|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Image4 | **UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV**  **Departamentul Autovehicule și Transporturi**  ***Disciplina Organe de Maşini*** |  |

**PROIECT DE AN LA DISCIPLINA**

**Organe de Maşini II**

**Autor: Student Marius. GEORGESCU**

**Programul de studii: ................................**

**Grupa ......................**

**Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN/**

**Silviu BUTNARIU**

**Dr. ing. Silviu POPA**

**2013**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV**  **FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ**  ***Disciplina Organe de Maşini*** |  |

**PROIECT DE AN LA DISCIPLINA**

**Organe de Maşini II**

**Autor: Student Marius GEORGESCU**

**Grupa...............**

**Coordonatori ştiinţifici: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN/**

**Silviu BUTNARIU**

**Dr. ing. Silviu POPA**

**2013**

CUPRINS

Introducere 6

A. MEMORIUL JUSTIFICATIV

1. Tematica şi schema structural-constructivă

1.1. Tematica şi specificaţii de proiectare

1.2. Schema structural-constructivă

1.3. Împărţirea raportului de transmitere pe trepte. Parametri cinetostatici

2. Calculul de predimensionare a angrenajelor

2.1. Calculul de predimensionare a angrenajului conic

2.2. Calculul de predimensionare a angrenajului cilindric

2.3. Calculul de predimensionare a arborilor

3. Schema cinematică la scară

4. Calculul geometriei angrenajului conic

5. Calculul geometriei angrenajului cilindric (cu MDESIGN)

6. Calculul de verificare a angrenajului cilindric (cu MDESIGN)

8. Calculul forţelor din angrenaje

8.1. Schema forţelor

8.2. Forţele din angrenajul conic

8.3. Forţele din angrenajul cilindric

9. Calculul arborilor

9.1. Schema de încărcare a arborelui intermediar

9.2. Calculul de verificare a arborelui intermediar (cu MDESIGN)

10. Alegerea şi verificarea montajului cu rulmenţi al arborelui intermediar

11. Alegerea şi verificarea asamblării prin pană paralelă dintre roata conică şi arborele intermediar

12. Alegerea şi justificarea sistemului de ungere

13. Alegerea şi justificarea dispozitivelor de etanşare.

Bibliogarafie

B. ANEXE

Desenul de ansamblu (secțiune principală, vedere și secţiuni parţiale la scara 1:1)

Desenul de execuţie al arborelui de intermediar (la scara 1:1)

Desenul de execuţie al arborelui de intrare (la scara 1:1)

# INTRODUCERE

Scopul proiectului de an la disciplina *Organe de maşini* este să dezvolte abilităţile practice ale studenţilor de proiectare şi sintetizare a cunoştinţelor de mecanică, rezistenţa materialelor, tehnologia materialelor şi reprezentare grafică în decursul anilor I şi II, precum şi modul în care aceştia pot rezolva în mod independent o lucrare de proiectare, pe baza algoritmilor, metodelor specifice şi programelor din domeniu.

............. se vor prezenta (pe această pagină) aspecte generale legate de construcția și proiectarea dispozitivelor de remorcare auto ........

Autorul,

MEMORIUL TEHNIC

# TEMATICA ŞI SCHEMA STRUCTURAL-CONSTRUCTIVĂ

* 1. TEMATICA ŞI SPECIFICAŢII DE PROIECTARE

Tema de proiectare a unui produs este lansată de către un beneficiar şi reprezintă o înşiruire de date, cerinţe şi condiţii tehnice care constituie caracteristicile şi performanţele impuse viitorului produs.

În cazul proiectului de an nr. 2 tema de proiectare, pornind de la necesitatea unor transmisii cu roţi dinţate reductoare adaptabile pentru diverse situaţii practice presupune concepţia şi dimensionarea unui reductor conico-cilindric cu funcţia globală de transmitere a momentului de torsiune şi mişcării de rotaţie de la un arbore de intrare la un arbore de ieşire cu axele perpendiculare în spaţiu (fig. 1.1).

