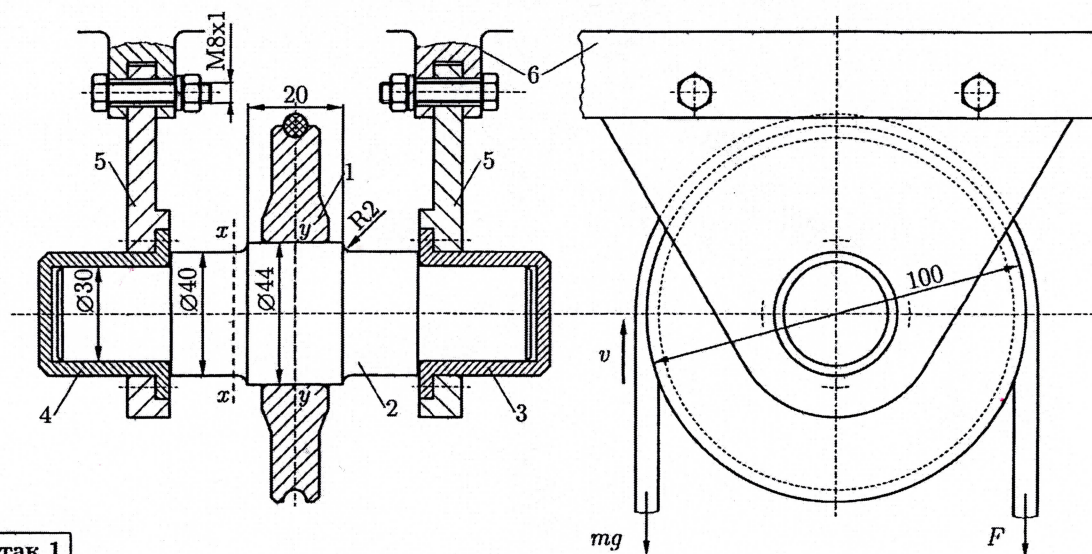


На слици је приказан механизам за подизање терета масе 200 kg који се састоји од котура 1, покретне осовине 2, радијалних клизних лежаја 3 и 4, носача лежаја 5. Веза између котура 1 и осовине 2 остварена је чврстим налагањем, осовина ротира заједно са котуром. Распон између ослонаца је 200 mm , котур се налази на средини распона. Брзина подизања терета је $v = 1 \text{ m/s}$, пречник котура $d_k = 100 \text{ mm}$. Усвојити да је убрзање земљине теже $g \approx 10 \text{ m/s}^2$.



Задатак 1

- Одредити гранична одступања рукавца осовине 2, тако да се у склопу са клизним лежајима 3 и 4 оствари лабаво налагање, чији се зазор креће у интервалу $Z = 0,020 \dots 0,060 \text{ mm}$. Налагање је прописано у систему заједничке унутрашње мере, степен толеранције отвора је IT7.
- За одређена гранична одступања прописати толеранцијско поље које највише одговара условима задатка.
- Прописати најгрубљу класу површинске храпавости за површине у додиру.

Задатак 2

Проверити да ли је са аспекта запреминског разарања осовине 2 угроженији попречни пресек $x-x$, на месту концентрације напона услед промене пречника или попречни пресек $y-y$, на месту чврстог налагања. Материјал осовине је општи конструкциони челик Е360, механичке карактеристике изражене у N/mm^2 дате су у табели. Завршна обрада осовине је брушење. Дати одговарајући коментар.

Напон течења	Затезна чврстоћа	Затезање	Савијање	Увијање
360	700	$\sigma_{D(-1)} = 250$ $\sigma_{D(0)} = 400$	$\sigma_{D(-1)} = 340$ $\sigma_{D(0)} = 500$	$\tau_{D(-1)} = 200$ $\tau_{D(0)} = 250$

Задатак 3

- Одредити неопходне параметре носивости материјала радијалних клизних лежаја 3 и 4 да би се предвиђено радно оптерећење пренело без појаве критичних стања. Дужина лежаја у додиру са рукавцем осовине је $b = 42 \text{ mm}$.
- Проверити да ли се предвиђено радно оптерећење може пренети игличастим котрљајним лежајем ознаке NA49, ако је захтевани радни век механизма 30 година, са 250 радних дана у години, и 10 сати рада дневно.

