К. к. д. механічних передач: зубчаста циліндрична – $\eta = 0,98$

зубчаста конічна – $\eta = 0,97$

черв'ячна – $\eta = 0,6...0,8$

ланцюгова – $\eta = 0,96$

клинопасова – $\eta = 0,93$

плоскопасова – $\eta = 0,95$

фрикційна – $\eta = 0,94$

пара підшипників кочення – $\eta = 0,99$

Загальний коефіцієнт к.к.д. привода, що складається з n послідовно з'єднаних передач, дорівнює добутку к.к.д. окремих передач:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

3. Обертальні моменти на валах передачі

$$T = \frac{P}{\omega}.$$

Співвідношення між обертальними моментами на валах ведучої і веденої ланок має вигляд

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

Силвий розрахунок привода полягає у визначенні необхідної потужності електродвигуна та його виборі, обчисленні обертальних моментів на валах привода. Необхідна потужність двигуна

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{заг}}}.$$

1. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок ланки передачі, розміщених на відстані $d_1/2$ або $d_2/2$ від осі обертання

$$v = v_1 = v_2 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2}.$$

2. Колова сила – це сила, що діє на ланку передачі, спричинюючи її обертання або створюючи опір обертанню, та спрямована по дотичній до траєкторії (кола) точки її прикладання

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Кінематичний розрахунок привода полягає у визначенні загального передаточного числа та поділу його на окремі передаточні числа для кожної з механічних передач привода. Загальне передаточне число привода

$$u_{\text{заг}} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{вих}}}.$$

4. Кінематичні співвідношення в черв'ячних передачах⁹

Передавання обертального руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі, найчастіше виконують за допомогою черв'ячної передачі. Передача складається з черв'яка та черв'ячного колеса (рис. 2).

Черв'як – гвинт з різьбою, нарізаною на циліндрі (архімедовий, конволютний, евольвентний) чи на глобоїді.

