**9.1.4. Приклад розрахунку і конструювання проміжного вала коробки передач вантажного автомобіля загального призначення**

**Задача.** За умови задачі (п. 9.1.) розрахувати і сконструювати проміжний вал коробки передач за такими даними:

Т=881,5 Н⋅м – крутний момент, що передає вал;

d1=55,25 мм – ділильний діаметр прямозубої шестерні І передачі;

d2=168,25 мм – ділильний діаметр косозубого колеса передачі приводу проміжного вала;

b1=51,3 мм, b2=49,3 мм – ширина зубчастих коліс;

β=26°30′ - кут нахилу зубців косозубого колеса;

Кn=2,0 – коефіцієнт короткочасних перевантажень.

**Розрахунок вала починають з визначення колової, осьової та радіальної сили, що діють у полосах зачеплення шестерень, які передають крутний момент при ввімкненій передачі, яку розглядають. Причому реакції в опорах валів визначають для кожної передачі. Послідовність розрахунку і конструювання валів наведено в [15; 19].**

**1. Проектний розрахунок і конструювання вала**

Для виготовлення вала вибираємо леговану сталь 25ХГМ [32], табл. 19, для якої σт=950 МПа і σв=1200 МПа.

Визначають діаметр вала з умови міцності на кручення для перерізів вала під зубчастими колесами. Оскільки в цих перерізах діють одночасно крутний і згинальний моменти, то діаметр вала знаходять за зниженим допустимим напруженням [τ]=50 МПа.

На проміжному валу діє однаковий крутний момент для всіх передач, який становить Т=881,5 Н⋅м.

Тоді

|  |
| --- |
|  |

Приймаємо d=45 мм.

Розробляємо компонувальну схему вала (рис. 9.2). Шестерні другої, третьої, четвертої передач насаджуються на вал. Шестерня першої передачі виготовлена, як одне ціле з валом. Ширина шестерень становить 51,3 мм.

|  |
| --- |
| Рис. 9.2. Спрощена компонувальна схема проміжного вала |

Якщо беруть ширину синхронізатора , ширину підшипника мм, ширину дистанційних кілець Δ=8 мм, то довжина вала буде становити:

|  |
| --- |
|  |

Інші ланки вала одержують розрахунками згідно рис. 9.2:

|  |
| --- |
|  |

**2. Перевірка статичної міцності вала**. Попередньо були визначені сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал. Зубці колеса привода проміжного вала нахилені праворуч і зубці шестерень 2…4 передач теж нахилені праворуч для врівноваження дії осьових сил при включенні цих передач.

Сили, які діють у зачепленні шестерень першої, другої, третьої і четвертої передач, а також сили, які діють в зачепленні шестерень приводу проміжного вала приведені в табл. 9.1.

Аналіз даних таблиці і побудова сумарних епюр згинальних і крутного моменту при роботі на кожній із передач коробки передач показали, що найбільше навантаження на проміжний вал виникає при ввімкненій першій передачі. Тому розрахунок ведуть для цього випадку. Зображаємо схему вала, де вказані напрями сил, що діють на вал, та показані епюри згинальних моментів М і епюра крутного моменту  (рис. 9.3).

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 9.3. Схема навантаження проміжного вала коробки передач  |

Запишемо реакції опор А і В вала від дії на вал сил у зачепленні коліс.

В **горизонтальній** площині діють колова сила  в зачепленні шестерень першої передачі і колова сила  в зачепленні шестерень приводу проміжного вала, причому ці сили діють в протилежних напрямках.

Визначаємо реакції опор від дії цих сил:

|  |
| --- |
|   |

За даними розрахунків будуємо епюру згинальних моментів від дії колових сил на проміжний вал.

Момент під колесом приводу проміжного вала від сили :

|  |
| --- |
|  |

Момент під шестернею першої передачі від сили .

|  |
| --- |
|  |

В **вертикальній** площині діють радіальні сили: сила в зачепленні першої передачі  і сила в зачепленні шестерень проміжного вала , а також при зачепленні шестерень приводу проміжного вала діє осьова сила .

Визначимо реакції опор в залежності від дії цих сил:

|  |
| --- |
|  |
|   |
|  |

За даними розрахунків будуємо епюру згинальних моментів від дії радіальних сил та осьової сили.

Момент під колесом приводу проміжного вала від сили  і ;

|  |
| --- |
|  |

Момент під шестернею першої передачі від сили :

|  |
| --- |
| . |

Будуємо сумарну епюру згинальних моментів, які діють на вал.

Під колесом приводу проміжного вала.

|  |
| --- |
|  |

Під шестернею першої передачі:

|  |
| --- |
|  |

Будуємо епюру крутних моментів , що передаються на вал.

|  |
| --- |
|  |

де - ділильний діаметр колеса приводу проміжного вала.