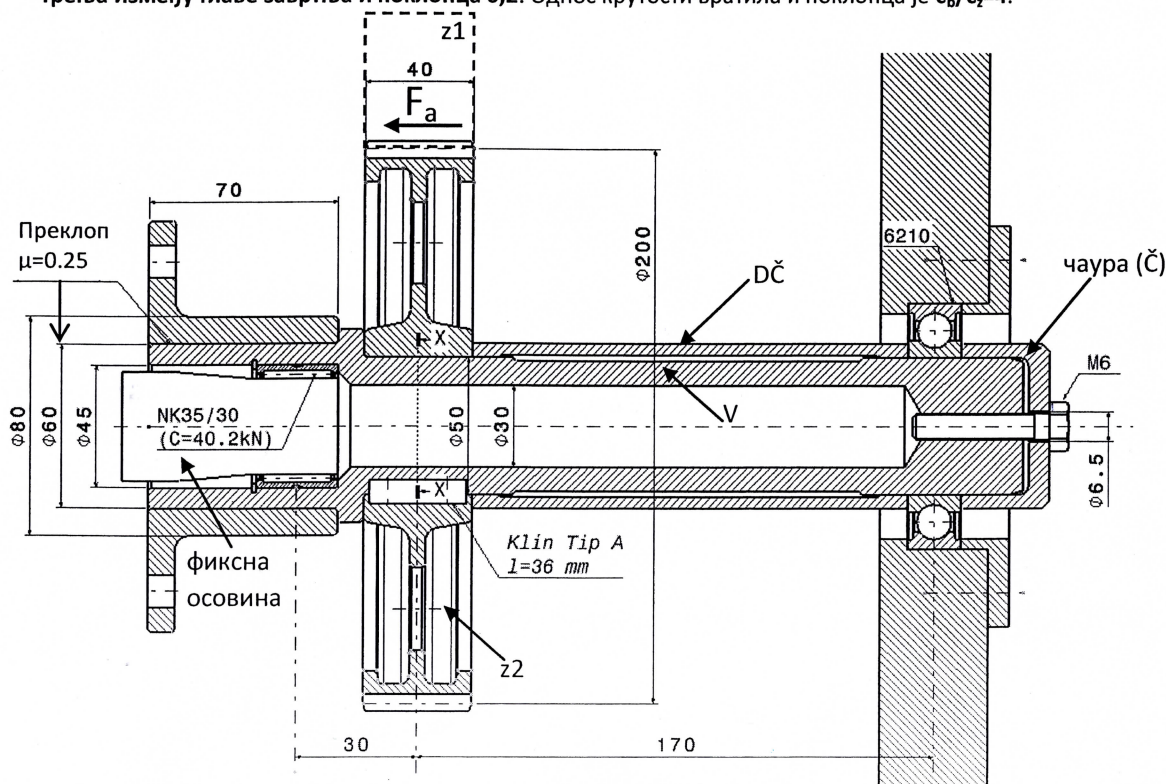
75 000 h

Задатак 4

Веза између приказаног механизма и постоља 6 остварена је помоћу четири завртња M8x1, класе чврстоће 6.8. Коefицијент трења између свих металних додирних површина износи $\mu = 0,15$. Претпоставити да је, услед неравномерне расподеле оптерећења, један завртањ за 25% оптерећенији од осталих. Потребно је:

- Одредити неопходну силу притезања како не би дошло до проклизавања делова у споју током подизања терета. Захтевани степен сигурности против појаве проклизавања $S_\mu = 1,50$, фактор притезања завртњева $\xi_p = 1,60$.
- Одредити момент притезања завртњева. Пречник отвора у деловима споја $D_o = 9 \text{ mm}$.
- Проверити запреминску чврстоћу завртњева током фазе притезања, и дати оговарајући коментар.

6. Проверити стање завртња М6 (квалитет 5.6) на крају притезања које одговара оптималном искоришћењу завртња ($\sigma_p = 0.6 \cdot \sigma_{TM}$) и проверити степен сигурности завртња у току рада подскопа на константном режиму. Притезањем завртња преко чауре вратила (Џ), зупчаник, дистантна чаура (ДЏ) и лежај се аксијално наслањају на вратило. Стога се, аксијална сила са зупчаника преноси преко завртња и чашице на лежај 6210. **Редуковани коефицијент трења у навојном пару је 0,173, а коефицијент трења између главе завртња и поклопца 0,2.** Однос крутости вратила и поклопца је $c_b/c_c=4$.



