

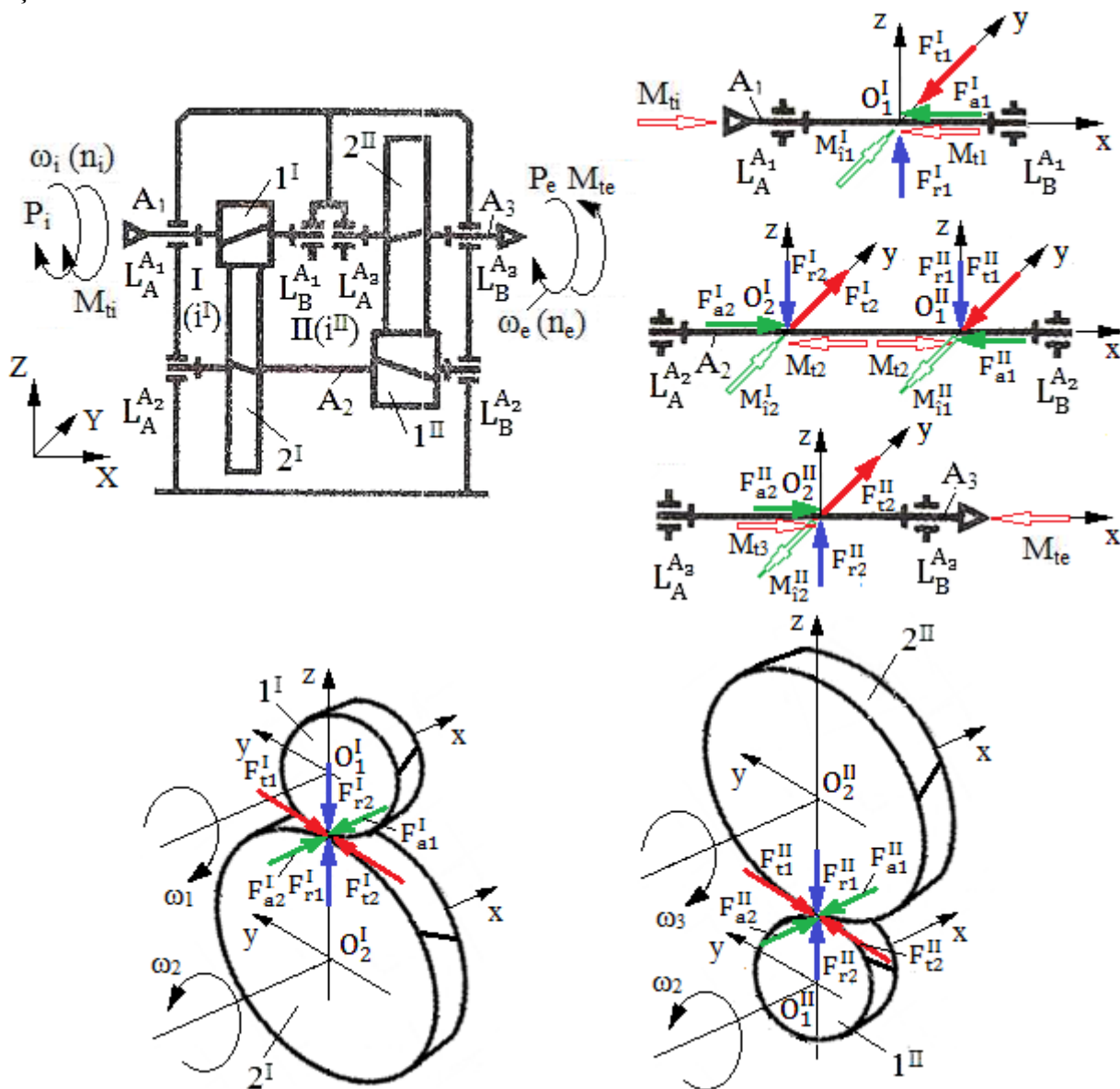
## II\_4. FORȚE ÎN TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

### II\_4.1

Să se determine valorile, direcțiile și sensurile forțelor și momentelor din angrenaje și de încărcare a arborilor reductorului cilindric coaxial în două trepte cu axele roților în planul XZ (vertical).

Se dau: momentul de torsiune la intrare (arborele  $A_1$ ),  $M_{ti} = 36,5 \text{ Nm}$ ; modulul normal al danturii angrenajului I,  $m^I = 2,5 \text{ mm}$ ; modulul normal al danturii angrenajului II,  $m^{II} = 4 \text{ mm}$ ; numărul de dinți ai pinionului  $1^I$ ,  $z_1^I = 20$ ; numărul de dinți ai pinionului  $1^{II}$ ,  $z_1^{II} = 18$ ; unghiul profilului cremalierii de referință,  $\alpha = 20^\circ$ , unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II,  $\beta^I = 12^\circ$  și, respectiv,  $\beta^{II} = 16^\circ$ ; rapoartele de transmitere (angrenare) ale angrenajelor I și II,  $i^I = i^{II} = 4$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta = 1$ .

Structura constructivă: I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I, 1^{II}$  - pinioane cilindrice;  $2^I, 2^{II}$  - roți cilindrice.



Rezolvare:

#### a. Forțele din angrenajul I

Forțele tangențiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{t1}^I = F_{t2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^I}{m^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 36500 \cdot \cos 12^\circ}{2,5 \cdot 20} = 1428,1 \text{ N}.$$

acționează în polul angrenării în direcție tangentă la cercurile de rostogolire (divizare) și au sensurile, opus vitezei unghiulare  $\omega_1$  ( $\omega_i$ ) și, respectiv, același cu viteza unghiulară  $\omega_2$ .

Forțele radiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{r1}^I = F_{r2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^I}{m^I z_1^I} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot 36500 \cdot \cos 12}{2,5 \cdot 20} \operatorname{tg} 20 = 519,78 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție radială și au sensurile spre centrele roților.

Forțele axiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{a1}^I = F_{a2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} \operatorname{tg} \beta^I = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^I}{m^I z_1^I} \operatorname{tg} \beta^I = \frac{2 \cdot 36500 \cdot \cos 12}{2,5 \cdot 20} \operatorname{tg} 12 = 303,55 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție paralelă cu axele roților ( $O_1^I x$ ,  $O_2^I x$ ) și au sensurile opuse axelor  $O_1^I x$  și, respectiv,  $O_2^I x$ .

### b. Forțele din angrenajul II

Forțele tangențiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{t1}^{II} = F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} i^I \cos \beta^{II}}{m^{II} z_1^{II}} = \frac{2 \cdot 36500 \cdot 4 \cos 16}{4 \cdot 18} = 3898,45 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție tangentă la cercurile de rostogolire (divizare) și au sensurile opuse vitezei unghiulare  $\omega_2$  și, respectiv, același cu viteza unghiulară  $\omega_3$  ( $\omega_e$ ).

Forțele radiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{r1}^{II} = F_{r2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 M_{ti} i^I \cos \beta^{II}}{m^{II} z_1^{II}} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot 36500 \cdot 4 \cos 16}{4 \cdot 18} \operatorname{tg} 20 = 1418,92 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție radială și au sensurile spre centrele roților.

Forțele axiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{a1}^{II} = F_{a2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 M_{ti} i^I \cos \beta^{II}}{m^{II} z_1^{II}} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 \cdot 36500 \cdot 4 \cos 12}{4 \cdot 18} \operatorname{tg} 16 = 1117,86 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție paralelă cu axele roților ( $O_1^{II} x$ ,  $O_2^{II} x$ ) și au aceleași sensuri cu axele  $O_1^{II} x$  și, respectiv,  $O_2^{II} x$ .

### c. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de intrare, $A_1$ , în punctul $O_1^I$

Forța tangențială  $F_{t1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{t1}^I = 1428,1 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $y$  și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t1} = M_{ti} = 36,5 \text{ Nm}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  (opus momentului de intrare  $M_{ti}$  (motor)).

Forța radială  $F_{r1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{r1}^I = 519,78 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $z$ .

Forța axială  $F_{a1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{a1}^I = 303,55 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoiere,

$$M_{i1}^I = F_{a1}^I \frac{d_1^I}{2} = F_{a1}^I \frac{m^I z_1^I}{2 \cos \beta^I} = 303,55 \frac{2,5 \cdot 20}{2 \cos 12} = 7758,29 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul axei  $y$ .

### d. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_2^I$

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce în punctul  $O_2^I$  la forța  $F_{t2}^I = 1428,1 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$  și la un moment de torsiune (motor),

$$M_{t2} = M_{t1} i^I = 36,5 \cdot 4 = 146 \text{ Nm},$$

cu direcția și sensul opus axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce în punctul  $O_2^I$  la forța  $F_{r2}^I = 519,78 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$ .

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce în punctul  $O_2^I$  la forța  $F_{a2}^I = 303,55 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoiere,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_2^I}{2} = F_{a2}^I \frac{m^I z_2^I}{2 \cos \beta^I} = F_{a2}^I \frac{m^I z_1^I i^I}{2 \cos \beta^I} = 303,55 \frac{2,5 \cdot 20 \cdot 4}{2 \cos 12} = 31033,15 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei  $y$ .

### e. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_1^{II}$

Forța tangențială  $F_{t1}^{II}$  se reduce în punctul  $O_1^{II}$  la forța  $F_{t1}^{II} = 3898,45 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $y$  și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t2} = 146 \text{ Nm}$  cu direcția și sensul axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r1}^{II}$  se reduce în punctul  $O_1^{II}$  la forța  $F_{r1}^{II} = 1418,92 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$ .

Forța axială  $F_{a1}^{II}$  se reduce în punctul  $O_1^{II}$  la forța  $F_{a1}^{II} = 1117,86 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoiere,

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_1^{II}}{2} = F_{a1}^{II} \frac{m^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = 1117,86 \frac{4 \cdot 18}{2 \cos 16} = 41864,72 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei  $y$ .

### f. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de ieșire, $A_3$ , în punctul $O_2^{II}$

Forța tangențială  $F_{t2}^{II}$  se reduce în punctul  $O_2^{II}$  la forța  $F_{t2}^{II} = 3898,45 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$  și la un

moment de torsiune (motor),

$$M_{t3} = M_{t1} i^I i^{II} = 36,5 \cdot 4 \cdot 4 = 584 \text{ Nm},$$

cu direcția și sensul axei x.

Forța radială  $F_{r2}^{II}$  se reduce în punctul  $O_2^{II}$  la forța  $F_{r2}^{II} = 1418,92 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z.

