

**Claudiu Ioan RUSAN**

**Cercetări și contribuții privind rigiditatea  
arborilor principali din structura  
mașinilor-unelte CNC**

*Teză de doctorat*



**U.T.PRESS**

**Cluj-Napoca, 2024**

**ISBN 978-606-737-719-4**

**Claudiu- Ioan RUSAN**

**CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PRIVIND  
RIGIDITATEA ARBORILOR PRINCIPALI DIN  
STRUCTURA MAȘINILOR-UNELTE CNC**

TEZĂ DE DOCTORAT



U.T.PRESS

Cluj - Napoca, 2024

ISBN 978-606-737-719-4



Editura U.T.PRESS  
Str. Observatorului nr. 34  
400775 Cluj-Napoca  
Tel.: 0264-401.999  
e-mail: [utpress@biblio.utcluj.ro](mailto:utpress@biblio.utcluj.ro)  
<http://biblioteca.utcluj.ro/editura>

**Comisia de evaluare a tezei de doctorat:**

Președinte: Prof.dr.ing. Laura Bacali  
Conducător științific: Prof.dr.ing. Cornel Ciupan  
Referenți:  
Prof.dr.ing. Neculai Eugen Seghedin  
Prof.dr.ing. Aurel Mihai Țițu  
Prof.dr.ing. Marius Pustan

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2024 Editura UTPRESS  
Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-719-4

## MULȚUMIRI

Doresc să adresez mulțumiri coordonatorului științific, domnul Prof. dr. ing. Cornel CIUPAN, pentru îndrumarea și sprijinul acordat în elaborarea tezei de față. De asemenea, tind să-i mulțumesc pentru influența pozitivă asupra dezvoltării mele profesionale și personale, prin cunoștințele și sfaturile împărtășite.

Sincere mulțumiri adresez domnului Sl. dr. ing. Nicușor Ursa, pentru sfaturile și sprijinul acordat pe parcursul elaborării lucrărilor științifice, dar și pentru lecțiile de viață pe care mi le-a oferit de-a lungul anilor.

Deosebită grațitudine și recunoștință datorez membrilor comisiei de îndrumare: Prof. dr. ing. Daniela Popescu, Prof. dr. ing. Virgil Ispas, Prof. dr. ing. Mihai Damian, pentru timpul prețios acordat, pentru sfaturile științifice valoroase cât și pentru îndrumarea competentă și permanentă pe parcursul elaborării și realizării acestei teze de doctorat.

Mulțumesc tuturor colegilor din cadrul universității care m-au sprijinit și încurajat pe parcursul anilor de studii. În încheiere mulțumesc tuturor profesorilor mei, care mi-au dăruit din cunoștințele lor și care au clădit în mine respectul pentru muncă, insuflându-mi dorința de cunoaștere.

Totodată, doresc să adresez mulțumiri familiei mele și prietenilor pentru încurajările și susținerile primite pe parcursul studiilor de cercetare doctorală.

Vă mulțumesc!

Ing. Claudiu-Ioan Rusan



## Cuprins

ABREVIERI .....	6
NOMENCLATOR .....	7
1. INTRODUCERE .....	9
1.1 Importanța mașinilor-unelte în societatea de astăzi .....	9
1.2 Mașinile-unelte. Definiții. Clasificare .....	11
1.3 Componentele din structura mecanică a unei M-U .....	13
1.3.1 Elemente structurale specifice M-U .....	13
1.3.2 Elemente mecanice de uz general .....	23
1.4 Direcțiile de cercetare abordate .....	34
1.5 Obiectivele tezei de cercetare .....	34
1.6 Scop și limitări .....	36
2. MAȘINI-UNELTE CNC .....	37
2.1 Părțile componente a unei M-U CNC .....	38
2.2 Batiurile din construcția M-U CNC .....	39
2.3. Axele cinematice ale M-U CNC .....	43
2.4. Arborii principali M-U CNC .....	45
2.4.1 Clasificarea AP pentru M-U CNC .....	47
2.4.2 Variante constructive .....	50
2.4.3 Sistemul de lăgăruire a AP CNC .....	51
2.4.4 Antrenarea AP CNC .....	66
2.4.5 Sisteme de etanșare al AP .....	71
2.4.6 Sisteme de lubrifiere a AP .....	75
2.4.7 Sisteme de răcire AP .....	79
2.4.8 Interfețe și mecanisme de prindere a sculei în AP .....	83
2.5 Schimbătoare automate de scule .....	91
2.5.1 Aspecte generale privind schimbătoarele automate de scule .....	91
2.5.2 Modele de ATC .....	92
2.6 Concluzii .....	96

3. PROIECTAREA ARBORILOR PRINCIPALI PENTRU MAȘINI-UNELTE CNC .....	99
3.1 Cerințe funcționale.....	100
3.2 Aspecte generale privind proiectarea AP.....	101
3.3 Fluxul de proiectare a AP.....	103
3.4 Rigiditatea AP .....	105
3.4.1 Aspecte privind rigiditatea radială a AP .....	105
3.5 Schema de calcul teoretic a rigidității radiale pentru un AP.....	106
3.6 Schema numerică de calcul a rigidității AP.....	107
3.7 Calcularea forțelor de așchiere la frezare .....	108
3.8 Studiul privind calculul rigidității set-urilor de rulmenți în funcție de aranjarea acestora .....	110
3.9 Studiul privind calculul turației maxime admisibile a AP în funcție de aranjamentele rulmenților .....	116
3.10 Calculul teoretic a distanței optime dintre lagăre .....	117
3.10.1 Exemplu de calcul a distanței optime dintre lagăre .....	119
3.11 Calculul teoretic privind deformația și rigiditatea radială a AP .....	121
3.11.1 Influența distanței dintre lagăre asupra deformațiilor și a rigidităților radiale AP .....	122
3.12 Analiza FEM aplicată asupra AP .....	124
3.12.1 Analiza FEA privind deformația și rigiditatea AP .....	125
3.13 Deformațiile și rigiditatea AP prin metoda FEA.....	127
3.14 Concluzii .....	129
4. CERCETĂRI PRIVIND RIGIDITATEA ARBORILOR PRINCIPALI PENTRU MAȘINI DE FREZAT.....	131
4.1 Ansamblul arbore principal.....	131
4.2 Studiul de caz 1: AP de frezat cu aranjament a rulmenților în DT-DT .....	135
4.2.1 Considerații generale și date de intrare.....	135
4.2.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică.....	136
4.2.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA.....	138

4.3 Studiul de caz 2: AP de frezat cu aranjament a rulmenților în TBT pentru lagărul din față și rulment unghiular pentru cel din spate .....	142
4.3.1 Considerații generale.....	142
4.3.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică .....	144
4.3.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA .....	145
4.4 Studiul de caz 3: AP de frezat cu aranjament a rulmenților în TBT pentru lagărul din față și DT pentru lagărul din spate.....	149
4.4.1 Considerații generale.....	149
4.4.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică .....	151
4.4.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA .....	152
4.5 Concluzii .....	156
5. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PRIVIND RIGIDITATEA ȘI PRECIZIA UNEI MAȘINI-UNELTE CNC .....	165
5.1 Proiectarea și realizarea mașinii.....	165
5.1.1 Specificații tehnice.....	166
5.1.2 Structura mașinii.....	169
5.1.3 Prezentarea router-ului CNC .....	175
5.2 Stabilirea operațiilor de frezare și determinarea forțelor de așchiere .....	179
5.2.1 Frezarea pieselor din aluminiu EN AW 6012-T6.....	180
5.2.2 Frezarea pieselor din aluminiu EN AW 6060-T6.....	182
5.2.3 Frezarea pieselor din plastic.....	184
5.3 Stabilirea preciziei de prelucrare a router-ului CNC.....	187
5.3.1 Stabilirea inițială a cazurilor de aplicare a simulărilor FEA.....	190
5.3.2 Pregătirea modelului 3D în vederea analizei cu element finit .....	190
5.3.3 Stabilirea rigidității router-ului CNC când AP este în poziție nefavorabilă .....	192
5.3.4 Aplicarea forțelor de așchiere asupra router-ului CNC.....	195
5.4 Rezultate analiză FEA - material EN AW 6012-T6 .....	196



5.4.1 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroșare, EN AW 6012-T6 .....	196
5.4.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroșare, EN AW 6012-T6 .....	201
5.4.3 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la finisare, EN AW 6012-T6.....	202
5.4.4 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la finisare, EN AW 6012-T6.....	204
5.4.5 Concluzii .....	205
5.5 Rezultate analiză FEA - material EN AW 6060-T6.....	207
5.5.1. Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroșare, EN AW 6060-T6 .....	207
5.5.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroșare, EN AW 6060-T6 .....	208
5.5.3 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la finisare, EN AW 6060-T6.....	210
5.5.4 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la finisare, EN AW 6060-T6.....	211
5.5.5 Concluzii .....	212
5.6 Rezultate analiză FEA - material Poliamidă 4.6 (PA46) .....	214
5.6.1 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroșare, Poliamida 4.6 (PA46) .....	214
5.6.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroșare, Poliamida 4.6 (PA46) .....	215
5.6.3 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la finisare, Poliamida 4.6 (PA46) .....	215
5.6.4 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la finisare, Poliamida 4.6 (PA46) .....	216
5.6.5 Concluzii .....	217
5.7 Concluzii .....	218
6. CONCLUZII FINALE .....	223
7. CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.....	229
7.1 Contribuții personale .....	229

7.2 Direcții viitoare de cercetare și perspective.....	234
REFERINȚE BIBLIOGRAFICE .....	236
LISTĂ DE PUBLICAȚII .....	249
ANEXE .....	253
Anexa 1: Desene de ansamblu și de subansamble principale ale router-ului CNC.....	253

## ABREVIERI

<b>AP</b>	Arbore principal
<b>ATC</b>	Automatic tool changer (ro: schimbător automat de scule)
<b>CNC</b>	Computer numerical control
<b>CN</b>	Comandă numerică
<b>M-U</b>	Mașină-unealtă
<b>FEA</b>	Finite element analysis (ro: analiză cu element finit)
<b>CAD</b>	Computer-aided design (ro: proiectare asistată de calculator)
<b>CAM</b>	Computer-aided manufacturing (ro: fabricație asistată de calculator)
<b>FDM</b>	Fused Deposition Modeling (ro: modelare prin proces de adăugare a unui material topit prin extrudare)
<b>SLM</b>	Stereolithography (ro: Stereolitografie)
<b>SLS</b>	Selective Laser Sintering (ro: sinterizare selectivă cu laser)
<b>DB</b>	Duplex bearing arranged back-to-back (ro: doi rulmenți așezați spate în spate)
<b>DF</b>	Duplex bearing arranged face-to-face (ro: doi rulmenți așezați față în față)
<b>DT</b>	Duplex bearings arranged in tandem (ro: doi rulmenți așezați în tandem)
<b>QBC</b>	Quadruple bearing set arranged in tandem back-to back (ro: set de patru rulmenți așezați în tandem spate în spate)
<b>QBT</b>	Quadruple bearing set arranged back-to-back and tandem (ro: set de patru rulmenți așezați spate în spate și tandem)
<b>BTQ</b>	Quintuple bearing set arranged back-to-back and tandem (ro: set de cinci rulmenți așezați spate în spate și tandem)
<b>TBT</b>	Triple bearing set arranged back-to-back and tandem (ro: set de trei rulmenți așezați în tandem și spate în spate)
<b>QTTTQ</b>	Quintuple bearing set arranged in tandem back-to-back with three and two bearings (ro: set de cinci rulmenți așezați în tandem și spate în spate formați din trei și doi rulmenți)
<b>DTQTQ</b>	Sextuple bearing set arranged in tandem back-to-back with two and four bearings (ro: set de șase rulmenți așezați în tandem și spate în spate formați din doi și patru rulmenți)
<b>TFT</b>	Triple bearing set arranged face-to-face and tandem (ro: set de trei rulmenți așezați față în față și tandem)
<b>QFC</b>	Quadruple bearing set arranged in tandem face-to-face (ro: set de patru rulmenți așezați în tandem față în față)
<b>QFT</b>	Quadruple bearing set arranged face-to-face and tandem (ro: set de patru rulmenți așezați față în față și tandem)
<b>TT</b>	Triple bearing set arranged in tandem (ro: set de trei rulmenți așezați în tandem)
<b>QT</b>	Quadruple bearing set arranged in tandem (ro: set de trei rulmenți așezați în tandem)
<b>NN</b>	Double row cylindrical roller bearings (ro: rulmenții cu role cilindrice cu două rânduri)

## NOMENCLATOR

$\delta_{ta}$ :	coeficient de dilatație termică a arborelui	-
$\delta_{tc}$ :	coeficient de dilatație termică a carcasei	-
t:	temperatura de funcționare	[°C]
$t_0$ :	temperatura de reglaj	[°C]
dN:	număr de referință în ceea ce privește turațiile maxime ale unui rulment	[mm * rpm]
$D_{rul}$ :	diametrul exterior al rulmentului	[mm]
$d_{rul}$ :	diametrul interior al rulmentului	[mm]
B:	lățimea rulmentului	[mm]
V:	volumul de lubrifianț pentru o ungere optimă	[mm <sup>3</sup> /h]
$n_{AP}$ :	turația arborelui	[rpm]
$\alpha$ :	mărima unghiului de contact a rulmentului	[°]
$\eta_e$ :	randamentul transmisiei	[%]
$n_M$ :	turația motorului	[rpm]
f:	frecvența	[Hz]
p:	numărul de poli	-
$i_d$ :	semnal de eroare pentru fluxul de magnetizare rotativ	-
$i_q$ :	semnal de eroare pentru cuplul motor	-
$F_I$ :	forța de împingere a mecanismului de fixare a port-sculei	[kN]
$F_S$ :	forța de strângere a mecanismului de fixare a port-sculei	[kN]
z:	numărul de dinți	[dinți]
$D_f$ :	diametrul sculei-freză	[mm]
$a_e$ :	lățimea zonei așchiere	[mm]
$a_p$ :	adâncimea de așchiere	[mm]
$f_z$ :	avansul pe dinte	[mm/dinte]
$n_s$ :	turația sculei	[rpm]
s:	viteza de avans	[mm/min]
$Q_m$ :	volumul de material îndepărtat	[cm <sup>3</sup> /s]
$F_R$ :	componenta forței radiale în așchiere	[N]
$F_T$ :	componenta forței tangențiale în așchiere	[N]
$F_A$ :	componenta forței axiale în așchiere	[N]
$P_a$ :	puterea de așchiere	[Kw]
$M_a$ :	moment la arbore sau necesar așchierii	[Nm]
$P_m$ :	Puterea motorului	[Kw]
$K_p$ :	constanta de putere	-
C:	factorul de avans la putere constantă	-
W:	factorul de uzură a sculei	-
$C_m$ :	factor de prelucrabilitate	-
P:	forța de așchiere (radiale, axiale, tangențiale)	[N]

$\delta$ :	deformația radială totală a AP	[ $\mu\text{m}$ ]
$\delta_1$ :	deformarea datorată elasticității rulmenților	[ $\mu\text{m}$ ]
$\delta_2$ :	deformarea elastică a cartușului sub acțiunea forțelor de aşchiere	[ $\mu\text{m}$ ]
$F_V$ :	forța de pretensionare a rulmentului	[N]
$C_a$ :	rigiditatea axială a rulmentului	[N/ $\mu\text{m}$ ]
$C_{a\text{-set}}$ :	rigiditatea axială a set-ului de rulmenți	[N/ $\mu\text{m}$ ]
$\delta_{a0}$ :	distanța legată de jocul dintre rulmenți	[ $\mu\text{m}$ ]
$K_{aE}$ :	forța de desprindere a bilelor de rulment de pe căile de rulare	[N]
$C_r$ :	rigiditatea radială a rulmentului	[N/ $\mu\text{m}$ ]
$C_{r\text{-set}}$ :	rigiditatea radială a set-ului de rulmenți	[N/ $\mu\text{m}$ ]
$q_1$ :	Factor privind rigiditatea radială a set-ului de rulmenți	-
$\delta_a$ :	deformația axială a rulmentului	[ $\mu\text{m}$ ]
$\delta_r$ :	deformația radială a rulmentului	[ $\mu\text{m}$ ]
$F_r$ :	forța radială pură – acționare asupra rulmentului	[kgf]
$F_a$ :	forța axială pură – acționare asupra rulmentului	[kgf]
$i$ :	numărul de rânduri ale rulmentului	-
$Z$ :	numărul elementelor de rulare ale rulmentului	-
$D_m$ :	diametrul mediu a rulmentului	[mm]
$f_1$ :	factor de reducere a turație AP	-
$f_2$ :	factor legat de clasa de precizie a rulmenților	-
$f_3$ :	factor legat de valoarea unghiului de contact	-
$n_{\text{rul}}$ :	turația de referință a rulmentului în funcție de lubrifiere	[rpm]
$n_{\text{AP-max}}$ :	turația maximă admisibilă a AP	[rpm]
$n_{\text{AP-max-ceramic}}$ :	turația maximă admisibilă a AP (elemente de rulare ceramice)	[rpm]
$d_a$ :	diametrul arborelui	[mm]
$a$ :	lungimea de capătul cartușului până la mijlocul setului de rulmenți conducători	[mm]
$L$ :	lungimea deschideri dintre lagărul conducător și cel secundar	[mm]
$E$ :	modulul Young al materialului cartușului	[N/mm <sup>2</sup> ]
$Q$ :	distanța optimă dintre lagăre inițială	[mm]
$S_A$ :	rigiditatea radială a set-ului de rulmenți conducători	[N/ $\mu\text{m}$ ]
$S_B$ :	rigiditatea radială a rulmenților secundari	[N/ $\mu\text{m}$ ]
$I_L$ :	momentul de inerție a secțiunii circulare sau pline a cartușului dintre sistemele de lăgăruire	[mm <sup>4</sup> ]
$I_a$ :	momentul de inerție a secțiunii circulare sau pline a cartușului din zona rulmenților conducători	[mm <sup>4</sup> ]
$I_M$ :	momentul de inerție a secțiunii circulare – a rotorului	[mm <sup>4</sup> ]
$K$ :	rigiditatea	[N/ $\mu\text{m}$ ]

# 1. INTRODUCERE

## 1.1 Importanța mașinilor-unelte în societatea de astăzi

Industria mașinilor-unelte reprezintă un sector important în ingineria mecanică și industrială. Mașinile-unelte au o poziție strategică determinată pentru industrie deoarece cu ajutorul acestora se produc aproape toate echipamentele, piesele și mașinile necesare în producție. Toate procesele de prelucrări mecanice iar cu ajutorul acestora se produc alte componente sau echipamente. Datorită acestor aspecte importante legate de mașinile-unelte, mari producători și companiile care se ocupă de proiectarea și construcția lor, se concentrează sau acordă deosebită atenție protejării cunoștințelor legate de acest domeniu sau mai bine spus protejării “know-how-ului”.

În prezent, industria constructoare de mașini-unelte din întreaga lume este într-o continuă dezvoltare și este susținută de creșterea cererilor, care aparent este greu satisfăcută. Între marii producători de mașini-unelte există o competiție acerbă, care conduce la creșterea performanțelor acestora (în special precizia și productivitatea) concomitent cu satisfacerea cerințelor economice (prețul mașinii, costul de întreținere și exploatare, etc). Pornind de la aceste aspecte rezultă necesitatea de lărgire și întărire a cunoștințelor în domeniul proiectării și fabricației de m-u, respectiv de AP.

În ciuda creșterii și dezvoltării rapide a tehnologiilor de fabricație emergente (ex. FDM, SLM, SLS) prelucrarea prin așchiere reprezintă încă o tehnologie stabilă și aparent fără înlocuire pe termen mediu. De exemplu, tehnologia de fabricare a pieselor prin imprimare 3D a fost considerată acum un deceniu un potențial competitor al tehnologiei de fabricație prin așchiere. Îmbunătățirea continuă a mașinilor unelte de așchiere va împiedica pe termen scurt și mediu ca tehnologia de fabricație prin imprimare 3D să devină un substitut al acestora. Piesele rezultate prin așchiere prezintă avantaje încă de neegalat în raport cu cele imprimate, iar acestea sunt caracterizate de precizie, proprietăți mecanice superioare și calități excelente ale suprafețelor, [1].

La ora actuală, China este cel mai mare producător și consumator de m-u iar perspectivele acesteia pe termen mediu și lung sunt de a-și menține conducerea pe plan intern dar și plan extern prin exporturile realizate către restul țărilor de pe glob. În următorul deceniu se preconizează ca cererea de m-u să aibă un impact negativ în Europa, dar

nu catastrofal. Acest lucru se datorează industriei auto care se focusează spre dezvoltarea mașinilor electrice care necesită mai puține piese prelucrate în raport cu autovehiculele convenționale. [2]

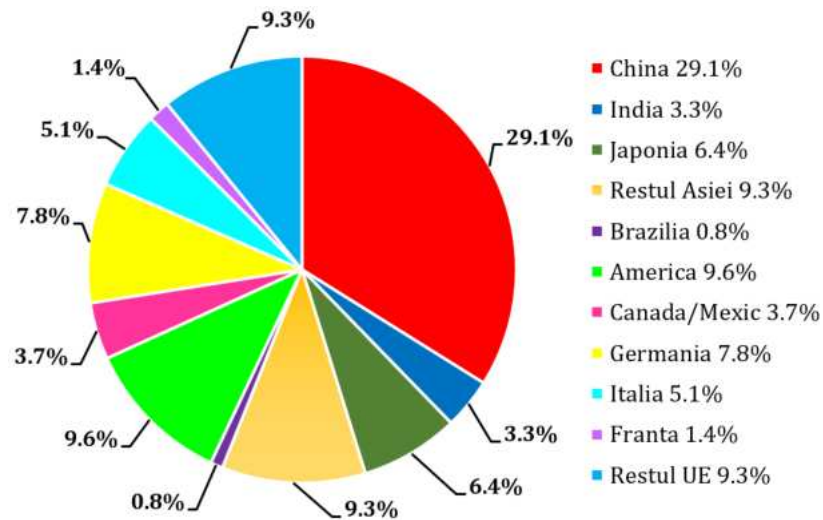


Fig. 1.1 Consumul global de M-U pe anul 2018, adaptat după Oxford Economics [2]

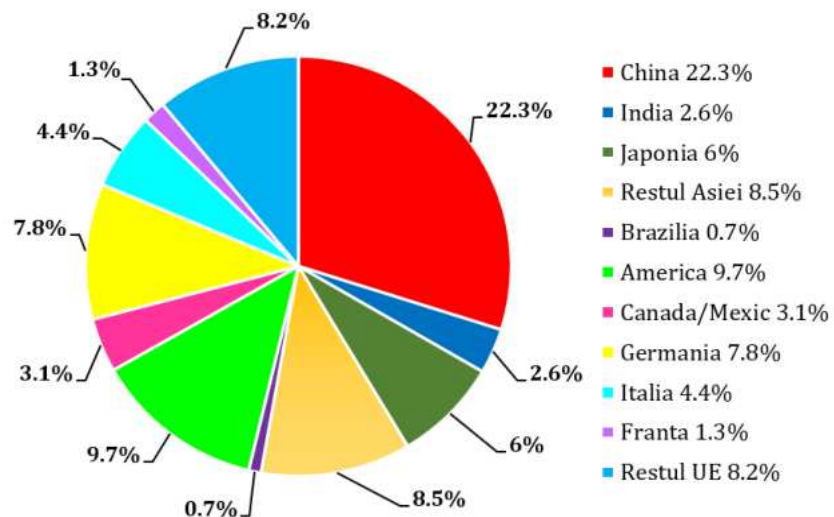


Fig. 1.2 Consumul global de M-U preconizat pe anul 2023, adaptat după Oxford Economics [2]

Consumul în anul 2018, de m-u în Europa ocupă un procent global de 23.6%, lider mondial fiind China acaparând un procent de 29.1%, figura 1.1. Țările din Europa cu cel mai mare procentaj a consumului de m-u sunt Germania cu 7.8%, Italia cu 5.1%.

Conform Oxford Economics, figura 1.2, consumul de M-U preconizat pentru anul 2023 va scădea, procentul estimat pentru Europa va atinge o valoare de 21.7% față de anul 2018 cu 23.6%, astfel China va rămâne lider mondial în utilizarea și consumul de M-U cu un procent anticipat de aproximativ 22.3%.

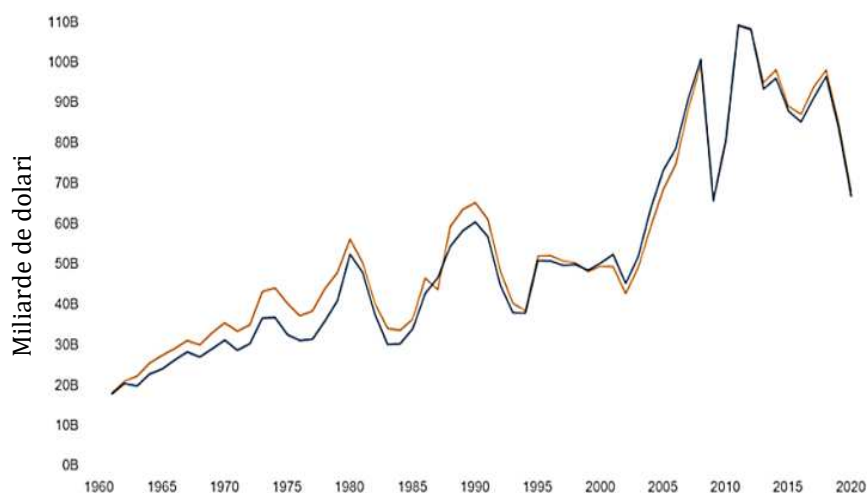


Fig. 1.3 Producția și consumul global de M-U (Gardner, 2020) [3]

Producția și consumul global de m-u, figura 1.3, a înregistrat în 2020 o valoare de 66.8 miliarde de dolari, scăzând cu aproximativ 20% de procente față de anul 2019, [3]. Putem observa că valorile din anul 2020 sunt aproape egale cu ale anului 2009, dar atunci producția și consumul au fost puternic afectate de criza economică din 2008. Valoarea maximă a consumului global de m-u fost atinsă între ani 2010-2012, reprezentând un nivel de aproximativ 110 miliarde de dolari.

## 1.2 Mașinile-unelte. Definiții. Clasificare

După DEX (2009), m-u este definită ca fiind o „mașină de lucru care prelucrează materiale prin operații mecanice” sau poate reprezenta un „sistem tehnic alcătuit din piese cu mișcări determinate, care transformă o formă de energie în altă formă de energie sau în lucru mecanic util”, iar după NODEX (2002), aceasta este definită ca o „mașină echipată cu scule pentru așchiere, forfecare, tăiere sau pentru deformare plastică”. [4]

E. Botez consideră că, „mașina-unealtă este o mașină de lucru destinată generării suprafețelor pieselor prin procesul tehnologic de așchiere în anumite condiții de precizie dimensională, calitate a suprafeței și productivitate.” [5]



O mașină-unealtă, conform autorului, poate reprezenta o mașină staționară antrenată de diverse surse externe (motoare electrice, hidraulice, pneumatice) și care este utilizată la prelucrarea prin așchiere a diferitelor piese prin controlul și corelarea precisă a mișcărilor relative dintre sculă și semifabricat. Operațiile de așchiere pot fi aplicate asupra semifabricatelor din metal, lemn, ceramica, plastic sau piatra, etc.

Gama de m-u convenționale aflate în dotarea întreprinderilor constructoare de mașini cuprinde o varietate foarte largă de dimensiuni și tipuri de mașini, care este impusă de caracteristicile de gabarit a pieselor ce urmează a fi prelucrate, de varietatea geometrică a acestora, a preciziilor dimensionale, calității suprafețelor prelucrate, etc. Din acest motiv pentru analiza constructivă a m-u este necesară clasificarea și gruparea lor după diferite criterii, figura 1.4.

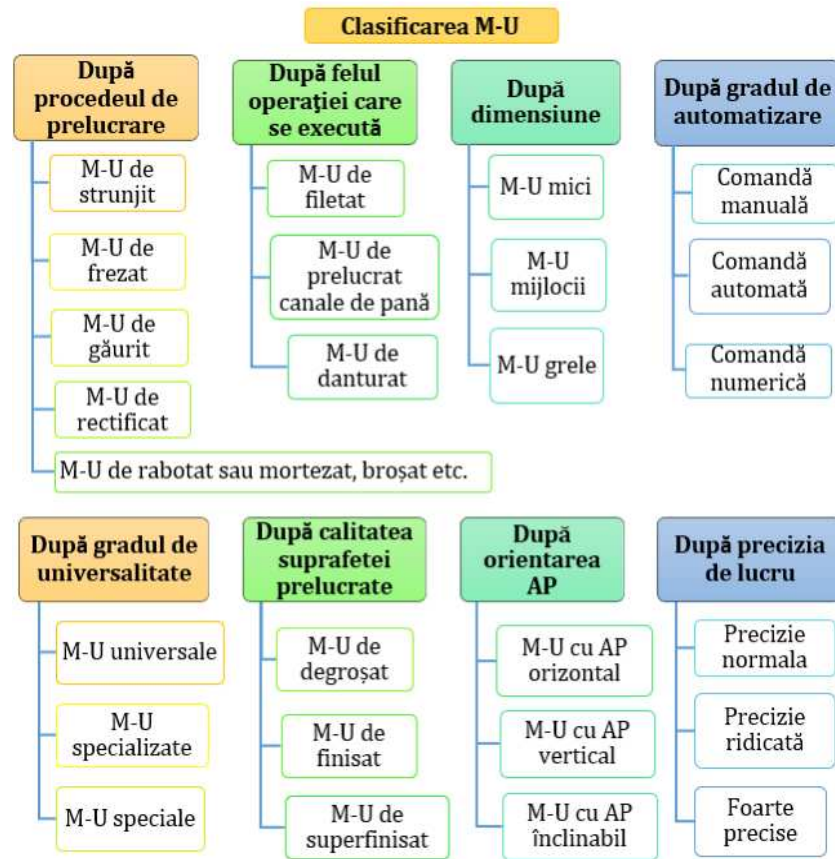


Fig. 1.4 Clasificarea m-u după mai multe criterii, adaptat după [5][6]

## 1.3 Componentele din structura mecanică a unei M-U

Partea mecanică a unei m-u conține două categorii de elemente structurale:

- elemente specifice mașinii, care sunt concepute special pentru mașina dată sau pentru o gamă de mașini care folosesc aceleași procedee tehnologice, elementele mecanice specifice sunt cele care definesc arhitectura, configurația, calitatea și performanța mașinii;
- elemente mecanice de uz general, care sunt produse și comercializate pentru a fi utilizate la cele mai diverse echipamente tehnologice și aplicații industriale.

### 1.3.1 Elemente structurale specifice M-U

#### 1.3.1.1 Batiurile

Conform DEX '09, batiurile destinate m-u se definesc ca fiind o „construcție de oțel sau fontă pe care se montează mecanismele unui sistem tehnic stabil și prin intermediul căreia aceasta se poate fixa pe o fundație, pe un teren etc.” [7]

O altă definiție a batiurilor poate fi enunțată astfel, „Batiurile sînt elemente ale mașinii-unelte destinate închiderii poligonului forțelor care se dezvoltă în procesul de așchiere și care acționează asupra sculei și piesei”. [8]

Batiul este componenta structurală care conferă m-u forma constructivă, iar acesta asigură și menține pe durata ciclului de prelucrare poziția fermă a subansamblurilor fixe și a celor mobile. [5]

Elementele structurale de tip batiu, coloane sau traverse trebuie să satisfacă un complex de cerințe constructive, de rezistență și de economicitate. Materialele utilizate la construcția acestora trebuie să asigure o conductibilitate termică bună, un grad de amortizare mare a vibrațiilor, rezistență la coroziune, stabilitate dimensională în timp și o rezistență mecanică corespunzătoare.

Batiurile m-u convenționale se pot confecționa în diverse variante, cum ar fi cele din fontă cenușie, fontă maleabilă, fontă globulară, fontă aliată dar mai pot fi și din construcție sudată, din semifabricate plate sau profile, din oțel laminat sau structural. În figura 1.5 este realizată o clasificare a batiurilor dedicate m-u convenționale.

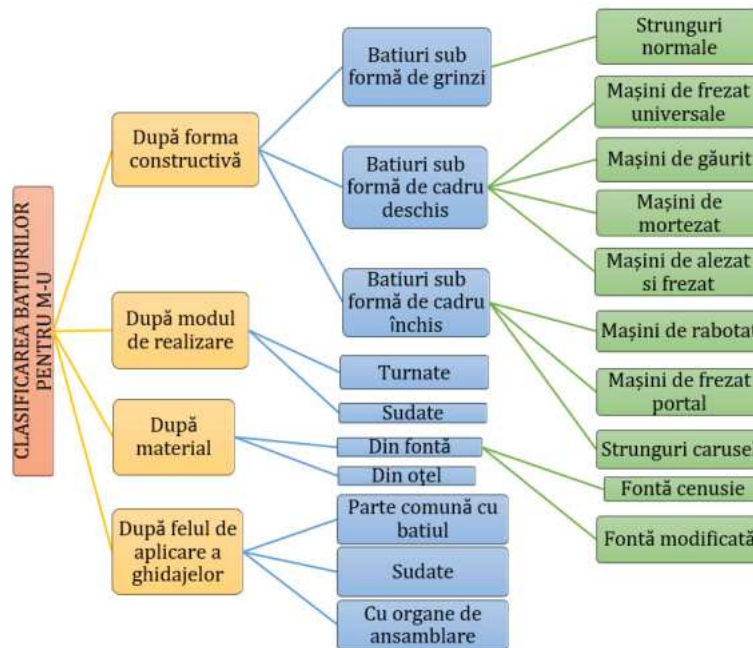


Fig. 1.5 Clasificarea batiurilor m-u convenționalele, adaptat după [6] [8] [9]

Este important de precizat că asupra formei batiurilor m-u, o influență hotărâtoare au următoarele caracteristici, care depind de:

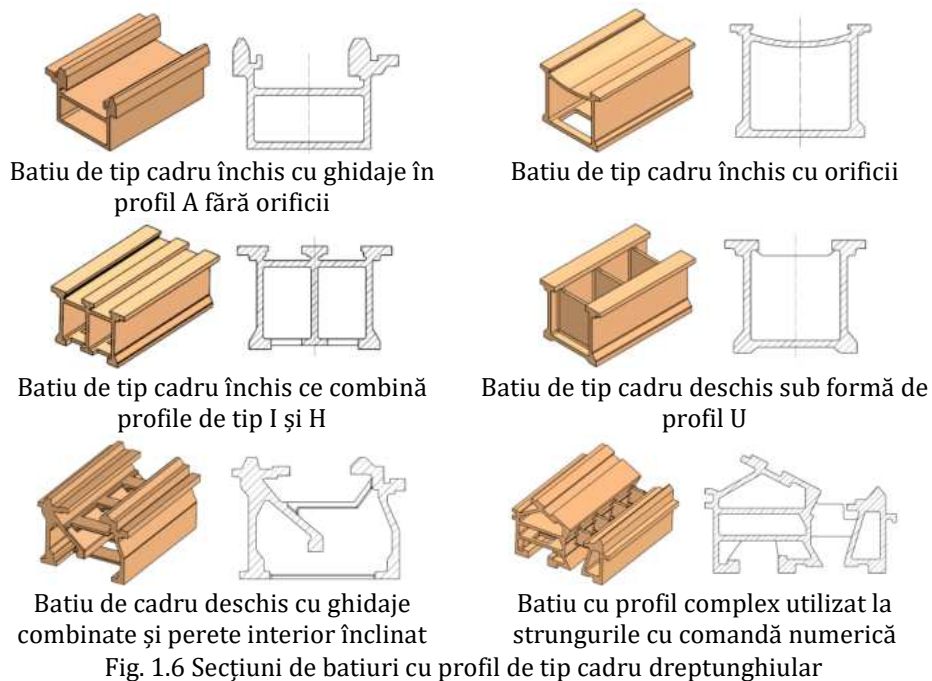
- piesa de prelucrat (formă, greutate, dimensiune, precizie, etc.);
- felul și mărimea solicitărilor; [6]
- structura cinematică a m-u; [10]
- condițiile de ordin funcțional, constructiv, ergonomic, și estetic ș.a.

Forma constructivă elementelor structurale și a materialului ales la fabricarea acestora influențează precizia m-u, iar pentru a avea performanțe ridicate acestea trebuie să asigure:

- o rigiditate cât mai mare, pentru a exclude deformațiile elastice care apar în timpul prelucrării și de a asigura piesei o precizie dimensională care să satisfacă cerințele geometrice;
- o amortizare și o rezistență corespunzătoare la vibrații, pentru a asigura o calitate superioară suprafețelor.

În cazul batiurilor, figura 1.6, secțiunea dreptunghiulară de tip cadru are cea mai bună rigiditate la solicitările simultane de tip răsucire și încovoiere, din această cauză aceasta este foarte răspândită în construcția m-u. Totuși în practică această secțiune nu poate fi menținută

pe toata lungimea batiului, datorită unor cerințe funcționale și constructive. Astfel că în anumite zone se practică diferite orificii pentru a ușura eliminarea așchiilor sau pentru accesul montării diferitelor mecanisme, care reduc rigiditatea batiului. [6]



Dacă solicitarea de răsucire este mai mare decât solicitarea de încovoiere se pot utiliza pe lângă secțiunile dreptunghiulare de tip cadru și secțiuni inelare simple sau secțiuni inelare combinate în funcție de condițiile impuse de aplicație, figura 1.7. [8]

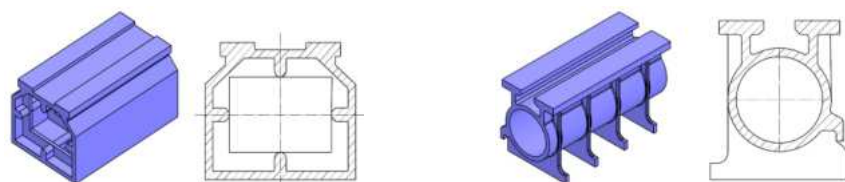


Fig. 1.7 Batiuri cu secțiune dreptunghiulară și combinate cu diferite profile

Grosimea recomandată a pereților și a elementelor de rigidizare din fontă, în cadrul batiurilor este cuprinsă între 12÷20 mm pentru m-u ușoare, de 18÷25 mm pentru m-u mijlocii și de 23÷35 pentru m-u grele.

O altă metodă de creștere a rigidității batiurilor este prin utilizarea și aplicarea pe interiorul pereților a diverselor forme de înălțări sau prin

adăugarea unor pereți suplimentari. Pereți pot fi dispuși în plan orizontal, vertical sau oblic, iar în aceștia pot fi realizate decupaje sub diverse forme geometrice pentru ușurarea structurii, figura 1.8. [6][8]

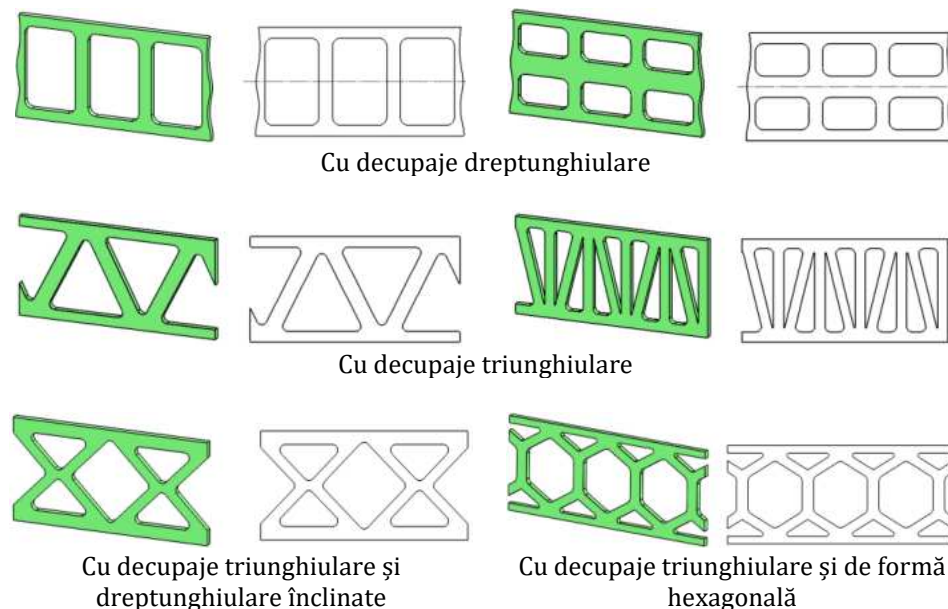


Fig. 1.8 Pereți suplimentari pentru rigidizarea batiurilor cu diverse decupaje [6]

### 1.3.1.2 Ghidajele

Conform DEX (2009), un ghidaj este definit ca fiind un „dispozitiv mecanic fix al unui mecanism, care permite deplasarea unei piese mobile doar într-o anumită direcție și între anumite limite.” [11]

„Ghidajele mașinilor-unelte au rolul de a conduce în timpul funcționării organele mobile, cum sînt săniile, mesele, suportii etc., și de a susține aceste organe”, [12].

La m-u exista o mulțime de variante constructive și funcționale de ghidaje iar clasificarea acestora se poate realiza după mai multe criterii, figura 1.9. După autor, ghidajele au o importanță semnificativă în generarea suprafețelor și obținerea preciziilor dorite asupra pieselor prelucrate, ele trebuie să asigure mobilitatea necesară axelor cinematice în mișcare de translație rectilinie sau circulară, dar să și preia forțele și momentele rezultate din procesul de așchiere asigurând o rigiditate sporită.

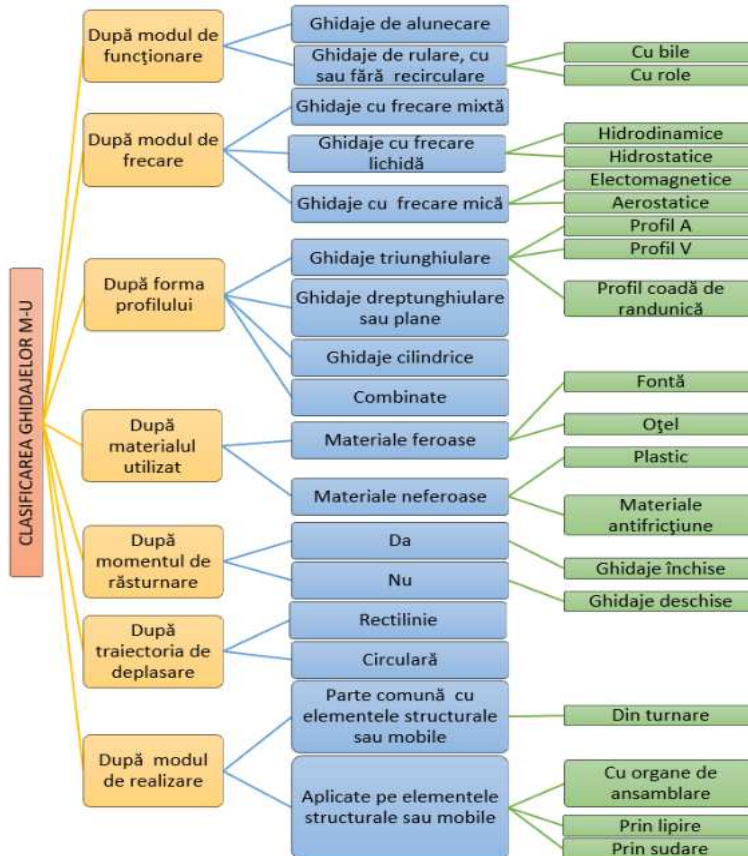


Fig. 1.9 Clasificarea ghidajelor pentru m-u [6] [8] [12]

Cel mai simplu ghidaj se poate realiza din trei suprafețe, figura 1.10, iar acesta trebuie să asigure componentelor aflate în mișcare un singur grad de libertate. În ceea ce privește proiectarea ghidajelor trebuie să acordăm atenție formei și dimensiunilor acestora, astfel încât presiunile de contact să nu depășească limita de curgere a materialelor utilizate în materializarea lor.



Fig. 1.10 Ghidaj constituit dintr-un număr minim de suprafețe [12]

Conturul rezultat prin secțiunea transversală unui ghidaj cu un plan imaginar poartă numele de profil al ghidajului. Ghidajele pot utiliza diferite profile poligonale, plane și curbe, care pot fi utilizate individual sau combinate la obținerea ghidajelor necesare pentru m-u.

Prin utilizarea profilului triunghiular se pot realiza trei variante de ghidaje și anume: ghidaj cu profil A, figura 1.11 (a, b și c), ghidaj cu profil în V, figura 1.11 (d și e), sau de tip coadă de rândunică, figura 1.11 (f și g). Ghidajele cu profil triunghiular sunt cu frecare mixtă și pot fi realizate sub formă simetrică sau asimetrică, în funcție de poziția presiunii de contact în raport cu ghidajul.

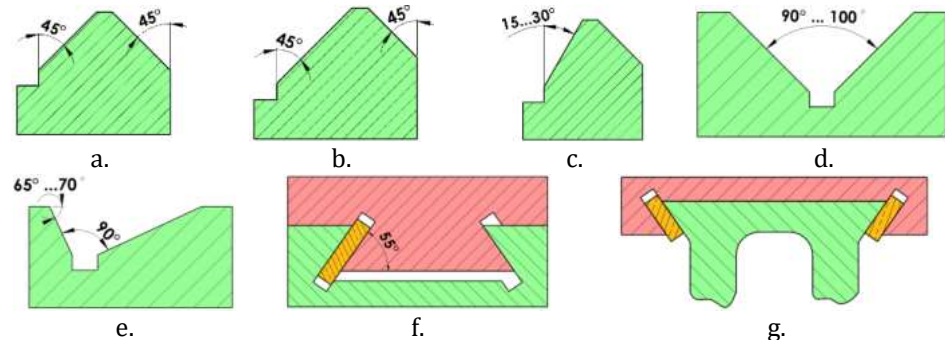


Fig. 1.11 Ghidaje cu profiluri triunghiulare, adaptat [8]

Ghidajele dreptunghiulare cu profil plan sunt mai fiabile, favorizează ungerea și sunt mai ușor de prelucrat, iar datorită elementelor de închidere vor putea prelua și momente de răsturnare. Aceste variante de ghidaje se utilizează preponderent la m-u grele de precizie.

Ghidajele prevăzute cu mișcări circulare se utilizează în general în construcția strungurilor carusel, iar acestea au de obicei profile plane, plan înclinat sau în V, unghiurile acestora pot varia în funcție de cerințele funcționale. Profilurile în V pentru aceste ghidaje satisfac atât funcția de susținere cât și funcția de conducere a elementului mobil. [8]

Ghidajele cu frecare lichidă se utilizează în principal la m-u grele, unde există forțe și momente ridicate sau în aplicații unde este necesară o precizie ridicată și o amortizare crescută a vibrațiilor.

În cazul ghidajelor hidrodinamice, pelicula de ulei este creată și uniformizată prin mișcarea relativă dintre suprafețele de contact în timpul deplasării ghidajului, de regulă această variantă de ghidaj se utilizează la viteze mari de deplasare,  $v > 10$  m/min.

Ghidajele hidrostactice sunt utilizate la viteze mici de deplasare, ele pot fi închise sau deschise în funcție de destinația aplicației și a prezenței momentelor de răsturnare. Depărtarea suprafețelor de contact și echilibrarea sarcinii exterioare a ghidajului se realizează prin introducerea unui presiuni de ulei constante în buzunarele circulare, sarcină care revine unei pompe de ulei. [6][13]

Ghidajele aerostatice se pot realiza cu buzunare simple sau inelare, iar principiul de funcționare este asemănător ghidajelor hidrostactice, unde în locul uleiului va fi aer sub presiune, [13]. Prin introducerea aerului sub presiune între suprafețele de contact se urmărește scăderea frecărilor și asigurarea unei deplasări fără salturi și continue, [6]. Aceste ghidaje suportă încărcări mult mai scăzute față de cele hidrostactice și se utilizează la m-u de precizie foarte ridicată și viteze mari de deplasare.

În ultimul timp ghidajele liniare de rulare cu bile sau cu role au devenit cele mai utilizate în construcția m-u, câștigând teren în fața ghidajelor de alunecare cu o serie de avantaje, cum ar fi: uzură și consum mic de energie, viteze ridicate de deplasare, deplasare uniformă la viteze mici, coeficient de frecare mic, asigură o poziționare precisă a meselor și săniilor, cost redus, interschimbabilitate, mentenanță și înlocuire ușoară, [6]. Crescând gradul de utilizare a ghidajelor liniare de rulare, fie în varianta cu bile sau cu role, a condus la o tipizare a acestora.

### 1.3.1.3 Arborii principali

AP pentru m-u fac parte din lanțurile cinematice principale care asigură mișcarea de rotație a piesei sau a sculei, în condiții de precizie impuse de tipul mașinii și al aplicației. [14]

Precizia unui astfel de sistem este direct legată de bătaia radială a lagărelor și de rigiditatea sistemului de AP. Pentru a satisface aceste cerințe este nevoie să se identifice lagărele corespunzătoare în funcție de destinație, sarcină și turație, ca mai apoi să se realizeze o dimensionare optimă a AP.

În cazul m-u convenționale se utilizează cu precădere lagăre de rostogolire, iar în general, AP se regăsesc ca parte comună în cutia de viteză a strungurilor, a mașinilor de frezat, etc. Datorită faptului că antrenarea m-u este realizată, în general, de la motoare asincrone, este necesar în aceste cazuri utilizarea unei cutii de viteze, iar atingerea turațiilor la AP se realizează în trepte sau salturi.

Pentru modificarea turațiilor direct de la un motor asincron, reglarea se poate realiza prin trei moduri și anume, prin modificarea alunecării, modificarea frecvenței sau a numărului de poli.

Niciuna din aceste metode nu a fost pretabilă la momentul respectiv în antrenarea m-u clasice din motive economice și de stabilitate. [15] Varietatea parcului industrial de m-u clasice este foarte mare, însă în cele ce urmează sunt prezentate câteva soluții constructive de AP utilizați la operații de strunjire, frezare și rectificare.



În figura 1.12 este prezentat un AP destinat strungurilor normale, iar pentru a putea prelua forțe axiale în ambele sensuri se utilizează pentru lagărul principal (din față) un rulment cu role conice pe două rânduri, respectiv pentru partea din spate un rulment cu role conice pe un rând. Reglarea jocului și a pretensionărilor din lagărul principal (B) se realizează cu ajutorul piulițelor (1), iar pentru lagărul secundar (A) jocul este autoreglabil prin utilizarea arcurilor (2).

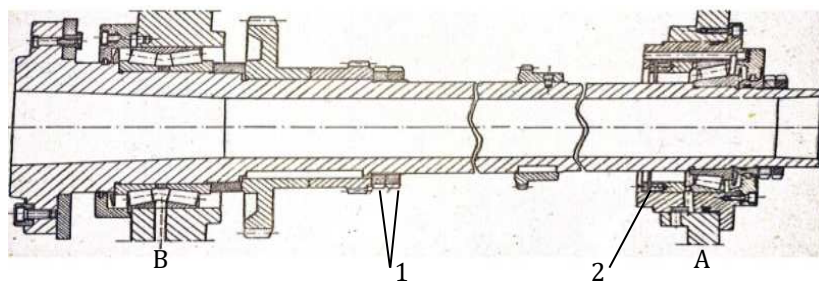


Fig. 1.12 AP pentru strung normal cu lagăre de rostogolire cu role conice [14]

O alta variantă de lăgăruire a unui AP destinat operațiilor de strunjire sau frezare, figura 1.13 și figura 1.14, poate fi realizată din rulmenți cu role cilindrice și rulmenți axiali-radiali cu bile.

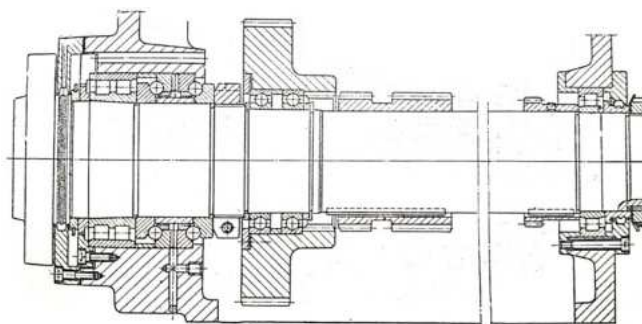


Fig. 1.13 AP al unui strung de  $P=7,5$  kW și  $n= 14\div 1500$  rpm [16]

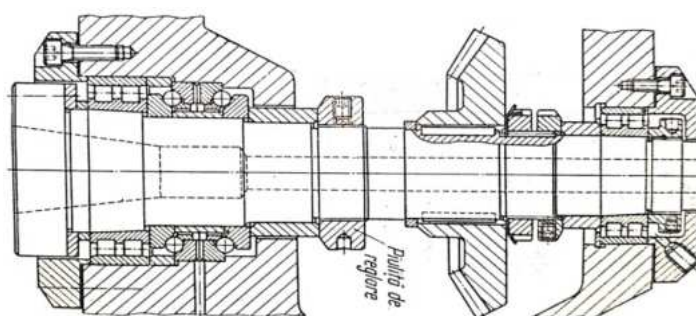


Fig. 1.14 AP al unei mașini universale de frezat [16]

Construcția lagărului principal al unui AP de alezat și frezat, figura 1.15, este constituit din doi rulmenți unghiulari cu bile așezați în formă de O și un rulment radial cu role cilindrice pe două rânduri, iar pentru partea din spate, cartușul este rezemat de un rulment radial cu role cilindrice dublu.

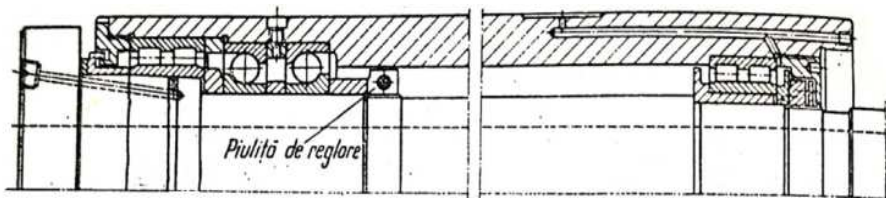


Fig. 1.15 AP al unei mașini de alezat și frezat [16]

În figura 1.16, este prezentat un AP pentru rectificat interior, unde sistemul de lăgăruire principal (B) este alcătuit din doi rulmenți unghiulari cu bile așezați în tandem, iar pentru partea din spate se utilizează similar. Jocurile din rulmenți sunt eliminate cu ajutorul unui arc elicoidal cu secțiune dreptunghiulară iar etanșarea AP la ambele capete se realizează prin etanșare fără contact de tip labirint.

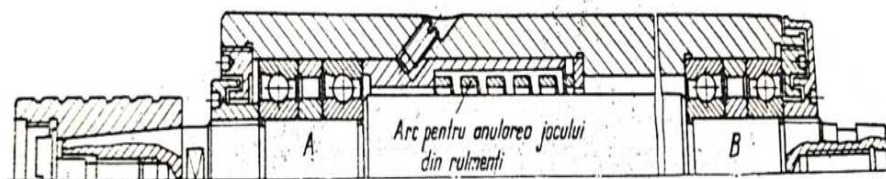


Fig. 1.16 AP al unei mașini de rectificat interior, având  $P=1,3$  kW și  $n=16000$  rpm [16]

Materialele utilizate cu precădere în realizarea cartușurilor AP sunt oțelurile, iar pentru a crește gradul de rezistență la uzură, stratul superficial trebuie durificat prin procedee de cementare și călire sau prin nitrurare și călire. Dacă cartușul AP este supus la uzură, forțe ridicate și șocuri frecvente, acesta poate fi confecționat din oțel cementabil călit și revenit care poate fi aliat cu crom, wolfram, nichel, mangan, etc.

Frecvent se întâmplă în practică ca din motive funcționale secțiunea cartușului să fie mai mare față de calculele realizate la dimensionare, acest lucru se datorează necesității de trecere a semifabricatului prin interiorul acestuia sau datorită mecanismelor de prindere a portsculelor. Astfel spus eforturile din material se vor diminua permițând utilizarea oțelurilor carbon sau a fontelor peletice sau modificate la construcția cartușului. [8]

Verificarea AP din construcția m-u clasice se realizează prin calcule care constau în:

- predimensionarea arborelui la torsiune;
- verificarea arborelui la solicitări compuse;
- calculul deformațiilor, respectiv a rigidităților;
- studiul frecvențelor proprii și a modurilor de vibrație; [14]

AP fac parte din categoria elementelor specifice a m-u iar soluția constructivă a formei și a tipului de lăgăruire se va alege să fie compatibilă cu operațiile de prelucrare și cerințelor stabilite.

Proiectarea AP nu cunoaște o etapizare exactă datorită multiplelor variante constructive și a numeroșilor factori care includ tehnologia de fabricație, execuție și aspectele economice.

#### 1.3.1.4 Săni și mese pentru M-U

Săniile și mesele fac parte din categoria elementelor structurale ce sunt conținute într-o m-u și reprezintă asamblări care execută mișcări de deplasare liniară sau circulară cu un anumit grad de precizie.

Rolul acestora este de a susține semifabricatele în vederea prelucrării prin așchiere sau a sculelor, iar prin deplasarea acestora pe ghidajele m-u vor realiza cinematic una din curbele generatoare sau directe. Condițiile impuse săniilor și meselor sunt identice cu cele de la batiuri și se bazează în principal pe considerente de precizie, asta ne conduce la faptul că trebuie să aibă rigidități și rezistențe împotriva vibrațiilor cât se poate de ridicate. [10]

Materialele utilizate la construcția acestor componente sunt aceleași ca și la batiuri, prin urmare vor îndeplini aceleași proprietăți mecanice.

Forma constructivă a săniilor și meselor pentru m-u este dictată de mai mulți factori, legați: de scopul funcțional, de tipul de prindere a semifabricatelor sau a dispozitivelor, de mărimea și direcția forțelor la care sunt supuse, de spațiul destinat montării mecanismelor de deplasare și a altor elemente, de precizia și estetica m-u , și nu în ultimul rând de materialul și tehnologia de fabricație.

M-u realizează de obicei avansuri în trei direcții ale axelor de coordonate (strunguri, freze), iar pentru aceasta sunt necesare săni cu deplasare rectilinie precisă, însă în unele cazuri este nevoie și de mișcări circulare concentrice, fapt pentru care vom avea săni cu formă de revoluție și mișcare circulară (strunguri carusel, freze melc-modul), [8].

La un strung normal mișcările de avans sunt executate de către sania longitudinală și sania transversală, însă există și o a treia sanie denumită sanie port-cuțit care este utilizată de obicei la deplasări pe distanțe scurte și se utilizează la strunjirea oblică prin rotirea port-cuțitului. Pentru a realiza deplasarea rectilinie, sania longitudinală împreună cu căruciorul strungului sunt așezate pe ghidaje de alunecare cu frecare mixtă și profil A, aceste ghidaje în general fac corp comun cu batiul. Sania transversală și sania port-cuțit execută de asemenea mișcări de translație liniară, însă sistemul de ghidare al acestora este sub formă de coadă de rândunică.

Mesele m-u se regăsesc montate pe săniile m-u sau direct pe ghidajele aferente, forma acestora de obicei este dreptunghiulară în cazul mașinilor de frezat, figura 1.17, sau rotundă dacă vorbim de platourile strungurilor carusel, figura 1.18.

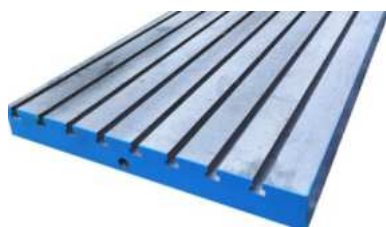


Fig. 1.17 Masă dreptunghiulară din fontă pentru m-u de frezat



Fig. 1.18 Platou utilizat pentru strungurile carusel [17]

Prinderea semifabricatelor sau a dispozitivelor de lucru pe mese se realizează cu ajutorul canalelor de tip T, unde forma și dimensiunile canalelor sunt reglementate de standardul ISO 299.

### 1.3.2 Elemente mecanice de uz general

#### 1.3.2.1 Elemente de asamblare

Elementele de asamblare în construcția de mașini reprezintă acel organ sau componentă care ajută la asamblarea componentelor între ele rezultând un modul sau un subansamblu, respectiv la conexiunea subansamblelor cu scopul obținerii unei asamblări finale sau a mașinii propriu-zise.

La realizarea unei asamblări, autorul consideră că este necesară utilizarea elementelor de uz general într-un proces inovativ, unde este necesar a fi aplicate principii ingineresti și idei cunoscute într-o manieră armonioasă ce concură la obținerea unor module, mecanisme sau mașini.

Elementele de asamblare destinate uzului general, figura 1.19, sunt acele elemente de asamblare care sunt comune în diferite tipuri de mașini și deservesc multiple aplicații. Elementele de asamblare speciale sunt utilizate în mașinile specifice anumitor aplicații (motoare, compresoare, etc), printre care putem aminti de: bolțuri, palete, cilindri, axe cu came, arbori cotiți, ș.a.m.d. [18]

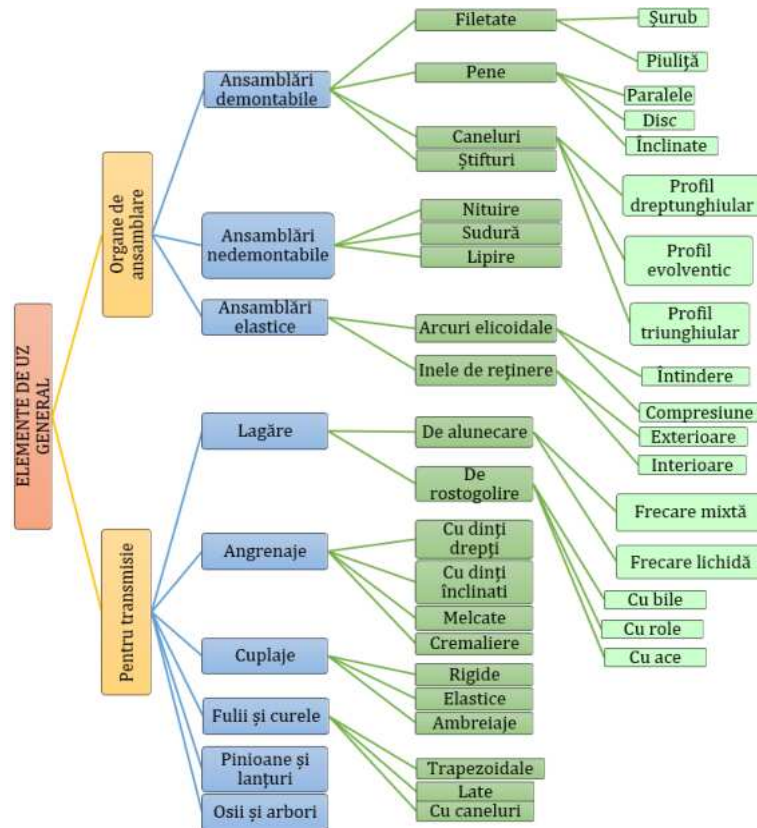


Fig. 1.19 Elemente utilizate la asamblările de uz general [18] [19] [20]

### 1.3.2.2 Ghidaje tipizate

În categoria ghidajelor tipizate se identifică ghidajele liniare de rulare, care reprezintă soluții moderne de realizarea mișcărilor precise, utilizate pe scară largă în structurile m-u, a roboților și în aplicații industriale. Dezvoltarea ghidajelor liniare de rulare a luat avânt după anii '70, fiind strâns legată de apariția m-u cu CN și mai apoi de dezvoltarea roboților industriali.

La nivel mondial există o ofertă foarte diversificată de tipizate pentru realizarea sistemelor de ghidare, oferta este cuprinsă din componente și

subansamble necesare construcției axelor cinematice de mare precizie, printre care putem aminti de următorii producători cu renume de la: THK, INNA, HIWIN, NSK, SKF, etc. [21][22]

Principala clasificare a ghidajelor de rostogolire se poate realiza în funcție:

- de tipul mișcării executate: liniare, circulare;
- de tipul elementelor de rulare: care pot fi cu bile sau cu role;
- de felul în care se regăsesc elementele de rulare: în colivie sau fără colivie;
- de felul mișcării elementelor de rulare: cu recirculare sau fără recirculare (cursă limitată);
- de felul construcției:
  - tip standard (mărime normală, radiale, robuste sau auto-orientabile pentru cele fără colivie);
  - tip extra-larg (ghidaje joase);
  - tip micșorat (ușoare și compacte);
  - tip ortogonal (patru căi, cu sarcină egală);
- de condițiile de lucru (temperaturi ambientale sau înalte);

În figura 1.20, sunt evidențiate ghidaje liniare fără recircularea elementelor de rulare, iar acestea sunt catalogate în funcție de tipul și felul de dispunere a bilelor sau a roletelor. Pe măsură ce ghidajul va executa mișcare, elementele de rulare vor executa rotație în jurul axelor proprii, dar fără deplasarea acestora în interiorul carcusei.

Cursa realizată de acest modele este limitată, în funcție de lungimea acestuia și numărul elementelor de rulare. Utilizarea ghidajelor liniare fără recirculare este pretabilă în aplicații de scanare și măsurare, dar și la m-u, unde sunt necesare mișcări line pe curse scurte și foarte precise.[23]

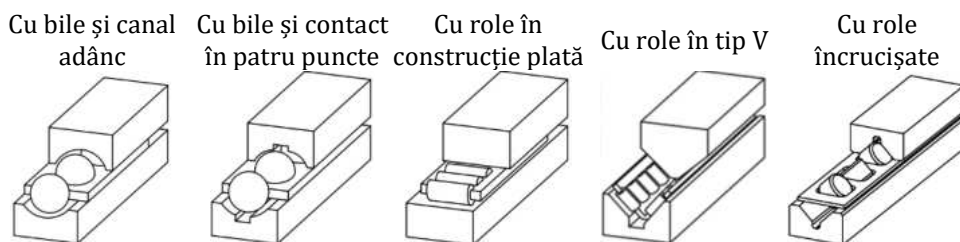


Fig. 1.20 Ghidaje liniare fără recirculare și cursă limitată, adaptat după [24]

Principiul de funcționare a ghidajelor liniare de rulare cu bile sau cu role, figura 1.21-1.23, constă într-un mecanism care permite elementelor

de rulare (bile, role) să fie antrenate într-o mișcare infinită, denumită recirculare. Bilele sau rolele se rostogolesc prin canalele de recirculare (circuit) și efectuează continuu contact între zonele special realizate de pe șină și de pe blocul mobil. Cursa acestora este limitată doar de lungimea șinei, adică pot parcurge orice distanță.

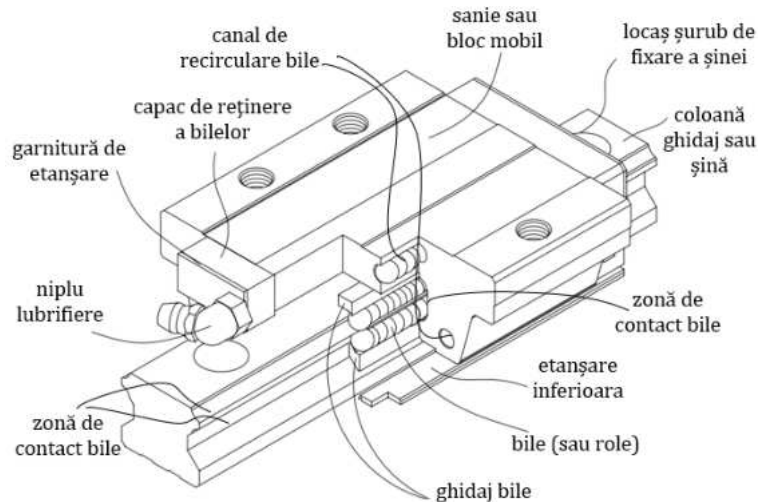


Fig. 1.21 Ghidaj liniar cu bile și colivie, adaptat după [22]

Rolul coliviei în construcția ghidajelor liniare cu bile este de a menține distanțate elementele de rulare pe toată lungimea șirului dar și de a realiza o lubrifiere optimă în zona acestora pe timpul utilizării. La aceste modele de ghidaje cu colivie, frecările și căldura degajată dintre elementele de rulare sunt mult mai reduse, zgomotele și vibrațiile la viteze de deplasare ridicate sunt de asemenea diminuate.

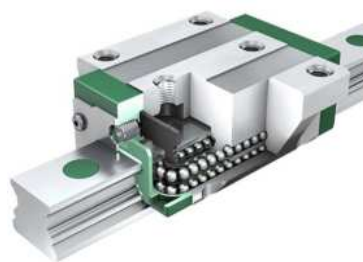


Fig. 1.22 Ghidaj liniar cu recirculare și bile (Schaeffler, 2022)

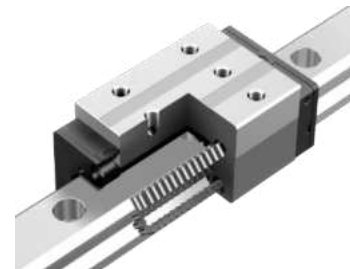


Fig. 1.23 Ghidaj liniar cu recirculare și role (THK, 2022)

În general ghidajele liniare cu recirculare au precizii de deplasare mai mici față de cele fără recirculare, însă utilizarea lor se justifică prin

faptul că vin într-o gamă largă de dimensiuni, preîncărcări și clase de precizie, făcând ușor găsirea și integrarea acestora în oricare cerință de aplicație. Ghidajele liniare pot fi hibride, unde elementele de rulare sunt realizate din material ceramic. Aceste versiuni pot atinge viteze de până la 10 m/s, dar cu o capacitate de încărcare ceva mai scăzută.

Principalele avantaje ale ghidajelor de rulare în raport cu ghidajele clasice de alunecare, sunt enumerate în continuare:

- randament ridicat;
- frecări reduse;
- rigiditate multidirecțională ridicată;
- cost relativ redus și mentenanță ușoară;
- viteze de deplasare ridicate;
- posibilitate de reglare și eliminare a jocurilor;
- instalare rapidă și ușoară;
- precizie de poziționare și repetitivitate ridicată.

### 1.3.2.3 Șurub-piuliță cu bile

Funcția principală îndeplinită de mecanismul constituit din șurub-piuliță cu bile este de a realiza convertirea mișcării de rotație într-o mișcare de translație precisă.

Șuruburile cu bile au înlocuit frecarea de alunecare cu frecarea de rulare, ceea ce a condus la creșterea semnificativă a randamentului față de șuruburile clasice. Astfel șuruburile cu bile sunt utilizate pe scara largă în construcția axelor cinematice din m-u CNC, figura 1.24.

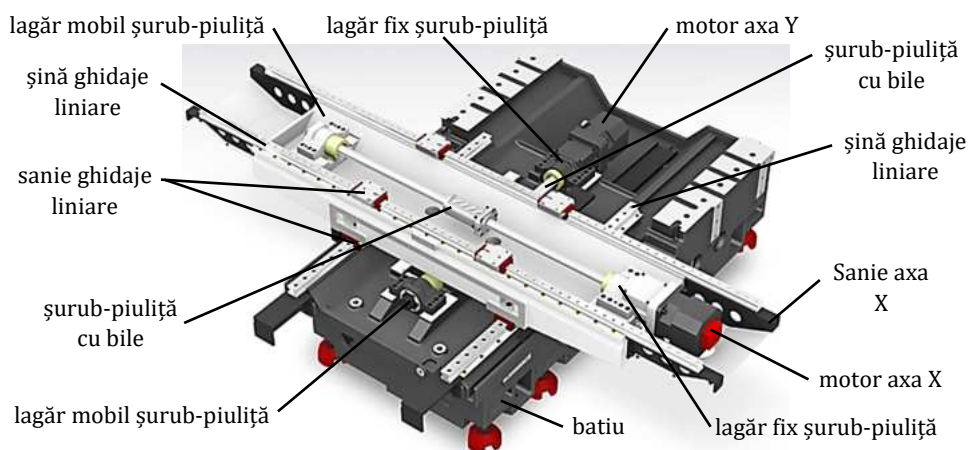


Fig. 1.24 Sistem de două axe cinematice pentru o freză CNC, adaptat după [25]



Ansamblul șurub-piuliță cu bile este realizat într-o gamă diversificată de variante tipizate, tocmai pentru a oferi proiectanților posibilitatea de a alege soluția optimă în realizarea axelor cinematice liniare. Șuruburile cu bile și piuliță, în funcție de modul de realizare a acestora, se pot clasifica în șuruburi rectificat sau rulate, iar acestea la rândul lor pot fi cu pretensionare sau fără, figura 1.25.

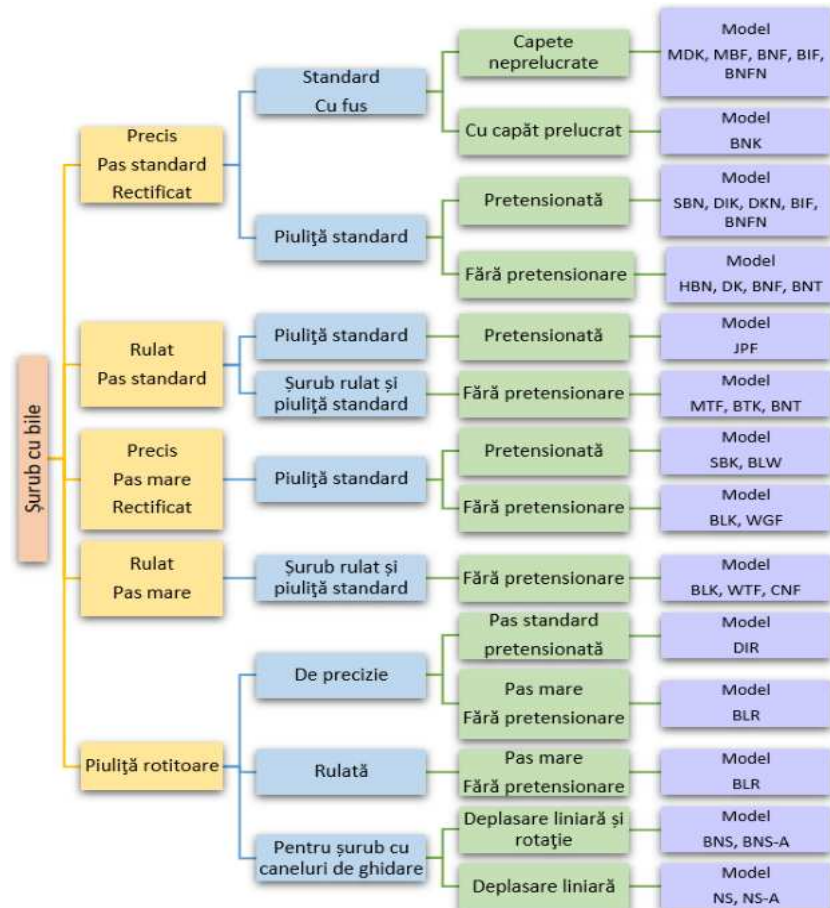


Fig. 1.25 Clasificarea șurubului cu bile și modele de la THK, adaptat după [26] [27]

Pentru a reduce frecările și uzura, elementele intermediare de rulare dintre șurub și piuliță pot fi realizate din bile sau role. În figura 1.26, există un număr de bile ce vor circula între șurub și piuliță, ele pot fi grupate pe un circuit sau două separate, caracterizate de un anumit pas. Elementele de rulare, adică bilele vor reveni în poziția inițială după ce au străbătut toată lungimea curbei elicoidale de pe piuliță, iar reîntoarcerea acestora se realizează prin canalul de recirculare. [8]

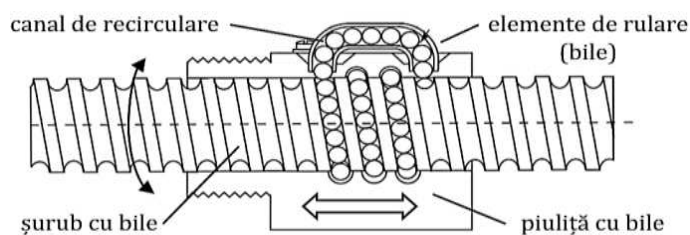


Fig. 1.26 Șurub cu bile și piuliță în secțiune longitudinală, [28]

Pentru a satisface cerințele fabricațiilor de m-u și de a eficientiza fluxul de proiectare-producție, producători de astfel de mecanisme au realizat o tipizare care implică clasele de precizie, lungimea și combinația dintre diametre și pas. [29]

Standardul DIN69051 stabilește clasele de precizie a șuruburilor cu bile de precizie, iar în funcție de aceste clase sunt clarificate valorile erorilor de pas, valorile rezultate din frecare și pretensionare și a abaterilor geometrice. Șuruburile cu bile precise și rectificată se clasifică în cinci clase de precizie, de la P0 până la P5, iar pentru șuruburile cu bile rulate pentru transport, clase sunt de la T5 până la T10. Conform standardului amintit mai sus, acuratețea șuruburilor de precizie este cuprinsă între  $4\div 23\ \mu\text{m}$  în funcție de clasa de precizie. [30]

Piulițele pentru șuruburile cu bile pot fi clasificate după modul de recirculare a elementelor de rulare în trei categorii: cu conductă de recirculare, cu deflector și cu flanșe de capăt pentru ghidare.