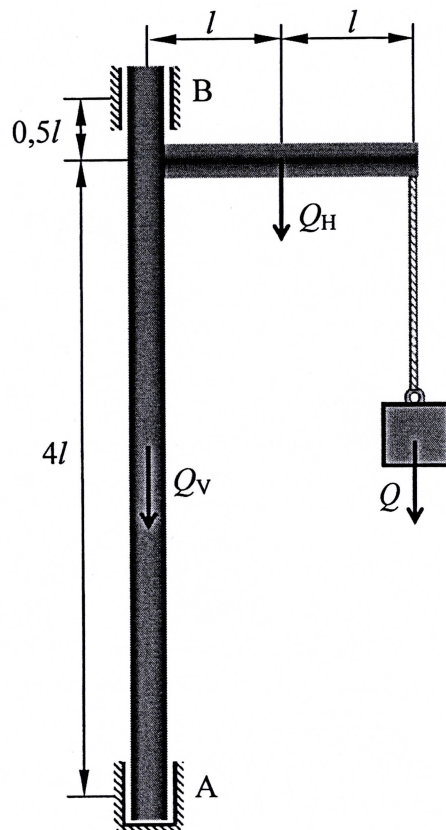
MAŠINSKI ELEMENTI 1

Na slici je prikazan nosač tereta koji vrši povremeno obrtno zakretanje oko vertikalne ose. Teret je konstantne mase $m = 1 \text{ t}$. Nosač tereta ima vertikalni deo mase m_v i horizontalni deo mase m_H .

Vertikalni i horizontalni delovi nosača su izrađeni od cevi debelih zidova (spoljašnji prečnik $D = 150 \text{ mm}$; debljina zida cevi $\delta = 12,5 \text{ mm}$). Materijal cevi je čelik S355. Kritični napon delova nosača, merodavan za proračun, je za 40% veći od kritičnog napona epruvete od istog materijala (za sva prisutna naprezanja). Relativna težina cevi je 47 kg/m . Računska dužina $l = 1 \text{ m}$ (v.sliku).

Vertikalni deo nosača je oslonjen na kotrljajne ležaje. U oba oslonca, A i B, je ugrađen isti radijalni, cilindrično valjčani ležaj tipa NU. U aksijalno nepokretni oslonac A je ugrađen i aksijalni kolutni kuglični ležaj sa oznakom tipa ležaja 5. Prečnici rukavaca u osloncima A i B su 100 mm .

Korpa u kojoj se nalazi teret je sa užetom za nošenje tereta povezana preko zavrtnja sa prstenastom glavom, izrađenim od materijala klase čvrstoće 4.6.



1. Odrediti težine: tereta Q , vertikalnog dela nosača Q_v i horizontalnog dela nosača Q_H .
2. Prikazati šemu opterećenja vertikalnog dela nosača i odrediti vrednosti opterećenja.
3. Odrediti reakcije oslonaca A i B.
4. Prikazati dijagram napadnog opterećenja dominantnog naprezanja vertikalnog dela nosača.
5. Odrediti stepen sigurnosti u kritičnom poprečnom preseku vertikalnog dela nosača.
6. Izabrati radijalne ležaje za oslonce A i B i aksijalni ležaj za oslonac A.
7. Odrediti prečnik metričkog navoja krupnog koraka zavrtnja sa prstenastom glavom. Stepenn sigurnosti protiv odgovarajućeg razaranja $S = 5$.

Mašinski elementi 1

Preko ulazne spojnice na vratilo prenosnika dovodi se obrtni moment od $T_{ulaz} = 800 \text{ Nm}$. Na prepustu vratila, na rastojanju $\ell_1 = 50 \text{ mm}$ od oslonca B nalazi se **cilindrični zupčanik sa kosim zupcima** prečnika $d_1 = 140 \text{ mm}$ čiji su intenziteti sila: $F_{t1} = 11,43 \text{ kN}$, $F_{r1} = 4,16 \text{ kN}$ i $F_{a1} = 2,43 \text{ kN}$. U osloncima vratila na rastojanju $\ell = 250 \text{ mm}$ ugrađeni su kotrljajni ležaji A(2 x 7210) i B(NU2310). Naleganje ležaja u osloncu B sa vratilom ostvareno je u sistemu zajedničke unutrašnje mere. Materijal vratila je čelik Č0645 (E335) sa: $R_e = 335 \text{ N/mm}^2$ i $R_m = 640 \text{ N/mm}^2$, kao i materijal klina. Zupčanik je izrađen od poboljšanog čelika Č1531 (C45E).

1. Definirati naleganje ležaja u osloncu B i vratila, za iste visine tolerancijskih polja, gde je gornje odstupanje unutrašnje mere $16 \text{ }\mu\text{m}$, a najveći zazor iznosi $14 \text{ }\mu\text{m}$. Nacrtati položaj tolerancijskih polja, tolerancije naleganja i odrediti vrednosti zazora/preklopa, kao i veličinu tolerancije naleganja.