Reductorul conico-cilindric este un sistem mecanic demontabil, cu mişcări relative între elemente care are ca parametri de intrare, puterea (momentul de torsiune) şi turaţia arborelui de intrare, şi ca parametrii de ieşire, puterea (momentul de torsiune) şi turaţia arborelui de ieşire.

Pe lângă funcţia principală de transmitere a momentului de torsiune şi mişcării de rotaţie prin angrenaje cu roti dinţate se urmăreşte şi îndeplinirea următoarelor funcţii auxiliare: respectarea prevederilor de interschimbabilitate cerute de standardele din domeniu; respectarea condiţiilor de protecţie a omului şi mediului.

Pentru proiectarea de ansamblu a dispozitivului de remorcare (fig. 1.2) se impune personalizarea *listei de specificaţii*cu următoarele *cerinţe principale*:

1. Momentul de torsiune la arborele de intrare, Pi [kW].
2. Turaţia la arborele de intrare, ni [rot/min].
3. Raportul de transmitere al reductorului, ir.
4. Durata de funcţionare impusă, Lh [ore].
5. Planul axelor roţilor angrenajului conic (PAConic): orizontal (O) sau vertical (V).
6. Planul axelor roţilor angrenajului cilindric (PACilindric): orizontal (O) sau vertical (V)
7. Tipul danturii angrenajului conic (TD): dreaptă (D), curbă în arc de cerc (C) sau curbă eloidă (E).

În tabelul 1.1 se prezintă valorile parametrilor fizici şi geometrici impuse pentru o situaţie practică cerută.



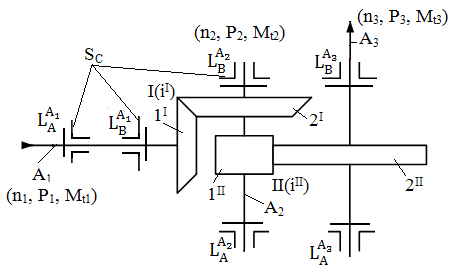
***Fig. 1.1 –*** *Vedere generală**a unui reductor conico-cilindric orizontal [*http://www.neptun-gears.ro*]*

***Tab. 1.1*** *Valorile parametrilor de proiectae*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Nr. crt. | Pi [kW] | ni [rot/min] | iR | Lh [ore] | PAConic | PACilindric | TD |
| 1 | 4 | 1000 | 10 | 6000 | H | H | D |

* 1. SCHEMA STRUCTURAL-CONSTRUCTIVĂ

În fig. 1.2 se prezintă schema structural-constructivă generală a reductoarelor conico-cilindrice în două trepte. Din punct de vedere funcţional se evidenţiază următoare elemente: I – angrenaj conic ortogonal cu dantură înclinită (curbă); II – angrenaj cilindic cu dantură înclinată; 1I – pinion conic; 2I – roată conică; 1II – pinion cilindric; 2II – roată cilindrică; A1 – arborele de intrare; A2 – arborele intermediar; A3 – arborele de ieşire; - lagărul A al arborelui A1; - lagărul B al arborelui A1; - lagărul A al arborelui A2; - lagărul B al arborelui A2; - lagărul A al arborelui A3; - lagărul B al arborelui A3.

******

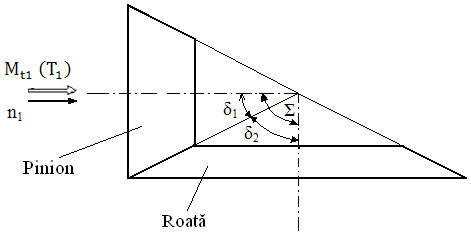
***Fig. 1.2 –*** *Schema structural-constructivă generală*

Din punct de vedere constructiv, reductorul de turaţie formează un ansamblu compus din subansamble şi elemente constructive. Subansamblele sunt structuri independente, care se evidenţiază printr-un grup compact compus, în configuraţie minimală, din cel puţin două elemente constructive sau din alte subansamble şi elemente constructive, în interacţiune permanentă, formate ţinându-se cont, cu precădere, de tehnologiile de montaj, de întreţinere şi de exploatare.

