Министерство образования Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Иркутский государственный технический университет

Кафедра Автомобильного транспорта

Допускаю к защите

Руководитель А.В. Бойко

Расчет карданного вала ВАЗ 2106

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по дисциплине

КРиПСИ

1.007.00.00.ПЗ

Выполнил студент группы АС-07\_1 Горащенко Ю.В.

Нормоконтролер Бойко А.В.

Курсовой проект защищен

с оценкой

Иркутск 2010

Оглавление

[1. Расчет карданной передачи. 2](#_Toc279328313)

[1.1. Карданная передача 2](#_Toc279328314)

[1.2. Исходные данные: 2](#_Toc279328315)

[1.3. Расчет. 2](#_Toc279328316)

[1.3. Расчет крестовины карданной передачи. 2](#_Toc279328317)

[1.4. Расчет вилки шарнира карданной передачи. 2](#_Toc279328318)

[1.5. Расчет шлицевого соединения карданной передачи. 2](#_Toc279328319)

[2. Заключение 2](#_Toc279328320)

1. Расчет карданной передачи.
   1. Карданная передача

Карданная передача служит для передачи крутящего момента между валами оси, которые лежат не на одной прямой, а пересекаются.

Требования, предъявляемые к карданным передачам:

1. Обеспечение синхронных связей угловых скоростей вращения ведущего и ведомого звеньев.
2. Критическая частота вращения в процессе эксплуатации должна превышать максимально возможные значения.
3. Надежная передача крутящего момента во всем диапазоне режимов работы двигателя.
4. Работа карданной передачи не должна сопровождаться шумом, вибрацией, резонансными явлениями.
5. На всех режимах работы карданная передача должна иметь высокий КПД.
   1. Исходные данные:

Тип автомобиля – легковой;

Максимальный крутящий момент Ме max= 121,6 Н\*м ; nm=3000;

Максимальная частота вращения коленвала nmax=6500 об/мин;

Передаточное число КПП: U1=3.242; U4=1;

Коэффициент запаса сцепления: βс=1,5;

Длина карданного вала: L=1000мм.

## 1.3. Расчет.

1) Вычерчиваем кинематическую схему карданной передачи.

2) Определяем максимальный крутящий момент:

Ммах=βс\*Ме мах\*Uк1

βс – коэффициент запаса сцепления;

Ме мах – Максимальное значение крутящего момента двигателя;

Uк1 – передаточное число первой передачи.

Ммах=1,5\*121,6\*3,242=591,34 Н\*м

3) Определяем максимально возможную частоту вращения карданного вала:

nмах=1,1\*(nе мах/Uкп)

nе мах – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

Uкп – передаточное число высшей передачи КПП;

nмах=1,1\*(6500/1) =7150 об/мин.

4) Определяем критическую частоту вращения карданного вала

nкр= Кзап\*nmax

Кзап – коэффициент запаса по критической частоте вращения.

nкр= 1,5\*7150=10725 об/мин

5) Определяем внутренний диаметр трубы карданного вала.

d=а\*

a – коэффициент.

- касательные напряжения, возникающие в поперечном сечении при кручении.

d=0,95=0,045м ; принимаем d=50мм.



6) Определяем наружный диаметр трубы карданного вала:

D=d/a

D=50/0.95=52.6мм; принимаем D=55мм

7) Определяем допустимую критическую частоту вращения карданного вала

Nд кр=12\*104\*(/L2)



L – длина карданного вала.

Nд кр=12\*104\*(/12)=8920об/мин



8) Проверим прочность вала при кручении:

- касательное напряжение, возникающее в сечении вала при кручении, должно быть не более 100-300 МПА.



9) Рассчитаем для полого вала полярный момент инерции:



=0.28\*10-6 м4



10) Определим угол закручивания в градусах:

G – модуль сдвига материала, для стали 85 ГПа

Jp  - Полярный момент инерции сечения.



