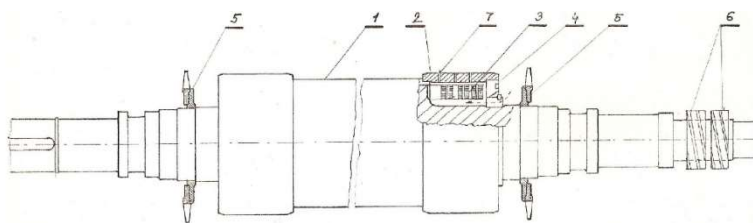


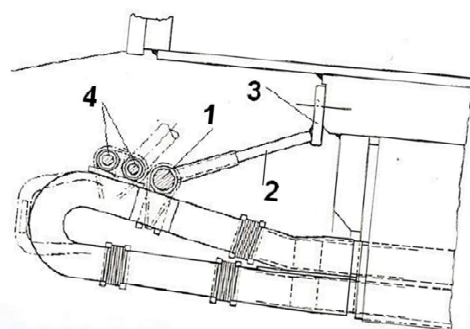
ESF II projekt Západočeské univerzity v Plzni

reg. č. CZ.02.2.69/0.0/0.0/18_056/0013239



KEV/KPES – Konstrukční prvky elektrických strojů

PODKLADY PRO CVIČENÍ





Obsah

1. Úvodní slovo.....	2
2. Řešené příklady z konstrukčních částí el. strojů	3
a. Výpočet namáhání hřídele	3
b. Výpočet připevnění hlavních a pomocných pólů stejnosměrného stroje	7
c. Výpočet připevnění hlavních pólů stejnosměrného stroje	11
d. Určení samosvornosti šroubu	14
e. Kontrola šroubů kotoučové spojky	15
f. Výpočet stahovacích kruhů, přítlačných palců a per	17
g. Návrh stahovacích svorníků	20
Sebehodnotící otázky.....	21
Referenční literatura.....	21
Datum poslední revize dokumentu	21



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



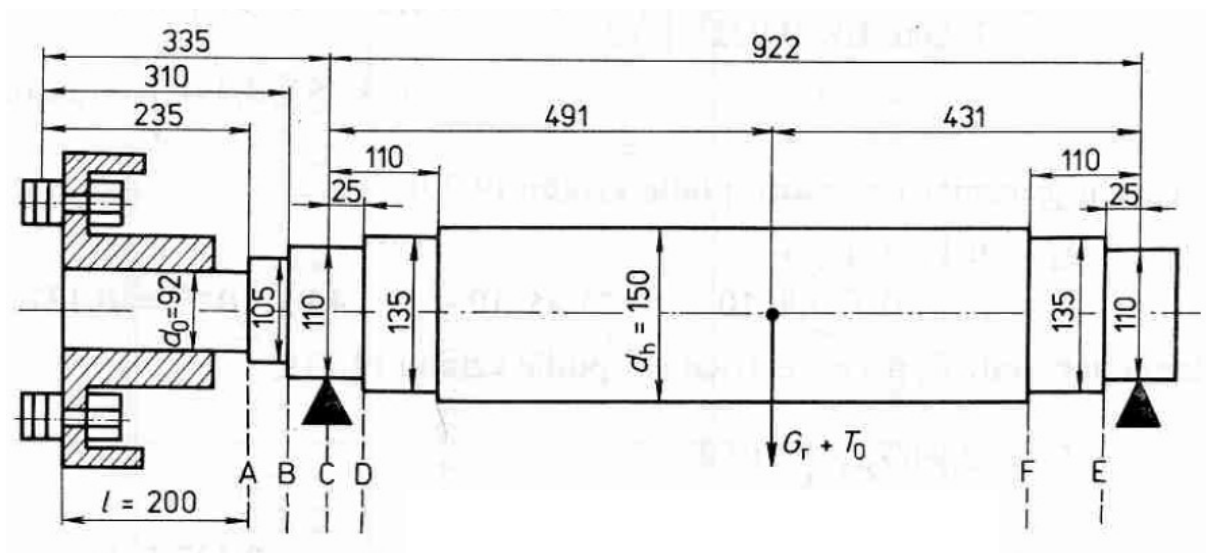
1. Úvodní slovo

Cílem podkladů pro mechanické výpočty konstrukčních částí elektrických strojů je seznámit studenta předmětu KEV/KPES se základními ověřovacími výpočty. Pomocí těchto skript je možné samostudiem získat potřebné dovednosti a základní představu o komplexnosti návrhu elektrických strojů, kdy není možné řešit jen elektromagnetický výpočet, ale i mechanický a tepelný. Text je řazen do jednotlivých kapitol dle zaměření a na závěr jsou uvedené sebehodnotící otázky pomáhající při sebereflexi. Při tvorbě skript bylo využito textů a příkladů z odborné literatury uvedené v referencích. Pro detailnější studium je možné dané reference použít a tím rozšířit i čtenářovy znalosti.



2. Řešené příklady z konstrukčních částí el. strojů

a. Výpočet namáhání hřídele



Obr. 1 Náčrt hřídele s rozměry

Kontrola mechanického namáhání hřídele asynchronního motoru. Hřídel z oceli s mezí kluzu $\sigma_{kt} = 300 \text{ MPa}$. Jmenovitý výkon motoru $P_N = 200 \text{ kW}$, jmenovité otáčky $n_N = 585 \text{ min} \cdot \text{ot}^{-1}$. Spojení motoru s reverzačním pohonem pevnou spojkou.