În figura 1.27, este prezentată varianta de piuliță cu bile dublă care utilizează pentru recircularea bilelor o conductă de tip țevă. Prin intermediul conductei exterioare, elementele de rulare (bilele) sunt colectate și dirijate înapoi spre poziția lor originală, ceea ce conduce la o mișcare infinită de deplasare a piuliței. Aceasta este cea mai comună metodă utilizată la construcția piulițelor cu bile pentru recircularea elementelor de rulare.

În construcția piulițelor cu bile compacte, figura 1.28, recircularea elementelor de rulare este realizată cu ajutorul unui deflector. Rolul deflectorului este de a dirija elementele de rulare peste filetul șurubului cu cel puțin un pas, teoretic bilele sunt ghidate către punctul original de plecare. De regulă se pot utiliza mai multe circuite de bile, iar pentru fiecare circuit este necesar câte un deflector.

În figura 1.29, se regăsește piulița cu recirculare internă, unde elementele de rulare sunt ghidate de către capacele de capăt. Aceste modele de piuliță se construiesc îndeosebi cu pas mare și sunt capabile

să realizeze deplasări liniare cu viteze extrem de mari. Recircularea elementelor de rulare se datorează unui capac de capăt, care preia bilele de pe suprafața de rulare a șurubului și le transmite mai departe către celălalt capac al piuliței. Deplasarea bilelor de la un capac la altul se realizează printr-un canal intern executat în corpul piuliței. Ansamblurile de acest fel sunt caracterizate prin zgomot redus generat în funcționare și cost ridicat de fabricație, [31].

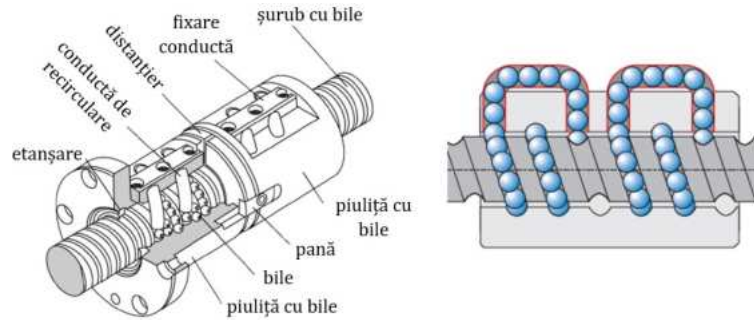


Fig. 1.27 Piuliță cu conductă de recirculare a bilelor (THK, Bosch Rexroth, 2022)

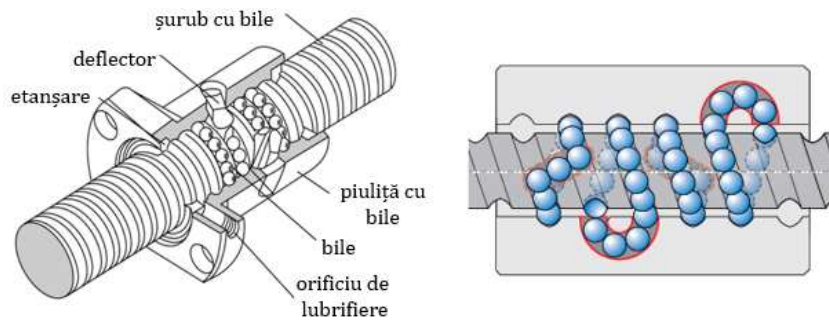


Fig. 1.28 Piuliță simplă cu deflector interior (THK, Bosch Rexroth, 2022)

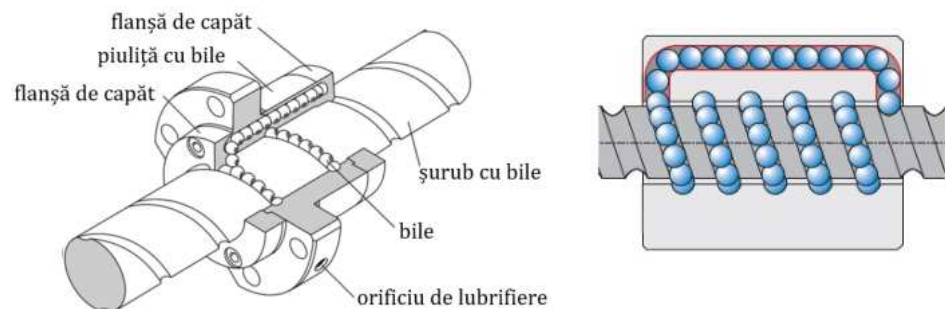


Fig. 1.29 Piuliță cu recirculare int. ghidată de capace (THK, Bosch Rexroth, 2022)

În cazul șuruburilor cu bile și piuliță rotitoare, figura 1.30, piulița este cea care realizează mișcarea de translație a mecanismului prin

intermediul unei transmisii sincrone și a unui motor. Carcasa exterioră a piuliței rămânând staționară datorită rulmenților cu bile și contact unghiular. Recircularea elementelor de rulare se poate realiza doar prin interiorul piuliței și a capacelor de capăt cu rol de deflectoare.

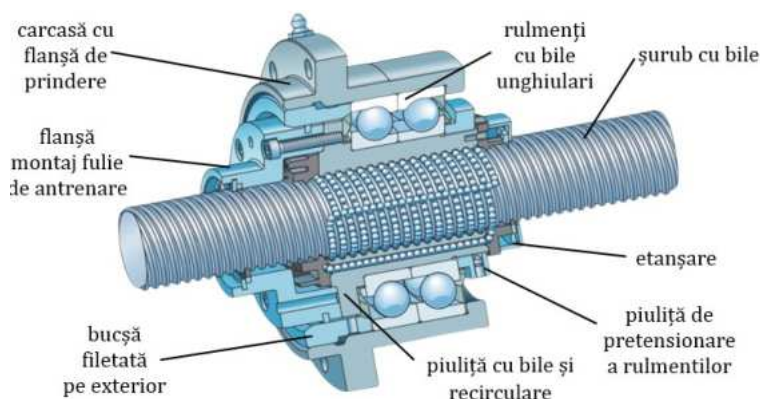


Fig. 1.30 Șurub cu bile și piuliță rotitoare SLT/BLT, adaptat după (SKF, 2022)

Există două variante posibile de construcție a axelor cinematice pentru m-u prin utilizarea unui mecanism cu șurub-piuliță rotitoare, iar acestea sunt: motorul și piulița sunt cele care realizează mișcarea de translație și sunt legate rigid de masa de lucru, motorul și piulița sunt staționare, iar șurubul cu bile este legat rigid de masa de lucru și execută deplasarea liniară. Caracteristicile care diferențiază un șurub cu bile față de un șurub conducător convențional, sunt: precizia ridicată, viteze mari de deplasare, randament ridicat, zgomot redus, rigiditate superioară, temperaturi mici generate în funcționare. Valoarea momentului necesar acționării unei axe cinematice care utilizează aceste variante de mecanisme, este cu aproximativ 65% mai mic datorită randamentului foarte ridicat.

#### 1.3.2.4 Lagăre

Lagărele utilizate în domeniul m-u convenționale sunt îndeosebi de două feluri, lagăre de alunecare și lagăre de rostogolire, cele din urmă se utilizează pentru obținerea unor precizii mai ridicate dar cu costul reducerii durabilității sistemului. Alegerea corectă a tipului de lagăr în construcția m-u are o deosebită importanță, deoarece acestea trebuie să susțină și să ghideze toate componentele aflate în mișcare de rotație.

Lagărele de alunecare destinate AP se pot clasifica după mai multe criterii:

- după tipul de frecare: uscată, limitată, mixtă sau fluidă;

- după direcția forței preluată: axiale, radiale, axial-radiale, radial-axiale, [20];
- după felul de ungere:
  - hidrodinamice (presiunea este creată prin rotația arborelui);
  - hidrostatice (existența unei pompe hidraulice pentru realizarea presiunii necesare);
- după forma constructivă a cuzinetului:
  - cilindric la interior și conic la exterior (utilizare generală);
  - conic la interior și cilindric la exterior, (conferă precizie). [6]

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească lagărele utilizate pentru sistemele de AP și intermediari, la șuruburile cu bile sau convenționale, ș.a, sunt legate de: obținerea unei durabilități ridicate, pretenții legate de precizie, stabilitate și adaptabilitate la variații de turații, obținerea unor dimensiuni de gabarit mici, scoaterea și reglarea ușoară a jocurilor, ușurință la montare și demontare, soluții simple de lubrifiere și nu în ultimul rând să aibă costuri reduse în funcționare, de fabricare sau de achiziție. [14]

Suportul lagărelor de alunecare (fus) este realizat de regulă dintr-un material rezistent, oțel carbon sau fontă la care se pot aplica tratamente de suprafață pentru creșterea durtății, respectiv a rezistenței la uzură. Între suportul și carcasa lagărului, se regăsește componenta din material antifricțiune denumită cuzinet, acesta trebuie să reziste la uzură dar să și asigure o ungere optimă. Materialele antifricțiune utilizate în construcția lagărelor de alunecare se numără bronzurile pe bază de plumb (Pb-Cu, Pb-Sn-Cu) sau bronzurile speciale (Cu-Pb-Sn-Ni, Cu-Pn-Sn-Ni-Zn), etc. [32]

Lagărele de alunecare, figura 1.31, se utilizează la aplicații în care turațiile de lucru sunt foarte joase sau ridicate, iar influența forțelor și a presiunilor de contact este foarte ridicată, iar lagărele de rulare nu vor satisface o durată de funcționare optimă în aceste condiții. Alte condiții când se impune utilizarea unui lagăr de alunecare, este atunci când este nevoie de utilizarea unor rulmenți mici ca dimensiune pentru realizarea unui AP, dar și atunci când m-u utilizează arbori grei supuși la forțe de așchiere mari și la șocuri constante. [6]

Forma conică a suprafețelor realizate pe cuzineți au rolul de a scoate jocurile existente la montaj dar și posibilitatea de reglare în urma uzurilor rezultate din funcționare la un anumit interval de timp. Rotirea cuzinetului în interiorul lăgărului este blocată de o pană, iar pentru cuzineți cilindrici la interior este nevoie să se realizeze creștături pe

direcție longitudinală pentru a conferi cuzinetului elasticitate, figura 1.33.c. Pentru a putea realiza o strângere corectă și a nu exista jocuri între arbore și cuzinet pe zona cilindrică, una dintre crestături este pătrunsă complet, această soluție ne mai fiind necesară pentru cuzineți cu suprafețe conice la interior, figura 1.33.d.

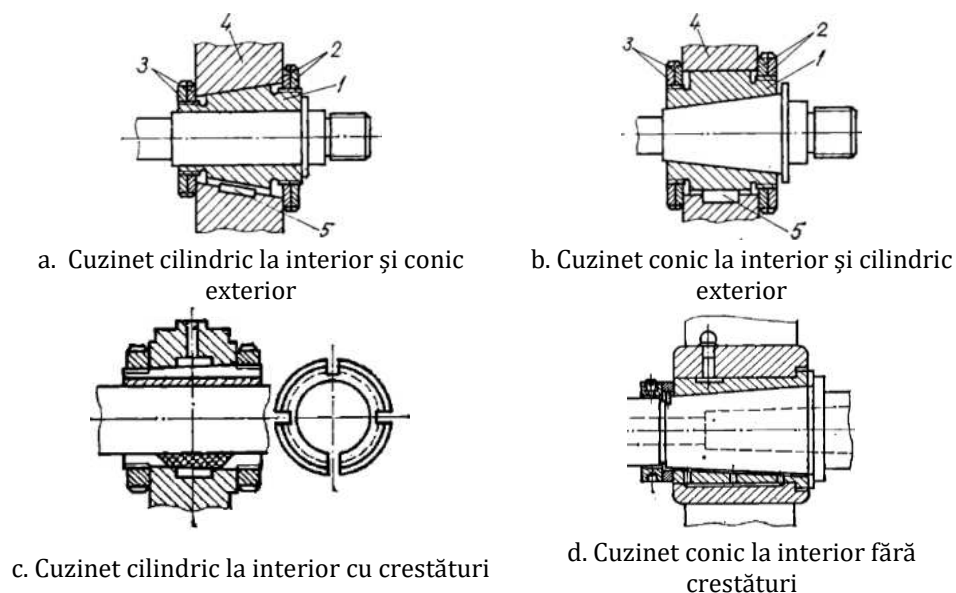


Fig. 1.31 Modele constructive de lagăre de alunecare realizate din cuzineți [6]  
(1-cuzinet, 2,3- piulițe, 4-carcasă, 5-pană)

În figura 1.32 este prezentat un model constructiv a unui AP de strung normal cu lagăre radiale de alunecare în varianta de utilizare a cuzineților conici.

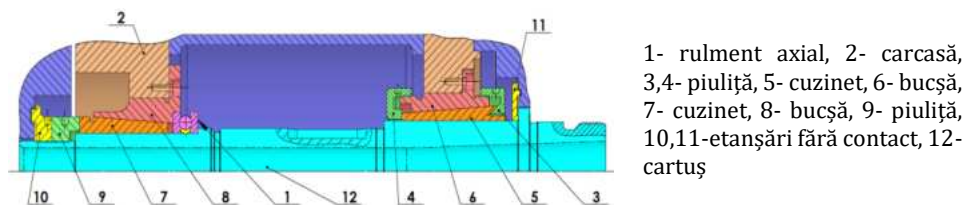


Fig. 1.32 AP pentru strung normal cu lagăre de alunecare radiale

Lagărele de alunecare prezintă următoarele avantaje în ceea ce privește: centrarea mai ușoară a acestora în carcase, sunt mai silențioase în funcționare, prezintă un număr mai mic de piese, sunt mai rezistențe în față șocurilor și a vibrațiilor, au dimensiuni radiale mai reduse, iar durabilitatea este mult mai ridicată față de lagărele de rostogolire.

Printre dezavantajele lagărelor de alunecare putem evidenția existența frecărilor mult mai mari față de cele prin rostogolire, consum de lubrifiant mai mare, gabarit axial mare și lipsa componentelor tipizate. [20] Lagărele de rostogolire sunt utilizate pe scara largă în construcția m-u și în special al AP, unde alegerea unui sistem de lăgăruire optim permite atingerea performanțelor dorite. La construcția lagărelor de rostogolire se pot utiliza mai multe tipuri de rulmenți: cu bile, cu role sau cu ace, iar referitor la utilizarea acestora în construcția AP se vor regăsi mai multe detalii în subcapitolele următoare din conținutul tezei.

## **1.4 Direcțiile de cercetare abordate**

Direcțiile de cercetare abordate sunt în domeniul ingineriei industriale și se concentrează în zona m-u moderne de tip CNC. Cercetările se focusează asupra arborilor principali și a structurilor de aluminiu pentru router-ele CNC. Metodologiile aplicate în contextul tezei de doctorat urmăresc îndeosebi studiul deformațiilor și a rigidității rezultate pe acestea, în funcție de destinația aplicației, respectiv performanțele și preciziile care pot fi obținute.

Evoluția tehnicii la ora actuală prezintă m-u CNC complexe și costisitoare, respectiv o gamă variată de elemente structurale și sisteme de AP cu particularități diferite. De aceea este nevoie de o vedere de ansamblu în ceea ce privește concepția și proiectarea acestora din punctul de vedere a performanțelor multate pe aplicația necesară, utilizând minimum de resurse economice.

## **1.5 Obiectivele tezei de cercetare**

În prezenta Teză de Doctorat, scopul general urmărit este de asimilare de cunoștințe noi în ceea ce privește proiectarea AP pentru M-U CNC moderne și generarea de date ce implică dezvoltarea router-elor CNC pe structuri ce sunt realizate din profile extrudate de aluminiu.

Cunoștințele care vor fi asimilate de autor sunt concentrate pe:

- construcția și proiectarea AP CNC;
- performanțele dobândite ale AP în funcție de tipul de aranjament a lagărelor;
- deformațiile și rigiditățile ce intervin asupra preciziei AP;
- deformațiile și rigiditățile structurilor de aluminiu destinate router-elor CNC și influența acestora asupra preciziei de prelucrare;

Obiectivele generale (OG) ale tezei de doctorat sunt enumerate în continuare, urmate în completare de obiectivele specifice (OS):

- OG\_1: Elaborarea metodologiei de calcul analitic și numeric în vederea stabilirii deformațiilor și a rigidității radiale a AP:
  - *OS\_1.1*: Studiul privind calculul rigidității axiale și radiale a set-urilor de rulmenți pentru aranjamente uzuale destinate AP și realizarea fluxului de proiectare;
  - *OS\_1.2*: Studiul privind deformațiile și rigiditatea radială obținute prin calcul analitic și numeric asupra AP;
  - *OS\_1.3*: Stabilirea metodologiei de aplicare și verificare a deformațiilor radiale prin studiu static de tip FEA;
  
- OG\_2: Elaborarea unor studii de caz pentru un AP destinat unei aplicații prestabilite în ceea ce privește performanțele rezultate:
  - *OS\_2.1*: Stabilirea aplicației și a destinației AP, urmată de alegerea a trei tipuri de aranjamente pentru lagărele acestuia;
  - *OS\_2.2*: Realizarea design-ului 3D și concepția AP;
  - *OS\_2.3*: Studiul analitico-teoretic și static FEA privind deformațiile obținute sub acțiunea forței de așchiere;
  
- OG\_3: Design-ul și concepția 3D a unui router CNC cu realizare practică a acestuia, destinat dotării laboratorului de M-U:
  - *OS\_3.1*: Proiectarea conceptuală;
  - *OS\_3.2*: Modelarea 3D al router-ului și stabilirea cerințelor;
  - *OS\_3.3*: Pregătirea modelului 3D în vederea analizei FEA;
  - *OS\_3.4*: Realizarea desenelor tehnice de ansamblu și de reper pentru router-ul CNC și a modulelor ce îl compun;
  
- OG\_4: Cercetări teoretice și experimentale privind precizia și rigiditatea router-elor CNC din punct de vedere a erorilor introduse de forțele de așchiere:
  - *OS\_4.1*: Analiza statică FEA privind rigiditatea structurii;
  - *OS\_4.2*: Identificarea poziției nefavorabile a AP în spațiul de lucru, pentru care router-ul prezintă deformații maxime asupra structurii de aluminiu, respectiv rigidității minime;



- *OS\_4.3*: Stabilirea cazurilor de orientare a forțelor așchiere și a metodologiei de aplicare asupra structurii pentru realizarea analizei FEA privind rigiditatea și precizia;
- *OS\_4.4*: Stabilirea operațiilor de frezare și determinarea forțelor de așchiere ;
- *OS\_4.5*: Studiul static privind deformațiile, respectiv precizia rezultată pe structura CNC-ul în funcție de operațiile de prelucrare aplicate;

## 1.6 Scop și limitări

Scopul lucrării este destinat cercetărilor științifice aplicate în direcția AP de m-u CNC și a concepției de m-u de tip router CNC, acesta susține importanța temei prin completarea aspectelor ce țin de „know-how-ul” producătorilor din domeniu. Metodologiile și rezultatele obținute în cadrul tezei de doctorat pot fi utilizate în mod direct de către specialiștii din domeniu și viitori doctoranzi, iar acestea pot fi aplicate și corelate cu orice altă aplicație care are ca scop domeniul industrial din familia m-u.

Limitările identificate în cazul tezei de doctorat sunt următoarele:

- în ceea ce privește AP, producători din acest domeniu nu furnizează informații suficiente realizării unei imagini de ansamblu privind concepția și proiectarea acestora datorită competitivității majore de pe piața globală;
- fiind un subiect nou, în ceea ce privește studiul rigidităților AP s-a remarcat o oarecare dificultate în realizarea cercetărilor;
- lipsa sau fragmentarea informațiilor din mediul online, precum și lipsa cărților cu aplicabilitate pe domeniul studiilor efectuate;
- numărul limitat de lucrări științifice care abordează aceeași temă sau subiect similar;
- și nu în ultimul rând ca în orice alt proiect apar probleme ce țin de realizarea machetelor și a experimentelor din punct de vedere a timpului și a constrângerilor economico-financiare.

Cu toate acestea, influența constrângerilor și a limitărilor menționate mai sus, autorul tezei de doctorat nu a întâmpinat dificultăți majore în ceea ce privește studiile efectuate și nu au fost identificate erori notabile.

## 2. MAȘINI-UNELTE CNC

Apariția M-U CNC a avut loc în perioada anilor '70 odată cu dezvoltarea tehnologiei microprocesoarelor și a calculatoarelor, asimilate cu mare interes de către industrie. Un echipament CNC complet este format din m-u propriu-zisă, sistemul hardware și software. [33]

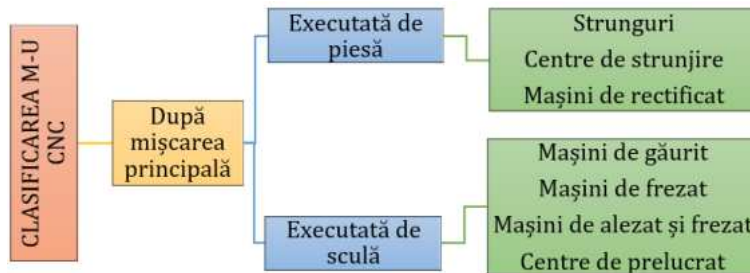


Fig. 2.1 Clasificarea de bază a m-u CNC moderne

Definiția unei m-u CNC este „acea mașină-unealtă prevăzută cu echipament de comandă numerică CNC, cu posibilități de a efectua numeroase operații de prelucrare, sculele fiind schimbate în mod automat între arborele principal și o magazie de scule”. [34]

Autorul descrie m-u CNC ca fiind o m-u controlată numeric de un sistem de calcul cu microprocesor, unde deplasările axelor cinematice principale și de avans pot avea sisteme de control în buclă deschisă sau închisă iar instrucțiunile complete ce țin de mișcările mașinii și de prelucrarea piesei se regăsesc pe baza unui program piesă scris sub formă de cod G.

Avantajele m-u CNC față de prelucrările realizate pe m-u convenționale, sunt:

- rapiditate în execuția unei noi piese și flexibilitate;
- realizarea mai multor operații și faze pe aceeași mașină;
- scăderea erorilor de la operator și precizie ridicată;
- schimbarea rapidă și automată a sculei;
- prelucrarea pieselor complexe nu mai reprezintă o barieră;
- compensarea automată a uzurilor din programul software;
- calitatea superioară a suprafețelor obținute. [33]

Iar printre dezavantaje putem aminti costul ridicat de achiziționare, mentenanță specializată și costisitoare, costul softurilor CAM pentru realizarea rapidă a programelor și necesitatea de personal specializat.

## 2.1 Părțile componente a unei M-U CNC

În general părțile componente a unei m-u CNC sunt asemănătoare cu ale m-u convenționale și îndeplinesc în mare parte același rol funcțional, diferențele constând în geometria elementelor specifice adaptate după mișcările și cerințele mașini.

M-U CNC se deosebesc totuși prin complexitate, prin adăugare de axe suplimentare ce conduc la creșterea gradelor de libertate și prin apariția unor noi componente și echipamente auxiliare.

Noile sisteme, componente și echipamente din arhitectura m-u CNC sunt următoarele: comanda numerică prin microprocesoare, magazie de scule, panou și monitor de comandă, sisteme de monitorizare a încărcării arborelui, sisteme de monitorizare și control a deplasărilor din axele cinematice, sisteme cu multipli senzori (temperatura, vibrații, forțe, etc.), sisteme de răcire și lubrifiere și în ultimul rând de posibilitatea de integrare a mașini într-un sistem de ERP.

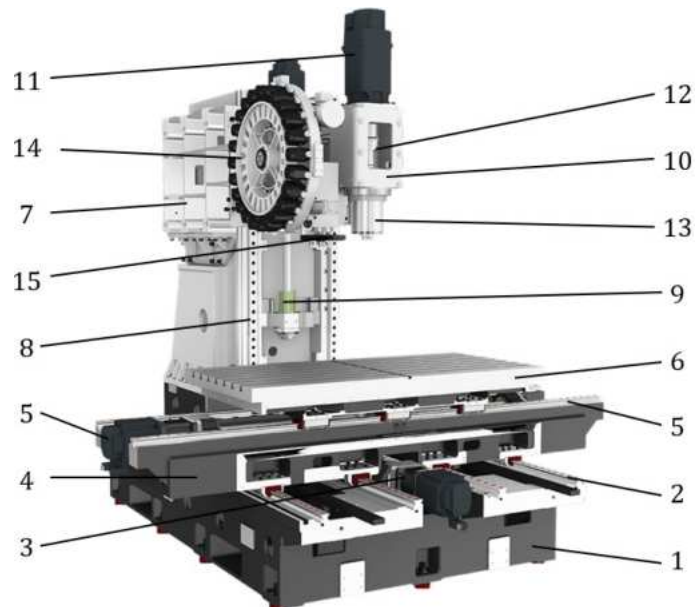


Fig. 2.2 Centru vertical de prelucrat F850 (Hyundai-Wia, 2022)

Centrul vertical de prelucrare F850, figura 2.2, se compune din batiul (1) pe care se montează ghidajele liniare de rulare (2), motorul (3) împreună cu șurubul cu bile și piulița necesară deplasării liniare a axei Y, sania axei Y (4), ghidajele liniare de rulare (5), masa mașinii (6) care efectuează deplasare pe axa X, ghidajele liniare (8) care se regăsesc pe

coloana verticală (7), mecanism motor-șurub-piuliță (9), montul axei Z (10) în care se assemblează motorul AP (11), cuplajul (12), AP (13), iar pentru schimbarea automată a sculei sunt necesare magazia de scule (14) și brațul ATC (15).

## 2.2 Batiurile din construcția M-U CNC

Elementele structurale, precum batiurile au o importanță majoră în funcționalitatea m-u, ele asigură susținerea elementelor specifice și a elementelor mecanice, stabilitatea mașinii și mențin elementele în mișcare aliniată. În figura 2.3 se regăsesc majoritatea materialelor utilizate în construcția m-u CNC moderne pentru batiuri, coloane, montanți, carcase, sănii sau mese, etc.

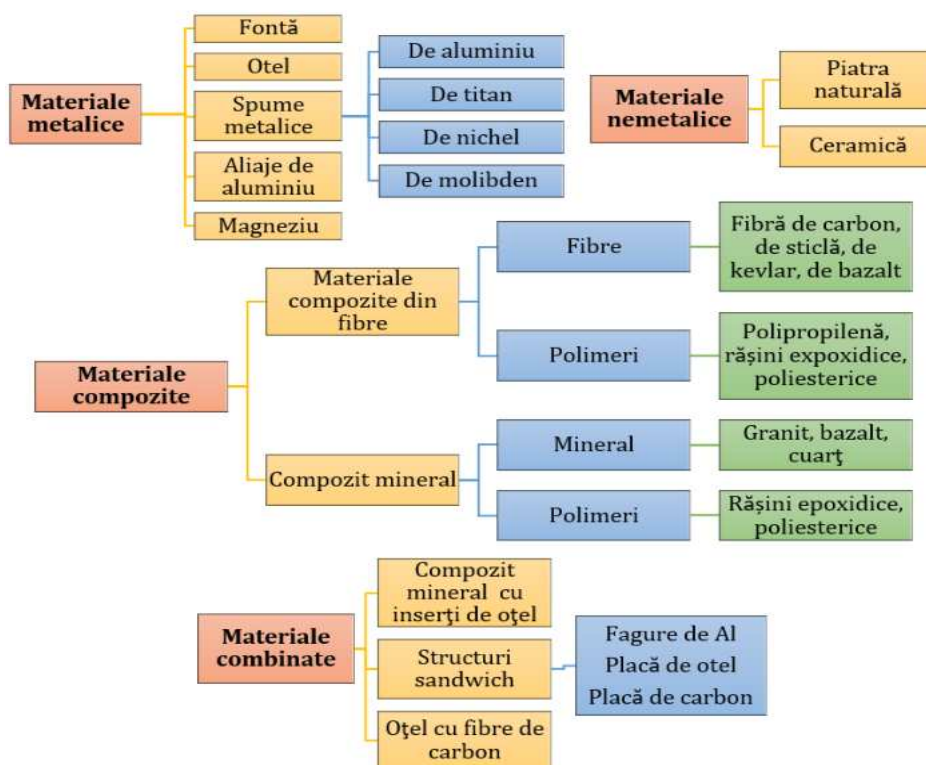


Fig. 2.3 Materiale utilizate în construcția elementelor structurale ale m-u CNC [35]

Elementele structurale dintr-o m-u reprezintă 70÷80% din masa totală a acesteia. Singurele diferențe dintre batiurile m-u CNC moderne și ale unei m-u convenționale constau în geometria mai complexă a acestora și prin utilizarea unor noi materiale cu masă mai redusă

caracterizate prin proprietăți mecanice și comportament termic apropiat fontelor și oțelurilor.

Materialele metalice de tip fontă și oțel sunt încă materiale de actualitate în construcția m-u, respectiv a elementelor structurale. [36]

Utilizarea fontei în construcția batiurilor, figura 2.4-2.6, are avantaje în ceea ce privește proprietățile gradului de amortizare a vibrațiilor. Însă trebuie să se țină cont că la fabricarea batiurilor din fontă pot apărea modificări dimensionale, cauzate de tensiunile interne ce iau naștere în timpul procesului de răcire. Evitarea unor așa zise tensiuni interne mari, care provoacă îndeosebi fisuri în pereții batiului, se face asigurând grosimea pereților să fie uniformă și se va evita reacidările cu raze mici.

Eliminarea tensiunilor interne se face prin tratamente de detensionare realizate pe cale termică sau mecanică. Pentru rezultate superioare detensionarea mecanică și cea termică se poate face combinat. Detensionarea termică sau îmbătrânirea poate fi naturală sau artificială. Îmbătrânirea naturală se va aplica asupra batiurilor pretențioase, de regulă pentru acelea în serie mică de fabricație și poate dura circa 6÷12 luni. În cazul fabricației lor în serie mare se va aplica îmbătrânirea artificială prin încălzirea acestora la temperaturi de 450-600 de grade, menținere și răcire odată cu cuptorul. [6]



Fig. 2.4 Batiul strungului CNC ST-30 din fontă (HAAS, n.d.)



Fig. 2.5 Batiu monolitic din fontă al mașini de frezat M1 (DMG Mori, n.d.)

Oțelul în construcția batiurilor este recomandat în cazul unor batiuri cu solicitări mari, figura 2.7. Batiurile în construcție sudată prezintă proprietăți mecanice superioare datorită modului Young mare și economicitate în ceea ce privește cantitatea de material utilizat. Dezavantajul conferit de aceste batiuri este nivelul scăzut de amortizare a vibrațiilor în comparație cu fonta, deoarece vibrațiile vor fi concentrate în suduri, de aceea va necesita o detensionare corectă, [37][38].



Fig. 2.6 Mașină CNC de frezat portal FLP 2200 (REM, 2021)

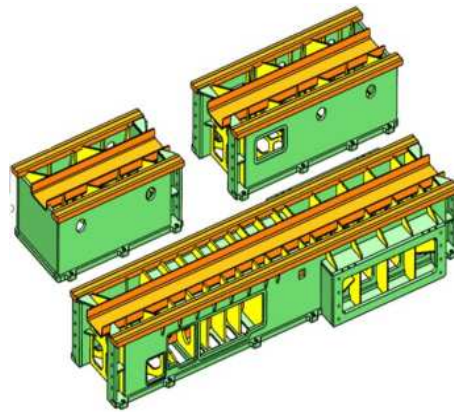


Fig. 2.7 Batiul frezei portal FLP 2200 în construcție sudată și modulară [37]

Capacitatea de amortizare a batiurilor sudate se poate apropia cu a celor din fontă prin proiectarea corectă a îmbinărilor sudate sau utilizând materiale de umplură (beton, compozite), care vor ajuta la creșterea masei batiului, prin urmare ajută la reducerea amplitudinii vibrațiilor și conduce la o amortizare crescută. Umplerea cadrului, figura 2.8, cu diverse compozite minerale este o opțiune simplă și ieftină, [37].

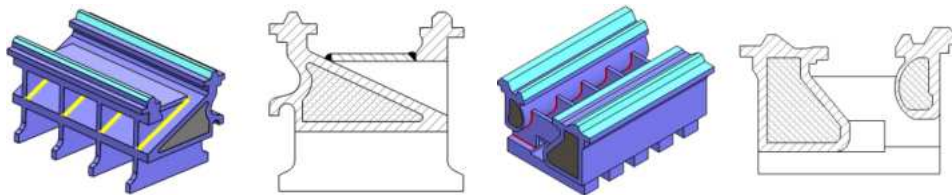


Fig. 2.8 Secțiuni de batiuri sudate cu umplură de beton sau material compozit

Aliajele de aluminiu, figura 2.9, se utilizează în construcția elementelor structurale cât și a port-sculelor, datorită faptului că au o densitate semnificativ mai mică în raport cu fontele și oțelurile. Masele și inerțiile elementelor mobile pot fi reduse și să avem posibilitatea de a crește vitezele de deplasare sau de rotație ale centrelor de prelucrat, raportat la reducerea consumului de energie.

Piatra naturală sau granitul sunt utilizate în construcția m-u CNC de tip prototip, la mașinile precise și de măsurat în coordonate, figura 2.10, deoarece disponibilitatea sa pe piață este mare, are gradul de amortizare ridicat, conductivitate termică scăzută, dilatare termică foarte mică și

stabilitate dimensională în timp. Ceramica este utilizată în aplicații de mare precizie care cer stabilitate termică, rigiditate ridicată și greutate scăzută, însă gradul de amortizare a acestora este scăzut.



Fig. 2.9 Traversă din aluminiu pentru axa X a unei m-u de frezat portabile



Fig. 2.10 Batiu din granit cu ghidaje aplicate pentru m-u de precizie ridicată [39]

Materiale de tip compozit mineral, figura 2.11-2.12, se utilizează pe scară largă la fabricarea elementelor structurale ale m-u CNC de precizie datorită proprietăților dinamice bune și a costului redus de fabricare. Betoanele polimerice așa cum se mai numesc au densitatea cuprinsă între 2100 și 2400 kg/m<sup>3</sup>, un grad ridicat de amortizare și rezistență mecanică scăzută. Temperatura de funcționare ale acestora trebuie menținută sub 20° pentru a-și păstra rezistența mecanică sau de utilizare a unui sistem de răcire, un alt dezavantaj ar fi durata de uscare îndelungată. [36][40][41]

Materialele compozite pe bază de fibre de carbon și diferiți polimeri, figura 2.13-2.14, sunt utilizate în industria constructoare de mașini datorită proprietăților mecanice superioare, a densității reduse și a gradului de amortizare mare, însă costul ridicat al acestuia presupune utilizarea lui doar la aplicații speciale. [42]

Caracteristicile de rezistență mecanică (rigiditatea statică și dinamică) și comportamentul termic al materialului din elementele structurale a m-u depind de următoarele mărimi: modulul de elasticitate  $E$ , modulul de elasticitate transversal  $G$ , rezistența mecanică  $R_m$ , densitate  $\rho$ , coeficientul de dilatare  $\alpha$ , conductivitatea termică  $\lambda$ , căldura specifică  $c$ , coeficientul de amortizare a materialului, însă mai pot fi influențate și de dimensiunile și design-ul acestora, chiar și de modul de fixare în ansamblu sau în fundație. [36]

Câmpul vast de materiale existente creează dificultăți în selecția corectă a unui material pentru elementele structurale ale m-u CNC și trebuie să se țină cont și de alte aspectele cum ar fi, cele de cost, fiabilitate, consum energetic și termen de livrare a mașini.



Fig. 2.11 Batiu din compozit mineral cu inserții de oțel pentru m-u CNC de rectificat



Fig. 2.12 Coloană din compozit mineral de pentru m-u CNC [43]



Fig. 2.13 Traversă pentru m-u CNC din fibră de carbon [42]

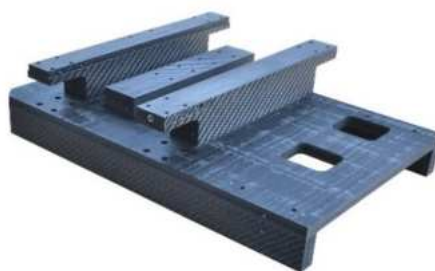


Fig. 2.14 Sanie pentru m-u CNC din fibră de carbon [42]

### 2.3. Axele cinematice ale M-U CNC

În general, o M-U CNC conține mai multe axe cinematice care vor constitui gradele de libertate și mișcările independente ale acesteia, iar cu ajutorul acestora putem genera prin așchiere suprafețe complexe pieselor, figura 2.15. Axele cinematice se pot clasifica în axe cinematice liniare, figura 2.16 și axe cinematice de rotație, figura 2.17. În componența și construcția unei axe liniare întră ghidaje care pot fi de alunecare sau de rostogolire, șuruburi cu bile, lagăre de rostogolire, cuplaje și motoare de acționare. De reținut este faptul că fiecare axă cinematică integrată într-o M-U CNC este acționată independent.



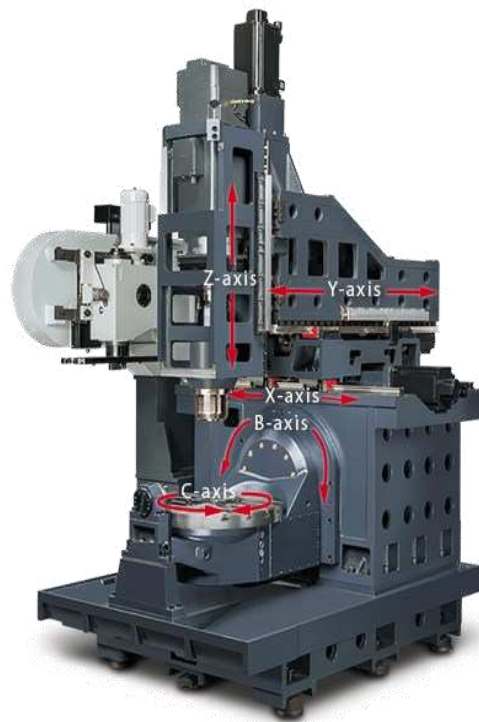


Fig. 2.15 Centru de prelucrat CNC seria FCV-620 (Yama Seiki, n.d.)



Fig. 2.16 Model de axe cinematice liniare X-Y pt. m-u CNC



Fig. 2.17 Masă rotativ-basculantă TRT- 1000 pt. centre de prelucrat în 5 axe (Haas, n.d.)

În cazul unui centru de prelucrat prin frezare în cinci axe, figura 2.15, mișcările de avans sunt realizate de axele cinematice liniare X,Y,Z iar orientarea sculei din AP rămâne fixă. Pentru a crește spațiul de lucru a M-U și de a putea realiza și alte operații de prelucrare pe suprafețele laterale (găurire, filetare) se adaugă o masă rotativ-basculantă care mai adaugă sistemului două grade de libertate, putând astfel orienta piesa în poziția dorită. Orientarea piesei în pozițiile dorite conferă unui centru de prelucrat CNC avantaje net superioare față de o m-u care are doar trei grade de libertate. La un centru de prelucrat CNC în cinci axe față de o mașină CNC în trei axe, cele două grade de libertate pot fi regăsite și atribuite în trei variante, cum ar fi: la o masă suplimentară de rotație și basculare, figura 2.17, la AP de așchiere, figura 2.18, sau în combinație cu o masă de rotație și un AP, figura 2.19. Toate aceste variante se vor regăsi în funcție de cerințele pieței industriale și soluția aleasă de producătorul mașini. Standardul ISO 841 conferă normative în ceea ce privește sensul și direcția axelor, [44].



Fig. 2.18 AP de frezat cu două grade de libertate (Fidia, n.d.)

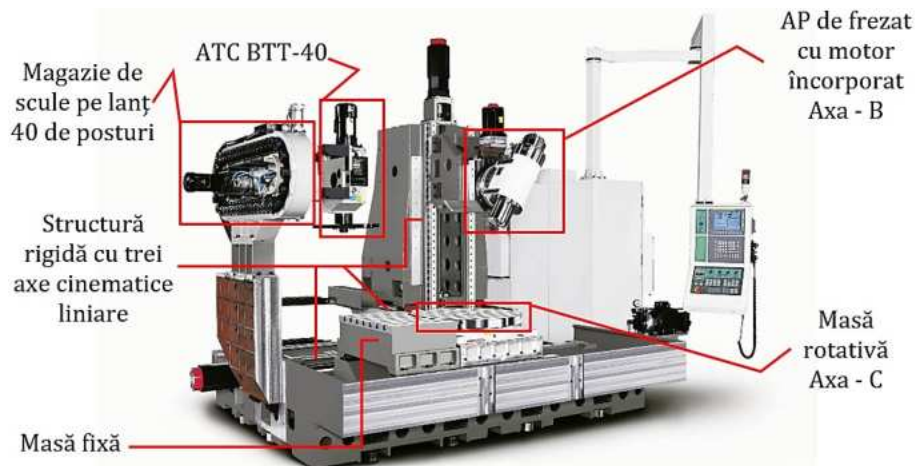


Fig. 2.19 Centru de prelucrat Vcenter -AX în cinci axe cu posibilitatea de rotație a AP și a mesei de lucru, adaptat după (Victor Taichung, n.d.)

## 2.4. Arborii principali M-U CNC

AP destinați m-u CNC pot fi denumiți ca fiind „inima” unui astfel de sistem. Arborii preiau solicitările de încovoiere și răsucire rezultate din procesul de așchiere și se utilizează în aproape orice construcție de m-u.

Rolul funcțional, deosebit, a AP este acela de a antrena în mișcare de rotație, scula sau piesa și influențează în mod direct precizia și calitatea prelucrării, poziția acestora depinde de configurația m-u dar în cele mai multe cazuri ei sunt poziționați pe verticală.

Astăzi majoritatea AP a m-u CNC sunt acționați din interior cu motor încorporat, față de cei acționați din exterior, care au nevoie de următoarele componente, cum ar fi roți dințate, curele de transmisie, fulii, cuplaje, etc. Arbori cu motor încorporat sunt cei preferați de majoritatea clienților datorită performanțelor și a eficienței acestora.

Un AP complet este un sistem complex, figura 2.20, format din mai multe subsisteme și mecanisme îmbinate armonios pentru a satisface anumite cerințe de precizie la operațiile de prelucrare prin așchiere.

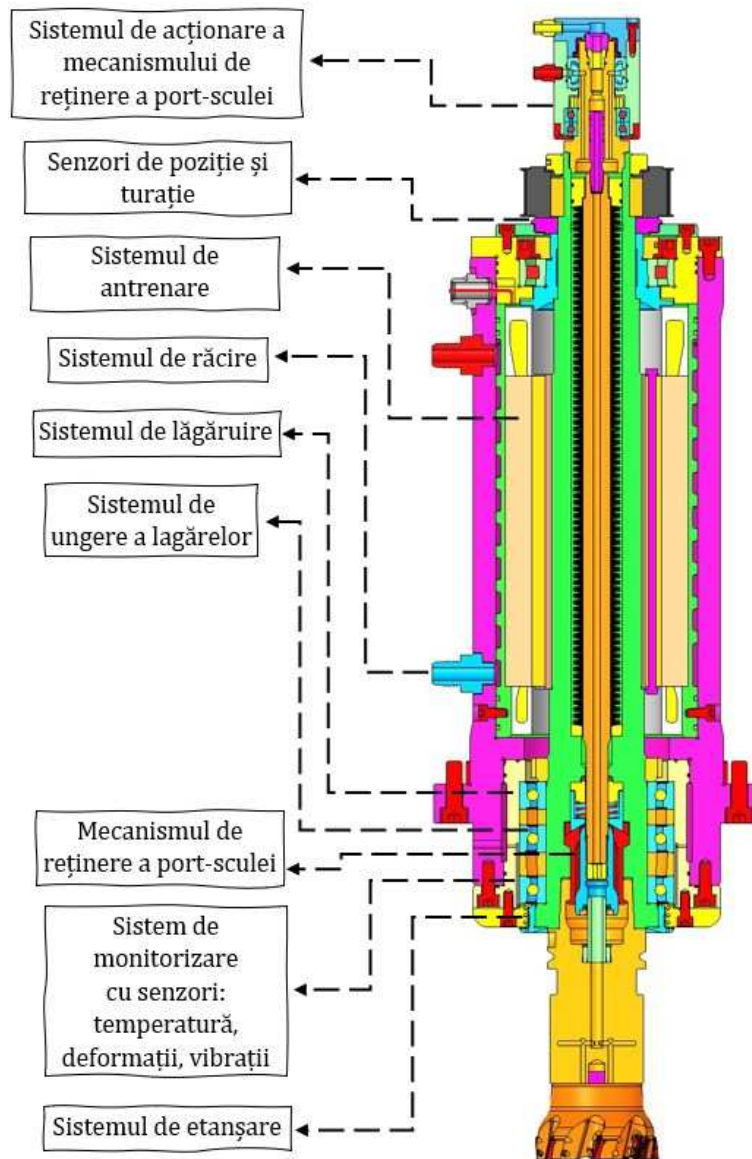


Fig. 2.20 Sistemele și mecanismele din componența unui AP CNC de frezat

Alegerea unui AP pentru o m-u cu CNC conduce de cele mai multe ori la multe semne de întrebare. Cerințele principale în alegerea unui arbore principal sunt turația și puterea dezvoltată de acesta, dacă acestea nu se cunosc vor trebui determinate în funcție de materialul și duritatea piesei

prelucrate, de parametri de aşchiere utilizați și bineînțeles ce scule aşchietoare vom folosi (tip, diametre, material, etc).

Prin alegerea optimă a unui arbore principal putem înțelege, acel arbore ales, care în funcție de aplicația de prelucrare predestinată (strunjire, frezare, găurire, rectificare) va conduce cu succes la realizarea unei piese sau a unui ansamblu de piese conform cerințelor. O piesa sau un ansamblu de piese se caracterizează prin: dimensiune, forma geometrică, masă, calitatea suprafețelor și duritatea materialului, abateri dimensionale și de formă.

Dacă considerăm precizia un criteriu de performanță a unui AP, atunci putem considera că precizia dimensională în urma prelucrărilor unei piese poate porni de la 1  $\mu\text{m}$  pentru operațiile de rectificare sau alezare și poate ajunge până la 100  $\mu\text{m}$  la strunjire și frezare, iar rugozitățile obținute doar de mari producători din domeniu, pot fi cuprinse între  $R_a < 0.1-0.2 \mu\text{m}$ , [45].

#### **2.4.1 Clasificarea AP pentru M-U CNC**

Clasificarea AP de M-U CNC se realizează după mai multe criterii și aspecte, conform figuri 2.21. Dificultatea stabilirii unei clasificări cât mai corecte este dată de complexitatea sistemelor și a componentelor din care este alcătuit acesta.

În ceea ce privește operația pentru care arborele este destinat, acesta va influența forma cartuşului, precum și forma flanșei din zona de prindere a port-sculei și a sistemul de lăgăruire ales.

În funcție de modul și sistemul de antrenare acesta va influența dimensiunile de gabarit a arborelui dar și caracteristicile legate de turație și vibrații. Cea mai pretabilă metodă de antrenare în prezent este cea cu motor integrat deoarece poate atinge turații ridicate și prezenta vibrațiilor sunt minime, însă totodată prezintă și unele dezavantaje precum necesitatea unui sistem de răcire performant și creșterea gradului de complexitate a arborelui.

Sistemul de lăgăruire ales va dicta precizia de prelucrare, forma constructivă, durabilitatea arborelui în timp, dar și capacitatea acestuia de a prelua forțele și șocurile din procesul de aşchiere. La ora actuală se utilizează preponderent rulmenți unghiulari cu bile montați în set-uri, care prezintă rigidități acceptabile, suportă turații ridicate, durată de viață relativ ridicată și cel mai important lucru este acela că va rezulta o construcție simplă a arborelui și cost redus. Firmele mari, producătoare

de rulmenți prezintă categorii speciale de rulmenți unghiulari cu bile sau chiar rulmenți ceramici, destinați exclusiv aplicațiilor de acest gen.

După forma geometrică a carcasei AP, cea mai avantajoasă formă este cea de tip cartuș cilindric datorită faptului că oferă o centrare mai precisă și ușoară în suportul m-u, dar și a faptului că se urmărește integrarea conceptului de interschimbabilitate. Adică în cazul unor mentenanțe îndelungate sau în cazul unor avarieri a arborelui, acesta va trebui înlocuit rapid cu altul pentru creșterea disponibilității m-u, iar cel demontat să poată fi trimis spre reparație.

După felul de răcire a sculei, putem aminti faptul că dacă utilizăm răcire din interiorul AP, va trebui să se realizeze canale și orificii destinate acestui fapt încă din faza de reproiectare. Cea mai dificilă provocare este aceea de a transmite lichidul de răcire către port-sculă și de realizare a etanșeității prin interiorul arborelui atunci când aceasta se află în mișcare de rotație. De aceea o să observați că cei mai mulți producători de m-u utilizează răcire din exterior pentru răcirea sculelor datorită faptului că nu doresc să crească gradul de complexitate și costurile în realizarea unui astfel de arbore.

Dacă clasificăm sistemul de lubrifiere a lagărelor, se pot utiliza unsoare și uleiuri. Unsoarele conform producătorilor, SKF și NSK, se utilizează la AP cu rulmenți unghiulari cu bile și vor fi raportate la diametre interioare cuprinse între 80 și 140 mm, dar care conform cataloagelor nu vor depăși turații mai mari de 12000 rpm iar temperatura din interiorul acestora să nu depășească valori mai mari de 120°C, [46] [47]. La AP unde se dorește o turație ridicată, peste cea mai sus amintită este nevoie proiectarea unui sistem de lubrifiere cu ulei, unde uleiul trebuie introdus în zona căilor de rulare cu precizie și la un timp constant de ungere, acest lucru va conduce la creșterea costurilor dar și complexității acestuia.

În funcție de metoda de schimbare a sculei aceasta poate fi cu schimbare automată sau manuală. În prezent orice utilizator a unei mașini unelte nu va concepe ca aceasta să nu fie echipată cu un ATC.

Proiectarea unui arbore pentru o m-u CNC cu schimbare automată a sculei va trebui astfel conceput să cuprindă sistemul de reținere și eliberare a port-sculei atunci când sistemul ATC dorește preluarea sculei.

Complexitatea privind forma geometrică și constructivă AP se va amplifica și este nevoie de adăugarea unui mecanism sau unități de acționare performant pentru sistemului de reținere și eliberare a port-sculei care va fi corelat cu sistemul ATC.

Tipul și modelul de prindere a port-sculei AP va influența, atât forma constructivă și geometrică a cartușului, cât și sistemul de reținere și eliberare a sculei, aspect care trebuie luat în calcul încă din faza incipientă a concepției și proiectării unui AP CNC.

În funcție de cerințele clientului sau a pieței formele port-sculelor pot fi de tip ISO (BT, CAT, SK) iar cea mai utilizată la ora actuală datorită performanțelor de fixare și precizie este cea de tip HSK. Port-sculele de tip HSK, originare din Germania sunt caracterizate de capacitatea acestora de a transmite momente cu valori ridicate și conferă o rigiditate ridicată în utilizare. Pentru arbori de frezat cu prindere HSK forma geometrică și design-ul cartușului este dictat de standardul DIN 69063 [48], respectiv pentru arbori de strunjit corespunde standardul DIN 55026.

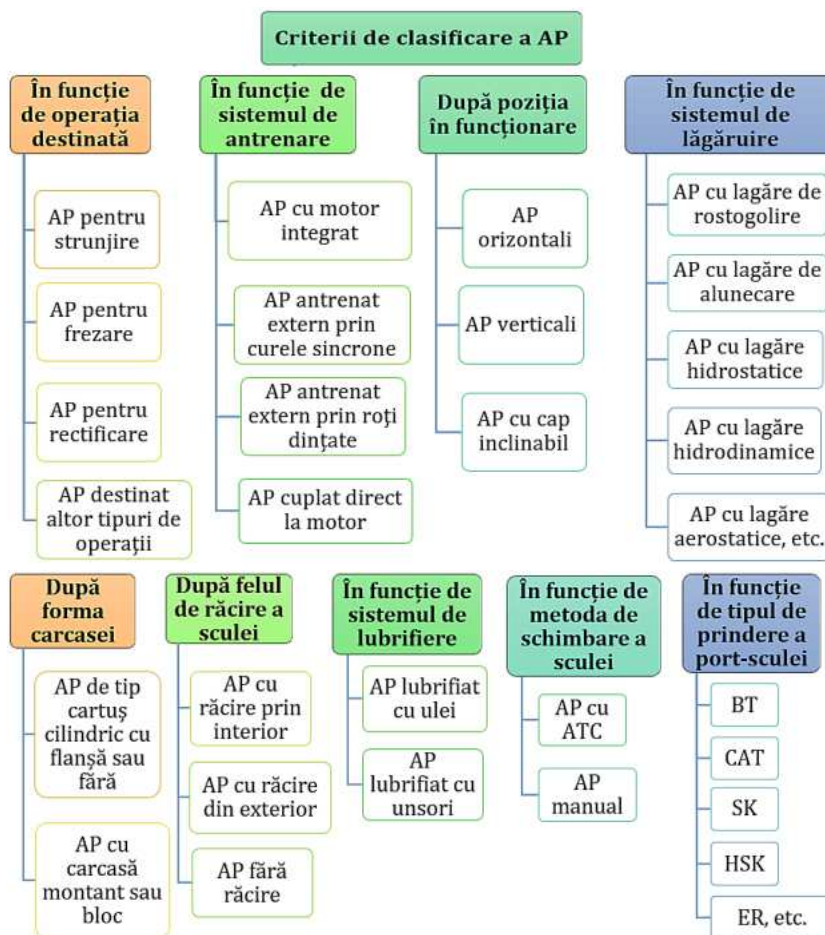


Fig. 2.21 Clasificarea arborilor principali pentru m-u CNC

## 2.4.2 Variante constructive

Forma geometrică de tip cartuș cilindric a AP a fost aleasă de majoritatea producătorilor de m-u datorită faptului că poate fi adaptată cu ușurință la diferite mașini CNC ce se regăsesc la ora actuală în industrie și pe piață. Alte motive pentru alegerea acestei forme ar fi datorate faptului că facilitează o intervenție rapidă în caz de avarie a AP, se poate realiza o mentenanță ușoară iar pe plan de execuție putem spune că forma cilindrică a acestuia se poate realiza cu toleranțe mai precise.

Construcția unui AP direct într-un bloc sau într-o casetă montant de formă paralelipipedică este caracteristică m-u de alezat și frezat, figura 2.22. Acest tip de construcție se utilizează la m-u CNC grele, care lucrează cu forțe de așchiere ridicate, șocuri în prelucrările mecanice și care trebuie să asigure rigidități ridicate. Este o variantă mai rar întâlnită și de preferință se utilizează la mașini cu gabarit ridicat, de regulă arborii pentru aceste mașini execută și o mișcare liniară de deplasare. Caseta montant are rolul de a sprijini, centra și fixa rulmenți cu o precizie ridicată și să ofere toate utilitățile unui sistem de AP.

Carcasa AP mai poate fi sub forma cilindrică (cartuș) fără flanșă, figura 2.23 sau cu flanșă, figura 2.24, în funcție de soluția de fixare aleasă de proiectant.

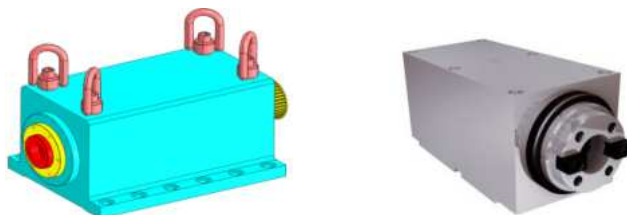


Fig. 2.22 Arborele principal construit în carcasa montant sau bloc



Fig. 2.23 AP cu carcasa de tip cartuș fără flanșă (GMN, n.d.)



Fig. 2.24 AP cu carcasă de tip cartuș cilindric cu flanșă de prindere (GMN, n.d.)

Cerințele pe care trebuie să le aibă o carcasă destinată AP sunt orientate spre robustețe și rigiditate ridicată pentru a suporta ulterior toate forțele, vibrațiile și șocurile transmise de la arbore către structura

m-u. În completare o carcasă pentru AP de m-u CNC trebuie să asigure și alte funcții, cum ar fi cea de lubrifiere a organelor, de etanșeitate, de răcire cu apă, aer sau ulei cât și a altor utilități necesare. [49]

Dacă arborele utilizează spre exemplu lubrifiere prin intermediul unei pompe de ulei, carcasa trebuie să aibă executate orificii și pasaje pentru a direcționa și evacua uleiul de la rulmenți. Răcirea cu apă este folosită pentru a dispersa căldura degajată de la motor în cazul arborilor cu motor încorporat, de a menține lagărele la o temperatură optimă de funcționare dar și de a reduce dilatațiile care pot conduce la modificări dimensionale și la pierderea preciziei întregii unități.

### **2.4.3 Sistemul de lăgăruire a AP CNC**

Sistemele de lăgăruire utilizate la AP pentru m-u CNC sunt sisteme critice în buna funcționare a unui astfel de ansamblu. Sistemul de lăgăruire trebuie să asigure sprijinirea axului și mișcarea de rotație necesară, dar totodată trebuie să asigure o rigiditate ridicată și o durabilitate ridicată. Sisteme de lăgăruire a AP trebuie să satisfacă anumite cerințe generale, după cum urmează: să suporte turații ridicate, să suporte încărcări și șocuri mari, să confere precizii ridicate, zgomot redus, fiabilitate, randament ridicat, încălzire și cost redus.

Lagărele pot fi de mai multe tipuri: de alunecare, de rostogolire (cu rulmenți), hidrostatice (presiunea de ulei este asigurată de un alt sistem), hidrodinamice (presiunea este creată prin turația arborelui), aerostatice (presiunea de aer este asigurată de un alt sistem) și electro-magnetice.

În prezent cele mai folosite sisteme de lăgăruire pentru AP sunt cele de rostogolire iar cele hidrostatice se folosesc preponderent la m-u cu gabarit ridicat sau la aplicații speciale. Un AP de precizie și turație ridicată proiectat cu lagăre de rostogolire poate cuprinde în componenta sa mai multe tipuri de rulmenți: cu bile, cu role cilindrice, cu role conice, cu bile și cu ace, iar selecția lor depinde în special de operațiile pentru care sunt destinate și parametrii de funcționare: turație și solicitări.

Cei mai utilizați rulmenți de precizie (P5/ABEC5, P4/ABEC7, P2/ABEC9) în construcția AP de turații ridicate ale m-u CNC sunt rulmenții cu bile și contact unghiular deoarece aceștia oferă precizii, frecări reduse și turații ridicate, respectiv capacități portante acceptabile atunci când sunt montați în set-uri. Rulmenții cu role conice se folosesc atunci când asupra arborelui acționează încărcări sau forțe mari și este nevoie de rigiditate ridicată asupra elementelor de rulare.



Dezavantajul rulmenților cu role conice este incapacitatea de a accepta turații mari de funcționare. [50]

Producătorii de m-u CNC utilizează în prezent ca sistem de lăgăruire lagăre de rostogolire cu rulmenți unghiulari, în special pentru partea din față a arborelui, unde se montează port-scula iar pentru partea din spate recomandă a se utiliza rulmenți mobili pe direcția axială. Utilizarea unui astfel de sistem de lăgăruire face ca dilatațiile să poată fi controlate și să se propage în partea din spate a arborelui unde nu influențează precizia.

Acești rulmenți mobili axial pot fi confecționați din materiale cu stabilitate termică, unde pentru inelul interior și exterior se utilizează ca material Cronidur, iar la bilele de rulare se utilizează ceramică, [51] [52].

După cum se poate observa în figura 2.25, impunerea unor cerințe asupra arborelui va conduce la alegerea tipului de rulment și asupra design-ului. În consecință la concepția și proiectarea unui AP pentru o m-u CNC, proiectantul trebuie să găsească soluții echilibrate și eficiente în ceea ce privește designul și funcționalitatea.



Fig. 2.25 Impactul asupra arborelui în funcție de cerințe și tipul de rulment

Uzual unghiurile de contact a rulmenților cu bile sunt standardizate la valori de  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$  și  $30^\circ$ , însă există și alte configurații de valori. Aceste unghiuri determină raportul dintre încărcările axiale și radiale posibile ale rulmentului, [47]. Dacă unghiul de contact este mic, crește capacitatea radială de încărcare iar cu cât este mai mare unghiul de contact, va crește capacitatea axială de încărcare a rulmentului, vezi figura 2.26.

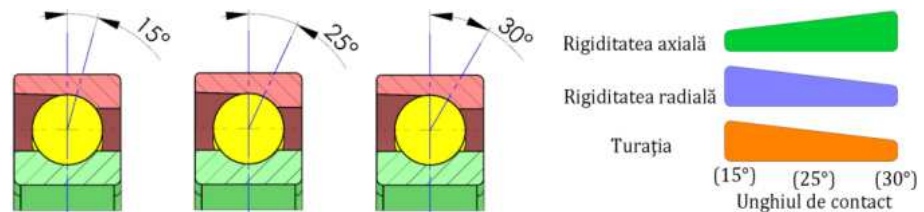


Fig. 2.26 Schema variației turației, a rigidității axiale și radiale pentru rulmentul unghiular 7020 în funcție de valoarea unghiului de contact [47]

Este foarte important să alegem rulmenții de la producătorii de profil, care să îndeplinească standardele de calitate ridicate și să respecte toleranțele dimensionale, de formă și a bățăilor radiale.

Pentru alegerea tipului de rulment cu contact unghiular în realizarea lagărelor de rostogolire a unui AP se va ține seama de următoarele caracteristici și factori:

- de dimensiunea alezajului interior a rulmentului prestabilit din concepția și proiectarea arborelui (ce gabarit disponibil avem în ansamblul respectiv, gabarit radial sau gabarit axial, fie ambele);
- de mărimea și direcția sarcinii (axială, radială sau axial-radială);
- de valoarea unghiului de contact;
- de tipul de pretensiune (ușoară, medie, ridicată);
- de modelul de aranjare a rulmenților în set-uri (influențează rigiditatea arborelui);
- de turația arborelui (deoarece pentru arborii cu turații mari se folosesc rulmenți cu bile pe un singur rând);
- tipul de lubrifiere utilizat;
- de durata de funcționare sau durabilitatea lagărului;
- de precizia oferită de rulment (deoarece rulmenții se execută în trepte de precizie);
- de dilatațiile axiale. [47] [53]

Se poate observa în exemplul din figura 2.27 cum influențează limitele de turație, rigiditatea axială și radială valorile unghiului de contact sub acțiunea unei pretensionări ușoare a unui set de rulmenți montați spate în spate.

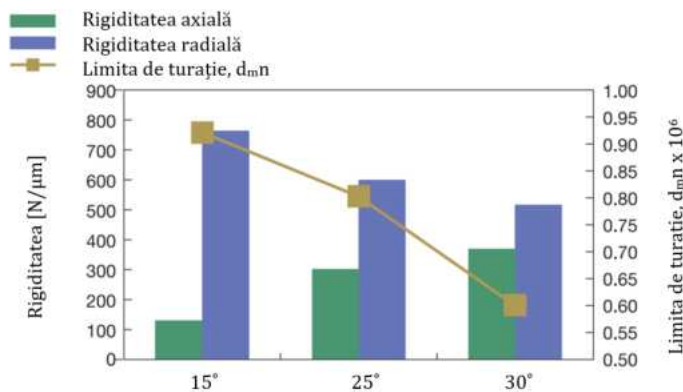


Fig. 2.27 Variația rigidității axiale, radiale și a durabilități pentru un set de doi rulmenți unghiulari așezați spate în spate cu pretensionare ușoară (7020\_DB) [47]

Rigiditatea axială a unui rulment cu unghi de contact egal cu  $30^\circ$  este de aproximativ trei ori mai mare de cât a unuia cu unghi de contact egal cu  $15^\circ$ , iar în ceea ce privește limitele de turații putem preciza că pentru cel cu unghi de contact de  $30^\circ$  vor scădea considerabil.

Legat de cantitatea de căldură degajată în funcționare și de durata de viață a rulmenților unghiulari, putem menționa că odată cu mărirea unghiului de contact aceștia vor genera o căldură relativă din ce în ce mai mare și durabilitatea acestora se va reduce, figura 2.28.

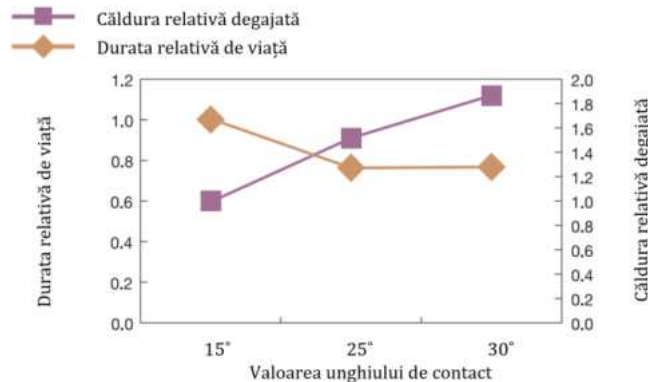


Fig. 2.28 Variația duratei de viață și a căldurii relative degajate pentru un set de doi rulmenți unghiulari așezați spate în spate cu pretensionare ușoară (7020\_DB) [47]

Pretensionările aplicate rulmenților unghiulari se pot realiza pe trei categorii: pretensionare ușoară (U), medie (M) sau ridicată (R). Indiferent de valoarea unghiului de contact a rulmentului odată cu creșterea pretensionării vom ridica și valoarea rigidității axiale și radiale ale acestuia, dar trebuie să ținem cont că degajările de căldură vor crește și ele, în timp ce durata de viață și turațiile maxime suportate vor decădea, figura 2.29 și 2.31.

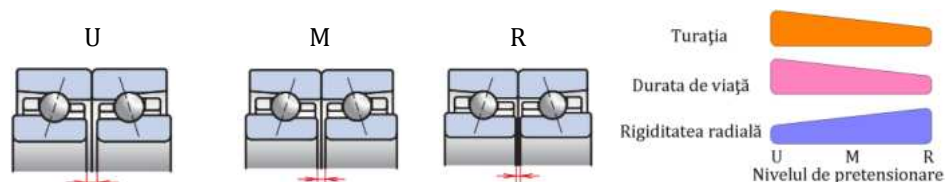


Fig. 2.29 Efectul nivelului de pretensionare asupra turației, duratei de viață și a rigidității pentru un set de rulmenți 7020\_CDB, adaptat după [47]

Conform figuri 2.30 putem ridica rigiditățile axiale și radiale dar numai sacrificând turațiile maxime suportate de rulment, de acea la proiectarea unui AP este nevoie ca proiectantul să analizeze corect caracteristicile care se doresc a fi îndeplinite.

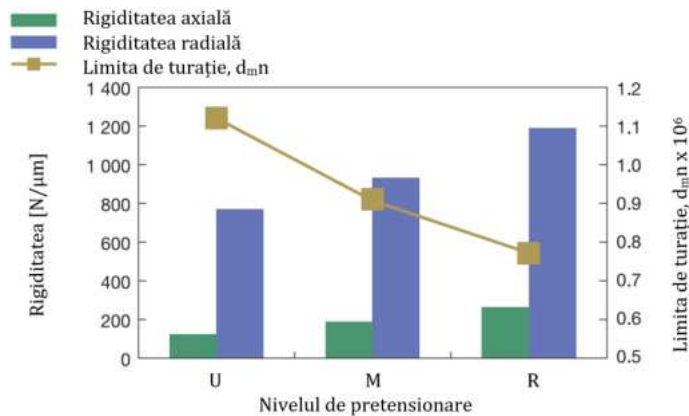


Fig. 2.30 Efectul claselor de pretensionare asupra rigidității axiale, radiale și a turațiilor pentru un set de rulmenți unghiulari în aranjament DB (7020\_CDB) [47]

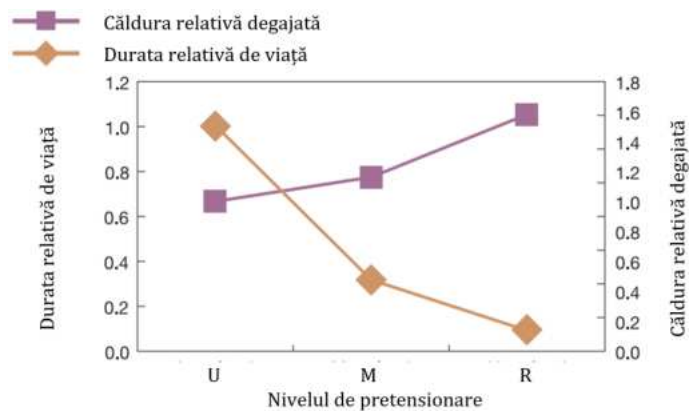


Fig. 2.31 Variația duratei de viață și a căldurii relative degajate în funcție de nivelul de pretensionare (7020\_CDB) [47]

În concluzie pentru asigurarea unei turații cât mai mari pentru un AP, în special pentru un arbore destinat operațiilor de frezare sau rectificare, se vor utiliza rulmenți unghiulari cu un unghi de contact de  $15^\circ$  cu pretensionare ușoară sau medie iar pentru a putea atinge rigiditatea dorită vom utiliza un anumit număr de rulmenți care vor fi montați în set-uri sub diverse așezări. Pentru asigurarea unei rigidității radiale optime, se recomandă în faza proiectării să ținem cont de distanța dintre capătul arborelui (solidarizat cu port-scula) și ansamblul de rulmenți să fie minimală, iar raportul dintre distanța liniilor de presiune a lagărelor celor două capete a arborelui și diametrul primului rulment să satisfacă relația:  $L/D=2,5 - 3$ , respectând aceste condiții se va ajunge la cel mai bun compromis, conform celor de SKF, [53].

### 2.5.2.1 Montaje dedicate cu rulmenți pentru AP CNC

Rulmenții utilizați în construcția lagărelor trebuie să preia reacțiunile din lagărul respectiv și să poziționeze univoc arborele în raport cu carcasa asigurând o centrare cât mai perfectă cu posibilitatea unor dilatări inegale ale arborelui și carcasei în timpul funcționării. În practică lagărele cu rulmenți se proiectează ținând seama de funcțiile specifice ale acestora, recomandări din literatura de specialitate, cataloage și recomandări ale firmelor producătoare.

Funcțiile pe care trebuie să le îndeplinească în mod general toate lagărele cu rulmenți se pot enumera după cum urmează: rezemarea și centrarea arborelui, poziționarea axială în raport cu carcasa, să permită eventuala dilatare a arborelui, ungerea și etanșarea lagărului, răcirea lagărului.

La construcția AP CNC cu motor integrat, care sunt caracterizați de precizii și turații ridicate, se utilizează preponderent rulmenți cu bile cu contact unghiular și rulmenți radiali cu role cilindrice de tip NN. În funcție de operațiile de prelucrare pe care le deservește AP, rulmenții pot fi așezați sub diverse configurații. În principal configurațiile de așezare a rulmenților se aleg în funcție de valorile forțelor axiale și radiale ce acționează asupra AP, dar trebuie să ținem cont și de limitele de turații pe care dorim să le atingem. Pentru buna funcționare a unui AP este necesar în general să utilizăm două lagăre, unul principal denumit lagăr conducător și unul secundar denumit lagăr secundar, vezi figura 2.32.

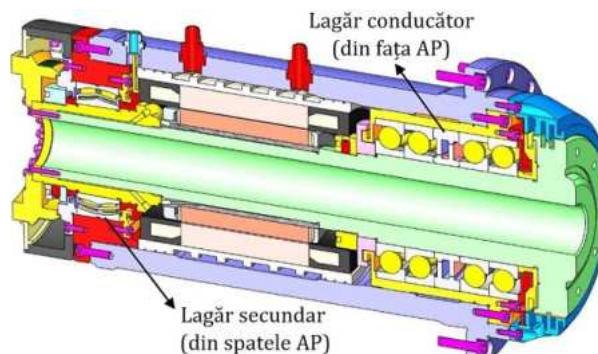


Fig. 2.32 Arbore principal pentru strung CNC și evidențierea lagărelor

Posibilitatea utilizării unui număr variabil de rulmenți așezați sub diverse configurații, modificarea valorilor pretensionări și alegerea unghiurilor de contact pentru lagărele utilizate, va conduce la obținerea unor game vaste de rigidități, turații, temperaturi și durabilități, în ceea

ce privesc AP. Obținerea unor rigidități adecvate și a unor turații ridicate de către un AP sunt în prezent cerințe minime și necesare care trebuie satisfăcute în contextul actual când industria cere calitate și productivitate, [54][55].

Alegerea configurațiilor de rulmenți utilizați la un AP CNC se face pe baza unor cerințe rezonabile, de regulă în funcție de caracteristicile de lucru a m-u. Turația maximă pe care arborele poate să o atingă depinde de sistemul de lăgăruire, în special de viteza maximă pe care rulmenții utilizați pot să o realizeze. Numărul dN, se poate calcula teoretic în funcție de tipul de lagăr, tipul de lubrifiere, valoarea preîncărcării și a solicitărilor, etc. Numărul dN este utilizat de regulă și la determinarea corectă a vâscozității unsoarelor și a uleiurilor utilizate la lubrifierea lagărelor. Valoarea maximă a numărului dN în ceea ce privește limita maximă de turație suportată de către rulment este produsul dintre diametrul mediu a rulmentului și turația de funcționare a arborelui, respectiv a rulmentului.

Calcularea numărului dN pentru rulmenți cu bile:

$$dN = \frac{D_{rul} + d_{rul}}{2} * n_{AP} \quad (2.2)$$

Calcularea numărului dN pentru rulmenți cu role cilindrice:

$$dN = \frac{D_{rul} + d_{rul}}{2} * n_{AP} * 2 \quad (2.3)$$

Pentru un AP care utilizează lagăre de rostogolire cu rulmenți cu bile, numărul dN poate atinge valori de 500.000 iar dacă arborele utilizează lubrifiere cu ulei și proiectantul alege corect componentele, valoarea numărului dN poate depăși 2.000.000. Astăzi producătorii de rulmenți pot aproxima durata de viață a unui lagăr, în special a celor prin rostogolire. Prognoza duratei de viață aproximative pentru AP utilizat la turații maxime, în condiții corespunzătoare și fără lovituri sau șocuri excesive, este undeva între 5000-10.000 de ore, [49][56].

La proiectarea unui arbore principal trebuie să ținem cont de forțele de așchiere stabilite prin calcul în funcție de operațiile pe care le vom realiza și de turația maximă necesară. Configurația, tipul, diametrele și modelul de aranjare a rulmenților într-un arbore vor influența numărul dN și rigiditatea sistemului.