2. Za smer obrtanja vratila koji je zadat na slici, **odrediti smer nagiba bočnih linija zubaca** zupčanika tako da je vratilo aksijalno opterećeno na pritisak! **Nacrtati šemu opterećenja vratila, dijagrame momenata uvijanja i aksijalnih sila**. Odrediti ukupne reakcije u osloncima A i B vratila.

3. Proveriti stepen sigurnosti **vratila na mestu ulazne spojnice** na prečniku $d = 45 \text{ mm}$, gde postoji žljeb za klin. Računati sa faktorom dinamičke izdržljivosti $K_D = 2$. Očekuje se jako veliki broj obrtaja vratila u toku radnog veka uz čestu promenu smera obrtanja! Za koliko bi se promenio stepen sigurnosti, ako bi se postojeće vratilo zamenilo sa šupljim vratilom istog spoljašnjeg prečnika, a debljine zida 5 mm ? Dati komentar!

4. Veza zupčanika sa vratilom je ostvarena pomoću **standardnog klina tipa A** na prečniku $d_v = 45 \text{ mm}$. Odrediti potrebnu dužinu klina tako da stepen sigurnosti protiv plastičnih deformacija na kontaktnim površinama klina ima vrednost $S = 2$.

5. Izračunati **radni vek više opterećenog ležaja 7210** ugrađenog (u paru) u osloncu A vratila, kao i **ležaja NU2310** ugrađenog u osloncu B, ako je broj obrtaja vratila $n = 1000 \text{ }^\circ/\text{min}$.

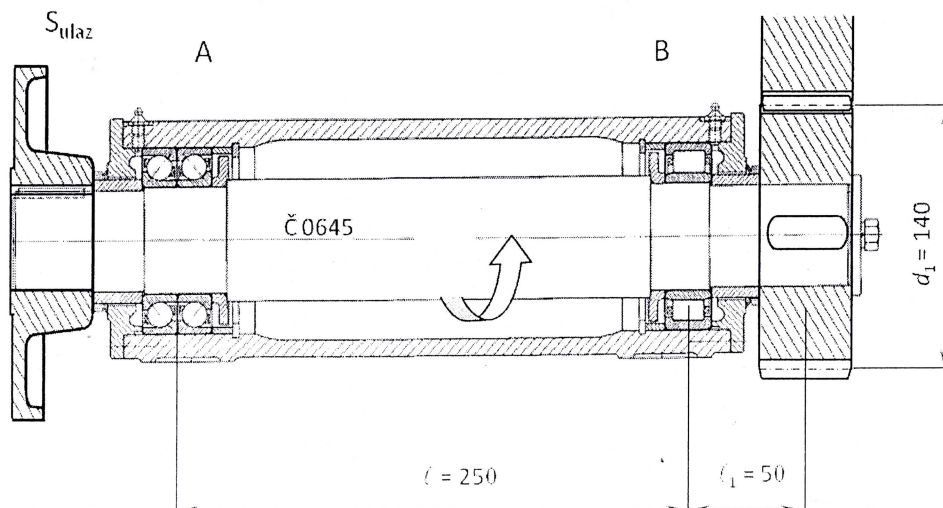
6. Položaj zupčanika na vratilu osiguran je pomoću pločice koju **jedan zavrtnj M10** učvršćuje za vratilo (na slici). Zavrtnj je pritegnut momentom od $T_p = 45 \text{ Nm}$. Koeficijent trenja između ravnih površina navoja je $\mu = 0,14$, kao i koeficijent trenja između glave zavrtnja i pločice. Prečnik glatkog dela rupe za ovaj zavrtnj je $D_0 = 11 \text{ mm}$.

a) Odrediti silu pritezanja zavrtnja;