Tabulka 1: Zadání

Průměr rotoru	$D_2 = 0,55 \text{ m}$
Délka rotorového svazku bez ventilačního kanálu	$l_2 = 0,365 \text{ m}$
Průměr roztečné kružnice čepů spojky	$D_1 = 0,285 \text{ m}$
Délka hřídele mezi podpěrami	$a = 0,431 \text{ m}$ $b = 0,491 \text{ m}$ $l = 0,922 \text{ m}$
Vzduchová mezera	$\delta = 0,8 \text{ mm}$
Použité činitele:	
Spojení s pohonem pevnou spojkou	$k_r = 0,3$
Přetížení točivým momentem	$k = 2,0$
Pohon s reverzací	$\alpha = 0,8$
Modul pružnosti v tahu	$E = 206 \cdot 10^9 \text{ Pa}$



Točivý moment

$$M_N = 9550 \frac{P_N}{n_N} = 9550 \frac{200}{585} = 3265 \text{ N.m} \quad (2.1)$$

Pro přibližné určení průhybu hřídele elektrického stroje lze výpočet zjednodušit soustředěním výsledné tíhy $G_r(N)$ všech částí umístěných na rotoru do jednoho bodu na ose hřídele. Při výpočtu se uvažuje, že tíha G_r zatěžuje hřídel v bodě uprostřed délky rotorového svazku a že je do ní případně zahrnuta také tíha komutátoru, jak bude podrobněji objasněno dále [2].

Tíhu rotorového svazku $G_r(N)$ s vinutím a s příslušnou částí hřídele je nutné při předběžném návrhu odhadnout. K tomuto účelu se hmotnost m ; vyjádří jako hmotnost myšleného válce průměru $D_i(m)$, stejného jako průměr rotoru uvažovaného stroje. Délka válce $l_i(m)$ je délka rotorového svazku, zmenšená o šířku všech ventilačních kanálů. Počítá se s hustotou $8\,300 \text{ (kg. m}^{-3}\text{)}$. Hmotnost částí hřídele mezi rotorovým svazkem a ložisky se zanedbává [2].

Hmotnost rotoru s částí hřídele

$$m_r' = 6500 D_2^2 l_2 = 6500 \cdot 0,55^2 \cdot 0,365 = 750 \text{ kg} \quad (2.2)$$

Tíha rotoru

$$G_r = 9,81 \cdot m_r' = 9,81 \cdot 750 = 7357 \text{ N} \quad (2.3)$$

Síla na volném konci hřídele

$$F_r = 2 \cdot k_r \cdot \frac{M_N}{D_1} = 2 \cdot 0,3 \cdot \frac{3265}{0,285} = 6874 \text{ N} \quad (2.4)$$

Pomocné parametry dle [2] strana 544, tabulka 9.3

$$S_a = 3253 \text{ m}^{-1} \quad (2.5)$$

$$S_b = 4793 \text{ m}^{-1} \quad (2.6)$$

$$S_0 = 9990 \text{ m}^{-2} \quad (2.7)$$

Průhyb hřídele tíhou G_r uprostřed délky rotorového svazku



$$\begin{aligned}
 y_G &= \frac{G_r}{3El^2} (S_b a^2 + S_a b^2) \\
 &= \frac{7357}{3.206 \cdot 10^9 \cdot 0,922^2} (4793 \cdot 0,431^2 + 3253 \cdot 0,491^2) \\
 &= 23,45 \cdot 10^{-6} m
 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Průhyb od síly F_r v místě působení tíhy G_r

$$\begin{aligned}
 y_F &= \frac{F_c}{3El^2} \left[\left(\frac{3}{2} S_0 l + S_b \right) a + S_a b \right] \\
 &= \frac{6874 \cdot 0,335}{3206 \cdot 10^9 \cdot 0,922^2} \left[\left(\frac{3}{2} 9990 \cdot 0,922 + 4793 \right) 0,431 \right. \\
 &\quad \left. + 3253 \cdot 0,491 \right] = 24,05 \cdot 10^{-6} m
 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Počáteční excentricita rotoru. Průhyb hřídele je dále zvětšován radiálním magnetickým tahem. Příčinou vzniku magnetických tahů je výstředná poloha rotoru ve statoru. Výstřednost rotoru je způsobena řadou vlivů: průhybem hřídele, opotřebením ložisek, nepřesností výroby apod. Velikost počáteční excentricity se obvykle určuje jako [2]

$$\begin{aligned}
 e_0 &= 0,1 \cdot \delta + y_G + y_F = 0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} + 23,45 \cdot 10^{-6} + 24,05 \cdot 10^{-6} \\
 &= 0,1275 \cdot 10^{-3} m
 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Magnetický tah T_0 při excentricitě e_0

$$T_0 = 2,94 D_2^2 l_2 \frac{e_0}{\delta} 10^5 = 2,94 \cdot 0,55 \cdot 0,365 \frac{0,1275 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 10^{-3}} = 9406 N \quad (2.11)$$

Zvětšení průhybu magnetickým tahem T_0

$$y_T = y_G \frac{T_0}{G_R} = 23,45 \cdot 10^{-6} \frac{9406}{7357} = 30 \cdot 10^{-6} \quad (2.12)$$

Ustálený průhyb magnetickým tahem

$$y_M = \frac{y_T}{1 - m} = \frac{30 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,2353} = 39,23 \cdot 10^{-6} m \quad (2.13)$$

kde

$$m = \frac{y_T}{e_0} = \frac{30 \cdot 10^{-6}}{0,1275 \cdot 10^{-3}} = 0,2353 \quad (2.14)$$



Ustálený magnetický tah

$$T = \frac{T_0}{1 - m} = \frac{9406}{1 - 0,2353} = 12300N \quad (2.15)$$

Výsledný průhyb hřídele v místě působení síly G_r

$$\begin{aligned} y &= y_M + y_G + y_F = (39,23 + 23,45 + 30) \cdot 10^{-6} \\ &= 92,68 \cdot 10^{-6} m \end{aligned} \quad (2.16)$$

a poměr

$$\frac{y}{\delta} = \frac{92,68 \cdot 10^{-6}}{0,8 \cdot 10^{-3}} = 0,11585 \quad (2.17)$$