Forța axială  $F_{a2}^{II}$  se reduce în punctul  $O_2^{II}$  la forța  $F_{a2}^{II} = 1117,86 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei x și la un moment de încovoire,

$$M_{i2}^{II} = F_{a2}^{II} \frac{d_2^{II}}{2} = F_{a2}^{II} \frac{m^{II} z_2^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = F_{a2}^{II} \frac{m^{II} z_1^{II} i^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = 1117,86 \frac{4 \cdot 18 \cdot 4}{2 \cos 16} = 170401,05 \text{ Nmm},$$

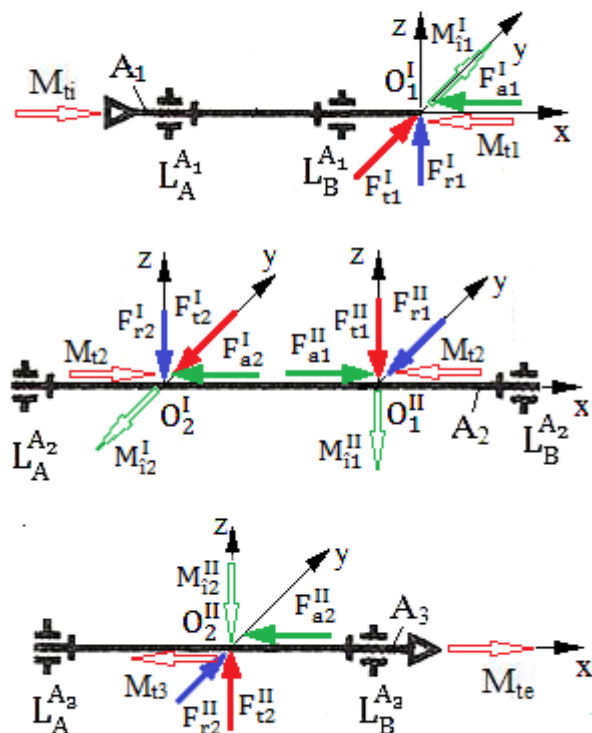
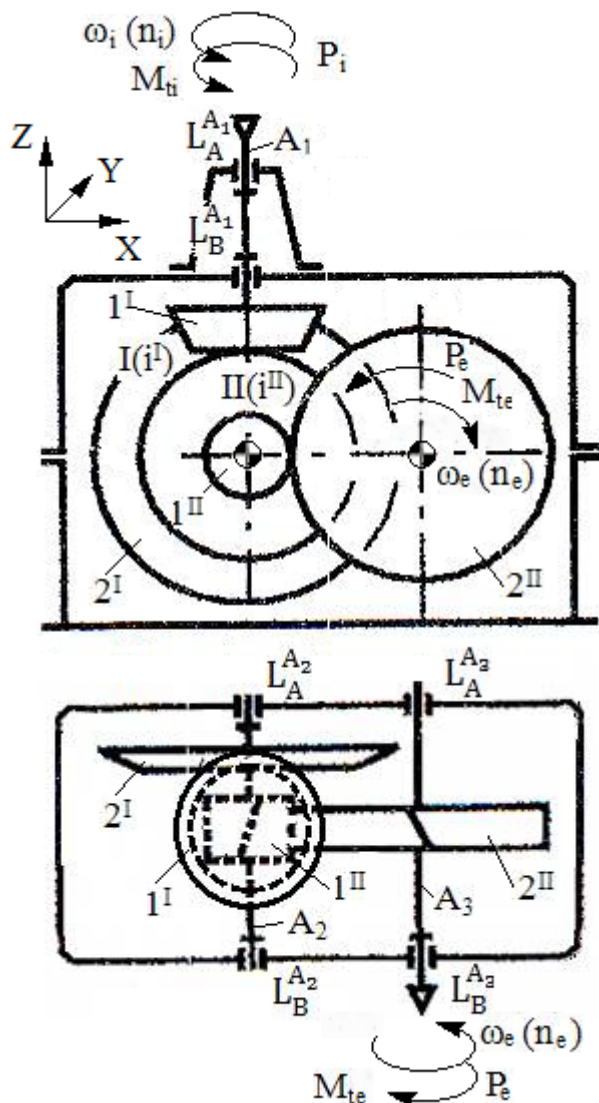
cu direcția și sensul opus axei y.

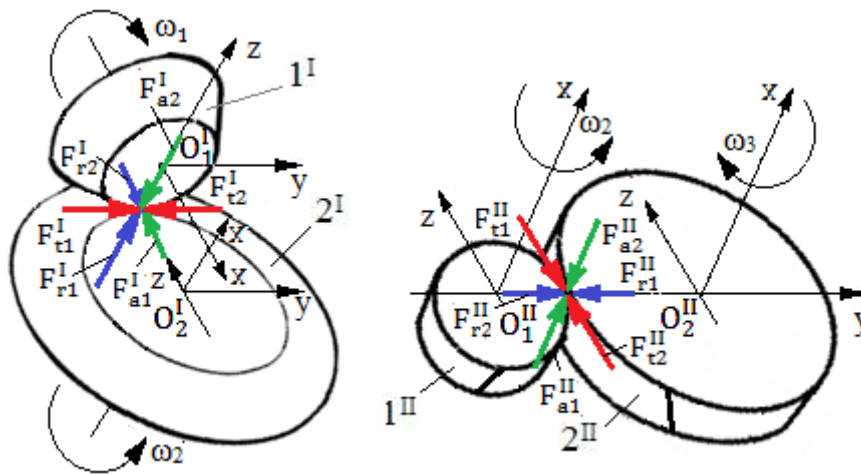
## II\_4.2

Să se determine valorile, direcțiile și sensurile forțelor și momentelor din angrenaje și de încărcare a arborilor reductorului conico-cilindric cu axele roților conice în planul YZ (vertical) și ale roților cilindrice în planul XZ (orizontal).

Se dau: momentul de torsiune la intrare (arborele  $A_1$ ),  $M_{ti} = 45,5 \text{ Nm}$ ; diametrul de divizare mediu al pinionului conic I,  $d_{m1}^I = 53,45 \text{ mm}$ ; diametrul de divizare al pinionului cilindric II,  $d_1^{II} = 65,34 \text{ mm}$ ; rapoartele de transmitere (angrenare) ale angrenajelor I și II,  $i^I = 3$ ,  $i^{II} = 4$ ; unghiul profilului cremalierei de referință,  $\alpha_n = 20^\circ$ , unghiul de înclinare a danturii angrenajului II,  $\beta^{II} = 15^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta = 1$ .

*Structura constructivă:* I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion conic;  $1^{II}$  - pinion cilindric;  $2^I$  - roată conică;  $2^{II}$  - roată cilindrică.





Rezolvare:

**a. Forțele din angrenajul I (conic)**

Forțele tangențiale a pinionului conic (conducător) și roții conice (condusă),

$$F_{t1}^I = F_{t2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} = \frac{2 \cdot 45500}{53,45} = 1702,53 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării din secțiunea mediană în direcție tangentă la conurile de rostogolire (divizare) și au sensurile, opus vitezei unghiulare  $\omega_1$  ( $\omega_i$ ) și, respectiv, același cu viteza unghiulară  $\omega_2$ .

Forțele radiale a pinionului (conducător) și axială a roții (condusă),

$$F_{r1}^I = F_{a2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} \operatorname{tg} \alpha_n \cos(\operatorname{arctg} \frac{1}{3}) = \frac{2 \cdot 45500}{53,45} \operatorname{tg} 20 \cos(\operatorname{arctg} \frac{1}{3}) = 597,87 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării din secțiunea mediană în direcție radială și, respectiv, axială și au sensurile spre axa pinionului și, respectiv, spre baza conului de divizare.

Forțele axiale a pinionului (conducător) și radială a roții (condusă),

$$F_{a1}^I = F_{r2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} \operatorname{tg} \alpha_n \sin(\operatorname{arctg} \frac{1}{3}) = \frac{2 \cdot 45500}{53,45} \operatorname{tg} 20 \sin(\operatorname{arctg} \frac{1}{3}) = 195,96 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării din secțiunea mediană în direcție axială și, respectiv, radială și au sensurile spre baza conului de divizare și, respectiv, spre axa pinionului.

**b. Forțele din angrenajul II**

Forțele tangențiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{t1}^{II} = F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{ti}^I}{d_1^{II}} = \frac{2 \cdot 45500 \cdot 3}{65,34} = 4178,15 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție tangentă la cercurile de rostogolire și au sensurile opus vitezei unghiulare  $\omega_2$  și, respectiv, același cu viteza unghiulară  $\omega_3$  ( $\omega_e$ ).

Forțele radiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{r1}^{II} = F_{r2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2 M_{ti}^I}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2 \cdot 45500 \cdot 3}{65,34} \operatorname{tg} 20 = 1520,72 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție radială și au sensurile spre centrele roților.

Forțele axiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{a1}^{II} = F_{a2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 M_{ti}^I}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 \cdot 45500 \cdot 3}{65,34} \operatorname{tg} 15 = 1119,53 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție paralelă cu axele roților ( $O_1^{II}x$ ,  $O_2^{II}x$ ) și au aceleași sensuri cu axele  $O_1^I x$  și, respectiv,  $O_2^I x$ .

**c. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de intrare,  $A_1$ , în punctul  $O_1^I$**

Forța tangențială  $F_{t1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{t1}^I = 1702,53 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$  și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t1} = 45,5 \text{ Nm}$  cu direcția și sensul axei  $x$  (opus momentului de intrare  $M_{ti}$  (motor)).

Forța radială  $F_{r1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{r1}^I = 597,87 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $z$ .

Forța axială  $F_{a1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{a1}^I = 195,96 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoiere,

$$M_{i1}^I = F_{a1}^I \frac{d_{m1}^I}{2} = 195,96 \cdot \frac{53,45}{2} = 5237,03 \text{ Nmm,}$$

cu direcția și sensul axei  $y$ .

**d. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, A<sub>2</sub>, în punctul O<sub>2</sub><sup>I</sup>**

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce în punctul O<sub>2</sub><sup>I</sup> la forța  $F_{t2}^I = 1702,53$  N cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune (motor),

$$M_{t2} = M_{t1} i^I = 45,5 \cdot 3 = 136,5 \text{ Nm},$$

cu direcția și sensul axei x.

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce în punctul O<sub>2</sub><sup>I</sup> la forța  $F_{r2}^I = 195,96$  N cu direcția și sensul opus axei z.

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce în punctul O<sub>2</sub><sup>I</sup> la forța  $F_{a2}^I = 597,87$  N cu direcția și sensul opus axei x și la un moment de încovoiere,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_{m2}^I}{2} = F_{a2}^I \frac{d_{m1}^I i^I}{2} = 597,87 \frac{53,45 \cdot 3}{2} = 47934,23 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei y.

**e. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, A<sub>2</sub>, în punctul O<sub>1</sub><sup>II</sup>**

Forța tangențială  $F_{t1}^{II}$  se reduce în punctul O<sub>1</sub><sup>II</sup> la forța  $F_{t1}^{II} = 4178,15$  N cu direcția și sensul opus axei z și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t2} = 136,5$  Nm cu direcția și sensul opus axei x.

Forța radială  $F_{r1}^{II}$  se reduce în punctul O<sub>1</sub><sup>II</sup> la forța  $F_{r1}^{II} = 1520,72$  N cu direcția și sensul opus axei y.

Forța axială  $F_{a1}^{II}$  se reduce în punctul O<sub>1</sub><sup>II</sup> la forța  $F_{a1}^{II} = 1119,53$  N cu direcția și sensul axei x și la un moment de încovoiere,

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_1^{II}}{2} = 1119,53 \frac{65,34}{2} = 36575,05 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei z.

**f. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de ieșire, A<sub>3</sub>, în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup>**

Forța tangențială  $F_{t2}^{II}$  se reduce în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup> la forța  $F_{t2}^{II} = 4178,15$  N cu direcția și sensul axei z și la un moment de torsiune (motor),

$$M_{t3} = M_{t1} i^I i^{II} = 45,5 \cdot 3 \cdot 4 = 546 \text{ Nm},$$

cu direcția și sensul opus axei x.

Forța radială  $F_{r2}^{II}$  se reduce în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup> la forța  $F_{r2}^{II} = 1520,72$  N cu direcția și sensul axei y.

