2. Розрахунок редуктора середнього моста

2.1 Розрахунок зубчастої передачі I ступені

Вихідні дані по кінематичному розрахунку:

;

2.1.1 Числа циклів роботи зубчастих коліс

Коефіцієнт еквівалентності для розрахунку на контактну втому, враховуючи, що частота обертання не змінюється зі зміною навантаження:

відповідно крутні моменти, та максимальний з моментів, що враховуються при розрахунках на втому;

показник степеня кривої втоми для розрахунку сталевих зубчастих коліс на контактну втому;

відповідний вказаним моментам час роботи;

необхідний сумарний строк служби.

Коефіцієнт еквівалентності потрібен для переводу змінного режиму навантаження в еквівалентний постійний.

Аналогічно коефіцієнт еквівалентності потрібен для розрахунку на втому при згині:

Берем показник степеня кривої втоми для розрахунку сталевих зубчастих коліс на втому при згині при твердості матеріалу коліс *HB>350.*

Для заданого змінного режиму навантаження, згідно графіка навантаження:

Еквівалентні числа циклів шестерні і колеса по [3],стр. 285 і [5], стр. 178-182:

2.1.2 Вибір матеріалу зубчастих коліс. Визначення допустимих напружень

За рекомендаціями [6],стр. 190 та [10], стр. 231 берем матеріал зубчастих коліс.

Сталь 25ХГТ, термообробка – цементація.

По [5], стр. 171, для шестерні:

- твердість поверхні 62*HRC* = 641*HВ*, [4],стр. 18;

- межі міцності та текучості:

Для колеса:

- твердість поверхні 59*HRC* = 597,8*НВ*, [4],стр. 18;

- межі міцності та текучості:

Допустимі контактні напруження

Границі контактної витривалості [3],стр. 285:

- базові числа циклів шестерні і колеса по [3], стр. 285 та [4], стр. 18:

при умові:

берем

берем

- коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на контактну втому по [3],стр. 285:

- допустимі контактні напруги по [3], стр. 284:

де:

коеф. врах. шорсткість спряжених поверхонь при

коефіцієнт безпеки.

- допустиме розрахункове контактне напруження при твердості обох коліс

*HB* >350 – менше з двох значень, [3], стр. 286:

- допустиме граничне контактне напруження по [3], стр. 286:

Допустимі напруження згину

Границі витривалості при згині по [5], стр. 176:

- базове число циклів по [5], стр. 182:

- коефіцієнт довговічності шестерні і колеса для розрахунку на втому при згині по [3], стр. 287-288:

Навантаження реверсивне, тому визначаємо коефіцієнт реверсивності, враховуючи рекомендації [5], стр. 182 та [2], стр. 87 − 88.По [5], стр. 182, для односторонього навантаження , при реверсивному навантаженні більші значення для передач з твердістю зубів обох коліс *HB* > 350; ці значення коефіцієнта для явного реверсивного циклу. Але передача заднього ходу вмикається рідко, тому справедливей його підвищення.

По [2], стр. 87 – 88 значення коефіцієнта, що враховує вплив двосторонього навантаження ( тут він враховує можливість підвищення допустимих напруг згину при зниженні реверсивності навантаження) для нереверсивних передач дорівнює 1,3, а для зуб. коліс ведучих мостів – 1,2, тому зниження допустимих напруг згину для зуб. коліс ведучих мостів в порівнянні з колесами нереверсивних передач:

- допустимі напруги згину по [3], стр. 286:

де коефіцієнт безпеки по [5], стр. 176;

- допустиме граничне напруження згину по [3], стр. 288:

де коефіцієнт безпеки по [3], стр. 288 та [6], стр. 192:

2.1.3 Проектний розрахунок конічної кругозубої передачі

Кінематична схема редуктора моста, рис. 2:



рис. 2 кінематична схема редуктора моста

Берем число зубів шестерні за рекомендаціями по [6], стр. 191 та [10], стр. 232:

число зубів колеса:

берем

Кути ділильних конусів:

Берем кут нахилу зуба коліс в середньому перерізі по [5], стр. 164

Еквівалентне число зубів шестерні:

коефіцієнт форми по [5], стр. 147, рис 8.20 при коефіцієнті зміщення:

По [6], стр. 190 коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані:

;

коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр. 321, рис. 24.5 для несиметричного розміщення шестерні відносно опор.

