

ΑΕΝ/ΑΣΠΡΟΠΥΡΓΟΥ ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ	ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ Ε' Εξαμ. Καθηγητής : Κώστας Τατζίδης	ΒΟΗΘΗΤΙΚΕΣ ΣΗΜΕΙΩΣΕΙΣ
------------------------------------	--	--------------------------

ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΜΕΛΕΤΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΜΕ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΟΥΣ ΟΔΟΝΤΕΣ

Απαραίτητα δεδομένα : αριθμός στροφών κινητήριου τροχού (πινιόν) n_1 [rpm]
αριθμός στροφών συνεργαζόμενου τροχού n_2 [rpm]
ισχύς κινητήριου τροχού P_1 [KW] ή ισχύς συνεργαζόμενου τροχού P_2 [KW]

1. Πρόχειρος υπολογισμός αρχικής διαμέτρου πινιόν

Η αρχική διάμετρος του πινιόν (d_1) υπολογίζεται προσεγγιστικά από τον τύπο :

$$d_1 \cong \frac{20500}{\sigma_{HI}} \sqrt[3]{\frac{P_1 \sigma_{HI}}{\psi_d n_1} \frac{i+1}{i}} \quad \text{σε mm} \quad (1)$$

όπου : ψ_d λόγος πλάτους προς διάμετρο από σχήμα 1-50 (σελ 78)
 σ_{HI} δυναμική αντοχή του υλικού του πινιόν σε πίεση επιφάνειας από πίνακα 1-9 (σελ.80)
 $i=n_1/n_2$ σχέση μετάδοσης

Παρατηρήσεις :

α. Αν δίνεται η ισχύς στον συνεργαζόμενο τροχό P_2 , η ισχύς του πινιόν P_1 υπολογίζεται από τη σχέση

$$P_1 = P_2 / \eta_{ολ} \quad \text{σε KW} \quad (2)$$

όπου $\eta_{ολ}$ ο ολικός βαθμός απόδοσης της μετάδοσης, ο οποίος υπολογίζεται στο βήμα 11.

β. Αν δίνεται η απόσταση των αξόνων a (mm) τότε η αρχική διάμετρος του πινιόν δίνεται από τη σχέση :

$$d_1 = \frac{2a}{i+1} \quad \text{σε mm} \quad (3)$$

Στην περίπτωση αυτή πρέπει να επιλεγεί για το πινιόν ένα υλικό του οποίου η δυναμική αντοχή σε πίεση επιφάνειας να ικανοποιεί τη σχέση :

$$\sigma_{HI} \geq 1000 \sqrt{\left(\frac{205}{d_1}\right)^3 \frac{P_1}{\psi_d n_1} \frac{i+1}{i}} \quad (4)$$

2. Επιλογή αριθμού οδόντων τροχών

Υπολογίζεται η περιφερειακή ταχύτητα v από τη σχέση :

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad \text{σε m/sec} \quad (5)$$

και συναρτήσει αυτής επιλέγεται ο αριθμός των οδόντων του πινιόν z_1 από την σελίδα 77.

(για την επιλογή του κατάλληλου αριθμού z_1 καλό είναι να κάνουμε μερικές δοκιμές για τον υπολογισμό του αριθμού των οδόντων του συνεργαζόμενου τροχού z_2 σύμφωνα με την σχέση $z_2 = i z_1$, και να επιλέξουμε τον αριθμό z_1 που θα δώσει την τιμή του z_2 όσο γίνεται πιο κοντά σε ακέραιο αριθμό)

Οι αριθμοί z_1 και z_2 δεν πρέπει να έχουν κοινό διαιρέτη.

3. Έλεγχος αρχικής διαμέτρου πινιόν

Η αρχική διάμετρος του πινιόν πρέπει να ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις :

για πινιόν με σφήνα στον άξονά του

$$d_1 \geq \frac{1,8d_{sh1}z_1}{z_1 - 2,5} \quad (6)$$

για πινιόν ολόσωμο με τον άξονά του

$$d_1 \geq \frac{1,1d_{sh1}z_1}{z_1 - 2,5} \quad (7)$$

Η διάμετρος d_{sh1} του άξονα του πινιόν μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά από τη σχέση :

$$d_{sh1} \cong C_2 \sqrt[3]{\frac{C_B P_1}{n_1}} \quad \text{σε mm} \quad (8)$$

όπου C_B συντελεστής λειτουργίας από πίνακα 1-8 (σελ.76)
 C_2 συντελεστής υλικού από σελίδα 75.

4. Υπολογισμός modul

Το modul των οδοντωτών τροχών δίνεται από τη σχέση :

$$m = \frac{d_1}{z_1} \quad \text{σε mm} \quad (9)$$

Αν δεν είναι τυποποιημένο τυποποιείται στην **αμέσως μεγαλύτερη τιμή** από τον πίνακα 1-1 (σελ.20).

5. Ακριβής υπολογισμός αρχικής διαμέτρου πινιόν

Η ακριβής τιμή της αρχικής διαμέτρου δίνεται από τη σχέση :

$$d_1 = mz_1 \quad \text{σε mm} \quad (10)$$

με την **τυποποιημένη τιμή** του modul.