Informativní velikost kritických otáček

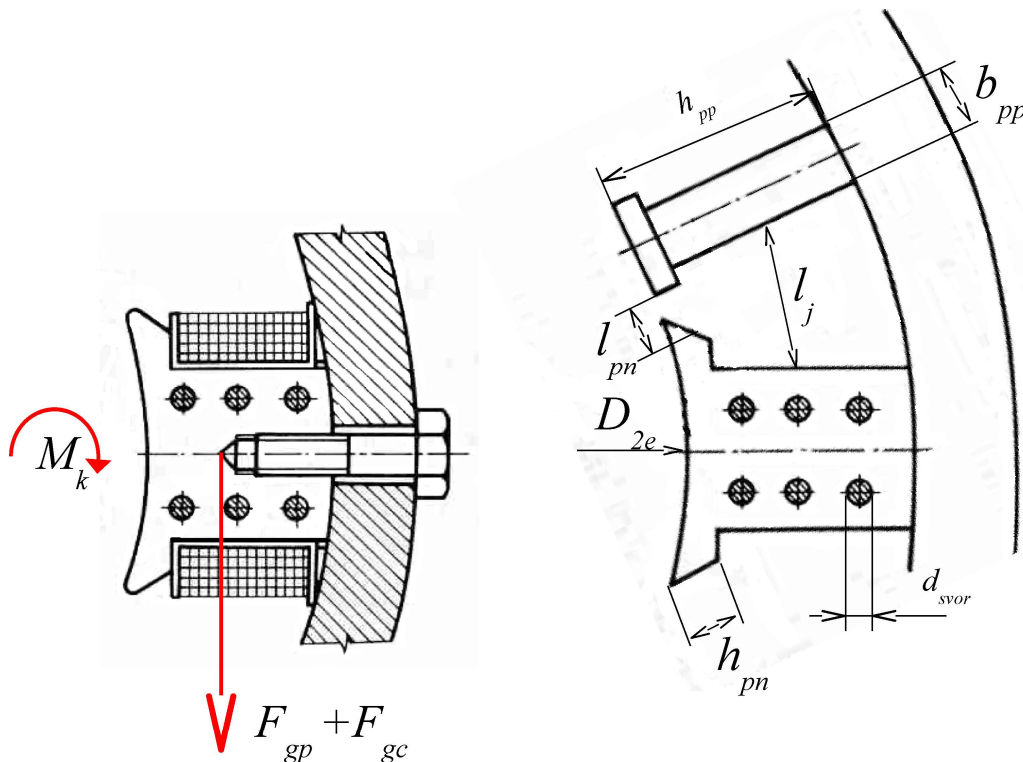
$$n_k = 30 \cdot \sqrt{\frac{1 - g}{y_g}} = 30 \cdot \sqrt{\frac{1 - 0,235}{23,45 \cdot 10^{-6}}} = 5417 \text{ ot. min}^{-1} \quad (2.18)$$

Z obdržených kritických otáček je možné prohlásit, že **hřídel má odpovídající tuhost**.



b. Výpočet připevnění hlavních a pomocných pólů stejnosměrného stroje

Návrh šroubů pro připevnění hlavních a pomocných pólů stejnosměrného stroje o výkonu $P_n = 150 \text{ kW}$, $n_N = 1450 \text{ ot/min}$, $2p = 4$. Přetížení stroje se uvažuje činitelem $k = 2$, dovolené namáhání šroubů $\sigma_d = 60 \text{ e6 Pa}$. Označení rozměrů odpovídá obr. XXX Průměr rotoru $D_{2e} = 0,368 \text{ m}$, aktivní délka jádra $l = 0,255 \text{ m}$, koeficient tření $f = 0,2$.



Obr. 2 Náčrtek řešeného problému

Tabulka 2: Zadání

Hlavní póly

plocha průřezu pólu
výška pólového nástavce
počet stahovacích svorníků
průměr stahovacích svorníků
hmotnost pólu s vinutím
počet připevňovacích šroubů

$S_p = 0,0182 \text{ m}^2$
 $h_{pn} = 0,02 \text{ m}$
 $m_{svor} = 6$
 $d_{svor} = 0,012 \text{ m}$
 $m_{pv} = 48 \text{ kg}$
 $m_\xi = 2$

Pomocné póly

radiální výška jádra
šířka jádra
hmotnost pólu s vinutím

$h_{pp} = 0,13 \text{ m}$
 $b_{pp} = 0,04 \text{ m}$
 $m_{ppv} = 22 \text{ kg}$



počet přípevňovacích pólů	$m_{ppš} = 2$
vzdálenost pólových nástavců	$l_{pn} = 0,045 \text{ m}$
vzdálenost jader pólů	$l_j = 0,075 \text{ m}$
Magnetická napětí	
paralelní vinutí	$F_p = 7400 \text{ A}$
sériové vinutí	$F_s = 2000 \text{ A}$
pomocné póly	$F_{pp} = 6000 \text{ A}$

Výpočet přípevňovacích šroubů hlavního pólu

Jmenovitý točivý moment

$$M_N = \frac{P_N}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_N}{60}} = \frac{150 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1450}{60}} = 988 \text{ Nm} \quad (2.19)$$

Zatížení hlavního pólu tangenciální silou

$$F_T = \frac{k \cdot M_N}{p \cdot D_{2e}} = \frac{2 \cdot 988}{2 \cdot 0,368} = 2685 \text{ N} \quad (2.20)$$

Tíhová síla působící na hlavní pól s vinutím

$$F_{gpv} = g \cdot m_{pv} = 9,81 \cdot 48 = 471 \text{ N} \quad (2.21)$$

Průřez jádra přípevňovacích šroubů z rovnosti třecí síly a zatěžujících sil

$$f \cdot \sigma_d \cdot S_s = F_T + F_{gpv}$$

$$S_s = \frac{F_T + F_{gpv}}{f \cdot \sigma_d} = \frac{2685 + 471}{0,2 \cdot 60 \cdot 10^6} = 263 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (2.22)$$

Průměr šroubu dostáváme ze vztahu

$$d_{01} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_s}{\pi \cdot m_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 263 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 2}} = 0,013 \text{ m} \quad (2.23)$$

Ze strojnických tabulek (internetu) se vyberou k připevnění hlavních pólů šrouby M16 s malým průměrem šroubu $d_s = 13,5 \text{ mm}$.