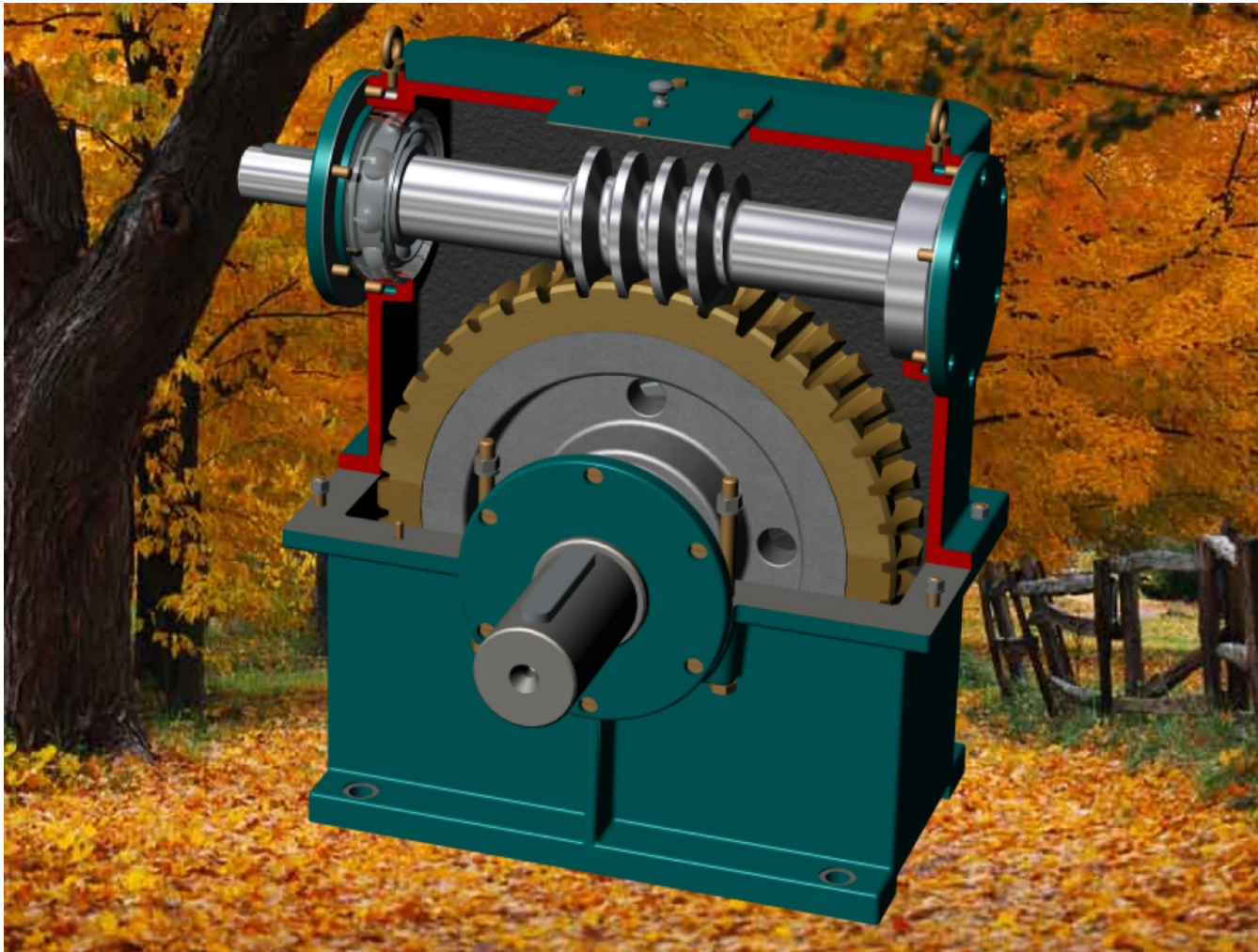


Рис. 2

Архімедовий черв'як – циліндричний гвинт з трапецеподібним профілем різьби. У торцевому перерізі витки черв'яка окреслені архімедовою спіраллю. *Конволютний черв'як* – циліндричний гвинт з прямолінійним окресленням профілю впадин чи витків у перерізі, нормального до бічної поверхні різьби. *Евольвентний черв'як* – профіль витків окреслений евольвентою. *Глобоїдний черв'як* – гвинт, нарізаний на поверхні тора (глобоїда). У центральній осьовій площині черв'яка витки мають прямолінійний профіль. Передачу з таким черв'яком називають глобоїдною.

Черв'яки для силових передач виготовляють з якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2) або легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА) з подальшою термообробкою для забезпечення високої твердості ($H1 \geq (45...55)HRC$).

Черв'ячне колесо має увігнутий обід, що сприяє охопленню витків черв'яка. Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а також з латуні або чавуну.

Геометричні співвідношення в черв'ячній передачі з циліндричним архімедовим черв'яком

Основні геометричні параметри черв'яка та черв'ячного колеса показані на рис. 3. **Крок** черв'яка та черв'ячного колеса P - це відстань між однойменними точками двох сусідніх витків профілю різьби черв'яка. **Модуль**, який для черв'яка є осьовим, а для колеса – коловим,

$$m = \frac{P}{\pi}$$

Передаточне число черв'ячної передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1}$$

Тангенс ділильного кута підйому лінії витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$$