În funcție de numărul de  $dN$  lagărele de rostogolire cu bile și cu role se pot împărți în trei grupe de bază, [54][55]:

- grupa 1:  $dN=(0.1-0.5)10^6$ , care va include categoria de m-u grele destinate operațiilor de strunjire, frezare și găurire; lagărele sunt constituite predominant din rulmenți cu role pe două rânduri și rulmenți cu bile cu contact unghiular de dimensiuni mari; acest tip de configurație conferă zgomot redus în funcționare, rigiditate și rezistență ridicată la solicitări și șocuri;

- grupa 2:  $dN=(0.4-1)10^6$ , care va include m-u destinate operațiilor de frezare, găurire, rectificare dar și m-u CNC de mici dimensiuni, cum ar fi strungurile; la aceste tipuri de m-u unelte se va evita utilizarea rulmenților cu role cilindrice mai ales pentru lagărul conducător al AP, deoarece au tendința de a produce căldura datorită contactului liniar a rolor; producători din acest domeniu utilizează preponderent rulmenți cu bile datorită contactului punctiform a bilelor cu căile de rulare dar și a faptului că frecările sunt minime;

- grupa 3:  $dN=(0.8-2.5)10^6$ , este dedicată m-u CNC de mari viteze, unde toate componentele acesteia sunt optimizate; construcția lagărelor pentru AP de acest fel sunt realizate cu rulmenți hibridi unde elementele de rostogolire sunt din materiale compozite sau ceramice ( $Si_3N_4$ ). Rulmenți hibridi sunt caracterizați prin mase scăzute, iar acest fapt va conduce la următoarele avantaje: stabilitate geometrică ridicată, funcționare la turații ridicate cu degajări minime de căldură, rigidități ridicate și frecvențe naturale foarte ridicate. Valoarea coeficientului de frecare este de 0.028, pentru rulmenți cu elementele de rulare din material ceramic și colivia din material PEEK, [57].

Numărul de rulmenți utilizați la realizarea diferitelor configurații de lăgăruire pentru un AP este teoretic infinit, însă în practică datorită frecărilor din aceștia ne vor limita la atingerea rotațiilor maxime. În consecință proiectantul trebuie să ia în calcul cerințele pieței și să facă compromisuri între rigiditatea AP și turația maximă.

Forțele de așchiere sunt preluate de lagărul conducător, astfel pentru proiectarea unui arbore de mare viteză este nevoie de doi rulmenți în partea din față iar pentru a crește rigiditatea se pot adăuga mai mulți, dar de regulă nu mai mult de patru rulmenți. În ceea ce privește lăgăruirea părții din spate ale AP se recomandă a se utiliza un număr maxim de trei rulmenți, în funcție de cât de mult dorim să diminuăm apariția încovoierii datorate forțelor radiale de așchiere, [58].

În tabelul 2.1 se vor regăsi diferite modele de configurații utilizate în construcția AP, realizate numai din rulmenți cu bile cu contact unghiulari sau combinate cu rulmenți radiali cu role cilindrice. Fiecare configurație având caracteristicile proprii în ceea ce privește comportarea, capacitatea de încărcare și rigiditatea sistemului, atât axială cât și radială.

Conform modelelor de aplicații 1, 9, 10, 14, în construcția AP se pot utiliza pentru lagărul conducător rulmenți cu bile unghiulari așezați sub diferite configurații (DB, QBC sau TBT) sau atunci când necesită capacități portante radiale ridicate se pot combina și cu rulmenți radiali cu role cilindrice, respectiv cu rulmenți radiali mobili cu bile. Pentru lagărul din spate se utilizează un rulment radial cu role pe două rânduri deoarece va ridica rezistența arborelui la solicitările de încovoiere și tot odată va permite deplasarea axială a acestuia sub influența dilatațiilor termice fără a afecta precizia de prelucrare. Acest tip de configurație se pretează pentru turații mici sau medii.

La aplicațiile 2, 11, 13 se utilizează la construcția lagărului conducător numai rulmenți cu contact unghiular așezați doar câte unul sau cate doi în configurație DB iar pentru lagărul din spate se utilizează doar un rulment cu contact unghiular. Apariția unor dilatații semnificative pentru aplicațiile 11, 13, va conduce la slăbirea pretensionărilor lagărului din spate, prin urmare rulmenții vor fi liberi și pot induce vibrații în sistem. Aceste configurații sunt utilizate la AP cu turații mari sub acțiunea unor solicitări axiale, radiale ușoare și răcire controlată.

Aplicațiile 3, 4, 7, 12, 16, utilizează pentru lagărul conducător rulmenți cu bile unghiulari așezați câte doi sau trei în tandem (DT sau TT) sau în cazul aplicației 16 în QBC, iar pentru partea din spate se utilizează unul sau doi rulmenți cu bile unghiulari în tandem, fie așezați cu liniile de presiune spre direcția sarcinii axiale sau invers. Dilatațiile termice se direcționează spre lagărul din spate la care liniile de presiune a rulmenților sunt în aceeași direcție cu dilatațiile se va produce o slăbire a elementelor de rulare conducând astfel la apariția vibrațiilor în sistem. Acești arbori sunt caracterizați de turații, rigidități și capacități portante medii sau ridicate.

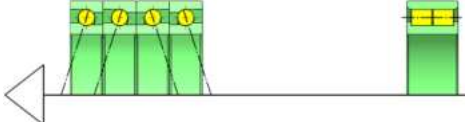
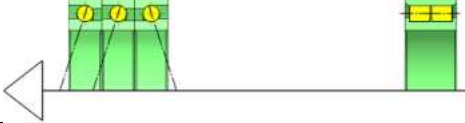
La aplicațiile 5, 6, 8, 15 configurațiile utilizate se caracterizează prin turații, rigidități și capacități portante medii. Lagărul conducător este realizat din configurații de tip DB sau TBT iar pentru lagărul din partea din spate sunt utilizați rulmenți așezați în DB sau unul singur cu linia de presiune în direcția axială a dilatației termice.



Tabel 2.1 Configurații de rulmenți a AP pentru diverse aplicații [54][55][59]

Nr. aplicației	Aranjarea rulmenților		Rigiditatea sistemului %		Capacitatea de încărcare %		dN= [mm*rpm]	Caracteristici
	Față	Spate	Axial	Radial	Axial	Radial		
1. Strunjire	==<>	==	100	100	60	100	(0,2-0,6) *10 <sup>6</sup>	-încărcări axiale și radiale mari; -turații relative mici;
2. Frezare Găurire Rectificări	<	>	30	62	35	22	(1,2 - 2,5) *10 <sup>6</sup>	-încărcări axiale și radiale ușoare; -turații ridicate
3. Găurire Rectificări	<<	>	32	77	35	40	(0,8-1,6) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale și radiale medii; -arbori de dimensiuni mici;
4. Frezare Rectificări Găurire	<<	>>	61	95	75	44	(0,8-1,4) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale și radiale medii; - metoda uzuală;
5. Găurire Rectificări Strunjire	<>	<>	32	77	34	40	(0,6-1) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale medii; -prelucrări ușoare;
6. Strunjire Găurire	<<>	<>	44	84	75	44	(0,4-0,9) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale medii; - metoda uzuală;
7. Frezare Găurire	<<<	>>	76	98	100	46	(0,3-0,6) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale mari; - încărcări radiale medii;
8. Frezare Găurire	<<>	>	44	84	35	22	(0,5-0,9) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale medii;

Continuare Tabel 2.1 Configurații de rulmenți a AP pentru diverse aplicații

Nr. aplicației	Aranjarea rulmenților		Rigiditatea sistemului %		Capacitatea de încărcare %		dN [mm*rpm] l	Caracteristici
	Față	Spate	Axial	Radial	Axial	Radial		
9. Rectificare Frezare Strunjire	<<>>	==	65	100	75	50	(0,4-0,9) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale mari și axiale medii; - metoda uzuală;
								
10. Frezare Strunjire	<<>	==	44	84	75	47	(0,4-1) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale și axiale medii; - metoda uzuală;
								
11. Frezare Găurire Rectificare	<	≈>	23	60	30	27	(1,2-2,5) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale și radiale ușoare; - viteză de lucru 100%;
12. Frezare Găurire	<<	≈>>	46	92	60	52	(0,8-1,4) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale și radiale medii; - viteză de lucru 100%;
13. Rectificare Strunjire Frezare	<≈>	≈>	25	89	25	60	(0,8-1,6) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale și radiale ușoare; - viteză de lucru 100%;
14. Frezare Strunjire	<≈>	==	23	82	30	46	(0,4-1) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale ușoare și radiale medii; - viteză de lucru 80%;
15. Frezare Găurire	<<≈>	≈>	46	93	50	65	(0,5-0,9) *10 <sup>6</sup>	- încărcări radiale medii; - viteză de lucru 100%;
16. Rectificare Strunjire Frezare	<<≈>>	≈>>	48	98	48	65	(0,4-1) *10 <sup>6</sup>	- încărcări axiale și radiale ridicate; - viteză de lucru 100%;

În figura 2.33 se evidențiază diferite modele de configurații universale și codificările acestora, utilizate în componența lagărelor AP, însă trebuie să înțelegem că proiectantul poate să își realizeze propriile configurații în funcție de cerințele clientului în ceea ce privește turația, momentul, puterea și rigiditatea sistemului.

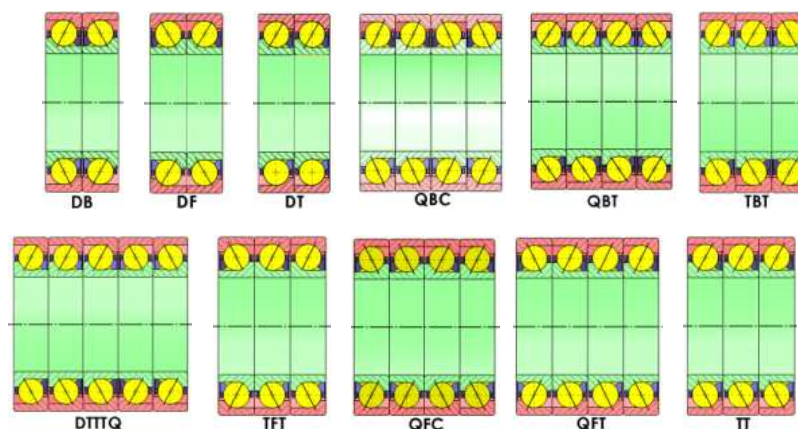


Fig. 2.33 Configurări universale de așezare a rul. unghiulari, adaptat (SKF, NSK, n.d.)

Tabel 2.2 Caracteristicile AP de la producători din domeniu [60-67]

Producător	Plaja de putere [kW]	Plaja de turații [rpm]	Tipul de lubrifiere	Sistemul de răcire	Tipul de motor	Operații tehnologice
FISHER	0.5-20	$(12-150) \cdot 10^3$	Unsori sau mixt aer-ulei	Lichid	Asincron	Rectificare
FISHER	3-150	$(8-90) \cdot 10^3$		Lichid	Asincron Sincron	Frezare Găurire
GMN	3-120	$(7-90) \cdot 10^3$	Unsori sau jet de ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Găurire
GMN	0.4-80	$(21-250) \cdot 10^3$				Rectificare
DMG MORI	8-37	$(1-8) \cdot 10^3$	Unsori, mixt aer-ulei sau jet de ulei	Lichid	Asincron Sincron	Strunjire
DMG MORI	6-45	$(8-30) \cdot 10^3$				Frezare Găurire
DMG MORI	3.7-11.5	$(3.7-70) \cdot 10^3$				Rectificare
SKF	5.5-16	$(10-30) \cdot 10^3$	Ceață de ulei sau mixt aer-ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Rectificare
NSK	18.5-22	$(15-20) \cdot 10^3$	Unsori	Lichid	Asincron Sincron	Frezare
FAG	2.5-20	$(20-45) \cdot 10^3$	Jet de ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Rectificare Găurire
SETCO	10-25	$(6-24) \cdot 10^3$	Mixt de aer și ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Găurire
SETCO	2.2-15	$(3.5-8) \cdot 10^3$	Unsori	Ulei		Strunjire
SETCO	3.6-42	$(3.6) \cdot 10^3$	Unsori	Lichid		Alezare
OMLAT	0.62-100	$(3-40) \cdot 10^3$	Unsori sau ceață de ulei	Lichid	Sincron	Frezare Rectificare Găurire

În prezent pe piață există numeroși producători de m-u CNC și de AP care oferă o gamă variabilă de caracteristici. După cum se poate observa în tabelul 2.2, principalele caracteristici de performanță utilizate la configurarea AP sunt puterea și turațiile maxime, iar pe plan secundar fiind alegerea sistemului de antrenare, lubrifiere, răcire și de reținere-eliberare a portsculei.

În figurile de mai jos sunt prezentate și evidențiate diferite soluții de lăgăruire și de modele a AP CNC utilizați la diferite operații tehnologice.

La construcția lagărului conducător a AP din figura 2.34, se utilizează un rulment radial cu role pe două rânduri și o configurație de tip DB din rulmenți cu contact unghiular, iar pentru partea din spate se utilizează un rulment radial cu role pe două rânduri. Acest model de lăgăruire, se caracterizează prin rigidități axiale și radiale ridicate dar funcționare la turații relativ scăzute. Conform NSK acest model de aranjament se poate utiliza la proiectarea AP pentru m-u de tip strung, freze sau chiar centre de prelucrat, [47].

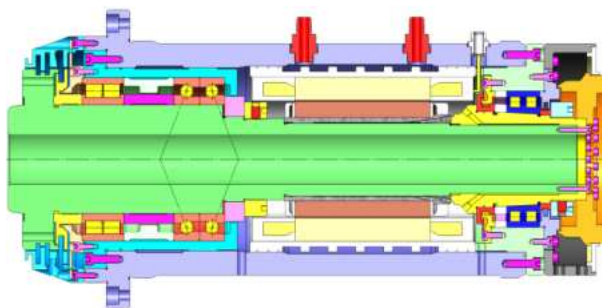


Fig. 2.34 AP pentru strung CNC cu motor incorporat și lagăr conducător format din rulment dublu cu role cilindrice și un set DB de rulmenți cu contact unghiular

În figura 2.35 este prezentat un AP pentru strunjirea semifabricatelor cu diametre mari. În construcția lagărului conducător se regăsesc rulmenți cu bile cu contact unghiular, așezați în configurație TBT. Între primii doi rulmenți așezați în tandem și ultimul rulment din set-ul de rulmenți TBT sunt introduse două distanțiere între inelele acestora, având rolul de a crește rigiditatea la maximum posibil. Pentru soluția prezentată de SKF, lagărul conducător este constituit din rulmenți cu bile unghiulari, cu unghiul de contact de  $25^\circ$  (7216 ACD/P4ATBTA), iar lagărul din spate este format dintr-un rulment cu role cilindrice pe un singur rând, N 1010 KTN/SP. Acest AP se va caracteriza prin rigidității și capacității portante medii, dar turații maxime de lucru relativ scăzute, în jur de 8.000 rpm dacă se utilizează lubrifiere pe unsori sau de 14.000 rpm la lubrifierea cu mixt de ulei și aer, [68].

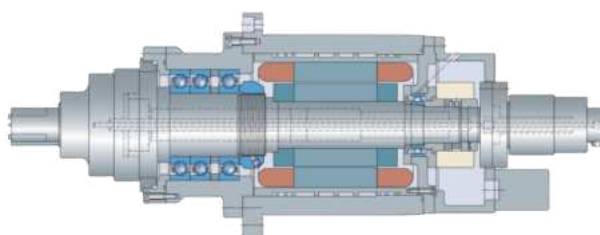


Fig. 2.35 AP pentru strung CNC cu motor încorporat, proiectat și utilizat la semifabricate cu diametre mari [68]

Pentru lăgăruirea unui AP principal de frezat convențional conform figura 2.36, lagărul conducător se poate realiza cu un rulment radial cu role cilindrice pe un rând (N 1014 KTN/SP) și o configurație DB din rulmenți unghiulari cu unghiul de contact  $30^\circ$  (BTM 70 ATN9/HCP4CDBA) iar lagărul secundar are în componență un singur rulment cu role cilindrice de tip N 1013 KTN/SP. Soluția de lăgăruire a unui astfel de arbore oferă caracteristici ridicate în ceea ce privește rigiditatea radială și axială. Minusurile se regăsesc în capacitatea de a atinge turații ridicate, mai concret în cazul lubrifierii cu mixt de ulei și aer, turația maximă de lucru poate ajunge până la 10.000 rpm, [53].

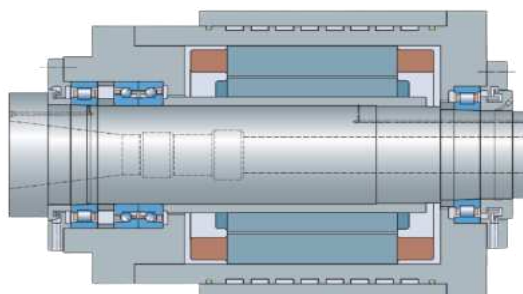


Fig. 2.36 AP pentru freză CNC cu motor încorporat – variantă convențională [53]

În exemplul din figura 2.37 este prezentată o soluție de aranjare și configurare a lagărelor ce intră în componența unui AP utilizat la centrele de prelucrat. Această soluție este una uzuală și des întâlnită în construcția unui AP, unde se utilizează pentru lagărul conducător un set de rulmenți unghiulari, sub configurație QBC iar pentru partea din spate se va utiliza un rulment cu role cilindrice. Producătorul SKF utilizează pentru un astfel de arbore rulmenți unghiulari de tipul 7014CE/P4AQBCA, care au unghiul de contact egal cu  $25^\circ$  iar pentru partea din spate utilizează un rulment cu role cilindrice pe un singur rând, de tipul N 1011 K P H A / S P.

Rigiditățile rezultate sunt bune iar capacitățile de încărcare ale arborelui tind spre medii și ridicate, turația maximă pe care poate să o atingă, se situează în jurul valorii de 17.000 rpm dacă luăm în calcul un sistem de lubrifiere cu mixt de ulei și aer, [53].

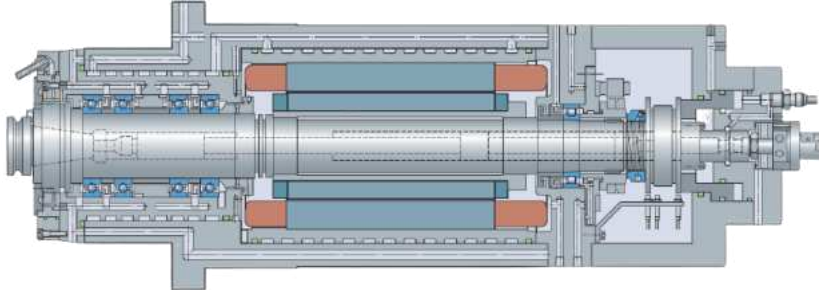


Fig. 2.37 AP utilizat pentru centre de prelucrat CNC cu motor încorporat [53]

În figura 2.38 se regăsește un AP pentru rectificarea suprafețelor interioare de la TINKEN, arbore cu motor atașat în partea din spate. Acest arbore utilizează pentru construcția lagărelor, rulmenți cu bile cu contact unghiular așezați în configurație DB, atât pentru lagărul conducător cat și pentru cel secundar. Rulmenții utilizați sunt de tipul 2MM9107WI (7007C-P4S) cu pretensionare medie, turația maximă suportată este de 13.600 rpm la utilizarea unsoarelor ca lubrifiere și de 23.100 rpm la utilizarea unei lubrifieri cu ulei.

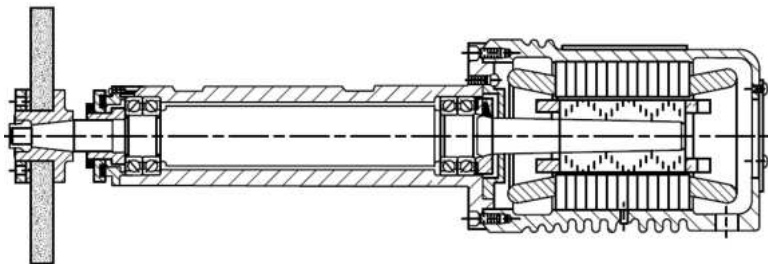


Fig. 2.38 AP cu antrenare directă pentru rectificarea suprafețelor interioare sau exterioare [69]

Un AP pentru rectificări interioare poate atinge turații de aproximativ 100.000 rpm, figura 2.39 și are în componență rulmenți cu bile cu contact unghiular. Rulmenții utilizați de la TIMKEN, la construcția lagărelor sunt de tipul 2MMX9101WO-CR (WO7001C-T-P2) cu pretensionare ușoară, și elementele de rulare din material ceramic. Acești rulmenți fac parte din clasa de toleranțe ABEC 9 (DIN P2), iar

pentru atingerea acestor performanțe se utilizează bineînțeles lubrifiere cu ulei sau mixt de ulei cu aer.

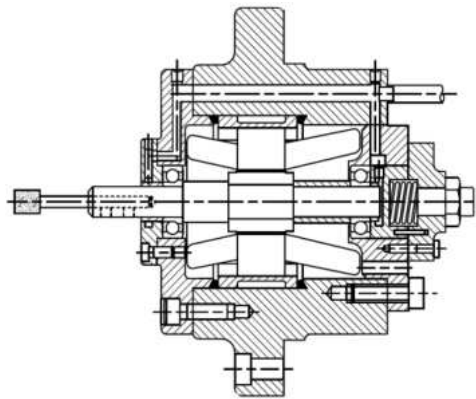


Fig. 2.39 AP de mare precizie cu motor încorporat utilizat la rectificare interioară pe lungimi relativ scurte [69]

#### 2.4.4 Antrenarea AP CNC

La concepția și proiectarea unui AP pentru m-u CNC trebuie să ținem cont de cerințele pe care trebuie să le îndeplinească acesta și trebuie stabilit încă din fază incipientă metoda de antrenare care va fi utilizată. Alegerea unui sistem antrenare pretabil se face analizând cerințele m-u, cum ar fi: turația, puterea și rigiditatea necesară.

##### 2.5.3.1 Tipuri de antrenare

Soluțiile de antrenare a unui AP destinat m-u CNC pot să fie împărțite după cum urmează:

- cu motor extern și transmisie prin curele sincrone, fig. 2.40;
- cu motor extern și transmisie prin roți dințate, fig. 2.41;
- cu motor extern cuplat direct la arbore, fig. 2.42;
- cu motor integrat, corp comun cu arborele, fig. 2.43.

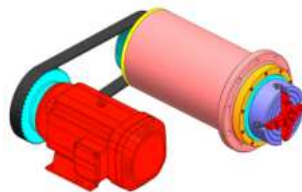


Fig. 2.40 AP antrenat cu transmisie prin curele sincrone



Fig. 2.41 AP antrenat prin transmisie de roți dințate (Royal, n.d.)



Fig. 2.42 AP cu antrenare directă de la motor prin cuplaj (SolPower, n.d.)

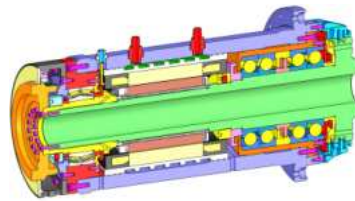


Fig. 2.43 AP antrenat de la motor integrat în carcasa acestuia

Antrenarea AP cu ajutorul unei transmisii prin curele sincrone este o metodă comună, utilizată de obicei la arbori destinați operațiilor de frezare și strunjire. Soluția de transmisie prin curea-folie este folosită la antrenarea AP a căror turație nu depășește 15.000 rpm, este o soluție simplă și fiabilă dar care are tendința de a introduce vibrații în sistem la turații ridicate dar și încărcări suplimentare sistemelor de lăgăruire atât în timpul funcționării cât și de sistemul de pretensionare dat de întinzător, care va introduce o încărcare constantă supra rulmenților.

Angrenajele utilizate pe post de transmisie la AP au avantaje în ceea ce privește posibilitatea de transmitere a unor momente ridicate și se pretează m-u destinate operațiilor de frezat și strunjit, caracterizate de condiții de prelucrat grele. Valoarea momentului transmis la arbore poate fi modificat și crescut prin creșterea raportului de reducere a angrenajelor însă turația va scădea proporțional și ea, respectiv invers. Acest tip de transmisie se utilizează în practică doar la turații relativ mici și au dezavantajul de a genera zgomote în timpul funcționării și de a induce vibrații în sistem.

Antrenarea AP prin cuplare directă la motorul de acționare se utilizează acolo unde configurația m-u ne permite acest lucru. În cazul unei defectări a AP, mentenanța se poate realiza cu ușurință prin posibilitatea separării motorului de arbore. Dezavantajul unei astfel de aplicație constă în imposibilitatea unei alinieri perfecte între motor și arbore, ceea ce va induce la turații ridicate vibrații și creșterea temperaturilor de funcționare, [70].

Soluțiile de antrenare din exterior a unui AP cu ajutorul unui motor și a unei transmisii au în general unele avantaje:

- cost relativ redus în ceea ce privește un sistem de transmisie prin curea sau printr-un angrenaj;
- caracteristicile de funcționare a arborelui pot fi modificate la nevoie; motorul sau rapoartele de transmisie pot fi înlocuite;



Tendința marilor producători de arbori pentru m-u CNC se îndreaptă către antrenări cu motoare integrate și este în continuă creștere oferta pentru arbori de acest tip. Această soluție este din ce în ce mai des întâlnită deoarece oferă un design compact și necesită un spațiu pentru instalare mult mai mic astfel influențează producătorii din acest domeniu de a fabrica mașini-unelte de dimensiuni scăzute. Acest model de antrenare are un avantaj extraordinar prin faptul că vibrațiile sunt foarte mici, randamentul este ridicat iar gama de turații și momente poate fi modificată în timp real, tabelul 2.3.

Tabel 2.3 Valoarea randamentului în funcție de tipul transmisiei [71]

Tipul de transmisie	$\eta_t$ [%]
Motor integrat sau prin curea	0.90
Prin roți dințate la intrarea în arbore	0.75
Prin roți dințate la ieșirea din arbore	0.70 – 0.80
Motor hidraulic	0.60 – 0.90

Dezavantajul pe care îl are un arbore antrenat de un motor încorporat este acela că avem nevoie de un sistem de răcire al motorului care conduce mai departe la un design complex în ceea ce privește proiectarea unui astfel de arbore.

### 2.5.3.2 Antrenarea arborilor cu motoare integrate

Într-un AP cu motor integrat sistemul de antrenare se regăsește în carcasa acestuia și este format din stator și rotor, figura 2.44.

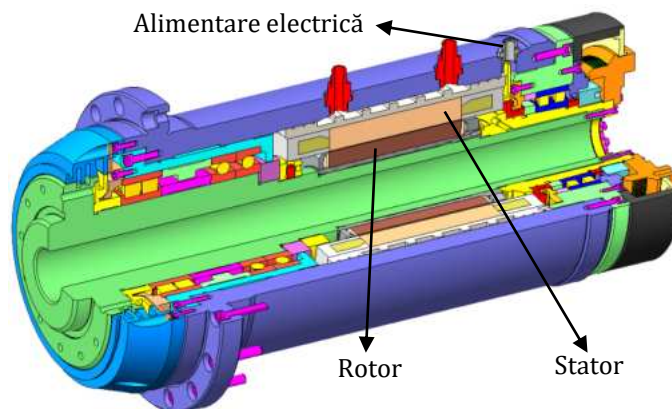


Fig. 2.44 Motor integrat în AP pentru m-u CNC

Rotorul este cel ce execută mișcarea de rotație și se montează de obicei prin fretare pe axul arborelui sau prin presare, rezultând un

ajustaj cu strângere. Trebuie să amintim faptul că mărimea motorului este influențată direct de spațiul disponibil din interiorul carcasei arborelui iar ca urmare precizia unui astfel de arbore depinde de tipul și mărimea rulmenților care pot afecta capacitatea de încărcare, rigiditatea, turația maximă. În concluzie caracteristicile fizice ale unui motor integrat destinat AP trebuie să fie compatibil cu capabilitățile rulmenților aleși.

În prezent majoritatea producătorilor de AP utilizează ca mijloc de antrenare motoare sincrone sau asincrone de curent alternativ, rareori fiind utilizate motoare de curent continuu.

Cele mai folosite motoare la antrenarea unui AP CNC sunt motoarele de curent alternativ la care puterea și cuplul sunt influențate de tipul de înfășurare a statorului sau rotorului. Motorul unui astfel de arbore va produce un cuplu constant până la o anumită valoare de bază a turației și o putere constantă după valoare de bază a turației. Caracteristica motoarelor de curent alternativ, în special a celor integrate în arbore, este aceea că au trei faze, care presupune în funcționare utilizarea unui „driver” pentru a putea produce frecvența necesară. Driver-ul are rolul de a genera o tensiune și o frecvență variabilă a curentului pentru acționarea motorului. Driver-e din ziua de azi pot genera frecvențe variabile între 9 și 3000 Hz, sau chiar mai mult datorită evoluției rapide a tehnologiilor, [49]. Turația unui motor de curent alternativ se poate determina cu următoarea formulă:

$$n_M = \frac{f * 120}{p} [rpm] \quad (2.4)$$

La AP cu turații ridicate se utilizează pentru controlul acestora un driver care funcționează prin conceptul de buclă deschisă, care va oferi tensiunea și frecvența motorului fără a avea un feedback. Totuși folosirea unui feedback (encoder pe bază magnetică sau optică) este absolut necesară la m-u CNC deoarece este important să se poată controla turația și poziția unghiulară a arborelui la operațiile de filetare și de schimbare a sculei de către sistemul automat al m-u. Folosirea unui encoder de mare rezoluție într-un AP de m-u CNC oferă următoarele avantaje: viteza de rotație precisă și control la turații joase, dar și control în realizarea operațiilor de filetare, poziționare unghiulară precisă a arborelui, precum controlul accelerațiilor și a decelerațiilor rapide.

Un astfel de sistem cu feedback în timp real utilizează conceptul de buclă închisă, figura 2.45.

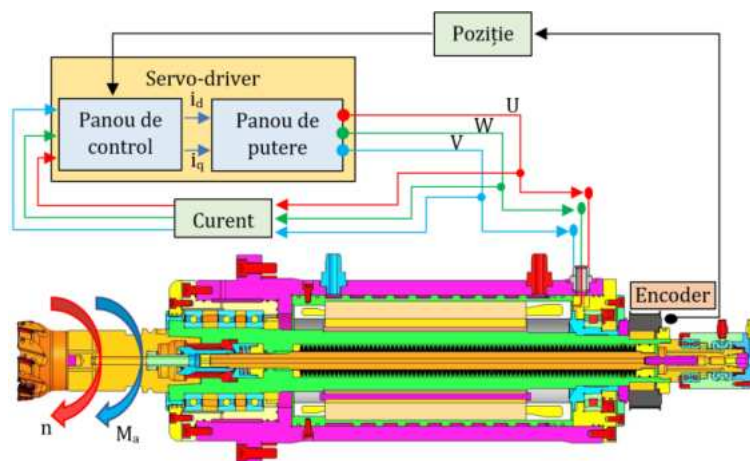


Fig. 2.45 Sistem de control prin buclă închisă a motorului de curent alternativ, adaptat după [72]

În funcție de tipul rotorului putem cataloga motoarele de curent alternativ pentru AP CNC după cum urmează: motoare integrate asincrone și motoare integrate sincrone.

O mașină sincronă este un motor alimentat de curent alternativ la care turația se păstrează constantă indiferent de regimul de funcționare. Turația de sincronism este influențată direct de frecvența rețelei de curent alternativ și este controlată de un driver. Un astfel de motor sincron se pretează în special a fii utilizat într-un AP unde este necesară menținerea unei turații constante și un factor de putere bun la turații mici. Rotorul unui motor sincron poate fi realizat în construcție bobinată sau din magneți permanenți, figura 2.46 și figura 2.47.



Fig. 2.46 Motor sincron cu rotor bobinat (Siemens, n.d.)



Fig. 2.47 Motor sincron cu rotor realizat din magneți permanenți (Siemens, n.d.)

Motoare electrice sincrone sunt folosite din ce în ce mai des în aplicații legate de m-u CNC, deoarece căldura generată în funcționare este mult mai mică respectiv dilatațiile termice se micșorează, au eficiență ridicată iar dimensiunile acestora sunt relativ mici raportate la putere și cuplu față de motoarele asincrone. În ultimele decenii acest tip

de motor sincron era foarte rar utilizat datorită costului ridicat de fabricare a acestuia, însă în prezent producători de AP l-au adoptat cu succes în construcția arborilor. Totuși se consideră că fabricarea motoarelor cu rotorul din magneți permanenți sunt destul de costisitoare în comparație cu cele bobinate, [73]. Avantajele rezultate în folosirea unui motor sincron în construcția unui AP pentru o m-u CNC sunt următoarele: design simplificat al arborelui, căldură disipată în rotor este cu 90% mai puțină, eficiență ridicată, m-u mai compacte, productivitate ridicată, [49]. Producători cunoscuți care oferă soluții de antrenare cu motoare integrate a AP de m-u sunt Siemens Fanuc, și Mitsubishi, etc.

#### **2.4.5 Sisteme de etanșare al AP**

Un lucru important în ceea ce privește AP a m-u o poate reprezenta etanșeitatea, deoarece aceștia sunt foarte sensibili la contaminări care pot proveni din exterior. Contaminarea rulmenților poate avea loc cu particule de metal rezultate din așchiere sau de altă natură, produse din fisuri și ciupituri din întreg sistemul de arbore, prin praf, murdărie sau chiar de agentul de răcire. Toate acestea pot deteriora suprafețele rulmenților care pot duce la o degradare prematură a acestora cât și a sistemului de lubrifiere. Pentru protecția asupra acestor condiții la proiectarea arborelui se va ține cont ca acesta să îmbine diferite tipuri de etanșări care să prevină contaminarea.

Există două tipuri de etanșări în practică, cum ar fi cele cu contact sau fără contact direct. Cele mai simple etanșări sunt cele cu contact dar nu sunt pretabile în cazul funcționării la turații ridicate, astfel majoritatea AP utilizează în mare parte etanșări de tip labirint.

Un sistem de etanșare de tip labirint este o metodă de etanșare fără contact care constă într-un sistem format dintr-o piesă staționară sau fixă și una aflată în mișcare de rotație iar aceste piese au prelucrate în construcția lor diferite canale și orificii. Îmbinate aceste piese creează o serie de labirinturi ce vor proteja rulmenții de mediul exterior. Aceste tipuri de etanșări se folosesc pentru a împiedica îndeosebi ca particulele aflate în lichidul de răcire a sculei să nu treacă în mediul interior al AP. Un sistem de tip labirint se folosește împreună cu un aer sub presiune introdus din interiorul arborelui și care ajută la o siguranță sporită și o protecție ridicată la turații ridicate în funcționare.

De reținut este faptul că în cazul AP cu acționare internă de către un motor electric integrat, acesta generează căldură care se propagă în

rulmenți, carcasă și arbore iar când arborele este oprit rotorul va încălzi și mai mult volumul de aer aflat în interiorul arborelui care poate duce la apariția unui fenomen ce atrage o mișcare de aer din exterior în interior, iar acest lucru poate fi periculos dacă materialul așchiat este un material care are în compoziție un grad ridicat de carbon grafitat, dar prin introducerea unui aer sub presiune în interiorul arborelui vom putea preveni acest lucru.

Una dintre cele mai vulnerabile zone a unui arbore este cea de capăt sau de ieșire din arbore, deoarece rulmenții din această poziție sunt foarte apropiați de zonele în care se realizează prelucrarea, respectiv această zonă va fi stropită din plin cu lichid de răcire și de așchiile rezultate din procesul de așchiere iar acest lucru va impune proiectantului să conceapă un sistem de etanșare extrem de sigur.

#### 2.5.4.1 Sisteme de etanșare prin contact

Etanșările prin contact se folosesc la AP cu diametre mici ale cartușului și care au o viteză de rotație relativ scăzută, ele se mai pot denumi: etanșări mobile radial sau axial. Pentru alegerea unui sistem de etanșare prin contact respectiv a unei etanșări mobile prin frecare, este nevoie să ținem cont de un set de factori:

- calitatea materialului și elasticitatea etanșării;
- viteza periferică în zona suprafeței etanșate;
- temperatura mediului din zona etanșată;
- calitatea suprafețelor în zona de montaj a etanșării;
- tipul de ungere: unsoare sau ulei.

Conform SKF, viteza periferică maximă posibilă a etanșărilor prin contact existente de pe piață se pretează până la 20 m/s, de exemplu pentru un AP cu diametrul cartușului de 50 mm, turația acestuia fiind în jurul valorii de aprox. 7600 rpm.

De reținut este faptul că aceste tipuri de etanșări prin contact au tendința de a crește temperatura în sistemul în care lucrează datorită frecărilor existente, în consecință ele nu se pot folosi la toate tipurile de mașini-unelte, mai ales în aplicațiile care necesită turații ridicate. Etanșările prin contact pot oferi și asigură o calitate superioară a etanșării în cazul în care ungerea lagărelor se realizează prin ulei la viteze periferice cuprinse între 5÷20 m/s și a temperaturilor de -40° C și 120° C. Materialele utilizate în construcția acestor etanșări sunt: cauciuc

nitrilic, elastomer poli-acrilat, cauciuc siliconat, cauciuc fluor, cauciuc nitril carboxilat, etc, [74].

#### 2.5.4.2 Sisteme de etanșare fără contact

Etanșările fără contact se folosesc îndeosebi la AP care au temperaturi și viteze ridicate în funcționare, acestea au o durabilitate considerată nelimitată și se regăsesc sub formă de etanșări mobile de tip labirint sau cu fante, în figurile 2.48-2.51. Aceste tipuri de etanșări mobile pot avea orientare axială sau radială, chiar și oblică, iar prin mărirea numărului de fante și combinarea orientărilor crește gradul de etanșare.

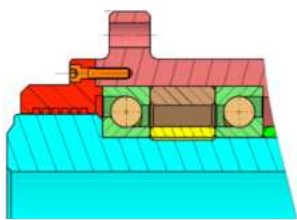


Fig. 2.48 Etanșare de tip fantă pe direcție axială și degajări radiale

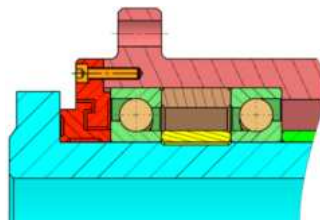


Fig. 2.49 Etanșare de tip labirint cu orificii dispuse radial și axial

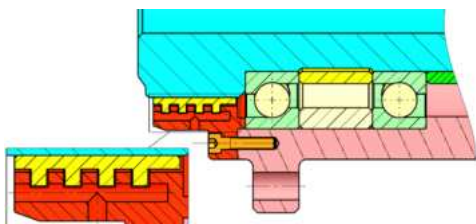


Fig. 2.50 Etanșare de tip labirint axial-radial cu orificii de drenare

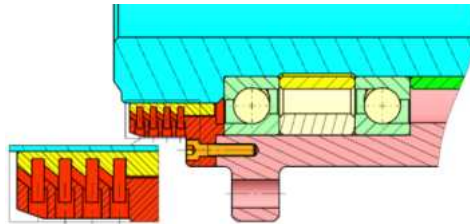


Fig. 2.51 Etanșare de tip labirint complex și orificii de drenare

Etanșările fără contact de tip fantă se folosesc la AP îndeosebi a celor ce lucrează în condiții mult mai lejere în ceea ce privește umiditatea cât și a impurităților. Aceste tipuri de etanșări sunt folosite în special pentru a reține și proteja unsoarele din lagăr. Performanța acestora depinde de lungimea fantei și de dimensiunea orificiului dintre elementul de etanșare și arbore. Dacă ungerea arborelui respectiv a lagărelor se face cu ulei atunci pe suprafața cartușului se realizează niște canale elicoidale, iar sensul lor trebuie neapărat să fie ca și sensul de rotație a arborelui.

Etanșările de tip labirint se pot folosi în condiții de lucru relativ grele și anume atunci când carcasa arborelui este stropită constant de apă sau lichid de răcire iar mediul este bogat în impurități, precum praful, particule metalice, etc. Aceste tipuri de etanșări sunt cele mai folosite în

construcția AP chiar dacă realizarea lor implică o fabricație mai complexă și mult mai costisitoare. În proiectarea acestor etanșări se mai pot folosi diferite soluții și elemente de protecție suplimentare pentru ca lichidul să nu interacționeze direct cu canalul primar a etanșării precum și folosirea unor găuri de drenaj cu diametrul cât mai mare.

Etanșarea și lubrifierea rulmenților arborilor este una de importanță vitală în ceea ce privește durata de funcționare a acestuia și durabilitatea. Protecția vaselinei sau a uleiului rulmenților de orice contaminare, cum ar fi lichidul de răcire a sculei sau a agentului de răcire a motorului se realizează în ziua de astăzi prin diferite metode de etanșare, iar cel mai des caz întâlnit ar fi o-ringurile, împreună cu etanșările de tip labirint. Între piesele staționare este de preferat să se facă etanșarea cu garnituri de tip o-ringuri iar între suprafețele ce se mișcă sau se rotesc cu viteze mari se vor folosi sisteme de tip labirint care au găuri de drenaj pentru ca lichidul de răcire să fie eliminat înainte să ajungă la rulmenți sau la organele de asamblare sensibile. Materialele utilizate în construcția etanșărilor fără contact de tip labirint sau cu fante pot fi oțel, aluminiu sau plastic, [49][74].

#### 2.5.4.3 Considerații privind proiectarea etanșărilor fără contact

Proiectarea unei etanșări pentru AP de m-u CNC care lucrează la turații ridicate și condiții ridicate de contaminare este mult mai complexă, , figura 2.52, iar pentru proiectarea corectă a unei astfel de etanșări se recomandă a se respecta următoarele etape: evitarea prin diverse metode de pătrundere a lichidului și de intrare în contact cu zona primei degajări a etanșării (1); adăugarea unei flanșe defletoare în partea superioară a arborelui (2); înălțimea canalelor să nu depășească 0.2 mm (3); realizarea unor prelucrări de tip V, direct pe arbore care vor ajuta scurgerea lichidului din etanșare când arborele este staționar (4); încăperile din zona drenării lichidului să fie cât mai mari posibil (5); găurile de drenaj trebuie să aibă un volum suficient de mare pentru a putea face față evacuării lichidului (6); înălțimea canalelor din labirint să fie cuprinse între 0.2-0.3 mm (7); executarea camerelor secundare de drenaj în caz că prima nu face față unui flux ridicat de lichid (8); colectorul trebuie să asigure ghidarea lichidului către găurile de drenaj și să împiedice infiltrarea oricărui lichid mai departe (9); găurile de drenaj a camerei suplimentare de drenaj trebuie să aibă un volum suficient de mare pentru a putea face față evacuării lichidului infiltrat (10). [49]

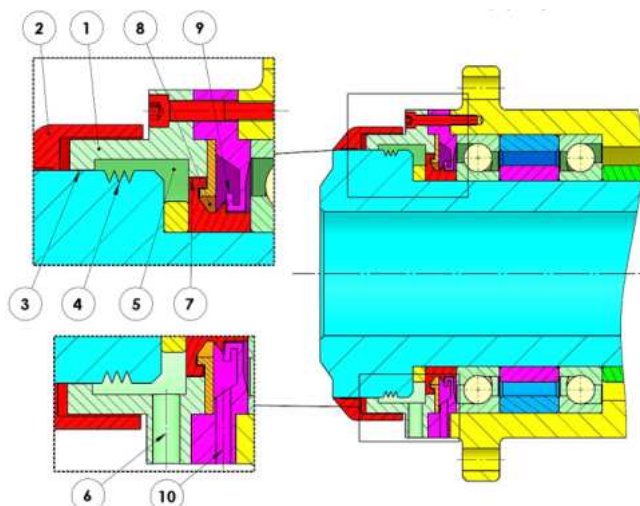
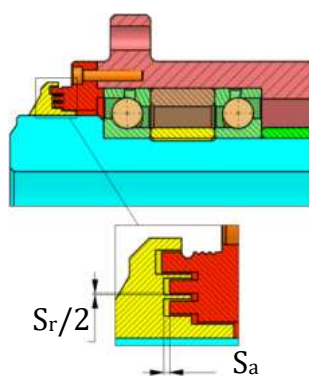


Fig. 2.52 Etape primordiale în proiectarea etanșărilor de tip labirint

La proiectarea unei etanșări de tip labirint proiectantul trebuie să stabilească dimensiunile corecte a dimensiunilor canalelor radiale și axiale în funcție de diametrul arborelui, figura 2.53.



Diametrul arborelui $d_a$ [mm]		Dimensiunea deschiderilor radiale și axiale	
de la	pana la	$S_r$ [mm]	$S_a$ [mm]
-	40	<0.3	2
40	80	0.4	2.5
80	120	0.5	3
120	180	0.6	3.5
180	250	0.7	4
250	315	0.8	5
315	400	0.9	5
400	500	1.0	5

Fig. 2.53 Dimensiunile deschiderilor radiale și axiale recomandate pentru etanșările de tip labirint, adaptat după [75]

#### 2.4.6 Sisteme de lubrifiere a AP

În decursul utilizării într-o anumită perioadă de timp a unui AP de m-u CNC putem constata apariția unei uzuri fizice și morale. Modificarea dimensiunilor și formei pieselor, înrăutățirea calității suprafețelor prin apariția diferitelor fisuri precum și apariția deformărilor plastice sau a arsurilor pe suprafețe care într-un final conduc la uzură fizică. Uzura morală se produce într-un timp mai îndelungat de exploatare și este



caracterizată prin depășirea performanțelor constructive de către alt arbore destinat aceluiași scop. Uzurile fizice de cele mai multe ori se produc prin lipsa unei bune tehnici de lubrifiere care conduc la uzuri premature ale suprafețelor datorită frecărilor. Pentru diminuarea frecărilor respectiv a uzurilor suprafețelor aflate în contact este nevoie de un mediu lubrifiant care poate fi de natură fluidă (gaze sau lichidă) și rareori poate fi doar solidă. Punctul de interes cel mai important, în cazul prelungirii duratei de viață a unui AP este lubrifierea corectă a lagărelor acestuia. Adicional prin lubrifiere protejăm suprafețele împotriva coroziunii, oxidării și contaminării dar putem contribui și la răcirea acestora.

Cea mai simplă metodă de lubrifiere este cea bazată pe vaselină, respectiv unsoari, care sunt introduse între bilele de rulment și inelele acestuia. Această metodă necesită mentenanță minimă însă ne impune niște limitări în ceea ce privește turația, deoarece odată cu creșterea turației direct proporțional crește și temperatura arborelui existând riscul ca vaselina să devină în stare lichidă să se scurgă, ne mai îndeplinind rolul de lubrifiere a lagărelor. Se recomandă doar 30% din volumul golurilor dintre bile și inel să se umple cu vaselină iar pătrunderea și contaminarea vaselinei de diverse particule este strict interzisă deoarece poate duce la distrugerea rapidă a lagărelor. Se recomandă ca intervalul de reungere a lagărelor pentru un AP uzual să fie aproximativ la 3000 de ore de funcționare, [46].

Lubrifierea bazată pe ulei se folosește la AP care sunt caracterizați de turații ridicate și forțe mari în așchiere iar tehnicile de lubrifiere a lagărelor cu ulei pot cunoaște o gamă diversificată. O metodă des întâlnită în lubrifierea lagărelor unui AP este cea bazată pe combinarea uleiului într-o masă de aer denumită și mix de aer și ulei. Această tehnică de lubrifiere este formată dintr-un ungător care are încorporat un rezervor de ulei și de o alimentare cu aer comprimat, figura 2.54. Există cel puțin două tipuri de ungătoare în funcție de dimensiunile picăturilor de ulei care se regăsesc în masa de aer și anume: ungătoare cu pulverizare obișnuită (ceață de ulei) și ungătoare cu pulverizare fină (cu micro-ceață de ulei).

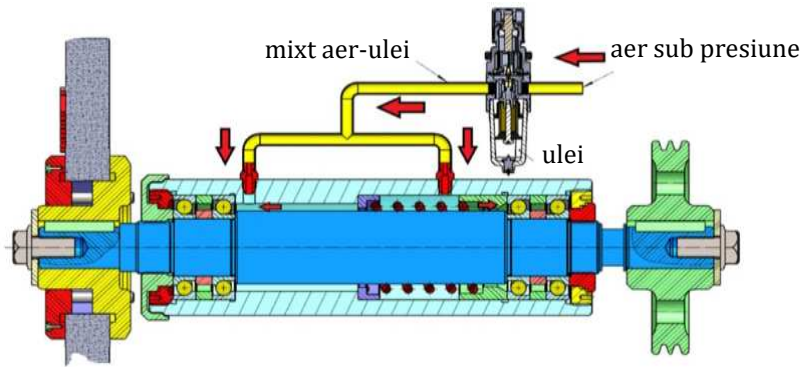
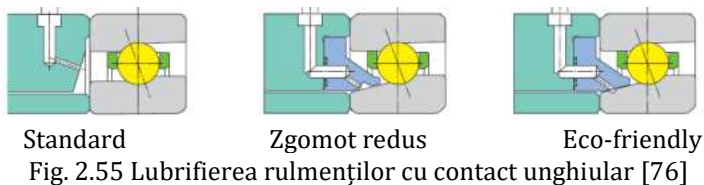


Fig. 2.54 Sistem de ungere cu mix de aer-ulei a unui arbore

Avantajele acestei tehnici de lubrifiere constau în faptul că instalația asigură o lubrifiere corectă și este o metodă simplă de utilizat iar pe de altă parte asigură și o curățare a suprafețelor lagărelor, precum și o răcire a acestora. Din cauza faptului că reglarea cantității corecte de ulei în masa de aer este dificil de controlat acest sistem nu este cel mai indicat acolo unde lagărele conțin rulmenți pretențioși.

Producătorul NTN a dezvoltat mecanisme performante de lubrifiere și rulmenți speciali de turații ridicate care necesită o cantitate minimă de lubrifiant. Obiectivul acestora a fost acela de a elimina canalele complexe din construcția AP și a limita zgomotul produs de mixtul de aer și ulei atunci când parcurge traseul sau întâlnește elementele de rulare, [76]. În figura 2.55 sunt prezentate trei astfel de metode, cea standard în care lubrifiantul este direcționat direct către elemente de rulare și eliminarea canalelor suplimentare din AP. A doua metodă constructivă care se axează pe scăderea zgomotului produs de lubrifiant și realizarea unei suprafețe conice a inelului interior rulmentului iar distribuția mixtului de aer și ulei se realizează prin forța centrifugă. Ultima metodă se axează pe reducerea zgomotului dar și pe ideea de a utiliza o cantitate minimă de lubrifiant necesară, iar din punct de vedere constructiv pe inelul interior realizat conic există o degajare care va elibera presiunea introdusă de sistemul de lubrifiere.



Standard Zgomot redus Eco-friendly  
Fig. 2.55 Lubrifierea rulmenților cu contact unghiular [76]

Alt sistem des întâlnit de lubrifiere a lagărelor este cel cu injecție de ulei direct direcționat către rulment, figura 2.56. Acest sistem este pretabil AP a m-u care sunt supuși la solicitări și turații mari respectiv temperaturi ridicate. Metoda descrisă este una complexă care contribuie odată la o bună lubrifiere a lagărelor dar și la o răcire suplimentară, fiind formată dintr-un rezervor de ulei și o pompă de presiune iar toate acestea sunt legate la o unitate de control a temperaturii.

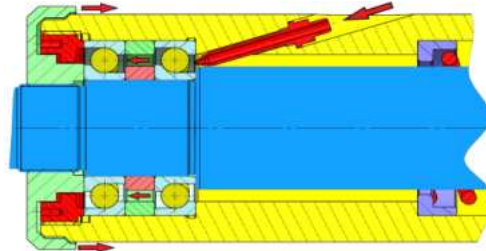


Fig. 2.56 Sistem de ungere cu injector de ulei;

În figura 2.57 este un sistem de lubrifiere a lagărelor format dintr-un amestec de aer și ulei distribuit prin pulsație în zona rulmenților. Din experiență putem spune că această metodă este una eficientă deoarece injectarea aerului și a uleiului se realizează cu o frecvență pulsatorie ce depinde de tipul operației pe care o realizăm în timpul prelucrării și de valoarea turației, iar pulsația poate fii stabilită la un anumit interval de timp sau variabilă în funcție de valorile primite de la senzori. Pentru setarea timpului pentru un debit de ulei optim este nevoie de cele mai multe ori să fie stabilit prin încercări experimentale, însă DYNOMAX ne oferă o formulă orientativă de calcul a volumului de lubrifianț necesar pentru un rulment unghiular, adaptată după [49]:

$$V = 0.15 \times d_{rul} \times B \text{ [mm}^3\text{/h]} \quad (2.5)$$

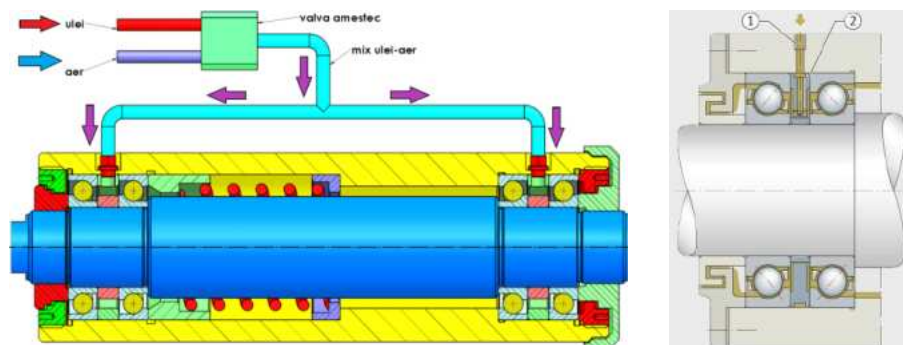


Fig. 2.57 Sistem de lubrifiere direct în zona rulmenților prin pulsație (FAG, n.d)

În prezent pentru a putea asigura o lubrifiere corectă a lagărelor majoritatea producătorilor de rulmenți destinați AP oferă în construcția inelului exterior un orificiu cu ajutorul căruia lubrifianțul este direcționat direct în zona elementelor de rulare menținând continuu o peliculă de ulei pe suprafața acestora.

Producătorii de lubrifianți au o gama diversificată de uleiuri disponibile iar pentru alegerea optimă a acestuia este indicat să se consulte manualele oferite de aceștia și să se cunoască valoarea dN. Lubrifierea corectă a lagărelor unui AP de m-u CNC este extrem de importantă pentru funcționarea la parametrii optimi și atingerea duratei de viață maxime.

Tipul de lubrifiere poate fi influențat de mărimea rulmenților, tipul rulmenților, viteza suportată de aceștia în funcționare, la care se adaugă o monitorizare strictă dacă condițiile impuse de producători sunt respectate pe tot parcursul utilizării. De asemenea amestecul de ulei-aer sau ulei trebuie să fie curățat, filtrat și recolectat în permanentă, pentru ca orice contaminare a acestuia duce la uzuri premature și distrugerea lagărelor. În figura 2.58 este prezentat un sistem complet de lubrifiere cu mixt de aer și ulei a unui AP.

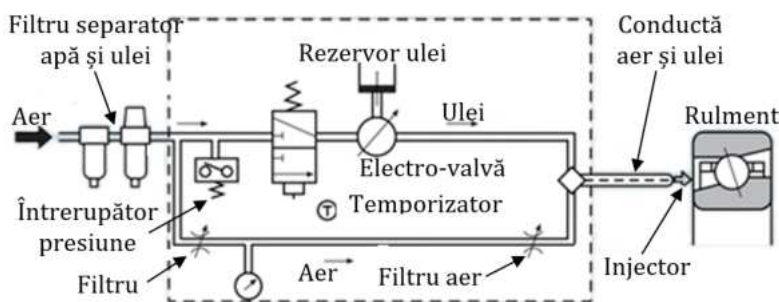


Fig. 2.58 Unitate de lubrifiere cu mixt de aer și ulei, adaptat după [77]

#### 2.4.7 Sisteme de răcire AP

Arborele unei m-u CNC este principala cauză în creșterea temperaturii din ansamblul acesteia iar creșterea productivității a sporit nevoia unor sisteme eficiente de răcire. Temperaturile ridicate generate într-o m-u fiind cel mai mare rival al acestora, care pot conduce la pierderea preciziei și într-un final distrugerea diferitelor organe din componența lor. În ziua de astăzi, majoritatea producătorilor de AP pentru m-u CNC au integrat în interiorul acestora sistemul de acționare, care poate fi un motor electric, conducând la o serie de avantaje și dezavantaje. Totuși integrarea unui motor electric într-un arbore

crează o sursă de căldură care trebuie să fie menținută la o temperatură constantă. Din acest motiv, AP cu motoare integrate necesită sisteme separate de răcire a fluidului, figura 2.59, care să absoarbă căldura generată de rulmenți și de motorul electric interior, [78]. Iar datorită faptului că scula așchietoare este direct legată de AP precizia acestuia poate fi afectată datorită dilatațiilor termice care sunt direct raportate cu creșterea temperaturilor.

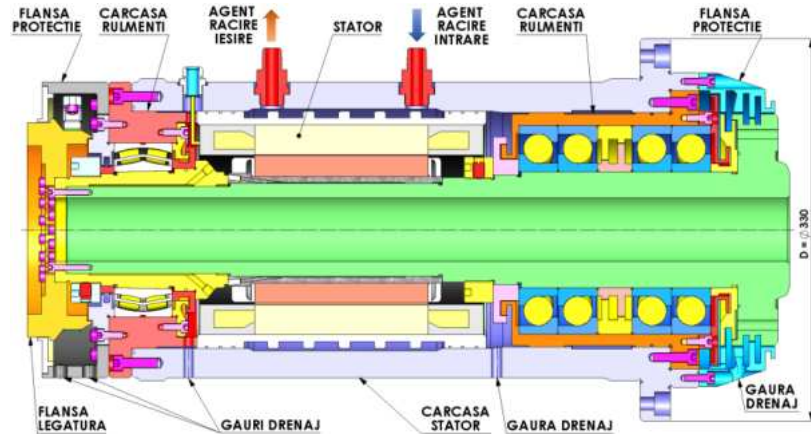


Fig. 2.59 Evidențierea sistemului de răcirea a statorului unui AP de strunjit

Astfel este necesar un sistem de răcire eficient care să stabilizeze temperaturile și de evitare a efectelor negative în timpul prelucrărilor. La arbori care au motorul integrat în componența lor, răcirea se realizează în jurul statorului și în jurul lagărelor, figura 2.60, cu diverși agenți de răcire: aer, ulei sau apă cu aditivi pentru prevenirea oxidării suprafețelor, cea mai răspândită metodă fiind cu apă și aditivi (AntifrogenN®, Cool Concentrate Motorex®, glicol 30%,etc), [79].

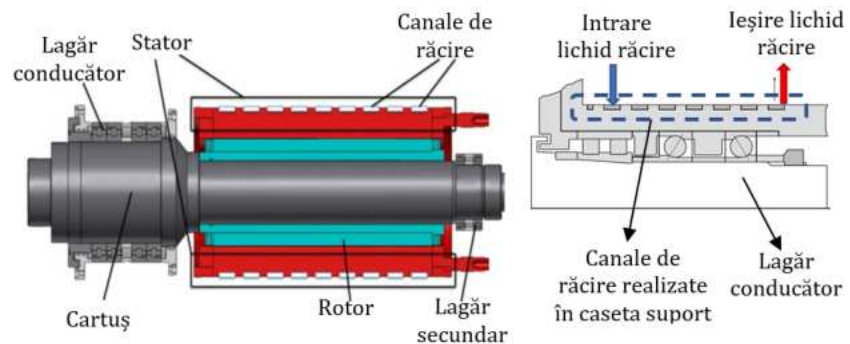


Fig. 2.60 Sistemului de răcirea a statorului și a zonei lagărelor [80] [81]

Printr-un AP lichidul de răcire circulă prin diferite canale cu forme diferite a suprafețelor, cele de bază având forme: de tip U, de tip spirală, circumferențiare, șerpuite radiale sau șerpuite axial, etc. Cele mai utilizate forme care prezintă bune performanțe generale sunt în formă de spirală și cele șerpuite, figura 2.61.

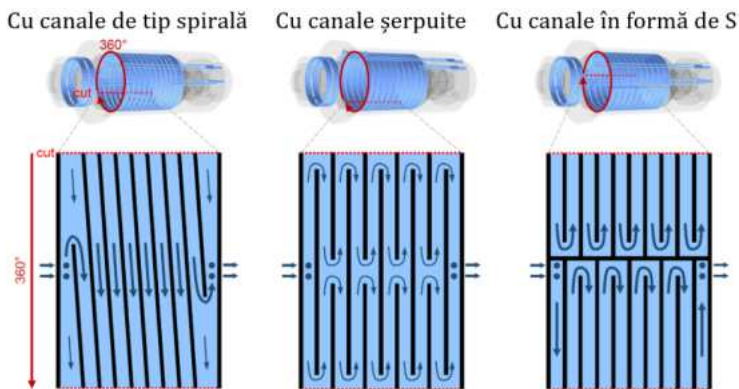


Fig. 2.61 Forma suprafețelor de circulare a lichidului de răcire dintre stator și carcasa arborelui, adaptat după [78]

Zonele de răcire a lagărelor, precum și a statorului pot avea circuite diferite sau conectate în serie, de obicei la cele legate în serie lichidul de răcire va intra inițial prin zona lagărelor și apoi în stator. O analiză comparativă între cele mai utilizate forme de circuite se regăsește în tabelul 2.4, iar după cum observăm cea mai performantă formă constructivă de realizare a canalelor de răcire la un AP cu motor integrat este cea cu forma suprafețelor de tip S și cu perete axial despărțitor. Această variantă cu canale în formă de S prezintă căderi de presiune mai mari față de celelalte două variante dar are o viteză mai redusă a lichidului de răcire, ceea ce facilitează o răcire mai bună a statorului și prezintă o bună eficacitate, [78].

Tabel 2.4 Analiză comparativă între posibilele forme canalelor situate pe suprafața statorului sau a cămăși de răcire dintre stator și carcasă AP, adaptat după [78]

Caracteristici	Canale tip spirală	Canale șerpuite	Cu canale în formă de S
Înălțimea canalelor [mm]	3	3	3
Numărul de spire	10	10	10
Căderea de presiune (eficiență) [ $10^5$ Pa]	0.53	0.47	0.35
Asimetria termică (precizie) [mm]	2.38	2.44	2.00
Temperatura statorului (eficacitate) [°C]	45.63	46.38	45.38

Un alt sistem de răcire este cel care implică aerul ca mediu de răcire, constă în introducerea unui aer rece în jurul motorului integrat, respectiv între stator și rotor. Această metodă combinată, de răcire a AP cu ajutorul unui aer sub presiune și a unui lichid de răcire, figura 2.62 , este o soluție eficientă, deoarece putem răci și rotorul, în consecință motorul poate genera o putere mai ridicată iar fenomenele de dilatații termice sunt reduse.

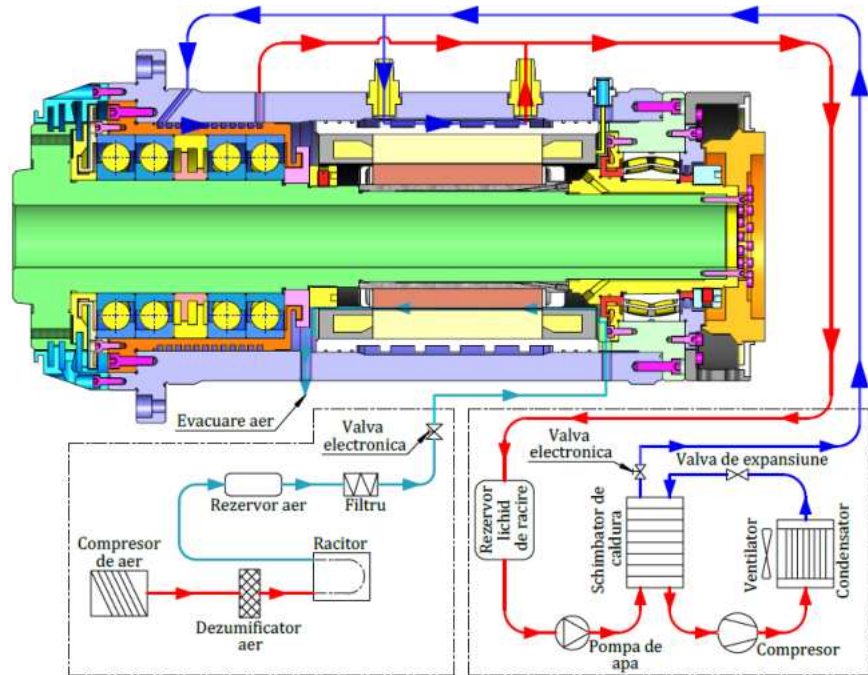


Fig. 2.62 Răcirea AP cu aer și lichid de răcire, adaptat după [83]

În funcție de designul arborelui capacitatea sistemului de răcire poate să fie diferit. Producători din acest domeniu estimează în funcție de mărimea motorului integrat relații de dependență între puterea motorului de antrenare și debitul necesar al agentului de răcire, tabelul 2.5. Conform producătorilor, GMN și DYNOMAX, pentru a atinge performanțele maxime ale AP este necesar ca temperatura lichidului de răcire ce intră în arbore să fie cuprinsă între 20-26 °C, [49][82].

Tabel 2.5 Recomandări ale debitului necesar în funcție de puterea motorului [49]

Temperatura lichidului de intrare	26°C						
Putere motor [Kw]	4	5	5.5	6.5	7	7.5	12.5
Debit [l/min]	10	12	13.5	16.5	18	19	32

Temperatura ridicată în timpul funcționării unui AP are un rol important, ce poate afecta buna funcționare a sistemului, cea mai importantă direcție de dilatare termică este cea pe direcție axială care va influența pretensionarea rulmenților. În concluzie orice deformare apărută în arbore va avea urmări în ceea ce privește precizia și acuratețea acestuia iar pentru a înlătura acest dezavantaj proiectantul trebuie să conceapă un sistem de răcire eficient iar din punct de vedere constructiv se recomandă ca lăgăruirea din spatele arborelui să fie cu rulmenți flotanți.

## 2.4.8 Interfețe și mecanisme de prindere a sculei în AP

### 2.4.8.1 Port-sculă pentru AP CNC

Port-scula este o componentă care nu face parte efectiv din unitatea AP, aceasta este o interfață care realizează conexiunea sculei de așchiere cu cartușul arborelui. Tipul de port-sculă ales va influența performanțele și precizia prelucrărilor realizate de AP, de aceea se recomandă a se acorda o deosebită atenție atunci când stabilim tipul de interfață a arborelui. Proiectantul va trebui să ia în calcul acest lucru deoarece va avea un impact major asupra construcției geometrice a cartușului în zona de prindere a port-sculei. De menționat este faptul că forțele de așchiere (radiale, axiale și tangențiale), momentul și vibrațiile rezultate din procesul de așchiere sunt transmise de la sculă la cartușul arborelui prin intermediul port-sculei. Sistemul minim de funcționare a unui AP este format din următoarele componente: sculă așchietoare, port-sculă, arbore principal, sistem de reținere și eliberare a port-sculei, figura 2.63.

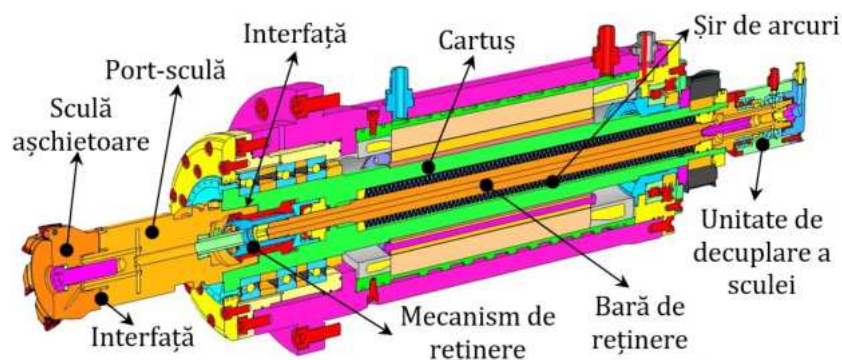


Fig. 2.63 Ansamblu AP și mecanismul de reținere a port-sculei

La proiectarea unui AP pentru m-u CNC, îndeosebi, trebuie să ținem cont că acesta trebuie să permită schimbarea rapidă și automată a sculei.



Clasificarea modelelor de port-scule se realizează în principal după tipul de interfață dintre acestea și AP, urmată de mărime, iar pe plan secundar constă în tipul de interfață dintre aceasta și scula de așchiere, care diferă în funcție de modelul de sculă și aplicație.

Port-sculele se execută în diferite variante de dimensiuni, mărimea aleasă va influența rigiditatea sistemului de AP și capacitatea acesteia de a suporta anumite valori ale momentelor de transmitere, dar și limitări în ceea ce privește turațiile maxime posibile. Cele mai comune port-scule de prindere a sculelor așchietoare sunt de tipul: ER, ISO, CAT, BT, SK și HSK. Primele variante de port-scule mai ales în cazul m-u clasice au fost cele de tip con Morse, figura 2.64, utilizate îndeosebi pentru schimbarea manuală a scule în AP, care datează din anii 1800, ulterior evidențiindu-se prinderile de tip ER, [84].

Modele de port-sculă CAT, figura 2.65, a făcut trecerea de la schimbarea manuală la schimbarea automată a sculelor depozitate într-o magazie de tip carusel. Cu ajutorul acestui model de port-sculă producători de scule așchietoare și de AP împreună cu utilizatori de mașini-unelte CNC au reușit să realizeze o standardizare a port-sculelor cât și a tipului de geometrie a flanșei de capăt a cartușului. Port-scula de tip CAT se evidențiază prin faptul că permite încărcări radiale mari și oferă o rigiditate sporită în prelucrare. Dezavantajul pe care îl are port-scula de tip CAT este acela că în timpul funcționării la turații ridicate aceasta se poate slăbi față de cartuș, în consecință turația recomandată este de max. 12.000 rpm, [85].

Concepția port-sculei BT, figura 2.66, este originară din Japonia (JIS B 6339) și a fost conceput de producători ce activau în domeniul industriei constructoare de m-u în perioada anilor 1970 și 1980. Datorită formei constructive, aceasta permite schimbări rapide ale sculei dintre arborele principal și magazia de scule. Valorile turațiilor acceptate față de port-sculele CAT sunt aproximativ aceleași dar oferă o rigiditate sporită împotriva forțelor radiale, [85][86].



Fig. 2.64 Port-sculă de tip ISO/MORSE cu schimbare manuală



Fig. 2.65 Port-sculă de tip CAT (Sandvik, 2020)



Fig. 2.66 Port-sculă de tip BT (Haimer, 2020)



Fig. 2.67 Diverse port-scule de tip SK pentru diferite aplicații (Haimer, 2020)

Modelul de port-sculă SK, figura 2.67, se regăsește în standardul DIN ISO 7388-1 (standard vechi DIN 69871), iar design-ul acesteia este foarte asemănător cu port-scula de tip BT, deci caracteristicile de funcționare sunt la fel. Acest model conferă rigiditate radială ridicată iar turațiile maxime ating și în acest caz limita de 12.000 rpm, [86].

Port-sculele de tip HSK, regăsite în standardul DIN 69893 sunt utilizate pe scara largă la AP de m-u CNC. Aceste port-scule sunt considerate ca fiind cele mai bune datorită faptului că oferă bune caracteristici la turații ridicate. Centrarea acestor port-scule se realizează cu ajutorul conicității exterioare a cozii, iar mișcarea axială este blocată prin contactul zonei frontale a acesteia cu flanșa cartușului și mecanismul de reținere sub formă de bucșă elastică, figura 2.68. Datorită acestui fapt va rezulta o centrare precisă a port-sculei pe AP ducând la o acuratețe repetitivă ridicată la operațiile automate de schimbare a sculei. Coada port-sculei HSK este elastică iar la turații ridicate va interveni forța centrifugă care va modifica contactul dintre port-sculă și cartuș, rezultând caracteristici de rigiditate și centrare mai bune, [87]. Acronimul HSK provine din limba Germană și se traduce în limba Romană ca fiind „coadă goală conică”. Conicitatea port-sculelor HSK este de 1:10 în comparație cu cele ISO, BT, SK acestea având o conicitate de 7:24, [88].

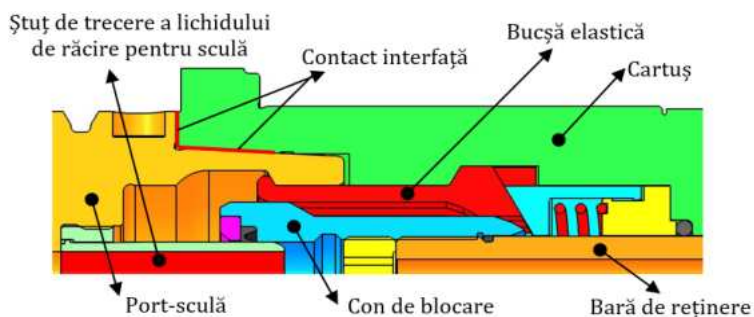


Fig. 2.68 Evidențierea zonelor de contact a interfeței port-sculă HSK și cartușul AP

Familia port-sculelor de tip HSK conform DIN 69893 cuprinde zece mărimi (20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125 și 160) a câte șase tipuri de la A la F, fiecare tip se întrepătrunde cu o anumită mărime rezultând un număr de 34 de variante posibile, [89]. Cea mai populară port-sculă fiind cea de tip HSK-A, capabilă să atingă turații de până la 60.000 [rpm] însă cu momente de transmitere relativ mici și medii, figura 2.69.

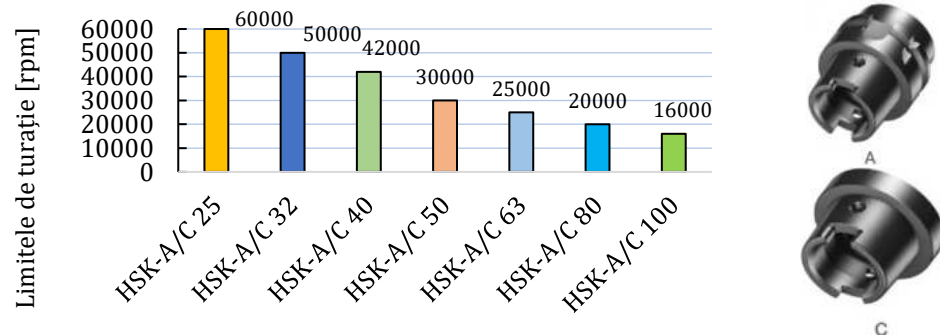


Fig. 2.69 Limitele de turație pentru port-sculele de tip HSK A și C, DIN 69893 [89]

În perioada anilor 1990 noile tehnologii introduc pe piață centrele CNC pe care să poată executa o gama variată de operații (strunjire, frezare, găurire, filetare, rectificare, etc.) în consecință au dat naștere centrelor de prelucrat „multi-tasking” de frezat și strunjit. Datorită acestui fapt scula așchietoare trebuia să execute atât mișcare de rotație în operațiile specifice (frezare, burghiere, etc.) cât și o staționare rigidă și fixă în cazul operațiilor de strunjire.



Fig. 2.70 Port-sculă ISO 26623-1 CAPTO® [85]



Fig. 2.71 Port-sculă de tip ISO 26622-1 KM® [85]

Totodată necesitatea de a avea un singur fel de prindere a sculei pe arborele principal sau pe capul revolver a dus la realizarea port-sculelor: ISO 26623-1 CAPTO® și ISO 26622-1 KM®. Ambele variante, figura 2.70 și figura 2.71, ating rezultate deosebite în ceea ce privește rigiditatea, acuratețea, rezistența, viteza de schimbare a sculelor și transmiterea momentelor, [85].

#### 2.4.8.2 Sisteme și mecanisme de prindere a sculei în AP

Una dintre funcțiile importante ale unui AP proiectat pentru m-u CNC reprezintă sistemul de reținere și eliberare a port-sculei din cartușul acestuia. Sistemul de reținere, figura 2.72-2.74, trebuie să asigure o menținere rigidă și corectă a port-sculei în cartușul AP, atunci când intervin forțele rezultate din procesul de așchiere, [90].

Astăzi majoritatea m-u CNC performante au în componența lor un ATC, astfel sistemul de reținere și eliberare al unui AP este compus din mecanism de reținere și eliberare a port-sculei denumit „gripper” și o unitate de decuplare a port-sculei.