Forța axială  $F_{a2}^{II}$  se reduce în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup> la forța  $F_{a2}^{II} = 1119,53$  N cu direcția și sensul axei opus x și la un moment de încovoiere,

$$M_{i2}^{II} = F_{a2}^{II} \frac{d_2^{II}}{2} = F_{a2}^{II} \frac{d_1^{II} i^{II}}{2} = 1119,53 \frac{65,34 \cdot 4}{2} = 146300,18 \text{ Nmm},$$

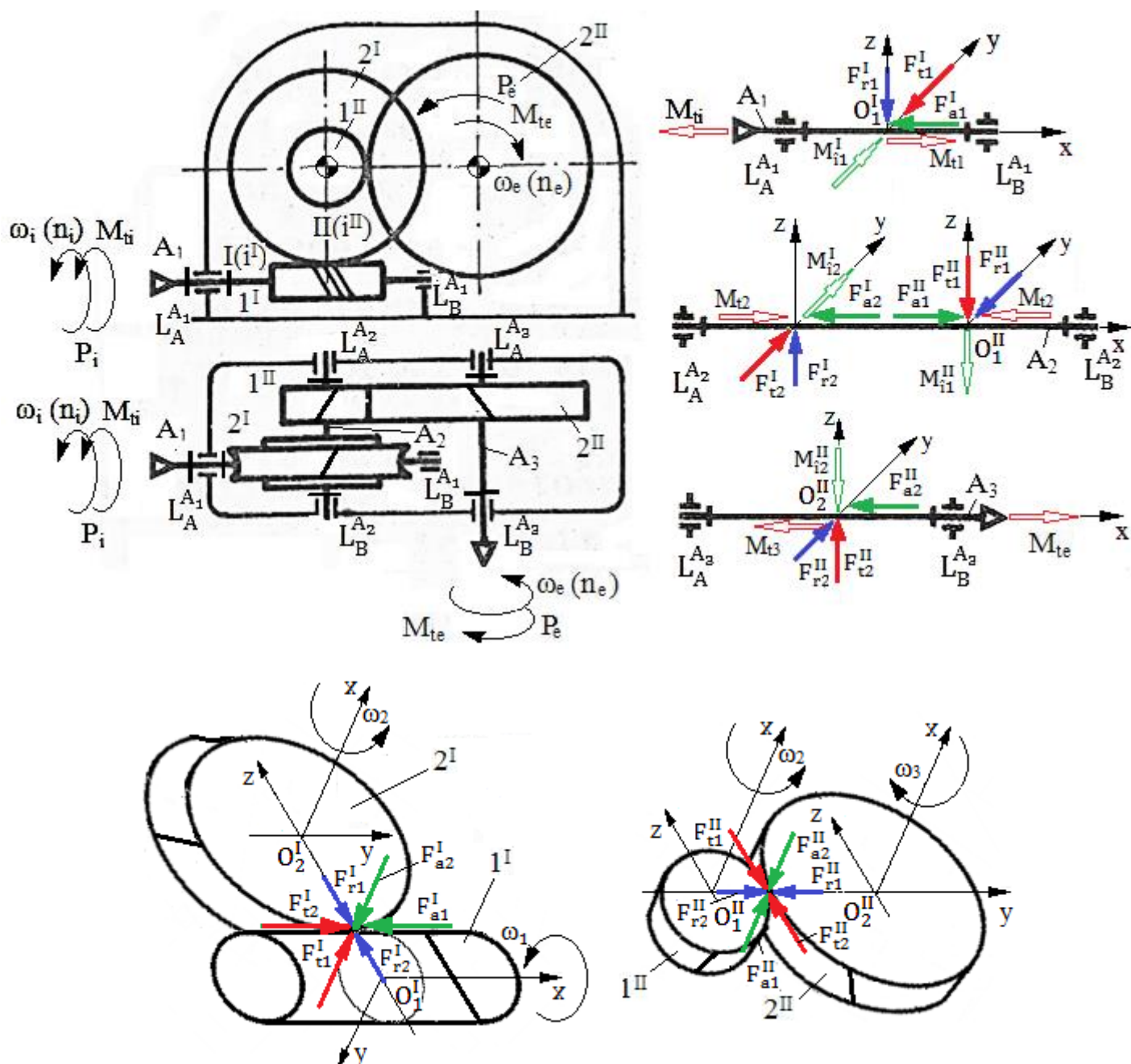
cu direcția și sensul opus axei z.

## II\_4.3

Să se determine valorile, direcțiile și sensurile forțelor și momentelor din angrenaje și de încărcare a arborilor reductorului melcato-cilindric.

Se dau: momentul de torsiune la intrare (arborele A<sub>1</sub>),  $M_{i1} = 26,5$  Nm; momentul de torsiune la arborele de ieșire  $M_{te} = 2703$  Nm; diametrul de divizare al melcului I,  $d_1^I = 50$  mm; factorul diametral al melcului  $q = 10$ ; numărul de începuturi ale melcului  $z_1 = 1$ ; unghiul profilului cremalierei/melcului de referință,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; diametrul de divizare al pinionului cilindric II,  $d_1^{II} = 49,414$  mm; rapoartele de transmitere (angrenare) ale angrenajelor I și II,  $i^I = 30$ ,  $i^{II} = 4$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II,  $\beta^{II} = 16^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; se consideră randamentul angrenajului cilindric,  $\eta = 1$ ; pentru calculul forțelor radiale din angrenajul melcat se neglijează frecările.

Structura constructivă: I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a; 1<sup>I</sup> - melc; 1<sup>II</sup> - pinion cilindric; 2<sup>I</sup> - roată melcată; 2<sup>II</sup> - roată cilindrică.



Rezolvare:

#### a. Forțele din angrenajul I (melcat)

Forța tangențială a melcului cilindric (conducător) și forța axială a roții melcate (condusă),

$$F_{t1}^I = F_{a2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} = \frac{2 \cdot 26500}{50} = 1060 \text{ N},$$

acționează în polul angrenării în direcție tangențială la cilindrul de rostogolire (divizare), respectiv paralelă cu axa roții și au sensurile, opus vitezei unghiulare  $\omega_1$  ( $\omega_i$ ) și, respectiv, opus axei x a roții.

Forțele radiale ale melcului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{r1}^I = F_{r2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} \frac{\tan \alpha}{\sin \gamma} = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} \frac{\tan \alpha}{\sin(\arctg \frac{z_1}{q})} = \frac{2 \cdot 26500}{50} \frac{\tan 20}{\sin(\arctg \frac{1}{10})} = 3877,33 \text{ N}.$$

acționează în polul angrenării în direcții radiale și au sensurile spre axa melcului, respectiv, spre axa roții melcate.

Forța axială a melcului (conducător) și tangențială a roții melcate (condusă),

$$F_{a1}^I = F_{t2}^I = \frac{2 M_{t2}}{d_2^I} = \frac{2 M_{t3}}{d_1^I i_{II}^I} = \frac{2 \cdot 2703000}{50 \cdot 30 \frac{1}{10}} = 9010 \text{ N}.$$

acționează în polul angrenării în direcție paralelă cu axa melcului și, respectiv tangențială la cilindrul de divizare al roții melcate și au sensurile opus axei x a roții și, respectiv, al vitezei unghiulare a roții ( $\omega_2$ ).

#### b. Forțele din angrenajul II

Forțele tangențiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{t1}^{II} = F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 \frac{M_{t3}}{i^{II}}}{d_1^{II}} = \frac{2 \frac{2703000}{4}}{49,414} = 27350,55 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție tangentă la cercurile de rostogolire și au sensurile opus vitezei unghiulare  $\omega_2$  și, respectiv, același cu viteza unghiulară  $\omega_3$  ( $\omega_e$ ).

Forțele radiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{r1}^{II} = F_{r2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II} \cos \beta^{II}} \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2 \frac{M_{t3}}{i^{II}}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2 \frac{2703000}{4}}{49,414 \cos 16} \operatorname{tg} 20 = 10355,96 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție radială și au sensurile spre centrele roților.

Forțele axiale, a pinionului (conducător) și roții (condusă),

$$F_{a1}^{II} = F_{a2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 \frac{M_{t3}}{i^{II}}}{d_1^{II}} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 \frac{2703000}{4}}{49,414} \operatorname{tg} 16 = 7842,64 \text{ N.}$$

acționează în polul angrenării în direcție paralelă cu axele roților ( $O_1^{II}x$ ,  $O_2^{II}x$ ) și au aceleași sensuri cu axele  $O_1^{II}x$  și, respectiv,  $O_2^{II}x$ .

### c. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de intrare, $A_1$ , în punctul $O_1^I$

Forța tangențială  $F_{t1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{t1}^I = 1060 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $y$  și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t1} = 265000 \text{ Nm}$  cu direcția și sensul axei  $x$  (opus momentului de intrare  $M_{ti}$  (motor)).

Forța radială  $F_{r1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{r1}^I = 3877,33 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$ .

Forța axială  $F_{a1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{a1}^I = 9010 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoire,

$$M_{i1}^I = F_{a1}^I \frac{d_1^I}{2} = 9010 \frac{50}{2} = 225250 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul axei  $y$ .

### d. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_2^I$

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce în punctul  $O_2^I$  la forța  $F_{t2}^I = 9010 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$  și la un moment de torsiune (motor),

$$M_{t2} = \frac{M_{t3}}{i^{II}} = \frac{2703000}{4} = 675,75 \text{ Nm},$$

cu direcția și sensul axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce în punctul  $O_2^I$  la forța  $F_{r2}^I = 3877,33 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $z$ .

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce în punctul  $O_2^I$  la forța  $F_{a2}^I = 1060 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoire,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_2^I}{2} = F_{a2}^I \frac{d_1^I i^I \frac{z_1}{q}}{2} = 1060 \frac{50 \cdot 30 \frac{1}{10}}{2} = 79500 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul axei  $y$ .

### e. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_1^{II}$

Forța tangențială  $F_{t1}^{II}$  se reduce în punctul  $O_1^{II}$  la forța  $F_{t1}^{II} = 27350,55 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$  și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t2} = 675,75 \text{ Nm}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r1}^{II}$  se reduce în punctul  $O_1^{II}$  la forța  $F_{r1}^{II} = 10355,96 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $y$ .

Forța axială  $F_{a1}^{II}$  se reduce în punctul  $O_1^{II}$  la forța  $F_{a1}^{II} = 7842,64 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $x$  și la un moment de încovoire,

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_1^{II}}{2} = 7842,64 \frac{49,414}{2} = 18348,41 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei  $z$ .

### f. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de ieșire, $A_3$ , în punctul $O_2^{II}$

Forța tangențială  $F_{t2}^{II}$  se reduce în punctul  $O_2^{II}$  la forța  $F_{t2}^{II} = 27350,55 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $z$  și la un moment de torsiune (motor),

$$M_{t3} = M_{te} = 2703 \text{ Nm},$$

cu direcția și sensul opus axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r2}^{II}$  se reduce în punctul  $O_2^{II}$  la forța  $F_{r2}^{II} = 10355,96 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$ .