Оскільки діаметри вала у перерізах під шестернею першої передачі і колесом приводу проміжного вала однакові, крутні моменти також однакові, а згинальний момент у перерізі під шестернею першої передачі більший, ніж під шестернею приводу проміжного вала, то перевірку міцності слід виконувати для перерізу під шестернею першої передачі.

Визначаємо номінальні напруження у цьому перерізі.

Номінальне напруження згину.

|  |
| --- |
|  |

Номінальне осьове напруження.

|  |
| --- |
|  |

Номінальне напруження при крученні (дотичне).

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо еквівалентне напруження.

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо максимальне еквівалентне напруження.

|  |
| --- |
| де - коефіціент перевантаження. |

Визначаємо допустиме еквівалентне напруження.

|  |
| --- |
| . |

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки:

|  |
| --- |
| . |

**3. Розрахунок вала на втомну міцність.** Визначаємо границі втоми матеріалу вала:

|  |
| --- |
| де - границя міцності матеріалу вала. |

Визначаємо амплітуди нормальних і дотичних напружень.

Проміжний вал коробки передач передає навантаження із змінним напрямком, в такому разі [19], с. 414:

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо середні значення нормальних і дотичних напружень [19], с. 414:

|  |
| --- |
| - для випадку передавання навантаження в різні напрямки.  |

Вибираємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень [19], табл. 31.2:

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень.

|  |
| --- |
|  |

Вибираємо коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями.

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності вала у перерізі під шестернею першої передачі.

|  |
| --- |
|  |

Мінімальний допустимий коефіцієнт запасу міцності [S]min=1,5.

По даним розрахункам видно, що розрахований коефіцієнт запасу міцності відповідає мінімально допустимому, що дозволяє працювати конструкції, але при необхідності збільшення запасу міцності рекомендується коректувати діаметр вала, або використовувати міцніший матеріал.

В умовах експлуатації поломки валів коробок передач від втомленості не спостерігається, тому що великі запаси міцності по межі текучості забезпечують міцність проти втомленості. Внаслідок цього вали на втомленість можна не розраховувати.

### 9.1.5. Приклад розрахунку і конструювання вторинного вала коробки передач вантажного автомобіля загального призначення

**Задача.** Розрахувати і сконструювати вторинний вал коробки передач автомобіля загального призначення за такими даними:

*ТI=* 3050 Н∙м – крутний момент, що передає вал на І передачі;

*TII* = 1682,8 Н∙м – крутний момент, що передає вал на ІІ передачі;

*TIIІ* = 934,4 Н∙м – крутний момент, що передає вал на ІІІ передачі;

*TIV*= 599,4 Н∙м – крутний момент, що передає вал на ІV передачі.

Ділильні діаметри зубчастих коліс, розміщених на вторинному валу для передач І–ІV, наведені в табл. 9.1;

*bш* = 49,3 мм – ширина зубчастих коліс для всіх передач;

*Кп=*2,0 – коефіцієнт короткочасних перевантажень.

Зубчасті колеса вторинного вала, що знаходяться в зачепленні з шестернею проміжного вала, встановлюють на бронзові або латунні втулки. Інколи їх встановлюють на голчастих підшипниках. Орієнтовно визначають діаметр у середньому перерізі беручи , де - міжосьова відстань коробки передач. При розрахунку шліцьової частини вала (місце установки синхронізаторів) діаметр беруть рівним , де - внутрішній діаметр шліців.

Послідовність розрахунку і конструювання валів наведено в [15; 19].

1. Проектний розрахунок і конструювання вала. **Для виготовлення вала назначають Сталь 25ХГМ, для якої *σ*т = 950 МПа і *σ*в = 1200 МПа [32], табл.19.**

Діаметри вала з умови міцності на кручення попередньо визначаємо для перерізів вала під зубчастими колесами при послідовному вмиканні всіх передач. Оскільки в цих перерізах діють різні за величиною крутний і згинальний моменти, то вал виконується ступінчастим зі шлицями для можливості введення зубчастих коліс в зачеплення на відповідній передачі. Діаметри цих перерізів за [19], форм. 31.21 знайдемо за заниженим допустимим напруженням [*τ*] = 50 МПа.

,

де *Ті* – крутний момент в перерізі під зубчастим колесом І…ІV передач (наведено в вихідних даних)

Діаметр вала під зубчастим колесом І передачі.

; приймаємо *dI* = 72 мм.

Діаметр вала під зубчастим колесом ІІ передачі.

; приймаємо *dIІ* = 56 мм.

Діаметр вала під зубчастим колесом ІІІ передачі.

; приймаємо *dIІІ* = 46 мм.

Діаметр вала під зубчастим колесом ІV передачі.

; приймаємо *dIV* = 42 мм.

Всі знайдені діаметри округляють до значень діаметрів відповідних серій згідно ГОСТ 1139-80.