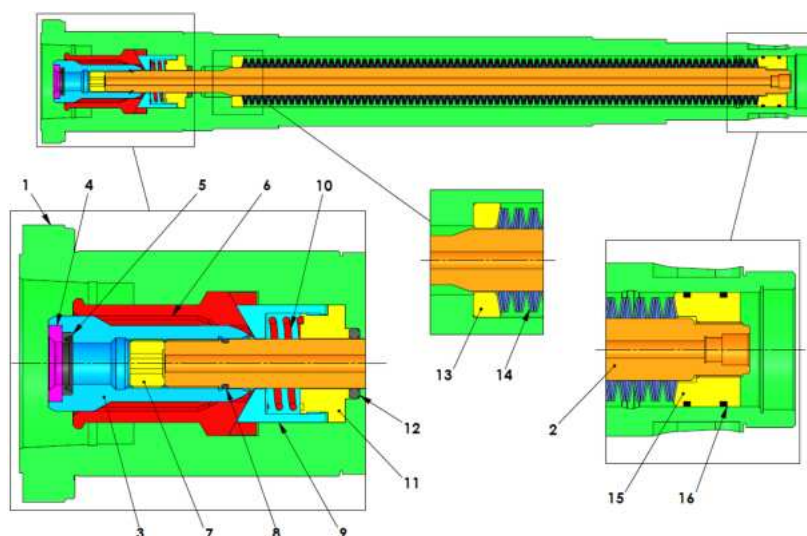


Fig. 2.72 Mecanism de fixare, reținere și eliberare a port-sculei de tip HKS-A (1-Cartuș arbore principal, 2- Bară de reținere, 3- Con de blocare, 4- Bucșă anti-fricțiune, 5- Semering etanșare ștuț port-sculă, 6- Segment bucșă elastică, 7- Piuliță de blocare, 8- O-ring etanșare, 9- Bucșă de distanțiere a segmentelor elastice, 10- Arc disc de compresiune, 11- Bucșă suport arc, 12- O-ring etanșare, 13- Distanțier, 14- Arc de tip disc, 15- Bucșă de etanșare, 16- Semering hidraulic de etanșare)

Reținerea și eliberarea port-sculei se realizează cu ajutorul mecanismului de reținere format din componentele prezentate în figura 2.72, unde fiecare componentă are un rol bine definit în funcționarea acestuia. La cuplarea în arbore a unei port-scule noi respectiv la eliberarea port-sculei, conul de blocare (3) se va deplasa axial spre stânga permițând segmentelor de bucșă elastică (6) să culiseze și să coboare, ghidate de bucșă (9), acest lucru se datorează unității de decuplare hidraulice care creează presiune în spatele bucșei de etanșare

(15), împingând bara de reținere (2) care este conectată la mecanismul de reținere și eliberare. Pentru reținerea port-sculei pe timpul așchierii unitatea hidraulică rotativă nu va mai aplica presiune buclei de etanșare, intrând în schemă arcurile de tip disc (14) care vor aplica o forță de compresiune asupra buclei de etanșare, deplasând conul de blocare (3) spre dreapta, respectiv segmentele elastice (6) se vor deplasa spre exterior se va realiza contactul cu coada port-sculei fapt ce va duce la asigurarea și reținerea acesteia în AP.

Pentru transmiterea lichidului de răcire necesar procesului de așchiere de la arbore spre sculă este necesar ca port-scula să aibă atașat ștuțul de conexiune, conform figurii 2.75, poziția 2. Lichidul de răcire va fi transmis de la unitatea de decuplare prin interiorul barei de reținere până la port-sculă.



Fig. 2.73 Mecanism de reținere și eliberare a port-sculei de tip HSK [91]



Fig. 2.74 Mecanism de reținere și eliberare a port-sculei de tip SK [91]

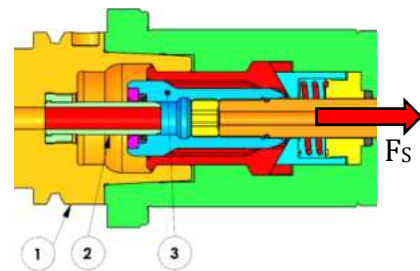
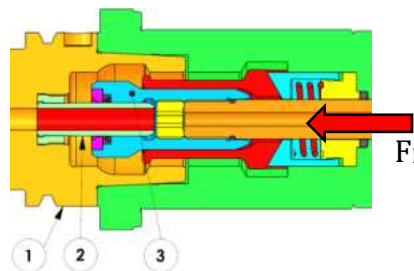


Fig. 2.75 Mecanismul pentru port-sculă HSK-A în poziție de eliberare sau eliberare (1-port-sculă; 2-ștuț conectare lichid de răcire sculă; 3-mecanism de reținere/eliberare a port-sculei)

Unitatea de decuplare a port-sculei se află poziționată în spatele AP și este conectată la bara de reținere sau nu, în funcție de tipul de acționare. Soluțiile din ultimii ani, ce asigură forța necesară de strângere a port-sculei în cartușul arborelui se bazează pe stive de arcuri de tip disc conice sau elicoidale, figura 2.76 ,iar pentru forța de decuplare se poate utiliza o unitate hidraulică, pneumatică sau electrică. Totuși soluțiile cu arcuri fie chiar și acele variante cu arcuri presurizate nu este cea mai eficientă metodă utilizată, mai ales la arbori care ating turații

ridicate, deoarece forța de strângere se poate slăbi în timp datorita pierderilor de presiune.



Fig. 2.76 Arcuri destinate sistemului de reținere a port-sculei de tip , elicoidal, șaibe conice de tip disc [92]

Un alt dezavantaj în utilizarea arcurilor de acest tip ar fi datorat dezechilibrului dinamic al AP datorat masei neuniforme distribuite în cartușul acestuia. Perspectivele tind să se îndrepte spre eliminarea soluțiilor de strângere cu arcuri și înlocuirea acestora cu unități hidraulice, pneumatice sau prin actuatoare electrice liniare, care să realizeze atât forța de strângere cât și cea de eliberare a port-sculei, [93].

Utilizarea unităților hidraulice, pneumatice sau electrice la decuplarea sau reținerea port-sculei, figura 2.77-2.80, conferă avantaje în ceea ce privește reducerea dimensiunilor interioare ale cartușului, respectiv a AP. Aceste soluții permit scurtarea timpilor de schimbare a sculei dar și o creștere a calității de strângere. Utilizarea unei unități de decuplare și strângere a port-sculei cu acționare electrică are beneficii superioare deoarece avem posibilitatea de a monitoriza și ajusta forța de strângere în timp real.



Fig. 2.77 Unitate de decuplare și reținere a port-sculei acționată electric de un motor liniar (ORLIEB, 2021)



Fig. 2.78 Unitate hidraulică rotativă cu dublă acționare (BERG, 2021)



Fig. 2.79 Unitate de decuplare și reținere a port-sculei acționată pneumatic (OTT, 2021)



Fig. 2.80 Unitate de decuplare și reținere a port-sculei acționată pneumatic (ROTOFLUX, 2021)

Utilizarea unităților hidraulice, pneumatice sau electrice la decuplarea sau reținerea port-sculei conferă avantaje în ceea ce privește reducerea dimensiunilor interioare ale cartușului, respectiv a AP. Aceste soluții permit scurtarea timpilor de schimbare a sculei dar și o creștere a calității de strângere. Utilizarea unei unități de decuplare și strângere a port-sculei cu acționare electrică are beneficii superioare deoarece avem posibilitatea de a monitoriza și ajusta forța de strângere în timp real.

Producătorii din domeniu, cum ar fi HAAS, utilizează încă soluții de strângere a port-sculei cu acționare prin intermediul arcurilor elicoidale sau a șaibelor de tip disc, bineînțeles împreună cu o unitate hidraulică de decuplare a port-sculei, figura 2.78. Această variantă este pretabilă la AP supuși la forte de așchiere și turații medii, iar din punct de vedere economic este mai puțin costisitoare, minimalizând costurile de fabricație.

Principiul de funcționare a unității hidraulice de decuplare a port-sculei este evidențiat în figura 2.81. Unitatea hidraulică prezentată are de obicei două roluri importante în completarea unui AP CNC echipat cu ATC. Primul rol ajută la decuplarea port-sculei din cartuș prin presiunea creată de lichidul hidraulic ce este transmis spre bușa de etanșare. Bucșa de etanșare este legată de bara de reținere, iar bara de reținere acționează mecanismul de fixare și eliberare a port-sculei. Toate acestea se realizează atunci când AP se află în poziție staționară. Al doilea rol este de a transmite mai departe lichidul de răcire necesar sculei așchietoare în timpul procesului de așchiere, respectiv atunci când AP se află în mișcare de rotație.

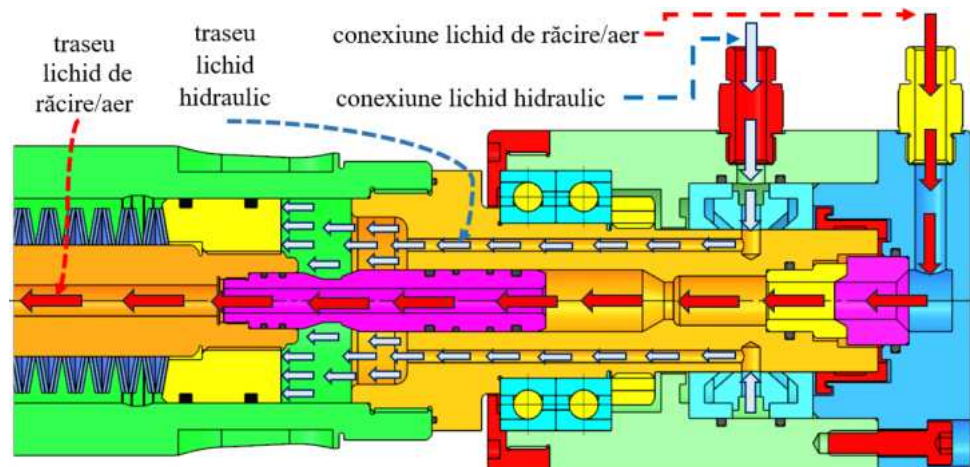


Fig. 2.81 Traseul lichidului hidraulic și de răcire a sculei prin unitatea rotativă hidraulică de decuplare

Forțele de strângere recomandate se găsesc în tabelul 2.6 pentru interfețele de port-scule CAT, SK și HSK. Datorită faptului că forma și dimensiunile port-sculelor sunt standardizate, caracteristicile de rigiditate pot fi modificate doar intervenind asupra mecanismului de reținere. Astfel diferiți producători de AP oferă soluții de mecanisme la care forțele de strângere sunt mai ridicate. Totuși, alegerea unui mecanism de reținere și eliberare se recomandă studierea cataloagelor de specialitate și consultarea concomitentă cu producători din domeniu.

Tabel 2.6 Forțele de strângere recomandate a port-sculelor, adaptat după [94]

Port-sculă	Mărimea port-sculei								
<b>CAT</b>	30	40	45	50	60				
F <sub>s</sub> [KN]	5.34	10.23	17.79	22.24	57.83				
<b>SK</b>	30	40	45	50	60				
F <sub>s</sub> [KN]	10.00	18.00	25.00	35.00	70.00				
<b>HSK</b>	A/C/E 25	A/C 32	A/C 40	A/C 50	A/C 63	A/C 80	A/C 100	A/C 125	A/C 160
ISO 12164-1: F <sub>s</sub> [KN]	-	5.00	6.80	11.00	18.00	28.00	45.00	70.00	115.00
BERG HK: F <sub>s</sub> [KN]	-	6.00	7.00	15.00	22.00	35.00	52.00	-	-
BERG HSH: F <sub>s</sub> [KN]	2.50	6.00	10.00	20.00	40.00	55.00	75.00	100.00	150.00

În concluzie cel mai important aspect pe care trebuie să-l îndeplinească o port-sculă este legat de rigiditatea axială și radială, iar port-sculele de tip HSK îndeplinesc cel mai bine aceste condiții. Tehnologia HSK a luat naștere în urma cercetărilor elaborate pe o durată de cinci ani în cadrul universităților de prestigiu împreună cu reprezentanți ai industriei și cu organizații care se ocupă de standardizări. Utilizarea port-sculelor de tip HSK în procesele de prelucrare prin așchiere oferă un avantaj aparte în ceea ce privește stabilitatea, fiind superioare celorlalte tipuri de port-scule existente.

## 2.5 Schimbătoare automate de scule

### 2.5.1 Aspecte generale privind schimbătoarele automate de scule

Un schimbător automat de scule (ATC) este un mecanism utilizat preponderent la m-u NC și are rolul de a îmbunătăți timpul de schimbare a sculei din AP între diferite operații de prelucrare. Pe scurt un astfel de sistem permite m-u CNC să realizeze mai multe operații fără intervenția operatorului în a schimba scula. Apariția și utilizarea mecanismelor de



schimbare automată a sculei, precum și a mecanismelor de reținere și eliberare a port-sculei (ce se regăsesc în interiorul AP) a permis reducerea timpului total de prelucrare și a costurilor de producție, îndeosebi la prelucrarea pieselor cu geometrie complexă, [95].

Sculele necesare operațiilor de prelucrare sunt stocate în magazia de scule, iar numărul acestora diferă în funcție de modelul utilizat. Schimbarea sculelor se realizează prin adăugarea instrucțiunilor specifice în programul CNC, [96].

Utilizarea unui ATC în componența unei m-u CNC conferă următoarele avantaje, după cum urmează, [97][98]:

- creșterea timpului de producție ale m-u CNC;
- magazia de scule poate stoca un număr mare de scule cu diferite geometrii și mărimi (până la 200 de scule);
- contribuie la reducerea timpului necesar schimbării sculelor uzate sau a celor noi în AP;
- reduce riscul de accidentare a operatorilor (nu mai este necesară intervenția acestora) prin eliminarea sarcinilor manuale a operatorului și a rutinei;
- fixarea port-sculelor se realizează corect, implicit crește și calitatea pieselor realizate;
- reduce timpul de fabricație.

Principalele module ce alcătuiesc un schimbător de scule automat (ATC), constau în magazia de scule cu motor de pas cu pas (indexare), braț de schimbare a sculei, mecanismul de reținere și eliberare a sculei integrat în AP. [99]

### **2.5.2 Modele de ATC**

ATC-urile se caracterizează în funcție de tipurile de port-sculă înmagazinate, modelul de magazie și de numărul de scule pe care le poate manipula. Forma constructivă și poziționarea acestuia depinde în special și de poziția AP: orizontal sau vertical.

În industria constructoare de m-u CNC există mai multe sisteme de schimbătoare de scule automate, [97][100]:

- Sistem de schimbare a sculelor de tip turelă (se regăsește la strungurile și centrele de prelucrat CNC);
- Sistem de schimbare a sculelor cu magazie de tip disc și braț (se regăsește la mașinile CNC frezat orizontale sau verticale);

- Sistem de schimbare a sculelor cu magazie de tip lanț și braț (se folosește preponderent la mașinile CNC de alezat și frezat orizontale).

#### *Sistem de schimbare a sculelor de tip turelă*

Sistemul de schimbare automată a sculelor de tip turelă, figura 2.82 este un mecanism special destinat centrelor de prelucrare prin strunjire. Așezarea sculelor pe turelă se poate face atât pe perimetrul acesteia (radial), cât și pe partea frontală în funcție de tipul de sculă utilizat și de operația necesară de realizat.

Schimbările sculei sunt realizate de către mașină prin indexarea turelei și anume rotirea acesteia în direcția cea mai scurtă a sculei selectate. Majoritatea turelelor din componența strungurilor CNC au de obicei zece diviziuni respectiv până la zece scule iar acestea sunt montate pe turelă prin intermediul suporturilor de sculă.

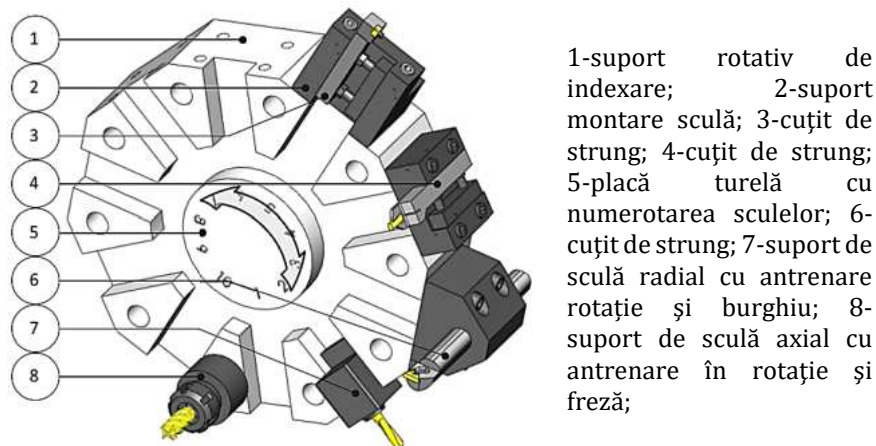


Fig. 2.82 Schimbător de scule tip turelă pentru strung CNC, adaptat după [101]

Suporturile de scule montate radial sau axial destinate operațiilor de frezat și găurit au încorporate motoare ce asigură rotația acestor scule, avantajul acestora rezultă din eficiența transmisiei respectiv a vibrațiilor reduse în funcționare.

Este foarte importantă direcția în care se realizează rotația AP, în sensul acelor de ceasornic sau invers acelor de ceasornic, deoarece va influența așezarea sculelor pentru strunjit respectiv așezarea tăișului în sus sau răsturnat, figura 2.83.

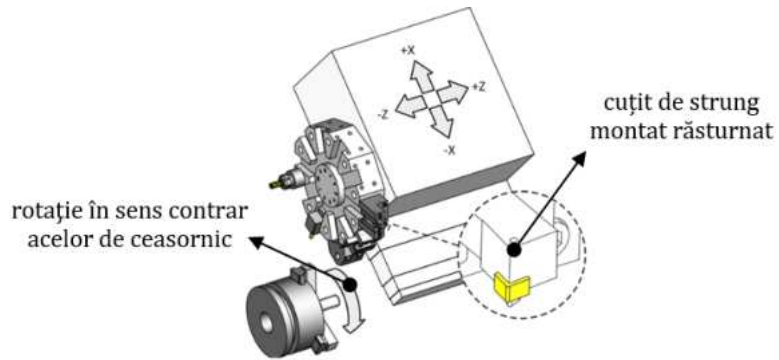


Fig. 2.83 Evidențierea turelei, a poziției acesteia și a mișcării executate într-un strung CNC [101]

### *Sistem de schimbare a sculelor cu magazie de tip disc sau lanț*

Sistemul de schimbare a sculelor cu magazie de tip disc sau lanț utilizează concomitent un braț. Rolul brațului într-un astfel de sistem este acela de a prelua scula nouă din magazie, respectiv vechea sculă din AP și să le înlocuiască. Un sistem de schimbare a sculelor cu braț este compus de obicei din două elemente: magazie de scule de tip disc sau lanț, figura 2.84 și un braț, figura 2.85.



Fig. 2.84 Magazii de schimbare a sculelor cu braț de tip disc sau lanț [102]

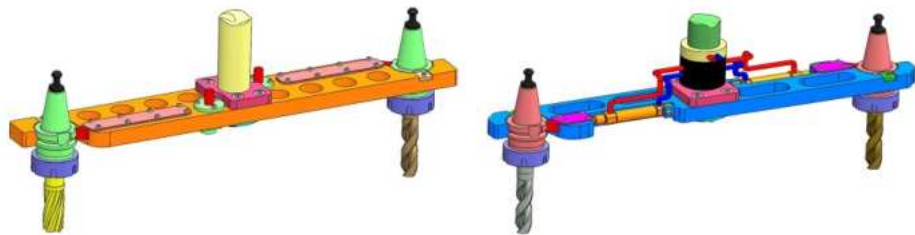


Fig. 2.85 Braț de schimbare a sculelor cu acționare mecanică sau pneumatică de prindere a port-sculei

La un ATC cu magazie de scule de tip disc, figura 2.86, poate înmagazina până la 32 de scule pentru diferite operații. Indexarea discului se realizează cu ajutorul unui motor pas cu pas și un driver, iar

conform liniei de cod din programul scris, magazia se va roti și va aduce scula cerută în poziția necesară de preluare a brațului. Brațul printr-o mișcare de rotație va înlocui scula din arbore cu scula din magazie iar scula din magazie va fi înlocuită cu scula din arbore, [97]. Timpul de schimbare a sculei variază între 0.6 și 5 secunde și depinde în principal de mărimea magaziei, greutatea sculei și lungimea brațului, [103].



Fig. 2.86 ATC cu magazie de tip disc și braț: vertical sau orizontal [103]

Un ATC de schimbare a sculelor cu magazie de tip lanț, figura 2.87, poate înmagazina de la 30 de scule așchietoare până la peste 100, numărul acestora depinde de cerințele clientului sau de configurațiile puse la dispoziție de producător. Dezavantajul principal a unui astfel de sistem este viteza mică și timpul mare, de căutare și pregătire a sculei solicitate în așchiere, [97].

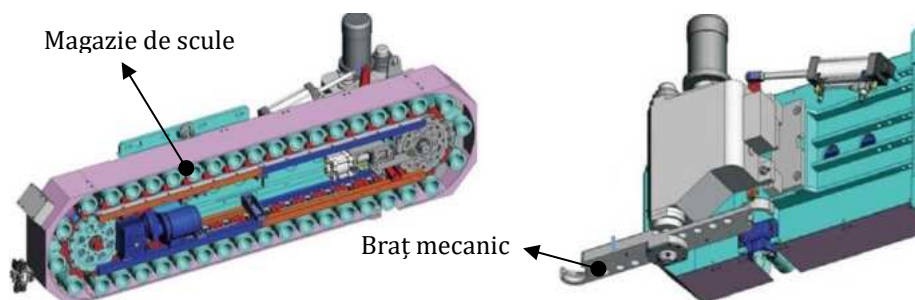


Fig. 2.87 Structura unui ATC cu magazie de tip lanț și braț, adaptat după [104]

### *Sisteme ultra rapide de schimbare a sculelor*

Cel mai rapid sistem de schimbare a sculelor așchietoare se numește „Chiron basket” și este dezvoltat pentru centre de prelucrat verticale în special. Acesta oferă m-u o productivitate ridicată datorită timpului mic de schimbare a sculei, de 0,5 secunde respectiv sub 1.7 secunde până la reluarea prelucrării. Acest sistem poate include până la 20 de scule așchietoare de tip SK 40 sau HSK 63 dar opțional poate include o magazie de scule auxiliară ce poate înmagazina până la 226 de scule, [105] [106].



Fig. 2.88 Sistem de schimbare a sculelor, „Chiron basket” pentru centre de prelucrat verticale ( Chiron, 2021)

Schimbarea sculelor la o m-u se poate realiza manual de către operator sau automat de către un sistem automat de schimbare a sculelor, utilizat la m-u CNC sau la centrele de prelucrat. Sistemul automat de schimbare a sculelor aşchietoare de tip braţ şi magazie de scule de tip disc este cel mai des sistem întâlnit la centrele de prelucrat CNC.

## 2.6 Concluzii

AP sunt cea mai importantă componentă ce se regăseşte în structura unei m-u, iar felul în care este proiectată poate avea un impact major în ceea ce priveşte productivitatea şi calitatea pieselor prelucrate. Astfel găsirea unui design adecvat aplicaţiei va conduce la obţinerea unor performanţe optime în ceea ce priveşte configuraţia m-u.

La concepţia unui AP modern, pentru maşini-unelte CNC, proiectantul trebuie să aibă în vedere iniţial stabilirea unor caracteristici de performanţă, caracteristici care vor fi legate de:

- puterea maximă de aşchiere, de momentul maxim de aşchiere;
- turaţia maximă suportată de sistemul de lăgăruire;
- clasa de precizie şi rigiditatea sistemului de lăgăruire;
- rigiditatea minimă axială şi radială;
- durata de viaţă a întregului sistem;
- tipul port-sculei şi categoria de dimensiune din care face parte;

Acestea fiind spuse, proiectantul unui AP va trebui să încerce să satisfacă și să coreleze caracteristicile esențiale ale acestuia legate de performanțele impuse de aplicație. Însă în realitate este extrem de greu și complicat să se realizeze un design optim a unui AP, astfel proiectantul este constrâns sau obligat să stabilească destinația acestuia și aplicațiile critice la care va fi supus și să înțeleagă că compromisurile sunt parte din conceptul proiectării.

Dificultatea obținerii unui design optim și performant, mai este completată și de sistemele și mecanismele care vor trebui alese de proiectant, cum ar fi cele legate de:

- sistemul de lăgăruire;
- sistemul de antrenare: acționare directă, prin curea, roți dințate sau cu motor integrat;
- sistemul de răcire a AP și a sculei;
- sistemul de lubrifiere: pe bază de unsori, ulei sau ceață de ulei;
- sistemul de schimbare a sculei, ATC;
- sistemul și mecanismele de reținere a port-sculei;
- sistemul de etanșare: cu contact, fără contact sau hibrid;
- sistemul de monitorizare: a temperaturii, a vibrațiilor și a deplasărilor;

Design-ul unui AP cu motor integrat pentru m-u CNC va fi influențat în principal de sistemul de lăgăruire și dimensiunea motorului utilizat, iar în funcție de cerințele și caracteristicile aplicației vor exista întotdeauna conflicte în obținerea anumitor performanțe.[107]

Sistemul de lăgăruire pentru AP moderni se realizează preponderent prin utilizarea rulmenților unghiulari cu bile, de precizie ridicată (P4). Prin mărimea unghiului de contact ales al acestora, putem prevedea și destinația AP: strunjire, frezare sau rectificare. Pentru diverse aplicații speciale cu ar fi cele de turații ridicate, se pot utiliza rulmenți ceramici, care datorită masei scăzute a elementelor de rulare pot atinge acele turații și totodată să mențină la parametri scăzuți căldura degajată în sistem.

Pentru menținerea unei durate de viață ridicată a unui AP utilizat la turații ridicate, se recomandă implementarea unui sistem de lubrifiere performant pentru lagăre, pe bază de ulei sau ceață de ulei, care de obicei este corelat cu un sistem de răcire pe aer sau pe apă cu aditivi (glicol), compus din pompe și schimbătoare de căldură. Temperatura lichidului de răcire a unui AP trebuie menținută în jurul valorilor de 20-26°C,

pentru a reduce dilatațiile sistemului. Durata de bună funcționare în condiții corespunzătoare a unui AP este estimată de producători între 5000-10000 de ore, după care trebuie aplicată o mentenanță capitală.

Sistemele de etanșare au un rol semnificativ în ceea ce privește buna funcționare a AP dar și pentru menținerea duratei de viață a lagărelor, prin protejarea acestora de eventualele contaminări și impurități generate în mediul exterior. Contaminările care conduc la distrugerea AP sunt de tipul următor: praf, particule metalice, lichid de așchiere, etc. Sistemele consacrate și utilizate pentru astfel de aplicații sunt cele fără contact de tip labirint, deoarece acestea se pot utiliza la turații ridicate.

În ceea ce privește antrenarea AP, se utilizează preponderent două tipuri de motoare de curent alternativ: asincron sau sincron, iar ele se vor alege în funcție de raportul determinat dintre cost și performanță.

Modernizarea continuă a tehnologiilor și condițiile de productivitate ridicată impune ca sistemul unei mașini-unelte CNC să includă sisteme ATC, iar pentru acest lucru este nevoie ca proiectantul să aleagă tipul de port-sculă în funcție de caracteristicile aplicației. Cel mai utilizat tip de port-sculă, pe scară largă, pentru AP CNC sunt cele HSK. Aceste interfețe de tip HSK oferă rigiditate, acuratețe și repetitivitate extraordinar de bune în timpul funcționării, dar și în momentul schimbării acestora de către sistemul ATC, în plus aceste modele de port-sculă sunt pretabile AP care ating turații ridicate.

### 3. PROIECTAREA ARBORILOR PRINCIPALI PENTRU MAȘINI-UNELTE CNC

Cea mai importantă componentă mecanică dintr-o m-u CNC sau a unui centru de prelucrat CNC este AP. Din punct de vedere structural AP a unei m-u va influența direct productivitatea echipamentului și calitatea suprafeței prelucrate. Proprietățile structurale ale AP depind de sursa de putere generată de motoare, de sistemul de reținere a sculei, de design-ul arborelui per ansamblu, de sistemul de lăgăruire utilizat și de specificațiile dimensionale ale cartușului, [108].

În ultimi ani, datorită cerințelor de productivitate ridicată a condus la necesitatea ca întreprinderile din mediul industrial să achiziționeze și să folosească preponderent m-u CNC de mare viteză. Prima industrie care a pornit acest trend a fost industria aviatică. Însă datorită faptului că este un domeniu relativ nou și în continuă dezvoltare, în ceea ce privește proiectarea și utilizarea m-u de mare viteză există totuși multe probleme care trebuie rezolvate în aceste aplicații. De exemplu, probleme legate de scule, de echilibrare, de dilatații termice, de rigiditate, de comportări dinamice și în cele din urmă de fiabilitate.

M-u de mare viteză sunt de obicei asociate cu viteze mari de avans care implică accelerări și decelerări rapide, rezultând schimbări drastice în condițiile de așchiere, [109]. Astfel ajungem la ideea că dezvoltarea, conceperea și proiectarea AP cu viteze de rotație ridicate pentru m-u CNC este critică din perspectiva strategică. Pentru ca AP să atingă viteze de rotații ridicate este necesar ca antrenarea acestora să fie realizată cu motoare integrate ca parte componentă din acesta, respectiv ca parte componentă din cartuș, vezi figura 3.1.

Soluția de antrenare cea mai agreată de producătorii din domeniu este cu motor „built-in”, adică cu motor integrat, care are următoarele avantaje:

- eliminarea transmisiilor convenționale cum ar fi cele prin curele sau angrenaje dințate;
- acest tip de design conduce la diminuarea vibrațiilor;
- conferă stabilitatea dinamică la turații ridicate;
- permite un control ridicat în ceea ce privește accelerațiile și decelerațiile.

Însă utilizarea AP cu motoare integrate au și câteva dezavantaje cum ar fi încălziri excesive datorate degajărilor termice în interiorul acestora



și a unor momente de inerție mari legat de rotație, în consecință este necesar să se realizeze o echilibrare dinamică precisă și să existe un sistem de răcire și de lubrifiere performant.

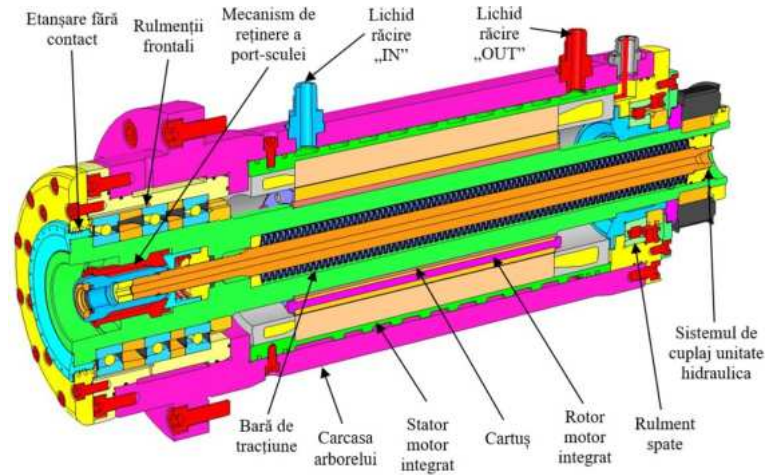


Fig. 3.1 Componentele principale dintr-un AP cu motor integrat

Componentele cele mai importante dintr-un AP de mare turație sunt rulmenții, respectiv sistemul de lăgăruire a axului principal. Sistemul de lăgăruire trebuie să confere o rigiditate ridicată, să poată suporta turații ridicate, să transfere cuplul și puterea motorului la sculele de așchiere, dar totodată trebuie să aibă capacitate ridicată de preluare a încărcărilor și a forțelor rezultate în timpul prelucrărilor mecanice pe o durată cât mai îndelungată de timp.

În general, durata de viață a unui arbore principal este dictată de durata de viață a sistemului de lăgăruire precum și de factorii următori: turație, lubrifiere, dimensiunea rulmenților și de încărcări. [110][111]

Proiectarea, concepția și realizarea unui AP de mare turație implică o muncă laborioasă de cercetare și vor exista în totdeauna multe aspecte de luat în calcul și compromisuri legate de cerințele pe care va trebui să le îndeplinească acesta, însă datorită dezvoltării tehnicilor de calcul și a soft-urilor specializate de analiză FEA, se pot depista multe probleme sau defecte de proiectare încă din faza incipientă.

### 3.1 Cerințe funcționale

Forma constructivă a AP este dată de rolul funcțional al acestora, pe care îl au condiționat de tipul de m-u. Astfel arborii care sunt utilizați în

principal la strunguri, mașini de frezat, mașini de rectificat etc., execută o mișcare de rotație cu forme constructive adecvate funcțiunii destinate.

Principalele funcțiuni a unui AP este asigurarea rotației sculei sau a semifabricatului cu precizie ridicată, asigurarea puterii și a cuplului necesar, să aibă capacitatea de a rezista mecanic și termic, de a avea rigiditate ridicată și vibrații minime, toate acestea trebuie îndeplinite pe cât posibil în timpul operațiilor de așchiere.

Un AP de precizie utilizat în construcția m-u CNC are cerințe de performanțe ridicate, iar în etapa de proiectare sunt importante în primă fază următoarele caracteristici, cum ar fi, [49]:

- Puterea de așchiere și turația maximă;
- Momentul sau cuplul nominal;
- Rezistența la solicitări și șocuri;
- Durata de viață;
- Tipul de antrenare a arborelui (acționare internă sau externă);
- Dimensiunile de gabarit;
- Interschimbabilitatea pieselor și costul.

Cerințele secundare au totodată o însemnătate și o influență majoră în alegerea sau proiectarea unui AP pentru o m-u CNC, iar acestea sunt legate:

-de partea constructivă, de precizie, de rigiditate, de eficiență și randament, de numărul cât mai redus a organelor și poziția acestora, de tipul de prindere și fixare a port-sculei în arbore, de tipul și mărimea port-sculei utilizate, de forma geometrică a arborelui și de timpul de realizare a mentenanței.

### **3.2 Aspecte generale privind proiectarea AP**

Un AP poate fi definit ca o componentă cilindrică ce este montată pe un sistem de lăgăruire pentru asigurarea mișcării de rotație și care transmite un cuplu sau un moment de rotație la o sculă așchietoare sau la un semifabricat.

Numărul gradelor de libertate este egal cu unu în cazul unui AP și anume acesta este dat de rotația în jurul axei sale longitudinale. O mișcare generată de celelalte grade de libertate, cinci la număr, este nedorită în funcționarea acestuia și se poate considera eroare a sistemului de lăgăruire care de obicei pot apărea datorită prelucrărilor inexacte a fusurilor de pe cartuș, datorită apariției unor forțe și solicitări

excesive din timpul prelucrării, datorită dilatațiilor termice și a vibrațiilor. Astfel putem afirma că un AP ideal de m-u este un concept pur teoretic și se imaginează că axa de rotație este o linie imaginară dreaptă. [54]

La proiectarea unui AP datorită unei liste vaste de cerințe ce vor trebui impuse proiectantului, duce la dificultatea extraordinară în realizarea unui design optim. Astfel vom descoperi că unele cerințe sunt contradictorii și într-un final se ajunge la compromisuri în ceea ce privește design-ul și specificațiile finale.

Construcția AP pentru m-u trebuie realizată cât mai simplu posibil, pentru a asigura economicitate, execuție și mentenanță ușoară, iar numărul organelor de asamblare montate pe un astfel de arbore trebuie să fie minim posibilă. De reținut este faptul că și masa unui AP ce se află în mișcare de rotație nu ar trebui neglijată deoarece influențează comportamentul acestuia în funcționare. În ceea ce privește dimensionarea organelor și a componentelor din cadrul ansamblului, acestea trebuie să fie corect stabilite pentru a nu mări greutatea întregului subansamblu dar și a faptului că există posibilitatea creșterii inerțiilor în mișcarea de rotație.

În concluzie nerespectarea acestor aspecte pot conduce la supradimensionarea arborelui. Referitor la stadiul de concepție și proiectare se vor ține cont și de următoarele aspecte și factori necesari proiectării AP pentru m-u CNC, cum ar fi:

- proiectarea diverselor componente ce intră în alcătuirea acestuia, ordinea de montaj a componentelor, sistemul de etanșare și lubrifiere, sistemul de răcire a acestuia, metode de montare și demontare.

O altă recomandare în ceea ce privește proiectarea unui AP este așezarea diferitelor organe de asamblare cât mai aproape de zonele de lăgăruire. Forma constructivă a AP mai poate fi influențată de sistemele de lăgăruire utilizate și de modul de reglare a jocurilor axiale și radiale ale acestora. În prezent, pentru atingerea unor performanțe ridicate în ceea ce privește productivitatea și calitatea superioară a suprafețelor prelucrate majoritatea AP pentru m-u CNC sunt compuși dintr-un motor integrat și un sistem de lăgăruire constituit din rulmenți cu bile cu contact unghiular, [55]. Utilizarea rulmenților unghiulari cu bile în construcția AP m-u CNC se pretează datorită proprietăților și caracteristicilor favorabile oferite de aceștia în ceea ce privește rigiditatea, turațiile, pierderile reduse rezultate din frecare, fiabilitate, durată de viață ridicată și cost. [112]

### 3.3 Fluxul de proiectare a AP

M-u moderne impun utilizarea unor viteze mari de aşchiere şi obţinerea unor precizii ridicate, ceea ce presupune că AP utilizaţi de aceasta vor trebui să îndeplinească cerinţe tehnice tot mai ridicate. [113]

Fluxul detaliat de proiectare a AP, figura 3.2, prezentat în această lucrare abordează două concepte de proiectare îmbinate armonizat care vor conduce într-un final la obţinerea rigidităţilor axiale şi radiale a AP proiectat. Conceptele de proiectare utilizate se bazează pe calcule teoretico-analitice şi prin analiza FEA aplicate unui prototip CAD, iar rezultatele obţinute se vor putea compara. Avantajul proiectării CAD bazate pe modelul virtual presupune scurtarea timpului de proiectare detaliată şi de dezvoltare a AP, uşurând tot odată partea de optimizare şi verificare FEA statică, dinamică, modală şi termică, etc.

Prima etapă din fluxul de proiectare a AP CNC constă în stabilirea *destinaţiei acestuia* şi a operaţiilor de prelucrare pe care trebuie să le realizeze. Un AP poate realiza mai multe operaţii de aşchiere, cum ar fi în cazul unui centru de prelucrare putând executa operaţii de strunjire, frezare, alezare, găurire şi filetare.

Odată stabilite aceste aspecte este necesar să se contureze *un caz critic de prelucrare*, rezultat prin alegerea materialului de prelucrat, caracterizat de duritate şi rezistenţă mecanică mare, urmată de alegerea sculei utilizate. Prin respectarea indicaţiilor oferite de producători se vor stabili parametri de aşchiere, forţele de aşchiere, puterea şi momentul necesar operaţiei.

Pentru realizarea *desenului preliminar a cartuşului* cuprins în sistemul de AP este necesar să se aleagă tipul de lăgăruire, sistemul de lubrifiere a lagărelor, felul de antrenare, tipul de prindere (manuală sau automată) şi de interfaţă a port-sculei cu cartuşul. Toate cele menţionate vor contribui la obţinerea dimensională şi geometrică a cartuşului.

*Calcularea rigidităţii radiale şi axiale a lagărelor* şi stabilirea orientativă a *distanţei optime dintre lagăre* reprezintă o etapă importantă şi necesară în calcularea analitică şi FEA statică a *deformaţiei totale* la flanşa AP. În această fază urmând a se finaliza mai detaliat modelul CAD al cartuşului împreună cu sistemul de lăgăruire. Stabilind din cele două metode deformaţiile la flanşa AP şi cunoscând forţele de aşchiere ce acţionează asupra lui se pot deduce *rigidităţile maxime ale sistemului*.

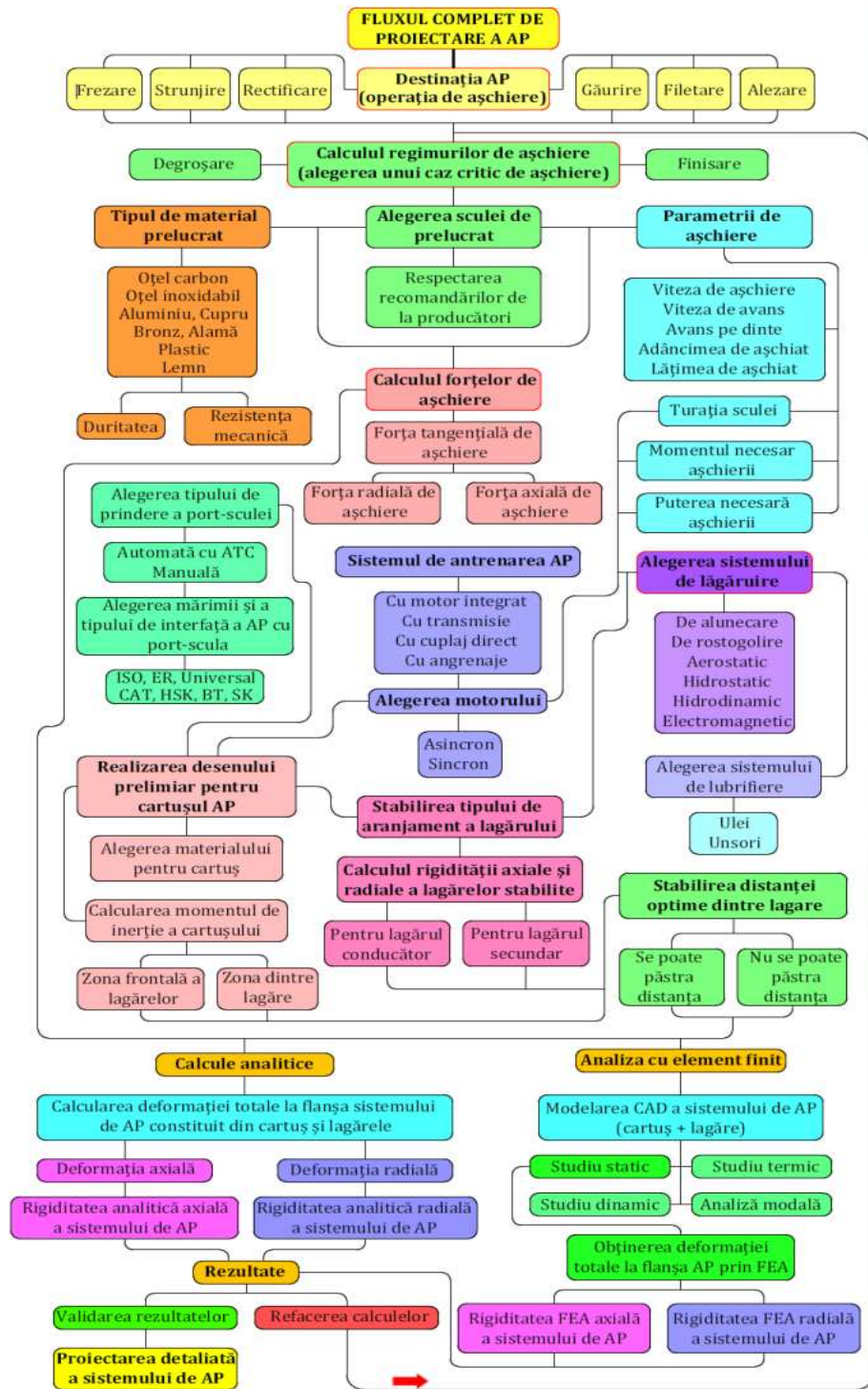


Fig. 3.2 Fluxul complet de proiectare a AP pentru m-u CNC

Rezultate obținute se vor compara și valida în funcție de preconizările stabilite de proiectant pentru aplicația aleasă iar dacă precizia obținută nu satisface cerințele AP se va recurge la optimizare și refacerea calculelor prin re alegerea sistemului de lăgăruire, recalcularea rigidităților axiale și radiale a sistemului de lăgăruire, a distanței optime dintre lagăre, redimensionarea cartușului și implicit actualizarea celorlalți factori implicați. Etapa finală va consta în proiectarea detaliată a sistemului de AP care va cuprinde inclusiv sistemul de lubrifiere, de etanșare, de răcire, precum și sistemul de reținere-eliberare a port-sculei din cartuș. Finalizarea completă a proiectului va presupune realizarea desenelor de ansamblu, de execuție și a documentației tehnice, etc.

### 3.4 Rigiditatea AP

#### 3.4.1 Aspecte privind rigiditatea radială a AP

Rigiditatea unui arbore în termeni statici, constă în stabilirea deformațiilor elastice produse de momentele de încovoiere și de torsiune în momentul prelucrării, sub acțiunea forțelor de așchiere.

Pentru a calcula deformația totală a sistemul de arbore, figura 3.3, trebuie să ținem cont de intervenția două feluri de deformații în timpul prelucrării: o deformație elastică a cartușului AP ( $\delta_2$ ) și una datorată elasticității rulmenților ( $\delta_1$ ).

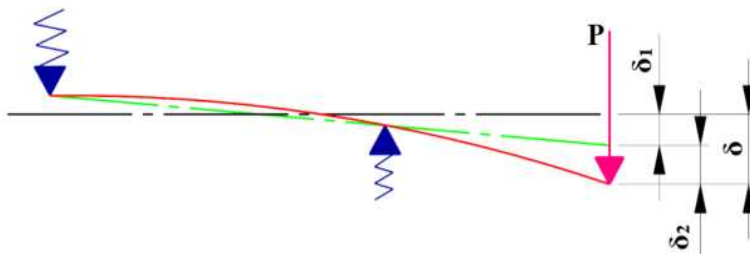


Fig. 3.3 Deformația totală a cartușului și a rulmenților sub acțiunea forței radiale

Deformații elastice de încovoiere și răsucire se caracterizează prin mărimea săgeților și a unghiurilor rezultate din deformarea fibrei medii ale cartușului AP însumate cu elasticitatea sistemului de lăgăruire. Acest lucru stabilește totodată precizia m-u, respectiv a AP în condiții optime de funcționare.

Majoritatea producătorilor de AP specifică caracteristicile tehnice de funcționare în care sunt evidențiate și valorile rigidității radiale și axiale

în funcție de modelul propus. Astfel valorile rigidităților specificate de aceștia sunt calculate prin aplicarea forțelor de așchiere la flanșa cartușului, figura 3.4.

De reținut este faptul că există diferențe majore a rigidității arborelui în momentul folosirii unor scule și port-scule relativ lungi, doar prin faptul că forța de așchiere va fi aplicată la o distanță considerabilă față de flanșa cartușului, figura 3.5. De aceea la proiectarea unui AP specializat trebuie luate în calcul aceste aspecte și stabilit de la început destinația AP, alegerea port-sculelor și a sculelor de așchiere utilizate, precum și calcularea regimurilor de așchiere, [114][115]. Valorile rigidităților radiale și axiale la flanșa cartușului pentru un AP se regăsesc în cataloagele oferite de renumiți producători în funcție de destinația aplicației.

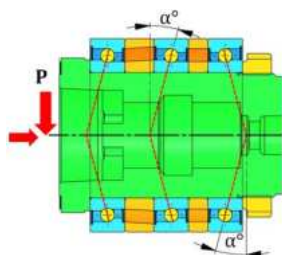


Fig. 3.4 Forțele de așchiere ce acționează asupra AP

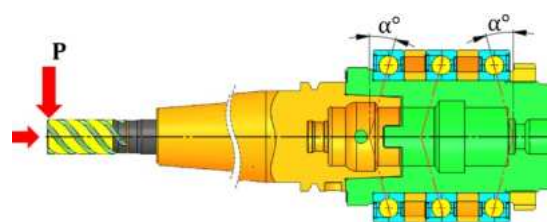


Fig. 3.5 Forțele de așchiere ce acționează asupra sculei din AP

Într-un sistem de AP utilizat în condiții reale de așchiere mai mulți factori principali vor contribui la stabilirea și calculul total a rigidității statice, iar acestea sunt:

- Rigiditatea cartușului AP;
- Rigiditatea sistemului de lăgăruire (a rulmenților);
- Rigiditatea carcusei;
- Rigiditatea sistemului constituit din port-sculă și sculă.

### 3.5 Schema de calcul teoretic a rigidității radiale pentru un AP

Pentru obținerea calculului teoretic a rigidității radiale pentru un AP este necesar inițial, să stabilim destinația acestuia și urmărirea schemei din figura 3.6. Destinația acestuia este conturată de operațiile de așchiere pe care le va realiza și cerințele aplicației de prelucrare. Astfel este necesar a se impune un caz critic de prelucrare, caz care depinde de

calitatea materialului de prelucrat, tipul de prindere utilizat și alegerea corectă a sculelor, respectiv a port-sculelor. Dimensiunile și tipul sculei de așchiere cu un anumit număr de dinți vor influența momentul de așchiere necesar și mărimea forțelor de așchiere, forțe descompuse în: forța de așchiere tangențială, radială și axială. Următoarea etapă la proiectarea AP se focusează pe alegerea unui sistem de lăgăruire optim aplicației alese și a unei anume model aranjare a rulmenților. Alegerea sistemului de lăgăruire și tipului de aranjare va conduce la stabilirea rigidităților axiale și radiale a set-urilor de rulmenți utilizați.

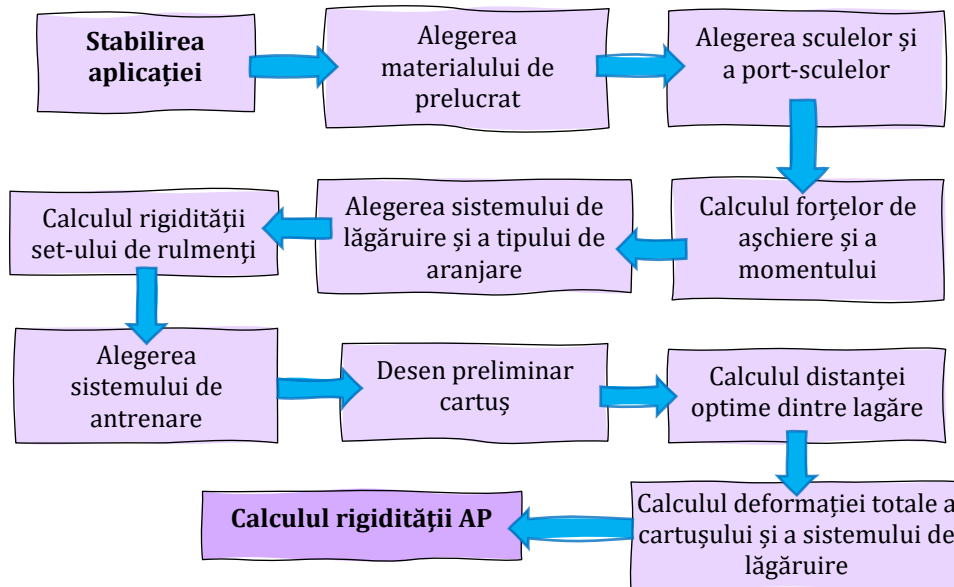


Fig. 3.6 Schema analitică de calcul a rigidității AP

Cunoscând tipul de antrenare a AP și tipul de rulmenți, precum și a dimensiunilor acestora, se poate realiza în continuare un desen preliminar a cartușului, putând într-un final să obținem valorile distanțelor optime dintre lagăre, a deformației și a rigidității radiale maxime, valori care se obțin sub acțiunea forțelor de așchiere.

Astfel se recomandă realizarea mai multor tipuri de aranjamente pentru sistemele de lăgăruire și alegerea a celor care dovedesc din punct de vedere a performanței și a costului, că au cel mai bun raport.

### 3.6 Schema numerică de calcul a rigidității AP

Metoda de obținere a rigidității pe cale numerică prin utilizarea analizei FEA, figura 3.7, urmărește aceleași etape până la punctul în care



are loc stabilirea sistemului de antrenare, continuându-se cu modelarea CAD a cartuşului aparținător AP. Etapa de pregătire a simulării constă în simplificarea modelului geometric, aplicarea calității materialelor, a constrângerilor și a încărcărilor la care este supus AP, urmată de realizarea discretizării și rularea simulării. Rezultatele obținute în urma analizei FEA urmează o analiză din partea proiectantului și vor fi interpretate valorile deformațiilor obținute pe cartuş în zone de interes, zone care vor influența direct precizia de prelucrare a AP. Cunoscând deformațiile rezultate și valoarea forțelor de așchiere, se pot stabili prin calcul, rigiditatea sistemului de AP proiectat.

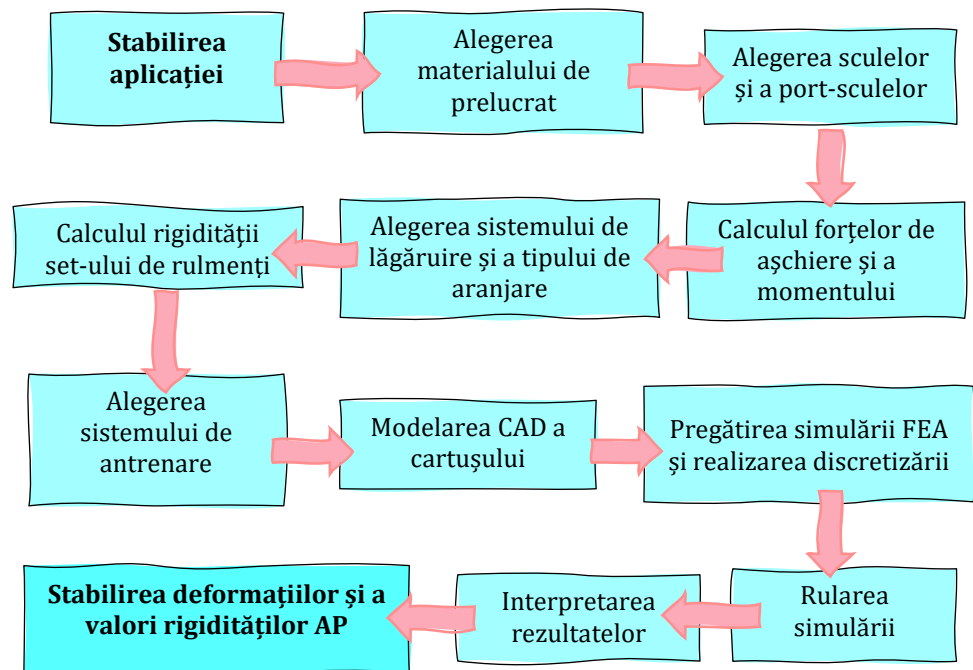


Fig. 3.7 Schema analitică de calcul a rigidității AP

### 3.7 Calcularea forțelor de așchiere la frezare

În ceea ce privește proiectarea și concepția unui AP proiectantul trebuie să stabilească un caz așa zis critic. Acesta va trebui să stabilească destinația AP și aplicația acestuia împreună cu sculele de așchiere utilizate și calitatea materialului așchiat. Toate acestea împreună cu metodologia de alegere și calcul a parametrilor pentru operația de frezare prezentată în tabelul 3.1, vor conduce la stabilirea celor mai importanți parametri în ceea ce privește un design optim a unui AP, iar

acești parametri necesari sunt puterea de aşchiere, momentul necesar aşchierii și forța tangențială. În acest subcapitol se prezintă o metodă analitică de obținere a parametrilor necesari aşchierii însă pentru a obține rapid aceste valori se pot utiliza softuri de calcul specializate de la diverși producători de scule de aşchiere, printre care putem aminti de KennaMetal® sau Sandvik Coromant®. [116][117]

Tabel 3.1 Stabilirea turației, a vitezei de avans și a volumului de material îndepărtat la operația de frezare

Alegerea sculei	Parametrii de aşchiere recomandați de producători	Se obține:
Numărul de dinți a frezei: $z$ [dinți]	Viteza de aşchiere: $v_a$ [m/min]	Turația sculei: $n_s = \frac{v_a \cdot 1000}{\pi \cdot D_f}$ [rpm]
Diametrul frezei: $D_f$ [mm]	Avansul pe dinte: $f_z$ [mm/dinte]	Viteza de avans: $s = n_s \cdot f_z \cdot z$ [ $\frac{mm}{min}$ ]
Lățimea zonei de frezat: $a_e$ [mm]	Adâncimea aşchiere: $a_p$ [mm]	Volumul de material îndepărtat: $Q_m = s \cdot a_e \cdot a_p$ [ $\frac{cm^3}{min}$ ]

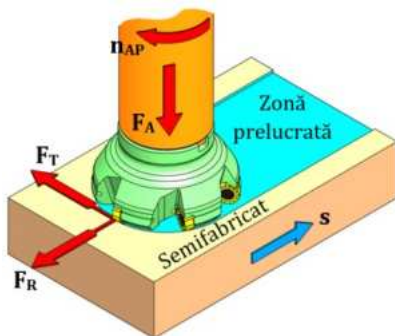


Fig. 3.8 Componentele forței de aşchiere la frezarea plană

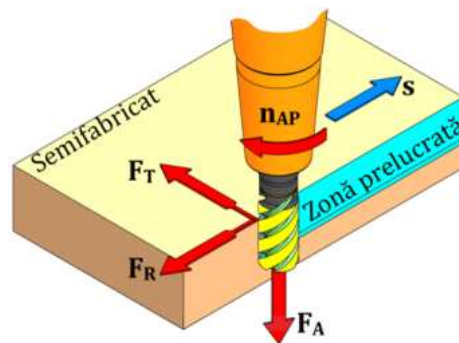


Fig. 3.9 Componentele forței de aşchiere la frezarea cu freză-deget

Pentru a obține forța tangențială de aşchiere, ecuația (3.2), este necesară calcularea puterii de aşchiere, ecuația (3.1), iar pentru asta trebuie să cunoaștem calitatea materialului pentru a alege constanta de putere,  $K_p$ , factorul de avans la putere constantă,  $C$  și în cele din urmă factorul de uzură a sculei,  $W$ . [71]

$$P_a = K_p \cdot C \cdot Q_m \cdot W \text{ [Kw]} \quad (3.1)$$

$$F_T = \frac{9.81 \cdot 6120 \cdot P_a}{v_a} \text{ [N]} \quad (3.2)$$

Cunoscând turația și puterea de aşchiere se poate deduce momentul de torsiune necesar aşchierii, conform ecuației (3.3):

$$M_a = \frac{9550 \cdot P_a}{n} \text{ [Nm]} \quad (3.3)$$

Conform literaturii de specialitate și cunoscând forța tangențială de aşchiere din ecuația (3.2), se pot deduce celelalte componente ale forței de aşchiere, cum ar fi forța radială și forța axială, [118]:

$$F_R = 0,35 \cdot F_T \text{ [N]} - \text{la frezarea plană} \quad (3.4)$$

$$F_A = 0,55 \cdot F_T \text{ [N]} - \text{la frezarea plană} \quad (3.5)$$

$$F_R = 0,55 \cdot F_T \text{ [N]} - \text{la frezarea cu freză deget} \quad (3.6)$$

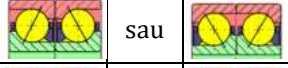
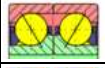
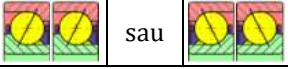
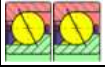
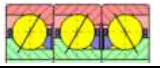
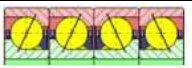
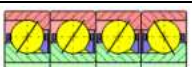
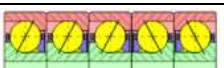
$$F_A = 0,25 \cdot F_T \text{ [N]} - \text{la frezarea cu freză deget} \quad (3.7)$$

### **3.8 Studiul privind calculul rigidității set-urilor de rulmenți în funcție de aranjarea acestora**

Rigiditatea rulmenților se stabilește aplicând îndeosebi o forță axială inelului interior a rulmentului, forță ce acționează asupra elementelor de rulare, care în cazul rulmenților unghiulari sunt bilele și care are ca rezultat deplasarea inelului interior cu 1 μm. O pretensionare corectă a rulmenților va conduce întotdeauna la creștere a rigidității și a capacității portante în timpul funcționării. La stabilirea rigidității totale a unui AP este necesar ca în etapele parcurse să cunoaștem forțele de aşchiere ce acționează asupra sistemului, precum și rigiditatea axială și radială a rulmenților sau a set-urilor de rulmenți utilizați. Pentru calcularea rigidității axiale totale a unui set de rulmenți unghiulari, tabelul 3.2, se stabilește inițial tipul de aranjare a rulmenților și valoarea unghiului de contact, urmat de alegerea rulmentului din catalogul producătorului și

identificarea valorilor rigidității axiale a acestuia,  $C_a$  [N/μm]. Rigiditatea axială a acestuia se alege în funcție de pretensionarea dorită: ușoară, medie sau ridicată.

Tabel 3.2 Rigiditatea axială totală a set-ului de rulmenți unghiulari și forța de ridicare a elementelor de rulare, adaptat [59][119]

Tipuri de aranjamente cu rulmenți			Rigiditatea axială a set-ului de rulmenți, $C_{a\text{-set}}$ [N/μm]	Forța de desprindere a elem. de rulare $K_{aE}$ [N]
Codificare	Simbol	Figură		
DB (DF)	<> (><)	 sau 	$C_a$	$3 \cdot F_V$
DT	>> (<<)	 sau 	$2 \cdot C_a$	$6 \cdot F_V$
TBT	<<>		$1,64 \cdot C_a$	$6 \cdot F_V$
QBC	<<<>		$2 \cdot C_a$	$6 \cdot F_V$
QBT	<<<>		$2,24 \cdot C_a$	$9 \cdot F_V$
QTTTQ	<<<<>		$2,64 \cdot C_a$	$9 \cdot F_V$

Forța de desprindere a elementelor de rulare (bilelor),  $K_{aE}$  se poate calcula alegând din tabelul 3.2 formula corespunzătoare tipului de aranjare a set-ului de rulmenți. Aceasta depinde în special de valoarea forței de pretensionare și de tipul de pretensionare a rulmenților (U,M,R). Forța de pretensionare,  $F_V$ , se alege din cataloagele de specialitate a producătorilor, conform modelului de rulment ales de la SKF, NSK, NTN, FAG, TIMKEN, GMN, etc. Forța de desprindere a elementelor de rulare reprezintă fenomenul produs de forța axială ce acționează asupra set-ului de rulmenți și conduce la anularea pretensionării din rulmenți, respectiv la patinarea elementelor de rulare pe căile de rulare. Acest fenomen produce în rulmenți joc, uzuri premature și distrugerea lor.

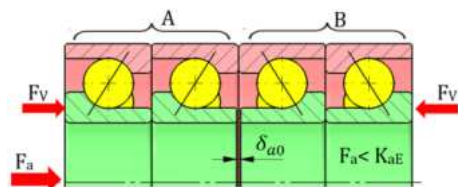


Fig. 3.10 Evidențierea forței axiale și jocului dintre rulmenții A și B

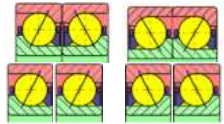
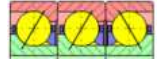
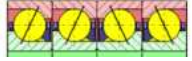


Pentru a evita ca anumiți rulmenți din set sa nu devina liberi de sarcina, (când  $\delta_{a0}=0$ ) se recomanda ca forța axiala,  $F_a$  ce acționează asupra lor sa fie strict mai mică decât valoarea forței de desprindere a elementelor de rulare  $K_{aE}$ , vezi figura 3.10. Metodele ce pot fi aplicate în acest caz sunt de introducere a unor rulmenți cu unghiuri de contact diferite în set-ul de rulmenți sau prin creșterea și utilizarea unor pretensionări cu mecanisme de tip arc.

Pretensionarea sistemului de lăgăruire dintr-un AP de precizie este extrem de importantă. Trebuie să avem în vedere că forțele axiale nu vor ține locul forțelor de pretensionare.

O pretensionare optimă are următoarele avantaje într-un sistem de AP,[120]:

- reducerea zgomotului produs de rulmenți în timpul funcționării;
- conduce la atingerea rigidității maxime a set-urilor de rulmenți;
- crește durata de viață a rulmenților;
- crește precizia de prelucrare a AP;
- ajută la alinierea cartușului în carcasa AP;
- conduce la evitarea patinării elementelor de rulare pe inelele rulmenților în special la pornirea și oprirea AP sau atunci când nu există încărcări exterioare.

Tabel 3.3 Factori privind rigiditatea radială a set-ului de rulmenți unghiulari, adaptat [59][119]

Modelul de aranjare a rulmenților			Factor privind rigiditatea radială $q_1$
Codificare	Simbol	Figură	
DB, DF, DT	<>, ><, <<, >>		1
TBT	<<>		1,36
QBC	<<>>		2
QBT	<<<>		1,6
QTTTQ	<<<>>		2,72

Rigiditatea radială totală a set-ului de rulmenți se poate calcula în funcție de unghiul de contact a acestora înlocuind în ecuațiile de mai jos factorul  $q_1$ , ce se regăsește în tabelul 3.3 și rigiditatea axială totală a set-ului ce se calculează din tabelul 3.2. [119]

$$\text{Pentru } \alpha = 15^\circ: \quad C_{r\text{-set}} = q_1 \cdot 6 \cdot C_{a\text{-set}} \quad (3.8)$$

$$\text{Pentru } \alpha = 18^\circ: \quad C_{r\text{-set}} = q_1 \cdot 4.5 \cdot C_{a\text{-set}} \quad (3.9)$$

$$\text{Pentru } \alpha = 20^\circ: \quad C_{r\text{-set}} = q_1 \cdot 3.5 \cdot C_{a\text{-set}} \quad (3.10)$$

$$\text{Pentru } \alpha = 25^\circ: \quad C_{r\text{-set}} = q_1 \cdot 2 \cdot C_{a\text{-set}} \quad (3.11)$$

$$\text{Pentru } \alpha = 30^\circ: \quad C_{r\text{-set}} = q_1 \cdot 1.4 \cdot C_{a\text{-set}} \quad (3.12)$$

În figurile 3.11 și 3.12 sunt prezentate sub formă de grafice valorile rigidităților axiale și radiale pentru două modele de rulmenți, în funcție de clasa de pretensionare și modelul de aranjare a rulmenților.

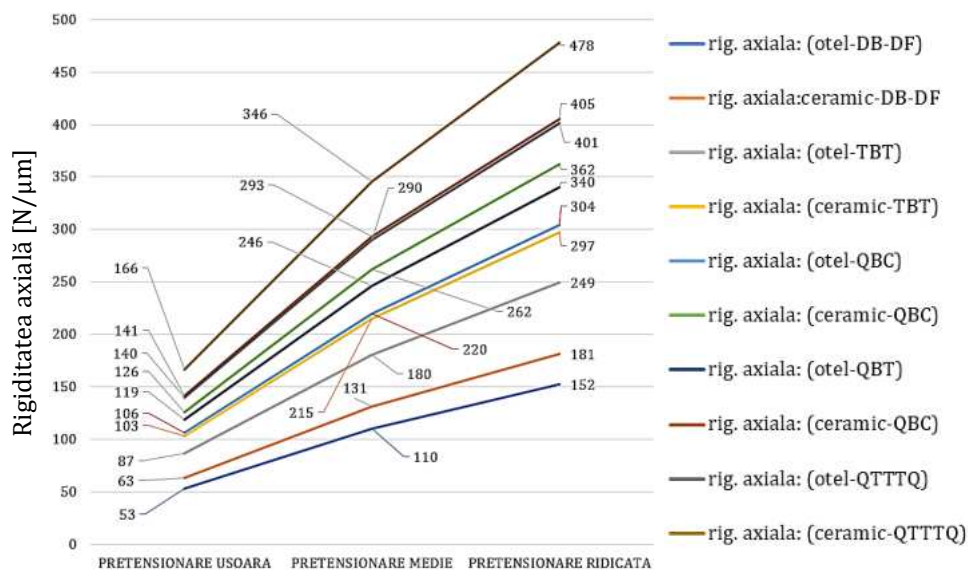


Fig. 3.11 Variația rigidității axiale a rulmenților unghiulari: 7011C și 5S1-7011C

Rulmenții utilizați la acest studiu sunt 7011C și 5S1-7011C, ambii având unghiul de contact  $\alpha=15^\circ$ , diametrul interior:  $d_{rul}=55$  mm, diametrul exterior:  $D_{rul}=90$  mm iar lățimea:  $B=18$  mm. Elementele de rulare pentru 7011C sunt din oțel 100 Cr 6 iar pentru 5S1-7011C sunt din material ceramic  $Si_3N_4$ . În acest studiu putem observa influența semnificativă a clasei de pretensionare asupra rigidității set-urilor de

rulmenți. Utilizând tabelul 3.1 se calculează rigiditatea axială totală a setului de rulmenți, urmând a se înlocui valoarea în formula (3.1) concomitent cu coeficientul,  $q_1$  preluat din tabelul 3.2.

Conform rezultatelor rigiditatea axială a seturilor de rulmenți sub forma de aranjare DB sau DF în cazul unei pretensionări ușoare pornește de la  $53 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 7011C și ajunge la  $63 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 5S1-7011C, iar rigiditatea radială are valoare  $318 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 7011C, respectiv  $378 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 5S1-7011C.

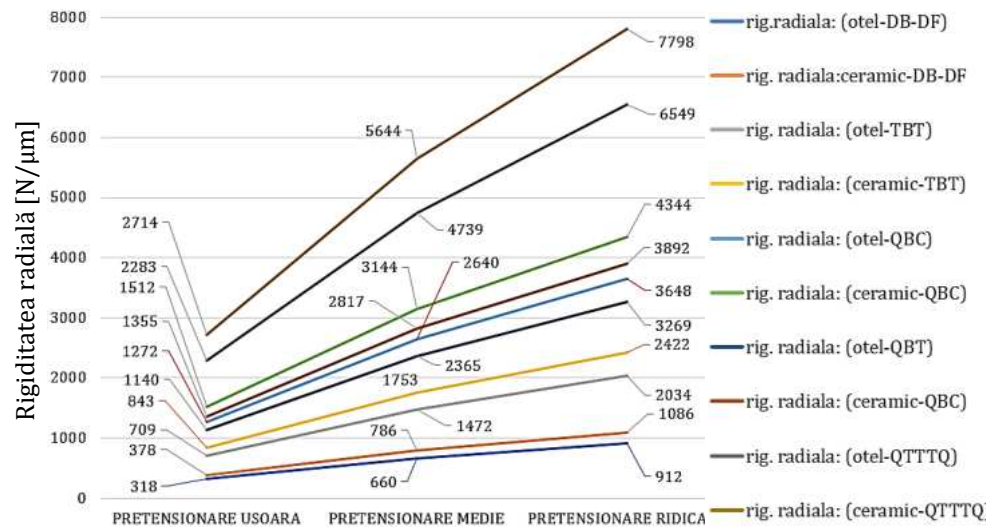


Fig. 3.12 Variația rigidității radiale a rulmenților unghiulari: 7011C și 5S1-7011C

Valorile cele mai mari utilizând acești rulmenți o putem obține în aranjament QTTTQ utilizând clasa ridicată de pretensionare, unde valorile rigidității totale axiale sunt de  $401 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 7011C, respectiv  $478 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 5S1-7011C. Rigiditățile radiale pot ajunge la un nivel de  $6549 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 7011C, respectiv  $7798 \text{ N}/\mu\text{m}$  pentru 5S1-7011C.

Conform graficelor prezentate anterior putem observa importanța și diferența utilizării unei anumite clase de pretensionare a rulmenților asupra rigidității set-urilor propuse. Dacă ne raportăm la diferențele majore dintre un rulment cu componentele din oțel și un rulment hibrid, cu elementele de rulare din material ceramic vom ajunge la concluzia că cel hibrid este net superior celui din oțel în ceea ce privește anumite caracteristici, vezi figura 3.13 și tabelul 3.4.

Utilizarea rulmenților hibridi față de cei din oțel în construcția lagărelor unui AP vor influența pozitiv anumite caracteristici de funcționare ale acestuia, după cum urmează:

- densitatea elementelor de rulare mai mică ceea ce conduce la un AP care suportă turații mai ridicate (masa elementelor de rulare este mai mică);
- modulul de elasticitate mai mare conduce la o rigiditate mai ridicată;
- coeficientul de expansiune mai mic conduce la scăderea dilatațiilor din sistem;
- duritatea mai ridicată va influența capacitatea sistemului de a accepta cu ușurință anumite șocurile ce pot apărea în funcționare;
- temperatura suportată de sistem crește ceea ce conduce și la creșterea duratei de viață a sistemului de AP.

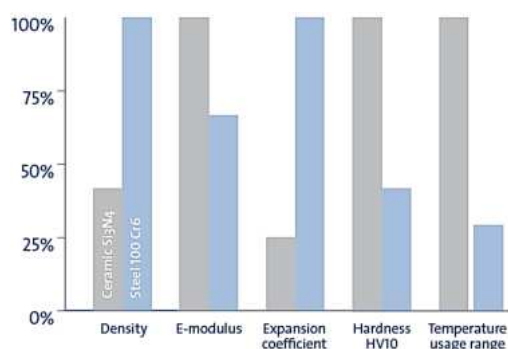


Fig. 3.13 Comparație generală a caracteristicilor tehnice dintre un rulment cu elementele de rulare din oțel și unul utilizând materiale ceramice (GMN, 2021)

Tabel 3.4 Caracteristicile unui rulment ceramic (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>) și unul din oțel (GMN, 2021)

Caracteristicile tehnice la 20°C	Ceramic Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	oțel 100 Cr <sub>6</sub>
Densitatea [kg/m <sup>3</sup> ]	3200	7800
Coef. de expansiune [10 <sup>-6</sup> /K]	3.2	11.5
Modulul de elasticitate E [GPa]	315	210
Coeficientul Poisson's	0.26	0.3
Duritatea Vickers HV10	1600	700
Conductivitatea termică [W/mK]	30-35	40-45
Rezistența electrică specifică [Ωmm <sup>2</sup> /m]	10 <sup>17</sup> -10 <sup>18</sup>	0.1-1

Deformațiile elastice radiale și axiale a unui rulment cu bile cu contact unghiular se poate calcula conform formulelor de mai jos, [119]:

$$\delta_r = 5.848 \cdot 10^{-3} \cdot F_r^{\frac{2}{3}} \cdot (iZ)^{-\frac{2}{3}} \cdot D_m^{-\frac{1}{3}} \cdot \cos \alpha^{-\frac{5}{3}} \quad (3.13)$$

$$\delta_a = 2 \cdot 10^{-3} \cdot F_a^{\frac{2}{3}} \cdot (iZ)^{-\frac{2}{3}} \cdot D_m^{-\frac{1}{3}} \cdot \sin \alpha^{-\frac{5}{3}} \quad (3.14)$$




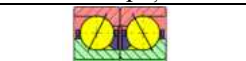

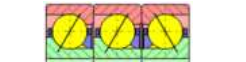
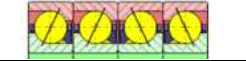




### 3.9 Studiul privind calculul turației maxime admisibile a AP în funcție de aranjamentele rulmenților

Turația maximă admisă al AP, depinde de capacitatea rulmenților utilizați de a funcționa continuu fără a se defecta sau genera căldură excesivă. Creșterea temperaturii într-un rulment nu este benefică și conduce la uzuri premature sau distrugerea suprafețelor de rulare.

Stabilirea turațiilor maxime de funcționare optime pe care le putem atinge într-un AP sunt influențate de mai mulți factori, cum ar fi: modelul de aranjare a rulmenților, clasa de pretensionare a lagărelor, clasa de precizie a rulmenților și în cele din urmă de valoarea unghiului de contact a rulmenților. Factori enumerați mai anterior se regăsesc în tabelul 3.5-3.6 iar expresiile de realizare a calculului turației maxime admisibile se află mai jos.