Forța axială  $F_{a2}^{II}$  se reduce în punctul  $O_2^{II}$  la forța  $F_{a2}^{II} = 7842,64 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei opus  $x$  și la un moment de încovoire,

$$M_{i2}^{II} = F_{a2}^{II} \frac{d_2^{II}}{2} = F_{a2}^{II} \frac{d_1^{II} i^{II}}{2} = 7842,64 \frac{49,414 \cdot 4}{2} = 770774,66 \text{ Nmm},$$

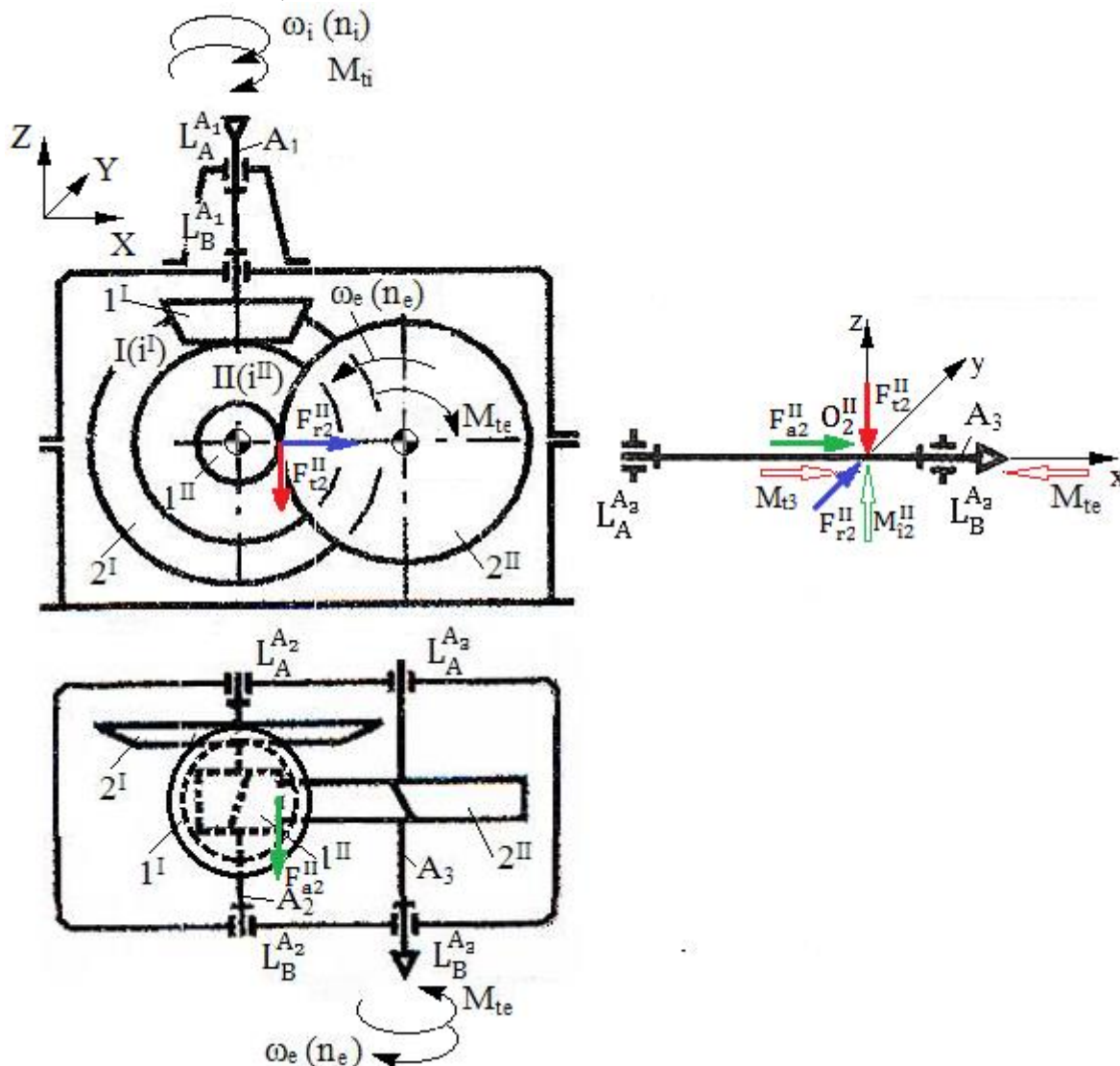
cu direcția și sensul opus axei z.

## II\_4.4

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele de ieșire ( $A_3$ ), în punctul  $O_2^{II}$ , al reductorului conico-cilindric cu axele în planele YZ, vertical, și XY orizontal.

Se dau: turația la arborele de intrare ( $A_1$ ),  $n_i = 2700$  rot/min; turația la arborele de ieșire ( $A_3$ ),  $n_e = 200$  rot/min; momentul de torsiune la intrare,  $M_{ti} = 90000$  Nmm; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric  $2^{II}$ ,  $z_2^{II} = 70$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului cilindric II,  $\beta^{II} = 15^\circ$ ; unghiul profilului cremalierei de referință, normal al angrenajului cilindric,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta = 1$ .

Structura constructivă: I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion conic;  $1^{II}$  - pinion cilindric;  $2^I$  - roată conică;  $2^{II}$  - roată cilindrică.



Rezolvare:

a. Momentul de torsiune la arborele de ieșire,  $A_3$

$$M_{t3} = M_{t1} i_R = M_{t1} \frac{n_i}{n_e} = 90000 \frac{2700}{200} = 1215000 \text{ Nmm.}$$

b. Diametrul de divizare al roții cilindrice

$$d_2^{II} = \frac{m^{II} z_2^{II}}{\cos \beta^{II}} = \frac{4 \cdot 70}{\cos 15} = 289,877 \text{ mm.}$$

c. Forțele care încarcă roata cilindrică ( $2^{II}$ )

Forța tangențială,

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 \cdot 1215000}{289,877} = 8382,86 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul vitezei unghiulare  $\omega_e (n_e)$ .

Forța radială,

$$F_{r2}^{II} = F_{t2}^{II} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta^{II}} = 8382,86 \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 15} = 3158,74 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a2}^{II} = F_{t2}^{II} \operatorname{tg} \beta^{II} = 8382,86 \operatorname{tg} 15 = 2246,18 \text{ N},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_B^{A3}$ .

#### d. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de ieșire, $A_3$ , în punctul $O_2^{II}$

Forța tangențială  $F_{t2}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui de ieșire ( $A_3$ ), în punctul  $O_2^{II}$ , la forța  $F_{t2}^{II} = 8382,86 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$  și la un moment de torsiune (motor),  $M_{t3} = 1215000 \text{ Nmm}$  cu direcția și sensul axei  $x$ ; momentul la ieșire  $M_{te} = M_{t3}$  și are sensul opus (rezistent).

Forța radială  $F_{r2}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui de ieșire ( $A_3$ ), în punctul  $O_2^{II}$ , la forța  $F_{r2}^{II} = 3158,74 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$ .

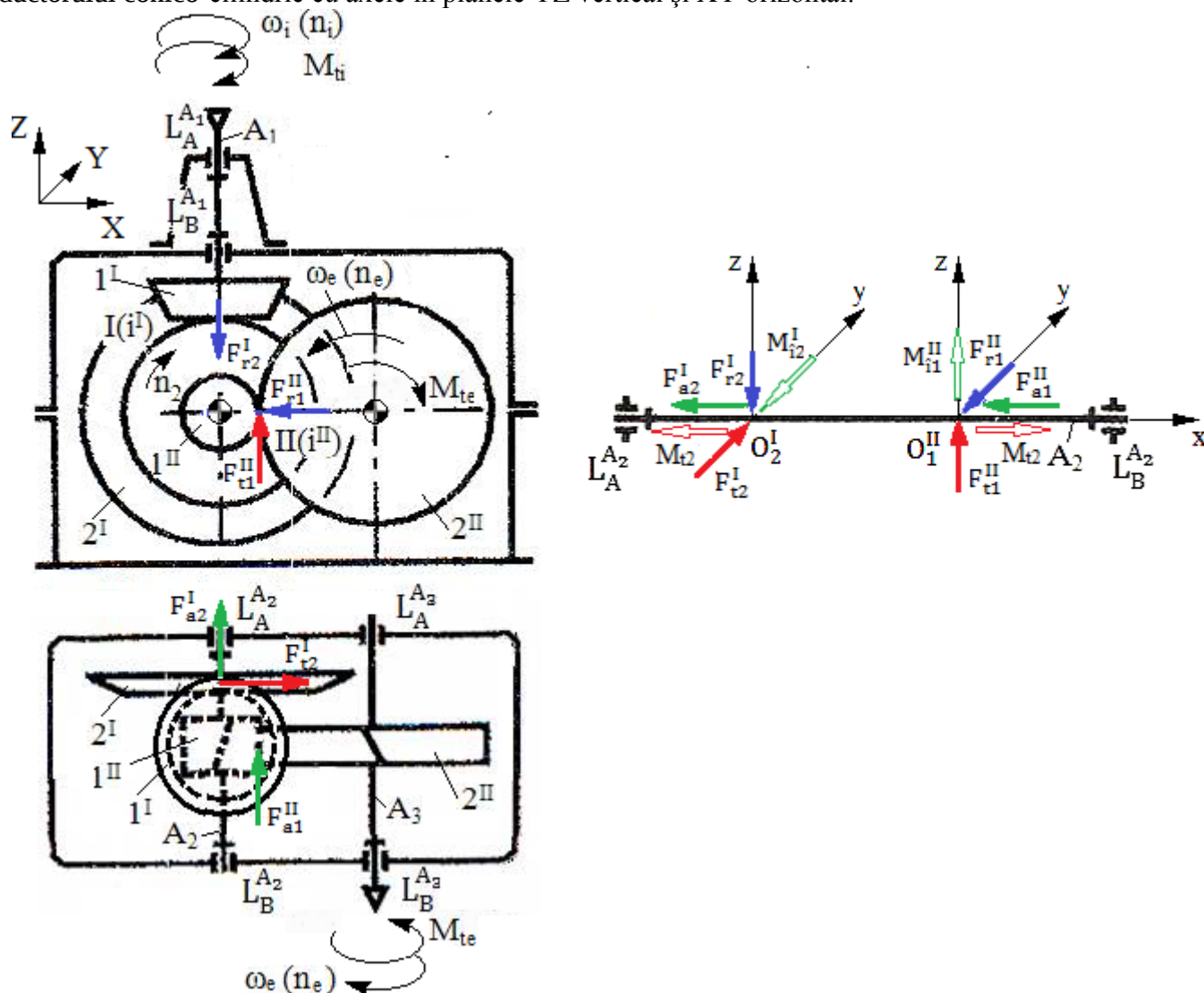
Forța axială  $F_{a2}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui de ieșire ( $A_3$ ), în punctul  $O_2^{II}$ , la forța  $F_{a2}^{II} = 2246,18 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $x$  și la momentul de încovoiere,

$$M_{i2}^{II} = F_{a2}^{II} \frac{d_2^{II}}{2} = F_{a2}^{II} \frac{m^{II} z_2^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = 2246,18 \frac{4 \cdot 70}{2 \cos 15} = 32558,33 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul axei  $z$ .

## II\_4.5

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele intermediar ( $A_2$ ), în punctele  $O_2^I$  și  $O_1^{II}$ , al reductorului conico-cilindric cu axele în planele  $YZ$  vertical și  $XY$  orizontal.



