**Практична робота №1**

**Будова та призначення редукторної установки**

Будь-яка сучасна машина складається із робочих органів і приводу.

**Привід** – це двигун і передача (трансмісія). Приводи можуть мати передачі наступних типів: зубчасті – циліндричні, конічні, планетарні, хвильові, черв’ячні, ланцюгові, тертя – пасові, фрикційні. Основні параметри механічних передач наведені в табл. 1.1.

Правильний вибір типу приводу, його раціональне компонування та проектування визначають можливість одержання найбільш оптимальних техніко-економічних і експлуатаційних характеристик майбутніх машин.

У більшості машин (транспортних, різного верстатного обладнання, засобів механізації технологічних ліній та ін.) рух робочих органів обертальний. В приводах багатьох машин можна використовувати різні стандартні двигуни – електричні та внутрішнього згорання.

Тип двигуна вибирають із врахуванням: призначення механізму чи машини, яку проектують; типа приводу; наявності того чи іншого джерела енергії; значення використаної потужності; обмежень за масою, габаритними розмірами і умовами роботи машини; режиму роботи приводу, тобто призначення машини обумовлює основні вимоги до приводу, специфіку його роботи і параметричні характеристики.

Як джерело енергії приводу автомобіля, розповсюдження одержали різні типи двигунів внутрішнього згорання з числом циліндрів від 4 до 12 з V-подібним чи рядним їх розміщенням, марок МеМз, ВАЗ, “Москвич”, ГАЗ, УАЗ, ЯМЗ та ін..

Як приводи механізмів і машин загально-машинобудівного призначення, найбільше розповсюдження одержали електричні трифазні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором серій 4А або АІ. Їх перевагами у порівнянні з двигунами інших типів є простота конструкції та обслуговування, більш висока експлуатаційна надійність та відносно низька вартість.

Таблиця 1.1

Орієнтовні значення основних параметрів механічних передач

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передачі | Передаточне відношення | ККД,η | Потужність, що передається; Р, кВт | Відносні габаритні розміри | Відносна маса | Відносна собівартість |
| **Зубчасті:** циліндричні | До 6,3 | 0,97...0,98 | Не обме–жена | 1 | 1 | 1 |
| конічні | До 6,3 | 0,95...0,97 | 4000 | 2 | 1,2...1 | 1,7...2,2 |
| планетарні А3lh | 3...9 | 0,95...0,97 | 5000 | 0,7...1 | 0,93...0,73 | 1,5...1,25 |
| планетарні В3lh | 9...16 | 0,94...0,96 | 5000 | 0,8...1,1 | 0,95...0,8 | 1,6...1,3 |
| хвильовіu2h1 | 80...315 | 0,7...0,9 | 150 | 0,5...0,6 | 0,05...0,15 | 1,7...1,5 |
| **Черв’ячні:** при передаточному відношенні: 8...14 | 8...14 | 0,8...0,9 | 60 | 1...1,6 | 1,04 | 1,55...1,4 |
| 14...30 | 14...30 | 0,75...0,85 | 60 | 1...1,6 | 1,04 | 1,55...1,4 |
| >30 | 30...80 | 0,7...0,8 | 60 | 1...1,6 | 1,04 | 1,55...1,4 |
| **Ланцюгові** | До 10 | 0,92...0,95 | 120 | 1...1,6 | 0,25 | 0,35...0,2 |
| **Пасові** (тертям) | До 8 | 0,94...0,96 | 50 | 5...4 | 0,4...0,5 | 0,3...0,2 |
| **Зубчасто–пасові** | До 12 | 0,96...0,98 | 100 | 2,5...3 | 0,3 | 0,8...0,2 |
| **Фрикційні** | До 7 | 0,85...0,95 | 20 | 1,5...2 | 1,5 | 0,8 |

Примітка: Відносні габаритні розміри, маса і вартість визначаються за відношенням до одноступінчастої зубчастої передачі

## Типи приводів

Приводи можна поділити на три групи:

– з постійним передаточним відношенням окремих передач (редуктори, пасові та ланцюгові передачі тощо), а отже, з постійною частотою обертання приводного вала;

– із ступінчасто-змінним передаточним відношенням окремих передач (коробки передач або швидкостей, ступінчасті шківи, змінні колеса тощо), а отже, зі ступінчасто-змінною частотою обертання приводного вала;

– з плавно змінюваним передаточним відношенням окремих передач (варіатори), а отже, з безступеневою зміною частоти обертання приводного вала.