Tabel 3.5 Factor de reducere a turației,  $f_1$ , în funcție de modelul de aranjare a rulmenților și clasa de pretensionare, adaptat după [59][119][121]

Modelul de aranjare a rulmenților	Clasa de pretensionare		
	U	M	R
Factor de reducere, $f_1$			
- când: $L_{\text{lagăre}} > d_{\text{rul}} \cdot 2$			
	0,85	0,75	0,5
	0,8	0,7	0,5
	0,75	0,65	0,45
- când nu exista spațiu între rulmenți			
	0,7	0,6	0,4
	0,65	0,5	0,3
	0,65	0,5	0,3
	0,75	0,7	0,6
	0,54	0,4	0,25
	0,45	0,35	0,25

Tabel 3.6 Factori legați de clasa de precizie și valoarea unghiului de contact a rulmentului [119] [121]

Factor - clasa de precizie, $f_2$			Factor - unghi de contact, $f_3$				
P2	P4	P5	15°	18°	20°	25°	30°
1,1	1,0	0,9	1,00	0,97	0,90	0,86	0,73

$$n_{AP-max} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot n_{rul} \quad (3.15)$$

În cazul rulmenților hibridi cu elementele de rulare din material ceramic turația se poate calcula cu expresia de mai jos și îl realizăm doar în cazul în care nu cunoaștem limita de turație a rulmentului din catalogul producătorului.

$$n_{AP-max-ceramic} = 1.25 \cdot n_{AP-max} \quad (3.16)$$

În cazul în care avem un set de rulmenți cu contact unghiular și unul cu role radial într-un AP se va realiza comparația turațiilor admisibile separat pentru aceste lagăre, iar valoarea turației celei mai mici se va lua în considerare ca turație maximă de lucru a AP.

### 3.10 Calculul teoretic a distanței optime dintre lagăre

Calcularea teoretică a distanței optime dintre lagărele AP conduce la identificarea distanței favorabile, astfel încât deformațiile survenite de la cartuș și de la lagărele de rostogolire să încline spre o rigiditate cât mai ridicată, respectiv deformațiile să fie cât mai mici.

La efectuarea calculului pentru identificarea distanței optime dintre lagăre (lagăr conducător și secundar) și obținerea unui design propice aplicației este nevoie să se cunoască distanța de la capătul flanșei cartușului până în centrul lagărului conducător, rigiditatea radială totală a set-urilor de rulmenți, modulul de elasticitate, momentul de inerție în secțiune circulară în zonele de așezare a lagărelor, atât din față cât și din spate al cartușului.

Trebuie să avem în vedere încă din faza de concepție și proiectare că este necesar să menținem distanța notată cu  $a$  [mm], cât mai mică cu putință pentru a ajuta sistemul de AP să aibă o rigiditate bună. [118][122]

În cazul cartușurilor cu secțiune inelară, figura 3.14, momentul de inerție se calculează atât pentru zona de așezare a lagărului conducător, cât și pentru partea cuprinsă între lagărul conducător și cel secundar.

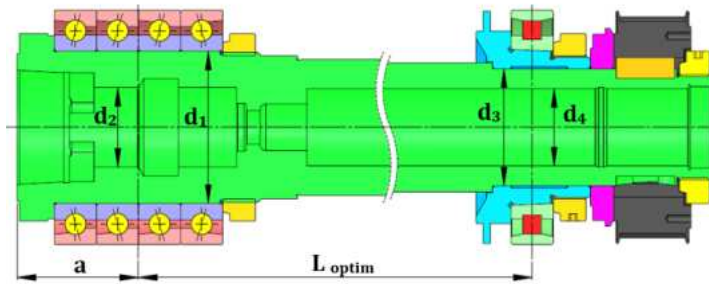


Fig. 3.14 Distanța optimă dintre lagărele AP (model AP de frezat cu prindere HSK)

$$\text{Pentru partea din față a AP: } I_a = \frac{\pi}{64} \cdot (d_1^4 - d_2^4) \quad (3.17)$$

$$\text{Pentru partea din spate a AP: } I_L = \frac{\pi}{64} \cdot (d_3^4 - d_4^4) \quad (3.18)$$

Pentru cartușe cu secțiune circulară plină, momentele de inerție au expresia:

$$\text{Pentru partea din față a AP: } I_a = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \quad (3.19)$$

$$\text{Pentru partea din spate a AP: } I_L = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (3.20)$$

La identificarea distanței optime este nevoie să executăm un număr de  $n$  iterații conform expresiilor de mai jos, pana valoarea distanței optime se stabilizează, [118]:

$$L_0 = \left[ 6 * E * I_L * \left( \frac{1}{S_A} + \frac{1}{S_B} \right) + \left( \frac{6 * E * I_a}{a * S_A} \right) * Q \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.21)$$

$$Q = L_0 = 4 * a \quad (3.22)$$

$$L_1 = \left[ 6 * E * I_L * \left( \frac{1}{S_A} + \frac{1}{S_B} \right) + \left( \frac{6 * E * I_a}{a * S_A} \right) * L_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.23)$$

$$L_2 = \left[ 6 * E * I_L * \left( \frac{1}{S_A} + \frac{1}{S_B} \right) + \left( \frac{6 * E * I_a}{a * S_A} \right) * L_1 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.24)$$

$$L_3 = \left[ 6 * E * I_L * \left( \frac{1}{S_A} + \frac{1}{S_B} \right) + \left( \frac{6 * E * I_a}{a * S_A} \right) * L_2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.25)$$

$$L_n = \left[ 6 * E * I_L * \left( \frac{1}{S_A} + \frac{1}{S_B} \right) + \left( \frac{6 * E * I_a}{a * S_A} \right) * L_{n-1} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.26)$$

Această metoda de stabilire a distanței optime dintre lagărele AP este o metodă de calcul aproximativă și are rolul de ajuta proiectantul în vizualizarea dimensiunilor inițiale de la care va porni proiectarea. Dimensiunile pot fi schimbate pe parcursul concepției în funcție de anumite cerințe esențiale sau importante.

Expresiile utilizate în acest caz nu i-au în considerare încărcările, în special a celor radiale la care este supus sistemul și cartușul.

În subcapitolul 3.11.1 forța radială este luată în calcul și putem considera că metoda utilizată fiind mult mai precisă în stabilirea distanței dintre lagăre, distanță care este raportată la deformația minimă posibilă.

### 3.10.1 Exemplu de calcul a distanței optime dintre lagăre

Pentru identificarea distanței optime teoretice dintre lagăre vom propune în continuare o aplicație destinată unui AP oarecare de frezat cu interfață port scula de tip HSK-A63, figura 3.15. Pentru a putea realiza calculul vom stabili, calitatea materialului din care este confecționat cartușul, tipul și dimensiunile rulmentului utilizat, precum și rigiditățile radiale ale set-urilor de rulmenți utilizați. Cunoscând dimensiunile rulmenților putem realiza o schiță în prealabil a cartușului în vederea stabilirii distanței rezultate din flansa cartușului și centrul lagărului conducător, precum și a momentelor de inerție în secțiune inelară.

Pentru lagărul conducător vom utiliza un set de trei rulmenți de super-precizie de tip 7013C în aranjare TBT cu unghiul de contact  $\alpha=15^\circ$ . Iar pentru partea din spate vom utiliza un rulment de super-precizie radial cu role cilindrice de tip N-1013 KTN/SP. Pentru a vedea și influența clasei de pretensionare vom realiza calculul rigidității set-ului de rulmenți conducători pentru pretensionare ușoară, medie și ridicată.

În tabelul 3.7 avem sintetizate toate datele de intrare necesare realizării calculelor aferente pentru stabilirea aproximativă a distanței optime dintre lagărele AP.

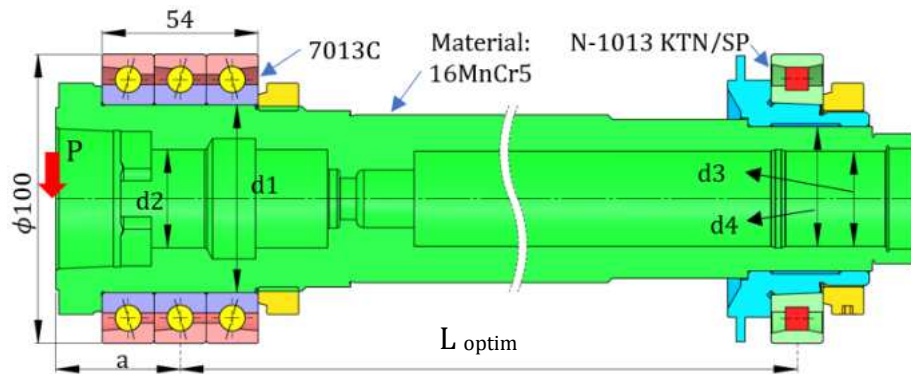


Fig. 3.15 Schiță AP conform aplicației propuse (TBT) de identificare a distanței optime

Tabel 3.7 Date de intrare pentru aplicația propusă

Date de intrare:					
Forma de aranjare a lagărului conducător				TBT	
Calitate material cartuş				16MnCr5	
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm <sup>2</sup> ]				210.000	
Distanța de la flanșă până la centru lagărului conducător, a [mm]				43	
Diametrele constructive ale cartuşului [mm]		d1=65	d2=25.54	d3=28.65	d4=42.5
U*				816,32 · 10 <sup>3</sup>	
M*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenți conducători, S <sub>A</sub> [N/mm]			1659,42 · 10 <sup>3</sup>	
R*				2301,77 · 10 <sup>3</sup>	
Rigiditatea radială a rulmentului secundar, S <sub>B</sub> [N/mm]				740 · 10 <sup>3</sup>	
Momentul de inerție pentru zona lagărului conducător, I <sub>a</sub> [mm <sup>4</sup> ]				855.360	
Momentul de inerție pentru zona lagărului secundar, I <sub>L</sub> [mm <sup>4</sup> ]				127.070	

\* clasa de pretensionare (U-ușoară, M-medie, R-ridicată);

În tabelul 3.8 se regăsesc valorile distanței optime dintre lagărele AP respectând datelor de intrare din tabelul 3.7. Distanța optimă sa identificat pentru modelul de aranjament propus luând în considerare toate clasele de pretensionare. Numărul iterațiilor poate varia de la caz la caz, pentru această aplicație valoarea distanței optime sa stabilizat după un set de cinci iterații.

După cum putem observa valoarea distanței optime dintre lagăre pentru AP la o pretensionare ușoară are valoarea de 151,351 mm, la o pretensionare medie are valoarea de 134,009 mm iar la o pretensionare ridicată valoarea este de 128,723 mm.

Tabel 3.8 Distanțele optime dintre lagăre în urma iterațiilor realizate

	$L_{\text{optim}}$ [mm]	$L_{\text{optim}}$ [mm]	$L_{\text{optim}}$ [mm]
<b>Clasa de pretensionare</b>	ușoară	medie	ridicată
Prima iterație	$L_0 = 152,709$	$L_0 = 135,573$	$L_0 = 130,116$
A doua iterație	$L_1 = 151,441$	$L_1 = 134,074$	$L_1 = 128,768$
A treia iterație	$L_2 = 151,357$	$L_2 = 134,012$	$L_2 = 128,724$
A patra iterație	$L_3 = 151,351$	$L_3 = 134,009$	$L_3 = 128,723$
A cincea iterație	$L_4 = 151,351$	$L_4 = 134,009$	$L_4 = 128,723$

După cum putem observa valoarea distanței optime dintre lagăre este influențată de clasa de pretensionare a seturilor de rulmenți.

Rezultatele obținute ajută proiectantul să vizualizeze întreaga asamblare din punct de vedere dimensional și să își formeze o idee între vecinătatea căror valori va trebui să se orienteze pentru ca arborele proiectat să aibă o rigiditate acceptabilă și optimă.

### 3.11 Calculul teoretic privind deformația și rigiditatea radială a AP

La stabilirea deformației radiale teoretice a AP este necesar să luăm în considerare valoarea forței de așchiere, precum și comportările elastice a sistemului de lăgăruire și a cartușului.

Pentru utilizarea ecuației (3.28) este necesar ca proiectantul să stabilească sau să calculeze forțele de așchiere,  $P$  [N], în cazurile cele mai critice ale aplicației pentru care AP va fi utilizat, iar în continuare conform schiței realizate în prealabil se poate identifica distanța de la flanșa cartușului până în centrul lagărului conducător,  $a$  [mm] și calcularea momentelor de inerție a zonelor de montaj a lagărelor,  $I_L$ ,  $I_a$  [mm<sup>4</sup>].

Cunoașterea tipurilor de rulmenți utilizați, a modelului de aranjare a acestora precum și clasa de pretensionare va conduce la calcularea rigidităților radiale, atât a lagărului conducător,  $S_A$  [N/mm], cât și a lagărului secundar  $S_B$  [N/mm]. Pe lângă cele enumerate mai sus este necesar să cunoaștem modulul de elasticitate  $E$  [N/mm<sup>2</sup>] care depinde de calitatea materialului ales pentru cartuș. Distanța optimă dintre lagăre se calculează cu formula (3.21) sau în cazul AP cu motor integrat se stabilește de către proiectant în funcție de lungimea motorului de antrenare. [118][122-128]

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad (3.27)$$

$$\delta = P \left[ \frac{1}{S_A} * \left( \frac{a+L}{L} \right)^2 + \frac{1}{S_B} * \left( \frac{a}{L} \right)^2 + \frac{a^2}{3E} \left( \frac{L}{I_L} + \frac{a}{I_a} \right) \right] \quad (3.28)$$

Rigiditatea arborelui depinde în mare parte de încărcarea la care este supus și deformația rezultată. Rigiditatea arborelui se poate calcula cu următoarea expresie:

$$K = \frac{P}{\delta} \left[ \frac{N}{\mu m} \right] \quad (3.29)$$

### 3.11.1 Influența distanței dintre lagăre asupra deformațiilor și a rigidităților radiale AP

Metoda prezentată în continuare ne ajută la identificarea distanței optime dintre lagăre oferind o acuratețe mai bună față de metoda anterioară. Utilizând variația distanței dintre lagăre la anumite intervale pentru a identifica lungimea optimă la care AP sub acțiunea forței de aşchiere radiale are deformația cea mai mică. Bineînțeles această metodă se poate utiliza și aplica pentru diferite clase de pretensionare a rulmenților. Pentru aplicația următoare de identificare a deformațiilor minime și a rigidității maxime a unui arbore de frezat oarecare, vom utiliza datele intrare de la subcapitolul 3.10.1 și modelul constructiv prezentat în figura 3.15, unde vom adăuga noi intrări cum ar fi o forță oarecare de aşchiere notată cu P [N].

Forța de aşchiere stabilită de autor va fi egală cu P=1000 N, iar intervalul de lungimi a distanței dintre lagăre, ales în cazul acesta este cuprins între  $L_{lagăr} = 80 \div 300$  mm.

În tabelul 3.9 sunt înregistrate valorile deformațiilor radiale ale AP obținute prin calcul analitic pentru cele trei clase de pretensionare a rulmenților. Utilizând un interval cuprins între 80÷300 mm a distanței dintre lagăre se pot observa variații semnificative a deformațiilor. În cazul pretensionării ușoare a lagărului conducător putem identifica că valoarea deformației cele mai mici se înregistrează atunci când distanța  $L_{lagăre}$  este de 210 mm și este de 3.548  $\mu m$ , însă putem observa că am

putea jongla chiar între 150÷290 mm nefiind diferențe majore. Deformația minimă la o pretensionare medie a lagărului conducător este de 2.608  $\mu\text{m}$  iar distanța optimă dintre lagăre se identifică la valoarea de 170 mm. Iar în ultimul caz când utilizam o pretensionare ridicată a lagărului conducător deformația are valoarea de 2.338  $\mu\text{m}$  la o distanță optimă dintre lagăre de 150 mm. Indicația autorului este de a se încerca păstrarea distanței optime unde valoarea deformației este minimă.

Tabel 3.9 Valorile deformațiilor AP în funcție de lungimea dintre lagăre

Deformațiile AP [ $\mu\text{m}$ ]							
L lagăre [mm]	U*	M*	R*	L lagăre [mm]	U*	M*	R*
80	4.553	3.082	2.685	200	3.550	2.631	2.383
90	4.285	2.926	2.559	210	3.548	2.645	2.400
100	4.091	2.818	2.474	220	3.550	2.660	2.420
110	3.947	2.742	2.417	230	3.555	2.678	2.441
120	3.838	2.690	2.380	240	3.563	2.697	2.464
130	3.756	2.654	2.356	250	3.573	2.719	2.487
140	3.694	2.630	2.343	260	3.585	2.740	2.512
150	3.646	2.616	2.338	270	3.600	2.763	2.537
160	3.611	2.609	2.339	280	3.615	2.787	2.563
170	3.586	2.608	2.344	290	3.633	2.812	2.590
180	3.568	2.612	2.354	300	3.651	2.838	2.618
190	3.556	2.620	2.367				

\* clasa de pretensionare (U-ușoară, M-medie, R-ridicată);

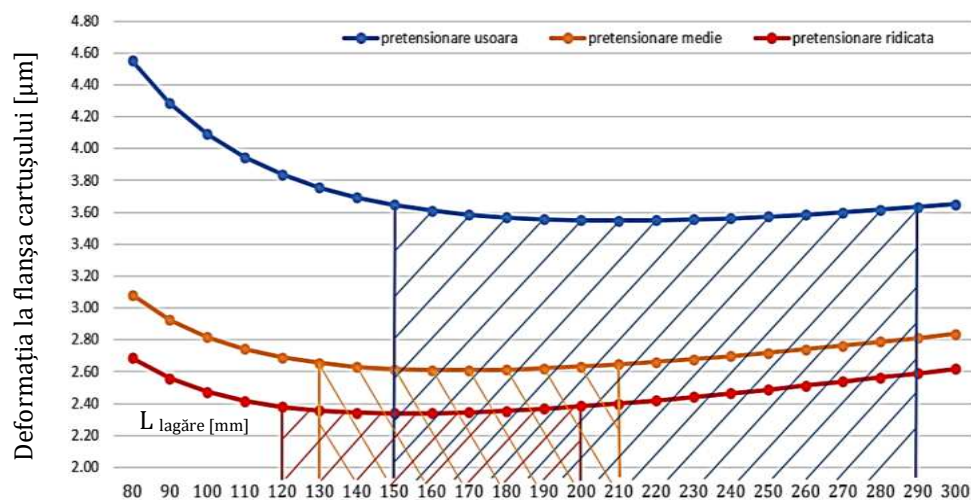


Fig. 3.16 Variația deformațiilor în funcție de lungimea dintre lagăre pentru diferite clase de pretensionare



În figura 3.16 putem observa variația valorilor legate de deformația radială a arborelui în toate cele trei clase de pretensionare a lagărului conducător. Făcând abstracție de clasele de pretensionare putem observa conform datelor de intrare utilizate în această aplicație că deformațiile minime ale AP se regăsesc atunci când distanța optimă dintre lagăre se află între intervalul 150÷200 mm.

Conform deformațiilor minime obținute în tabelul 3.9 putem menționa că rigiditatea radială a AP variază pentru diferitele clase de pretensionare, astfel AP proiectat are o rigiditate radială de 281,848 [N/μm] la o pretensionare ușoară a lagărului, o rigiditate radială de 383,435 N/μm la o pretensionare medie, respectiv de 427,716 N/μm la o pretensionare ridicată.

### **3.12 Analiza FEM aplicată asupra AP**

Metoda FEM este o soluție de calcul numeric care poate fi utilizată la rezolvarea unor largi probleme ingineresti care pot implica analiza eforturilor, transferul de căldură sau chiar a fenomenelor magnetice. Această metodă este foarte eficientă în rezolvarea problemelor de rezistență, inclusiv a celor de stabilitate în domeniul elastic și plastic.

Principiul de soluționare a problemelor prin metoda analizei cu element finit conduce la rezolvarea ecuațiilor diferențiale printr-o schemă de interpolare polinomială. Implementarea FEM folosită la rezolvarea diferitelor probleme se numește analiză cu element finit, pe scurt FEA.

Analiza statică cu element finit poate realiza calcularea deplasărilor sau a deformațiilor specifice, forțele de reacție, eforturile și factori de siguranță. Această metodă este cea mai folosită în domeniul construcțiilor de m-u pentru verificarea comportării componentelor sau a ansamblelor în diverse situații sau la anumite aplicații.

Unul dintre marile avantaje a folosirii analizei cu element finit din punctul de vedere a proiectantului, este acela că poate studia orice piesă sau structură indiferent de complexitatea acesteia.

Deși această metodă de analiză este una aproximativă, rezultatele obținute se pot compara cu rezultatele analitice, iar prin comparație se poate observa că de cele mai multe ori FEA oferă rezultate mai concludente și mai precise. [129] [130]

Pentru realizarea unui studiu bazat pe FEA, de analiză liniară statică sunt necesare a se respecta următoarele etape, figura 3.17:

- realizarea modelului CAD;
- modelul CAD discretizat: discretizarea modelului se obține înaintea rulării analizei iar condițiile de contact și de constrângeri trebuie definite înaintea efectuării discretizării modelului;
- setarea calității materialului: este necesară setarea modulului de elasticitate longitudinal și transversal, coeficientul lui Poisson, densitatea;
- aplicarea constrângerilor: solicitările aplicate modelului sunt de tipul: sarcină, presiune, solicitări inerțiale, momente, solicitări termice și deformații impuse;
- interpretarea rezultatelor obținute în postprocesare.

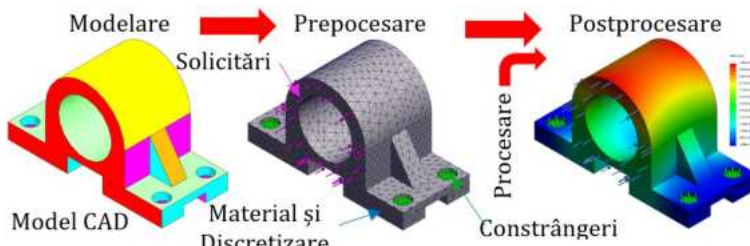


Fig. 3.17 Etapele de realizare a unei analize FEM

### 3.12.1 Analiza FEA privind deformația și rigiditatea AP

Pentru a analiza cu FEA un sistem sau o structură este necesar realizarea discretizării acesteia și aplicarea unor constrângeri care trebuie să fie cât mai aproape de situația reală, iar acestea implică: setarea încărcărilor sau a forțelor, definirea proprietăților materialului, aplicarea deformațiilor, setarea forței gravitaționale și aplicarea încărcării termice etc.

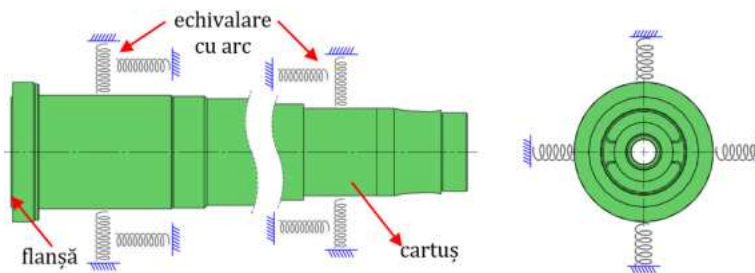


Fig. 3.18 Sistemul echivalent de lăgăruire cu arcuri

Aplicarea constrângerilor de tip rulment asupra modelului 3D a cartușului unui AP constituie de fapt realizarea unui sistem echivalent de

arcuri elastice care au rigiditatea radială și rigiditatea axială preluată de la rulmenții aleși, figura 3.18, astfel gradele de libertate ale sistemului vor fi următoarele: translațiile vor avea  $UX, UY, UZ=0$  iar rotațiile  $ROTX, ROTY, ROTZ=1$ , [131].

Discretizarea modelului CAD, figura 3.19, este o etapă importantă în analiza cu element finit și presupune divizarea structurii într-o rețea de elemente de regulă simple. Practic componenta sau ansamblul analizat, având teoretic un număr infinit de grade libertate, va fi înlocuit cu o structură echivalentă discretă formată dintr-un număr finit de elemente dar totodată și un număr finit de grade de libertate.

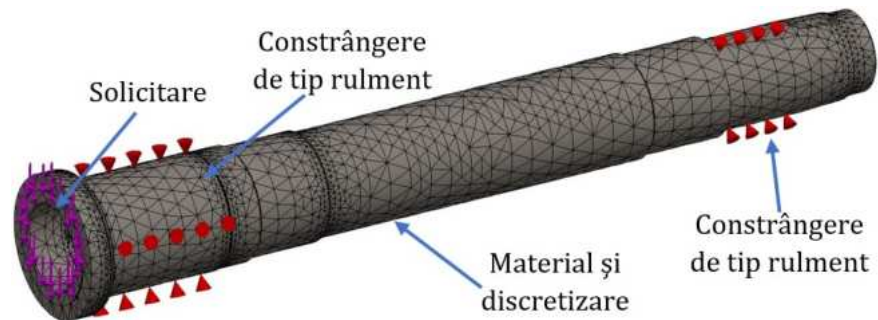


Fig. 3.19 Discretizarea și aplicarea constrângerilor pe modelul 3D

Dimensiunea rețelei rezultate în urma discretizării de către program, este estimată pe baza: volumul de material, suprafeței și a detaliilor geometriei, în final această rețea este constituită dintr-un număr de noduri și elemente. Discretizarea unui model CAD se poate realiza cu elemente 3D de tip tetraedal, figura 3.20-3.21, sau cu elemente 2D, de tip plăci triunghiulare. De reținut este faptul că pentru obținerea unor rezultate precise este nevoie ca discretizarea sau rețeaua să fie cât mai fină.

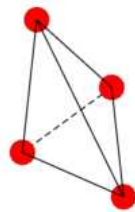


Fig. 3.20 Element 3D tetraedal – solid liniar

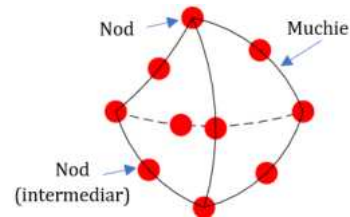


Fig. 3.21 Element 3D tetraedal – solid parabolic

### 3.13 Deformațiile și rigiditatea AP prin metoda FEA

Pentru realizarea calculului numeric cu ajutorul metodei FEA vom utiliza pachetul software de proiectare asistată de calculator SolidWorks iar rezultatele obținute se vor compara cu rezultatele teoretice. Astfel pentru analiza numerică vom utiliza un cartuș de AP și un sistem de aranjare a lagărelor identic cu cele de la aplicațiile subcapitolelor 3.10.1 și 3.11.1. Simulările se vor realiza pentru trei cazuri în funcție de clasa de pretensionare și distanța așa zisă optimă dintre lagăre. Distanțele dintre lagăre aplicate asupra arborelui sunt preluate din subcapitolul 3.11.1 și vor avea următoarele valori : pretensionare ușoară,  $L_1 = 210$  mm, pretensionare medie,  $L_2 = 170$  mm și pentru pretensionare ridicată,  $L_3 = 250$  mm.

Pentru a fi cât mai aproape de situația reală în cadrul simulării vom lua în calcul și rigiditatea axială a setului de rulmenți conducători aferente celor trei clase de pretensionare iar rigiditatea axială a lagărului din spatele AP se va exclude deoarece este un rulment exclusiv radial. Pentru setul de rulmenți a lagărului conducător (7013C) aranjați sub forma TBT, utilizați la aplicația de calcul analitic anterioară, rigiditatea axială se calculează cu următoarea expresie iar rezultatele se vor regăsi în tabelul 3.10:

$$C_{a\text{-set}} = 1,64 \cdot C_a \text{ [N/}\mu\text{m]} \quad (3.30)$$

Tabel 3.10 Rigiditățile axiale a lagărului conducător TBT

Aranjare TBT rulment (7013C)	U*	M*	R*
Rigiditatea axială set: $C_{a\text{-set}}$ [N/μm]	100	203.4	282.1

\* clasa de pretensionare (U-ușoară, M-medie, R-ridicată);

Pentru validarea rezultatelor în urma analizei, următoarele ipoteze sunt luate în considerare la analiza statică a rigidității AP, [132]:

- cartușul arborelui se comportă ca o grindă de tip Euler-Bernoulli;
- cartușul și rulmenții se supun legii lui Hook;
- rigiditatea carcusei AP nedeformabilă;
- neglijăm deformațiile axiale și torsionale ale AP;
- considerăm axa principală a cartușului ca fiind coliniară cu axa rulmenților;

Rezultatele obținute în urma analizei numerice FEM a AP în ceea ce privește valorile deformațiilor în cele trei cazuri de pretensionare și la distanțele dintre lagăre menționate anterior, se regăsesc în figura 3.22-3.24, iar datele rezultate în urma simulării sunt interpretate și înregistrate în tabelul 3.11.

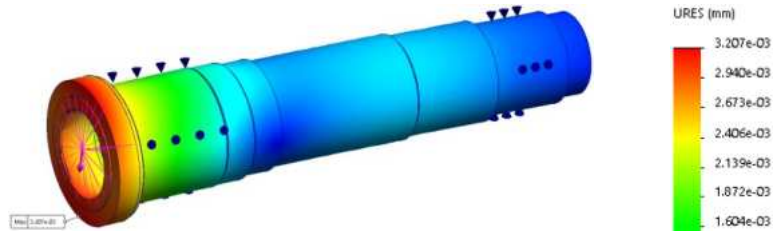


Fig. 3.22 Rezultatul FEM privind deformațiile maxime în zona flanșei cartușului utilizând clasa de pretensionare ușoară a rulmenților

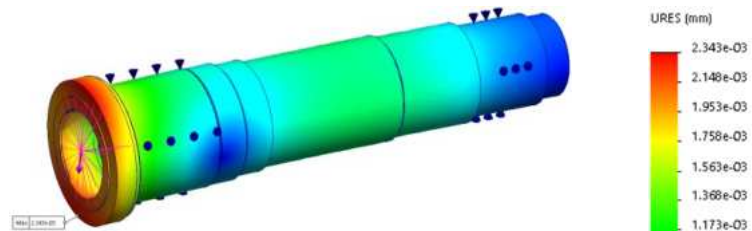


Fig. 3.23 Rezultatul FEM privind deformațiile maxime în zona flanșei cartușului utilizând clasa de pretensionare medie a rulmenților

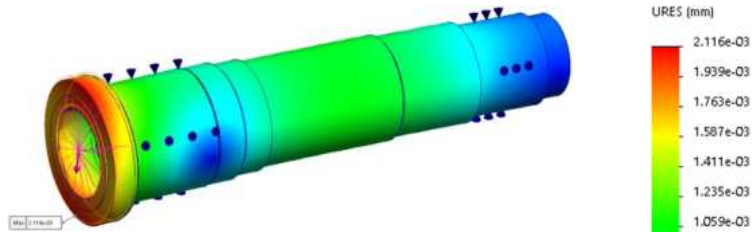


Fig. 3.24 Rezultatul FEM privind deformațiile maxime în zona flanșei cartușului utilizând clasa de pretensionare ridicată a rulmenților

Tabel 3.11 Rezultatele obținute în urma analizei FEM pentru cele trei modele de AP

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
L <sub>lagăr</sub> [mm]	210	170	150
Deformația sub forța P [μm]	3.207	2.343	2.116
Rigiditatea AP [N/μm]	311.817	426.803	472.589

Comparația între rezultatele analitico-teoretice și cele numerice pe bază de element finit pentru aplicațiile de mai sus studiate sunt înregistrate în tabelul 3.12.

Analiza cu element finit oferă în majoritatea cazurilor rezultate foarte apropiate de lumea reală, cu condiția ca valorile și variabilele introduse să fie cele corecte iar interpretarea rezultatelor obținute să fie corect înțelese. Analiza FEA a AP s-a realizat de asemenea pentru cele trei modele studiate analitic anterior luând în calcul o forță așchiere egală cu 1000 [N], acest lucru conduce la întărirea rezultatelor și a concluziilor. Valorile teoretice și numerice rezultate, a deformațiilor și a rigidității radiale sunt foarte apropiate între ele, evidențiindu-se o marja de eroare de maxim 10,16%, bineînțeles pentru aceleași clase de pretensionare a rulmenților, vezi figura 3.25.

Tabel 3.12 Rezultatele obținute pe cale analitică și FEM a aplicație studiate

<b>Deformația radială a AP</b>		Deformația teoretică [μm]	Deformația SolidWorks FEM [μm]
Clasa de pretensionare	U*	3.548	3.207
	M*	2.608	2.343
	R*	2.338	2.116
<b>Rigiditatea radială a AP</b>		Rigiditatea radială AP -analitic [N/μm]	Rigiditatea radială AP -numeric [N/μm]
Clasa de pretensionare	U*	281.848	311.817
	M*	383.435	426.803
	R*	427.716	472.589

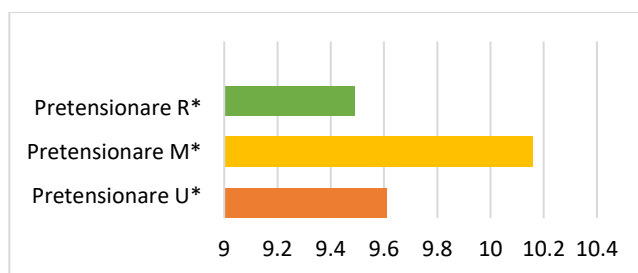


Fig. 3.25 Procentajul marjei de eroare a rigidității radiale dintre modelul de calcul analitic vs numeric

### 3.14 Concluzii

Pentru determinarea rigidității axiale și radiale a set-urilor de rulmenți unghiulari aleși pentru lagărele AP, este nevoie să preluăm din cataloagele producătorilor rigiditatea axială recomandată pentru cele trei clase de pretensionări ale rulmentului. Cunoașterea forțelor de așchiere pentru operațiile de prelucrare critice stabilite și rigiditatea set-urilor de rulmenți pentru tipului de aranjament a lagărului conducător și

a celui secundar a AP, autorul propune două metode pentru stabilirea deformațiilor și a rigidității radiale a întregului sistemului de AP.

Metodele aplicate de autor pentru stabilirea rigidității vor fi de două feluri, una concentrată pe calcule analitico-teoretice iar cea de a doua va fi bazată pe calcule numerice, realizate cu soft-uri dedicate de analiză cu element finit, FEA.

Conform studiilor efectuate concluzionăm că prin utilizarea analizei cu element finit putem obține rezultate mai concludente, însă acest lucru nu înseamnă excluderea metodelor analitice prezentate, ci o putem lua ca o verificare a aplicațiilor ce se vor realiza de către autor.

Deformațiile arborelui în zona flanșei de capăt, respectiv a rigidității radiale a AP, depind în principal de rigiditatea rulmenților utilizați la proiectarea acestuia, de valoarea distanței dintre lagărele, de distanță dintre punctului de aplicare a forței de așchiere și lagărul conducător, și bineînțeles de elasticitatea cartușului.

Se recomandă stabilirea tipului de interfață dintre port-sculă și AP, deoarece aceasta va dicta încă din faza incipientă geometria și dimensiunile cartușului, precum și alegerea rulmenților care să satisfacă performanțele stabilite.

În cazul AP cu acționare internă de la un motor „built-in”, distanța optimă dintre lagăre nu se mai poate respecta, iar în cele mai multe cazuri trebuie să acceptăm acest compromis în favoarea altor avantaje create de acest sistem. Distanța optimă dintre lagăre este necesară să o calculăm în vederea stabilirii deformației minime și a rigidității maxime posibile la flanșa AP pentru un caz ideal, dar ne mai poate ajuta și la alegerea unui motor integrat a cărei lungimi să nu depășească intervalul de valori optime.

În cazul în care precizia rezultată a AP nu satisface performanțele impuse, se poate interveni în alegerea altor dimensiuni a rulmenților, a unghiurilor de contact sau chiar a tipului de aranjament a set-ului de rulmenți, însă acest lucru va impune proiectantului modificarea design-ului și refacerea calculelor necesare și a studiilor.

## 4. CERCETĂRI PRIVIND RIGIDITATEA ARBORILOR PRINCIPALI PENTRU MAȘINI DE FREZAT

### 4.1 Ansamblul arbore principal

Pentru realizarea studiilor legate de rigiditatea radială în continuarea tezei se consideră proiectarea unui AP destinat operațiilor de frezare ușoară a materialelor de tip aluminiu, plastic sau lemn și care să echipeze un router CNC, figura 4.1. Caracteristicile impuse de proiectant pentru AP în ceea ce privește performanțele motorului asincron integrat, sunt: puterea de 3 Kw, momentul de 1,6 Nm, turația maximă de 18000 rpm, prindere manuală a sculei de tip ER32, și alimentare monofazată de 220 V.

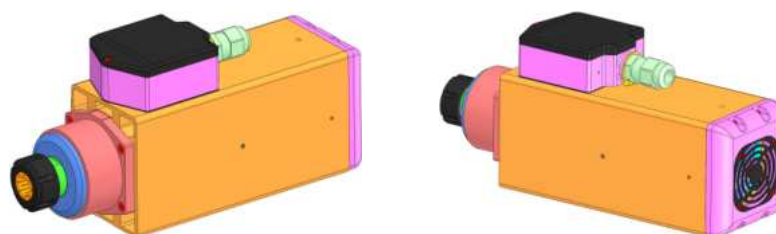


Fig. 4.1 AP de frezat cu prindere manuală de tip ER32

Construcția arborelui să fie cât mai simplă și compactă prin utilizarea unor soluții tehnice ieftine. Sistemul de lăgăruire va fi realizat prin utilizarea unor rulmenți unghiulari cu lubrifiere prin unsori, iar pentru a îndeplini cerințele impuse și a satisface gradul de precizie pentru destinația acestuia se vor realiza o serie de combinații și aranjamente a rulmenților situați în partea frontală și din spate a AP, urmând a se stabili care este cea mai adecvată soluție din punctul de vedere a unor factori: cost versus performanță. O serie de firme au în portofoliu astfel de AP, oferind caracteristici de performanță asemănătoare printre care putem aminti și de firma HITECO, Fisher sau GMN [133-136].

Cu toți cunoaștem specificațiile de bază a unui AP cum ar fi puterea, turația și momentul motor la cumpărarea unui astfel de echipament, însă de cele mai multe ori dorim să ni se ofere și alte informații despre construcția acestuia și ce este în interior, iar majoritatea firmelor producătoare nu vor oferi asemenea informații deoarece țin de strategiile lor de „know-how”, menționând chiar pierderea garanției la



neefectuarea service-ului de către ei. O caracteristică foarte importantă la alegerea unui AP este cea legată de sistemul de lăgăruire, de tipul rulmenților și de forma de aranjare a rulmenților, care în cele din urmă vor conduce la stabilirea rigidității, precum și a preciziei de prelucrare.

În figura 4.2 se regăsesc poziționate componentele ce intră în alcătuirea AP de frezat proiectat pentru aplicația menționată iar acestea sunt următoarele: carcasa principală (1) din profil industrial de aluminiu extrudat cu calitatea materialului EN AW 6060, carcasa pentru lagărul conducător (2) cu canale frontale pentru sistemul de etanșare fără contact de tip labirint, șurub cu locaș hexagonal M5x16 (3) DIN912, cutie conexiuni electrice (4), capac frontal (5) de pretensionare a lagărelor și închiderea sistemului de etanșare, piuliță de strângere (6) a bucșei elastice, bucșa elastică de fixare a sculei (7), ax sau cartuș arbore (8), sistemul de lăgăruire frontal al AP (9), piuliță (10) cu filet exterior, M70, de fixare a rulmenților, rotor motor integrat (11) fixat prin fretare pe cartuș, stator motor integrat (12) fixat în carcasa principală, inel elastic de reținere exterior (13), lagăr secundar (14) din spatele AP, piuliță de blocare rulmenți (15) de tip KM2, capac spate (16) de susținere și fixare a lagărului secundar, ventilator răcire aer AP (17), șurub cu locaș hexagonal M4x18 (18) DIN912 și șaibă plată (19), capac final din plastic pentru închiderea AP (20), plasă de ventilație (21).

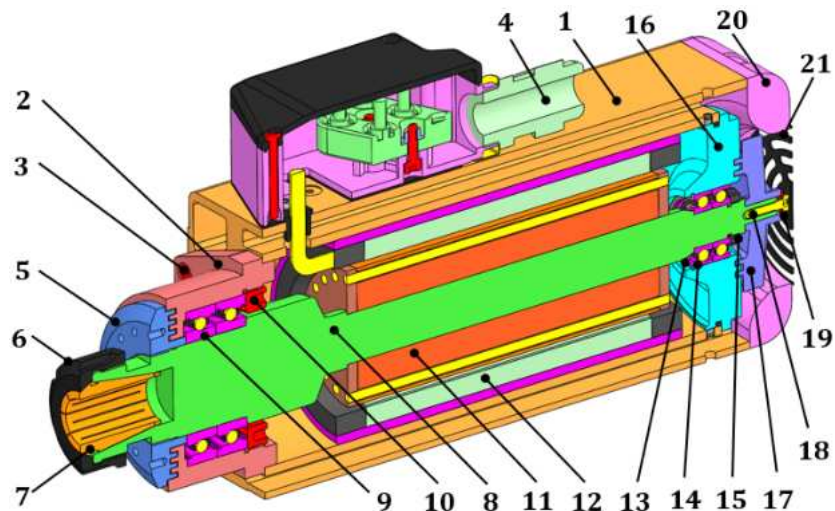


Fig. 4.2 Configurația AP proiectat și componentele acestuia în secțiune longitudinală

Cartușul AP, figura 4.3, are o geometrie relativ simplă, ușor de realizat care să faciliteze atât execuția acestuia în prelucrările mecanice cât și montarea componentelor și a sistemului de lăgăruire. În partea

frontală a acestuia este realizată o prelucrare interioară care să corespundă sistemului de reținere a sculei ER32. Suprafețele de contact ale cartușului cu bucușă elastică de strângere a sculei, respectiv cu lagărele de rulmenți vor necesita un tratament de durificare realizat la suprafață de tip cementare. Materialul din care este confecționat arborele este 16MnCr5 (codificare numerică: 1.7131), oțel cementat cu miez moale și suprafețe rezistente la abraziune care este utilizat pe o scară largă în industria constructoare de mașini, respectiv în industria m-u datorită performanțelor ridicate în ceea ce privește proprietățile mecanice: rezistența mecanică 800 MPa, limita de curgere 590 MPa, [137][138]. Distanța dintre lagărul conducător din partea frontală a cartușului și lagărul secundar din spate va fi condiționată de lungimea motorului integrat și tipul de aranjamentele rulmenților utilizați la construcția lagărelor. Utilizarea sistemului de prindere a sculei manuale de tip ER32 va dicta în continuare geometria cartușului și diametrele de montaj a sistemului de lăgăruire, astfel pentru partea frontală a cartușului diametrul minim de montaj a rulmenților va fi de  $\phi 40$  mm iar pentru partea din spate va rezulta un diametru maxim de  $\phi 15$  mm.

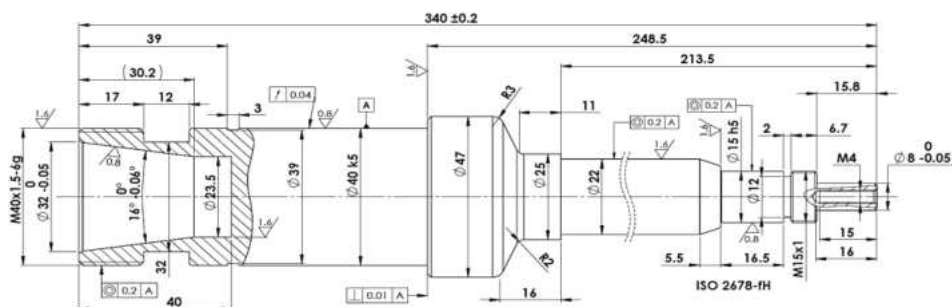


Fig. 4.3 Desen de execuție a cartușului AP proiectat cu prindere ER32

Sistemul de lăgăruire AP va fi realizat pentru partea din față, de rulmenți cu bile și contact unghiular de tip HS7008-C-T-P4S de la FAG, având diametrul interior  $d = \phi 40$  mm, diametrul exterior  $D = \phi 68$  mm, lățimea  $B = 15$  mm, unghiul de contact  $\alpha = 15^\circ$  iar turația maximă la ungere prin unsori de  $n = 30000$  rpm.

Pentru sistemul de lăgăruire secundar se vor utiliza tot rulmenți cu bile și contact unghiular de tip HS7002-C-T-P4S de la FAG cu pretensionare ușoară, având diametrul interior  $d = \phi 15$  mm, diametrul exterior  $D = \phi 32$  mm, lățimea  $B = 9$  mm, unghiul de contact  $\alpha = 15^\circ$  iar turația maximă la ungere prin unsori de  $n = 70000$  rpm. Rulmenți aleși în funcție de codificare au elementele de rulare din oțel (HS), afiliați seriei

70, unghiul de contact  $C$  ( $15^\circ$ ), elementele de rulare menținute în cușă (T), iar precizia acestora în ceea ce privește bătăile radiale (P4S), figura 4.4, mai bune decât cele conferite de standardul DIN620. Rulmenți pot fi comandați cu elemente de etanșare laterale pentru sisteme de lubrifiere prin unsori iar rigiditățile axiale, forțele de pretensionare și forțele limite la desprinderea elementelor de rulare se vor regăsi în cataloagele producătorilor de astfel de rulmenți în funcție de precizie și codificare . [59]

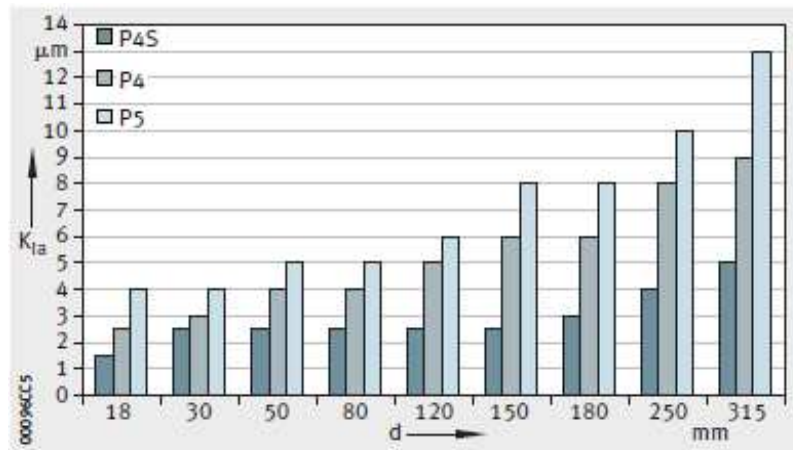


Fig. 4.4 Bătăile radiale ale inelului interior a rulmenților cu precizie P4S de la Schaeffler în comparație cu standardul DIN 620, preluat din [59]

Pentru a studia deformațiile și rigiditățile conferite de diferitele aranjamente ale rulmenților pentru sistemul de lăgăruire este nevoie a se stabili forțele de așchiere prin alegerea unui caz critic de utilizare AP.

Astfel considerăm o situație de frezare prin degroșare a unui material de tip aluminiu EN AW 6012-T6, având o rezistență mecanică de 310 MPa, cu o freză deget de 20 mm și patru tășuri, utilizând următorii parametri de așchiere: adâncimea de așchiere  $a_p = 1$  mm, lățimea de așchiere  $a_e = 20$  mm, avansul pe dinte  $f_z = 0.2$  mm/dinte, viteza de așchiere  $v_a = 500$  m/min.

Utilizând simulatorul de la KennaMetal vor rezulta următoarele caracteristici și forțe de așchiere: puterea de așchiere  $P_a = 2.48$  Kw, puterea motorului necesară așchierii  $P_m = 2.76$  Kw, momentul de așchiere  $M_a = 1.56$  Nm, volumul de material îndepărtat  $Q = 1528$  cm<sup>3</sup>/min, forța tangențială de așchiere  $F_T = 156.24$  N, [116][117]. În studiile de caz realizate vom considera forța de așchiere notată cu  $P = 156.24$  N și se va aplică la flanșa cartușului pe toate studiile de caz abordate.

## 4.2 Studiul de caz 1: AP de frezat cu aranjament a rulmenților în DT-DT

### 4.2.1 Considerații generale și date de intrare

Se consideră AP de frezat din figura 4.5 pentru studiul de caz 1, care este constituit dintr-un aranjament DT (cu doi rulmenți în tandem) pentru lagărul principal din partea frontală a arborelui cât și pentru partea din spate al acestuia unde se află lagărul secundar.

Din punct de vedere al liniilor de presiune generate de lagărele AP putem afirma că aceștia se află într-un montaj de tip O, iar pentru a direcționa viitoarele dilatații axiale către lagărul secundar din spate, inelele exterioare ale set-ului de rulmenți unghiulari cu bile va fi liber.

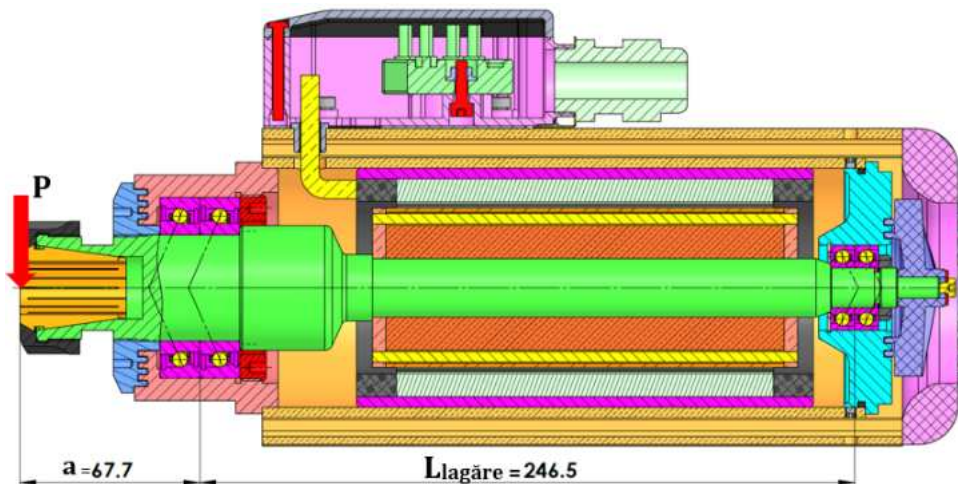


Fig. 4.5 Evidențierea distanței dintre lagăre a AP de frezat cu aranjare în DT-DT

Pentru AP proiectat în aranjamentul stabilit de tip DT-DT, rezultă distanța dintre lagăre ca fiind egală cu  $L_{lagăr} = 246.5$  mm, iar distanța minimă dintre centrul lagărului conducător și punctul de aplicare a forței de așchiere este egală cu  $a = 67,7$  mm.

În tabelul 4.1 se vor regăsi toate datele de intrare pentru realizarea și stabilirea deformațiilor și a rigidității AP în aranjare DT-DT la flanșa cartușului, necesară calculului teoretico-analitice și calculului numerice de tip FEA la diferite clase de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.1 Date de intrare pentru studiul de caz 1

Rulment: HS7008-C-T-P4S	Aranjamentul lagărului conducător	DT
Rulment: HS7002-C-T-P4S	Aranjamentul lagărului secundar	DT
Material cartuş		16MnCr5
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm <sup>2</sup> ]		210.000
Distanţa de la flanşă până la centru lagărului conducător, a [mm]		67,7
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul conducător, C <sub>a-set</sub> [N/mm]	60,2 · 10 <sup>3</sup>
M*		94,8 · 10 <sup>3</sup>
R*		129,8 · 10 <sup>3</sup>
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul conducător, S <sub>A</sub> [N/mm]	361,2 · 10 <sup>3</sup>
M*		568,8 · 10 <sup>3</sup>
R*		778,8 · 10 <sup>3</sup>
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul secundar, C <sub>a-set</sub> [N/mm]	27,4 · 10 <sup>3</sup>
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul secundar, S <sub>B</sub> [N/mm]	164,4 · 10 <sup>3</sup>
Momentul de inerţie pentru zona lagărului conducător, I <sub>a</sub> [mm <sup>4</sup> ]		125.663,7
Momentul de inerţie pentru zona cartuşului dintre lagăre, I <sub>L</sub> [mm <sup>4</sup> ]		26.087,1
Forţa de aşchiere P=F <sub>T</sub> [N]		156,24

\* clasa de pretensionare (U-uşoară, M-medie, R-ridicată);

#### 4.2.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică

##### 4.2.2.1 Distanţa optimă dintre lagăre

În tabelul 4.2 se vor regăsi rezultatele distanţelor optime rezultate în urma iteraţiilor pentru AP proiectat în variantă DT-DT utilizând ecuaţiile (3.21)...(3.26) pentru toate clasele de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.2 Distanţele optime dintre lagăre în urma iteraţiilor pentru varianta DT-DT

Tipul de pretensionare	L <sub>lagăr-optim</sub> : distanţele optime rezultate în urma iteraţiilor						
	Q=L <sub>0</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>	L <sub>6</sub>
U*	270,8	126,91	103,62	98,71	97,61	97,36	<b>87,42</b>
M*	270,8	111,09	89,40	85,51	84,77	84,63	<b>77,52</b>
R*	270,8	83,98	69,44	68,03	67,89	67,88	<b>65,04</b>

\* clasa de pretensionare (U-uşoară, M-medie, R-ridicată);

În funcţie de clasa de pretensionare a sistemului de lăgăruire conducător pentru AP proiectat în variantă DT-DT, se recomandă pentru atingerea deformaţiilor minime şi a rigidităţii maxime la flanşa cartuşului următoarele distanţe aşa zise optime, între lagăre:

- la o pretensionare uşoară, L<sub>lagăr-optim</sub>= 87,42 mm;

- la o pretensionare medie,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 77,52$  mm;
- la o pretensionare ridicată,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 65,04$  mm.

Putem observa în urma rezultatelor teoretice obținute, că utilizarea diferitelor clase de pretensionare vor conferi diferențe semnificative ale distanțelor optime dintre lagărul conducător și cel secundar a sistemului de AP, însă din punct de vedere constructiv distanța dintre lagărele AP proiectat în variantă DT-DT este impusă la valoarea de  $L_{\text{lagăr}} = 246,5$  mm, datorită aranjamentelor date de rulmenți și a lungimii motorului integrat.

#### 4.2.2.2. Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP

Cunoscând distanțele optime pentru toate clasele de pretensionare și a forței de așchiere ( $P$ ), stabilită pentru un caz critic de așchiere utilizat, și împreună cu ecuația (3.28) putem determina teoretic deformațiile minime și rigiditățile maxime pentru AP proiectat în variantă DT-DT.

Tabel 4.3 Deformațiile și rigiditățile optime obținute sub formă analitică pentru distanțele optime ale AP în aranjare DT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța optimă dintre lagăre [mm]	87,42	77,52	65,04
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	6,35	5,67	4,85
Rigiditatea AP la flanșa [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	24,59	27,51	32,15

În tabelul 4.3 se regăesc valorile teoretice ale deformațiilor și a rigidităților pentru arborele proiectat, unde bineînțeles valoarea minimă a deformațiilor optime se regăsește la o pretensionare ridicată a lagărului conducător rezultând o deformație minimă la flanșa arborelui de  $4,85 \mu\text{m}$  și o rigiditate maximă de  $32,15 \text{ N}/\mu\text{m}$ .

Tabel 4.4 Deformația și rigiditatea obținute analitic pentru AP proiectat în aranjare DT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța după proiectare dintre lagăre [mm]	246.5		
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	12,12	11,87	11,75
Rigiditatea AP la flanșa [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	12,88	13,16	13,29

Însă datorită faptului că distanța dintre lagărele AP în variantă DT-DT obținută, este va fi impusă și egală cu  $L_{\text{lagăr}} = 246,5$  mm și luând în considerare clasele de pretensionare a lagărului conducător,

deformațiile și rigiditățile maxime, vor fi cu totul altele iar valorile acestora se vor regăsi în tabelul 4.4.

### 4.2.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA

#### 4.2.3.1 Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP

În urma analizelor numerice de tip FEA pentru AP proiectat în variantă DT-DT și pentru a întări rezultatele obținute prin calculele teoretico-analitice, se vor realiza trei studii numerice, care vor fi aplicate AP proiectat, luând în considerare cele trei clase de pretensionare.

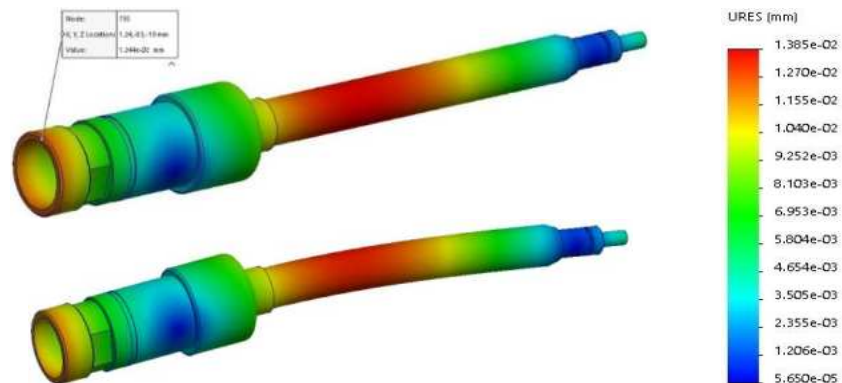


Fig. 4.6 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT cu pretensionare ușoară a lagărului conducător

În figura 4.6, sunt prezentate rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă DT-DT la care este aplicată o pretensionare ușoară a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat și se înregistrează o valoare a deformației URES de 13,85  $\mu\text{m}$ , însă valoarea maximă a deformației din zona flanșei cartușului și care va influența precizia are valoarea de 12,44  $\mu\text{m}$ .

În figura 4.7 se regătesc rezultate analizei FEA asupra AP în variantă DT-DT la care este aplicată o pretensionare medie a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat și se înregistrează o valoare a deformației URES de 14,25  $\mu\text{m}$ , însă valoarea maximă a deformației din zona flanșei cartușului și care va influența precizia are valoarea de 12,26  $\mu\text{m}$ .

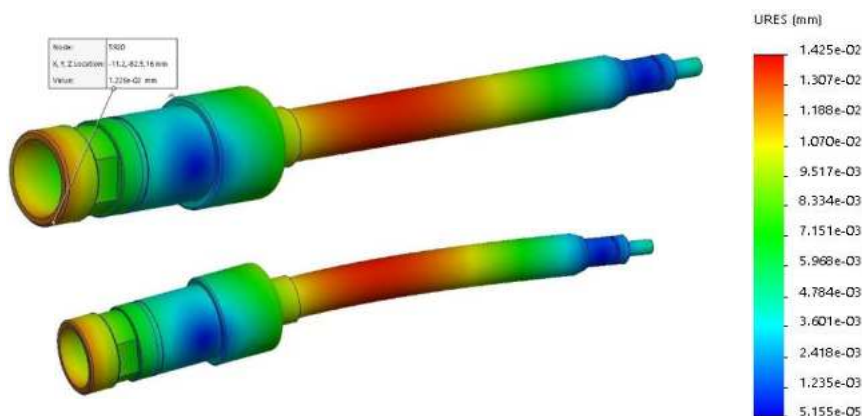


Fig. 4.7 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT cu pretensionare medie a lagărului conducător

În figura 4.8, se regăsesc rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă DT-DT la care este aplicată o pretensionare ridicată a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat și se înregistrează o valoare a deformației URES de 14,10  $\mu\text{m}$ , însă valoarea maximă a deformației din zona flanșei cartușului și care va influența precizia are valoarea de 12,07  $\mu\text{m}$ .

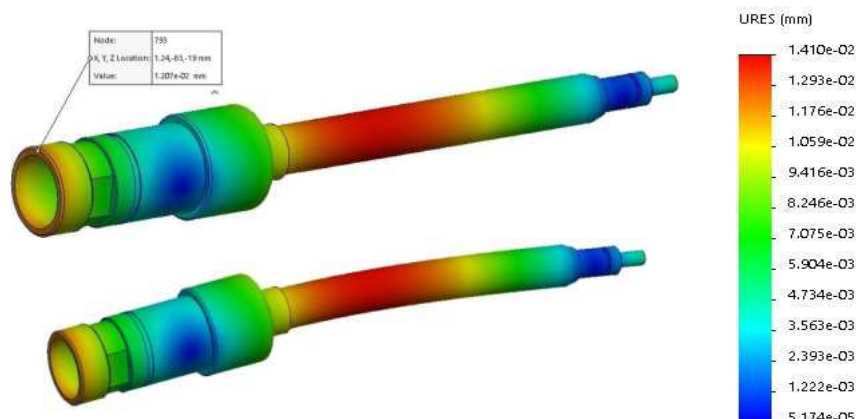


Fig. 4.8 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT cu pretensionare ridicată a lagărului conducător

În tabelul 4.5 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile și rigiditățile maxime înregistrate la flanșa AP pentru toate cele trei clase de pretensionare a lagărului conducător.



Tabel 4.5 Rezultatele obținute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament DT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța după proiectare dintre lagăre [mm]	246.5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,16	9,16	9,16
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	12,44	12,26	12,07
Rigiditatea AP la flanșă [N/ $\mu\text{m}$ ]	12,56	12,74	12,94

În toate cele trei cazurile, figura 4.9, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecere dintre secțiunea motorului și lagărul conducător și nu depășesc limita de curgere a materialului din care este confecționat cartușul AP.

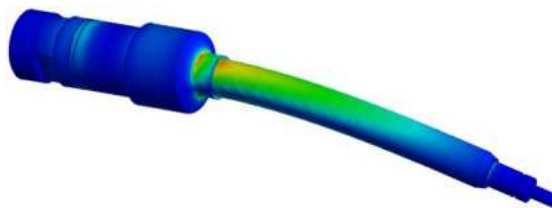


Fig. 4.9 Evidențierea zonei pe cartuș unde tensiunile echivalente von Mises se concentrează și sunt maxime

#### 4.2.3.2 Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP luând în considerare și rotorul de la motorul integrat

Considerând AP proiectat în varianta DT-DT, se va realiza analiza numerică FEA pentru determinarea deformațiilor și a rigidității radiale pentru toate cele trei clase de pretensionare, luând în calcul că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș. Se consideră montajul rotorului pe cartuș o asamblare de tip ajustaj cu strângere, realizată de obicei prin fretare. Materialul din care este fabricat rotorul poate fi de mai multe calități cum ar fi: fontă, oțel, aluminiu, dacă vorbim de un motor asincron, iar în cazul celor de tip sincron, rotorul poate fi bobinat sau din magneți permanenți. Pentru studiul efectuat s-a luat în considerare un rotor fabricat din oțel în construcție simplificată pentru optimizarea simulării.

Conform figurii 4.10, deformațiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanșa cartușului arborului proiectat în variantă DT-DT cu pretensionarea ușoară a lagărului conducător. Valoarea deformațiilor rezultate la flanșa cartușului prin izolarea culorilor și a scării deformațiilor sunt de 3,75  $\mu\text{m}$ , deformație care va influența precizia de prelucrare.

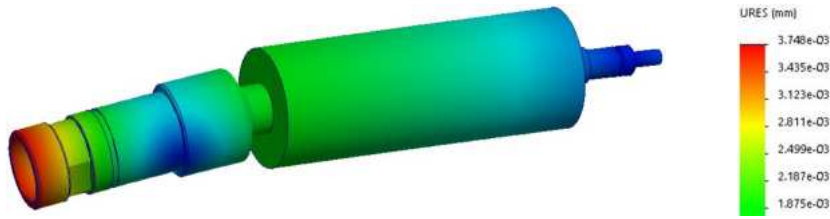


Fig. 4.10 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT, cu pretensionare ușoară a lagărului conducător și cu rotorul montat

Conform figurii 4.11, deformațiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanșa cartușului arborului proiectat în variantă DT-DT cu pretensionarea medie a lagărului conducător. Valoarea deformațiilor rezultate la flanșa cartușului prin izolarea culorilor și a scării deformațiilor sunt de  $3,50 \mu\text{m}$ , deformație care va influența precizia de prelucrare.

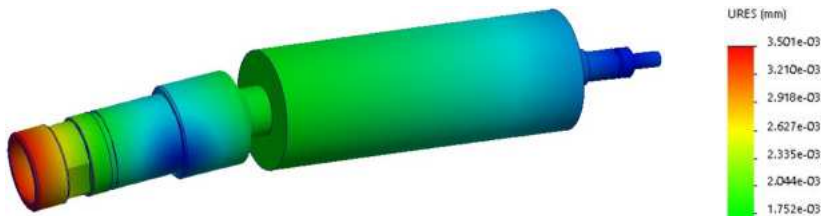


Fig. 4.11 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT, cu pretensionare medie a lagărului conducător și cu rotorul montat

Deformațiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanșa cartușului arborului proiectat în variantă DT-DT cu pretensionarea ridicată a lagărului conducător, figura 4.12. Valoarea deformațiilor rezultate la flanșa cartușului, care vor influența precizia de prelucrare sunt de  $3,38 \mu\text{m}$ .

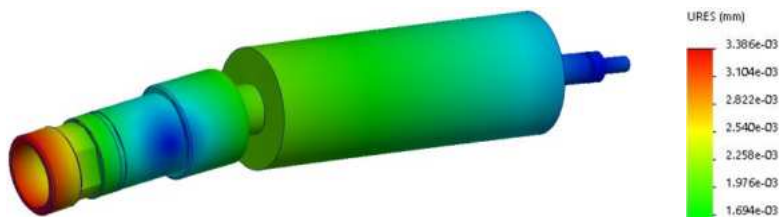


Fig. 4.12 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT, cu pretensionare ridicată a lagărului conducător și cu rotorul montat

Pentru toate tipurile de pretensionări realizate la cazul 1, a AP în aranjament DT-DT, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecere dintre secțiunea motorului și cel al lagărului

conducătorul și nu depășesc limita de curgere a materialului din care este confecționat cartușul AP.

În tabelul 4.6, sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile și rigiditățile radiale maxime înregistrate la flanșa AP, luând în considerare că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș în toate situațiile de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.6 Rezultatele obținute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament DT-DT cu rotorul montat

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța dintre lagăre după proiectare[mm]	246.5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,07	9,07	9,07
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	3,75	3,50	3,38
Rigiditatea AP la flanșa [N/ $\mu\text{m}$ ]	41,66	44,64	46,22

### 4.3 Studiul de caz 2: AP de frezat cu aranjament a rulmenților în TBT pentru lagărul din față și rulment unghiular pentru cel din spate

#### 4.3.1 Considerații generale

Se consideră AP de frezat din figura 4.13, pentru cazul 2 studiat, care este constituit dintr-un aranjament TBT (cu trei rulmenți, doi în tandem și unu opus) pentru lagărul principal din partea frontală a arborelui, iar pentru partea din spate a lagărului secundar vom avea un singur rulment unghiular. Din punct de vedere al liniilor de presiune generate de lagărele AP, putem afirma că pentru primii doi rulmenți din aranjamentul TBT, liniile de presiune sunt direcționate către exteriorul arborelui iar cel de al treilea rulment linia de presiune este în direcția opusă și paralelă cu rulmentul unghiular de la lagărul secundar. Un astfel de aranjament TBT a lagărului conducător se caracterizează prin rigidități medii și turații relativ scăzute. Construcția acestui AP este în așa fel realizată ca viitoarele dilatații axiale să fie direcționate către lagărul secundar din spate, unde inelul exterior a rulmentului unghiular este liber, permițând deplasarea spre dreapta a acestuia.

Pentru AP proiectat, pentru cazul 2, în aranjamentul stabilit de tip TBT și un singur rulment unghiular în spate, va rezulta distanța dintre lagăre ca fiind egală cu  $L_{\text{lagăr}} = 234.5$  mm, iar distanța minimă dintre centrul lagărului conducător și punctul de aplicare a forței de așchiere va fi egală cu  $a = 75.2$  mm.

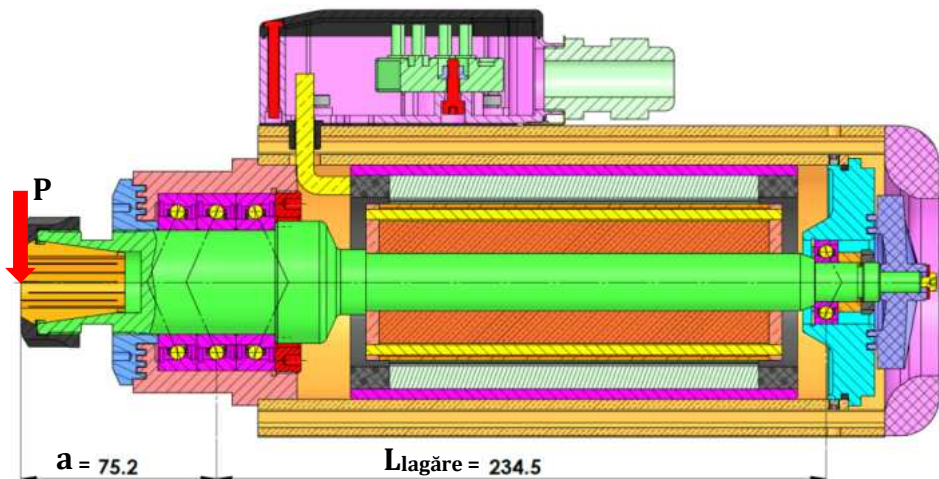


Fig. 4.13 Evidențierea distanței dintre lagăre a AP de frezat cu aranjare în TBT și un singur rulment axial-radial în spate

În tabelul 4.7 se vor regăsi toate datele de intrare pentru realizarea și stabilirea deformațiilor rezultate și a rigidității AP în aranjare TBT și un singur rulment unghiular în spate, rezultate stabilite la flanșa cartușului. Datele de intrare vor fi necesare și la calculele teoretico-analitice, cât și la realizarea calculelor numerice de tip FEA la diferite clase de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.7 Date de intrare pentru studiul de caz 2

Rulment: HS7008-C-T-P4S	Aranjamentul lagărului conducător	TBT
Rulment: HS7002-C-T-P4S	Aranjamentul lagărului secundar	1 -rul. ungh.
Material cartuș		16MnCr5
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm <sup>2</sup> ]		210.000
Distanța de la flanșă până la centru lagărului conducător, a [mm]		75.2
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenți pentru lagărul conducător, C <sub>a-set</sub> [N/mm]	49,4 · 10 <sup>3</sup>
M*		77,7 · 10 <sup>3</sup>
R*		106,4 · 10 <sup>3</sup>
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenți pentru lagărul conducător, S <sub>A</sub> [N/mm]	403,1 · 10 <sup>3</sup>
M*		634,0 · 10 <sup>3</sup>
R*		868,2 · 10 <sup>3</sup>
U*	Rigiditatea axială a rulmentului pentru lagărul secundar, C <sub>a-set</sub> [N/mm]	13,7 · 10 <sup>3</sup>
U*	Rigiditatea radială a rulmentului pentru lagărul secundar, S <sub>B</sub> [N/mm]	3,45 · 10 <sup>3</sup>
Momentul de inerție pentru zona lagărului conducător, I <sub>a</sub> [mm <sup>4</sup> ]		125.663,7
Momentul de inerție pentru zona cartușului dintre lagăre, I <sub>L</sub> [mm <sup>4</sup> ]		26.087,1
Componenta forței radiale de așchiere P=F <sub>T</sub> [N]		156,24

\* clasa de pretensionare (U-ușoară, M-medie, R-ridicată);

### 4.3.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică

#### 4.3.2.1 Distanța optimă dintre lagăre

În tabelul 4.8, se vor regăsi rezultatele distanțelor optime rezultate în urma iterațiilor pentru AP proiectat în variantă TBT și un singur rulment unghiular în spate, utilizând ecuațiile (3.21)...(3.26), pentru toate clasele de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.8 Distanțele optime dintre lagăre în urma iterațiilor pentru varianta TBT și un singur rulment unghiular în spate

Tipul de pretensionare	$L_{\text{lagăr-optim}}$ : distanțele optime rezultate în urma iterațiilor					
	Q=L <sub>0</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>
U*	300,8	223,60	220,88	220,78	220,78	<b>220,78</b>
M*	300,8	219,51	217,63	217,59	217,59	<b>217,59</b>
R*	300,8	217,57	216,13	216,11	216,11	<b>216,11</b>

În funcție de clasa de pretensionare a sistemului de lăgăruire conducător pentru AP proiectat în variantă TBT și un rulment unghiular, se recomandă pentru atingerea deformațiilor minime și a rigidității maxime la flanșa cartușului următoarele distanțe așa zise optime între lagăre:

- la o pretensionare ușoară,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 220,78$  mm;
- la o pretensionare medie,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 217,59$  mm;
- la o pretensionare ridicată,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 216,11$  mm.

Putem observa în urma rezultatelor teoretice obținute, că utilizarea diferitelor clase de pretensionare vor conferi diferențe semnificative ale distanțelor optime dintre lagărul conducător și cel secundar a sistemului de AP, însă din punct de vedere constructiv distanța dintre lagărele AP proiectat în variantă TBT și un singur rulment unghiular în spate, este impusă constructiv o valoare de  $L_{\text{lagăr}} = 234,5$  mm, datorită aranjamentelor date de rulmenți și a lungimii motorului integrat.

#### 4.3.2.2 Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP

Cunoscând distanțele optime pentru toate clasele de pretensionare și a forței de așchiere (P), stabilită pentru un caz critic de așchiere utilizat, și împreună cu ecuația (3.28) putem determina teoretic

deformațiile minime și rigiditățile maxime pentru AP proiectat în variantă TBT și un singur rulment unghiular în spate.

În tabelul 4.9 se regăsesc valorile teoretice ale deformațiilor și a rigidităților pentru arborele proiectat, unde bineînțeles valoarea minimă a deformațiilor optime se regăsește la o pretensionare ridicată a lagărului conducător rezultând o deformație minimă la flanșa arborelui de 18,27  $\mu\text{m}$  și o rigiditate maximă de 8,55  $\text{N}/\mu\text{m}$ .

Tabel 4.9 Deformațiile și rigiditățile optime obținute sub formă analitică pentru distanțele optime ale AP în aranjare TBT și un singur rulment unghiular în spate

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța optimă dintre lagăre [mm]	220,78	217,59	216,11
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	18,65	18,39	18,27
Rigiditatea AP la flanșa [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	8,37	8,49	8,55

Însă datorită faptului că distanța constructivă rezultată dintre lagărele AP în variantă TBT și un singur rulment unghiular este egală cu  $L_{\text{lagăr}}=234,5$  [mm] și luând în considerare clasele de pretensionare a lagărului conducător, deformațiile și rigiditățile maxime, vor fi cu totul altele iar valorile acestora se vor regăsi în tabelul 4.10.

Tabel 4.10 Deformația și rigiditatea obținute analitic pentru AP proiectat în aranjare TBT și un singur rulment unghiular în spate

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța AP proiectat dintre lagăre [mm]	234,5		
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	18,78	18,53	18,41
Rigiditatea AP la flanșa [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	8,32	8,43	8,48

### 4.3.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA

#### 4.3.3.1 Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP

În urma analizelor numerice de tip FEA pentru AP proiectat în variantă TBT și un singur rulment unghiular în spate și pentru a întări rezultatele obținute prin calculele teoretico-analitice, se vor realiza trei studii numerice care vor fi aplicate AP proiectat și care vor ține cont de cele trei clase de pretensionare.

În figura 4.14, se regăsesc rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT și un singur rulment unghiular situat în spate la care este aplicată o pretensionare ușoară a rulmenților din lagărul conducător, și

unde putem observa pe scara deformațiilor și izolarea culorilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat și înregistrează o valoare a deformației URES de 21,85  $\mu\text{m}$ , însă valoarea maximă a deformației din zona flanșei cartușului și care va influența precizia de prelucrare, are valoarea de 19,60  $\mu\text{m}$ .