Se dau: turația la arborele de intrare ( $A_1$ ),  $n_i = 2700 \text{ rot/min}$ ; turația la arborele de ieșire ( $A_3$ ),  $n_e = 200 \text{ rot/min}$ ; momentul de torsiune la ieșire,  $M_{te} = 1215 \text{ Nm}$ ; semiunghiul conului de divizare median al pinionului  $\delta_1^I = 18,43495^\circ$ ; factorul de lățime al angrenajului conic  $\psi_d = 0,6$ ; modulul angrenajului conic,  $m_e^I = 3 \text{ mm}$ ; modulul

normal al danturilor roților angrenajului cilindric II,  $m^{II} = 4$  mm; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric  $z_2^{II} = 72$ ; numărul de dinți ai pinionului conic  $z_1^I = 21$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului cilindric II,  $\beta^{II} = 16^\circ$ ; unghiul profilului cremalierii de referință, normal median al angrenajului conic și unghiul profilului cremalierii de referință, normal al angrenajului cilindric,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedepasate; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta = 1$ .

*Structura constructivă:* I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion conic;  $1^{II}$  - pinion cilindric;  $2^I$  - roată conică;  $2^{II}$  - roată cilindrică.

*Rezolvare:*

#### a. Rapoarte de transmitere

Raportul de transmitere total,

$$i_R = \frac{n_i}{n_e} = \frac{2700}{200} = 13,5.$$

Raportul de transmitere al angrenajului conic,

$$i^I = \frac{1}{\tan \delta_1^I} = \frac{1}{\tan 18,43495} = 3.$$

Raportul de transmitere al angrenajului cilindric,

$$i^{II} = \frac{i_R}{i^I} = \frac{n_i}{n_e} \cdot \frac{1}{i^I} = \frac{2700}{200} \cdot \frac{1}{3} = 4,5.$$

#### b. Turația și momentul de torsiune ale arborelui intermediar ( $A_2$ )

Turația arborelui intermediar,

$$n_2 = \frac{n_i}{i^I} = \frac{2700}{3} = 900 \text{ rot/min.}$$

Momentul de torsiune,

$$M_{t2} = M_{te} / i^{II} = 1215 / 4,5 = 270 \text{ Nm.}$$

#### c. Diametrele de divizare ale roților de pe arborele intermediar

Diametrul de divizare mediu al roții conice,

$$d_{m2}^I = m_1^I z_2^I = m_1^I (1 - \psi_d \sin \delta_1^I) z_1^I i^I = 3 (1 - 0,5 \sin 18,43495) \cdot 21 \cdot 3 = 153,134 \text{ mm.}$$

Diametrul de divizare al roții cilindrice,

$$d_1^{II} = \frac{m^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = \frac{m^{II} z_2^{II}}{2 i^{II} \cos \beta^{II}} = \frac{4 \cdot 72}{2 \cdot 4,5 \cos 16} = 33,289 \text{ mm.}$$

#### d. Forțele care încarcă roata conică ( $2^I$ )

Forța tangențială,

$$F_{t2}^I = \frac{2 M_{t2}}{d_{m2}^I} = \frac{2 \cdot 270000}{153,134} = 3526,32 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare mediu și sensul vitezei unghiulare  $\omega_2$  ( $n_2$ ).

Forța radială,

$$F_{r2}^I = F_{t2}^I \tan \alpha_n \cos \delta_1^I = 3526,32 \tan 20^\circ \cos 18,4349 = 1217,61 \text{ N,}$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a2}^I = F_{t2}^I \tan \alpha_n \sin \delta_1^I = 3526,32 \tan 20^\circ \sin 18,4349 = 404 \text{ N,}$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_A^{A_2}$ .

#### e. Forțele care încarcă pinionul cilindric ( $1^{II}$ )

Forța tangențială,

$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 \cdot 270000}{33,289} = 16221,57 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul opus vitezei unghiulare  $\omega_2$  ( $n_2$ ).

Forța radială,

$$F_{r1}^{II} = F_{t1}^{II} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta^{II}} = 16221,57 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 16} = 5936,69 \text{ N,}$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a1}^{II} = F_{t1}^{II} \tan \beta^{II} = 16221,57 \tan 16 = 4651,46 \text{ N,}$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_A^{A_2}$ .

#### f. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_2^I$

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{t2}^I = 3526,32$  N cu direcția și sensul axei  $y$  și la momentul de torsiune (motor),  $M_{t2} = 270000$  Nmm, cu direcția și sensul opus axei

x.

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{r2}^I = 1217,61$  N cu direcția și sensul opus axei z.

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{a2}^I = 2246,18$  N cu direcția și sensul axei x și la momentul de încovoiere,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_{m2}^I}{2} = 404 \frac{153,134}{2} = 10733,07 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei y.

**g. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar,  $A_2$ , în punctul  $O_1^{II}$**

Forța tangențială  $F_{t1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{t1}^{II} = 16221,57$  N cu direcția și sensul axei z și la momentul de torsiune (rezistent),  $M_{t2} = 270000$  Nmm, cu direcția și sensul axei x.

Forța radială  $F_{r1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{r1}^{II} = 5936,69$  N cu direcția și sensul opus axei y.

Forța axială  $F_{a1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{a1}^{II} = 4651,46$  N cu direcția și sensul opus axei x și la momentul de încovoiere,

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_1^{II}}{2} = 4651,46 \frac{33,289}{2} = 77421,23 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul axei z.

**Obs.** Încărcarea cu forțele axiale este irațională deoarece aceste forțe au același sens și sunt preluate de lagărul  $L_A^{A_2}$ . Pentru evitarea acestei situații se poate schimba orientarea danturii angrenajului cilindric și forțele axiale vor fi preluate de cele două lagăre.

## II\_4.6

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele de intrare ( $A_1$ ), în punctul  $O_1^I$ , al reductorului conico-cilindric cu axele în planele XY orizontal și YZ vertical.

*Se dau:* puterea la ieșire (arborele  $A_1$ ),  $P_e = 15$  kW; turația la arborele de ieșire ( $A_e$ ),  $n_e = 340$  rot/min; diametrul mediu al pinionului angrenajului conic,  $d_{m1}^I = 43,564$  mm; diametrul mediu al roții angrenajului conic,  $d_{m2}^I = 109,735$  mm; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric  $2^{II}$ ,  $z_2^{II} = 66$ ; numărul de dinți ai pinionului angrenajului cilindric  $1^I$ ,  $z_1^I = 19$ ; unghiul profilului cremalierii de referință, normal median al angrenajului conic,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedepasate; randamentul angrenajului conic,  $\eta^I = 0,93$ ; randamentul angrenajului cilindric,  $\eta^{II} = 0,95$ .

*Structura constructivă:* I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion conic;  $1^{II}$  - pinion cilindric;  $2^I$  - roată conică;  $2^{II}$  - roată cilindrică.

*Rezolvare:*

**a. Raportul de transmitere total**

$$i_R = i^I \cdot i^I = \frac{d_{m2}^I z_2^{II}}{d_{m1}^I z_1^I} = \frac{109,735}{43,564} \cdot \frac{66}{19} = 8,75.$$

**b. Turația, puterea și momentul de torsiune la arborele de intrare ( $A_1$ )**

Turația,

$$n_1 = n_e i_R = 340 \cdot 8,75 = 2975 \text{ rot/min.}$$

Puterea,

$$P_i = P_e \eta^I \eta^{II} = 15 \cdot 0,93 \cdot 0,95 = 13,2525 \text{ kW.}$$

Momentul de torsiune,

$$M_{t1} = \frac{30}{\pi} \frac{P_i}{n_i} 10^6 = \frac{30}{\pi} \frac{13,2525}{2975} 10^6 = 42538,5 \text{ Nmm.}$$

**c. Unghiul conului de divizare al pinionului**

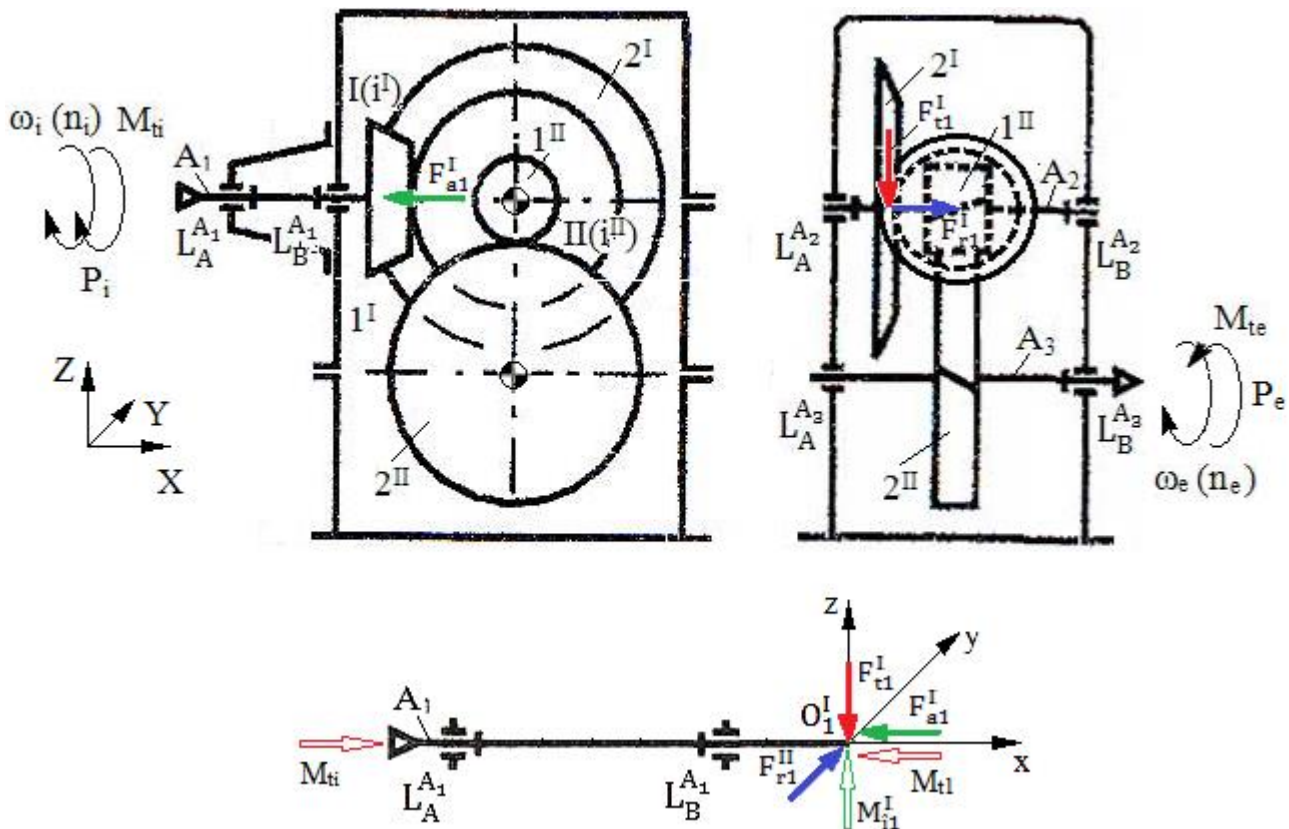
$$\delta_1^I = \arctg \frac{1}{i^I} = \arctg \frac{d_{m1}^I}{d_{m2}^I} = \arctg \frac{43,564}{109,735} = 21,6527^\circ.$$

**d. Forțele care încarcă pinionul conic ( $1^I$ )**

Forța tangențială,

$$F_{t1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} = \frac{2 \cdot 42538,5}{43,564} = 1952,92 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare mediu și sensul opus vitezei unghiulare  $\omega_1$  ( $n_1$ ).