Kontrola stahovacích svorníků hlavních pólů

Vycházíme z rovnosti stahovacího tlaku a vyvolaného napětí stahovacího svorníku.

$$p \cdot S_p = \sigma \cdot m_{svor} \cdot \frac{\pi \cdot d_{svor}}{4} \quad (2.24)$$



$$\sigma = \frac{4 \cdot p \cdot S_p}{m_{svor} \cdot \pi \cdot d_{svor}} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,0182}{6 \cdot \pi \cdot 0,012} = 53,6 \cdot 10^6 Pa$$

Protože $\sigma = 53,6 \cdot 10^6 Pa < \sigma_d = 60 \cdot 10^6 Pa$, počet stahovacích svorníků a jejich průměr vyhovují.

Výpočet šroubů pro připevnění pomocných pólů

Výslednice magnetických sil mezi pólovými nástavci

$$\begin{aligned} F_{mpn} &= h_{pn} \cdot l \cdot \frac{(F_b + k \cdot F_s) \cdot k \cdot F_{pp}}{4,08 \cdot 10^5 \cdot l_{pn}^2} \\ &= 0,02 \cdot 0,255 \cdot \frac{(7400 + 2 \cdot 2000) \cdot 2 \cdot 6000}{4,08 \cdot 10^5 \cdot 0,045^2} \\ &= 844 N \end{aligned} \quad (2.25)$$

Výslednice magnetických sil mezi jádrem hlavního a pomocného pólu

$$\begin{aligned} F_{mj} &= (h_{pp} - h_{pn}) \cdot l \cdot \frac{(F_b + k \cdot F_s) \cdot k \cdot F_{pp}}{18,3 \cdot 10^5 \cdot l_j^2} = \\ &= (0,13 - 0,02) \cdot 0,255 \\ &\cdot \frac{(7400 + 2 \cdot 2000) \cdot 2 \cdot 6000}{18,3 \cdot 10^5 \cdot 0,075^2} = 373 N \end{aligned} \quad (2.26)$$

Tíhová síla působící na pomocný pól s vinutím

$$F_{gpp} = g \cdot m_{pp} = 9,81 \cdot 22 = 216 N \quad (2.27)$$

Zatěžující síla šroubů, určená z odporu tření na stykové ploše

$$F_f = \frac{F_{mpn} + F_{mj} + F_{gpp}}{f} = \frac{844 + 373 + 216}{0,2} = 7165 N \quad (2.28)$$

Zatěžovací síla šroubů, určená z rovnováhy momentů zatěžujících sil a momentu síly v ose šroubů

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{h_{pp}}{\left(\frac{b_{pp}}{2}\right)} \cdot (0,9 \cdot F_{mpn} + 0,7 \cdot F_{mj} + 0,5 \cdot F_{gpp}) \\ &= \frac{0,13}{\left(\frac{0,04}{2}\right)} \cdot (0,9 \cdot 844 + 0,7 \cdot 373 + 0,5 \cdot 216) \\ &= 7337 N \end{aligned} \quad (2.29)$$

Protože $F_m > F_f$ určíme průměr šroubu ze vztahu



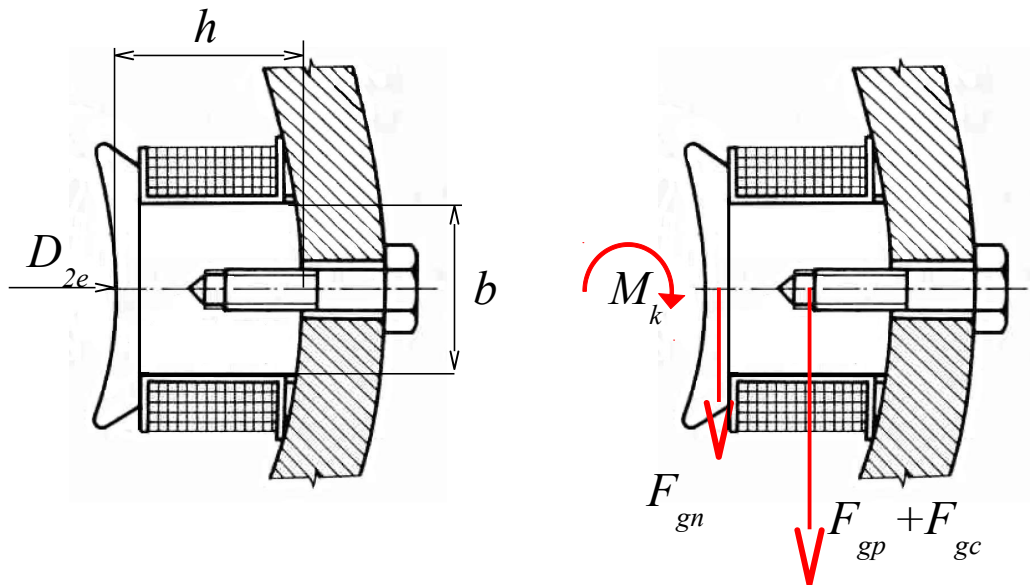
$$d_{02} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_m}{\pi \cdot m_{ppš} \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7337}{\pi \cdot 2 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,009m \quad (2.30)$$

Nejblíže vyhovující malý průměr má v základní řadě metrický závit **M12 s průměrem d_s**
= 9,8 mm.



c. Výpočet připevnění hlavních pólů stejnosměrného stroje

Návrh šroubů pro připevnění hlavních pólů stejnosměrného stroje $P_N = 21 \text{ kW}$, $n = 1000 \text{ ot/min}$, $2p = 4$, přetížení stroje se uvažuje $k = 1,7$, uvažovaný počet šroubů $m_s = 3$, dovolené namáhání šroubů je $\sigma_{do} = 110 \text{ MPa}$.