În cazul reductoarelor conico-cilindrice din fig. 1.2 se definesc următoarele subansamble: SC – subasamblul carcasă; - subansamblul arborelui de intrare, format din pinionul conic (1I) fixat pe arborele de intrare (A1) care la rândul său este fixat pe două lagăre ( şi ), se sprijină pe subansamblul carcasa SC; - subansamblul arborelui intermediar, format din roata conică (2I) şi pinionul cilindric (1II) fixate pe arborele intermediar (A2) care la rândul său este fixat pe două lagăre ( şi ), se sprijină pe subansamblul carcasa SC; - subansamblul arborelui de intrare, format din roata cilindrică (2II) fixată pe arborele de ieşire (A3) care la rândul său este fixat pe două lagăre ( şi ), se sprijină pe subansamblul carcasa SC.

* 1. ÎMPĂRŢIREA RAPORTULUI DE TRANSMITERE PE TREPTE. PARAMETRI CINETOSTATICI

Reductorul de turaţie de proiectat are două trepte (angrenaje). În vederea obţineri unei structuri optime (roţile conduse cvasiegale) se impune ca raportul de transmitere al treptei I (angrenajul conic) iI = 0,25 iR = 2,5 [Jula, 1985; Moldovean, 2002].



***Fig. 1.3 –*** *Schema structurală a angrenajului conic ortogonal*

Raportul de transmitere al treptei a II-a (angrenajul cilindric),

iII = iR/ iI  = 4. (1.1)

Parametrii funcţionali cinetostatici (turaţia, puterea, momentul de torsiune) la nivelul arborilor reductorului, sunt:

n1 = ni = 1000 rot/min, P1 = Pi = 4 kW, Mt1 = Mti = 38197,2 Nmm (arborele A1);

n2 = n1/iI = 400 rot/min, P2 = P1 ηI = 3,84 kW, Mt2 = Mt1 iI ηI = 91673, 3 Nmm (arborele A2);

n3 = n2/iII = n1/(iI iII) = n1/iR = 100 rot/min, P3 = P2 ηII = P1 ηI ηII = P1 ηR = 3,72 kW, Mt3 = Mt2 iII ηII = Mt1 iIiII ηI ηII = Mt1 iR ηR = 37051,3 Nmm (arborele A3).

În aceste relaţii s-a considerat ηI = 0,96 randamnetul angrenajului conic, ηII = 0,97 randamentul angrenajului cilindric şi ηR = ηI ηII = 0,94.

# CALCULUL DE PREDIMENSIONARE A ANGRENAJELOR

* 1. CALCULUL DE PREDIMENSIONAREA A ANGRENAJULUI CONIC

1. **Date de proiectare**
2. Turaţia la intrare (pinion), n1 = 960 rot/min.
3. Puterea la intrare, P1 = 7,5 [kW] şi din fer. (AEV-C.1) rezultă valoarea momentului de torsiune,

= 74603,9 Nmm. (2.1)

1. Raportul de angrenare, u = 4.
2. Unghiul dintre axele roţilor, Σ = 90o şi din fer (AEV-C.2.1) se determină semiunghiurile,

= 14,036o, = 75,964o. (2.2)

1. Numărul de angrenaje identice în paralel, χ =1.
2. Durata de funcţionare, Lh = 7000 ore.
3. Tipul danturii, dreaptă.
4. Condiţii de funcţionare: maşina motoare – motor asincron; instalaţia antrenată – utilaj tehnologic într-o carieră de piatră, temperatura – (-25…50)oC; caracteristicile mediului – praf şi umezeală ridicată.
5. Condiţii ecologice: utilizarea de materiale şi tehnologii eco, reciclarea materialelor, protecţia vieţii.
6. **Alegerea materialului, tratamentelor termice şi tehnologiei**