Розробляємо компонувальну схему вала (рис. 9.4). За вихідними даними ширина шестерень становить *bш* = 49,3 мм. Якщо брати ширину синхронізатора *bс* = 1,5 *bш*, ширину підшипника *bп ≈* 30 мм, ширину дистанційних кілець між колесами Δ = 8 мм довжина вала буде становити:



Інші ланки вала одержимо розрахунками згідно рис. 9.4:



Розміри шліцьових ланок валів в перерізах під зубчастими колесами кожної передачі [19], табл. 13.1:

– шліцьового вала під шестернею першої передачі: 10×72×78×12;

– шліцьового вала під шестернею другої передачі: 8×56×62×10;

– шліцьового вала під шестернею третьої передачі: 8×46×50×9;

– шліцьового вала під шестернею четвертої передачі: 8×42×46×8.

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 9.4. Спрощена компонувальна схема вторинного вала |

**2. Перевірка статичної міцності вала.** Попередньо були визначені сили, що діють в зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал (див. табл. 9.1) при послідовному ввімкненні 1…4 передач.

Сили в зачепленні прямозубого колеса першої передачі:

колова сила  Н

радіальна сила  Н.

Сили в зачепленні косозубих коліс другої, третьої та четвертої передач.

|  |  |
| --- | --- |
| колова сила:радіальна сила:осьова сила: |  *FaII* = 9546,8 Н *FaIII* = 6775,2 Н *FaIV* = 5527,2 Н |

 Аналіз навантаження вала показав, що найбільше навантаження на вторинний вал виникає при ввімкненій першій передачі.

 З розрахунків видно, що найбільш навантажена шестерня першої передачі. Зображають розрахункову схему вала при ввімкненій першій передачі де вказані напрямки сил, що діють на вал, та показані епюри згинальних моментів *М* окремо від кожної сили, які діють в одній площині і епюра крутного моменту (рис. 9.5) .

На вал при ввімкненій першій передачі діє колова сила *Ft* в горизонтальній площині, і радіальна сила *Fr* в вертикальній площині.

Записують реакції опор *А* і *В* вала від дії на вал радіальної сили *Fr* у зачепленні коліс *(вертикальна площина)*:



Звідки .



Звідки .

де *d*, *e* – розміри взяті з компонувальної схеми вала (рис. 9.4).

Будуємо епюру згинальних моментів від дії на вал радіальної сили *Fr*.

Згинальний момент буде дорівнювати *М*у*= RA∙d =* 2799,4× ×0,359=1004 Н∙м.

Запишемо реакції опор А і В вала від дії на вал колової сили  у зачепленні коліс *(горизонтальна площина)*:

 

Звідки  Н.

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 9.5. Схема навантаження вторинного вала коробки передач. |

Звідки .



Звідки .

Будуємо епюру згинальних моментів від дії на вал колової сили .

Момент під шестернею першої передачі буде становити:

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо сумарний момент, який діє на вал під шестернею першої передачі від її колової та радіальної сил:

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо крутний момент, який діє на валу від дії колової сили:

|  |
| --- |
| . |

де dI - ділильний діаметр колеса І передачі (розрахований раніше).

Будуємо епюру крутного моменту від дії колової сили .

Визначаємо номінальні напруження вала під шестернею першої передачі.

Номінальне напруження згину:

|  |
| --- |
| де - діаметр вала |

Номінальне напруження кручення:

|  |
| --- |
|  |

Умова міцності виконується:

|  |
| --- |
| . |

Визначаємо максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перевантаженнях:

|  |
| --- |
| . |

Визначаємо максимальне еквівалентне напруження

|  |
| --- |
|  МПа, |

де –коефіціент перевантаження.

Визначаємо допустиме еквівалентне напруження:

|  |
| --- |
|  |

Умова статичної міцності вала виконується:

|  |
| --- |
|  |

**3. Розрахунок вала на втомну міцність.** Визначаємо границі втоми матеріалу вала:

|  |
| --- |
|  |

У перерізі під шестернею першої передачі концентратором напруження є шліцьові пази.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень від шліцьових пазів приймаємо згідно [19], табл. 31.2: .

Визначаємо коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень.

|  |
| --- |
|  |

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала визначаємо за [19], табл. 31.3: .

Визначаємо амплітуди нормальних та дотичних напружень:

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо середні значення нормальних і дотичних напружень [19], с. 414.

|  |
| --- |
| , де - площа перерізу. |

Визначаємо коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями.

|  |
| --- |
|  |

Визначаємо загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності вала у перерізі під шестернею першої передачі.

|  |
| --- |
|  |

Оскільки мінімальний допустимий коефіцієнт запасу міцності [S]min=1,5, втомна міцність вала у перерізі під шестернею першої передачі забезпечується.

В умовах експлуатації поломки валів коробок передач від втомленості не спостерігається, тому що великі запаси міцності по межі текучості забезпечують міцність проти втомленості. Внаслідок цього вали на втомленість можна не розраховувати.