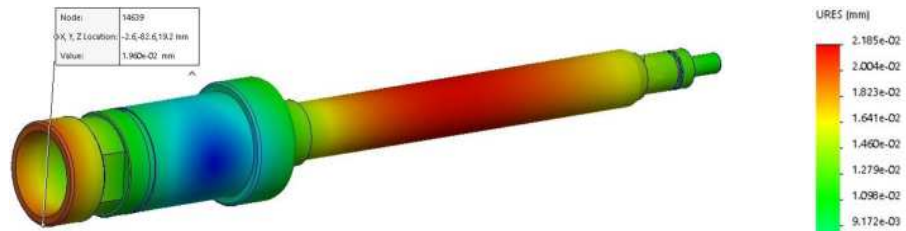


Fig. 4.14 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate cu pretensionare ușoară a lagărului conducător

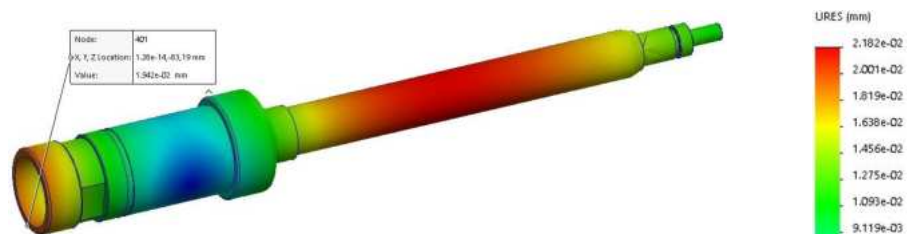


Fig. 4.15 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate cu pretensionare medie a lagărului conducător

În figura 4.15, sunt prezentate rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT și un singur rulment unghiular situat în spate, la care este aplicată o pretensionare ușoară a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor și prin izolarea culorilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat și se înregistrează o valoare a deformației URES de 21,82  $\mu\text{m}$ , însă valoarea maximă a deformației din zona flanșei cartușului și care va influența precizia are valoarea de 19,42  $\mu\text{m}$ .

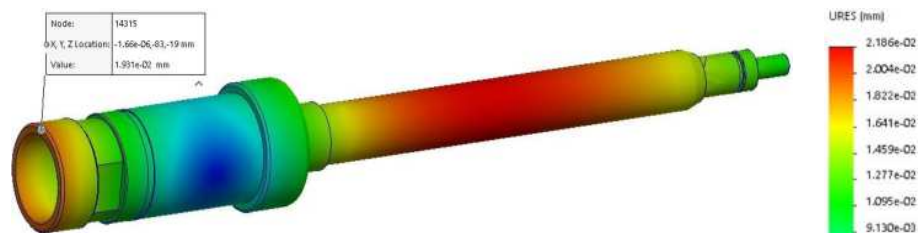


Fig. 4.16 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate cu pretensionare ridicată a lagărului conducător

În figura 4.16, se regănesc rezultate analizei FEA asupra AP în variantă TBT și un singur rulment unghiular situat în spate, la care este aplicată o pretensionare ridicată a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat și se înregistrează o valoare a deformației URES de 21,86  $\mu\text{m}$ , însă valoarea maximă a deformației din zona flanșei cartușului și care va influența precizia de prelucrare a AP are valoarea de 19,31  $\mu\text{m}$ .

În tabelul 4.11 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile și rigiditățile maxime înregistrate la flanșa AP pentru toate cele trei clase de pretensionare a lagărului conducător, rezultate în urma analizei numerice de tip FEA. În toate cele trei cazuri, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecere dintre secțiunea motorului și lagărul conducător și nu depășesc limita de curgere a materialului din care este confecționat cartușul AP.

Tabel 4.11 Rezultatele obținute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța dintre lagăre după proiectare [mm]	234,5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,04	9,04	9,04
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	19,60	19,42	19,31
Rigiditatea AP la flanșa [N/ $\mu\text{m}$ ]	7,97	8,04	8,09

#### 4.3.3.2 Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP luând în considerare și rotorul de la motorul integrat

Considerând AP proiectat în varianta TBT și un singur rulment unghiular în spate, se realizează analiza numerică FEA pentru determinarea deformațiilor și a rigidității radiale pentru toate cele trei clase de pretensionare, luând în calcul că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș.

Conform figurii 4.17, deformațiile URES înregistrate în urma simulării la flanșa cartușului arborelui proiectat în variantă TBT și un singur rulment unghiular în spate cu pretensionarea ușoară a lagărului conducător, nu sunt cele maxime rezultate în AP. În consecință deformațiile maxime înregistrate pe AP se focalizează în partea din spate ale acestuia, având valori egale cu 16,13  $\mu\text{m}$ , care din punctul de vedere a autorului nu vor influența buna funcționare a sistemului proiectat. Valoarea deformațiilor rezultate la flanșa cartușului prin izolarea



culorilor și a scării deformațiilor sunt de 8,63  $\mu\text{m}$ , deformăție care va influența precizia de prelucrare.

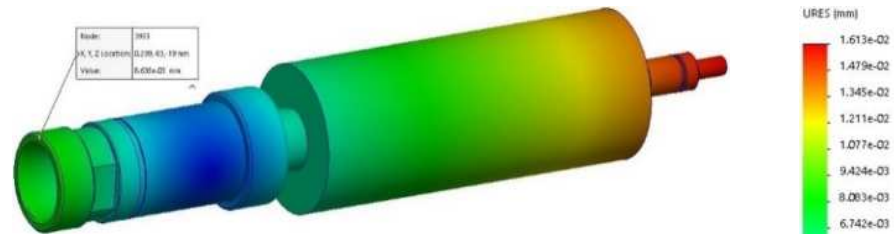


Fig. 4.17 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate, cu pretensionare ușoară și cu rotorul montat

În figura 4.18, deformațiile maxime URES înregistrate la flanșa cartușului prin izolarea culorilor și a scării deformațiilor sunt de 8,40  $[\mu\text{m}]$ , deformăție care va influența precizia de prelucrare. Deformațiile maxime sunt concentrare către partea din spate ale AP, înregistrând-se valori de 16,10  $\mu\text{m}$ , neinfluențând funcționarea sistemului de AP.

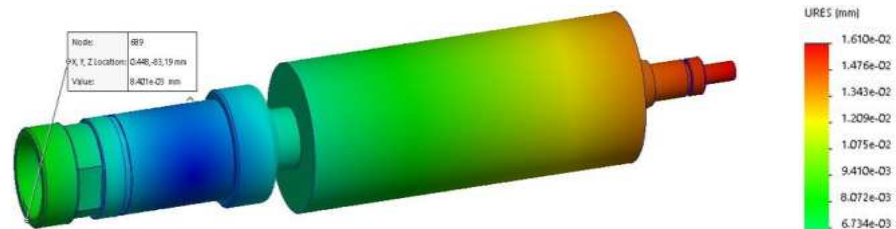


Fig. 4.18 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate, cu pretensionare medie și cu rotorul montat

Conform figurii 4.19, deformațiile maxime URES înregistrate la flanșa cartușului prin izolarea culorilor și a scării deformațiilor sunt de 8,29  $[\mu\text{m}]$ , deformăție care va influența precizia de prelucrare. Deformațiile maxime sunt concentrare către partea din spate ale AP, înregistrând-se valori de 16,09  $\mu\text{m}$ , neinfluențând funcționarea sistemului de AP.

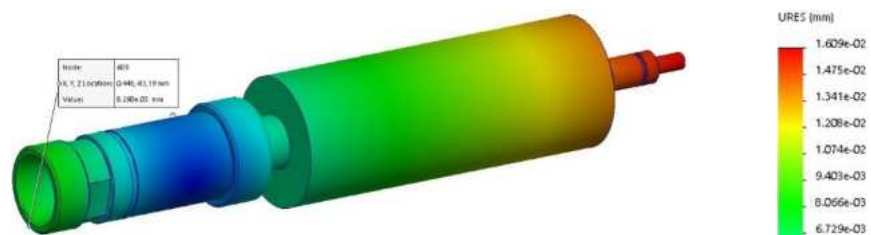


Fig. 4.19 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate, cu pretensionare ridicată și cu rotorul montat

Pentru toate tipurile de pretensionări realizate la cazul 2, a AP în aranjament TBT și un singur rulment unghiular în spate, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecere dintre secțiunea motorului și cel al lagărului conducător și nu depășesc limita de curgere a materialului din care este confecționat cartușul AP. În tabelul 4.12, sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile și rigiditățile radiale maxime înregistrate la flanșa AP, luând în considerare că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș în toate situațiile de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.12 Rezultatele obținute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT și cu un singur rulment unghiular în spate cu rotorul montat

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța dintre lagăre după proiectare [mm]	234,5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	10,31	10,31	10,31
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	8,63	8,40	8,29
Rigiditatea AP la flanșa [N/ $\mu\text{m}$ ]	18,10	18,60	18,84

## 4.4 Studiul de caz 3: AP de frezat cu aranjament a rulmenților în TBT pentru lagărul din față și DT pentru lagărul din spate

### 4.4.1 Considerații generale

Se consideră AP de frezat din figura 4.20, pentru cazul 3 studiat, care este constituit dintr-un aranjament TBT (cu trei rulmenți, doi în tandem și unu opus) pentru lagărul principal din partea frontală a arborelui, iar pentru partea din spate a lagărului secundar vom avea un aranjament în DT. Din punct de vedere al liniilor de presiune generate de lagărele AP, putem afirma că aranjamentul TBT este identic cu cel de la cazul 2 studiat, iar liniile de presiune ale aranjamentului DT (doi rulmenți în tandem) sunt direcționate către partea din spate ale AP. Un astfel de aranjament a AP se caracterizează prin rigidități medii și turații relativ scăzute, iar dacă vorbim de forțele axiale acesta le poate suporta în ambele direcții, cu precizarea că lagărul conducător suportă forțele mai axiale mai ridicate. În ceea ce privește construcția acestui AP, la fel ca și în celelalte cazuri studiate se dorește ca viitoarele dilatații axiale să fie direcționate către lagărul secundar din spate, unde inelele exterioare a rulmenților unghiulari, permit deplasarea spre dreapta a acestora. Pentru AP proiectat în aranjamentul stabilit de tip TBT-DT, rezultă

distanța dintre lagăre ca fiind egală cu  $L_{\text{lagăr}} = 239$  mm, iar distanța minimă dintre centrul lagărului conducător și punctul de aplicare a forței de așchiere este egală cu  $a = 75,2$  mm.

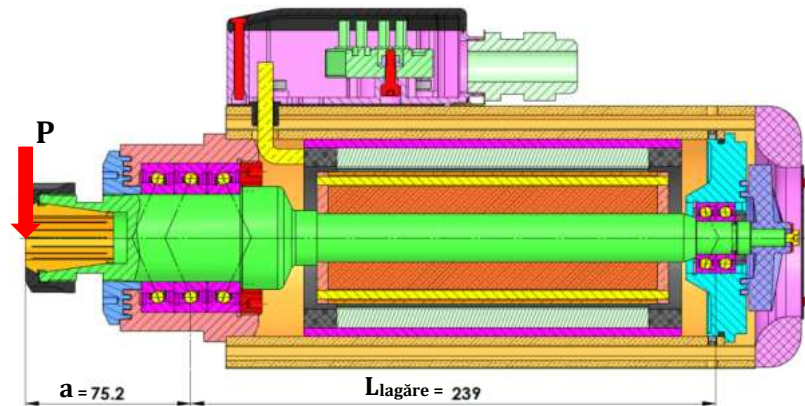


Fig. 4.20 Evidențierea distanței dintre lagăre a AP de frezat cu aranjare în TBT și un aranjare DT în spate

În tabelul 4.13 se vor regăsi toate datele de intrare pentru realizarea și stabilirea deformațiilor rezultate și a rigidității AP în aranjare TBT-DT la flanșa cartușului, date necesare calculului teoretico-analitic și calculului numerice de tip FEA la diferite clase de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.13 Date de intrare pentru studiul de caz 3

Rulment: HS7008-C-T-P4S	Aranjamentul lagărului conducător	TBT
Rulment: HS7002-C-T-P4S	Aranjamentul lagărului secundar	DT
Material cartuș		16MnCr5
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm <sup>2</sup> ]		210.000
Distanța de la flanșă până la centru lagărului conducător, a [mm]		75.2
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenți pentru lagărul conducător, $C_{a\text{-set}}$ [N/mm]	$49,4 \cdot 10^3$
M*		$77,7 \cdot 10^3$
R*		$106,4 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenți pentru lagărul conducător, $S_A$ [N/mm]	$403,1 \cdot 10^3$
M*		$634,0 \cdot 10^3$
R*		$868,2 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenți pentru lagărul secundar, $C_{a\text{-set}}$ [N/mm]	$27,4 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenți pentru lagărul secundar, $S_B$ [N/mm]	$164,4 \cdot 10^3$
Momentul de inerție pentru zona lagărului conducător, $I_a$ [mm <sup>4</sup> ]		125.663,7
Momentul de inerție pentru zona cartușului dintre lagăre, $I_L$ [mm <sup>4</sup> ]		26.087,1
Componenta forței radiale de așchiere $P=F_T$ [N]		156,24

\* clasa de pretensionare (U-ușoară, M-medie, R-ridicată);

## 4.4.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică

### 4.4.2.1 Distanța optimă dintre lagăre

În tabelul 4.14, se vor regăsi rezultatele distanțelor optime rezultate în urma iterațiilor pentru AP proiectat în variantă TBT-DT, utilizând ecuațiile (3.21)...(3.26), pentru toate clasele de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.14 Distanțele optime dintre lagăre în urma iterațiilor pentru varianta TBT-DT

Tipul de pretensionare	L <sub>lagăr-optim</sub> : distanțele optime rezultate în urma iterațiilor					
	Q=L <sub>0</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>
U*	300,8	122,81	97,36	92,44	91,43	<b>91,22</b>
M*	300,8	107,74	84,79	81,09	80,47	<b>80,36</b>
R*	300,8	99,07	78,29	75,43	75,02	<b>74,96</b>

În funcție de clasa de pretensionare a sistemului de lăgăruire conducător pentru AP proiectat în variantă TBT-DT, se recomandă pentru atingerea deformațiilor minime și a rigidității maxime la flanșa cartușului următoarele distanțe așa zise optime între lagăre:

- la o pretensionare ușoară,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 91,22$  mm;
- la o pretensionare medie,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 80,36$  mm;
- la o pretensionare ridicată,  $L_{\text{lagăr-optim}} = 74,96$  mm.

Putem observa în urma rezultatelor teoretice obținute, că utilizarea diferitelor clase de pretensionare vor conferi diferențe semnificative ale distanțelor optime dintre lagărul conducător și cel secundar a sistemului de AP, însă din punct de vedere constructiv distanța dintre lagărele AP proiectat în variantă TBT-DT, este impusă constructiv o valoare de  $L_{\text{lagăr}} = 239$  mm, datorită aranjamentelor date de rulmenți și a lungimii motorului integrat.

### 4.4.2.2 Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP

Cunoscând distanțele optime pentru toate clasele de pretensionare și a forței de așchiere (P), stabilită pentru un caz critic de așchiere utilizat, și împreună cu ecuația (3.28) putem determina teoretic deformațiile minime și rigiditățile maxime pentru AP proiectat în variantă TBT-DT.

În tabelul 4.15 se regăsesc valorile teoretice ale deformațiilor și a rigidităților pentru arborele proiectat, unde bineînțeles valoarea minimă a deformațiilor optime se regăsește la o pretensionare ridicată a lagărului conducător rezultând o deformație minimă la flanșa arborelui de 6,55  $\mu\text{m}$  și o rigiditate maximă de 23,84 N/ $\mu\text{m}$ .

Tabel 4.15 Deformațiile și rigiditățile optime obținute sub formă analitică pentru distanțele optime ale AP în aranjare TBT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța optimă dintre lagăre [mm]	91,22	80,36	74,96
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	7,67	6,91	6,55
Rigiditatea AP la flanșa [N/ $\mu\text{m}$ ]	20,35	22,59	23,84

Însă datorită faptului că distanța constructivă rezultată dintre lagărele AP în varianta TBT-DT este egală cu  $L_{\text{lagăr}} = 239$  mm și luând în considerare clasele de pretensionare a lagărului conducător, deformațiile și rigiditățile maxime, vor fi cu totul altele iar valorile acestora se vor regăsi în tabelul 4.16.

Tabel 4.16 Deformația și rigiditatea obținute analitic pentru AP proiectat în aranjare TBT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța dintre lagăre după proiectare [mm]	239		
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	14,45	14,20	14,09
Rigiditatea AP la flanșa [N/ $\mu\text{m}$ ]	10,811	10,99	11,08

### 4.4.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA

#### 4.4.3.1 Deformațiile și rigiditatea la flanșa AP

În urma analizelor numerice de tip FEA pentru AP proiectat în varianta TBT-DT și pentru a întări rezultatele obținute prin calculele teoretico-analitice, se vor realiza trei studii numerice care vor fi aplicate AP proiectat și care vor ține cont de cele trei clase de pretensionare.

În figura 4.21, se regăsesc rezultatele analizei FEA asupra AP în varianta TBT-DT, la care este aplicată o pretensionare ușoară a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor și izolarea culorilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat cât și la flanșa cartușului, iar valoarea deformației URES înregistrată care va influența precizia de prelucrare este de 15,72  $\mu\text{m}$ .

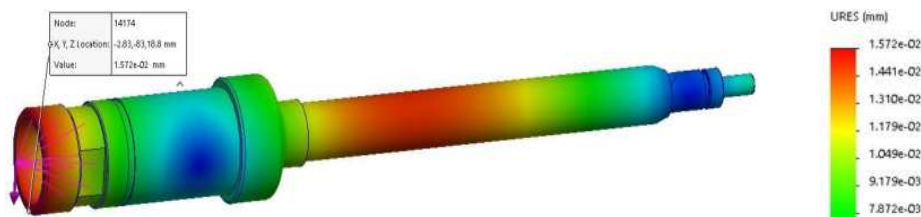


Fig. 4.21 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT cu pretensionare ușoară a lagărului conducător

În figura 4.22, se regăesc rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT-DT, la care este aplicată o pretensionare medie a rulmenților din lagărul conducător, și unde putem observa pe scara deformațiilor și izolarea culorilor că valoarea maximă a deformațiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat cât și la flanșa cartușului, iar valoarea deformației URES înregistrată care va influența precizia de prelucrare este de 15,63  $\mu\text{m}$ .

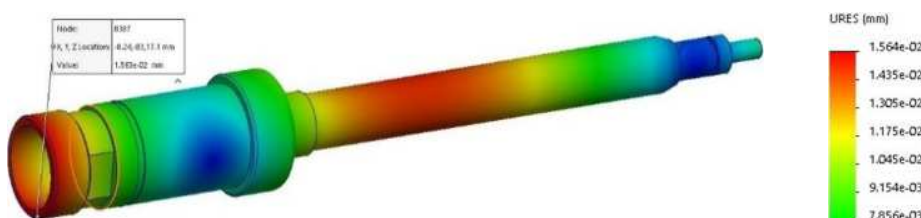


Fig. 4.22 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT cu pretensionare medie a lagărului conducător

În figura 4.23, sunt prezentate rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT-DT, la care este aplicată o pretensionare ridicată a rulmenților din lagărul conducător. Deformațiile URES maxime înregistrate pe cartuș se regăesc în zona flanșei și în zona de montaj al rotorului, iar prin izolarea culorilor valoarea deformației la flanșă este de 15,35  $\mu\text{m}$ , valoare care va influența precizia de prelucrare.

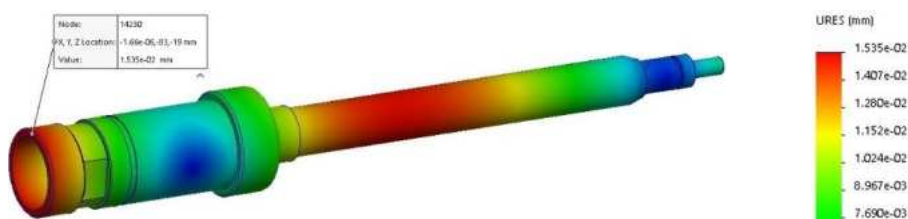


Fig. 4.23 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT cu pretensionare ridicată a lagărului conducător

În tabelul 4.17 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile radiale și rigiditățile maxime înregistrate la flanșa AP pentru toate cele trei clase de pretensionare a lagărului conducător. În toate cele trei cazurile tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecere dintre secțiunea motorului și lagărul conducător și nu depășesc limita de curgere a materialului din care este confecționat cartușul AP.

Tabel 4.17 Rezultatele obținute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța dintre lagăre după proiectare [mm]	239		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,07	9,07	9,07
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	15,72	15,63	15,35
Rigiditatea AP la flanșa [N/ $\mu\text{m}$ ]	9,93	9,99	10,18

#### 4.4.3.2. Deformațiile și rigiditatea radială la flanșa AP luând în considerare și rotorul de la motorul integrat

Considerând AP proiectat în varianta TBT-DT, se realizează analiza numerică FEA pentru determinarea deformațiilor și a rigidității radiale pentru toate cele trei clase de pretensionare, luând în calcul că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș.

În figura 4.24, se regăesc deformațiile URES înregistrate în urma simulării pentru varianta TBT-DT cu pretensionare ușoară a lagărului conducător. Prin izolarea culorilor putem identifica valoarea maximă a deformației concentrând-se către flanșa cartușului, iar aceasta are valoarea de 4,33  $\mu\text{m}$ .

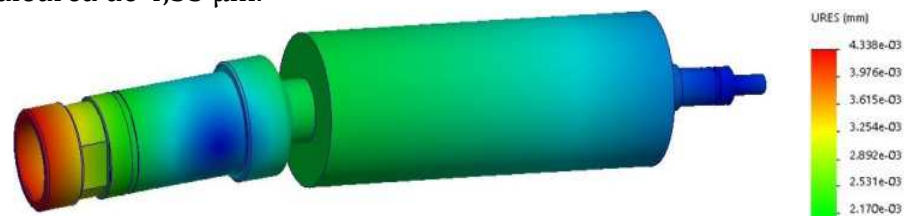


Fig. 4.24 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT, cu pretensionare ușoară a lagărului conducător și cu rotorul montat

Conform figurii 4.25, deformațiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanșa cartușului arborului proiectat în variantă TBT-DT cu pretensionarea medie a lagărului conducător. Valoarea deformațiilor rezultate la flanșa cartușului prin

izolarea culorilor și a scări deformațiilor sunt de 4,10  $\mu\text{m}$ , deformație care va influența precizia de prelucrare.

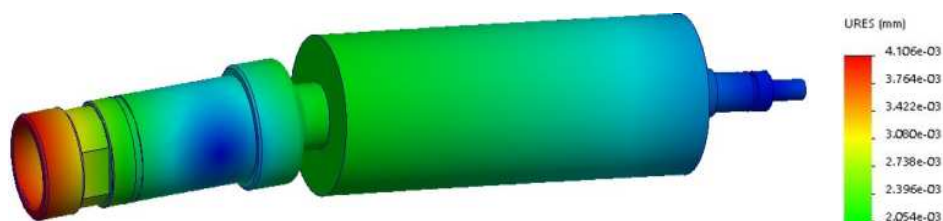


Fig. 4.25 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT, cu pretensionare medie a lagărului conducător și cu rotorul montat

Deformațiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanșa cartușului arborului proiectat în variantă TBT-DT cu pretensionarea ridicată a lagărului conducător, figura 4.26. Valoarea deformațiilor rezultate la flanșa cartușului, care vor influența precizia de prelucrare sunt de 3,99  $\mu\text{m}$ .

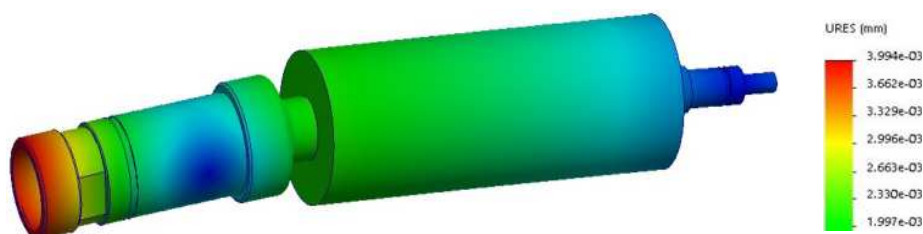


Fig. 4.26 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT, cu pretensionare ridicată a lagărului conducător și cu rotorul montat

Pentru toate tipurile de pretensionări realizate la cazul 3, a AP în aranjament TBT-DT, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecerea dintre secțiunea motorului și cel al lagărului conducător și nu depășesc limita de curgere a materialului din care este confecționat cartușul AP.

În tabelul 4.18, sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile și rigiditățile radiale maxime înregistrate la flanșa AP, luând în considerare că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș.

Tabel 4.18 Rezultatele obținute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT-DT cu rotorul montat

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanța dintre lagăre după proiectare [mm]	239		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	10,20	10,19	10,34
Deformația la flanșă sub forța P [ $\mu\text{m}$ ]	4,33	4,10	3,99
Rigiditatea AP la flanșă [N/ $\mu\text{m}$ ]	36,08	38,10	39,15



## 4.5 Concluzii

Studiul s-a efectuat pe trei modele de AP de frezat cu diferite tipuri de aranjamente a rulmenților unghiulari atribuite lagărului conducător și celui secundar. La proiectarea AP s-a avut în vedere păstrarea cerințelor stabilite inițial iar în studiile efectuate s-a considerat carcasa principală, carcasa lagărului conducători și capacul de susținere și fixare a lagărului secundar nedeformabile, având rigidități infinite.

În ceea ce privește proiectarea unui AP destinat unei aplicații stabilite, ea se realizează prin parcurgerea mai multor etape, enumerate în continuarea:

- stabilirea rigidităților axiale și radiale a set-urilor de rulmenți ce vor constitui lagărul conducător și cel secundar;
- stabilirea distanței optime dintre lagărele AP;
- stabilirea deformațiilor minime și a rigidităților radiale maxime, la flanșa cartușului în cazul respectării distanțelor optime dintre lagăre;
- stabilirea deformațiilor și a rigidităților radiale maxime, la flanșa cartușului în cazul utilizării distanțelor rezultate în urma proiectării AP;
- stabilirea deformațiilor și a rigidităților radiale în cazul utilizării distanțelor rezultate în urma proiectării, luând în considerare și rotorul montat pe cartușul AP.

Metodele utilizate s-au bazat pe calcule teoretico-analitice la stabilirea rigidităților axiale și radiale a set-urilor de rulmenți unghiulari utilizați, la stabilirea distanțelor optime dintre lagăre precum și a deformațiilor și a rigidităților optime sau rezultate după proiectarea AP.

Iar pentru verificarea și compararea rezultatelor în ceea ce privesc AP proiectați, unde avem o distanță impusă între lagăre, autorul a utilizat metoda statică a elementelor finite (FEA), metodă utilizată pentru întărirea rezultatelor.

În tabelul 4.19, se regăsesc distanțele optime teoretice pentru diferitele clase de pretensionări a lagărului conducător în funcție de tipul de aranjament a lagărelor AP. Iar pentru a putea stabili care sunt deformațiile minime, respectiv rigiditățile radiale maxime pe care le putem obține se va lua în calcul și forța de așchiere (P), stabilită inițial conform aplicației destinate.

Tabel 4.19 Distanțele optime dintre lagăre, deformațiile și rigiditatea radială a variantelor proiectate de AP în funcție de clasa de pretensionare

AP în aranjament	DT-DT	TBT-1 rul. ungh.	TBT-DT
Clasa de pretensionare	<b>Distanța optimă dintre lagăre [mm]</b>		
U*	87,42	220,78	91,22
M*	77,52	217,59	80,36
R*	65,04	216,11	74,96
Clasa de pretensionare	<b>Deformația la flanșă sub forța P [<math>\mu\text{m}</math>]</b>		
U*	6,35	18,65	7,67
M*	5,67	18,39	6,91
R*	4,85	18,27	6,55
Clasa de pretensionare	<b>Rigiditatea radială AP la flanșa [<math>\text{N}/\mu\text{m}</math>]</b>		
U*	24,59	8,37	20,35
M*	27,51	8,49	22,59
R*	32,15	8,55	23,84

Această etapă ajută proiectantul pentru a previziona distanțele optime dintre lagăre pentru diferite tipuri de pretensionări și de aranjamente a lagărelor. Distanțele optime dintre lagăre pot fi păstrate doar în cazul AP antrenate prin cuplaj direct la un motor, sau a celor antrenate prin fulii sau roți dințate, cu precizarea că în calculele elaborate se va ține cont de forțele radiale rezultate în urma acestor tipuri de antrenări.

În cazul AP antrenate direct sau prin diverse transmisii se poate interveni asupra geometriei cartușului, mai exact la creșterea diametrului de la tronsonul de trecere dintre lagărul conducător și cel secundar, astfel putând obține o creștere a rigidității radiale cu precizarea că vom obține alte valori a distanțelor optime dintre lagăre și necesita refacerea calculelor.

Pentru AP antrenate cu motor integrat, de obicei, diametrul tronsonului de trecere și distanță minimă pe care se poate obține dintre lagăre este condiționată de motorul ales, iar mărimea motorului la rândul lui este influențată de tipul acestuia, sincron sau asincron, precum și de următoarele caracteristici tehnice: putere, moment, turație.

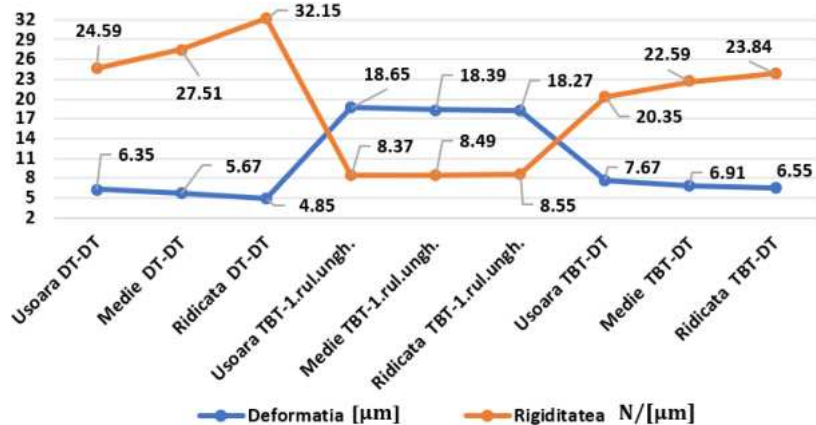


Fig. 4.27 Variația deformațiilor și a rigidității radiale pentru distanțele optime în funcție de aranjament și clasa de pretensionare a lagărelor

Conform distanțelor optime obținute în tabelul 4.19, se identifică rigiditățile radiale maxime și deformațiile minime, iar acestea se vor aplica modelului de AP proiectat la cazul 1 și cazul 3, în aranjamente DT-DT și TBT-DT. Realizând o comparație între modele proiectate, figura 4.27, observăm că cea mai bună rigiditate radială se obține în cazul AP în aranjament DT-DT, cu valori cuprinse între 24,59 și 32,15 N/μm, în funcție de clasa de pretensionare aleasă. Iar în cazul AP în variantă TBT-DT rigiditatea radială maximă este de 23,84 N/μm și se obține la o pretensionare ridicată a lagărului conducător. Deformațiile aferente rigidităților menționate se vor situa între valoarea de 4,85 și 6,35 μm pentru varianta de aranjament DT-DT și 6,55 μm pentru varianta TBT-DT la o pretensionare ridicată.

Tabel 4.20 Distanțele dintre lagăre, deformațiile și rigiditatea radială rezultate din metoda analitică pentru variantele proiectate de AP

Tipul de pretensionare a lagărului conducător	Tipul de aranjament a lagărelor	Distanța dintre lagăre rezultată din proiectare [mm]	Deformația la flanșă sub acțiunea forței P [μm]	Rigiditatea radială a arborelui proiectat [N/μm]
Pretensionare ușoară	DT-DT	246,5	12,12	12,88
	TBT-1rul.ungh.	234,5	18,78	8,32
	TBT-DT	239	14,45	10,81
Pretensionare medie	DT-DT	246,5	11,87	13,16
	TBT-1rul.ungh.	234,5	18,53	8,43
	TBT-DT	239	14,20	10,99
Pretensionare ridicată	DT-DT	246,5	11,75	13,29
	TBT-1rul.ungh.	234,5	18,41	8,48
	TBT-DT	239	14,09	11,08

Tabel 4.21 Distanțele dintre lagăre, deformațiile și rigiditatea radială rezultate din metoda FEA pentru variantele proiectate de AP

Tipul de pretensionare a lagărului conducător	Tipul de aranjament a lagărelor	Distanța dintre lagăre rezultată din proiectare [mm]	Deformația la flanșă sub acțiunea forței P [ $\mu\text{m}$ ]	Rigiditatea radială a arborelui proiectat [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]
Pretensionare ușoară	DT-DT	246,5	12,44	12,56
	TBT-1rul.ungh.	234,5	19,60	7,97
	TBT-DT	239	15,72	9,93
Pretensionare medie	DT-DT	246,5	12,26	12,74
	TBT-1rul.ungh.	234,5	19,42	8,04
	TBT-DT	239	15,63	9,99
Pretensionare ridicată	DT-DT	246,5	12,07	12,94
	TBT-1rul.ungh.	234,5	19,31	8,09
	TBT-DT	239	15,35	10,18

Rezultatele teoretico-analitice și cele de tip FEA a deformațiilor și a rigidităților radiale pentru AP proiectați (fără a lua în considerare rigiditatea rotorului de la motorul integrat), aplicate tuturor claselor de pretensionare a lagărului conducător, se regăsesc în tabele 4.20 și 4.21.

Deși din punct de vedere a tipului de aranjament variantele de AP de tip TBT-1.rul.ungh. (cazul 2) și TBT-DT (cazul 3) au rigiditatea axială și radială a set-ului de rulmenți mult mai ridicată, în realitate varianta de AP în aranjare DT-DT este net superioară celorlalte din punct de vedere a rigidității. Acest fapt se datorează distanței de la flanșa cartușului până la mijlocul lagărului conducător care în varianta de aranjare DT-DT este de  $a=67.7$  mm iar la celelalte variante avem o distanță de 75.2 mm, respectiv distanța dintre lagăre rezultată constructiv este de 246.5 mm, iar la celelalte variante se situează la valorile de 234,5 mm pentru TBT și un singur rulment unghiular, respectiv 239 mm pentru varianta TBT-DT.

Acest fapt denotă influența mult mai ridicată a distanței ( $a$ ) de la flanșa cartușului până la lagărul conducător, în ceea ce privește rigiditatea unui astfel de sistem. Astfel autorul recomandă ca la proiectarea AP, indiferent de aplicația destinată a acestuia, să se obțină o distanță cât mai mică posibil între flanșa cartușului de la arbore și lagărul conducător.

Variația deformațiilor și a rigidității radiale pentru AP proiectați, rezultate din metoda analitică și metoda FEA, ținând cont și de clasele de pretensionare a lagărului conducător sunt prezentate în figura 4.28 și 4.29. Astfel conform rezultatelor obținute putem menționa cel mai performant tip de aranjament a AP proiectat pentru aplicația propusă în

lucrare, este AP în varianta de aranjare în DT-DT a lagărului conducător, respectiv a lagărului secundar.

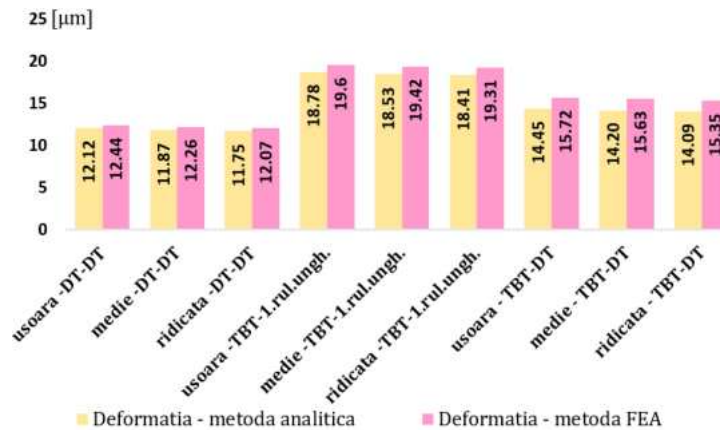


Fig. 4.28 Variația deformațiilor AP proiectați în funcție de clasa de pretensionare a lagărului conducător și a tipului de aranjament - analitic și FEA

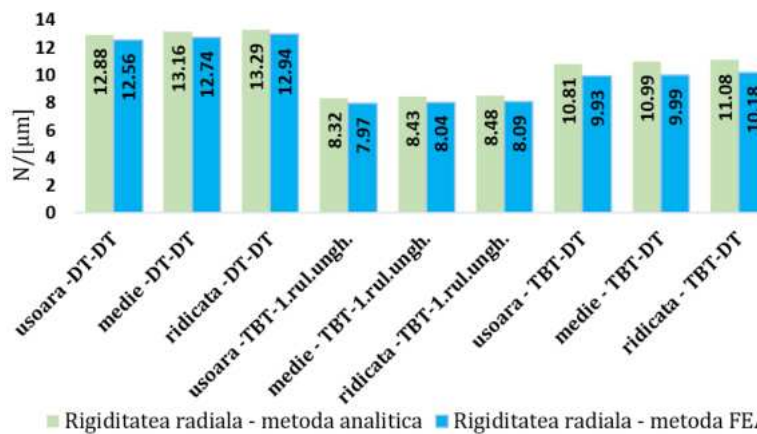


Fig. 4.29 Variația rigidității radiale a AP proiectați în funcție de clasa de pretensionare a lagărului conducător și a tipului de aranjament

Conform rezultatelor și menționând clasele de pretensionare utilizate, pentru varianta DT-DT, deformațiile obținute analitic la flanșa cartușului variază de la 11,75 μm până la 12,12 μm iar deformațiile obținute prin metoda FEA iau valori de la 12,07 μm până la 12,44 μm. Referitor la rigiditățile maxime obținute pe cale analitică, pentru varianta DT-DT de aranjare, acestea variază de la 12,88 N/μm până la 13,29 N/μm, respectiv 12,56 N/μm și 12,94 N/μm, pentru cele obținute prin metoda FEA.

Pentru o imagine de ansamblu mai clară a rezultatelor obținute prin metoda analitică și FEA, utilizate la stabilirea rigidității radiale pentru

variantele de AP studiate, marjele de erori obținute se regăsesc în figura 4.30.

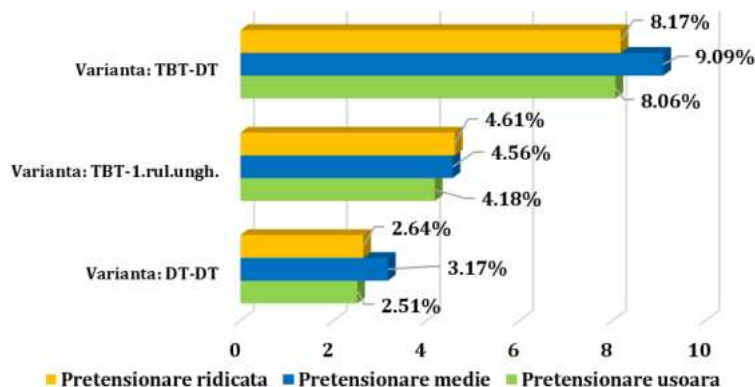


Fig. 4.30 Valorile marjei de eroare raportate la metoda analitică și cea teoretică rezultate pentru cele trei variante de AP proiectați

Cea mai mare marjă de eroare se obține în cazul variantei TBT-DT cu o pretensionare medie a lagărului conducător, înregistrându-se o valoare a erorii de 9,09%. Din punctul de vedere a autorului procentele obținute în studiile efectuate pot fi acceptate, fiind valori relativ mici, dar și datorită faptului că în calculele analitice nu s-a putut ține cont de forma și geometria exactă a cartușului.

În cazul AP cu motor integrat, se schimbă rigiditatea sistemelor studiate, iar rezultatele obținute exclusiv prin metoda FEA se regăsesc în tabelul 4.22, pentru toate modele de AP proiectați.

Tabel 4.22 Distanțele dintre lagăre, deformațiile și rigiditatea radială rezultate din metoda FEA pentru variantele proiectate de AP luând în considerare și rigiditatea motorului integrat

Tipul de pretensionare a lagărului conducător	Tipul de aranjament a lagărelor	Distanța dintre lagăre rezultată din proiectare [mm]	Deformația la flanșă sub acțiunea forței P [ $\mu\text{m}$ ]	Rigiditatea radială la flanșă a AP proiectat [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]
Pretensionare ușoară	DT-DT	246,5	3,75	41,66
	TBT-1rul.ungh.	234,5	8,63	18,10
	TBT-DT	239	4,33	36,08
Pretensionare medie	DT-DT	246,5	3,50	44,64
	TBT-1rul.ungh.	234,5	8,40	18,60
	TBT-DT	239	4,10	38,10
Pretensionare ridicată	DT-DT	246,5	3,38	46,22
	TBT-1rul.ungh.	234,5	8,29	18,84
	TBT-DT	239	3,99	39,15

Astfel denotă faptul că ecuația (3.21), utilizată pentru stabilirea distanțelor optime cât și ecuația (3.28), utilizată la stabilirea deformațiilor radiale, vor trebui revizuite. Astfel în aceste ecuații vor trebui luate în calcul și valoarea momentului de inerție a secțiunii circulare dată de geometria rotorului. Valoarea momentului de inerție a secțiunii rotorului se va adăuga la momentul de inerție,  $I_L$ , rezultând o bună metodă teoretică de verificare.

În figura 4.31, se prezintă variația deformațiilor și a rigidității, pentru AP proiectați cu motor integrat, unde se observă că rezultatele cele mai bune obținute se aplică modele de arbori în aranjament DT-DT și TBT-DT. Rigiditățile obținute, în funcție de clasele de pretensionare, se situează în jurul valorilor de 41,66 N/μm și 46,22 N/μm pentru varianta DT-DT, iar pentru varianta TBT-DT se situează în jurul valorilor de 36,08 N/μm și 39,15 N/μm.

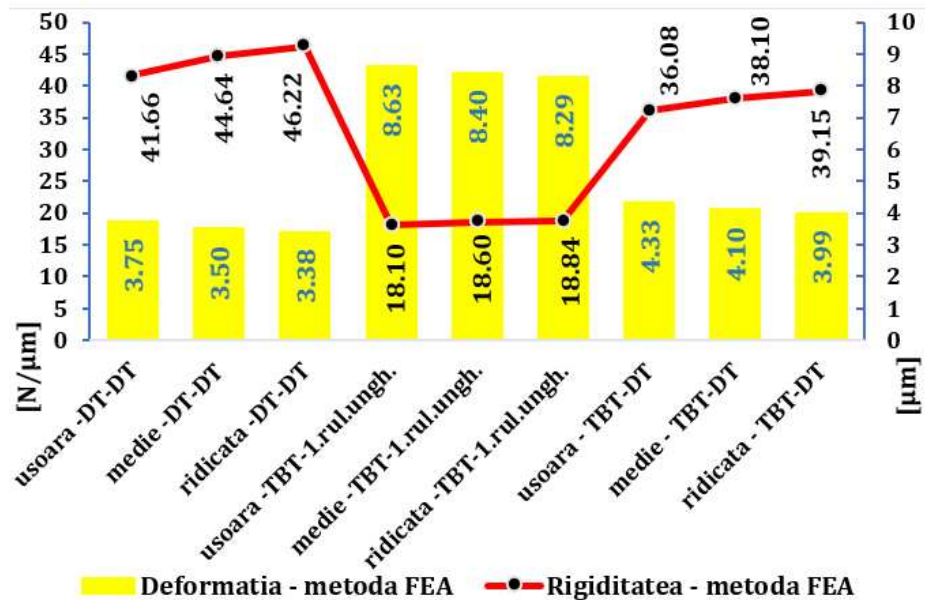


Fig. 4.31 Variația deformației și a rigidității radiale pentru AP proiectați luând în considerare și rotorul motorului integrat

Conform celor stabilite se recomandă utilizarea unui sistem de AP de frezat la care varianta de aranjament a rulmenților unghiulari ce constituie lagărul conducător și cel secundar să fie de tip: DT-DT.

Făcând comparație cu celelalte modele de aranjamente studiate, autorul justifică alegerea efectuată din mai multe puncte de vedere, care sunt enumerate în continuare:

- rigiditatea radială mai ridicată, respectiv precizie mai bună;
- suportarea unor turații mai ridicate ale sistemului de AP, fig. 4.32;
- costuri mai mici de fabricație a arborelui;
- reducerea costurilor prin utilizarea unui număr mai mic de rulmenți.

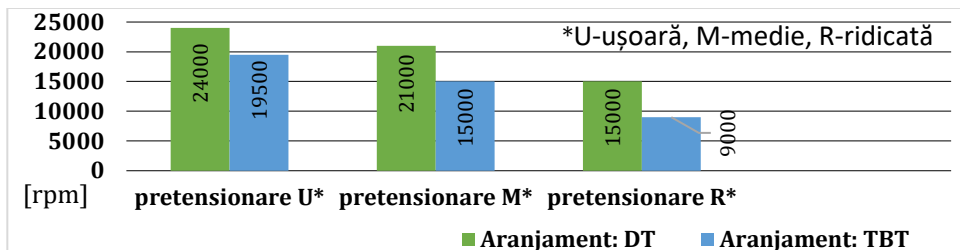


Fig. 4.32 Variația turațiilor admisibile ale AP proiectați în funcție de tipul de aranjament utilizat și clasa de pretensionare

În ceea ce privește AP proiectați, cu referire la subcapitolul 3.9, turațiile admisibile rezultate ale acestora în funcție de tipul de aranjament inclus în sistemul de lăgăruire și clasa de pretensionare pot atinge o turație maximă 24000 rpm și 19500 rpm la utilizarea aranjamentului DT, respectiv TBT cu pretensionare ușoară. Restul turațiilor admisibile, în funcție de clasa de pretensionare se regăsesc în figura 4.32.

Conform rezultatelor obținute în ceea ce privește rigiditatea radială a sistemului de AP de frezat cu motor integrat, în varianta de aranjare DT-DT, autorul recomandă ca la pretensionarea lagărelor să se utilizeze clasa de pretensionare ușoară sau cel mult medie. Acest lucru este justificat datorită diferențelor mici dintre valorile rigidităților, corelate cu clasele de pretensionare dar și a dezavantajelor introduse dacă utilizăm clasele de pretensionări ridicate, cum ar fi: micșorarea duratei de viață a AP, creșterea temperaturilor de funcționare, care la rândul lor pot introduce dilatații radiale și axiale în AP, influențând precizia de prelucrare.

Introducerea componentei de tip rotor în studiile efectuate la proiectarea AP, a condus la îmbunătățirea semnificativă a rigidității radiale. Cunoașterea rigidității radiale a AP proiectați este benefică pentru identificarea și anticipa deformațiile viitoare, când intervin alte valori ale forțelor de așchiere utilizând ecuația (3.29).





## 5. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PRIVIND RIGIDITATEA ȘI PRECIZIA UNEI MAȘINI-UNELTE CNC

### 5.1 Proiectarea și realizarea mașinii

O companie este considerată profitabilă dacă produce produse care sunt competitive și care asigură un echilibru între calitate și cost. În economia de piață actuală și a unei piețe globalizate, este posibil să rămânem competitivi dacă produsele oferite îndeplinesc cerințele de calitate ale clienților și sunt vândute la un cost adecvat. Acest lucru este posibil dacă utilajele companiei sunt: fiabile, oferă o anumită flexibilitate, au un cost redus de fabricație sau achiziție, oferă un consum redus de energie și pot fi ușor reconfigurate și adaptate la produse noi.

Datorită celor menționate anterior consideram ca router-ele CNC de frezat întrunesc caracteristicile de performanță necesare unei întreprinderi de prelucrări ușoare și pot fi rapid reconfigurabile. Acest fapt a condus autorul la concepția și proiectarea unui router CNC cu AP de frezat, conform figurii 5.1.

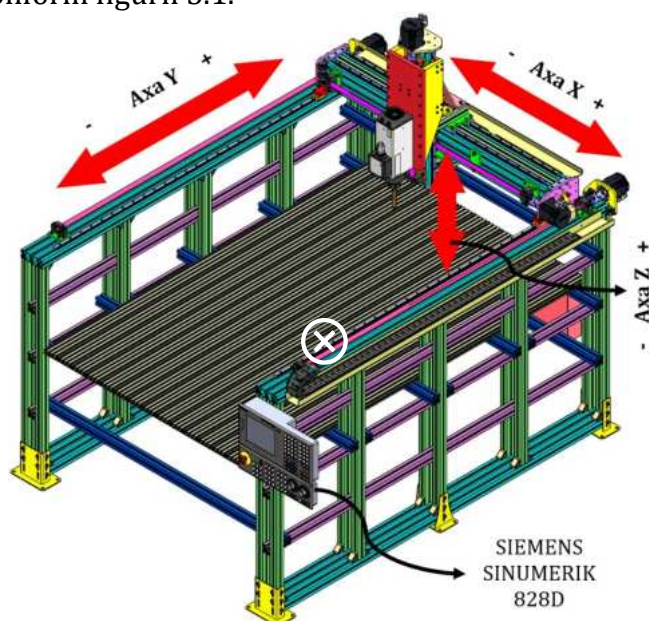


Fig. 5.1 Vedere izometrică din față a router-ului CNC echipat complet

Se urmărește cu ajutorul CNC-ului să se realizeze prelucrări mecanice ușoare asupra diferitelor semifabricate, acestea având diferite

calități a materialului cum ar fi: aluminiu, plastic, materiale din spumă și lemn, urmând a se stabili regimurile de așchiere și clasele de calitate ale materialelor în funcție de specificațiile tehnice ale AP de frezat.

Finalitatea urmărită în realizarea router-ului CNC va fi aceea de a oferi noi cunoștințe și deprinderi practice studenților laboranți și practicanți în domeniul prelucrărilor mecanice prin așchiere din cadrul facultății UTCN și nu numai.

Router-ul CNC va fi supus unor simulări FEA în vederea stabilirii preciziei teoretice de prelucrare și a rigidității acestuia, realizând diverse studii în conținutul lucrării. Structura acestuia va fi constituită integral din profile de aluminiu de la Bosch Rexroth iar componentele de tip semifabricate plane vor fi realizate tot din aluminiu cu calitatea materialului de tip EN AW 6060-T6. Router-ul CNC proiectat va avea în componența acestuia trei ansamble cu trei module de translație liniară pe axele X,Y și Z, având pe ultima axă atașat un arbore principal de frezat de mare precizie cu rulmenți cu contact unghiular de la HITECO: QN-1 3/18 18. Lungimile de deplasare a AP vor fi cuprinse între 1350 mm pentru axa Y, 900 mm pentru axa X și 320 mm pentru axa Z. Echipamentul de control a motoarelor Siemens de deplasare a axelor cât și a arborelui principal va fi un sistem de la SIEMENS SINUMERIK 828D.

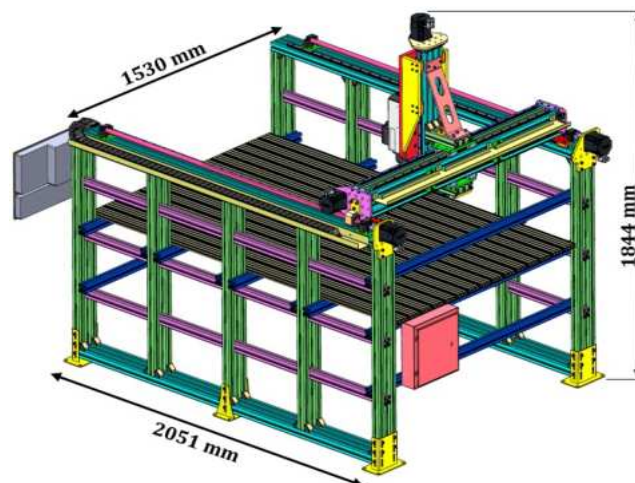


Fig. 5.2 Vedere izometrică din spate cu dimensiunile de gabarit

### 5.1.1 Specificații tehnice

Un router CNC poate fi definit ca fiind o mașină specializată ce poate realiza diverse operații de așchiere cum ar fi frezare, debitare, găurire și

alezare pe diferite tipuri de materiale, ea fiind controlată de un computer. Router-ele CNC sunt mașini distincte ce funcționează cu viteze mari și sunt utilizate la prelucrarea mecanică a unor materiale mai ușoare sau moi, cu densitate mai redusă.

O diferență majoră din punct de vedere comparativ cu mașinile CNC existente pe piață și router-ul CNC, este greutatea, însă de cele mai multe ori router-ul CNC poate compensa prin performanța sa în a produce forme complexe și contururi precise, având un grad ridicat de repetabilitate.

În construcția CNC-urilor de tip router din profile de aluminiu este important să se aplice soluții constructive care să asigure acestora niște performanțe adecvate, cum ar fi:

- să satisfacă cerințele utilizatorului;
- obținerea unor precizii adecvate destinației acestuia;
- ușor de utilizat și programat;
- soluții tehnice cât mai simple, bune și ieftine;
- fiabilitate ridicată și mentenanță ușor de efectuat;
- din punct de vedere estetic cât mai agreabil;
- impactul asupra mediului cât mai redus;
- consumul energetic să fie cât mai redus;
- posibilitate de prelucrare unor semifabricate cu dimensiuni mari;
- utilizarea unei structuri modulare pe cât posibil, ușor de adaptat;
- utilizarea aspectelor ce țin de ergonomie.

În ceea ce privește limitările router-ului CNC, vor consta în rigiditatea relativ scăzută datorită structurii din aluminiu, respectiv a masei totale scăzute, de aceea în faza inițială de stabilire a cerințelor nu putem să impunem cu exactitate o anumită precizie de prelucrare.

Precizia teoretică de prelucrare se va putea atinge decât după stabilirea calităților de materiale propuse spre a fi prelucrate și a tipurilor de operații pe care le vom realiza, împreună cu un studiu legat de deformațiile router-ului aflat sub acțiunea respectivelor forțe de așchiere rezultante din proces.

Pentru realizarea temei propuse, componentele care se găsesc în comerț vor fi selectate de la diverși producători împreună cu documentația tehnică aferentă, iar restul componentelor din cadrul router-ului CNC, i-se vor realiza desene de reper, tehnologia de fabricație. Cerințele generale stabilite în faza de proiectare a router-ului CNC, se

regănesc mai sus, iar cerințele specifice vor fi cuprinse în specificațiile tehnice, vezi tabelul 5.1.

Tabel 5.1 Specificațiile tehnice ale router-ului CNC

<b>Specificații tehnice:</b>	<b>Router CNC de frezat</b>
Cursa maximă a axei X:	900 [mm]
Cursa maximă a axei Y :	1350 [mm]
Cursa maximă a axei Z :	320 [mm]
Dimensiunea maxima a semifabricatului :	1330 x 880 x 300 [mm]
Dimensiuni de gabarit:	2051x1530x1844 [mm]
Viteza maximă de avans:	7.5 [m/min]
Unitate de control:	SIEMENS SINUMERIK 828D
Drivere de control:	SINAMICS S120 COMBI POWER
Masă totală CNC:	260 kg
Tipul de construcție a CNC-ului:	Tip Gantry
Calitate material structură:	Aliaj de aluminiu EN AW6060
Mecanism șurub-piuliță	Axa X, Y și Z
Diametrul șuruburilor cu bile	20 [mm]
Pasul șuruburilor cu bile	5 [mm]
Numărul total de motoare la acț. axelor:	4 (2-axa Y, 1-axa X, 1-axa Z)
<b>Motoarele de acționare a axelor:</b>	<b>SIMOTICS 1FK2104-5AF</b>
Construcția motorului:	Servomotor sincron
Putere:	0.375 [Kw] / 0.75 [Kw]
Moment:	2.4 [Nm] / 2.4 [Nm]
Turație nominală:	1500 [rpm] / 3000 [rpm]
<b>Arbore principal de frezat:</b>	<b>QN-13/18 18 BT ER32DX 220/380</b>
Pretabil la prelucrarea:	Aluminiu, plastic și lemn
Construcție motor:	Asincron - 2 poli/invertor
Tipul de antrenare a AP:	Motor integrat
Lăgăruire:	Rulmenți cu contact unghiular
Lubrifiere:	grăsimi - fără mentenanță
Puterea arborelui, S1/S6:	3 [Kw] / 3.6 [Kw]
Moment maxim arbore, S1/S6:	1.6 [Nm] / 1.9 [Nm]
Curent (S1-S6) 380 [V]	8 [A] (S1) / 8.5 [A] (S6)
Curent (S1-S6) 220 [V]	14 [A] (S1) / 15 [A] (S6)
Turația AP:	18000 [rpm]
Tipul de prindere a AP:	ER32
Schimbarea sculei de așchiere	Manuală
Voltaj:	220 [V] / 320 [V]
Direcția de rotație a AP:	CW
Tipul de răcire arbore:	aer ventilat
Greutate AP:	14 [kg]

### 5.1.2 Structura mașinii

Dificultatea autorului în ceea ce privește proiectarea router-ului CNC constă în găsirea soluțiilor constructive optime și respectarea cerințelor stabilite.

Concepția și proiectarea unui router CNC presupune parcurgerea și urmărirea unor etape:

- determinarea cerințelor;
- alegerea soluțiilor constructive;
- concepția modulelor liniare;
- calculul elementelor de acționare;
- alegerea sau proiectarea unui AP;
- stabilirea operațiilor de așchiere;
- stabilirea calității de material a semifabricatelor prelucrate;
- determinarea forțelor de așchiere rezultate din prelucrarea semifabricatelor alese;
- determinarea rigidității router-ului CNC;
- determinarea deformațiilor rezultate în funcție de forțele de așchiere;
- validarea rezultatelor în funcție de așteptări.

Forma construcției router-ului CNC tinde în asemănări cu structura unui robot cartezian de tip Gantry, la care asupra axei Z se va atașa un cap de frezat, ceea ce va conduce către următoarele avantaje: capacitate portantă ridicată, capacitate ridicată de a prelua forțe în prelucrare, viteze ridicate de deplasare, posibilități de reconfigurare rapidă cu costuri scăzute și acuratețe în poziționare. Aceste tipuri de mașini CNC se utilizează la prelucrarea unor semifabricate de dimensiuni mari și forme complexe, unde nu necesită o precizie ridicată în realizarea piesei finale.

Structura din care este confecționat router-ul CNC sunt tipizate de aluminiu de la firma Bosch, soluție utilizată datorită rapidității de realizare a cadrelor necesare susținerii altor componente și mecanisme, dar și a unor rigidități relativ bune. Acest mod de construcție permite realizarea unor configurații simple și ușoare în raport cu alte tipuri clasice, cum ar fi cele din fontă sau din structuri sudate de oțel. [140]

Transmisiile utilizate, având în vedere vitezele de lucru ale router-ului CNC sunt transmisiile mecanice consacrate de tip șurub-piuliță conferind sistemului o stabilitate sigură în funcționare și o precizie

ridicată. Dimensiunile de gabarit finale ale sistemului CNC proiectat și studiat sunt următoarele 2051x1530x1844 mm, iar masa acestui atinge valoarea de aproximativ 260 kg.

### 5.1.2.1 Ansamblul axa Y

În figura 5.3 se regăsește structura echipată a axei Y a router-ului CNC realizată din profile extrudate de aluminiu, structură realizată sub formă dreptunghiulară care va avea rolul de batiu. Construcția acesteia este realizată din profile de aluminiu de două dimensiuni, 120x40 (5) și 40x40 (6), iar masa de lucru (7) este constituită din profil cu dimensiunile de 80x20 de tip V-slot 2080.

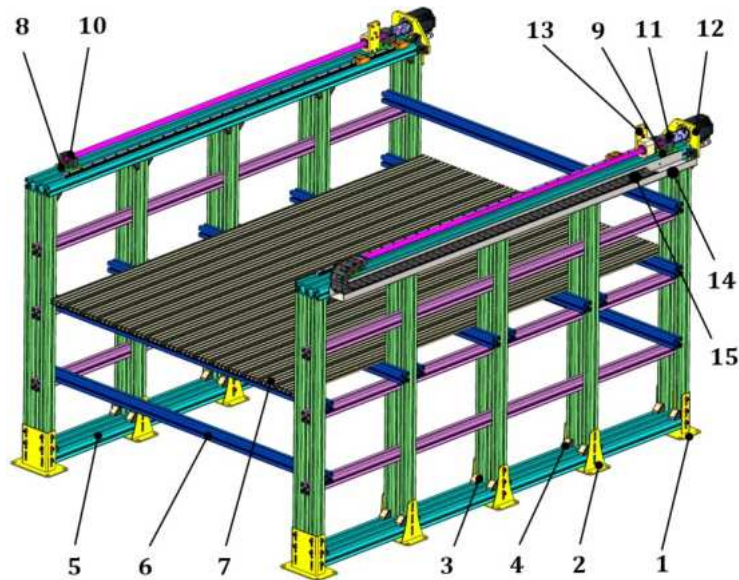


Fig. 5.3 Axa Y a router-ului CNC în vedere izometrică

Asigurarea și fixarea profilelor de aluminiu se realizează cu ajutorul colțarelor (4) de la Bosch Rexroth de dimensiunea 30x30, dar și cu piulițe de tip T-N10 (3) dedicate acestor tipuri de asamblări. Toată structura axei Y, respectiv a întregului CNC este susținută de patru suporturi (1) situați în partea inferioară și la colțurile acestuia, completați de încă șase suporturi (2) intermediari. Aceștia sunt confecționați din tablă plană și îndoită având grosimea de 5 mm și calitatea materialului de tip S235J2, iar rolul acestor suporturi este acela de a asigura o fixare și o rigiditate optimă, permițând din organele de asamblare o reglare pe înălțime pentru asigurarea planeității de montaj a CNC-ului.

Plăcile de legătură și centrare (8) și (9) asigură fixarea unităților mobile de rulmenți (10) de tip BF15 și a unităților fixe de rulmenți (11) de tip BK15. Unitățile de rulmenți prezentate vor constitui sistemul de lăgăruire a șuruburilor cu bile. Cele două plăci (12) vor realiza fixarea motoarelor necesare antrenării, au grosime de 10 mm și sunt din aluminiu EN AW 6060-T6.

Legătura dintre suportul piuliței cu bile și axa X a router-ului se obțin prin plăcile (13) care au o grosime de 8 mm și o calitate a materialului de tip EN AW 6060-T6. Sprijinul cablurilor în timpul deplasării axei Y se realizează cu ajutorul jgheabului (14) și a lanțului port cabluri (15) care va asigura și protecția acestuia.

Modulul de translație liniară ce asigură deplasarea structurii axei X pe structura axei Y, figura 5.4, este realizată din două transmisii mecanice ce constituie un lanț cinematic de tip motor-cuplaj-șurub-piuliță cu bile. Celor două module de deplasare se vor realiza și aplica reglaje pentru a le sincroniza, ca deplasarea liniară să fie paralelă, respectiv trebuie să ne asigurăm că este respectată perpendicularitatea structurii axei X pe structura axei Y.

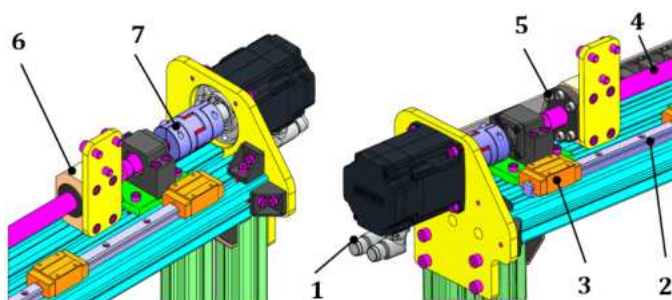


Fig. 5.4 Modulul de translație liniară ce asigură deplasarea axei X

Servo-motoarele utilizate sunt de la Siemens Simotics (1) de tip S-1FK2X04-4XX00, sincrone și vor asigura fiecare o putere nominală de  $P=0.75$  Kw, un moment  $M=2,4$  Nm, iar rotația șurubului cu bile va fi cuprinsă între 1500-3000 rpm. Menținerea liniară a deplasării axei X este realizată cu ajutorul a două ghidaje liniare, constituite din două șine liniare (2) și patru sănii (3) de tip TRS15VN-XN. Șuruburile cu bile (4), două la număr, au un diametru egal cu 20 mm iar pasul acestora este de 5 mm, ele fiind conectate la servomotoare cu ajutorul a două cuplaje elastice (7) de tip GES2M\_19\_24. Deplasarea axei X o realizează piulițele (5) de tip SFU aferente șuruburilor cu bile, care convertesc mișcarea de rotație a șurubului în mișcare de translație iar pentru a se realiza



conexiunea mai departe acestea sunt îmbrăcate de un „bracket” (6), realizate din aluminiu EN AW 6060-T6. Dimensiunile de gabarit finale ale axei Y sunt 2051x1570x1226 mm iar masa acestora este de 185 kg.

### 5.1.2.2 Ansamblul axa X

În figura 5.5 este prezentată structura echipată a axei X a router-ului CNC, structura acestei axe este formată din două profile de aluminiu extrudate de dimensiuni 120x40 (1) și două profile de aluminiu de dimensiuni 40x40 (2), care formează un tot unitar sub formă pătratică conform figurii 5.6.

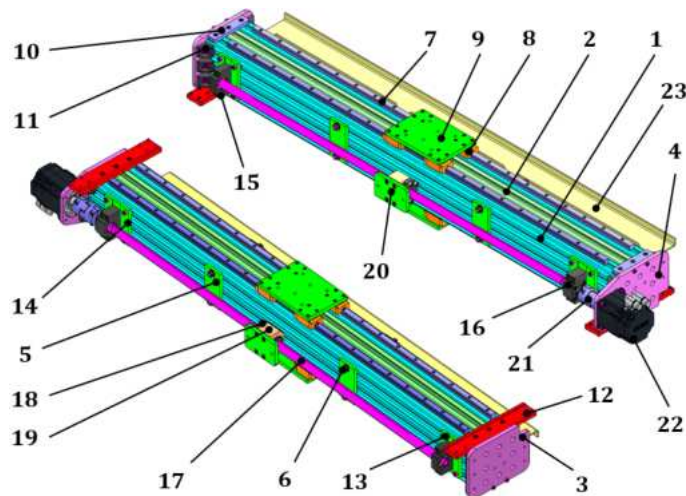


Fig. 5.5 Axă X a router-ului CNC în vedere izometrică de sus și jos

Profilele de aluminiu sunt fixate și legate între ele de către plăcile (3) și (4), realizate din EN AW 6060-T6 de grosime 10 mm.

Mentținerea profilelor în zona de mijloc pentru a nu forma diferite săgeți sau încovoieri este realizată de către patru plăci (5) împreună cu prezoanele (6) de M8 și piulițele aferente. Pentru deplasarea liniară a axei Z avem atașat pe cadrul din profilele de aluminiu a axei X, patru ghidaje. Două ghidaje în partea superioară și două ghidaje în partea inferioară, constituite din patru șine liniare (7) și opt sănii (8) de tip TRS15VN-XN. Atât pe partea superioară cât și inferioară a axei, pe cele patru sănii (8) se vor atașa două plăci (9) din aluminiu și de grosime 10 mm, care vor constitui legătura rigidă cu următoarea axă, axa Z. Plăcile de legătură (10) vor asigura o centrare a profilelor de aluminiu dar și o rigiditate sporită. Legătura dintre plăcile (3) și (4) cu structura din profilele de aluminiu se vor realiza cu ajutorul unui număr de nouă

colțare (11) de la Bosch Rexroth de dimensiunea 30x30, dar și cu piulițe aferente de tip T-N10.

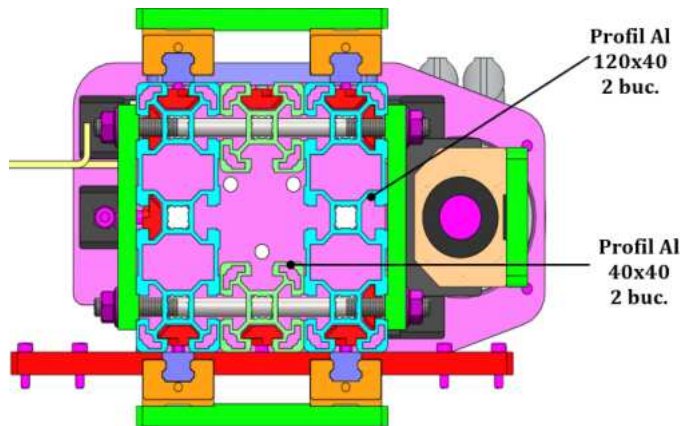


Fig. 5.6 Secțiune transversală prin axa X a router-ului CNC

Tot ansamblul axei X se va așeza și fixa pe ghidajele axei Y cu ajutorul plăcilor (12), plăci realizate din aluminiu EN AW 6060-T6. Pentru centrarea și fixarea corectă a unităților de rulmenți, atât cei fiși (15) cât cei mobili (16) pe structura axei X, este nevoie de adăugarea plăcilor (13) și (14) de grosime 8 mm. La realizarea modului de translație liniară utilizăm un șurub cu bile (17) de diametrul 20 mm și pas de 5 mm în corelație cu o piuliță BF (18) și un bracket (19) pe care se va monta placa (20) care va antrena în mișcare liniară axa Z. Servomotorul sincron (22) de la Siemens Simotics de tip S-1FK2X04-4XX00, se va monta pe placa (4) iar transmiterea mișcării de rotație către șurubul cu bile se va realiza printr-un cuplaj elastic (21) de tip GES2M. Componenta de tip jgheab (23) are rolul de a susține lanțul port cabluri în timpul executării mișcării de translație. Dimensiunile de gabarit finale ale axei Y sunt 1430x292x186 iar masa acesteia este de 36 kg.

### 5.1.2.3 Ansamblul axa Z

Ansamblul ce constituie axa Z, se regăsește în figura 5.7, iar structura acesteia este realizată din profilele de aluminiu (1) și (2) de dimensiuni 120x40. În partea superioară structurii se regăsește placa (3) de grosime 10 mm, realizată din aluminiu EN AW 6060-T6 cu rol de fixare și susținere a servomotorului. Traversa (4) realizată din tablă îndoită de aluminiu de grosime 8 mm, are rolul de a rigidiza întreaga structură dar și de a minimiza deformațiile structurii atunci când arborele principal de frezat se află în așchiere.

Structura din profile (1) și (2), respectiv placa (3) este asigurată prin elementele de tip colțar (5) de la Bosch Rexroth având dimensiunile de 30x30, în număr total de nouăsprezece bucăți, ancorate în canalul profilelor de aluminiu cu piulițe de tip T-N10.

Pentru deplasarea liniară a AP pe verticală vom utiliza două ghidaje liniare montate pe lateralul profilului de aluminiu (2), iar acestea conțin două șine liniare (6) și patru sănii (7) de tip TRS15VN-XN.

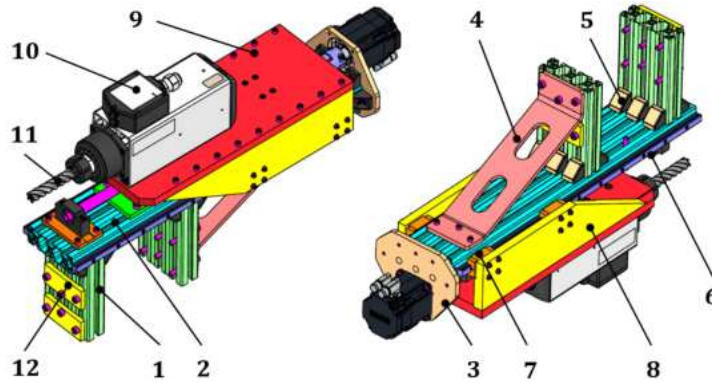


Fig. 5.7 Axa Z a router-ului CNC în vedere izometrică

AP de frezat (10) împreună cu freza deget (11) se va monta pe placa de aluminiu (9), iar această placă se va îmbina cu plăcile (8), care mai departe vor fi fixate pe ghidajele liniare. Semifabricatele plane (8) și (9) sunt realizate din tablă de 20 mm cu calitatea materialului de tip EN AW 6060-T6. Plăcile (12) având grosimea 10 mm și în număr de trei bucăți împreună cu traversa (4) vor constitui legătura structurii axei Z la structura axei X.

Modulul de translație liniară a axei Z, figura 5.8, este constituit dintr-o transmisie mecanică de tip șurub-piuliță cu bile. Unitatea de rulment mobilă BF15 (15) și unitatea de rulment fixă BK15 (16) se vor centra și fixa cu ajutorul plăcilor (13) și (14), plăci care au grosimea de 10 mm.

Șurubul cu bile (19) cu diametrul de 20 mm și pasul de 5 mm, se va lagărui în unitățile de rulment amintite iar în continuare va fi conectat la servomotorul sincron (17) prin intermediul unui cuplaj elastic (18) de tip GES2M. Pe piulița SFU (20) aferentă șurubului cu bile se va introduce unitatea de tip „bracket” (21) care se va solidariza cu organele de asamblare de placa de susținere a arborelui principal. Placa (22) are rolul de a realiza conexiunea cu unitatea de tip „bracket” a ansamblului axei X, pentru a putea realiza mișcarea de translație liniară a axei Z. Dimensiunile de gabarit finale ale axei Z sunt 820x212x467.5 mm în poziția ridicată iar masa acesteia împreună cu AP este de 39 kg.

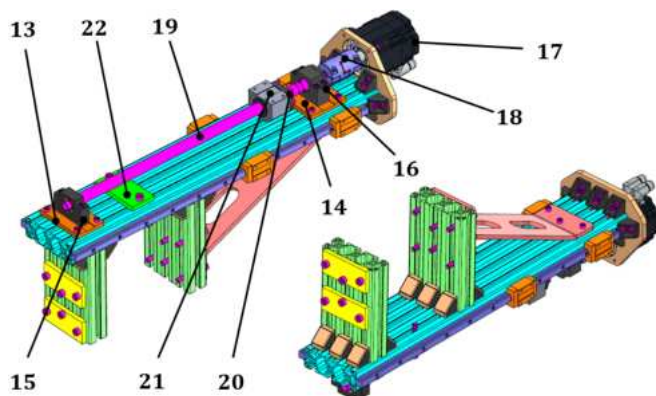


Fig. 5.8 Axa Z a router-ului CNC în vedere izometrică (componente ascuse)

### 5.1.3 Prezentarea router-ului CNC

Autorul a proiectat un router CNC de frezat cuprins în proiectul cu titlul, „Echipamente tehnologice pentru practica studenților în cadrul atelierului mecanic al Universității Tehnice din Cluj-Napoca”, cod proiect: CNFIS-FDI-2021-0249, domeniul: „Asigurarea funcționării în bune condiții a grădinilor botanice universitare, a stațiunilor didactice, a bazelor de practică și a altor infrastructuri de susținere a activităților didactice, din cadrul universităților”.

Echipamentul complet realizat fizic se regăsește în spațiul denumit „Atelierul mecanic” din cadrul Universității tehnice din Cluj-Napoca și este constituit din structura mecanică, figura 5.9-5.10 și dulapul de control echipat complet cu tehnologie de actualitate, figura 5.11-5.12.



Fig. 5.9 Router CNC – vedere laterală



Fig. 5.10 Router CNC – vedere frontală

Pentru ca proiectul să decurgă în condiții normale s-au realizat desene de ansamblul și de reper împreună cu tehnologia de fabricație, iar acestea au fost verificate și aprobate de responsabili de proiect, vezi anexa 1. Structura mecanică a router-ului este construită din ansamblul de tip batiu al axei Y, ansamblul de tip traversă conținută de axa X și de ansamblul axei Z împreună cu AP de la HITECO care este cu prindere manuală ER32.



Fig. 5.11 Dulap automatizare router CNC  
- închis



Fig. 5.12 Dulap automatizare router CNC  
- cu componentele aferente

Dulapul de control conține o multitudine de componente, figura 5.13-5.15, cum ar fi: unitatea de control al celor patru motoare și al AP (Sinamics S120 Combi Power: 6SL3111-4VE21-6FA2), convertizorul de frecvență al AP, sursa de curent de 16 kW (Line Reactor: 6SL3100-0EE21-6AA0), sursa de curent de 24v (SITOP PSU300S: 6AG1436-2BA10-7AA0), placa de intrări și ieșiri analogice-digitale (Sinumerik I/O Module: 6FC5311-0AA00-1AA0), controler numeric orizontal (SINUMERIK 828D: 6FC5370-5AA40-0AA0), panou de comanda cu tastatura și butoane de pornire și oprire ( Sinumerik MCP 483C PN: 6FC5303-0AF22-0AA1) și telecomandă de tip MPG pentru control manual (MINI HHU TO MCP-PPU: 6FX2006-1BG20), etc;

Structura dulapului este realizată de asemenea din profile de aluminiu iar pereții frontali, de sus, jos și cel din spate sunt realizați și debițați pe laser din tabla de 2 mm (Inox 316L). Pentru o bună accesare vizuală a componentelor ce alcătuiesc dulapul de control pereții laterali sunt realizați din plexiglas de 5 mm grosime.