q - коефіцієнт діаметра

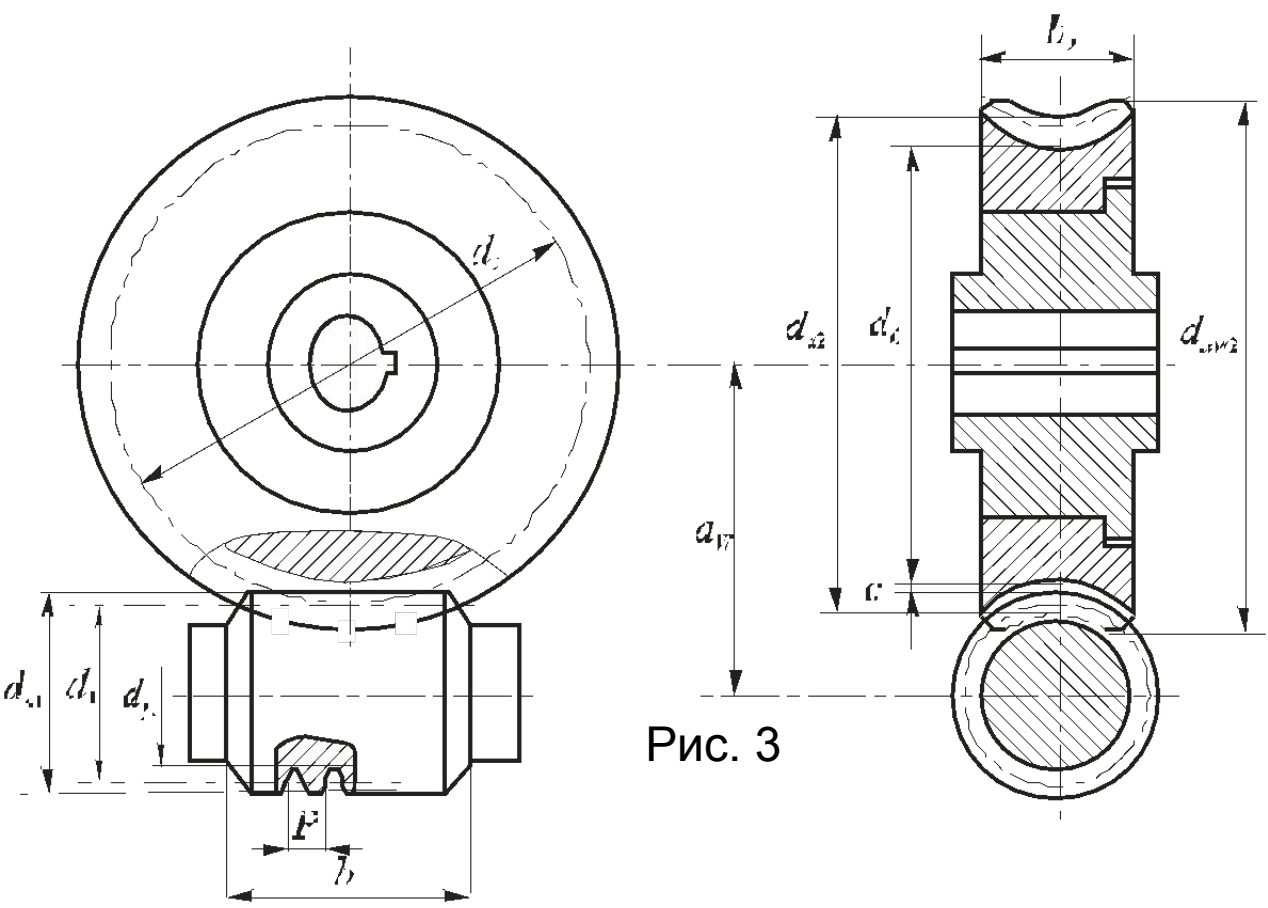


Рис. 3

5. Кінематичні співвідношення в ланцюгових передачах

Ланцюговою називають передачу, що передає обертання зачепленням за допомогою гнучкого безконечного ланцюга та зірочок (рис. 4).