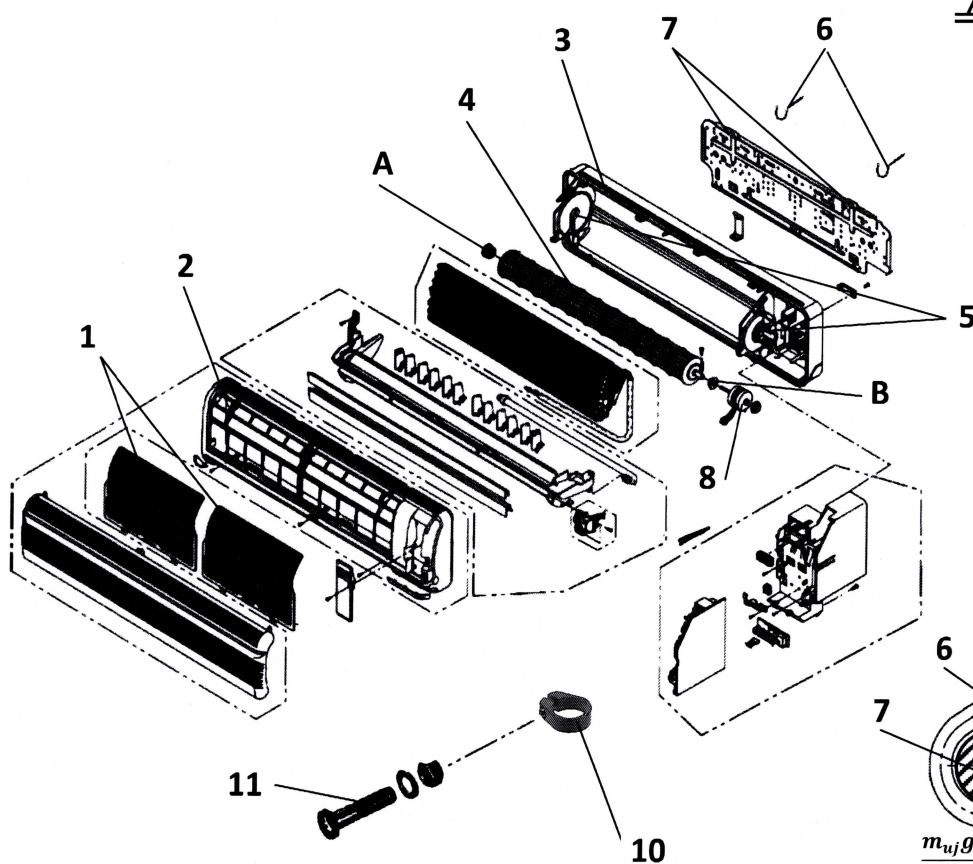
b) Izabrati klasu čvrstoće materijala zavrtnja za stepen sigurnosti protiv odgovarajućeg razaranja $S = 2,5$;

c) Šta za ovaj zavrtnj predstavlja radnu silu u dijagramu sila deformacija, koja je njena vrednost?

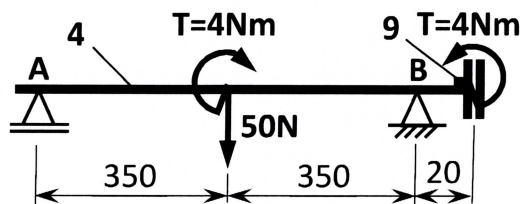
Dati komentar o potrebi provere sigurnosti protiv razdvajanja veze!



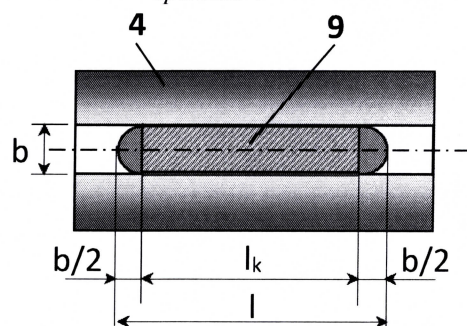
У склопу унутрашње јединице клима уређаја, приказане на Слици 1, филтери 1 су причвршћени на носач 2, иза кога се налази кућиште 3 у коме је вратило са лопатицама 4 ослоњено на носаче 5 помоћу два радијална куглична лежаја А и В. Унутрашња јединица је на зид причвршћена помоћу две кукe 6 са навојима М4 и жичаних носача 7. Вратило са лопатицама 4 има спољашњи пречник од **20 mm** (без промене пречника по дужини вратила), а са електромотором 8 је повезано спојницом са клином 9 чији је положај у жлебу приказан на Слици 3. Црево које повезује унутрашњу и спољашњу јединицу клима уређаја је учвршћено стезним елементом 10, на коме је завртањ са шестоугаоном главом 11 са навојем М4. Оптерећења која делују на вратило са лопатицама 4 су приказана на Слици 2 (занемарити масу вратила). Димензије кукe са навојем 6, која се учвршћује у метални носач на зиду са унутрашњим навојем М4, и оптерећења која на њу делују су приказане на Слици 4. Сматрати да током рада клима уређај искључиво убацује ваздух у просторију (никад га не исисава из просторије).