Forța radială,

$$F_{r1}^I = F_{t1}^I \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 = 1952,92 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 21,6527^\circ = 710,51 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a1}^I = F_{t1}^I \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 = 1952,92 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 21,6527^\circ = 262,27 \text{ N},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_A^{A1}$ .

#### e. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de intrare, $A_1$ , în punctul $O_1^I$

Forța tangențială  $F_{t1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{t1}^I = 1952,92 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$  și la un moment de torsiune (rezistent)  $M_{t1} = 42538,5 \text{ Nmm}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$ ; momentul de intrare  $M_{ti} = M_{t1}$  este motor.

Forța radială  $F_{r1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{r1}^I = 710,51 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $y$ .

Forța axială  $F_{a1}^I$  se reduce în punctul  $O_1^I$  la forța  $F_{a1}^I = 262,27 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la un moment de încovoiere,

$$M_{i1}^I = F_{a1}^I \frac{d_{m1}^I}{2} = 262,27 \frac{43,564}{2} = 5712,765 \text{ Nmm},$$

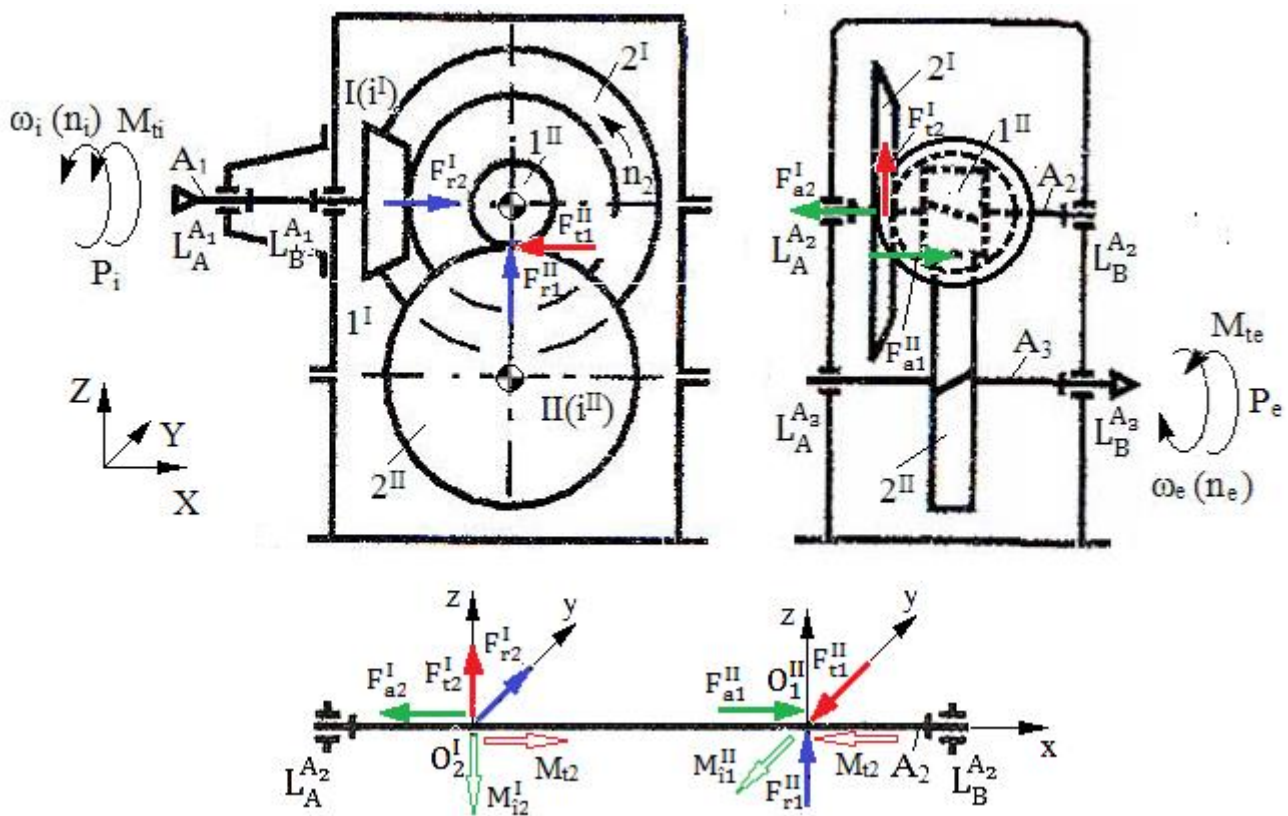
cu direcția și sensul axei  $z$ .

## II\_4.7

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele intermediar ( $A_2$ ), în punctele  $O_2^I$  și  $O_1^{II}$ , al reductorului conico-cilindric cu axele în planele  $XY$  orizontal și  $YZ$  vertical.

Se dau: puterea la intrare (arborele  $A_1$ ),  $P_i = 25 \text{ kW}$ ; turația la arborele de intrare ( $A_1$ ),  $n_e = 300 \text{ rot/min}$ ; raportul de transmitere al angrenajului conic,  $i^I = 4$ ; modulul angrenajului conic,  $m^I = 3 \text{ mm}$ ; modulul danturii angrenajului cilindric II,  $m^{II} = 5 \text{ mm}$ ; numărul de dinți ai pinionului angrenajului conic  $1^I$ ,  $z_1^I = 18$ ; lățimea angrenajului conic  $b = 40 \text{ mm}$ ; numărul de dinți ai pinionului angrenajului cilindric  $1^{II}$ ,  $z_1^{II} = 19$ ; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric  $2^{II}$ ,  $z_2^{II} = 76$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului cilindric II,  $\beta^{II} = 17^\circ$ ; unghiul profilului cremalierei de referință, normal median al angrenajului conic și unghiul profilului cremalierei de referință, normal al angrenajului cilindric,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; randamentul angrenajului conic,  $\eta^I = 0,92$ .

*Structura constructivă:* I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion conic;  $1^{II}$  - pinion cilindric;  $2^I$  - roată conică;  $2^{II}$  - roată cilindrică.



Rezolvare:

**a. Raportul de transmitere al angrenajului cilindric**

$$i^{II} = \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} = \frac{76}{19} = 4.$$

**b. Turația, puterea și momentul de torsiune la arborele intermediar (A<sub>2</sub>)**

Turația,

$$n_2 = n_e i^{II} = 300 \cdot 4 = 1200 \text{ rot/min.}$$

Puterea,

$$P_2 = \frac{P_1}{\eta^I} = \frac{25}{0,92} = 27,174 \text{ kW.}$$

Momentul de torsiune,

$$M_{t2} = \frac{30}{\pi} \frac{P_2}{n_2} 10^6 = \frac{30}{\pi} \frac{27,174}{1200} 10^6 = 216243,82 \text{ Nmm.}$$

**c. Geometria roților de pe arborele intermediar**

Unghiurile conurilor de divizare ale roților angrenajului conic,

$$\delta_2^I = \arctg i^I = \arctg 4 = \arctg \frac{43,564}{109,735} = 75,964^\circ.$$

$$\delta_1^I = 90 - \delta_2^I = 90 - 75,964 = 14,036^\circ$$

Diametrul de divizare exterior al pinionului conic,

$$d_{e1}^I = m^I z_1^I = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm.}$$

Diametrul de divizare mediu al pinionului conic,

$$d_{m1}^I = d_{e1}^I (1 - \psi_d \sin \delta_1^I) = d_{e1}^I (1 - \frac{b}{d_{e1}^I} \sin \delta_1^I) = 54 (1 - \frac{40}{72} \sin 14,036) = 46,724 \text{ mm.}$$

Diametrul de divizare mediu al roții conice,

$$d_{m2}^I = d_{m1}^I i^I = 46,724 \cdot 4 = 186,896 \text{ mm.}$$

Diametrul de divizare al pinionului cilindric,

$$d_1^{II} = \frac{m^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = \frac{5 \cdot 18}{2 \cdot \cos 17} = 47,056 \text{ mm.}$$

**d. Forțele care încarcă roata conică (2<sup>I</sup>)**

Forța tangențială,

$$F_{t2}^I = \frac{2 M_{t2}}{d_{m2}^I} = \frac{2 \cdot 216243,82}{186,896} = 2314,06 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare mediu și sensul vitezei unghiulare  $\omega_2 (n_2)$ .

Forța radială,

$F_{r2}^I = F_{t2}^I \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 = 2314,06 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 14,036^\circ = 817,1 \text{ N}$ ,  
cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$F_{a2}^I = F_{t2}^I \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 = 2314,06 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 14,036^\circ = 204,27 \text{ N}$ ,  
cu direcție axială spre lagărul  $L_A^2$ .

#### e. Forțele care încarcă pinionul cilindric ( $1^{II}$ )

Forța tangențială,

$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 \cdot 216243,82}{47,056} = 9190,91 \text{ N},$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul vitezei unghiulare  $\omega_2$  ( $n_2$ ).

Forța radială,

$$F_{r1}^{II} = F_{t1}^{II} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta^{II}} = 9190,91 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 3498,07 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a1}^{II} = F_{t1}^{II} \operatorname{tg} \beta^{II} = 9190,91 \operatorname{tg} 17^\circ = 2809,94 \text{ Nmm},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_B^2$ .

#### f. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_2^I$

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{t2}^I = 2314,06 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z și la momentul de torsiune (motor),  $M_{t2} = 216243,82 \text{ Nmm}$ , cu direcția și sensul axei x.

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{r2}^I = 817,1 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei y.

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{a2}^I = 204,27 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei x și la momentul de încovoiere,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_{m2}}{2} = 204,27 \frac{186,896}{2} = 19084,6 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei z.

#### g. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de intermediar, $A_2$ , în punctul $O_1^{II}$

Forța tangențială  $F_{t1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{t1}^{II} = 9190,91 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z și la momentul de torsiune (rezistent),  $M_{t2} = 216243,82 \text{ Nmm}$ , cu direcția și sensul opus axei x.

Forța radială  $F_{r1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{r1}^{II} = 3498,07 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z.