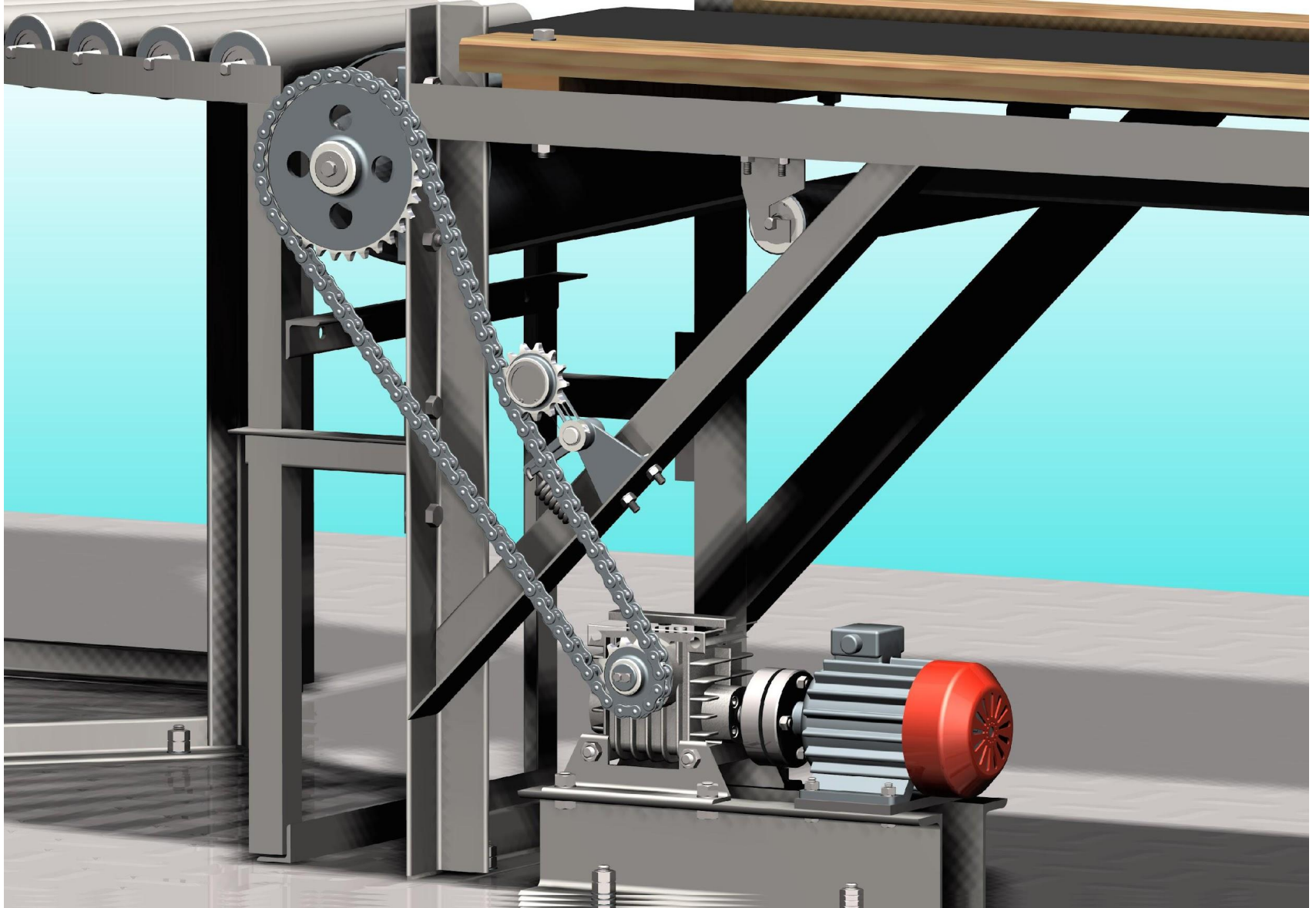


Рис. 4

У машинобудуванні мають застосування такі групи ланцюгів:

- вантажні (підіймально-транспортні механізми) $v \leq 0,25 \dots 0,5$ /
- тягові (транспортери) $v \leq 4$ /
- приводні (для передавання обертального руху зі сталим передаточним числом).

Приводні ланцюги поділяють на: *роликові*, *втулкові* та *зубчасті*. *Роликові* ланцюги є однорядні та багаторядні. Складаються з внутрішніх й зовнішніх пластин, валика та втулки, запресованої в отвори внутрішніх пластин з розклепанними кінцями, та ролика, що вільно обертається на втулці. Валик вільно входить у втулку, утворюючи шарнір. *Втулкові* ланцюги – відрізняються тільки відсутністю роликів. *Зубчасті* ланцюги – застосовують при значних швидкостях (25-35 м/с), вони працюють плавно і з меншим шумом, менше витягуються, однак важкі й дорогі. Матеріали для виготовлення ланцюгів: вуглецеві (сталь 10, 15, 40, 45, 50) та леговані (сталь 15Х, 15ХА, 12ХНЗА, 20Х, 40Х, 40ХН) сталі з подальшою термообробкою.

Характеристиками ланцюга є *крок* t – відстань між осями сусідніх роликів (для приводних ланцюгів 8...140 мм) та *руйнівне навантаження* Q . Усі параметри ланцюгів вибирають за таблицями стандартів. Конструктивні розміри й форма зірочок залежать від параметрів вибраного ланцюга і передаточного числа, що лімітує кількість зубців меншої зірочки.

Ділильний діаметр зірочки – діаметр кола, на якому розміщаються осі роликів ланцюга,

$$d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}.$$

Передаточне число ланцюгової передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточне число ланцюгової передачі не можна виразити через відношення ділильних діаметрів зірочок.

Колова (лінійна) швидкість ланцюга

$$v = \frac{t \cdot z \cdot n}{60}.$$