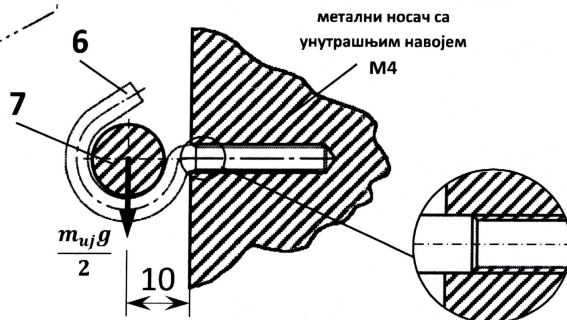
Слика 1. Саставни делови унутрашње јединице клима уређаја



Слика 2. Оптерећења која делују на вратило 4



Слика 3. Положај клина у жлебу на вратилу 4



Слика 4. Кука са навојем – димензије, оптерећења и начин учвршћивања

1. Ако је између филтера 1 и носача 2, на мери од **320 mm**, прописано **чврсто налегање у систему заједничке толеранције унутрашње мере**, чије су највећа и најмања вредност **479 μm** и **302 μm** :
 - а) идентификовати толеранцијска поља која највише одговарају прописаном налегању и написати комплетну ознаку налегања ако је IT квалитет толеранције унутрашње мере 8;
 - б) графички приказати положај толеранцијских поља у односу на нулту линију и нацртати дијаграм налегања;
 - в) одредити да ли је остварено налегање у прописаним границама, ако је **стварна мера филтера 320,4 mm**, а **стварна мера одговарајуће унутрашње мере на носачу 320,1 mm** (дати коментар да ли су



2. а) израчунати реакције ослонаца и приказати шему оптерећења вратила 4 – на основу сила и момената приказаних на Слици 2;
б) проверити степен сигурности вратила 4 на средини распона између ослонаца А и В приказаних на Слици 2, ако је материјал вратила **челик са следећим механичким карактеристикама: $\sigma_{D(-1)s}=280 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{D(0)s}=400 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{D(-1)a}=160 \text{ N/mm}^2$ и $\tau_{D(0)a}=200 \text{ N/mm}^2$, а $K_{Ds}=K_{Du}=1,5$** . Дати коментар.
3. Усвојити одговарајуће димензије клина 9 дужине **$l=14 \text{ mm}$** приказаног на Слици 3, и проверити његове степене сигурности против површинских и запреминских разарања у условима оптерећења приказаним на Слици 2. Материјал клина 9 је челик са напоном течења **$R_e=335 \text{ N/mm}^2$** .
4. Усвојити одговарајући котрљајни лежај типа **63 (једноредни куглични лежај са радијалним додиром)**, на месту ослонаца А вратила са лопатицама 4. Одредити радни век који ће издржати **90%** усвојених котрљајних лежаја у ослонцу А, уколико их је произвео **SKF**, раде у условима оптерећења са Слике 2, радна температура им не прелази **100°C** а учестаност обртања унутрашњег прстена износи **$n=1200 \text{ min}^{-1}$** . Усвојити да су фактори **$a_2=a_3=1$** и занемарити утицај аксијалног оптерећења.
5. Проверити степен сигурности куке 6 против запреминских разарања на месту критичног попречног пресека (врат куке је пречника **4 mm**), у условима оптерећења приказаним на Слици 4, ако је маса унутрашње јединице климе **$m_{uj}=18 \text{ kg}$** (обе куке носе једнак део масе спољашње јединице климе). Материјал куке 6 је челик чији је напон течења **$R_e=300 \text{ N/mm}^2$** , а затезна чврстоћа **$R_m=500 \text{ N/mm}^2$** . За колико процената ће се променити укупни степен сигурности куке ако се као материјал куке усвоји челик чији је напон течења **$R_e=900 \text{ N/mm}^2$** а затезна чврстоћа **$R_m=1000 \text{ N/mm}^2$** ? Дати коментар...
6. Степен сигурности на увијање завртња 11 са навојем **M4**, приказаног на Слици 1, током претходног притезања једнак је **2**. Израчунати степен сигурности на затезање и укупни степен сигурности на крају претходног притезања. Материјал завртња је **4.8**, навој је израђен резањем, коефицијент трења у навојцима је **0,14** а фактор величине попречног пресека **$\xi_1=1,4$** .