Răcirea dulapului are o importanță majoră, iar pentru asigurarea unui bun circuit a aerului s-au realizat pe panoul de jos orificii de răcire în dreptul unității de control cât și pe panoul din spate în partea superioară. Volumul total al dulapului recomandat de către Siemens raportat la conținutul acestuia este situat în jurul a 0.75 m<sup>3</sup>. Sistemul de răcire a unității de control se realizează cu ajutorul a două ventilatoare plasate pe panoul din spate în exterior (External Fan: 6SL3161-0EP00-0AA0).



**Sinamics S120 Combi Power**



**Line Reactor 16 kW**



**SITOP PSU300S**



**Sinumerik MCP 483C PN și MINI HHU TO MCP-PPU**



**Modul Sinumerik I/O**

Fig. 5.13 Componentele ce alcătuiesc dulapul de control al router-ului CNC



Fig. 5. 14 Controller CNC Orizontal SIEMENS: SINUMERIK 828D



Fig. 5. 15 Ventilator exterior de răcire dublu pentru unitatea Combi Power S120

Poziționarea panoului de control în dulap trebuie să asigure o ergonomie corectă, iar conform literaturilor de specialitate acesta trebuie plasat la nivelul ochilor operatorului la o cota de 1600 mm, figura 5.16.

Pentru a verifica din punct de vedere geometric calitatea asamblării s-au utilizat din dotarea universității aparaturile necesare efectuării acestor operații. Cu ajutorul brațelor de măsurare în coordonate, scannere 3D și lasere se vor efectua reglajele geometrice ce țin în principal de axele de mișcare și poziționarea AP, cum ar fi cele legate de: paralelism, perpendicularități, planeități și intersecția axelor. Așteptările autorului în ceea ce privesc toleranțele geometrice sunt de sub o zecime pentru echipamentul realizat. După poziționarea axelor pe structură se vor face reglajele jocurilor din axe pentru mecanismele șurub-piuliță cu bile, iar după un anumit număr de ore în funcționare se vor reverifica toleranțele geometrice și jocurile pentru validarea finală a caracteristicilor tehnice pentru router-ul CNC de frezat.

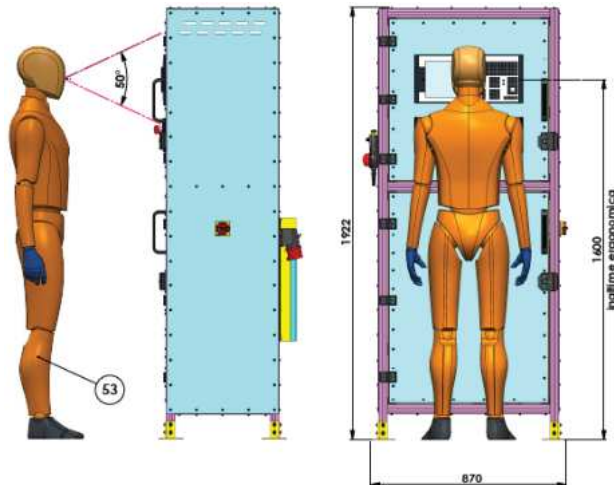


Fig. 5.16 Dulapul de control al router-ului CNC și poziția operatorului

## 5.2 Stabilirea operațiilor de frezare și determinarea forțelor de așchiere

Router-ul CNC cu cap de frezat proiectat pentru acest studiu va realiza operații de așchiere pe diferite tipuri de materiale: aluminiu, plastic, etc. Pentru a putea stabili precizia acestuia este necesar să se stabilească forțele de așchiere rezultate din procesul de prelucrare.

Calitățile de material a semifabricatelor prelucrate pe router-ul CNC sunt de tipul: EN AW 6012-T6, EN AW 6060-T6 și PA46, iar operațiile aplicate pe router sunt de frezare de tip slot, contur și planare, figura 5.17. Parametrii de așchiere pentru aceste operații vor fi corelate cu capacitatea AP de a realiza aceste prelucrări. Arborele principal utilizat se procură din comerț de la firma HITECO®, având codul de catalog: QN-13/18 18 BT ER32DX 220/380.

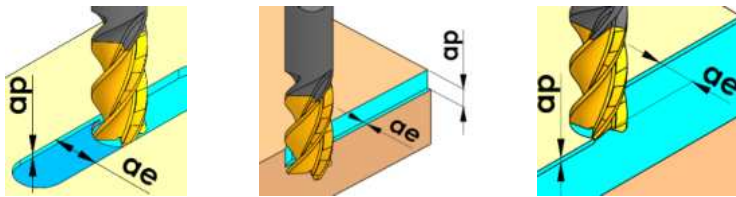


Fig. 5.17 Operațiile de frezare realizate pe router-ul CNC

Sculele utilizate pentru acest studiu sunt freze deget cu patru tășuri ( $z=4$ ) iar diametrele utilizate la calcularea forțelor de așchiere vor fi de 10 și 20 mm. Diametrul maxim de 20 mm este impus de forma de



prindere a AP care este de tip ER32. Avansurile pe dinte utilizate vor fi de 0,1 mm/dinte pentru freza deget de 10 mm, iar pentru freza de 20 mm avansul pe dinte va fi de 0,2 mm/dinte, aceste valori sunt recomandate de producători din domeniu. Adâncimile de aşchiere stabilite au valori de 1 [mm] pentru operaţia de degroşare şi 0,2 mm pentru operaţia de finisare. În stabilirea forţelor de aşchiere, a puterii şi a momentului se va utiliza un factor de prelucrabilitate aplicat pentru aluminiu având valoarea,  $C_m = 1.1$ , o uzură medie a sculei,  $W=1.2$ , iar AP cu motor integrat va avea un randament egal  $E = 0.9$ . [141]

Viteza de aşchiere recomandată de producătorii de scule pentru frezarea materialelor menţionate este de  $v_a=500$  m/min, rezultând o turaţie a sculei de  $n_s=15916$  rpm pentru freza de 10 mm şi  $n_s=7958$  rpm pentru freza de 20 mm.

Printre toate cele prezentate mai sus se va regăsi şi un caz critic de prelucrare, iar acesta se va aplica materialului EN AW 6012-T6, material care este caracterizat printr-o rezistenţă mecanică ridicată. Acest caz critic va ajuta proiectantul pentru a previziona capacităţile şi deformaţiile router-ului CNC la solicitări ridicate.

Aspectele şi recomandările în cazul prelucrărilor mecanice pe aliaje de aluminiu sunt enumerate în mai jos:

- pentru a nu lăsa urme pe material, este necesară aplicarea unor metode adecvate de fixare a semifabricatelor pe masa de lucru, acest lucru se întâmplă datorita modulului de elasticitate mai scăzut cu aprox. 60% în raport cu oţelurile;

- conductivitatea termică ajută la disiparea căldurii generată în timpul prelucrării iar de cele mai multe ori căldura este îndepărtată odată cu aşchia, se pretează utilizarea unor viteze mari de aşchiere;

- aliajele de aluminiu au un coeficient de dilatare de aprox. două ori faţă de oţel, iar dacă este necesar să avem o stabilitate dimensională ridicată este nevoie să evităm încălzirea semifabricatului; [142]

- pentru obţinerea unor rugozităţi superioare, în cazul aliajelor de aluminiu este importantă şi strategia de prelucrare şi alegerea unei scule adecvate pentru aplicaţia propusă, [143].

### **5.2.1 Frezarea pieselor din aluminiu EN AW 6012-T6**

La stabilirea forţelor de aşchiere necesare simulării structurii router-ului un prim material ales este aluminiul EN AW-6012-T6, utilizat la diverse aplicaţii datorită proprietăţilor mecanice superioare dintre aceste serii de aluminiu dar şi a proprietăţilor extraordinare în ceea ce

privește prelucrabilitatea. Ca și aplicații, acest material este utilizat la fabricarea: componentelor de frânare la autoturismelor, la blocurile hidraulice, supape hidraulice, pistoane și multe altele. Valorile proprietăților mecanice mai ridicate decât la alte aliaje de aluminiu, sunt perfecte pentru a stabili un caz critic de frezare, iar aceste valori se vor regăsi în tabelul 5.2.

Tabel 5.2 Proprietățile mecanice, aluminiu EN AW 6012-T6 [144] [145]

Densitate	2740 kg/m <sup>3</sup>
Modulul de elasticitate, E	70 GPa
Coeficientul Poisson's	0.33
Duritate Brinel	105 HB
Rezistența mecanică	310 MPa
Limita de curgere	260 Mpa

### 5.2.1.1 Operația de frezare de tip slot – degroșare și finisare

În tabelul 5.3, se regăsesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare a unui slot pe un material de tip aluminiu EN AW 6012-T6.

Tabel 5.3 Scule, parametri și forțele de așchiere pentru material 6012-T6 la frezarea unui slot de degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p=1$	$a_p=1$	$a_p=0.2$	$a_p=0.2$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e=10$	$a_e=20$	$a_e=10$	$a_e=20$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T=78.1$	$F_T=156.2$	$F_T=15.6$	$F_T=31.2$
Forța radială de așch. [N]	$F_R=43$	$F_R=85.9$	$F_R=8.6$	$F_R=17.2$
Forța axială de așch. [N]	$F_A=19.5$	$F_A=39$	$F_A=3.9$	$F_A=7.8$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a=0.39$	$M_a=1.56$	$M_a=0.08$	$M_a=0.31$
Puterea motorului [Kw]	$P_m=1.14$	$P_m=2.30$	$P_m=0.23$	$P_m=0.46$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=637$	$Q_m=1273$	$Q_m=127$	$Q_m=255$

### 5.2.1.2 Operația de frezare pe contur – degroșare și finisare

În tabelul 5.4, se regăsesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare pe contur aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6012-T6.

Tabel 5.4 Scule, parametri și forțele de așchiere pentru material 6012-T6 la frezare pe contur de degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p=5$	$a_p=5$	$a_p=5$	$a_p=5$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e=1$	$a_e=1$	$a_e=0.2$	$a_e=0.2$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T=74.4$	$F_T=111.6$	$F_T=37.2$	$F_T=111.6$
Forța radială de așch. [N]	$F_R=40.9$	$F_R=61.4$	$F_R=20.5$	$F_R=61.4$
Forța axială de așch. [N]	$F_A=18.6$	$F_A=27.9$	$F_A=9.3$	$F_A=27.9$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a=0.37$	$M_a=1.12$	$M_a=0.19$	$M_a=1.12$
Puterea motorului [Kw]	$P_a=1.09$	$P_a=1.66$	$P_a=0.56$	$P_a=1.66$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=531$	$Q_m=730$	$Q_m=227$	$Q_m=730$

### 5.2.1.3 Operația de frezare plană – degroșare și finisare

În tabelul 5.5, se regăsesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare la frezarea de planare, aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6012-T6.

Tabel 5.5 Scule, parametri și forțele de așchiere pentru material 6012-T6 la frezarea de planare la degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p=1$	$a_p=1$	$a_p=0.2$	$a_p=0.2$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e=8$	$a_e=16$	$a_e=8$	$a_e=16$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T=54.7$	$F_T=109.4$	$F_T=10.9$	$F_T=21.9$
Forța radială de așch. [N]	$F_R=30.1$	$F_R=60.2$	$F_R=6$	$F_R=12$
Forța axială de așch. [N]	$F_A=13.7$	$F_A=27.4$	$F_A=2.7$	$F_A=5.5$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a=0.27$	$M_a=1.09$	$M_a=0.05$	$M_a=0.22$
Puterea motorului [Kw]	$P_a=0.8$	$P_a=1.61$	$P_a=0.14$	$P_a=0.32$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=509$	$Q_m=1019$	$Q_m=102$	$Q_m=730$

### 5.2.2 Frezarea pieselor din aluminiu EN AW 6060-T6

Alegerea aliajului de aluminiu EN AW 6060-T6 pentru stabilirea forțelor de așchiere rezultate în timpul prelucrării pe router-ul CNC s-a datorat faptului că acesta este un material uzual și utilizat într-o gamă vastă de aplicații cu proprietăți excepționale în ceea ce privește prelucrabilitatea și sudabilitatea acestuia. Se utilizează în industria auto, aeronautică, în industria de mobilă, dar pe total se utilizează la obținerea unor componente unde este important ca și criteriu calitatea suprafeței, respectiv rugozitatea. În tabelul 5.6 se regăsesc proprietățile mecanice

asociate aliajului de aluminiu EN AW 6060-T6, unde putem menționa că rezistența mecanică a acestuia este de minim 190 MPa.

Tabel 5.6 Proprietățile mecanice, aluminiu EN AW 6060-T6 [146]

Densitate	2710 [kg/m <sup>3</sup> ]
Modulul de elasticitate, E	69.5 [GPa]
Coeficientul Poisson's	0.35
Duritate Brinel	65 [HB]
Rezistența mecanică	190 [MPa]
Limita de curgere	150 [MPa]

### 5.2.2.1 Operația de frezare slot – degroșare și finisare

În tabelul 5.7, se regăesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare a unui slot pe un material de tip aluminiu EN AW 6060-T6.

Tabel 5.7 Scule, parametri și forțele de așchiere pentru material 6060-T6 la frezare slot de degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p=1$	$a_p=1$	$a_p=0.2$	$a_p=0.2$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e=10$	$a_e=20$	$a_e=10$	$a_e=20$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T=47.9$	$F_T=95.8$	$F_T=9.6$	$F_T=19.2$
Forța radială de așch. [N]	$F_R=26.3$	$F_R=52.7$	$F_R=5.3$	$F_R=10.6$
Forța axială de așch. [N]	$F_A=12$	$F_A=24$	$F_A=2.4$	$F_A=4.8$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a=0.24$	$M_a=0.96$	$M_a=0.05$	$M_a=0.19$
Puterea motorului [Kw]	$P_a=0.71$	$P_a=1.41$	$P_a=0.14$	$P_a=0.28$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=637$	$Q_m=1273$	$Q_m=127$	$Q_m=255$

### 5.2.2.2 Operația de frezare contur – degroșare și finisare

În tabelul 5.8, se regăesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare pe contur aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6060-T6.

Tabel 5.8 Scule, parametri și forțele de așchiere pentru material 6060-T6 la frezare pe contur de degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p=5$	$a_p=5$	$a_p=5$	$a_p=5$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e=1$ mm	$a_e=1$	$a_e=0.2$	$a_e=0.2$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T=47.9$	$F_T=71.8$	$F_T=23.9$	$F_T=23.9$

Continuare tabel 5.8

Forța radială de așch. [N]	$F_R = 26.3$	$F_R = 39.5$	$F_R = 13.1$	$F_R = 13.1$
Forța axială de așch. [N]	$F_A = 12$	$F_A = 18$	$F_A = 6$	$F_A = 6$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a = 0.24$	$M_a = 0.72$	$M_a = 0.12$	$M_a = 0.24$
Puterea motorului [Kw]	$P_a = 0.71$	$P_a = 1.06$	$P_a = 0.36$	$P_a = 0.36$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m = 531$	$Q_m = 730$	$Q_m = 227$	$Q_m = 320$

### 5.2.2.3 Operația de frezare plană – degroșare și finisare

În tabelul 5.9, se regăsesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare la frezarea de planare, aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6060-T6.

Tabel 5.9 Scule, parametri și forțele de așchiere pentru material 6060-T6 la frezarea de planare la degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p = 1$	$a_p = 1$	$a_p = 0.2$	$a_p = 0.2$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e = 8$	$a_e = 16$	$a_e = 8$	$a_e = 16$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z = 0.1$	$f_z = 0.2$	$f_z = 0.1$	$f_z = 0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T = 33.5$	$F_T = 67$	$F_T = 6.7$	$F_T = 13.4$
Forța radială de așch. [N]	$F_R = 18.4$	$F_R = 36.9$	$F_R = 3.7$	$F_R = 7.4$
Forța axială de așch. [N]	$F_A = 8.4$	$F_A = 16.8$	$F_A = 1.7$	$F_A = 3.4$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a = 0.17$	$M_a = 0.67$	$M_a = 0.03$	$M_a = 0.13$
Puterea motorului [Kw]	$P_a = 0.5$	$P_a = 0.99$	$P_a = 0.09$	$P_a = 0.19$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m = 509$	$Q_m = 1019$	$Q_m = 102$	$Q_m = 204$

### 5.2.3 Frezarea pieselor din plastic

Materialele din plastic vor constitui o altă gamă de materiale care se vor prelucra cu ajutorul router-ului CNC. Gama calităților de materiale din plastic este uriașă, dar putem evidenția cele mai utilizate cum ar fi componentele din ABS, PEEK, PVC, PTFE poliamidă și cele acrilatice (PMMA). Frezarea materialelor de plastic vor presupune o atenție sporită la prelucrarea acestora datorită faptului că se pot supraîncălzi și topi în timpul așchierii, deoarece acestea pierd căldura mult mai lent decât metalele. Astfel se recomandă utilizarea emulsiei de răcire, iar acolo unde nu ne permite acest lucru răcire cu aer. Iar pe lângă asta trebuie să avem în vedere că posibilitatea de dilatare termică poate ajunge de până la zece ori mai mare decât la metale. Domeniile de aplicație în care se folosesc componente din plastic putem enumera: industria de automobile, industria de electrocasnice, industria de electronice, industria aviatică, industria medicală și industria generală.

Tabel 5.10 Proprietățile mecanice ale diferitelor tipuri de plastic [147]

Denumire	Acronim	Densitate [kg/m <sup>3</sup> ]	R <sub>m</sub> [Mpa]	Temp. de topire [°C]
Acrilonitril Butadien Stiren	ABS	1050	50.5	amorf
Polieteretercetona	PEEK	1300	92	334
Poliamidă 11	PA 11	1045	47	190
Poliamidă 12	PA 12	1015	45	190
Poliamidă 4.6	PA46	1180	100	272.5
Poliamidă 6	PA6	1130	66.5	223
Poliamidă 6.6	PA66	1140	82.5	257.5
Polietilen tereftalat	PET	1375	55	255
Clorura de polivinil (dur)	PVC-U	1450	48.25	amorf
Politetrafluoretilenă (teflon)	PTFE	2175	30.5	327
Poli (metacrilat de metil)	PMMA	1185	75	amorf
Poli carbonat	PC	1210	70	267
Polipropilenă	PP	904.5	27.5	162.5
Polietilenă	HDPE	952.5	26	121
Tereftalat de polibutilenă	PBT	1300	50	120

În tabelul 5.10 sunt prezentate densitatea, rezistența mecanică și punctul de topire pentru o gamă restrânsă de materiale din plastic, cele mai des utilizate în prelucrările prin așchiere cu ajutorul cărora executăm diferite componente, necesare în diverse aplicații.

Pentru stabilirea forțelor de așchiere ce acționează a supra router-ului CNC la prelucrarea materialelor din plastic, vom lua în considerare materialul care are rezistența mecanică cea mai mare din lista prezentată și anume vom alege poliamida 4.6 (PA46) care prezintă o rezistență mecanică în jurul valori de 100 [Mpa].

Alegerea acestui material sa făcut datorită rezistenței mecanice ridicate față de celelalte materiale din plastic pentru a le include și acoperiri, astfel putem considera că router-ul CNC nu va avea probleme în a prelucra celelalte tipuri de materiale.

În calcularea forțelor de așchiere aplicate materialului PA46, se va considera cazul cel mai nefavorabil când vom utiliza o freze deget cu patru tășuri de diametre egale cu 10 și 20 [mm], deși la prelucrarea plasticului se utilizează preponderent freze cu două sau chiar un tăș,

pentru a nu introduce căldură în material. Parametri de aşchiere vor ţine seama de AP utilizat în construcţia router-ului CNC şi se va păstra acelaşi principiu ca şi la prelucrarea aluminiului. [148]

### 5.2.3.1 Operaţia de frezare slot – degroşare şi finisare

În tabelul 5.11, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare a unui slot pe un material de tip poliamida 4.6 (PA46).

Tabel 5.11 Sculele, parametrii şi forţele de aşchiere pentru material PA46 la frezare slot de degroşare şi finisare[116]

Tipul operaţiei	Degroşare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de aşchiere [mm]	$a_p=1$	$a_p=1$	$a_p=0.2$	$a_p=0.2$
Lăţimea de aşchiere [mm]	$a_e=10$	$a_e=20$	$a_e=10$	$a_e=20$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forţa tangenţială de aşch. [N]	$F_T=25.2$	$F_T=50.4$	$F_T=5$	$F_T=10.1$
Forţa radială de aşch. [N]	$F_R=13.9$	$F_R=27.7$	$F_R=2.8$	$F_R=5.6$
Forţa axială de aşch. [N]	$F_A=6.3$	$F_A=12.6$	$F_A=1.25$	$F_A=2.5$
Momentul de aşchiere [Nm]	$M_a=0.13$	$M_a=0.5$	$M_a=0.03$	$M_a=0.1$
Puterea motorului [Kw]	$P_a=0.38$	$P_a=0.73$	$P_a=0.09$	$P_a=0.14$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=637$	$Q_m=1273$	$Q_m=127$	$Q_m=255$

### 5.2.3.2 Operaţia de frezare contur – degroşare şi finisare

În tabelul 5.12, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare pe contur aplicate materialului de tip poliamida 4.6 (PA46).

Tabel 5.12 Sculele, parametrii şi forţele de aşchiere pentru material PA46 la frezare pe contur de tip degroşare şi finisare[116]

Tipul operaţiei	Degroşare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Adâncimea de aşchiere [mm]	$a_p=5$	$a_p=5$	$a_p=5$	$a_p=5$
Lăţimea de aşchiere [mm]	$a_e=1$	$a_e=1$	$a_e=0.2$	$a_e=0.2$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forţa tangenţială de aşch. [N]	$F_T=25.2$	$F_T=37.8$	$F_T=12.6$	$F_T=12.6$
Forţa radială de aşch. [N]	$F_R=13.9$	$F_R=20.8$	$F_R=6.9$	$F_R=6.9$
Forţa axială de aşch. [N]	$F_A=6.3$	$F_A=9.5$	$F_A=3.2$	$F_A=3.2$
Momentul de aşchiere [Nm]	$M_a=0.13$	$M_a=0.38$	$M_a=0.06$	$M_a=0.13$
Puterea motorului [Kw]	$P_a=0.38$	$P_a=0.56$	$P_a=0.18$	$P_a=0.19$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=531$	$Q_m=730$	$Q_m=227$	$Q_m=320$

### 5.2.3.3 Operația de frezare plană – degroșare și finisare

În tabelul 5.13, se regăesc valorile forțelor de așchiere rezultate pentru operațiile de degroșare și finisare la frezarea de planare, aplicate materialului de tip poliamida 4.6 (PA46).

Tabel 5.13 Sculele, parametrii și forțele de așchiere pentru material PA46, la operația de frezare plană de tip degroșare și finisare [116]

Tipul operației	Degroșare		Finisare	
	10 mm	20 mm	10 mm	20 mm
Diam. freză deget				
Adâncimea de așchiere [mm]	$a_p=1$	$a_p=1$	$a_p=0.2$	$a_p=0.2$
Lățimea de așchiere [mm]	$a_e=8$	$a_e=16$	$a_e=8$	$a_e=16$
Avansul pe dinte [mm/dinte]	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$	$f_z=0.1$	$f_z=0.2$
Forța tangențială de așch. [N]	$F_T=17.6$	$F_T=35.3$	$F_T=3.5$	$F_T=7.1$
Forța radială de așch. [N]	$F_R=9.7$	$F_R=19.4$	$F_R=1.9$	$F_R=3.9$
Forța axială de așch. [N]	$F_A=4.4$	$F_A=8.8$	$F_A=0.9$	$F_A=1.8$
Momentul de așchiere [Nm]	$M_a=0.09$	$M_a=0.35$	$M_a=0.02$	$M_a=0.07$
Puterea motorului [Kw]	$P_a=0.27$	$P_a=0.51$	$P_a=0.06$	$P_a=0.1$
Vol. de material îndepărtat [cm <sup>3</sup> /min]	$Q_m=509$	$Q_m=1019$	$Q_m=102$	$Q_m=204$

## 5.3 Stabilirea preciziei de prelucrare a router-ului CNC

În ingineria modernă și în industria prelucrărilor mecanice există câteva problemele de actualitate care sunt legate de creșterea calității produselor și a productivității. Pentru învingerea acestor probleme este nevoie ca m-u CNC să respecte precizia și acuratețea impusă de destinația aplicațiilor pentru care a fost proiectată.

În realitate datorită mai multor tipuri de erori însumate, figura 5.18, m-u CNC nu poate îndeplini în anumite situații cerințele prestabilite. Erorile rezultate se vor propaga într-un tot unitar și vor genera precizia m-u CNC, iar printre principalele erori se enumeră: erori introduse de forțele de așchiere, erori rezultate din dilatațiile termice, erori cinematice și geometrice, respectiv erorile generate la fixarea semifabricatelor, etc.

Erorile cinematice și geometrice sunt generate în principal de geometria structurii incluzând factori legați de calitatea asamblării realizate și de design, iar soluțiile și componentele utilizate (șuruburi cu bile, ghidaje liniare, etc) pot afecta acuratețea și precizia mișcărilor relative dintre subansamble și preciziile de poziționare. Standardul ISO 230-1 se ocupă cu reglementarea geometriei axelor prin măsurare și evaluare, cu mențiunea că acest standard nu se concentrează pe încercările funcționale ale acestuia (vibrații, avansuri, încărcări, etc).



Testele geometrice au în vedere verificarea dimensiunilor și a geometriei legate de componentele ce alcătuiesc m-u și poziția lor relativă. Operațiunile care sunt incluse în testele geometrice și cele care afectează într-o oarecare măsură precizia m-u sunt cele de verificare a perpendicularității, a paralelismelor, a planeității și a intersecției axelor efectuate în spațiul de lucru a acesteia. Erorile geometrice se pot amplifica în cazul efectuării unor operații de prelucrare la care vom utiliza cele trei axe ale mașinii prin interpolare, [149].

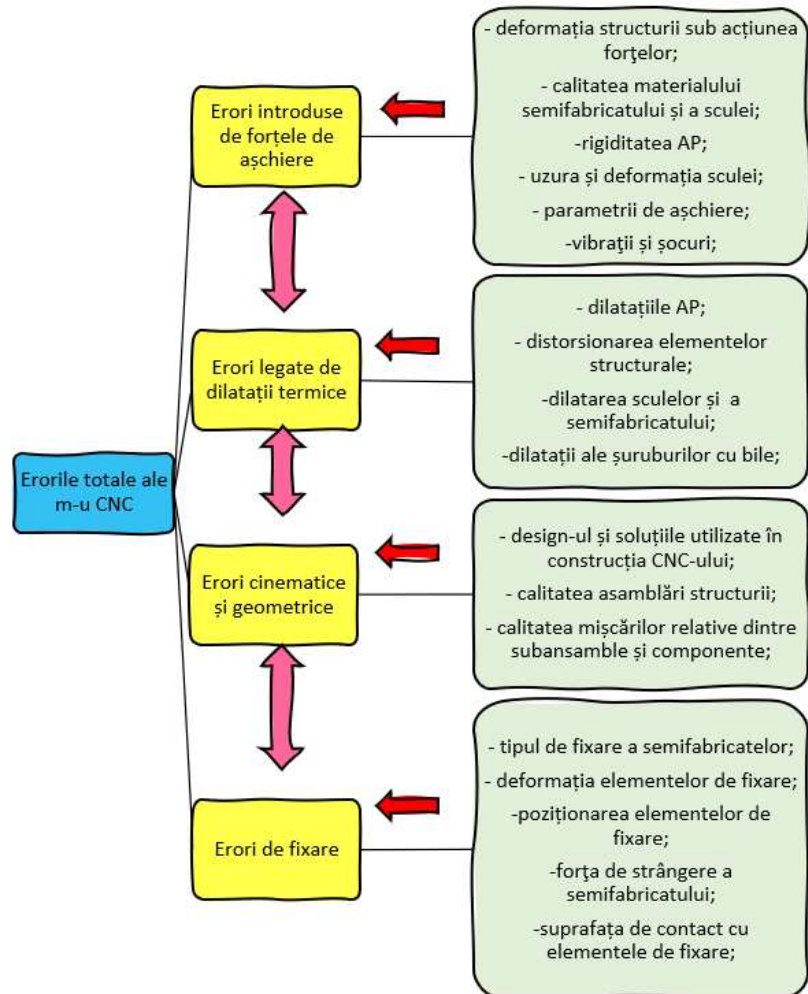


Fig. 5.18 Erorile totale ale m-u CNC și factorii care intervin, adaptat [149]

Erorile produse de dilatațiile termice și care sunt introduse în sistemul m-u contribuie la scăderea preciziei iar acestea pot fi compuse

din: dilatațiile AP, a sculelor, a semifabricatului și a componentelor cinematice.

Erorile de fixare a semifabricatului pot fi influențate de factorul uman, dar și de alți factori cum ar fi cel datorat sistemului de fixare, de forțele de strângere și mărimea suprafeței de contact.

Erorile introduse de forțele de aşchiere au în principal o semnificație importantă asupra performanței m-u, respectiv a preciziei de prelucrat.

Forțele rezultate din procesul de aşchiere introduc deformații asupra structurii m-u dar și asupra sistemului de AP. Majoritatea producătorilor de m-u și echipamente CNC aleg să execute din fontă elementele structurale pentru obținerea unor rigidități superioare. Construcțiile din fontă măresc extrem de mult greutatea m-u, lucru benefic pentru rigiditatea mașinii dar și a faptului că materialele din fontă ajută foarte mult la amortizarea vibrațiilor.

Din punct de vedere economic realizarea structurii unui router CNC din profilele de aluminiu este mult mai favorabilă din punct de vedere economic, însă rigiditatea rezultată este mult mai scăzută, respectiv precizia rezultată. Pentru a crește rigiditatea, respectiv precizia unei astfel de structuri se insistă la adăugarea unui număr mare de traverse, nervuri și profile.

O simplă clasificare a mașinilor CNC de tip router și a preciziilor pe care le putem obține în funcție de destinația m-u, [150]:

- 500  $\mu\text{m}$ : sunt incluse router-ele CNC destinate aplicațiilor ușoare de tip hobby;
- 250  $\mu\text{m}$ : se aplică router-elor CNC destinate majorității aplicațiilor de tip hobby, excluzând piesele complexe;
- 130  $\mu\text{m}$ : aceste routere CNC pot realiza piese complexe, chiar și pentru aplicații pretențioase iar calitatea suprafețelor rezultate este satisfăcătoare;
- 25  $\mu\text{m}$ : se aplică în mare parte tuturor m-u de tip CNC și centrelor de prelucrat, la care batiul și elementele structurale sunt realizate din fontă;
- <25  $\mu\text{m}$ : se aplică în mare parte tuturor m-u de tip CNC și centrelor de prelucrat care sunt fabricate de producători cunoscuți din domeniul prelucrărilor mecanice, costurile de achiziție a acestor echipamente sunt semnificative;

Determinarea deformațiilor exacte a unei structuri de m-u CNC este aproape imposibil de realizat din calcule analitice datorită complexităților tot mai ridicate, de aceea la ora actuală se utilizează metode moderne

de stabilire a acestora cu soft-uri dedicate simulărilor de analiză cu element finit. Autorul în această lucrare s-a îndreptat spre studierea și determinarea erorilor generate de forțele de așchiere, respectiv a deformațiilor și rigidităților rezultate pe structura router-ului CNC proiectat. Pentru obținerea celor menționate se vor lua în considerare niște cazuri de prelucrare a unor materiale de tip aluminiu și plastic.

### 5.3.1 Stabilirea inițială a cazurilor de aplicare a simulărilor FEA

Pentru a vedea comportamentul structurii CNC-ului realizat din profile de aluminiu se stabilesc cazurile de poziționare a AP împreună cu coordonatele aferente.

Pozițiile stabilite ale AP și coordonatele alese se regăsesc în tabelul 5.14. Analizând inițial deformațiile pentru cele 10 cazuri posibile de poziționare AP se va urmări identificarea celei mai nefavorabile poziții ale acestuia, unde deformațiile vor atinge valori maxime urmând ca viitoarele studii să le realizăm doar pe acel caz cu scopul de a reduce numărul de experimente. Acest mod de lucru ne mai ajută să identificăm poziția AP cu cea mai mare influență asupra deformațiilor rezultate pe cadrulul router-ului CNC. Poziția identificată va ajuta la stabilirea rigidității router-ului pentru diverse direcții de aplicare a forțelor de așchiere.

Tabel 5.14 Cazurile de poziționare și coordonatele AP în vederea simulărilor

Poziția AP	Coordonatele AP		
	AXA X	AXA Y	AXA Z
Cazul 1	X= +450	Y= -675	Z= -160
Cazul 2	X= +450	Y= -675	Z= +160
Cazul 3	X= 0	Y= -675	Z= -160
Cazul 4	X= 0	Y= -675	Z= +160
Cazul 5	X= 0	Y= 0	Z= -160
Cazul 6	X= 0	Y= 0	Z= +160
Cazul 7	X= 0	Y= +675	Z= -160
Cazul 8	X= 0	Y= +675	Z= +160
Cazul 9	X= +450	Y= +675	Z= -160
Cazul 10	X= +450	Y= +675	Z= +160

### 5.3.2 Pregătirea modelului 3D în vederea analizei cu element finit

Pregătirea router-ului CNC în vederea analizei FEA va consta în stabilirea ipotezei de lucru și simplificarea modelului CAD. Simplificarea modelului CAD, figura 5.19, va consta în eliminarea organelor de asamblare și a componentelor care nu fac obiectul studiului, cum ar fi

eliminarea din analiză: a motoarelor, a unităților de rulment, a șuruburilor cu bile, a cuplajelor, a suportilor, etc.

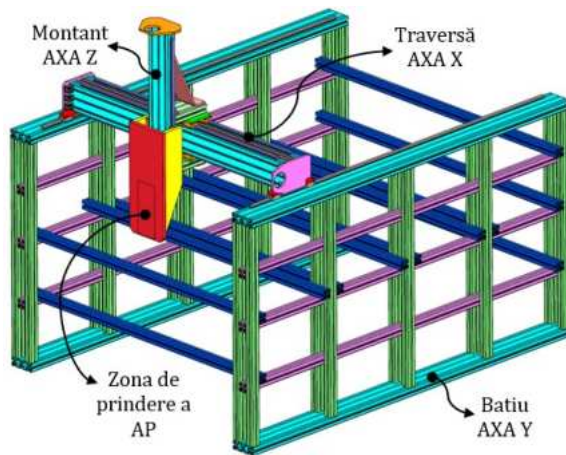


Fig. 5.19 Router CNC simplificat în vederea analizei FEA

Simulările FEA se vor realiza în programul SolidWorks Simulation urmând în continuare a se realiza discretizarea modelului CAD a router-ului CNC simplificat, figura 5.20.

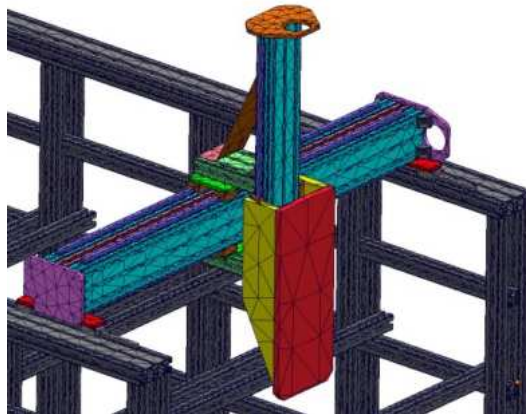


Fig. 5.20 Discretizarea router-ului CNC în vederea analizei FEA

Discretizarea rezultată este de tipul „mixed-mesh” iar elementul discretizat este de forma „curvature-based mesh” , unde dimensiunea maximă a discretizării rezultate este de 128 mm iar dimensiunea minimă a discretizării fiind de 25 mm. Numărul de noduri construite în urma discretizării au valoare de 1.421.940 de noduri iar numărul de elemente de legătură între noduri sunt de 758.435 de elemente.

Următoarea etapă în pregătirea analizei constă în aplicarea calității materialului aferent fiecărei componente, astfel pentru plăcile și profilele de aluminiu se va aplica un aluminiu de tip EN AW-6060 iar pentru ghidajele liniare se va aplica un material de tip 90MnCrV8.

Ipoteza de lucru privind aplicarea forțelor de așchiere asupra structurii CNC-ului se va realiza cu funcția „remote load/mass” deoarece în analiza cu element finit vom presupune că AP are o rigiditate mai ridicată decât construcția router-ului din profile de aluminiu, astfel rigiditatea AP va fi considerată infinită.

Aplicarea forțelor de așchiere și a momentului necesar așchierii asupra structurii se va aplica asupra zonei unde se află flanșa AP cu ajutorul funcției amintite anterior, figura 5.21. Astfel în zona de prindere a AP pe axa Z, respectiv în afară modelului CAD studiat se va aplica asupra unui punct forțele de așchiere tangențiale, radiale și axiale împreună cu momentul de așchiere necesar. Între punctul de aplicare a forțelor și zona de prindere a AP pe structura router-ului se utilizează un număr infinit de legături sub forma unor bare rigide. În ultima etapă de pregătire sunt aplicate constrângerile de tip „fixture” asupra router-ului CNC în zona de prindere a suporturilor pe pardosea, acest fapt va elimina toate gradele de libertate.

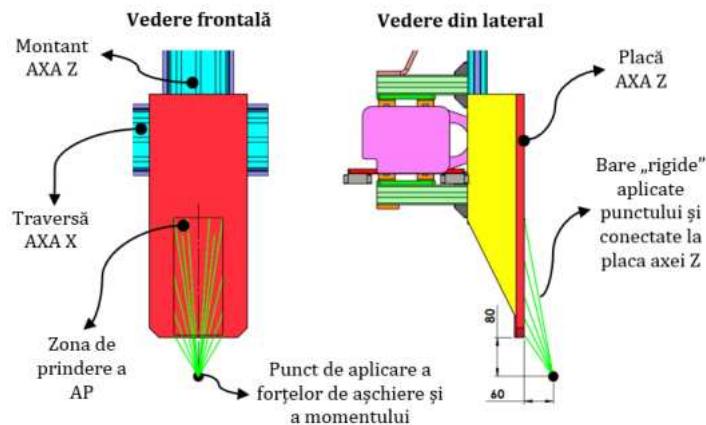


Fig. 5.21 Punctul de aplicare a forțelor de așchiere și a momentului

### 5.3.3 Stabilirea rigidității router-ului CNC când AP este în poziție nefavorabilă

Cunoscând cazul critic în ceea ce privește poziția AP a router-ului CNC identificat datorită valorilor deformațiilor obținute în subcapitolul 5.3.1, putem să stabilim în cele ce urmează rigiditatea CNC-ului pentru

cazul 3, când AP are coordonatele următoare:  $X=0, Y=-675, Z=-160$ . Astfel pentru a identifica rigiditatea acestuia în toate direcțiile posibile, vom aplica la flanșa AP, un număr de șase forțe orientate conform figurii 5.22. Fiecare forță considerată de așchiere va avea aceeași valoare, egală cu 200 N și se va aplica consecutiv și univoc asupra AP.

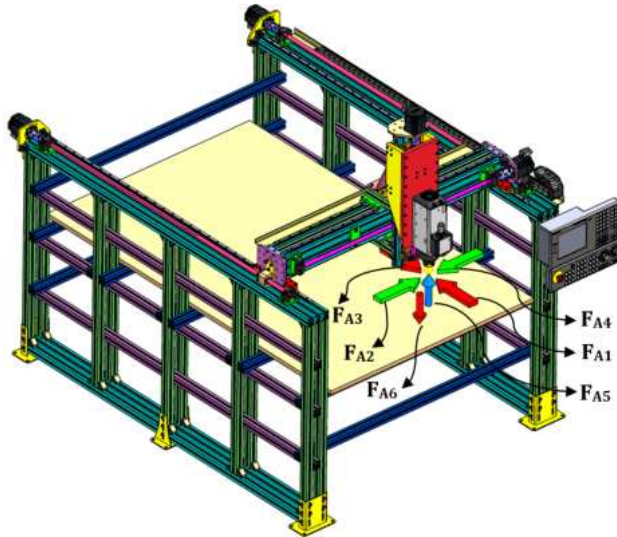


Fig. 5.22 Forțele de așchiere și orientarea acestora utilizate la studiul rigidității

Prin analiza FEA pe care o vom efectua aplicând aceste forțe asupra AP a CNC-ului (cazul 3) vom obține un număr de șase rezultate privind deformațiile rezultate asupra structurii CNC-ului, figura 5.23-5.28. Prin cunoașterea forțelor aplicate se va putea determina rigiditatea minimă a structurii router-ului CNC. În analizele efectuate vom considera că AP este nedeformabil excluzându-l din studiu.

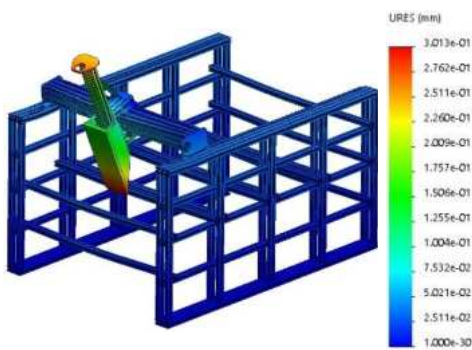


Fig. 5.23 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forța FA1

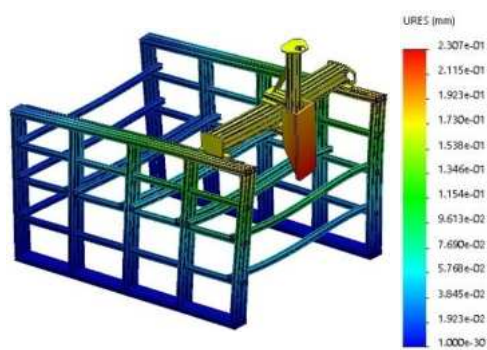


Fig. 5.24 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forța FA2

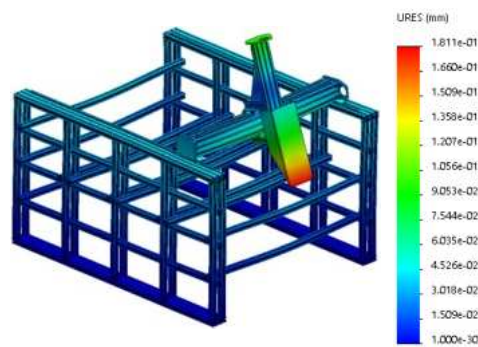


Fig. 5.25 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forța  $F_{A3}$

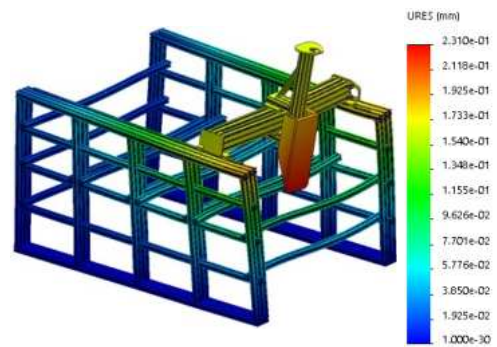


Fig. 5.26 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forța  $F_{A4}$

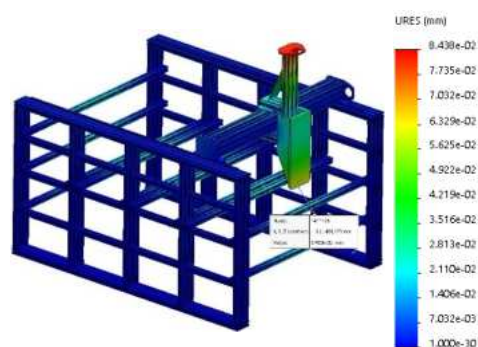


Fig. 5.27 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forța  $F_{A5}$

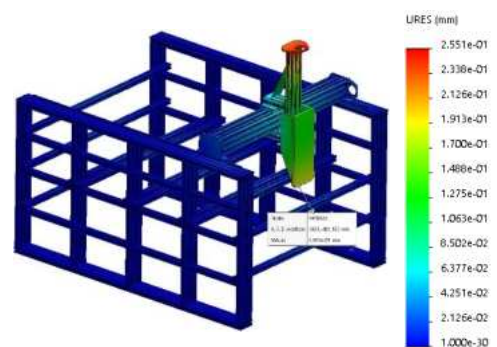


Fig. 5.28 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forța  $F_{A6}$

Rezultatele analizei FEA, a valorilor deformațiilor și a rigidităților rezultate pe structura router-ului CNC sunt evidențiate în tabelul 5.15, în toate cazurile posibile de orientare a forțelor de așchiere.

Tabel 5.15 Deformațiile și rigiditățile rezultate asupra structurii router-ului CNC din profile de aluminiu în funcție de orientarea forțelor aplicate

Nr. crt.	Forța aplicată [N]	Deformații URES [ $\mu\text{m}$ ]	Rigiditatea [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]
1	$F_{A1} = 200$	301	0.664
2	$F_{A2} = 200$	231	0.866
3	$F_{A3} = 200$	181	1.105
4	$F_{A4} = 200$	231	0.866
5	$F_{A5} = 200$	65	3.077
6	$F_{A6} = 200$	193	1.036

În urma studiului efectuat se poate observa că orientarea forțelor de așchiere influențează rigiditatea structurii, iar scenariile identificate în

care rigiditatea router-ului CNC este cea mai scăzută sunt cele în care am aplicat forța de așchiere  $F_{A1}$ ,  $F_{A2}$ , și  $F_{A4}$ .

Valoarea deformației maxime înregistrate prin aplicarea forței de așchiere  $F_{A1}$  asupra AP a CNC-ului este de 301  $\mu\text{m}$  rezultând o rigiditate de 0.664 N/ $\mu\text{m}$  a structurii, iar la aplicarea forței de așchiere  $F_{A2}$  și  $F_{A4}$  valoarea deformației rezultate este de 231  $\mu\text{m}$  rezultând o rigiditate de 0.866 N/ $\mu\text{m}$ . Forța  $F_{A4}$  o vom exclude din ecuație datorită faptului că are aceeași influență asupra rigidității CNC-ului ca și forța  $F_{A2}$ , păstrând în studiile următoare doar variantele de aplicare a forțelor de așchiere pe direcțiile forțelor  $F_{A1}$  și  $F_{A2}$ .

### 5.3.4 Aplicarea forțelor de așchiere asupra router-ului CNC

Pentru stabilirea deformațiilor cât mai exacte rezultate pe structura router-ului CNC din profile de aluminiu, se vor aplica asupra AP toate forțele de așchiere și momentul rezultat din operația de frezare cu freză deget. Forțele de așchiere prezente asupra arborelui și distribuite mai departe structurii CNC-ului sunt constituite din forța de așchiere tangențială, forța de așchiere radială și forța de așchiere axială.

Forțele de așchiere stabilite în subcapitolul 5.3 și a căror valori depind de operațiile pe care le vom aplica asupra semifabricatelor, vor avea orientări diferite în funcție de sensul avansului de așchiere a AP. Forțele de așchiere care își vor schimba orientările în funcție de sensul avansului vor fi forțele tangențiale și forțele radiale de așchiere.

Din subcapitolul 5.5.1 rezultă că poziția cea mai nefavorabilă a AP este cazul 3, iar din subcapitolul 5.4.3 observăm că rigiditatea router-ului CNC este influențată de felul orientării forțelor de așchiere.

Conform celor menționate se stabilește ca în studiile următoare să se aplice doar cazului 3 de poziționare a AP, unde router-ul prezintă deformațiile cele mai ridicate, iar dacă ținem cont de orientarea forțelor de așchiere, cazul 3 se va transforma în cazul 3A și cazul 3B.

În figura 5.29 este prezentat cazul 3A, când avansul AP înaintea paralel cu axa Y spre sensul negativ față de origine. Forțele de așchiere sunt concentrate la flanșa AP și sunt dispuse după cum urmează: forța de așchiere tangențială este paralelă cu axa X a router-ului CNC spre sensul negativ, forța de așchiere radială este paralelă cu axa Y a router-ului CNC spre sensul pozitiv iar forța de așchiere axială este paralelă cu axa Z a router-ului CNC spre sensul pozitiv. Momentul de așchiere necesar este dispus întotdeauna contrar forței tangențiale de așchiere, deoarece el se opune acestei forțe.



În figura 5.30 este prezentat cazul B, când avansul AP înaintează paralel cu axa X spre sensul negativ față de origine, iar forțele de așchiere sunt concentrate la flanșa AP. Forțele sunt dispuse după cum urmează: forța de așchiere tangențială este paralelă cu axa Y a router-ului CNC spre sensul pozitiv, forța de așchiere radială este paralelă cu axa X a router-ului CNC spre sensul pozitiv iar forța de așchiere axială este paralelă cu axa Z a router-ului CNC spre sensul pozitiv. Momentul de așchiere, ca și în cazul A, este dispus întotdeauna contrar forței tangențiale de așchiere.

Aplicarea cazurilor 3A și 3B sunt necesare deoarece direcția și valorile forțelor de așchiere, precum și poziția în care se va afla AP vor influența diferit comportamentul și rigiditatea structurii router-ului CNC.

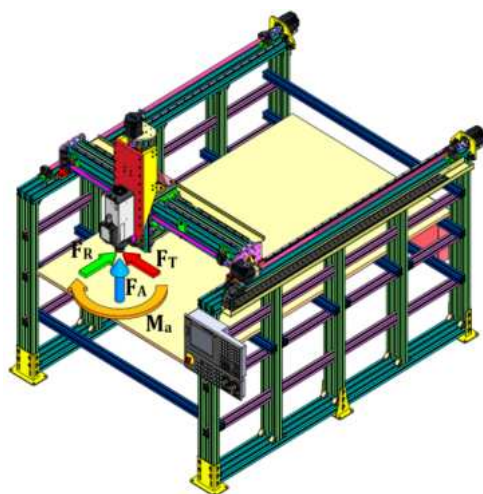


Fig. 5.29 Cazul A- forța de așchiere radială este paralelă cu axa Y a CNC-ului

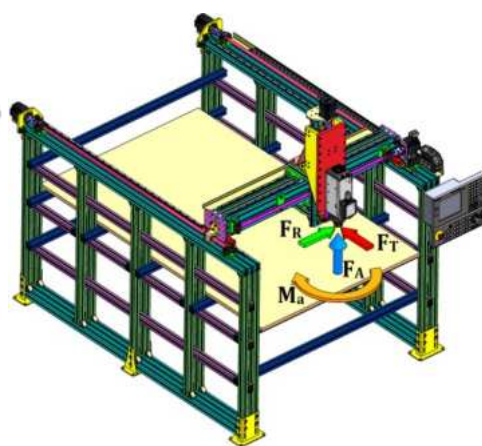


Fig. 5.30 Cazul B- forța de așchiere radială este paralelă cu axa X a CNC-ului

## 5.4 Rezultate analiză FEA - material EN AW 6012-T6

### 5.4.1 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroșare, EN AW 6012-T6

Conform analizei FEA aplicată pe structura router-ului se vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile (URES) rezultate din operația de frezare a unui slot pe un material de tip aluminiu 6012-T6. Freza deget utilizată are diametrul de 10 mm și patru tăișuri, utilizată la o adâncime de așchiere:  $a_p = 1$  mm și o lățime de așchiere  $a_e = 10$  mm și cu un avans pe dinte de  $f_z = 0,1$  mm/dinte.

Pentru determinarea cazului critic în ceea ce privește poziția cea mai nefavorabilă a AP în timpul operațiilor de aşchiere s-au efectuat un număr de 20 simulări, figura 5.33-5.40. Simulările sunt aplicate celor 10 cazuri posibile de poziționare stabilite în subcapitolul 5.4.1 și pentru care se va ține cont de orientarea forțelor de aşchiere, A și B.

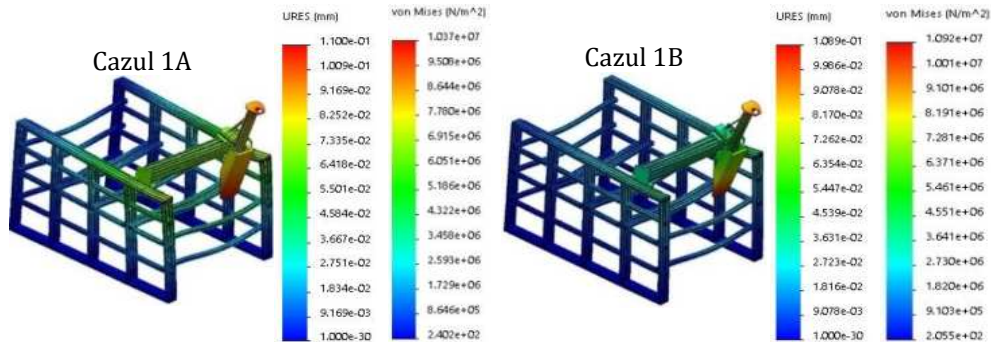


Fig. 5.31 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 1A și cazul 1B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

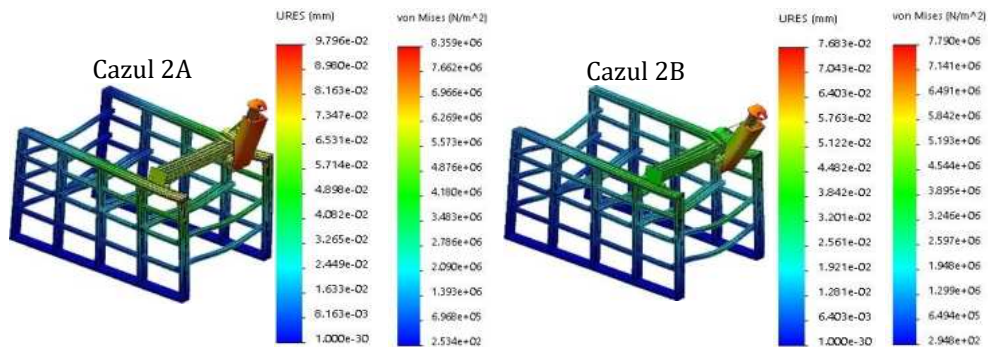


Fig. 5.32 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 2A și cazul 2B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

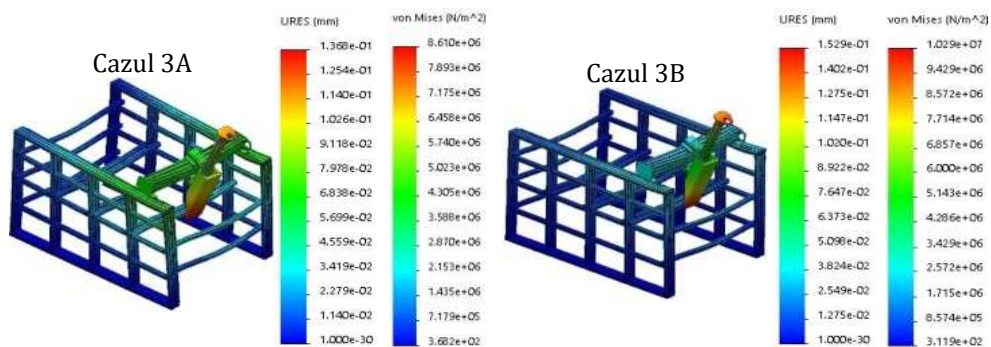


Fig. 5.33 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A și cazul 3B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

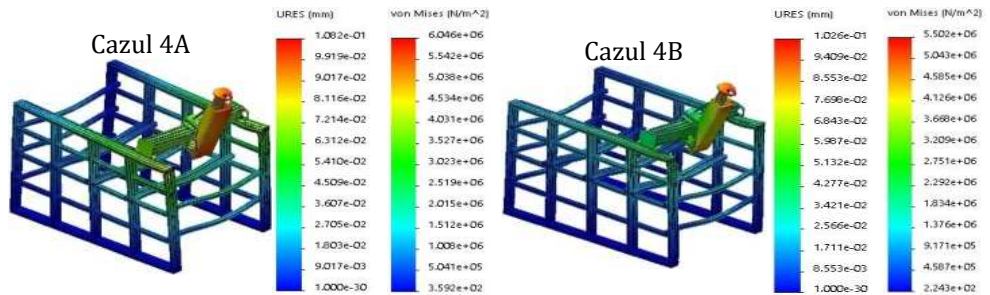


Fig. 5.34 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 4A și cazul 4B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

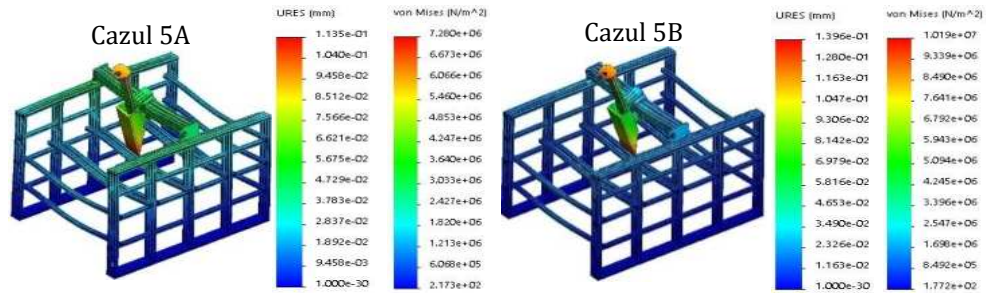


Fig. 5.35 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 5A și cazul 5B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

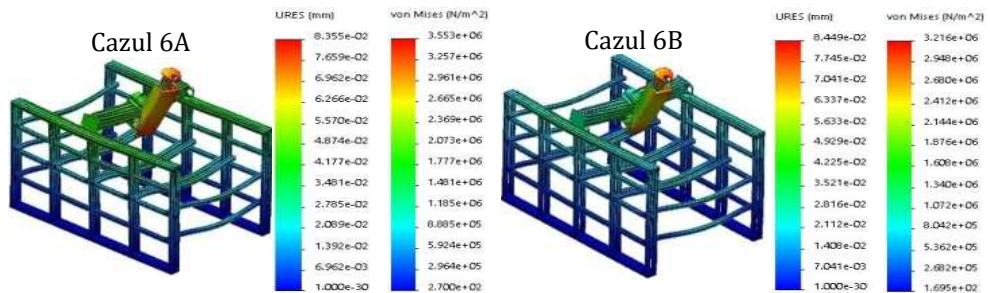


Fig. 5.36 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 6A și cazul 6B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

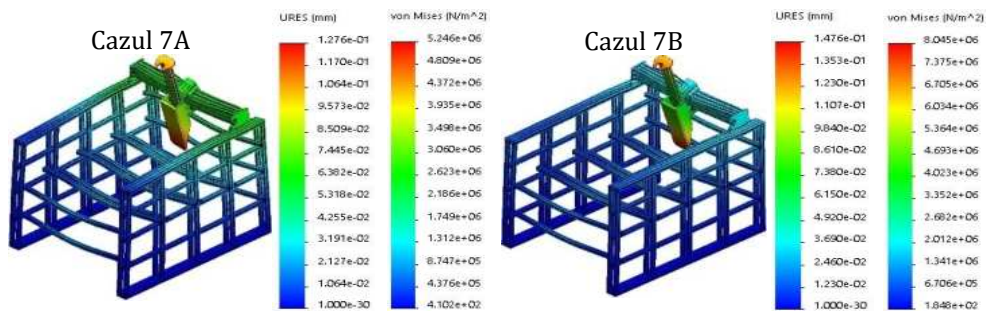


Fig. 5.37 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 7A și cazul 7B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

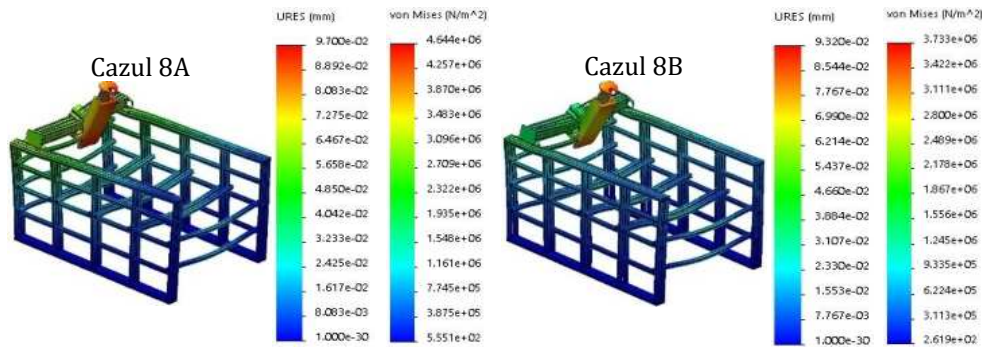


Fig. 5.38 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 8A și cazul 8B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

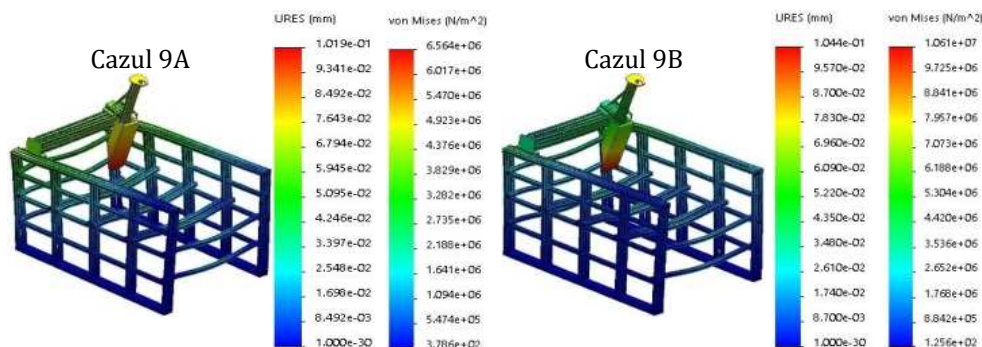


Fig. 5.39 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 9A și cazul 9B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

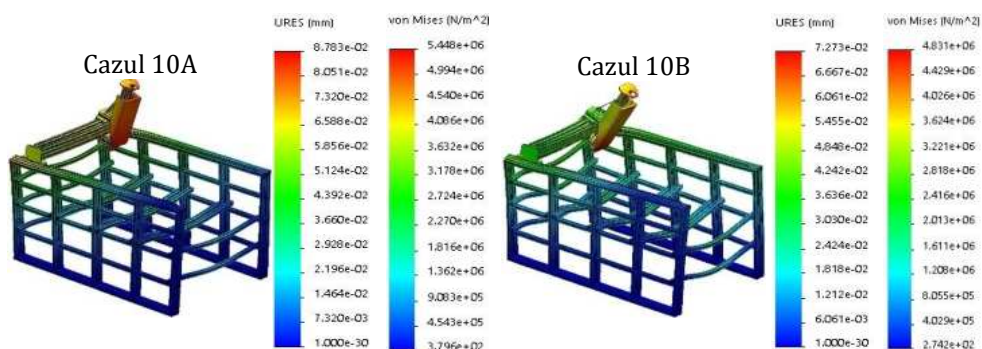


Fig. 5.40 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 10A și cazul 10B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

Conform figurilor de mai sus, deformațiile maxime se înregistrează asupra cazului 3A și a cazului 3B.

Valorile deformațiilor maxime rezultate în urma simulării numerice pentru cazul 3A, figura 5.33, se situează la o valoare de  $137 \mu\text{m}$  și se concentrează la extremitatea plăcii de prindere a AP pe axa Z.

Tensiunile echivalente von Mises pentru cazul 3A se concentrează în zonele ghidajelor liniare aferente axelor X și Y, iar valoarea maximă atinsă este de 8.6 MPa. Acest fapt ne indică că tensiunile înregistrate pe structura CNC-ului nu depășesc limita de curgere a materialului din care sunt confecționate profilele de aluminiu aceasta având valoarea de  $R_{p0.2} = 150$  MPa, situându-se în domeniul elastic confirmând rezistența la solicitările forțelor de așchiere. [151]

Referitor la cazul 3B, figura 5.33, valorile deformațiilor maxime înregistrate în urma simulării prin izolarea culorilor ating valoarea de 153  $\mu\text{m}$ , iar acestea se concentrează tot la extremitatea plăcii de prindere AP pe axa Z. Tensiunile echivalente von Mises pentru cazul 3B ating valoarea de 10,2 Mpa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialelor din care sunt confecționate structura și ghidajele liniare ale router-ului.

Rezultatele privind tensiunile echivalente von Mises și deformațiile înregistrate pe structura de aluminiu a router-ului CNC în urma realizării celor 20 de simulări la frezarea prin degroșare a unui slot pe un semifabricat de tip aluminiu EN AW – 6012 sunt sintetizate în tabelul 5.16.

Tabel 5.16 Rezultatele analizei FEA asupra structurii CNC-ului pentru operația de degroșare a unui slot cu freza deget de 10 mm

Caz	Orientarea forțelor	Tensiuni [MPa]	Deformații URES [ $\mu\text{m}$ ]	Caz	Orientarea forțelor	Tensiuni [MPa]	Deformații URES [ $\mu\text{m}$ ]
Cazul 1	A	10.3	110	Cazul 6	A	3.6	84
	B	10.9	109		B	3.2	85
Cazul 2	A	8.3	98	Cazul 7	A	5.2	128
	B	7.8	77		B	8.0	148
Cazul 3	A	<b>8.6</b>	<b>137</b>	Cazul 8	A	4.6	97
	B	<b>10.2</b>	<b>153</b>		B	3.7	93
Cazul 4	A	6.0	108	Cazul 9	A	6.6	102
	B	5.5	103		B	10.6	104
Cazul 5	A	7.3	114	Cazul 10	A	5.4	88
	B	10.2	140		B	4.8	72

Referitor la valorile tensiunilor echivalente von Mises rezultate în urma celor 20 de simulări la frezarea unui slot cu freză de 10 mm și avansul pe dinte,  $f_z=0.2$  mm/dinte, nu depășesc limita de curgere a materialului EN AW 6060. Cea mai mare valoare a tensiunii se înregistrează în cazul 9B, având valoarea de 10.6 MPa.

Din figurile 5.33-5.40 și tabelul 5.16 se identifică cazul cel mai nefavorabil a poziției AP ca fiind cazul 3A și cazul 3B, când flanșa AP are

coordonatele  $X=0$ ,  $Y= -675$ ,  $Z= -160$ . Orientarea forțelor de așchiere influențează comportamentul structurii, respectiv deformațiile și rigiditatea, rezultând valori mai mari ale deformațiilor CNC-ului pentru cazul B, când forța de așchiere tangențială este paralelă cu axa Y a CNC-ului.

Astfel, autorul stabilește ca pentru următoarele studii ce vor fi efectuate în cadrul lucrării să se ia în considerare doar cazul critic de poziționare a AP și anume cazul 3, respectiv cazul 3A și cazul 3B. Acest lucru conduce la reducerea numărului de experimente în stabilirea deformațiilor rezultate pe structura router-ului, aplicate operațiilor de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.

#### 5.4.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroșare, EN AW 6012-T6

Prin analiza FEA efectuată se vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pe structura router-ului pentru cazul 3A și 3B. Operația aplicată este de frezare prin degroșare a unui slot cu freză deget de 20 mm, cu patru tășuri, iar avansul utilizat are valoarea  $f_z= 0,2$  mm/dinte.

##### 5.5.2.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralelă cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z= 0,2$ mm

În figura 5.41, sunt evidențiate tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, pentru cazul 3A, iar cea mai mare valoare este de 17,5 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

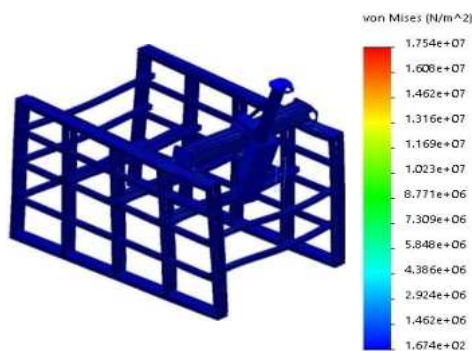


Fig. 5.41 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

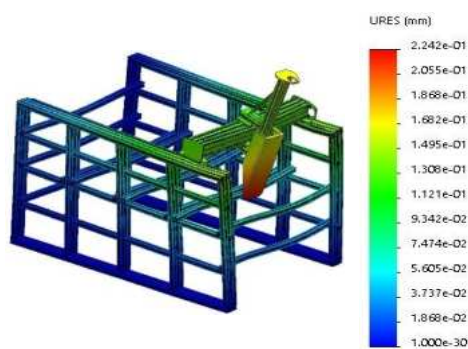


Fig. 5.42 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

În figura 5.42, prin izolarea culorilor se identifică valoarea deformației maxime înregistrată pentru cazul 3A la frezarea unui slot prin degroșare cu freză deget de 20 mm și un avans pe dinte  $f_z= 0,2$  mm/dinte, este de 224  $\mu\text{m}$ , valoare care se concentrează în zona inferioară a plăci de prindere a AP.

#### 5.5.2.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z= 0,2$ mm

În figura 5.43, sunt evidențiate tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, pentru cazul 3B, iar cea mai mare valoare este de 21,17 MPa, iar în figura 5.44, prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP în cazul 3B are valoarea de 245  $\mu\text{m}$ .

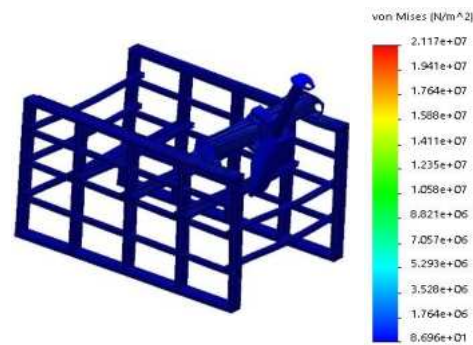


Fig. 5.43 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

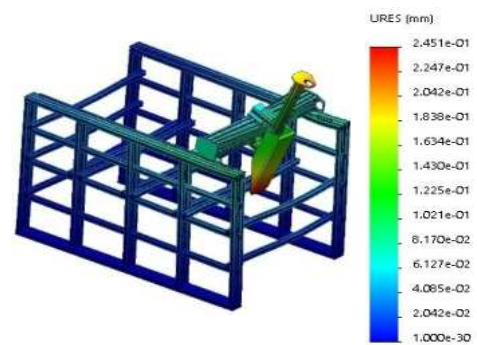


Fig. 5.44 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

### 5.4.3 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la finisare, EN AW 6012-T6

Tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pe structura router-ului prin analiza FEA aplicate în cazul 3A și 3B sunt obținute la frezarea de finisare a unui slot cu freză deget de 10 mm, cu patru tăișuri, iar avansul utilizat are valoarea  $f_z= 0,1$  mm/dinte.

#### 5.4.3.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z= 0,1$ mm

Tensiunile echivalente von Mises, figura 5.45, înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A au valoare este de 5.1 MPa, valoare

care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

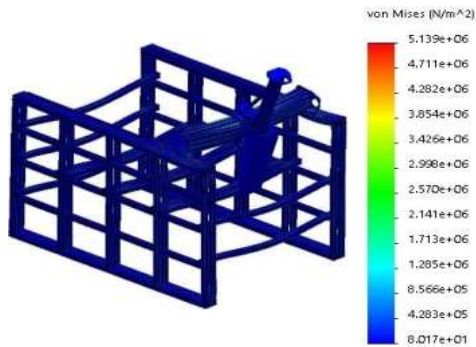


Fig. 5.45 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

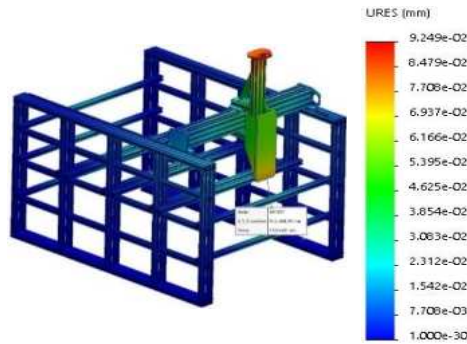


Fig. 5.46 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

Conform figurii 5.46, valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul 3A, rezultată la frezarea unui slot prin finisare cu freză deget de 10 mm și un avans pe dinte  $f_z=0,2$  mm/dinte, are valoare de 75  $\mu$ m.

#### 5.4.3.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,1$ mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, figura 5.47, au valoarea de 4,8 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

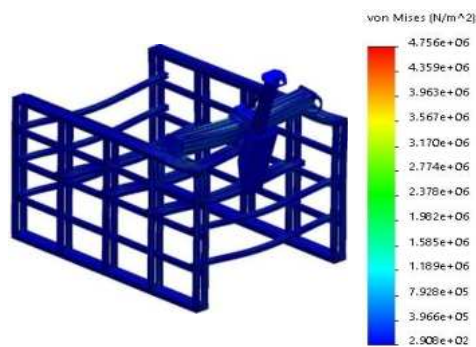


Fig. 5.47 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

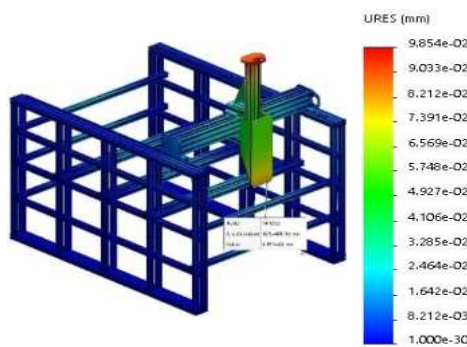


Fig. 5.48 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte



Deformațiile maxime, figura 5.48, înregistrate în cazul 3B pe placa de prindere a AP în partea inferioară rezultate din frezarea unui slot prin finisare, cu freză deget de 10 mm și un avans pe dinte  $f_z=0.1$  mm/dinte, au valoarea de 82  $\mu$ m.

#### 5.4.4 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la finisare, EN AW 6012-T6

În ceea ce privește analizele FEA aplicate asupra CNC-ului cu AP de frezat pe care este montată o freză deget cu diametrul de 20 mm și patru tășuri, se vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pentru cazul 3A și 3B la frezarea prin finisare a unui slot, avansurile pe dinte utilizate sunt de  $f_z=0.2$  mm/dinte.

##### 5.4.4.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,2$ mm

În figura 5.49 sunt evidențiate tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, iar cea mai mare valoare este de 5,6 MPa, această valoare nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

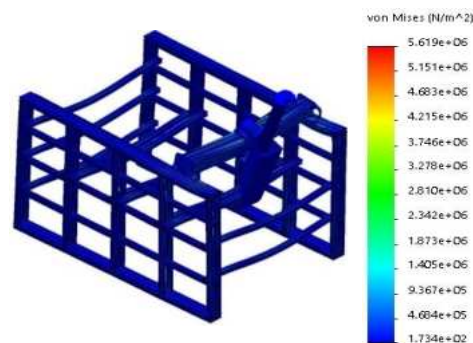


Fig. 5.49 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

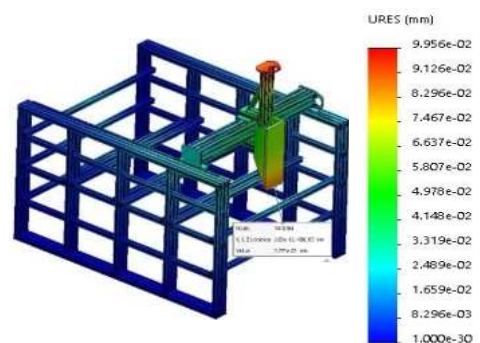


Fig. 5.50 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

Prin izolarea culorilor din figura 5.50 se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP se concentrează în zona inferioară a acesteia. Analiza este aplicată pe cazul 3A, iar rezultatele obținute în ceea ce privesc deformațiile prin aplicarea operației de frezare a unui slot prin finisare au valoarea de 88  $\mu$ m.