Obr. 3 Náčrtek řešeného problému

Tabulka 3: Zadání

Průměr rotoru	$D_{2e} = 260 \text{ mm}$
Aktivní délka pólu	$l = 180 \text{ mm}$
Výška pólu	$h = 100 \text{ mm}$
Šířka pólu	$b = 70 \text{ mm}$
Hmotnost pólu	$m_p = 10,3 \text{ kg}$
Hmotnost pólového nástavce	$m_{pn} = 15 \text{ kg}$
Hmotnost cívky	$m_c = 8,3 \text{ kg}$
Těžiště pólu a cívky	$a_p = a_c = h/2$
Těžiště nástavce	$a_n = 80 \text{ mm}$

Gravitační síla působící na pól

$$F_{gp} = g \cdot m_p = 9,81 \cdot 10,3 = 101 \text{ N} \quad (2.31)$$

Gravitační síla působící na cívku

$$F_{gc} = g \cdot m_c = 9,81 \cdot 8,3 = 81 \text{ N} \quad (2.32)$$



Gravitační síla působící na pólový nástavec

$$F_{gpn} = g \cdot m_{pn} = 9,81 \cdot 15 = 147 \text{ N} \quad (2.33)$$

Tangenciální síla

$$F_T = \frac{M_k}{\frac{D_{2e}}{2}} = \frac{200}{\frac{0,26}{2}} = 1538 \text{ N} \quad (2.34)$$

kde M_k je krouticí moment

$$M_k = \frac{P}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}} = 21 \cdot \frac{10^3}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1000}{60}} = 200 \text{ Nm} \quad (2.35)$$

Tangenciální síla vztažená k jednomu pólu

$$F_{T1p} = \frac{F_T}{2p} = \frac{1538}{4} = 384,5 \text{ N} \quad (2.36)$$

Ohybový moment působící na pól od gravitačních sil

$$\begin{aligned} M_o &= F_{gp} \cdot a_p + F_{gc} \cdot a_c + F_{gpn} \cdot a_n \\ &= 101 \cdot 0,05 + 81 \cdot 0,05 + 147 \cdot 0,08 = 21 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (2.37)$$

Výsledný ohybový moment působící na pól, vyvolaný tangenciální silou a gravitací

$$M_{celk} = M_o + F_{T1p} \cdot h = 21 + 384,5 \cdot 0,1 = 59,5 \text{ Nm} \quad (2.38)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{celk}}{W_o} = \frac{M_{celk}}{\frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot l} = \frac{59,5}{\frac{1}{6} \cdot 0,07^2 \cdot 0,18} = 403741 \text{ Pa} \quad (2.39)$$

Potřebný přítlak na pólu

$$P = k \cdot \sigma_o = 1,7 \cdot 403741 = 686361 \text{ Pa} \quad (2.40)$$

Působící síla na pól

$$F_{pol} = P \cdot S = P \cdot b \cdot l = 686361 \cdot 0,07 \cdot 0,18 = 8648 \text{ N} \quad (2.41)$$

Výsledná potřebná síla na jeden šroub

$$F_{1š} = \frac{F_{pol}}{m_{\text{š}}} = \frac{8648}{3} = 2882 \text{ N} \quad (2.42)$$

Maximální dovolené zatížení šroubu v ohybu závisí na použitém materiálu šroubu.

Volíme materiál s $\sigma_{do} = 110 \text{ MPa}$, dále uvažujeme koeficient bezpečnosti $k = 1,3$.



$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_{do}}{k} = \frac{110 \cdot 10^6}{1,3} = 81 MPa \quad (2.43)$$

Z definice napětí určíme průřez šroubu

$$S_{\text{š}} = \frac{F_{1\text{š}}}{\sigma_{red}} = \frac{2882}{81 \cdot 10^6} = 36 mm^2 \quad (2.44)$$

Průměr šroubu se určí ze vztahu

$$d = \sqrt{4 \cdot \frac{S_{\text{š}}}{\pi}} = \sqrt{4 \cdot \frac{36}{\pi}} = 6,7 mm \quad (2.45)$$

Z tabulek se volí **šroub M12**



d. Určení samosvornosti šroubu

Určete, zda metrický závit M12 je samosvorný. Jedná se o ocelový nemazaný šroubový spoj, kde součinitel tření $f = 0,1$, $d_2 = 10,863$ mm a stoupání závitu $l = 1,75$ mm

Úhel stoupání závitu:

$$\operatorname{tg}(\lambda) = \frac{1}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} = 0,0513 \quad (2.46)$$

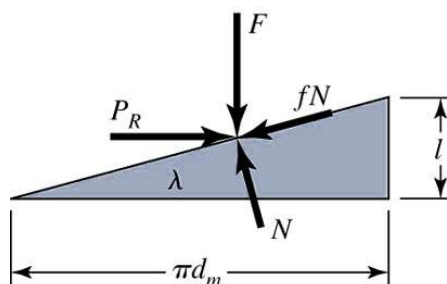
$$\lambda = 2^\circ 56' 38'' \quad (2.47)$$

Ze součinitele tření se určí třecí úhel

$$\operatorname{tg}(\varphi) = f = 0,1 \quad (2.48)$$

$$\varphi = 5^\circ 42' 38'' \quad (2.49)$$

Protože $\varphi > \lambda$, je závit bezpečně **samosvorný**.

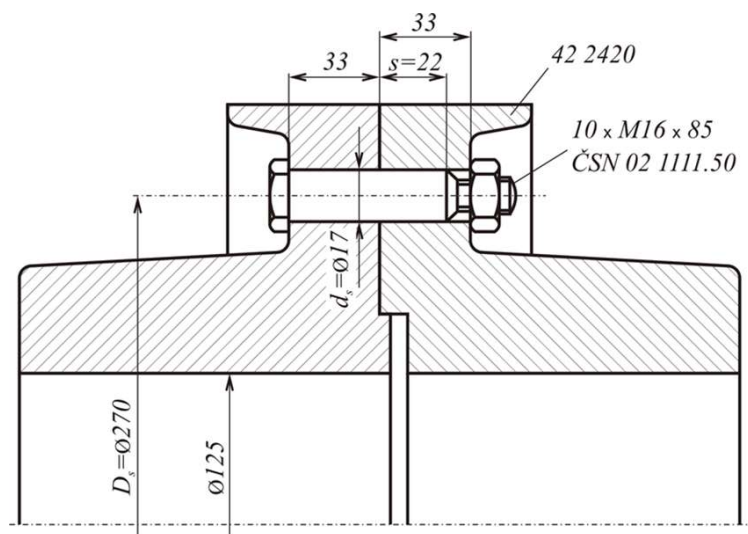


Obr. 4 Náčrtek řešeného problému



e. Kontrola šroubů kotoučové spojky

Na Obr. 5 je zobrazena kotoučová spojka, jejíž poloviny jsou spojeny 10 lícovanými šrouby M16x35. Spojka má přenášet maximální kroutící moment $M_{max} = 13 \text{ kN.m}$. Má se provést kontrola spojovacích šroubů, jestliže jsou vyrobeny z materiálu, jehož dovolené napětí ve stříhu je $\tau_{Ds} = 320 \text{ MPa}$, dovolený tlak mezi šroubem a litinovým nábojem je $p_s = 30 \text{ MPa}$