Având în vedere că sarcina de transmis este mărită (T1 = 74603,9 Nmm) se adoptă pentru roţile angrenajului oţel de cementare marca 13CrNi33 (0,13% C; 3,3 % Ni) căruia i se aplică tratamentul de cementare compus din tratamentul termochimic de carburare (îmbogăţirea stratului superficial in C) urmat de tratamentele termice de călire şi revenire joasă. Astfel, se obţine durităţile flancurilor dinţilor 58…60 HRC pe adâncimea de 08…1,2 mm şi miezului 300…340 HB.

Pentru obţinerea danturii se va urmării fluxul tehnologic cu următoarele operaţii: prelucrare dantură prin aşchiere (frezare), cementare şi rectificare dantură.

Pentru calculul la contact în funcţie de caracteristicile materialului (σr = 950 MPa, σ02 = 750 MPa, E = 210000 MPa şi ν = 0,3) şi în funcţie de durităţile impuse se adoptă tensiunea limită la contactσHlim = 1450 MPa şi tensiunea limită la încovoiereσHlim = 400 MPa.

1. **Calculul de predimensionare**

Deoarece relaţiile de dimensionare a angrenajelor la contact şi la încovoiere conţin factori care depind de parametri ce urmează să fie determinaţi, preliminar, se face un calcul de predimensionare.

Alegând ca parametru de dimensionare la modulul exterior, pentru solicitarea la contact,

= 3,162 mm, (2.3)

şi pentru solicitarea la încovoiere,

= 1,8 mm (2.4)

unde, z1 = 15, z2 = u z1 = 60, KA=1,25, Kv = 1,1, ψd =0,6, NL1=60 n1 Lh χ = 4,03 .108 cicluri, NL2=60n1 Lh χ /ur = 1,64.108 cicluri, KHβ =1,3, KHα = 1,3, Zε = 0,96, ZH = 2,5, ZE = 190 MPa1/2,

SHmin= 1,15, ZN1 = 1,4, ZN2 = 1, ZN = min (ZN1, ZN2)=1, SHmin = 1,15, σHP = σHlim ZN /SHmin = 1260,87 MPa, KFβ = 1,15, KFα = 1,3, Yε = 0,9, Yβ = 0,95, YSa1=1,57, YSa2=1,76, YFa1 = 2,75, YFa2 = 2,2, SFmin = 1,5, YN1,2 = 1, SFmin = 1,5, YST =2, σFP1,2 = σFlimYN1,2/ SFmin YST = 533,33 MPa.

Din relaţiile (2.3) şi (2.4) rezultă că solicitarea principală a angrenajului este la contact şi se consideră pentru calcule, în continuare, me = 3,162 mm.

……

Se va continua respectând Cuprinsul şi etapele Graficului de desfăşurare a activităţilor la proiect.

**BIBLIOGRAFIE**

1. Jula, A. ş.a. Organe de maşini, vol. I,II. Universitatea din Braşov, 1986, 1989.
2. Mogan, Gh. ş.a. Organe de maşini. Teorie-Proiectare-Aplicații, Ed Universității Transilvania din Braşov, 2012 (format electronic).
3. Moldovean, Gh. ş.a. Angrenaje cilindrice şi conice. Calcul şi construcţie. Ed. LuxLibris, Braşov, 2001.
4. Moldovean, Gh. ş.a. Angrenaje cilindrice şi conice. Metodici de proiectare. Ed. LuxLibris, Braşov, 2002.
5. Rădulescu, C. Organe de maşini, vol. I, II, III. Universitatea Transilvania din Braşov, 1985.
6. \*\*\* Culegere de norme şi extrase din standarde pentru proiectarea elementelor componente ale maşinilor, vol. I. şi II. Universitatea din Braşov, 1984.

DESENE