Forța axială  $F_{a1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{a1}^{II} = 2809,94 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei x și la momentul de încovoiere,

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_1^{II}}{2} = 2809,94 \frac{47,056}{2} = 66112,27 \text{ Nmm},$$

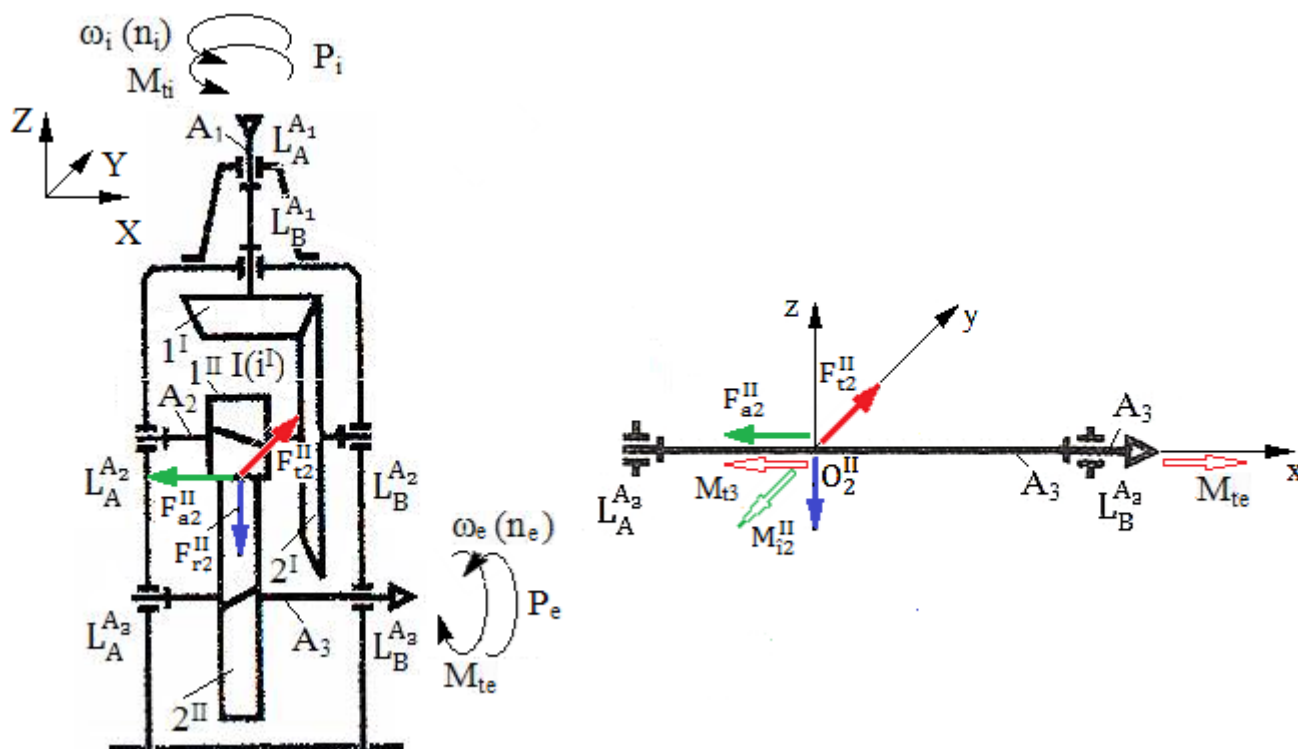
cu direcția și sensul opus axei y.

## II\_4.8

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele de ieșire ( $A_3$ ), în punctul  $O_2^{II}$ , al reductorului conico-cilindric cu axele în planul XZ vertical.

*Se dau:* turația la arborele de intrare ( $A_1$ ),  $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$ ; puterea la intrare,  $P_1 = 10 \text{ kW}$ ; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului conic I,  $i^I = 3,5$ ; numărul de dinți ai pinionului cilindric  $1^{II}$ ,  $z_1^{II} = 17$ ; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric  $2^{II}$ ,  $z_2^{II} = 68$ ; modulul normal al danturii angrenajului II,  $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II,  $\beta^{II} = 14^\circ$ ; unghiul profilului cremalierei de referință, normal al angrenajului cilindric,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta^{I,II} = 0,94$ .

*Structura constructivă:* I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion conic;  $1^{II}$  - pinion cilindric;  $2^I$  - roată conică;  $2^{II}$  - roată cilindrică.



Rezolvare:

**a. Raportul de transmitere al angrenajului cilindric**

$$i^{II} = \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} = \frac{68}{17} = 4.$$

**b. Turația, puterea și momentul de torsiune la arborele de ieșire, A<sub>3</sub>**

$$n_e = \frac{n_i}{i^I i^{II}} = \frac{1450}{3,5 \cdot 4} = 103,57 \text{ rot/min},$$

$$P_e = P_i \eta^I \eta^{II} = 10 \cdot 0,94 \cdot 0,94 = 8,836 \text{ kW},$$

$$M_{te} = \frac{30}{\pi} \frac{P_e}{n_e} 10^6 = \frac{30}{\pi} \frac{8,836}{103,57} 10^6 = 814691,36 \text{ Nmm}.$$

**c. Diametrul de divizare al roții cilindrice**

$$d_2^{II} = \frac{m^{II} z_2^{II}}{\cos \beta^{II}} = \frac{4 \cdot 68}{\cos 14} = 280,327 \text{ mm}.$$

**d. Forțele care încarcă roata cilindrică (2<sup>II</sup>)**

Forța tangențială,

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 \cdot 814691,36}{280,327} = 5812,44 \text{ N},$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul vitezei unghiulare  $\omega_e (n_e)$ .

Forța radială,

$$F_{r2}^{II} = F_{t2}^{II} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta^{II}} = 5812,44 \frac{\tan 20}{\cos 14} = 2180,32 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a2}^{II} = F_{t2}^{II} \tan \beta^{II} = 5812,44 \tan 14 = 1449,2 \text{ N},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_A^{A_3}$ .

**e. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de ieșire, A<sub>3</sub>, în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup>**

Forța tangențială  $F_{t2}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A<sub>3</sub>), în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup>, la forța  $F_{t2}^{II} = 5812,44 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune (motor),  $M_{t3} = M_{te} = 814691,36 \text{ Nmm}$  cu direcția și sensul opus axei x.

Forța radială  $F_{r2}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A<sub>3</sub>), în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup>, la forța  $F_{r2}^{II} = 2180,32 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z.

Forța axială  $F_{a2}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A<sub>3</sub>), în punctul O<sub>2</sub><sup>II</sup>, la forța  $F_{a2}^{II} = 1449,2 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei x și la momentul de încovoiere,

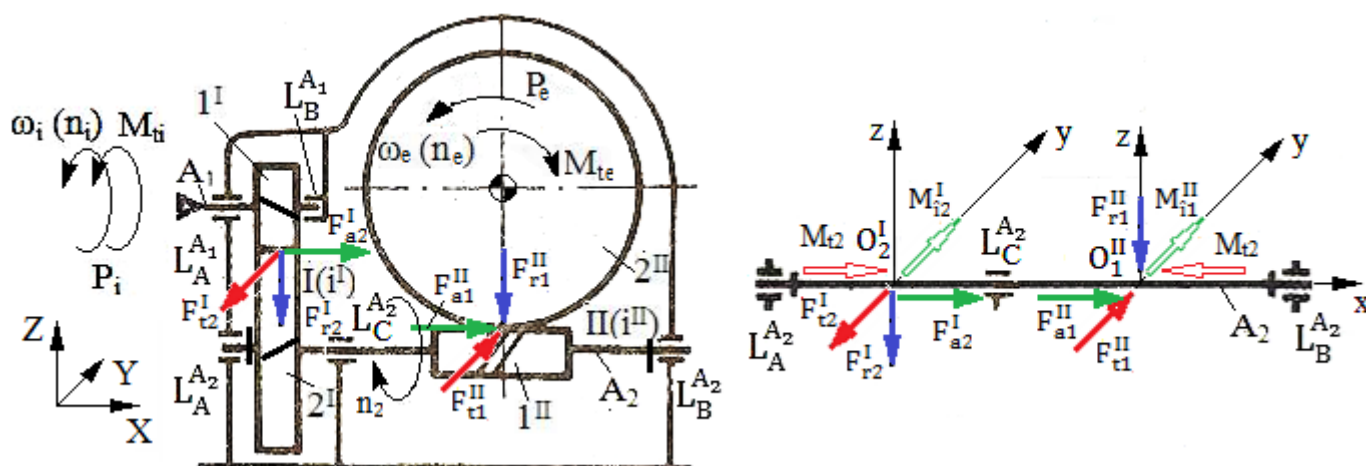
$$M_{i2}^{II} = F_{a2}^{II} \frac{d_2^{II}}{2} = 1449,2 \frac{280,327}{2} = 203124,94 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei y.

## II\_4.9

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele intermediar ( $A_2$ ), în punctele  $O_2^I$  și  $O_1^{II}$ , al reductorului cilindro-melcat cu axele în planele XZ vertical.

Se dau: turația la intrare,  $n_i = 3000$  rot/min; puterea la ieșire (arborele  $A_3$ ),  $P_e = 36$  kW; momentul de torsiune la ieșire  $M_e = 17190$  Nm, modulul normal al danturii angrenajului cilindric I,  $m_n^I = 3$  mm; modulul axial al melcului (frontal al roții),  $m_x^{II} = 5$  mm; numărul de dinți ai pinionului  $1^I$ ,  $z_1^I = 17$ ; numărul de începuturi ale melcului,  $z_1^{II} = 1$ ; numărul de dinți ai roții melcate,  $z_2^{II} = 50$ ; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului cilindric I,  $i^I = 3$ ; unghiul profilului cremalierei/melcului de referință,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; factorul diametral al melcului,  $q = 10$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului I,  $\beta^I = 15^\circ$ ; randamentul angrenajului melcat (II),  $\eta^{II} = 0,75$ .  
Structura constructivă: I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I$  - pinion cilindric;  $1^{II}$  - melc;  $2^I$  - roată cilindrică;  $2^{II}$  - roată melcată.



Rezolvare:

**a. Raportul de transmitere al angrenajului melcat**

$$i^{II} = \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} = \frac{50}{1} = 50.$$

**b. Turația arborelui de ieșire**

Din relația,

$$M_{te} = \frac{30}{\pi} \frac{P_e}{n_e} 10^3,$$

rezultă,

$$n_e = \frac{30}{\pi} \frac{P_e}{M_{te}} 10^3 = \frac{30}{\pi} \frac{36}{17190} 10^3 = 20 \text{ rot/min}$$

**c. Turația și momentul de torsiune la arborele intermediar ( $A_2$ )**

Turația,

$$n_2 = n_e i^{II} = 20 \cdot 50 = 1000 \text{ rot/min.}$$

Momentul de torsiune,

$$M_{t2} = \frac{M_{te}}{i^{II}} \eta^{II} = \frac{17190}{50} 0,75 = 257,85 \text{ Nm.}$$

**d. Geometria roților de pe arborele intermediar**

Diametrul de divizare al roții cilindrice,

$$d_2^I = \frac{m^I z_2^I}{2 \cos \beta^I} = \frac{m^I z_1^I i^I}{2 \cos \beta^I} = \frac{3 \cdot 17 \cdot 3}{2 \cos 15} = 79,199 \text{ mm.}$$

Diametrul de divizare al melcului,

$$d_1^{II} = m_x^{II} q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ mm.}$$

**e. Forțele care încarcă roata cilindrică ( $2^I$ )**

Forța tangențială,

$$F_{t2}^I = \frac{2 M_{t2}}{d_2^I} = \frac{2 \cdot 257850}{79,199} = 6511,446 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul vitezei unghiulare  $\omega_2 (n_2)$ .

Forța radială,

$$F_{r2}^I = F_{t2}^I \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta^I} = 6511,446 \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 15} = 2453,576 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a2}^I = F_{t2}^I \operatorname{tg} \beta^I = 6511,446 \operatorname{tg} 15 = 1744,737 \text{ N},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_B^{A_2}$ .

#### **f. Forțele care încarcă melcul (1<sup>II</sup>)**

Din relația randamentului angrenajului melcat,

$$\eta^{II} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi')},$$

se obține unghiul de frecare ( $\gamma$  reprezintă unghiul elicei melcului),

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\eta^{II}} - \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1^{II}}{q \eta^{II}} - \operatorname{arctg} \frac{z_1^{II}}{q} = \operatorname{arctg} \frac{1}{10 \cdot 0,75} - \operatorname{arctg} \frac{1}{10} = 1,884^\circ$$

Forța tangențială,

$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 \cdot 257800}{50} = 10312 \text{ N},$$

acționează în polul angrenării în direcție tangentă la cilindrul de rostogolire (divizare), opus vitezei unghiulare  $\omega_2 (n_2)$ .