6. Υπολογισμός πλάτους πινιόν

Το πλάτος b_1 του πινιόν υπολογίζεται από τη σχέση :

$$b_1 \cong \psi_d d_1 \quad \text{σε mm} \quad (11)$$

7. Υπολογισμός στοιχείων συνεργαζόμενου τροχού

Τα στοιχεία του συνεργαζόμενου τροχού υπολογίζονται από τις σχέσεις :

αριθμός οδόντων

$$z_2 = iz_1 \quad (12)$$

αρχική διάμετρος

$$d_2 = mz_2 \quad \text{σε mm} \quad (13)$$

πλάτος

$$b_2 = b_1 - 5 \quad \text{σε mm} \quad (14)$$

8. Υπολογισμός δυνάμεων

Στρεπτική ροπή στον άξονα του πινιόν :

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} \quad \text{σε Nm} \quad (15)$$

Περιφερειακή δύναμη

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1} \quad \text{σε N} \quad (16)$$

Ακτινική δύναμη $F_r = F_t \epsilon \phi \alpha$ σε N (17)
 όπου $\alpha=20^0$

9. Έλεγχος οδόντων σε θραύση

Για τη συνολική ορθή τάση στη βάση του οδόντα του πινιόν πρέπει να ισχύει :

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m} K_A Y_{Fa1} Y_{Sa} Y_\epsilon \leq \sigma_{FP1} \cong \frac{\sigma_{Fl1}}{S_F} \quad (18)$$

όπου :

σ_{F1} η συνολική ορθή τάση στη βάση του οδόντα του πινιόν σε N/mm²

K_A συντελεστής εφαρμογής από πίνακα 1-7 (σελ.69)

Y_{Fa1} συντελεστής μορφής από σχήμα 1-55 (σελ.86)

Y_{Sa} συντελεστής διόρθωσης της τάσης από σχήμα 1-56 (σελ.87)

Y_ϵ συντελεστής επικάλυψης από τη σχέση : $Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha}$ (19)

όπου ϵ_α ο βαθμός επικάλυψης από το σχήμα 1-10 (σελ. 28)

σ_{FP1} η επιτρεπόμενη τάση στη βάση του πόδα σε N/mm²

σ_{Fl1} δυναμική αντοχή του υλικού του πινιόν σε επαναλαμβανόμενο φορτίο από πίνακα 1-9 (σελ.80)

Παρατήρηση : Οι τιμές του πίνακα 1-9 αντιστοιχούν σε επαναλαμβανόμενη καμπτική καταπόνηση

Για αντιστρεφόμενη καμπτική καταπόνηση λαμβάνεται το 70% των τιμών του πίνακα.

S_F συντελεστής ασφάλειας : $S_F=3$ για μειωτήρες συνεχούς λειτουργίας

$S_F=2$ για μειωτήρες διακεκομένης λειτουργίας.

Για τον συνεργαζόμενο τροχό ισχύει αντίστοιχη σχέση με την (12) αλλά μπορούμε να υπολογίσουμε

την τάση σ_{F2} και από τη σχέση
$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} b_1}{Y_{Fa1} b_2} \quad (20)$$

όπου Y_{Fa2} από πίνακα 1-55 (σελ. 86)

Παρατήρηση : Αν ο συνεργαζόμενος τροχός είναι από το ίδιο υλικό με το πινιόν δεν απαιτείται έλεγχος γι' αυτόν.

10. Έλεγχος οδόντων σε πίεση επιφάνειας

Για την πίεση επιφάνειας στα σημεία επαφής των οδόντων πρέπει να ισχύει η σχέση :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i} K_A Z_H Z_M Z_\epsilon} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (21)$$

όπου :

σ_H πίεση επιφάνειας στην κατατομή του οδόντα σε N/mm²

b το μικρότερο πλάτος σε mm

K_A συντελεστής εφαρμογής από πίνακα 1-7 (σελ.69)

Z_H συντελεστής ζώνης από σχήμα 1-59 (σελ.90)

Z_M συντελεστής υλικών σε $\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 1-10 (σελ.91)

$$Z_{\varepsilon} \text{ συντελεστής επικάλυψης από τη σχέση : } Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} \quad (22)$$

όπου ε_{α} ο βαθμός επικάλυψης από το σχήμα 1-10 (σελ.28)

σ_{HP} επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας για το ασθενέστερο υλικό σε N/mm^2

σ_H δυναμική αντοχή σε πίεση επιφάνειας του ασθενέστερου υλικού σε N/mm^2 από πίνακα 1-9 (σελ.80)

S_H συντελεστής ασφάλειας : $S_H=1,8$

Παρατήρηση:

Αν κάποιος από τους παραπάνω ελέγχους (βήματα 10 και 11) βγει αρνητικός μπορούμε να επιλέξουμε **ισχυρότερα** υλικά από τον πίνακα 1-9 (σελ.80) ή να επιλέξουμε **μεγαλύτερο** modul από τον πίνακα 1.1 (σελ.20).

11. Υπολογισμός ολικού βαθμού απόδοσης μετάδοσης

βαθμός απόδοσης επαφής οδόντων η_Z : για ακατέργαστους οδόντες $\eta_Z=0,98$
για κατεργασμένους οδόντες $\eta_Z=0,995$

βαθμός απόδοσης λόγω έδρασης η_L : για έδρανο κύλισης $\eta_L=0,99$
για έδρανο ολίσθησης $\eta_L=0,97$

βαθμός απόδοσης λόγω δακτυλίων στεγανότητας και λίπανσης η_D : $\eta_D=0,98$

Ο ολικός βαθμός απόδοσης δίνεται από τη σχέση :

$$\eta_{ολ} = \eta_Z \eta_{L1} \eta_{L2} \eta_{D1} \eta_{D2} \quad (23)$$