динамічний коефіцієнт по [5], стр. 138 при 8 – й степені точності та орієнтовній коловій швидкості шестерні:

де швидкісний коефіцієнт для цементованих конічних коліс;

коефіцієнт режиму навантаження;

- коефіцієнт нахилу зуба шестерні по [6], стр. 103:

- коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

Середній коловий модуль шестерні з умови втомної міцності по напругам згину по [6], стр. 191:

для конічних передач з круговим зубом при необхідності нормується середній нормальний модуль, проте округлення модулів конічних передач до стандартного значення можна не проводити:

берем

Середні ділильні діаметри:

- середній коловий модуль:

- зовнішні ділильні діаметри по [5], стр. 162:

- зовнішній коловий модуль:

- середня конусна відстань:

-зовнішня конусна відстань по [2], стр. 74:

- ширина вінців:

⟹ берем

2.1.4 Перевірка зубів на втому

Колова сила в зачепленні:

-розрахункове контактне напруження по [9], стр. 250:

⟹ міцність забезпечена;

де:

модуль пружності сталі;

кут зачеплення в середньому перерізі вінця зубчастого колеса.

Еквівалентні числа зубів по [5], стр. 165:

- коефіцієнти зміщення шестерні та колеса знайдені в проектному розрахунку:

;

- коефіцієнти форми зуба по [5], стр 147, рис. 8.20:

;

;

- колова швидкість коліс в середньому перерізі вінців:

- берем 8 – у ступінь точності;

уточнений динамічний коефіцієнт по [5], стр. 138,162;

коефіцієнт режиму навантаження;

- розрахункові напруги згин, [6], стр. 191:

міцність забезпечена.

2.1.5 Перевірка міцності зубів при короткочасних перевантаженнях

де коефіцієнт перевантаження.

Міцність забезпечена.

2.1.6 Розміри передачі

По [11], стр. 52, таб. 3.12.

Кути ділильних конусів:

- зовнішні ділильні діаметри:

мм;

мм;

- середній нормальний модуль:

мм;

- зовнішній коловий модуль:

мм;

- ширина вінців:

мм;

- середні ділильні діаметри:

мм;

мм;

- зовнішня конусна відстань:

мм;

- зовнішня висота зуба:

мм;

- зовнішня висота головки зуба:

мм;

мм;

- зовнішня висота ніжок:

мм;

мм;

- зовнішні діаметри вершин зубів:

мм;

мм;

- зовнішні діаметри впадин зубів:

мм;

мм.

2.1.7 Сили в зачепленні

По [3], стр. 320.

Колова:

- радіальна сила на шестерні рівна осьовій на колесі:

- осьова сила на шестерні рівна радіальній на колесі:

2.1.8 Вибір мастила

По [3], стр. 518-519 та [11], стр. 253:

марку масла – ТСп-15К;

них напруг швидкохідної та тихохідної ступеней.

кохідної та тихохідної ступеней.

Необхідний об’єм масла по прототипу:

2.2 Розрахунок болтів кріплення зубчастого колеса до деференціала

Приймаємо:

- матеріал болтів Сталь 40Х, клас міцності 10.9;

допустиме напруження зрізу, [3], стр. 116;

- схема установки болтів без зазора;

діаметр кола болтів;

число болтів.

Внутрішній діаметр різьби болта по [3], стр. 116:

По [3], стр. 104, таб. 11.1 берем болти М10 1,5, для яких

2.3 Розміри корпуса редуктора

Приймаємо литий корпус з розмірами корпуса редуктора моста прототипа.

Товщина стінки основи:

- товщина стінки кришки:

- діаметр стяжного болта:

⟹ берем болти М26.