Forța radială,

$$F_{r1}^{II} = F_{t1}^{II} \frac{\cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin (\gamma + \varphi')} = F_{t1}^{II} \frac{\cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin (\operatorname{arctg} \frac{z_1^{II}}{q} + \varphi')} = 10312 \frac{\cos 1,884 \operatorname{tg} 20}{\sin (\operatorname{arctg} \frac{1}{10} + 1,884)} = 28303,4 \text{ N}.$$

acționează în polul angrenării în direcție radială cu sensul spre axa melcului.

Forța axială,

$$F_{a1}^{II} = F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{te}}{d_1^I i^I \frac{z_1}{q}} = \frac{2 \cdot 17190000}{50 \cdot 50 \cdot \frac{1}{10}} = 13752 \text{ N}.$$

acționează în polul angrenării în direcție paralelă cu axa melcului și, respectiv tangentă la cilindrul de divizare al roții melcate și au sensurile opus axei x a roții și, respectiv, al vitezei unghiulare a roții ( $\omega_2$ ).

#### **g. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_2^I$**

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{t2}^I = 6511,446 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z și la momentul de torsiune (motor),  $M_{t2} = 257850 \text{ Nmm}$ , cu direcția și sensul axei x.

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{r2}^I = 2453,576 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei y.

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{a2}^I = 1744,737 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei x și la momentul de încovoiere,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_2^I}{2} = 1744,737 \frac{79,199}{2} = 690802,863 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei z.

#### **h. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_1^{II}$**

Forța tangențială  $F_{t1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{t1}^{II} = 10312 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z și la momentul de torsiune (rezistent),  $M_{t2} = 257850 \text{ Nmm}$ , cu direcția și sensul opus axei x.

Forța radială  $F_{r1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{r1}^{II} = 28303,4 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei z.

Forța axială  $F_{a1}^{II}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{II}$ , la forța  $F_{a1}^{II} = 13752 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei x și la momentul de încovoiere,

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_1^{II}}{2} = 13752 \frac{50}{2} = 343800 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei y.

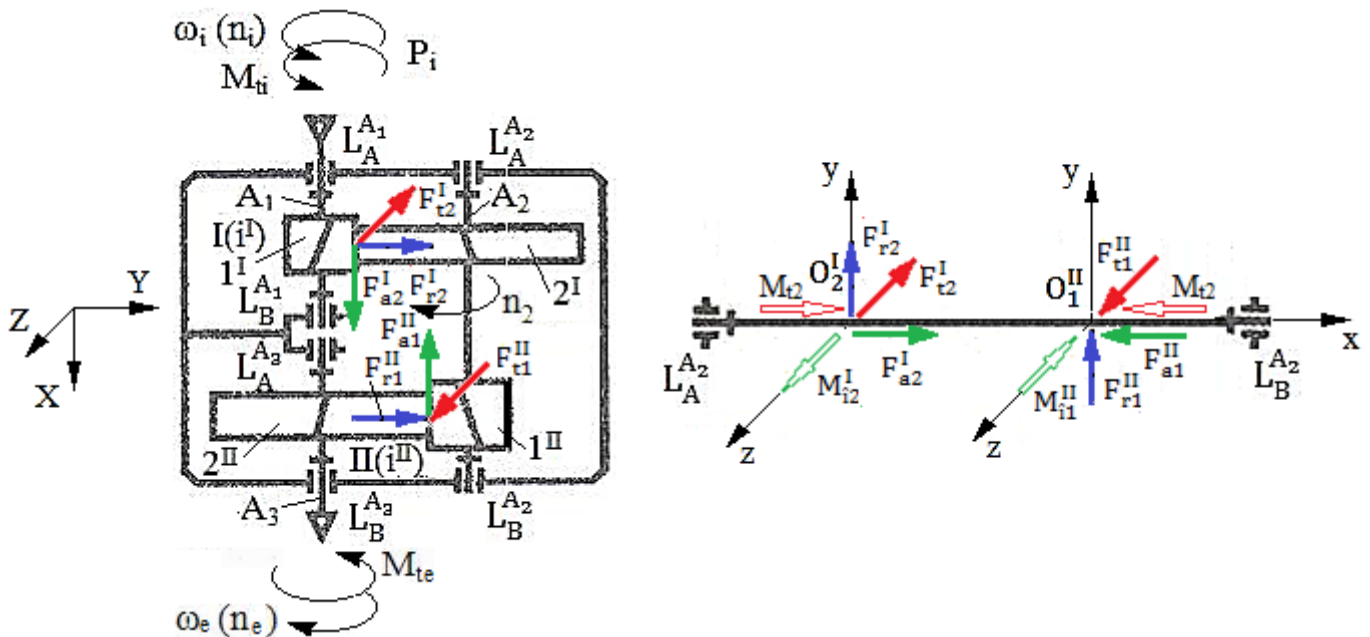
**Obs.** Deoarece forțele axiale care încarcă arborele intermediar au același sens acestea vor fi preluate de același lagăr și, pentru optimizarea încărcărilor lagărelor, se va schimba sensul de înclinare a danturii angrenajului cilindric și fiecare lagăr va prelua câte o forță axială.

## II\_4.10

Să se determine forțele și momentele care încarcă arborele intermediar ( $A_2$ ), în punctele  $O_2^I$  și  $O_1^{II}$ , al reductorului cilindric coaxial cu axele în planul XY orizontal.

Se dau: turația la intrare 1000 rot/min; puterea la ieșire  $P_e = 18$  kW; modulul normal al danturii angrenajului I,  $m_n^I = 3$  mm; modulul normal al danturii angrenajului II,  $m_n^{II} = 4$  mm; numărul de dinți ai pinionului  $1^{II}$ ,  $z_1^{II} = 19$ ; numărul de dinți ai pinionului  $1^I$ ,  $z_1^I = 17$ ; numărul de dinți ai roții  $2^I$ ,  $z_2^I = 85$ ; unghiul profilului cremalierei de referință,  $\alpha_n = 20^\circ$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului I,  $\beta^I = 18^\circ$ ; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II,  $\beta^{II} = 12^\circ$ ; angrenajele au roțile cu danturi nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta^{I,II} = 0.95$ .

Structura constructivă: I - angrenajul din treapta I; II - angrenajul din treapta a II a;  $1^I, 1^{II}$  - pinioane cilindrice;  $2^I, 2^{II}$  - roți cilindrice.



Rezolvare:

### a. Raportul de transmitere al angrenajului cilindric I

$$i^I = \frac{z_2^I}{z_1^I} = \frac{85}{17} = 5.$$

### b. Puterea, turația și momentul de torsiune la arborele intermediar ( $A_2$ )

Puterea,

$$P_2 = P_e \eta^{II} = 18 \cdot 0.95 = 17.1 \text{ kW}$$

Turația,

$$n_2 = \frac{n_i}{i^I} = \frac{1000}{5} = 200 \text{ rot/min.}$$

Momentul de torsiune,

$$M_{t2} = \frac{30}{\pi} \frac{P_2}{n_2} 10^3 = \frac{30}{\pi} \frac{17.1}{200} 10^6 = 816464.86 \text{ Nmm.}$$

### c. Geometria roților de pe arborele intermediar

Diametrul de divizare al roții cilindrice  $2^I$ ,

$$d_2^I = \frac{m^I z_2^I}{2 \cos \beta^I} = \frac{3 \cdot 85}{2 \cos 18} = 193.089 \text{ mm.}$$

Diametrul de divizare al pinionului  $1^{II}$ ,

$$d_1^{II} = \frac{m^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = \frac{4 \cdot 19}{2 \cos 12} = 45.032 \text{ mm.}$$

### d. Forțele care încarcă roata cilindrică ( $2^I$ )

Forța tangențială,

$$F_{t2}^I = \frac{2 M_{t2}}{d_2^I} = \frac{2 \cdot 816464.86}{193.089} = 8459.067 \text{ N,}$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul vitezei unghiulare  $\omega_2 (n_2)$ .

Forța radială,

$$F_{r2}^I = F_{t2}^I \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta^I} = 8459,067 \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 18} = 3237,293 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a2}^I = F_{t2}^I \operatorname{tg} \beta^I = 8459,067 \operatorname{tg} 18 = 2748,517 \text{ N},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_B^{A2}$ .

#### **e. Forțele care încarcă pinionul cilindric ( $1^{\text{II}}$ )**

Forța tangențială,

$$F_{t1}^{\text{II}} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{\text{II}}} = \frac{2 \cdot 816464,86}{45,032} = 36261,541 \text{ N},$$

cu direcția tangentă la cercul de divizare și sensul opus vitezei unghiulare  $\omega_2 (n_2)$ .

Forța radială,

$$F_{r21}^{\text{II}} = F_{t1}^{\text{II}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta^{\text{II}}} = 36261,541 \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 12} = 13492,975 \text{ N},$$

cu direcția radială și sensul spre centrul roții.

Forța axială,

$$F_{a1}^{\text{II}} = F_{t1}^{\text{II}} \operatorname{tg} \beta^{\text{II}} = 36261,541 \operatorname{tg} 12 = 7707,628 \text{ N},$$

cu direcție axială spre lagărul  $L_A^{A2}$ .

#### **f. Forțele și momentele de încărcare a arborelui intermediar, $A_2$ , în punctul $O_2^I$**

Forța tangențială  $F_{t2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{t2}^I = 8459,067 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $z$  și la momentul de torsiune (motor),  $M_{t2} = 816464,86 \text{ Nmm}$ , cu direcția și sensul axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{r2}^I = 3237,293 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$ .

Forța axială  $F_{a2}^I$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_2^I$ , la forța  $F_{a2}^I = 2748,517 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $x$  și la momentul de încovoiere,

$$M_{i2}^I = F_{a2}^I \frac{d_2^I}{2} = 2748,517 \frac{186,896}{2} = 19084,6 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul axei  $z$ .

#### **g. Forțele și momentele de încărcare a arborelui de intermediar, $A_2$ , în punctul $O_1^{\text{II}}$**

Forța tangențială  $F_{t1}^{\text{II}}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{\text{II}}$ , la forța  $F_{t1}^{\text{II}} = 36261,541 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $z$  și la momentul de torsiune (rezistent),  $M_{t2} = 816464,86 \text{ Nmm}$ , cu direcția și sensul opus axei  $x$ .

Forța radială  $F_{r1}^{\text{II}}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{\text{II}}$ , la forța  $F_{r1}^{\text{II}} = 13492,975 \text{ N}$  cu direcția și sensul axei  $y$ .

Forța axială  $F_{a1}^{\text{II}}$  se reduce la nivelul arborelui intermediar ( $A_2$ ), în punctul  $O_1^{\text{II}}$ , la forța  $F_{a1}^{\text{II}} = 7707,628 \text{ N}$  cu direcția și sensul opus axei  $x$  și la momentul de încovoiere,

$$M_{i1}^{\text{II}} = F_{a1}^{\text{II}} \frac{d_1^{\text{II}}}{2} = 7707,628 \frac{45,032}{2} = 173544,952 \text{ Nmm},$$

cu direcția și sensul opus axei  $z$ .