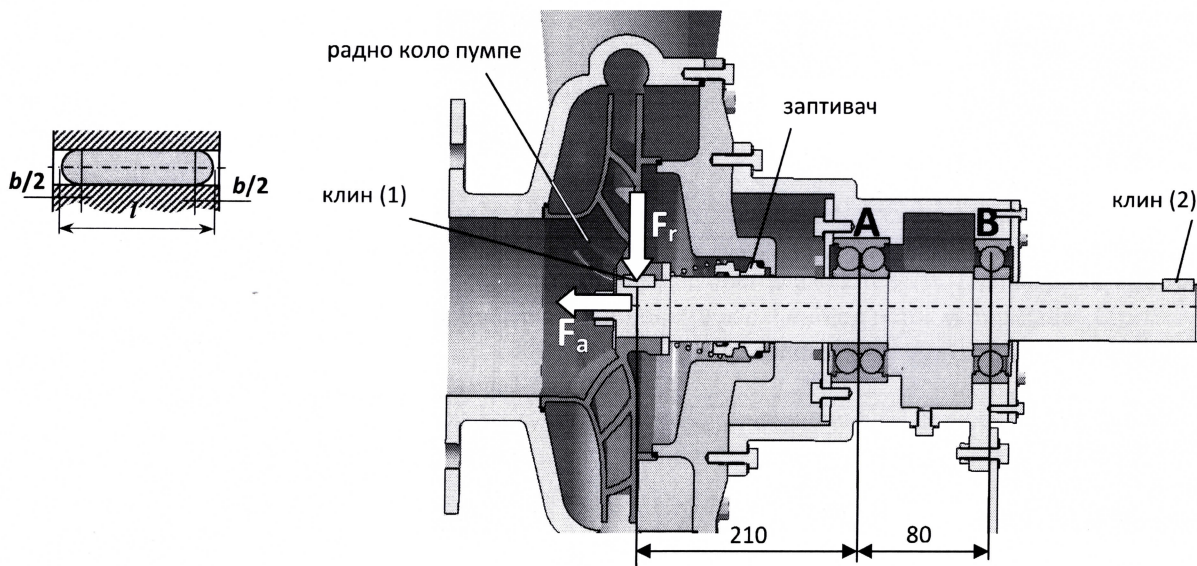
Писмени испит траје 3 сата. Литература је дозвољена.
Употреба мобилних телефона је најстроже забрањена!



На слици је приказана центрифугална пумпа са припадајућим улежиштењем. Пумпа је за вратило пречника $\varnothing 40\text{ mm}$ спојена посредством клина (1). Вратило и клинови су израђени од истог материјала - Č0545.

Пумпа оптерећује вратило радијалном ($F_r=2000\text{ N}$) и аксијалном силом ($F_a=1500\text{ N}$), при чему нема тангенцијалне силе. Аксијална сила делује дуж осе вратила.

Снага електромотора, који погони вратило и пумпу преко спојнице и клина (2), износи 11 kW . Учестаност обртања вратила је 1450 min^{-1} .



- а) Прописати налегање за спој клина (2) и жлеба у вратилу, чија је ширина $b=12\text{ mm}$. Потребно је користити систем заједничке толеранције спољашње мере. За унутрашњу меру усвојити поље P, а IT квалитет и спољашње и унутрашње мере је 9.
 - б) За одабрано налегање одредити вредности свих параметара унутрашње и спољашње мере: називна мера, доње и горње гранично одступање, толеранција, доња и горња гранична мера, као и вредности зазора и/или преклопа. Графички приказати прописано налегање и нацртати дијаграм толеранције налегања са свим карактеристичним параметрима.
 - в) Прописати најгрубљи степен површинске храповости за додирне површине споја.
- Усвојити потребну дужину клина (1) типа А, ако степен сигурности против свих видова разарања треба да буде већи од 2,5. Написати ознаку усвојеног клина.
- Одредити отпоре ослонаца и нацртати дијаграме оптерећења вратила.
- Одредити степен сигурности вратила на средини ослонца А (пречник проврта је 45 mm) и дати одговарајући коментар. Вратило се ротира увек у истом смеру. Усвојити да је фактор динамичке чврстоће за савијање 3, а за увијање 2,2. Механичке карактеристике материјала вратила Č0545 су $R_e=295\text{ N/mm}^2$, $R_M=550\text{ N/mm}^2$, $\sigma_{D(0)}=400\text{ N/mm}^2$, $\sigma_{D(-1)}=250\text{ N/mm}^2$, $\tau_{D(0)}=200\text{ N/mm}^2$, $\tau_{D(-1)}=150\text{ N/mm}^2$. Затезање занемарити.
- Одредити радни век оба лежаја. Лежаји су мерне серије 3, а тип лежаја одредити са слике.
- Одредити потребну силу притезања вијака који служе за спајање поклопца и кућишта у непокретном ослонцу, ако је веза остварена помоћу 4 вијка. Усвојити да вредност степена сигурности против губитка херметичности износи 2. Крутост вијка и спојених делова је иста.

Испит траје 3 сата. Литература дозвољена.