Obr. 5 Náčrtek kotoučové zkoušky

Při použití lícovaných šroubů podle obr. jsou jejich závity namáhány pouze utahovacím momentem a případnou axiální silou. Hlavní namáhání je od kroutícího momentu, a to na zesílený dřík lícovaného šroubu. Protože tento dřík je uložen bez vůle, jedná se o tvarový styk a šroub je namáhán na smyk a na otláčení.

Namáhání na smyk

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (2.50)$$

Obvodová síla se vypočte z kroutícího momentu, přičemž se uvažuje jeho rovnoměrné rozložení na všechny šrouby

$$M_k = F \cdot r \quad (2.51)$$

$$M_{max} = i \cdot F \cdot \frac{D_s}{2} \quad (2.52)$$



$$F = 2 \cdot \frac{M_{max}}{i \cdot D_s} = 2 \cdot \frac{13\,000\,000}{10.270} = 9630N \quad (2.53)$$

Před dosazením číselných hodnot je nutné převést všechny veličiny na stejné jednotky. Protože napětí bude v MPa, budou hodnoty v N a mm.

Nosná plocha zesíleného dřívku šroubu (z normy šroubu $d_2 = 17\text{ mm}$).

$$S = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4} = \pi \cdot \frac{17^2}{4} = 227\text{mm}^2 \quad (2.54)$$

Nyní lze dosadit do pevnostní kontroly

$$\begin{aligned} \tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \tau_s = \frac{9630}{227} \leq 320\text{MPa} \rightarrow \tau_s = 42\text{MPa} \\ \leq 320\text{MPa} \end{aligned} \quad (2.55)$$

Dřík šroubu **na smyk vyhovuje**.

Tlak mezi šroubem a nábojem působí ve směru obvodové síly. Protože tlak se počítá jako podíl síly působící kolmo na plochu a plochy, nelze do výpočtu dosadit skutečnou stykovou plochu (plášť válce), ale její průmět do směru působící síly

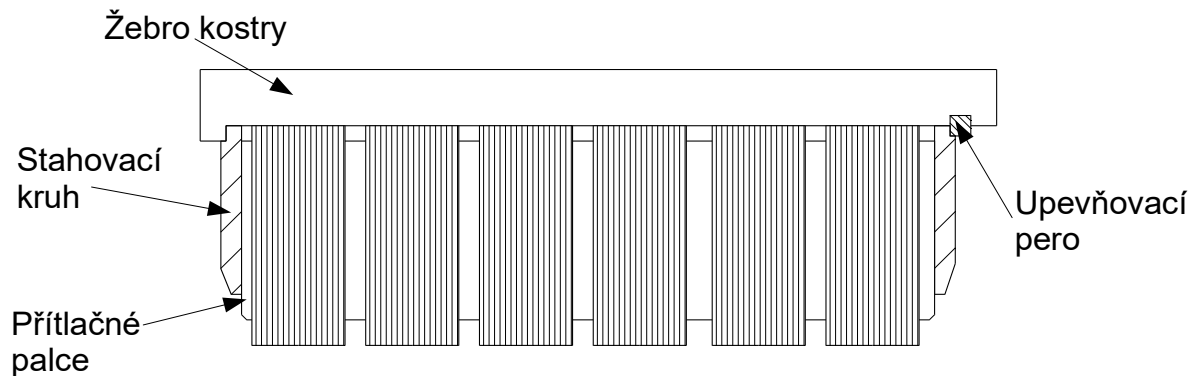
$$\begin{aligned} p = \frac{F}{S} \leq p_D \rightarrow p = \frac{F}{(d_2 \cdot s)} \leq p_D \rightarrow p = \frac{9630}{(17 \cdot 22)} \leq 30\text{MPa} \\ \rightarrow p = 25,7\text{MPa} \leq 30\text{MPa} \end{aligned} \quad (2.56)$$

Dřík šroubu **vyhovuje na otláčení**.



f. Výpočet stahovacích kruhů, přitlačných palců a per

Zkontrolujte namáhání stahovacích součástí statorového svazku synchronního motoru o výkonu $P_N = 200 \text{ kW}$.



Obr. 6 Náčrtek statorového svazku

Pro statorový svazek platí následující parametry:

$$D_e = 750 \text{ mm}, D_{is} = 500 \text{ mm}, Q_1 = 72, h_d = 46 \text{ mm}, b_d = 12 \text{ mm}, p_s = 8 \text{ e}^5 \text{ Pa}$$