### Привід з редуктором

 Для приводу, який включає окремі передачі або групи передач в поєднанні із зубчастим редуктором, уточнюють загальне передаточне відношення *iзаг* приводу.

Подальше уточнення передаточного відношення приводу і розподіл його по окремих передачах (ступенях) виконуються при проектуванні відповідних передач.

Припускаються відхилення розрахункового передаточного відношення від заданого до 4 % (якщо *i*заг ≥ 4,5), що дає можливість, в більшості випадків, при розрахунках передач обирати для пасових передач стандартні діаметри шківів, а для зубчастих і черв’ячних редукторів – стандартні передаточні числа і стандартні міжосьові відстані.

При розподілі загального передаточного відношення по окремих передачах необхідно виходити із середніх (найбільш доцільних) значень власних передаточних відношень, наведених в табл. 1.2.

При розбивці передаточного відношення (числа) редуктора зі ступенями може бути використаний ряд умов:

– отримання мінімальної маси зубчастих коліс;

– отримання мінімального значення суми міжосьових відстаней;

– однакове занурення коліс на окремих ступенях у масляну ванну;

– рівноміцність робочих поверхонь зубців коліс на окремих ступенях при заданому відношенні міжосьових відстаней.

Таблиця 1.2

Рекомендовані значення передаточних відношень механічних передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид передачі | Твердість зубців | Значення передаточних відношень |
| рекомендовані | допустимі |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Зубчаста:циліндричнатихохіднаступінь в усіхредукторах | НВ350HRC40–56HRC56–63 | 2,5–52,5–52–4 | 6,36,35,6 |
| швидкохідна:ступінь в редукторах зрозгорнутоюсхемою | HB350HRC40–56HRC56–63 | 3,15–53,15–52,5–4 | 87,16,3 |
| швидкохідна:ступінь в співвісномуредукторі | HB350HRC40–56HRC56–63 | 4–6,34–6,33,15–5 | 1098 |
| Конічназубчаста | HB350 HRC40 | 1–41–4 | 6,35 |
| Коробкапередач | будь-яка | 1–2,5 | 3,15 |
| Черв’ячна:однозахідна | – | 28–30 | 90 |
| двозахідна | – | 14 | 35 |
| чотиризахідна | – | 10 | 24 |
| Ланцюгова | – | 1,5–4 | 10 |
| Пасова:Плоскопасова відкрита | – | 2–5 | 8 |
| плоскопасова знатягувальним роликом | – | 3–5 | 10 |
| клинопасова | – | 2–4 | 8 |
| Фрикційна | – | 2–4 | 10 |
| Варіатори | – | 2,5–8 | – |

Примітка: Передаточні відношення *і* редукторів потрібно вибирати з єдиного ряду (допустиме відхилення від номінального значення *і* ± 4 %):1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 335; 400.

Передаточні числа одноступінчастих редукторів, що проектуються, повинні прийматися за ДСТУ 3107-95. Рекомендації для розподілу загального передаточного числа двоступінчастих редукторів на передаточні числа швидкохідної *u*шв і тихохідної *u*т ступенів визначаються співвідношенням, наведеним в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Розбивка загального передаточного числа двоступінчастого редуктора

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Схемаредуктора | Передаточнечисло | Схемаредуктора | Передаточнечисло |
| *uш* | *u*т | *uш* | *u*т |
|  | $$u\_{ред}/u\_{Т}$$ | $$0,88\sqrt{u\_{ред}}$$ |  | $$2\sqrt[3]{u\_{ред}}$$ | $$u\_{ред}/u\_{ш}$$ |
|  |  | $$u\_{ред}/u\_{Т}$$ | $$1,1\sqrt[3]{u\_{ред}}$$ |
|  | $$u\_{ред}/u\_{Т}$$ | $$0,95\sqrt{u\_{ред}}$$ | Планетарні двоступінчасті редуктори: |  |  |
| *uред* ≤ 25 | 4 | *uред* /4 |
| *uред* вище 25до 63 | *uред*/6,3 | 6,3 |
| *uред* вище 63 | 10 | 0,1 *uред* |

В триступінчастих циліндричних редукторах передаточне число другої (проміжної) ступені визначається залежністю  швидкохідної *u*шв ступені і тихохідної – *u*шв.т = *u*заг/*u*n; швидкохідної ступені – ; тихохідної ступені – *u*т = *u*шв.т/*u*шв.

Завдання:

1. Ознайомитись з значеннями основних параметрів механічних передач;
2. Ознайомитись з рекомендованими значеннями передаточних відношень механічних передач.
3. Описати які механічні передачі використовуються в автомобілі.