Употреба комуникационих уређаја најстроже забрањена!

Из Кабинета

МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ 1 – ПИСМЕНИ ИСПИТ

На слици је приказан склоп котураче **1** која је посредством два котрљајна куглична лежаја ознаке **6006** ослоњена на непокретну осовину **2** од материјала **E360**. Осовина **2** је чврстим спојем повезана за вертикални носач **3**. Котурача је током рада оптерећена само радијалном силом F_r која се равномерно расподељује на лежаје. Механичке карактеристике материјала **E360** у N/mm^2 дате у табели.

Задатак 1. Чврсто налегање између осовине **2** и вертикалног носача **3** остварено је у систему заједничке унутрашње мере, са истим степеном тачности. Толеранцијско поље осовине је s . Потребно је:

- Одредити степен тачности толеранцијских поља отвора и осовине, тако да се оствари чврсто налегање са граничним вредностима преклопа од **0,004 mm** до **0,082 mm**.
- Правилно написати ознаку налегања, графички (у размери) приказати дијаграм толеранције мера, и дијаграм толеранције налегања.
- Прописати најгрубљу класу храповости за додирне површине споја.

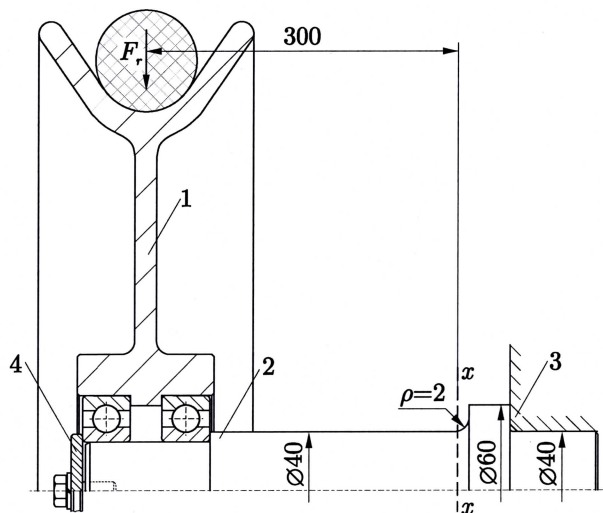
Задатак 2. Котурача је оптерећена укупном радијалном силом чији је интензитет $F_r = 3 \text{ kN}$. Број обртаја котураче (спољашњег прстена лежаја) је $n = 1450 \text{ min}^{-1}$. Температура лежаја не прелази **70 °C**.

- Израчунати радни век једног котрљајног кугличног лежаја склопа котураче.
- За колико ће се променити радни век једног лежаја, уколико се уместо котрљајних кугличних лежаја **6006** уграде котрљајни цилиндрично ваљчани лежаји, истих габаритних димензија?

Задатак 3. Занемарујући утицај смицања, за осовину **2** потребно је:

- Приказати механички модел осовине са дијаграмима нападног оптерећења.
- Одредити радни напон осовине у попречном пресеку $x - x$ и приказати његов ток промене.
- Проверити степен сигурности против запреминског разарања осовине у попречном пресеку $x - x$, ако је она динамички оптерећена једносмерном периодично променљивом силом чији се интензитет мења у интервалу $F_r = 0 \dots 3 \text{ kN}$. Завршна обрада осовине је брушење. Дати одговарајући коментар.
- Одредити минимални потребан пречник осовине у попречном пресеку $x - x$, ако се претпостави да је осовина статички оптерећена силом константног интензитета $F_r = 3 \text{ kN} = \text{const.}$ Захтевана вредност степена сигурности $S = 2,50$.

Задатак 4. Веза између котураче **1**, лежаја и осовине **2** аксијално се осигурава прирубном плочицом **4**. Плочица је једним завртњем **M6** притегнута за осовину. Завртањ је израђен од материјала **E360** поступком резања. Одредити неопходни момент притезања завртањске везе, тако да је степен сигурности против свих видова разарања на крају фазе претходног притезања $S = 2,00$. Коefицијент трења на свим равним металним додирним површинама износи $\mu = 0,15$. Пречник отвора у прирубној плочици је **7 mm**.



E360	Статичке механичке карактеристике		Динамичке механичке карактеристике					
	Затезна чврстоћа	Напон течења	Затезање		Савијање		Увијање	
	R_m	R_e	$\sigma_{D(-1)}$	$\sigma_{D(0)}$	$\sigma_{D(-1)}$	$\sigma_{D(0)}$	$\tau_{D(-1)}$	$\tau_{D(0)}$
	700	360	250	400	340	500	200	240