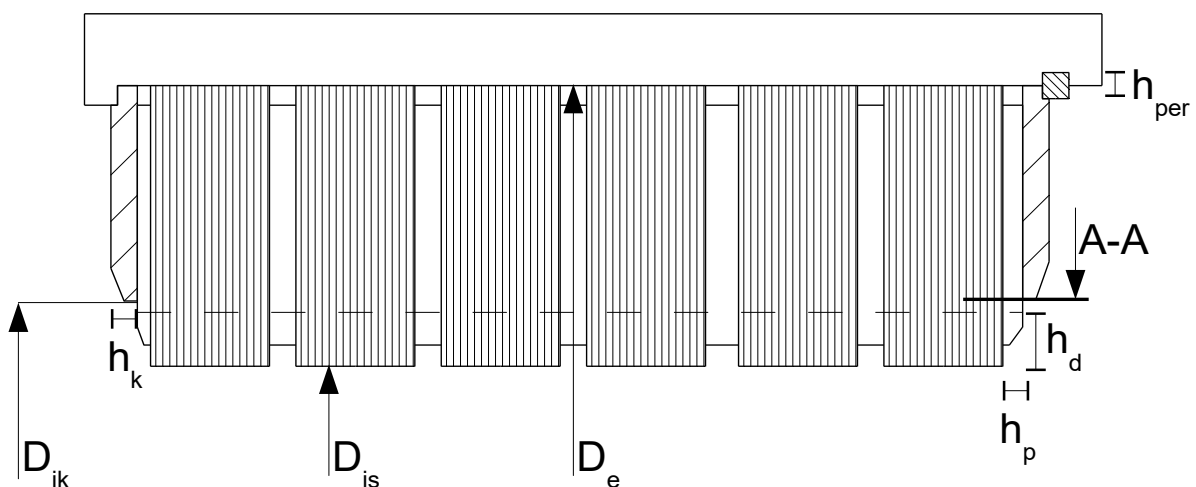
Stahovací kruh má následující parametry

$$D_e = 750 \text{ mm}, D_{ik} = 650 \text{ mm}, h_k = 17 \text{ mm}, \sigma_{dk} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$$

Přitlačné palce mají následující parametry:

$$\text{Příčný průřez – obdélník, } b_p = 6 \text{ mm}, h_p = 15 \text{ mm}, \sigma_{dp} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$$

$$\text{Pera: } m = 6, b_{per} = 40 \text{ mm}, h_{per} = 5 \text{ mm}, \sigma_{dper} = 150 \text{ e}^6 \text{ Pa}$$



Obr. 7 Náčrtek statorového svazku a řezu A-A



Stahovací kruh a přitlačné palce jsou zatíženy ohybovým momentem výsledné stahovací síly F o velikosti:

$$F = p_s \cdot (T_s \cdot D_e^2 - S_d) = 8 \cdot 10^5 \cdot (0,436 \cdot 0,75^2 - 0,04) = 164 \text{ kN} \quad (2.57)$$

Kde S_d je plocha příčného průřezu všech statorových drážek, činitel T_s závisí na poměru průřezů D_{is} / D_{es}

$$S_d = Q_1 \cdot b_d \cdot h_d = 72 \cdot 0,012 \cdot 0,046 = 0,04 \quad (2.58)$$

$$T_s = 0,785 \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{is}}{D_{es}}\right)^2\right) = 0,785 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,5}{0,75}\right)^2\right) = 0,436 \quad (2.59)$$

Myšlené působíště výsledné stahovací síly F je na průměru D_p

$$D_p = \frac{T_2 \cdot D_{es}^3 - S_d \cdot (D_{is} + h_d)}{T_s \cdot D_{es}^2 - S_d} = \frac{0,436 \cdot 0,75^3 - 0,04 \cdot (0,5 + 0,046)}{0,436 \cdot 0,75^2 - 0,04} = 0,651 \text{ m} \quad (2.60)$$

Kde h_d je hloubka drážky statorového vinutí a T_2 je definován vztahem

$$T_2 = 0,542 \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{is}}{D_{es}}\right)^3\right) = 0,542 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,5}{0,75}\right)^3\right) = 0,369. \quad (2.61)$$

Stahovací kruh je tedy zatížen ohybovým momentem

$$M_k = \frac{F \cdot (D_{ek} - D_p)}{2} = \frac{164 \cdot 10^3 \cdot (0,75 - 0,651)}{2} = 8,13 \text{ kNm} \quad (2.62)$$

Přibližná velikost ohybového napětí se stanoví z následujícího vztahu.

$$\sigma_k = \frac{6 \cdot M_k}{\pi \cdot \left(\frac{D_{ek} + D_{ik}}{2}\right) \cdot h_k^2} = \frac{6 \cdot 8,13 \cdot 10^3}{\pi \cdot \left(\frac{0,75 + 0,65}{2}\right) \cdot 0,017^2} = 76,7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (2.63)$$

Pro konstrukční ocel třídy 11 (nejčastější materiál stahovacích kruhů) se počítá s dovoleným ohybovým napětím $\sigma_{dk} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$.

Z výsledku je patrné $\sigma_k = 76,6 \text{ e}^6 \text{ Pa} < \sigma_{dk} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$ a tedy **stahovací kruh vyhovuje**.



Přítlačné palce jsou v řezu A – A jsou namáhány ohybovým momentem M_p , stanoveného ze spojitého zatížení tlakem p_s

$$M_p = \frac{p_s}{Q_1} \cdot \left[\left(\frac{D_{ik}}{10} \right)^3 \cdot T_3 - \frac{S_d}{2} \cdot (D_{ik} - D_{is} - h_d) \right] \quad (2.64)$$

$$M_p = \frac{8 \cdot 10^5}{72} \cdot \left[\left(\frac{0,65}{10} \right)^3 \cdot 17,7 - \frac{0,04}{2} \cdot (0,65 - 0,5 - 0,012) \right] \quad (2.65)$$

$$= 31 Nm$$

Kde Q_1 je počet statorových drážek, činitel T_3 závisí na poměru průřezů D_{is} / D_{ik}

$$T_3 = 131 \cdot \left(1 - \frac{D_{is}}{D_{ik}} \right)^2 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{D_{is}}{D_{ik}} \right) \quad (2.66)$$

$$= 131 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{0,65} \right)^2 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{0,5}{0,65} \right) = 17,7$$

Ohybové napětí přítlačných palců, jejichž průřez má tvar obdélníku se stanoví z následujícího vztahu

$$\sigma_p = \frac{6 \cdot M_p}{b_p \cdot h_p^2} = \frac{6 \cdot 31}{0,006 \cdot 0,015^2} = 138 MPa \quad (2.67)$$

U přítlačných palců vyrobených z houževnatých konstrukčních ocelí se při obvyklých průřezech počítá s dovoleným ohybovým napětím $\sigma_{dk} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$. Z výsledku je patrné $\sigma_p = 138 \text{ e}^6 \text{ Pa} < \sigma_{dk} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$ a tedy přítlačný palec vyhovuje.