Угол закручивания не должен превышать 6 на метр длины вала.



## Расчет крестовины карданной передачи.

Размеры крестовины находятся при условии, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием максимального крутящего момента при включенной первой передачи в КПП.

Шипы крестовины рассчитывают на изгиб и срез:

1) Определим максимальное значение силы, которая действует на детали карданного сочленения:

Fmax=



R – плечо приложения силы Fmax , принимаем R=0,042м;

α – угол между входными и выходными валами, принимаем α=3⁰.

Fmax==7050Н



2) Определим напряжение изгиба в сечении:



*l*ш – длина шипа, зависящая от карданного игольчатого подшипника, принимаем *l*ш=15мм=0,015м;

– осевой момент сопротивления, определим по формуле:



dш – диаметр шипа, зависящий от карданного игольчатого подшипника, принимаем dш=20мм=0,02м.

В конструкциях карданных шарниров напряжение изгиба не должно превышать 250-300 МПа.

=7,85\*10-7



=67,36 МПа



3) Определим касательные напряжения, возникающие в поперечном сечении шипа и работающие на срез:

dш – диаметр шипа.

В конструкциях карданных шарниров касательные напряжения, возникающие в поперечном сечении шипа, должны быть не более =75-90 МПа.

=22,5 МПа

Крестовину карданного шарнира изготавливают из стали 12ХН3А, 18ХГТ, 20Х с последующей цементацией (HRC 58-65)

* 1. Расчет вилки шарнира карданной передачи.

Вилка шарнира под действием силы Fмах испытывает изгиб и кручение.



*l*в – длина плеча вилки карданного шарнира. Зависит от крестовины. Принимаем *l*в=0,040.

Jиз.вил.=bB\*/6



bB – ширина плеча вилки карданного шарнира. Зависит от крестовины. Принимаем bB=0,016м.

hB – длина плеча вилки карданного шарнира. Зависит от крестовины. Принимаем hB=0,037.

В конструкциях карданных шарниров напряжение изгиба должно быть не более 80 МПа.

Jиз.вил.=0,016\*/6=3,6\*10-6 м3



Определим касательные напряжения, возникающие в вилке:



аВ – длина плеча в вилке, принимаем аВ=0,015мм;

JP\_вил – полярный момент сопротивления. Для прямоугольного сечения вычисляется по формуле:

k – коэффициент, зависящий от соотношения hb/bB сторон сечения.

|  |  |
| --- | --- |
| hb/bB | k |
| 1 | 0.208 |
| 1.5 | 0.231 |
| 2 | 0.246 |
| 2.5 | 0.258 |
| 3 | 0.267 |

Принимаем k=0,258.

м3



Касательные напряжения, возникающие в вилке, должны быть не более 80-160МПа.

Вилки карданного шарнира изготавливают из среднеуглеродистых сталей 35, 40, 45 или 40XHMA.

* 1. Расчет шлицевого соединения карданной передачи.

Скручивающие нагрузки вызывают смятие и срез шлицев вала.

Напряжение смятия шлицев от сил действующих по их среднему диаметру:



Dшл – наружный диаметр, принимаем Dшл =0,05м;

dшл – внутренний диаметр, принимаем dшл=0,037м;

*l*шл  - длинна шлица, принимаем *l*шл =0,06м;

zшл – число шлицов, принимаем zшл=17.

В конструкциях карданных шарниров напряжение изгиба должно быть не более 15-20МПа.

=3,94 МПа.



Напряжение среза (считается, что шлицы срезаются у основания по диаметру dшл)

bшл – ширина шлица. Определяем по формуле:

принимаем bшл=4мм.

Касательные напряжения в шлицах должны не превышать 25-30 МПа.

=1,6 МПа.



1. Заключение.

В данном курсовом проекте была рассчитана карданная передача автомобиля ВАЗ 2106.

Список литературы.

1. КРиПСИ, Бойко А.В.