Pera, která přenášejí axiální síly slisovaného svazku ze stahovacího kruhu na podélná nosná žebra kostry, jsou namáhána na otlacení napětím

$$\sigma_{per} = \frac{F}{m \cdot b_{per} \cdot h_{per}} = \frac{164 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,04 \cdot 0,005} = 137 MPa \quad (2.68)$$

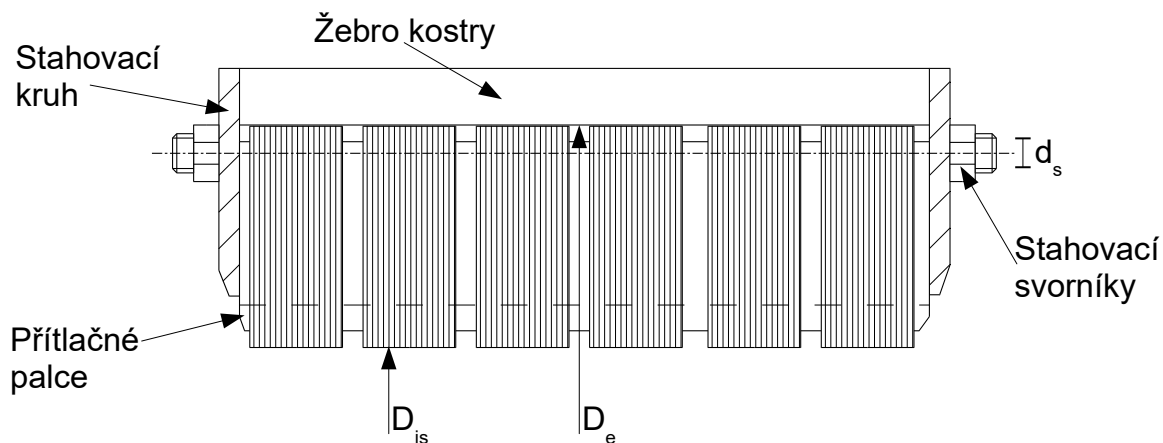
Kde m je počet podélných nosných žebel kostry statoru, b_{per} a h_{per} jsou dosedací plochy pera na žebro.

Z výsledku je patrné $\sigma_{per} = 137 \text{ e}^6 \text{ Pa} < \sigma_{dper} = 150 \text{ e}^6 \text{ Pa}$ a tedy **pera vyhovují**.



g. Návrh stahovacích svorníků

Návrh stahovacího svorníku statorového svazku synchronního stroje. Dovolené napětí v tahu je pro ocel třídy 11500 $\sigma_{ds} = 160 \text{ e}^6 \text{ Pa}$. Tlak svazku je $p_s = 9 \text{ e}^5 \text{ Pa}$. Rozměry statorového svazku jsou $D_{es} = 1,73\text{m}$, $D_{is} = 1,2\text{m}$, $Q_1 = 72$, $h_d = 0,083\text{m}$, $b_d = 0,023\text{m}$.



Obr. 8 Náčrtek statorového svazku a umístění stahovacích svorníků

Stahovací síla je dána vztahem

$$F = p_s \cdot (T_s \cdot D_e^2 - S_d) = 9 \cdot 10^5 \cdot (0,407 \cdot 1,73^2 - 0,13) = 973 \text{ kN} \quad (2.69)$$

Kde S_d je plocha příčného průřezu všech statorových drážek, činitel T_s závisí na poměru průřezů D_{is} / D_{es}

$$S_d = Q_1 \cdot b_d \cdot h_d = 72 \cdot 0,023 \cdot 0,083 = 0,13 \quad (2.70)$$

$$T_s = 0,785 \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{is}}{D_{es}}\right)^2\right) = 0,785 \cdot \left(1 - \left(\frac{1,2}{1,73}\right)^2\right) = 0,407 \quad (2.71)$$

Na konci svorníku je vyříznut metrický závit M 30. Z tabulek dostáváme hodnotu pro malý průměr šroubu $d_s = 26,716\text{mm}$ a průřez jádra šroubu $S_0 = \pi \cdot \frac{d_s^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,026716^2}{4} = 0,561 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Namáhání stahovacích svorníků statorového svazku normálovým napětím σ_{ds} výslednou stahovací silou F , počet stahovacích svorníků m_{sv} a průřez svorníku S_0 musí splňovat podmínku

$$m_{sv} \geq \frac{F}{\sigma_{ds} \cdot S_0} \geq \frac{973 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6 \cdot 0,561 \cdot 10^{-3}} \geq 10,85 \quad (2.72)$$

Výsledkem návrhu je volba **12 svorníků se závitem M 30**.



Sebehodnotící otázky

- Jaké jsou typy namáhání hřídele a co je kritickým parametrem?
- Jaké jsou ověřovací podmínky pro návrh šroubu?
- Kdy je šroub samosvorný?
- Co je nutnou podmínkou pro určení odolnosti šroubu proti přestřižení?
- Co je potřeba určit pro kontrolu stahovacího svorníku?
- Jaké síly působí na hlavní a pomocné póly stejnosměrných strojů?
- Jaký je rozdíl mezi upevňovacím perem a stahovacím svorníkem?

Referenční literatura

- [1] PECHÁNEK, R., Vybrané partie z tepelných výpočtů a chlazení elektrických strojů, ZČU Plzeň 2019
- [2] KOPYLOV, Igor Petrovič a kol. autorů. Stavba elektrických strojů. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988. 688 s. ISBN 04-532-88
- [3] ČERVENÝ J., Projektování elektrických zařízení. Plzeň: Západočeská univerzita, 2010.
- [4] WEI TONG, Mechanical Design of Electric Motors, 2014

Datum poslední revize dokumentu

8.11.2021 Lukáš Veg a Roman Pechánek