#### 5.4.4.2 Cazul 3B: forța radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z= 0,2$ mm

În figura 5.51 sunt evidențiate tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, iar cea mai mare valoare este de 5,1 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

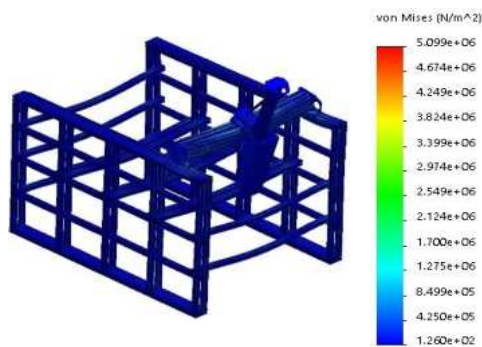


Fig. 5.51 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

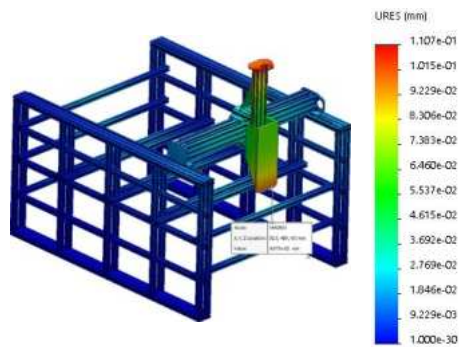


Fig. 5.52 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

Prin izolarea culorilor din figura 5.52 se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP se concentrează în zona inferioară a acesteia. Analiza este aplicată pe cazul 3B, iar rezultatele prelevate (probă) și obținute în ceea ce privesc deformațiile prin aplicarea operației de frezare a unui slot prin finisare au valoarea de 98  $\mu\text{m}$ .

#### 5.4.5 Concluzii

În urma studiului FEA efectuat de autor s-au obținut deformațiile și tensiunile echivalente von Mises rezultate pe structura router-ului CNC la frezarea unui material de tip EN AW 6012-T6. Alegerea acestui tip de material a condus la obținerea unui caz critic de prelucrare în ceea ce privesc forțele de aşchiere și potențialul mașinii. Rezistența mecanică a aliajului EN AW 6012-T6 are valoare aprox. de 310 MPa.

Cazul critic de poziționare a AP a fost identificat prin studiul efectuat în subcapitolul 5.5.1 la frezarea unui slot prin degroșare cu o freză de 10 mm și un avans pe dinte  $f_z= 0,1$  mm, iar acesta este cazul 3, respectiv cazul 3A și cazul 3B. Astfel pentru studiile efectuate în continuare asupra materialului de tip aluminiu EN AW 6012-T6 se va lua în considerare

doar cazul 3 de poziționare a AP, iar forțele de așchiere aplicate vor fi corelate în funcție de operațiile stabilite în subcapitolul 5.3.1.

Operațiile de așchiere utilizate pentru studiul efectuat sunt de frezare a unui slot, de frezare pe contur și planare, aplicate bineînțeles în situații de degroșare și de finisare.

Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises obținute prin analiza FEA pe structura router-ului CNC pentru toate operațiile de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.1 sunt evidențiate în tabelul 5.17.

Tabel 5.17 Sinteza rezultatelor din analizele FEA aplicate asupra structurii CNC-ului pentru operațiile de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.1 - material EN AW 6012-T6

Parametrii	Tipul operației de frezare	Diametrul frezei [mm]	Direcția forțelor	Tensiunile echivalente von Mises [Mpa]	Deformațiile URES [ $\mu\text{m}$ ]
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=10\text{ mm}$	Degroșare slot	10	Cazul 3A	8.6	137
			Cazul 3B	10.2	153
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=20\text{ mm}$	Degroșare slot	20	Cazul 3A	17.5	224
			Cazul 3B	21.1	245
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=10\text{ mm}$	Finisare slot	10	Cazul 3A	5.1	75
			Cazul 3B	4.8	82
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=20\text{ mm}$	Finisare slot	20	Cazul 3A	5.6	88
			Cazul 3B	5.1	98
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=1\text{ mm}$	Degroșare contur	10	Cazul 3A	8.4	131
			Cazul 3B	9.9	148
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=1\text{ mm}$	Degroșare contur	20	Cazul 3A	12.6	173
			Cazul 3B	15	192
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=0.2\text{ mm}$	Finisare contur	10	Cazul 3A	5.8	93
			Cazul 3B	5.2	105
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=0.2\text{ mm}$	Finisare contur	20	Cazul 3A	5.8	93
			Cazul 3B	5.3	104
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=8\text{ mm}$	Degroșare plană	10	Cazul 3A	6.3	112
			Cazul 3B	7.3	123
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=16\text{ mm}$	Degroșare plană	20	Cazul 3A	12.3	170
			Cazul 3B	14.6	190
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=8\text{ mm}$	Finisare plană	10	Cazul 3A	5.0	72
			Cazul 3B	4.7	77
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=16\text{ mm}$	Finisare plană	20	Cazul 3A	5.3	80
			Cazul 3B	4.8	88

Conform tabelului 5.21 valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP este de 245  $\mu\text{m}$  și se obține la frezarea prin degroșare a unui slot cu freză de 20 mm când direcția avansului este orientat după cazul 3B.

## 5.5 Rezultate analiză FEA - material EN AW 6060-T6

Conform analizei FEA vom determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile URES a CNC-ului pentru operația de frezare a unui slot pe un material de tip aluminiu EN AW 6060-T6. Simulările vor fi aplicate doar pentru cazurile 3A și 3B de poziționare a AP, iar pentru restul operațiilor de așchiere stabilite în subcapitolul 5.3.2 se va utiliza aceeași metodologie.

### 5.5.1. Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroșare, EN AW 6060-T6

În ceea ce privesc analizele FEA aplicate asupra CNC-ului cu AP de frezat pe care este montată o freză deget cu diametrul de 10 mm și patru tăișuri se vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pentru cazul 3A și 3B. Frezarea aplicată va fi de degroșare a unui slot utilizând un avans pe dinte de  $f_z=0.1$  mm/dinte.

5.6.1.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte,  $f_z=0,1$  mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A sunt evidențiate în figura 5.53, iar cea mai mare valoare este de 6,1 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționată structura router-ului.

Prin izolarea culorilor, figura 5.54, se identifică valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP pentru cazul 3A la frezarea unui slot prin degroșare cu freză deget de 10 mm și un avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, iar aceasta are valoarea de 102  $\mu\text{m}$ .

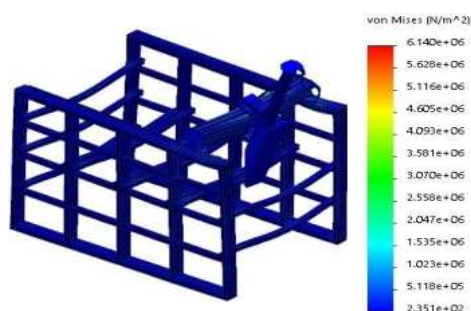


Fig. 5.53 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

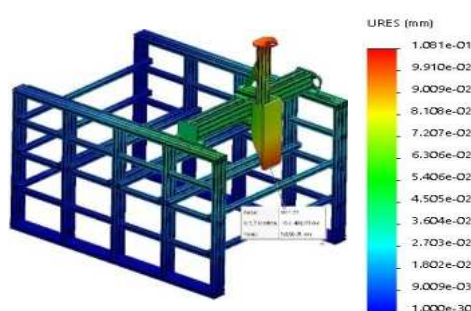


Fig. 5.54 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

### 5.6.1.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z = 0,1$ mm

În figura 5.55 sunt evidențiate tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, iar cea mai mare valoare este de 6,4 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

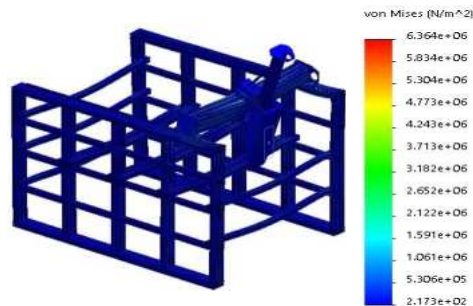


Fig. 5.55 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

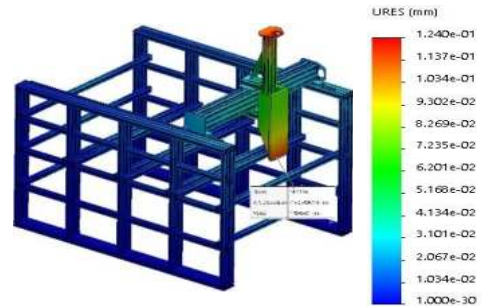


Fig. 5.56 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

Deformațiile maxime, figura 5.56, înregistrate în cazul 3B pe placa de prindere a AP în partea inferioară au valoarea de 115  $\mu\text{m}$ . Valorile sunt rezultate din frezarea unui slot prin degroșare cu freză deget de 10 mm și un avans pe dinte  $f_z=0.1$  mm/dinte.

### 5.5.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroșare, EN AW 6060-T6

În ceea ce privesc analizele FEA aplicate asupra CNC-ului cu AP de frezat se vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pentru cazul 3A și 3B. Frezarea este de degroșare a unui slot cu freză deget de 20 mm și patru tăișuri iar avansurile pe dinte utilizate sunt de  $f_z=0.2$  mm/dinte.

#### 5.6.2.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z = 0,2$ mm

În figura 5.57 sunt evidențiate tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului în cazul 3A, iar cea mai mare valoare este de 10,8 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat acesta.

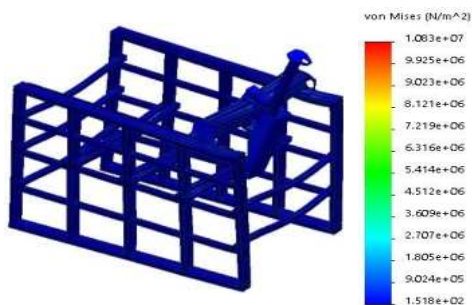


Fig. 5.57 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

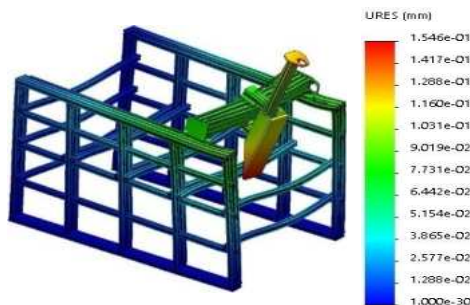


Fig. 5.58 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

Prin izolarea culorilor, conform figurii 5.58, valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP în cazul 3A la frezarea unui slot prin degroșare cu freză deget de 20 mm și un avans pe dinte  $f_z=0.2$  mm/dinte are valoarea de 155  $\mu\text{m}$ .

#### 5.5.2.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z= 0,2$ mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3B, sunt evidențiate în figura 5.59. Valoarea tensiunilor are valoarea de 12,8 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat router-ul.

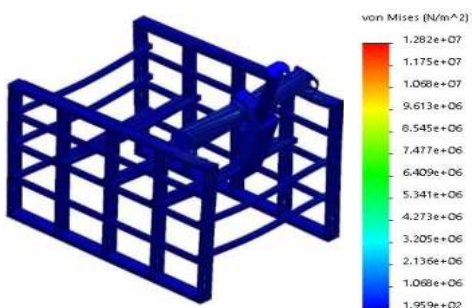


Fig. 5.59 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

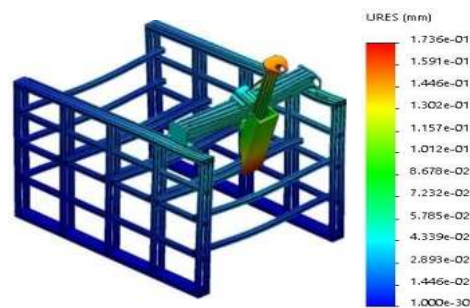


Fig. 5.60 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

În figura 5.60 prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP pentru cazul 3B la frezarea unui slot prin degroșare cu freză deget de 20 mm și un avans pe dinte  $f_z=0.2$  mm/dinte are valoarea de 174  $\mu\text{m}$ .

### 5.5.3 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la finisare, EN AW 6060-T6

Analizele FEA aplicate asupra CNC-ului cu AP de frezat vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pentru cazul 3A și 3B la frezarea de finisare a unui slot. Freza deget utilizată are diametrul de 10 mm și patru tășuri, iar avansurile utilizate pe dinte sunt de  $f_z=0.1$  mm/dinte.

#### 5.5.3.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,1$ mm

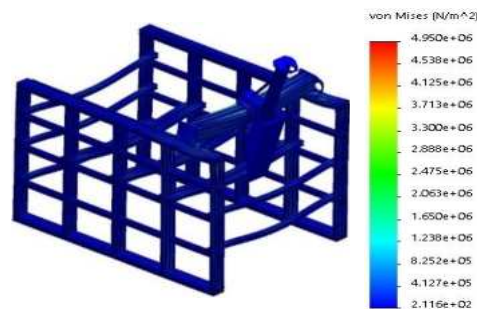


Fig. 5.61 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

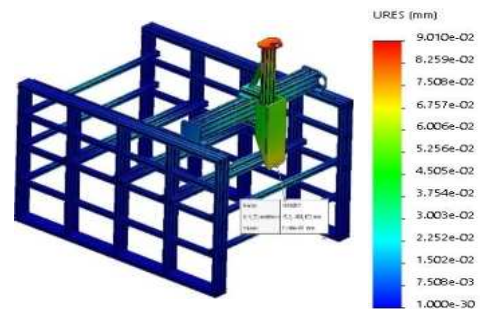


Fig. 5.62 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului referitor la cazul 3A sunt evidențiate în figura 5.61. Valoarea tensiunii are valoarea de 4,9 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționată structura acestuia.

În figura 5.62 prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul 3A, la frezarea unui slot prin finisare cu freză deget de 10 mm și un avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, are valoarea de 72  $\mu\text{m}$ .

#### 5.6.3.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,1$ mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3B, sunt evidențiate în figura 5.63. Valoarea tensiunii are valoarea de 4,7 MPa, valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat router-ul.

În figura 5.64, prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul

3B, la frezarea unui slot prin finisare cu freză deget de 10 mm și un avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, are valoarea de 75  $\mu\text{m}$ .

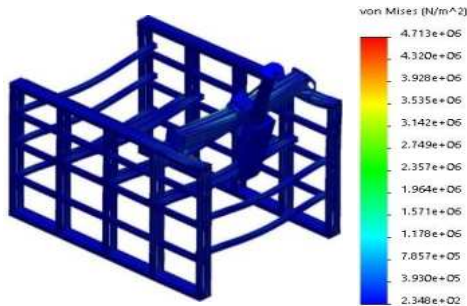


Fig. 5.63 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

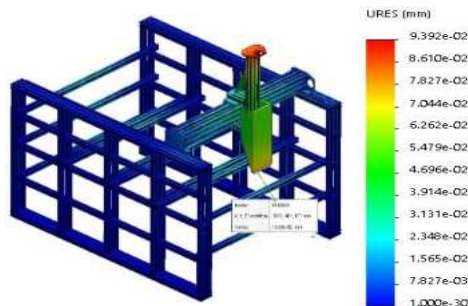


Fig. 5.64 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

#### 5.5.4 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la finisare, EN AW 6060-T6

Analizele FEA aplicate asupra CNC-ului vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile rezultate pentru cazul 3A și 3B, la frezarea prin finisare a unui slot. Freza deget utilizată are diametrul de 20 mm și patru tăișuri iar avansul pe dinte va fi de 0,2 mm/dinte.

##### 5.5.4.1 Cazul 3A: forța radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z = 0,2$ mm

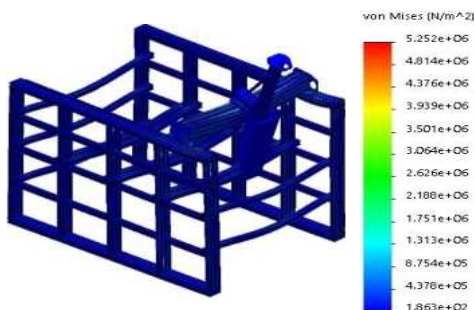


Fig. 5.65 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

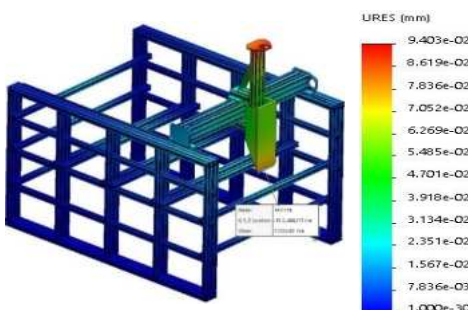


Fig. 5.66 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3A, sunt evidențiate în figura 5.65. Valoarea tensiunii are valoarea de 5,3 MPa.



În figura 5.66 prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul 3A, are valoare de 77  $\mu\text{m}$ .

#### 5.5.4.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z = 0,2 \text{ mm}$

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3B, sunt evidențiate în figura 5.67. Valoarea tensiunii are valoarea de 4,8 MPa valoare care nu depășește limita de curgere a materialului din care este confecționat router-ul.

În figura 5.68 prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformației maxime înregistrată pe placa de prindere a AP are valoare de 85  $\mu\text{m}$  pentru cazul 3B.

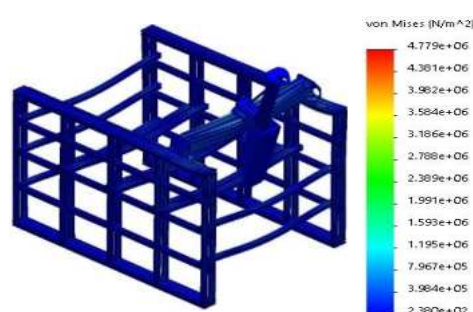


Fig. 5.67 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z = 0.2 \text{ mm/dinte}$

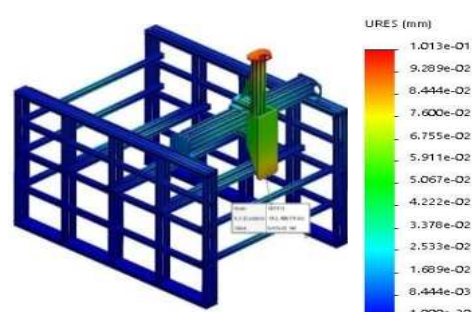


Fig. 5.68 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z = 0.2 \text{ mm/dinte}$

### 5.5.5 Concluzii

Pentru studiul FEA efectuat de autor la acest subcapitol s-a ales un material de tip EN AW 6060-T6, utilizat la simularea și obținerea unui caz uzual de frezare cu router-ul CNC. Materialul ales în această situație are proprietăți mecanice și de prelucrabilitate acceptabile. Acest material are clasa de tratament T6 cu îmbătrânire artificială printre care putem aminti că rezistența mecanică a acestuia are valoarea de 190 MPa.

În acest subcapitol s-au studiat deformațiile și tensiunile obținute pe structura router-ului CNC în urma analizelor FEA pentru cazurile 3A și 3B. Operațiile de așchiere prezentate mai sus sunt de frezare a unui slot și sunt aplicate în situații de degroșare și finisare. Frezele deget utilizate au diametrele de 10 și 20 mm cu patru tășuri, iar avansurile pe dinte utilizate sunt cele recomandate de producători.

Pentru studiile următoare în ceea ce privesc deformațiile și tensiunile înregistrate pe structura router-ului ce vor fi aplicate în cazul operațiilor de frezare pe contur și planare, vor urmări aceeași metodologie ca și la frezarea de tip slot.

Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises obținute prin analiza FEA pe structura router-ului CNC aferente operațiile de frezare stabilite sunt evidențiate în tabelul 5.18.

Tabel 5.18 Sinteza rezultatelor din analizele FEA aplicate asupra structurii CNC-ului pentru operațiile de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.2 - material EN AW 6060-T6

Parametri	Tipul operației de frezare	Diametru frezei [mm]	Direcția forțelor	Tensiunile echivalente von Mises [Mpa]	Deformațiile URES [ $\mu\text{m}$ ]
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=10\text{ mm}$	Degroșare slot	10	Cazul A	6.1	102
			Cazul B	6.4	115
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=20\text{ mm}$	Degroșare slot	20	Cazul A	10.8	155
			Cazul B	12.8	174
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=10\text{ mm}$	Finisare slot	10	Cazul A	4.9	72
			Cazul B	4.7	75
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=20\text{ mm}$	Finisare slot	20	Cazul A	5.3	77
			Cazul B	4.8	85
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=1\text{ mm}$	Degroșare contur	10	Cazul A	6.1	103
			Cazul B	6.4	116
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=1\text{ mm}$	Degroșare contur	20	Cazul A	8.2	128
			Cazul B	9.6	142
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=0.2\text{ mm}$	Finisare contur	10	Cazul A	5.4	82
			Cazul B	4.9	90
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=0.2\text{ mm}$	Finisare contur	20	Cazul A	5.4	80
			Cazul B	4.9	90
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=8\text{ mm}$	Degroșare plană	10	Cazul A	5.7	90
			Cazul B	5.2	100
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=16\text{ mm}$	Degroșare plană	20	Cazul A	7.7	121
			Cazul B	8.9	137
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=8\text{ mm}$	Finisare plană	10	Cazul A	4.9	70
			Cazul B	4.7	73
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=16\text{ mm}$	Finisare plană	20	Cazul A	5.0	74
			Cazul B	4.7	79

Conform tabelului 5.18, valoarea deformației maxime înregistrată la placa de prindere a AP este de 174  $\mu\text{m}$  și se obține la frezarea de degroșare a unui slot cu freză de 20 mm când direcția avansului este orientată după cazul 3B.

## 5.6 Rezultate analiză FEA - material Poliamidă 4.6 (PA46)

Conform analizei FEA, se vor determina tensiunile echivalente von Mises și deformațiile (URES) a CNC-ului pentru operația de frezare a unui slot pe un material de tip plastic, denumit tehnic Poliamidă 4.6.

### 5.6.1 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroșare, Poliamida 4.6 (PA46)

5.6.1.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte,  $f_z=0,1$  mm

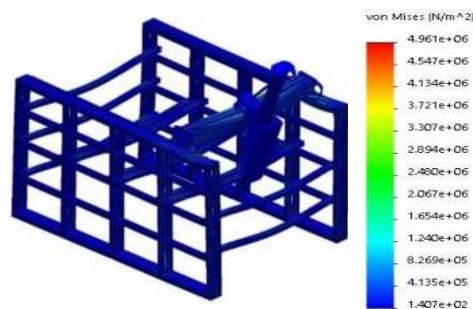


Fig. 5.69 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

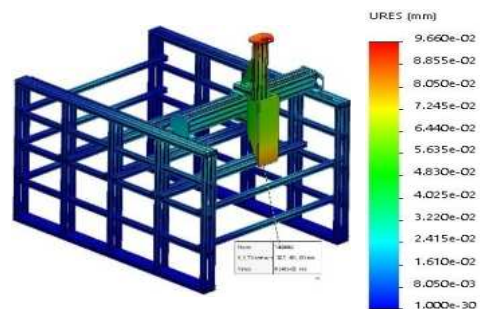


Fig. 5.70 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

5.6.1.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte,  $f_z=0,1$  mm

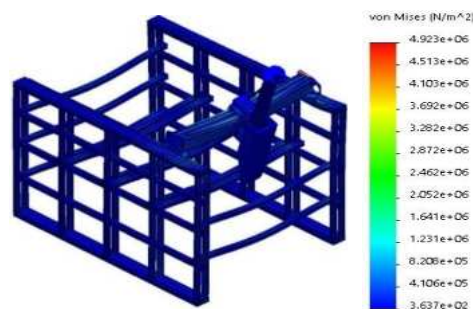


Fig. 5.71 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

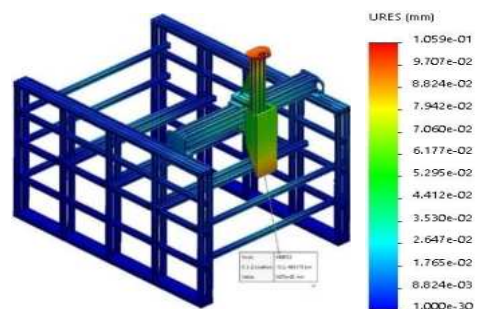


Fig. 5.72 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

## 5.6.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroșare, Poliamida 4.6 (PA46)

5.6.2.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte,  $f_z = 0,2$  mm

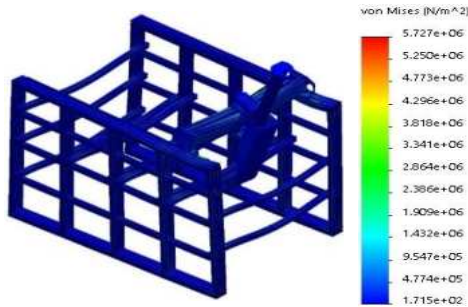


Fig. 5.73 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0,2$  mm/dinte

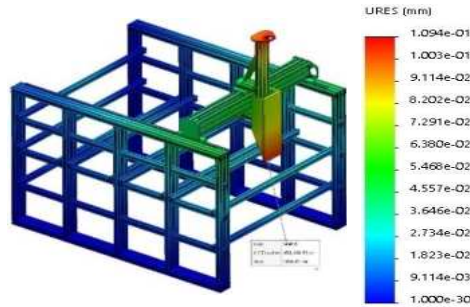


Fig. 5.74 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

5.6.2.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte,  $f_z = 0,2$  mm

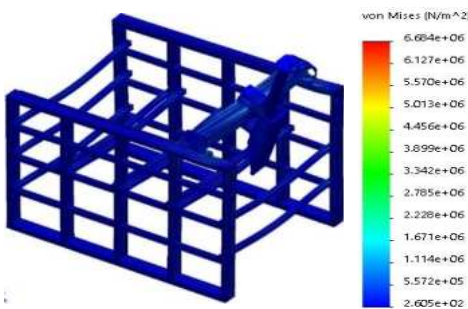


Fig. 5.75 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0,2$  mm/dinte

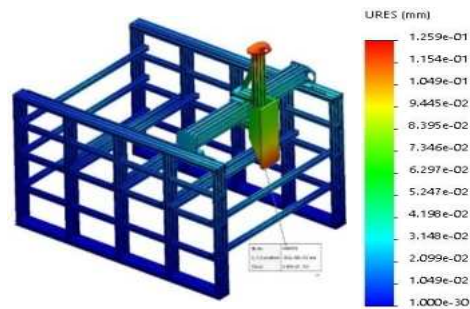


Fig. 5.76 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

## 5.6.3 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la finisare, Poliamida 4.6 (PA46)

5.6.3.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte,  $f_z = 0,1$  mm

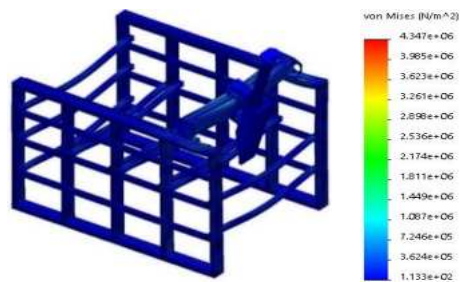


Fig. 5.77 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0,1$  mm/dinte

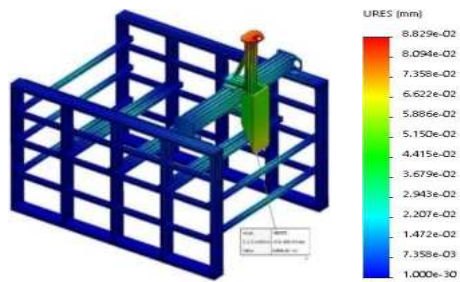


Fig. 5.78 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

### 5.6.3.2 Cazul 3B: forța radială de așchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,1$ mm

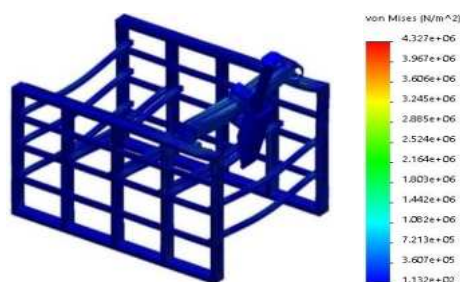


Fig. 5.79 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0,1$  mm/dinte

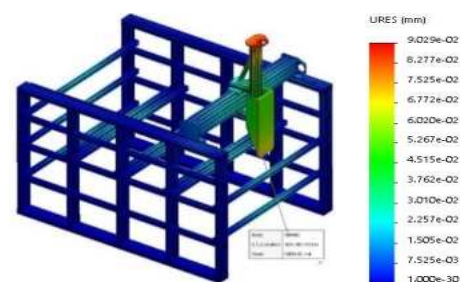


Fig. 5.80 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.1$  mm/dinte

## 5.6.4 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la finisare, Poliamida 4.6 (PA46)

### 5.6.4.1 Cazul 3A: forța radială de așchiere paralela cu axa Y a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,2$ mm

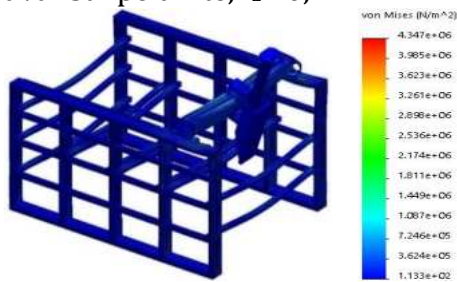


Fig. 5.81 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0,2$  mm/dinte

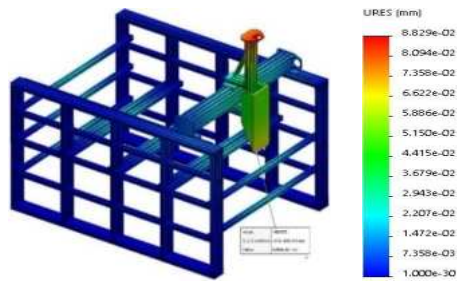


Fig. 5.82 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

#### 5.6.4.2 Cazul 3B: forța radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului și avansul pe dinte, $f_z=0,2$ mm

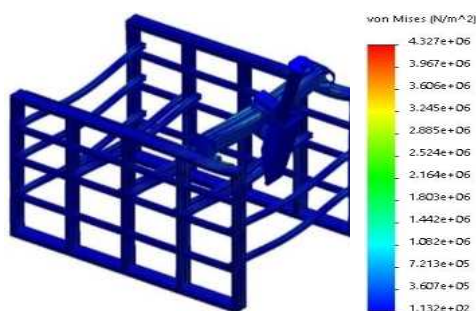


Fig. 5.83 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0,2$  mm/dinte

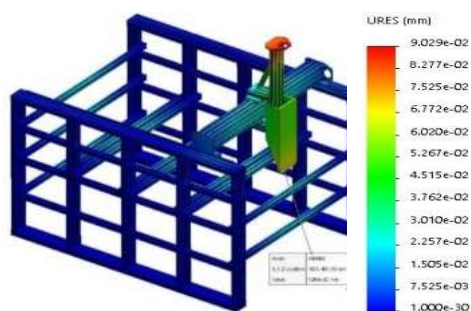


Fig. 5.84 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu  $f_z=0.2$  mm/dinte

### 5.6.5 Concluzii

Pentru a cuprinde și gama de materiale din familia plasticului, autorul a efectuat studii pe un material de tip poliamidă 4.6 (PA46). Rezistența mecanică a materialului ales are valoarea de 100 MPa incluzând majoritatea familiilor din categoria plasticului utilizate cel mai des în aplicații de prelucrări mecanice.

Din studiile efectuate în subcapitolul 5.7 s-au obținut tensiunile echivalente von Mises și deformațiile maxime în zona flanșei de prindere a AP. Forțele de aşchiere au fost aplicate în cazurile 3A și 3B la frezarea unui slot prin finisare și degroșare cu freze deget de 10 și 20 mm.

Utilizând aceeași metodologie aplicată în subcapitolul menționat se vor obține valori și pentru operațiile de frezare pe contur și de planare, utilizând forțele de aşchiere stabilite în subcapitolul 5.3.3.

În tabelul 5.19 sunt sintetizate toate valorile obținute în urma analizei FEA aplicate structurii router-ului CNC în urma operațiilor de aşchiere.

Valoarea deformației maxime înregistrată pe router în zona plăcii de prindere a AP este de 119  $\mu\text{m}$  și se obține la frezarea prin degroșare a unui slot cu o freză deget de 20 mm, iar sensul avansului fiind orientat după cazul 3B.

Tabel 5.19 Sinteza rezultatelor din analizele FEA aplicate asupra structurii CNC-ului pentru operațiile de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.3 - material PA46

Parametri	Tipul operației de frezare	Diametru frezei [mm]	Direcția forțelor	Tensiunile echivalente von Mises [Mpa]	Deformațiile URES [ $\mu\text{m}$ ]
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=10\text{ mm}$	Degroșare slot	10	Cazul A	5.0	82
			Cazul B	4.9	91
20		Cazul A	5.7	106	
		Cazul B	6.7	119	
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=10\text{ mm}$	Finisare slot	10	Cazul A	4.3	69
			Cazul B	4.3	71
20		Cazul A	4.5	71	
		Cazul B	4.5	75	
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=1\text{ mm}$	Degroșare contur	10	Cazul A	5.0	82
			Cazul B	4.9	92
20		Cazul A	5.3	94	
		Cazul B	5.3	105	
$a_p=5\text{ mm}$ $a_e=0.2\text{ mm}$	Finisare contur	10	Cazul A	4.6	73
			Cazul B	4.5	78
20		Cazul A	4.6	73	
		Cazul B	4.5	78	
$a_p=1\text{ mm}$ $a_e=8\text{ mm}$	Degroșare plană	10	Cazul A	4.7	77
			Cazul B	4.7	83
20		Cazul A	5.3	91	
		Cazul B	5.2	102	
$a_p=0.2\text{ mm}$ $a_e=8\text{ mm}$	Finisare plană	10	Cazul A	4.3	68
			Cazul B	4.3	69
20		Cazul A	4.4	70	
		Cazul B	4.4	73	

## 5.7 Concluzii

În ceea ce privește obținerea deformațiilor pe structura router-ului CNC, autorul a luat în considerare trei calități de materiale pentru a le prelucra, aluminiu: EN AW 6012-T6, EN AW 6060-T6 și un plastic: poliamidă 4.6. Operațiile de așchiere stabilite au fost în principal cele de degroșare și finisare, aplicate la frezarea unui slot, la frezarea pe contur și planare.

Adâncimea de așchiere maximă pentru operația de degroșare a fost stabilită la 1 mm, iar adâncimea maximă pentru operația de finisare a fost stabilită la 0,2 mm, aceste limitări au fost corelate cu caracteristicile tehnice ale AP utilizat pentru aceste aplicații.

Frezele deget alese pentru operațiile realizate, au diametrele de 10 și 20 mm, cu utilizarea unui avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, respectiv 0,2 mm/dinte. Observând din studiul rigidității router-ului CNC poziția cea mai nefavorabilă și direcțiile de deplasare ale AP, unde forțele de așchiere au influența cea mai ridicată, autorul a considerat pentru stabilirea deformațiilor maxime utilizarea în simulări a cazului 3A și a cazului 3B. Luând în considerare cele menționate, au fost efectuate în total un număr de 72 de simulări FEA, simulări aplicate structurii de aluminiu a router-ului CNC.

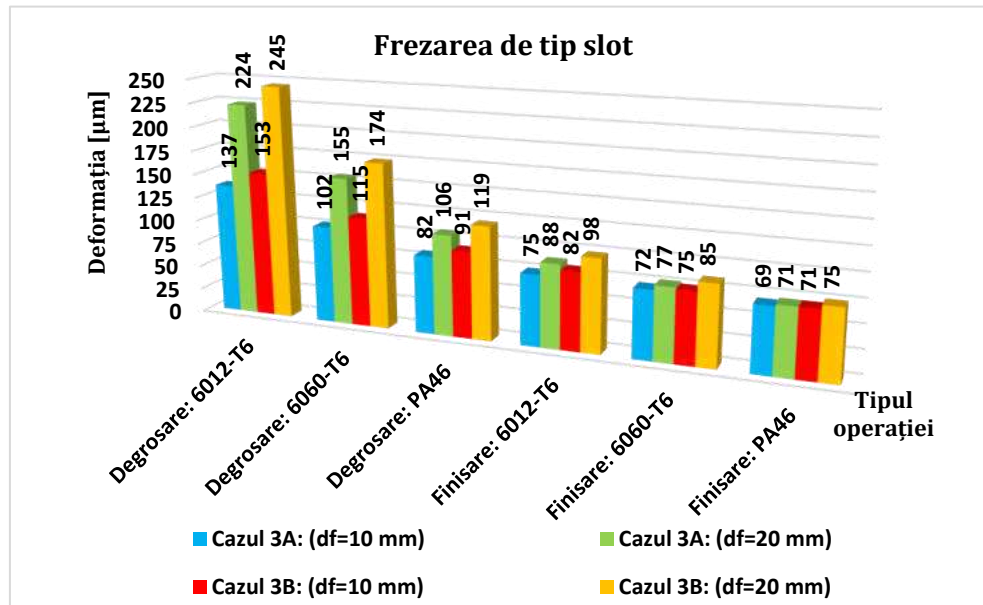


Fig. 5.85 Rezultatele privind deformațiile înregistrate pe structura router-ului CNC pentru operația de frezare a unui slot

Rezultatele deformațiilor au fost preluate din zona flanșei de prindere a AP, zonă care se consideră că influențează precizia de prelucrare a router-ului CNC.

În figura 5.85 se regăsesc rezultatele deformațiilor obținute la prelucrarea unui slot, pentru cele trei calități de materiale.

Astfel pentru prelucrarea materialului EN AW 6012-T6 cu o freză de 10 mm, la operația de degroșare a unui slot, deformația maximă înregistrată este de 153  $\mu\text{m}$ , în cazul 3B, când direcția forței radiale este paralelă cu axa X a router-ului și forța tangențială este paralelă cu axa Y.



Iar la utilizarea unei freze deget de 20 mm, deformația rezultată în cazul 3B, este de 245  $\mu\text{m}$ .

La frezarea de degroșare a unui slot cu o freza de 10 mm, aplicată pe un material EN AW 6060-T6, deformațiile rezultate pe router au valoarea de 115  $\mu\text{m}$ , iar la utilizarea unei freze de 20 mm, valoarea deformației este de 174  $\mu\text{m}$ , ambele rezultate sunt în cazul 3B.

Pentru frezarea unui slot prin operația de degroșare pe un material de tip poliamidă 4.6, deformația maximă înregistrată este de 91  $\mu\text{m}$ , la utilizarea unei freze de 10 mm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, deformația este de 119  $\mu\text{m}$ , ambele rezultate sunt aplicate cazului 3B.

La operațiile de finisare, atât la utilizarea unei freze de 10 și 20 mm, deformațiile rezultate pentru toate tipurile de materiale utilizate ca semifabricat deformațiile maxime nu depășesc valoare de 100  $\mu\text{m}$ .

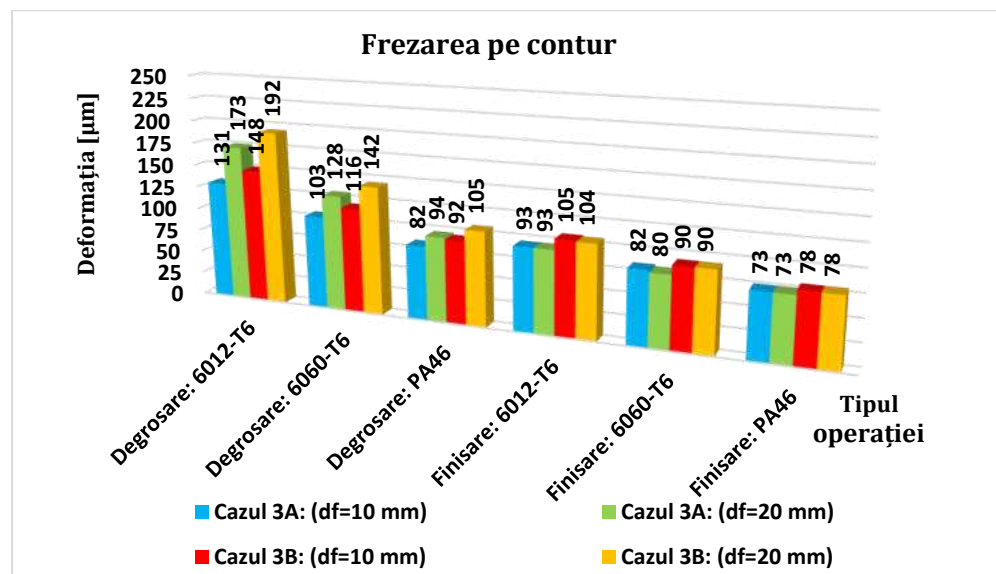


Fig. 5.86 Rezultatele privind deformațiile înregistrate pe structura router-ului CNC pentru operația de frezare pe contur

În figura 5.86 se regăsesc rezultatele deformațiilor obținute la prelucrarea pe contur a celor trei tipuri de materiale.

Astfel pentru prelucrarea materialului EN AW 6012-T6 cu o freză de 10 mm, la operația de degroșare pe contur, deformația maximă înregistrată este de 148  $\mu\text{m}$ , pentru cazul 3B, iar la utilizarea unei freze deget de 20 mm, deformația rezultată, este de 192  $\mu\text{m}$ .

La frezarea de degroșare pe contur, cu o freza de 10 mm, aplicată pe un material EN AW 6060-T6, deformațiile rezultate pe router au valoarea de 116  $\mu\text{m}$ , iar la utilizarea unei freze de 20 mm, valoarea deformației este de 142  $\mu\text{m}$ , ambele rezultate sunt în cazul 3B.

Pentru frezarea de degroșare pe contur aplicată la un material de tip poliamidă 4.6, deformația maximă înregistrată este de 92  $\mu\text{m}$ , la utilizarea unei freze de 10 mm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, deformația este de 105  $\mu\text{m}$ , ambele rezultate sunt aplicate cazului 3B.

La operațiile de finisare, atât la utilizarea unei freze de 10 și 20 mm, deformațiile rezultate pentru toate tipurile de materiale utilizate ca semifabricat deformațiile maxime nu depășesc valoare de 105  $\mu\text{m}$ .

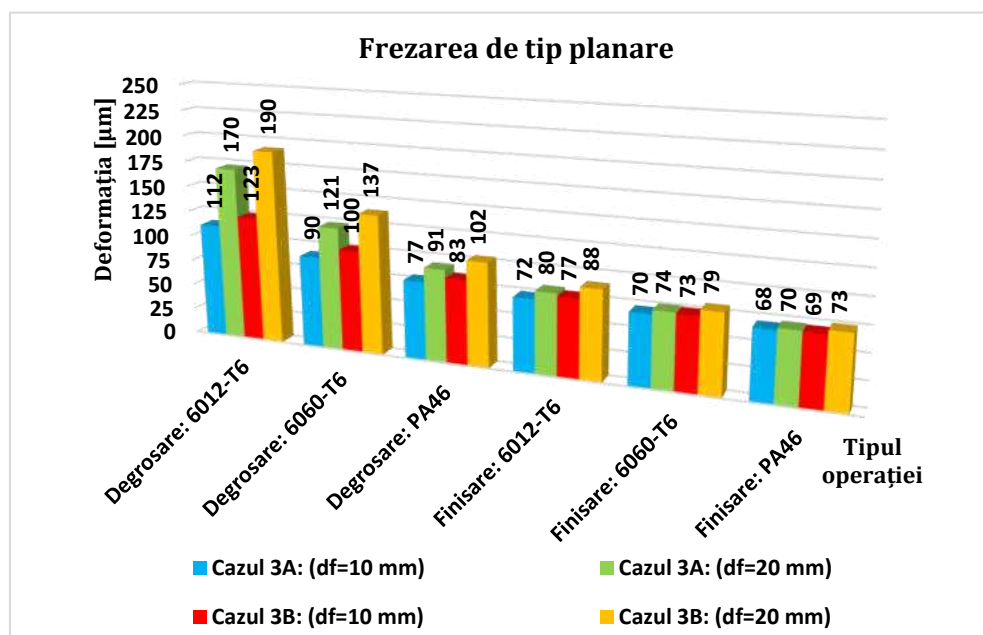


Fig. 5.87 Rezultatele privind deformațiile înregistrate pe structura router-ului CNC pentru operația de frezare de tip planare

În figura 5.87 se regăsesc rezultatele deformațiilor obținute la prelucrarea de tip planare, aplicate celor trei tipuri de materiale.

Astfel pentru prelucrarea materialului EN AW 6012-T6, cu o freză de 10 mm, la operația de planare prin degroșare, deformația maximă înregistrată, este de 123  $\mu\text{m}$ , pentru cazul 3B, iar la utilizarea unei freze deget de 20 mm, deformația rezultată, este de 190  $\mu\text{m}$ .

La frezarea de planare prin degroșare, cu o freza de 10 mm, aplicată pe un material EN AW 6060-T6, deformațiile rezultate pe router au

valoarea de 100  $\mu\text{m}$ , iar la utilizarea unei freze de 20 mm, valoarea deformației este de 137  $\mu\text{m}$ , ambele rezultate sunt în cazul 3B.

Pentru frezarea de planare prin degroșare aplicată la un material de tip poliamidă 4.6, deformația maximă înregistrată este de 83  $\mu\text{m}$ , la utilizarea unei freze de 10 mm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, deformația este de 102  $\mu\text{m}$ , ambele rezultate sunt aplicate cazului 3B.

La operațiile de finisare, atât la utilizarea unei freze de 10 și 20 mm, deformațiile rezultate pentru toate tipurile de materiale utilizate ca semifabricat deformațiile maxime nu depășesc valoare de 100  $\mu\text{m}$ .

Astfel fiind spuse deformațiile rezultate pentru operațiile de prelucrare efectuate, conduc spre stabilirea preciziei de prelucrare ale router-ului CNC proiectat.

Autorul recomandă în cazul proiectării unui router CNC de frezat să se ia în considerare direcția de deplasare a AP, pentru că din studiile efectuate direcția forțelor de așchiere influențează valoarea deformațiilor. În cazul nostru cazul cel mai nefavorabil identificat a fost cazul 3B, când direcția forței tangențiale este paralelă cu axa Y a CNC-ului și unde rigiditatea router-ului este cea mai scăzută, de 0.664 N/ $\mu\text{m}$ .

Pentru a menține precizia de prelucrare a router-ului CNC în jurul valorii de 100  $\mu\text{m}$  la prelucrarea celor trei tipuri de materiale menționate, se recomandă în această situație, respectarea următoarelor indicații aplicate operațiilor de degroșare:

- se recomandă utilizarea unor freze cu un număr mai mic de dinți, cu trei sau doi dinți;
- evitarea utilizării frezelor deget cu diametrele de 20 mm;
- micșorarea sub 1 mm a adâncimii de așchiere și creșterea numărului de treceri;
- micșorarea avansului pe dinte;

Respectarea acestor indicații ajută la menținerea preciziei menționate dar vor introduce anumite dezavantaje și vor conduce la scăderea volumului de material îndepărtat, respectiv a productivității dar și a calității suprafeței prelucrate.

## 6. CONCLUZII FINALE

Obiectivele generale ale prezentei teze de doctorat au fost atinse, după cum urmează:

- Analiza generală a elementelor constitutive ale unei m-u CNC;
- Analiza specifică a AP ca parte esențială în identificarea rigidității influențate de regimurile de așchiere;
- Metodologia de lucru prin metoda analitică și numerică de stabilire a deformațiilor și a rigidității AP;
- Concepția și proiectarea 3D a trei modele de AP destinați aplicației stabilite;
- Studiul analitic și FEA privind deformațiile și rigiditate pe cele trei variante de AP cu aranjamente diferite ale lagărelor;
- Realizarea concepției și proiectării unui router CNC pentru aplicația destinată, acesta urmând să echipeze laboratorul de m-u;
- Analiza procesului tehnologic și a operațiilor de așchiere critice privind solicitarea AP;
- Analiza statică a deformațiilor rezultate pe router-ul CNC în funcție de solicitărilor de așchiere utilizând soft-uri dedicate analizei cu element finit (SolidWorks Simulation);

Din studiul comparativ al rezultatelor și analizelor, în ceea ce privesc AP rezultă următoarele concluzii:

- Metodologia utilizată de autor la stabilirea deformațiilor și a rigidităților radiale ale AP este compusă din două metode, una analitică și una numerică (FEA), iar marja de eroare obținută utilizând cele două metode nu depășește valoarea de 9 %;
- Deformațiile și rigiditățile unui arbore principal din punct de vedere constructiv sunt influențate: de tipul de aranjament a lagărelor și de mărimea rulmenților utilizați, de valoarea unghiului de contact a rulmenților, de distanța punctului de aplicare a forței de așchiere și a lagărului conducător, de distanța dintre lagăre și de forma geometrică a cartușului;
- Pentru a crește rigiditatea sistemului de arbore principal, respectiv precizia conferită de acesta se recomandă ca poziționarea lagărului conducător să fie cât mai aproape de flanșa cartușului sau de punctul de aplicare a forțelor de așchiere;

- Referitor la studiile de caz realizate pentru aplicația destinată și stabilirea limitelor de performanță a celor trei arbori proiectați (aranjament: DT-DT, TBT-DT, TBT și un rulment unghiular), a rezultat că varianta optimă cu cele mai mici deformații și cele mai bune valori ale rigidității radiale este obținută de AP cu lagărele în aranjament DT-DT. Valorile deformațiilor și a rigidităților radiale obținute pentru aranjamentul de tip DT-DT sunt prezentate în continuare:

- pentru clasa de pretensionare ușoară a lagărului conducător,
  - deformația 13,26  $\mu\text{m}$ , rigiditatea 11,78  $\text{N}/\mu\text{m}$ ;
- pentru clasa de pretensionare medie a lagărului conducător,
  - deformația 13,00  $\mu\text{m}$ , rigiditatea 12,01  $\text{N}/\mu\text{m}$ ;
- pentru clasa de pretensionare ridicată a lagărului conducător,
  - deformația 12,88  $\mu\text{m}$ , rigiditatea 12,12  $\text{N}/\mu\text{m}$ ;

- În cazul AP cu motor integrat, figura 6.1, rotorul ce se regăsește montat pe cartușul arborelui principal are influențe majore în ceea ce privesc deformațiile și rigiditatea radială a acestuia, iar dacă facem referire la aranjamentul DT-DT se poate observa o îmbunătățire a performanțelor în ceea ce urmează:

- pentru clasa de pretensionare ușoară a lagărului conducător,
  - deformația 3,75  $\mu\text{m}$ , rigiditatea 41,66  $\text{N}/\mu\text{m}$ ;
- pentru clasa de pretensionare medie a lagărului conducător,
  - deformația 3,50  $\mu\text{m}$ , rigiditatea 44,64  $\text{N}/\mu\text{m}$ ;
- pentru clasa de pretensionare ridicată a lagărului conducător,
  - deformația 3,38  $\mu\text{m}$ , rigiditatea 46,22  $\text{N}/\mu\text{m}$ ;

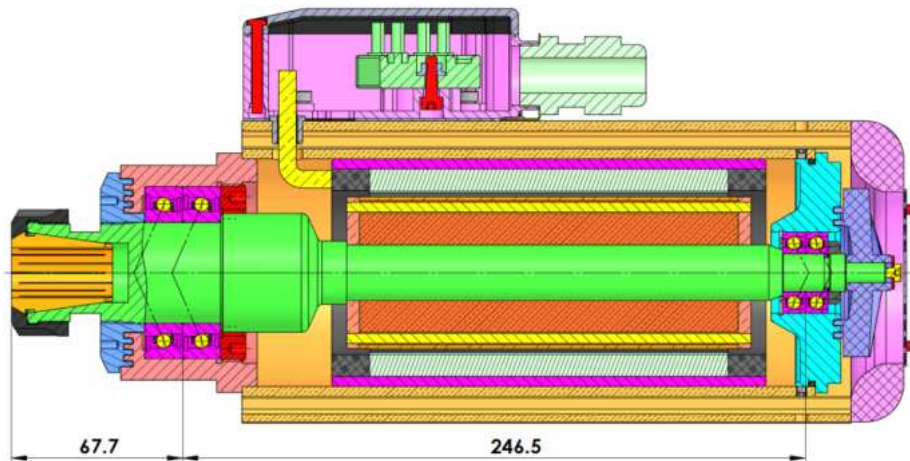


Fig. 6.1 AP de frezat cu prindere ER32 și aranjament în DT-DT

- Clasa de pretensionare în cazul utilizării rulmenților într-o aplicație de tip arbore principal nu influențează semnificativ rigiditatea sistemului, de aceea autorul recomandă utilizarea pretensionării ușoare sau cel mult medie a set-urilor de rulmenți, pentru creșterea durabilității sistemului, creșterea turațiilor admisibile a lagărelor și evitarea supraîncălzirii;
- Turațiile maxime pe care un arbore principal poate să le atingă în condiții de funcționare optime depind de mai mulți factori după cum urmează: de tipul de lubrifiere, de valoarea unghiului de contact a rulmentului, de tipul de aranjament a lagărului, de clasa de pretensionare și de calitatea materialului din care sunt confecționate componentele de rulare;
- Turațiile maxime care pot fi atinse în condiții optime de funcționare referitor la arborele principal proiectat în aranjament DT-DT sunt de 24.000 rpm pentru clasa de pretensionare ușoară, 21.000 rpm pentru clasa de pretensionare medie și 15.000 rpm pentru clasa ridicată;

În concluzie la proiectarea arborilor principali, autorul recomandă să se realizeze mai multe studii de caz pentru identificarea variantei optime și obținerea performanțelor stabilite de aplicație. Din studiile de caz realizate și prin compararea performanțelor dintre variantele de AP cu aranjamente diferite, a condus la certitudinea că nu întotdeauna un lagăr constituit dintr-un număr mai mare de rulmenți va conferi o rigiditate mai bună întreg sistemului de arbore principal.

Din studiul comparativ al rezultatelor și analizelor, în ceea ce privește router-ul CNC proiectat pentru aplicația destinată rezultă următoarele concluzii:

- Pentru stabilirea erorilor de prelucrare a router-ului CNC proiectat, ce sunt generate de forțele și momentul de așchiere s-au realizat studii pe diverse materiale de tip aluminiu: EN AW 6012-T6, EN AW 6060-T6 și poliamidă 4.6 supuse la operații de frezare de tip slot, pe contur și de planare;
- Sculele utilizate pentru obținerea forțelor de așchiere și a momentului necesar așchierii sunt freze deget cu patru tășuri, cu diametre de 10 mm și 20 mm, iar ca și parametrii de așchiere s-au luat în considerare recomandările producătorilor, utilizând o

adâncime maximă de aşchiere de 1 mm pentru degroşare iar pentru finisare o adâncime de aşchiere de 0.2 mm;

- Avansurile pe dinte utilizate pentru sculele menţionate au valori de 0,1 mm/dinte pentru freza cu diametrul de 10 mm şi 0,2 mm/dinte pentru freza de 20 mm;
- Studiul rigidităţii şi a deformaţiilor rezultate pe router-ul CNC s-au concentrat pe comportamentul structurii acestuia, considerând că AP are rigiditate infinită neincluzându-l în analize, însă forţele de aşchiere au fost aplicate la coordonatele punctului de lucru al acestuia;

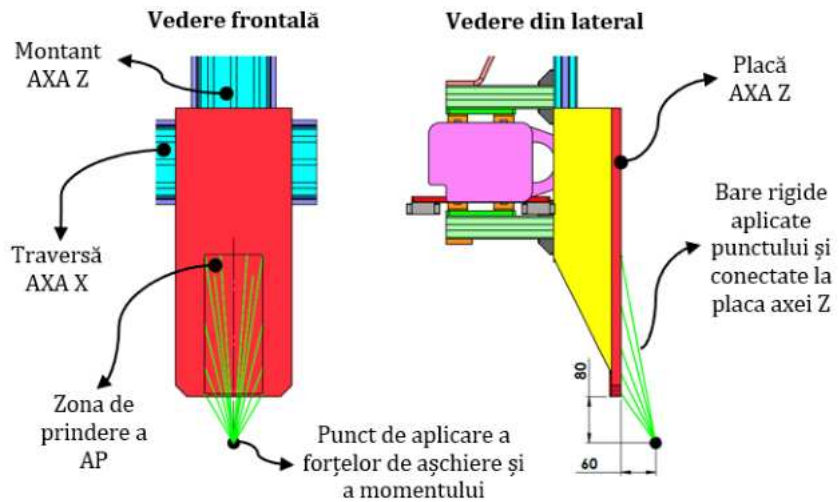


Fig. 6.2 Poziția punctului de aplicare a forțelor și a momentului de aşchiere

- Metodologia de obținere a rigidității router-ului CNC proiectat din profile de aluminiu a fost realizată prin aplicarea forței de aşchiere în toate cele șase direcții de prelucrat asupra cazului critic de poziționare a AP, cazul 3. Rigiditățile minime obținute, figura 6.2, se înregistrează atunci când forța de aşchiere ( $F_{A1}$ ) este paralelă cu axa Y a CNC-ului și de sens pozitiv, respectiv când forțele de aşchiere ( $F_{A2}$ ,  $F_{A4}$ ) sunt paralele cu axa X în ambele sensuri, iar acestea au valoare de 0.644 N/ $\mu\text{m}$  și de 0.866 N/ $\mu\text{m}$ .

- Deformațiile înregistrate pe router, conform aplicațiilor stabilite se regăsesc în concluziile din subcapitolul 5.8, iar cele mai mari deformații se înregistrează la realizarea operațiilor de tip slot prin degroşare, aplicate în special asupra materialului de tip aluminiu EN

AW 6012-T6, unde valoarea acestora variază între 245  $\mu\text{m}$  pentru freza de 20 mm și 153  $\mu\text{m}$  la utilizarea frezei de 10 mm;

- Pentru menținerea deformațiilor, respectiv a preciziei de prelucrare sub 100 de micrometri, în funcție de aplicația router-ului CNC autorul recomandă utilizarea unor freze cu un număr mai mic de dinți (trei sau doi) și diametrele până în 10 mm ale acestora, scăderea adâncimii de așchiere în special la degroșare sau micșorarea avansului pe dinte;

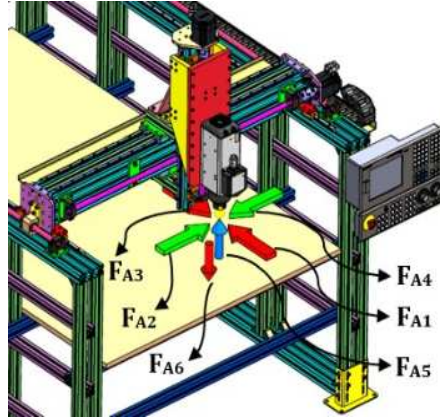


Fig. 6.3 Direcțiile forțelor de așchiere aplicate router-ului CNC în cazul 3 pentru identificarea rigidității minime

Odată stabilite rigiditățile arborelui principal și a structurii constituite din elementele structurale ale mașini-unelte CNC proiectate, se poate obține precizia teoretică de prelucrare și pentru alte tipuri de materiale, operații și scule prin introducerea forței de așchiere aferente aplicațiilor în ecuația de mai jos.

$$\delta = \frac{P}{K} [\mu\text{m}] \quad (6.1)$$

La determinarea deformațiilor și a rigidității radiale pe cale analitică a AP cu motor integrat, este nevoie să luăm în considerare și influența rotorului montat pe cartuş, astfel în ecuația (3.23) se va introduce și momentul de inerție a rotorului, iar ecuația devine:

$$\delta = P \left[ \frac{1}{S_A} * \left( \frac{a+L}{L} \right)^2 + \frac{1}{S_B} * \left( \frac{a}{L} \right)^2 + \frac{a^2}{3E} \left( \frac{L}{I_L + I_R} + \frac{a}{I_a} \right) \right] \quad (6.2)$$



Metodologia utilizată în cadrul tezei de doctorat pentru obținerea deformațiilor și a rigidităților, respectiv a preciziei de prelucrat se poate utiliza și adapta pentru orice model de AP în aranjamente diverse cu rulmenți unghiular, precum și a supra structurilor integrale a m-u. Autorul recomandă utilizarea metodelor de calcul numeric pentru că oferă rezultate mult mai apropiate de comportamentul real în cazul acestor aplicații.

În concluzie, autorul recomandă să nu se investească într-un arbore principal de mare performanță dacă structura mașini-unelte CNC nu satisface un nivel de rigiditate cel puțin egal cu rigiditatea acestuia.

Toate studiile efectuate și rezultatele obținute se pot utiliza și aplica cu preponderență în mediul industrial, urmând a întreprinde colaborări cu firmele din județul Bistrița-Năsăud, urmând a se realiza transferul tehnologic către acestea.

## 7. CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

### 7.1 Contribuții personale

Conținutul tezei de doctorat este structurat pe șapte capitole principale, în primul capitol sunt prezentate tendințele și elementele constitutive ale mașinilor-unelte moderne din domeniu, urmate de obiectivele stabilite pentru studiul și analiza deformațiilor, rigidității ce vor influența precizia de prelucrare ce vor fi aplicate sistemelor AP și a structurilor de aluminiu destinate router-elor CNC. În următoarele capitole sunt prezentate contribuțiile autorului în rezolvarea problemei propuse din titlul actualei teze.

Prin analizarea conținutului tezei de doctorat, a cercetărilor teoretice efectuate și atingerea obiectivelor fixate se conturează contribuțiile autorului în cadrul lucrării, acestea fiind precizate în continuare:

- Analiza stadiului actual și a tendinței mondiale în ceea ce privește importanța mașinilor-unelte CNC în domeniul acestora și stabilirea obiectivelor de interes în cadrul tezei;
- Documentarea și analiza sistemelor de AP ce intră în alcătuirea m-u, parte necesară pentru o bună conturare a concepției și a etapizării ce ține de proiectare, printre care putem aminti:

- identificarea părților componente și a mecanismelor din alcătuirea acestora;
- identificarea cerințelor legate de performanță și de rolul funcțional;
- stabilirea aspectelor generale ce țin de proiectarea arborilor principali;
- stabilirea criteriilor de clasificare a arborilor principali CNC;
- documentarea, analiza și stabilirea sistemelor în ceea ce privește construcția arborilor principali, printre care putem aminti: tipurile de construcție, sistemele de lăgăruire, sistemele de antrenare, sistemele de etanșare, sistemele de lubrifiere, sistemele de răcire, interfețele și mecanismele de reținere a sculei și a port-sculei și sistemele de schimbare automată a sculelor, etc;

- Studiul privind rigiditatea radială statică a unui sistem de AP:
  - în urma studiilor efectuate s-au identificat aspectele generale legate de rigiditatea arborilor principali, iar pentru realizarea metodologiilor de calcul a rigidității radiale ale AP, autorul a identificat două metode, una analitico-teoretică și una numerică realizabilă prin analiza cu element finit (FEA); pentru fiecare metodă s-a realizat și prezentat fluxul etapelor în ceea ce privește realizarea celor propuse;
  - stabilirea metodei analitice de calcul pentru forțele de așchiere, a momentului și a parametrilor necesari așchierii, metodă care se poate realiza și prin utilizarea soft-urilor specializate de calcul de la producători;
  - studiul privind obținerea rigidității axiale și radiale a set-urilor de rulmenți unghiulari în funcție de aranjamentul acestora pentru lagărele AP, studiu realizat pentru cele mai uzuale aranjamente utilizate în construcția arborilor principali;
  - studiul privind calcularea turației maxime a unui arbore principal în condiții de funcționare optimă și aspectele ce țin de influențarea acesteia rezultată din tipul aranjamentului de rulmenți, de clasa de precizie, de unghiul de contact a rulmenților și de tipul calității de material a elementelor de rulare;
  - studiul privind calcularea teoretică a distanței optime dintre lagăre ce va ajuta la obținerea rigidităților maxime și realizarea unor exemple de calcul;
  - studiul teoretic privind deformația și rigiditatea radială a unui arbore principal precum și influența distanței dintre lagăre asupra acestora;
  - stabilirea și prezentarea metodologiei privind analiza cu element finit aplicată arborilor principali la identificarea deformațiilor și a rigidității;
  - compararea rezultatelor obținute prin metoda analitico-teoretică și metoda numerică FEA, aplicate unui arbore principal proiectat de autor cu prindere de tip HSK-A63 și aranjament TBT a lagărului conducător, figura 7.1, lagărul fiind constituit din rulmenți unghiulari cu bile, iar unghiul de contact a acestora este de  $\alpha=15^\circ$ ; în studiile efectuate s-a luat în considerare și clasele de pretensionare a lagărului conducător urmând a se valida

metodele utilizate ca fiind corecte prin obținerea unor valori mici a marjelor de eroare;

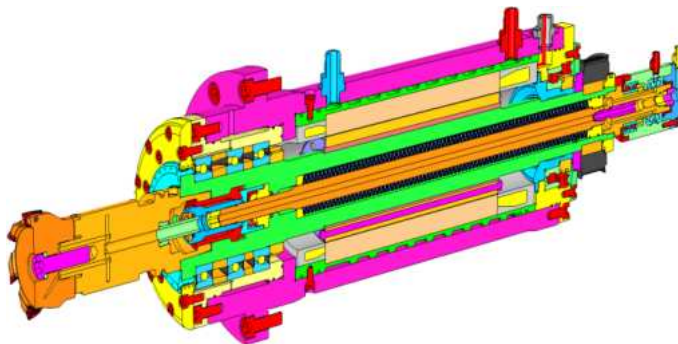


Fig. 7.1 Sistem de arbore principal de frezat complet de tip HSK-A63, P=25 Kw, n=12000 rpm cu aranjament TBT a lagărului conducător

- Elaborarea unui studiu de caz prin conceperea și proiectarea a trei modele de AP pentru frezat cu prindere de tip ER32 în aranjamente diferite prin care autorul urmărește să determine modelul a cărui performanțe sunt cele mai potrivite pentru aplicația stabilită:

- pregătirea studiului de caz și stabilirea cerințelor principale pe care arborele principal trebuie să le respecte, în funcție de cazul critic de frezare stabilit conform aplicației pe un material de tip aluminiu EN AW 6012-T6;
- s-au conceput și proiectat trei variante de AP în aranjamente diferite a lagărelor, figura 7.2, pentru a putea realiza comparația performanțelor dintre aceștia; variantele alese de autor pentru cei trei AP sunt de forma: DT-DT, TBT și un singur rulment unghiular cu bile, TBT-DT;
- s-au realizat studii și analize pe cele trei variante de arbori prin utilizarea metodelor analitico-teoretice și numerice statice, legate de:
  - distanța optimă dintre lagăre în cazul arborilor fără motor integrat;
  - deformațiile și rigiditatea radială a arborilor în cazul în care se poate păstra distanța optimă calculată dintre lagăre și în cazul opus când nu se poate păstra distanța optimă pentru AP proiectați cu motor integrat;

- deformațiile și rigiditatea radială a AP proiectați rezultate prin analiza FEA statică, când se i-a în considerare rigiditatea rotorului asamblat pe cartuș și când nu este montat pe acesta;

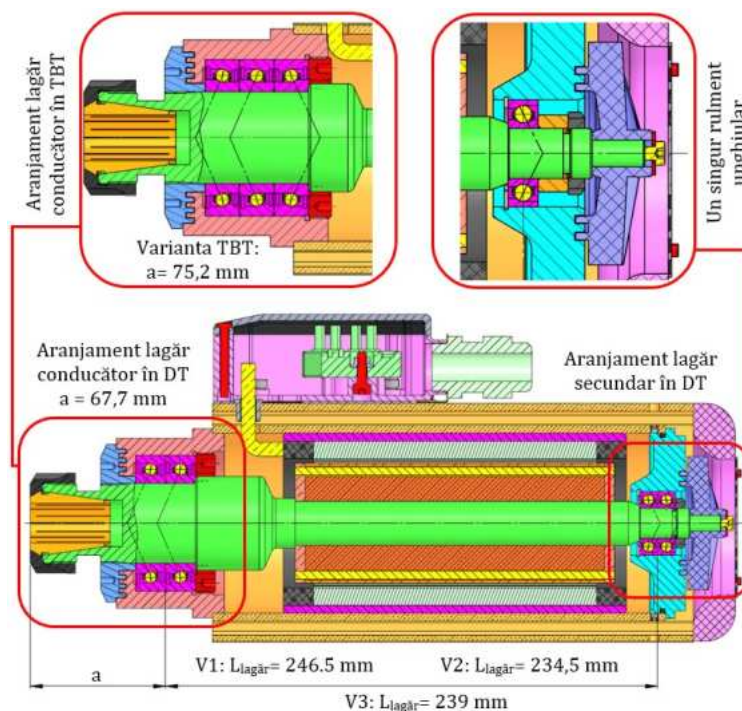


Fig. 7.2 Variantele de AP de frezat proiectați cu prindere manuală de tip ER32, în aranjamente DT-DT, TBT-1 rul. radial, TBT-DT

- efectuarea unei analize comparative a celor trei variante de arbori propuși și proiectați pentru studiul de caz prin prisma alegerii variantei optime din punct de vedere a performanțelor rezultate și transpuse în precizia de prelucrare;
- Conceperea și proiectarea 3D a unui router CNC din profile de aluminiu cu cap de frezat și prindere manuală a sculei, destinat prelucrărilor ușoare din cadrul dotării laboratorului de m-u al Universității Tehnice din Cluj-Napoca:

- elaborarea cerințelor și realizarea proiectării 3D a router-ului CNC cu ajutorul soft-ului de proiectare asistată de calculator SolidWorks;
- stabilirea gamei de materiale a semifabricatelor care se vor prelucra pe router (EN AW 6012-T6, EN AW 6060-T6, PA46),

- stabilirea operațiilor de prelucrare, a forțelor de așchiere și corelarea acestora cu destinația aplicației;
- studiul privind metodologia de aplicarea a forțelor de așchiere și stabilirea cazurilor utilizate, iar pentru a reduce numărul de experimente (simulări) s-a identificat cazul nefavorabil în care poziția AP al router-ului prezintă deformații maxime asupra structurii de aluminiu;
  - stabilirea cazului nefavorabil în care poziția AP are deformațiile cele mai pronunțate a condus la studiul privind rigiditatea minimă rezultată pe structura de aluminiu a router-ului CNC;
  - stabilind metodologia de aplicare a forțelor de așchiere, a direcțiilor acestora și a studiului rigidității aplicate în cazul critic de poziționare a AP s-au realizat analize statice FEA în ceea ce privește deformațiile, respectiv precizia router-ului CNC din punct de vedere a erorilor introduse de forțele de așchiere;
  - realizarea analizei rezultatelor în ceea ce privește valorile deformațiilor rezultate pentru operațiile de prelucrare prin degroșare și finisare a celor trei tipuri de materiale stabilite la frezarea a unui slot, la frezarea pe contur și de planare;
  - elaborarea și prezentarea soluțiilor posibile pentru menținerea preciziei router-ului CNC sub valoarea de 100  $\mu\text{m}$ ;
  - realizarea documentației tehnice de execuție și detalieri, cuprinzând desenele de ansamblu și desenele de execuție a reperelor, vezi anexa 1;



Fig. 7.3 Execuția practică a router-ului CNC în variantă modulară și reconfigurabilă

## 7.2 Direcții viitoare de cercetare și perspective

Din punctul de vedere a studiilor și cercetărilor realizate în cadrul tezei de doctorat vor rezulta noi deschideri a orizontului spre direcții viitoare de cercetare, cum ar fi:

- dezvoltarea unui soft propriu „Spindle rigidity RCI” care să permită calcularea deformațiilor și a rigidității AP de m-u CNC și în special a celor cu motoare integrate, care din punct de vedere tehnic se impun următoarele observații:

- la momentul actual relațiile de calcul utilizate sunt efectuate în programul „Excel” iar acest lucru impune dezvoltarea unei interfețe interactive și „user-friendly”;
- realizarea unei baze de date cu caracteristicile specifice de performanță pentru categoriile de rulmenți unghiulari cu bile utilizați în construcția arborilor principali CNC, în special a celor din clasele de precizie P2, P4, P4S și P5;
- selectarea și realizarea automată a calculelor în ceea ce privește rigiditatea axială și radială a lagărelor în funcție de aranjamentul rulmenților aleși: DB, DF, DT, TBT, QBC, QBT, QTTTQ, etc;
- stabilirea tipurilor de interfețe dintre port-sculă și cartuș, cum ar fi cele de tip ISO, HSK, ER, etc., precum și introducerea dimensiunilor pentru generarea geometriei cartușului în funcție tipul de interfață ales;

- studii și cercetări privind creșterea rigidității structurilor din profile de aluminiu destinate M-U CNC, acestea vor conduce la:

- găsirea unor soluții optime și relativ ieftine, cum ar fi îmbunătățirea rigidității componentelor structurale prin studierea diferitelor forme constructive ale structurilor, printre care putem aminti cele de tip grindă cu zăbrele, utilizarea formelor de tip fagure sau a structurilor de tip spațial;
- studierea unor metode moderne de a crește rigiditatea prin utilizarea sau integrarea materialelor compozite sau hibride în componentele structurale ale m-u, printre care putem aminti de fibra de carbon, fibra de kevlar, fibra de sticlă îmbinate cu diverși polimeri sau utilizarea unor betoane polimerice;

- îmbunătățirile aduse structurilor din aliaje de aluminiu vor conduce la realizarea diverselor studii și comparații privind comportamentul static sub acțiunea forțelor de așchiere și a comportamentului dinamic (vibrații, termic, etc.), precum și la stabilirea erorilor ce vor influența precizia de prelucrare;
- dezvoltarea unei aplicații în programul SolidWorks care să permită realizarea parametrizată a structurilor de aluminiu pentru diverse variante de routere CNC, astfel putem menționa:
  - realizarea unei baze de date de tip „SLDLFP” cu toate modelele de profile de aluminiu existente și uzuale pentru utilizarea acestora ca „weldments profiles”;
  - realizarea unei baze de date cu toate elementele de conexiune necesare îmbinării acestor structuri și a organelor specifice de asamblare;
  - acest lucru va conduce la reducerea substanțială a timpului de proiectare și va permite realizarea modificărilor geometrice și dimensionale în timp real;
  - cu ajutorul aplicației dezvoltate se urmărește posibilitatea de a realiza rapid analize cu element finit pentru studiile statice sau dinamice asupra elementelor structurale din cadrul unei mașini-unelte CNC;



## REFERINȚE BIBLIOGRAFICE

- [1] World machine tool survey, Gardner Research, 2016, link de acces: <https://www.gardnerweb.com/cdn/cms/2016%20WMTS%20Report.pdf>;
- [2] Global Machine Tool Outlook, Oxford Economics, Aprilie 2020;
- [3] World machine tool survey, Gardner Research, 2020, link de acces: <https://www.gardnerintelligence.com/economics/post/the-2020-world-machine-tool-survey-shows-machine-tool-downturn-continued>;
- [4] Definiția mașinilor-unelte din DEX, link de acces: <https://dexonline.ro/definitie/ma%C8%99ini%20unelte>;
- [5] E. Botez, Mașini-unelte, Bazele teoretice ale proiectării, Editura tehnică, București, 1977;
- [6] Botez, Proiectarea mașinilor-unelte, Editura didactica și pedagogică, București, 1980;
- [7] Definiția batiurilor mașinilor-unelte din DEX, link de acces: <https://dexonline.ro/definitie/batiu/definitii>;
- [8] V. Moraru, Teoria și proiectarea mașinilor-unelte, Editura didactică și pedagogică, București, 1985;
- [9] S. Enache, M. Pridvornic, D. Dragu, Proiectarea formei pieselor în construcția de mașini, Editura Tehnică, București, 1979;
- [10] I. Gheghea, B. Plăhteanu, C. Mitoșeriu, A. Ghionea, Mașini-unelte și agregate, Editura didactică și pedagogică, București, 1983;
- [11] Definiția ghidajelor din DEX, link de acces: <https://dexonline.ro/definitie/ghidaj>;
- [12] I. Gh. Sandu, V. Moraru, C. Minciu, Ghidajele mașinilor-unelte, Editura tehnică, București, 1967;
- [13] Sami Chatti, Luc Laperrière, Gunther Reinhart, Tullio Tolio, CIRP Encyclopedia of Production Engineering, 2019, doi: 10.1007/978-3-662-53120-4;
- [14] A. Albu, M. Crețu, L. Morar, M. Galiș, S. Popescu, I. Vușcan, Proiectarea mașinilor-unelte, Institutul politehnic Cluj-Napoca, 1986;
- [15] H. Grigorescu, O. Grigorescu, Mașini-unelte și dispozitive, Editura didactică și pedagogică, București, 1967;
- [16] I. Drăghici și colab., Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol.1, Editura Tehnică, București, 1981;
- [17] Strunguri carusel Hwacheon-Europa, link de acces: <https://www.hwacheon-europe.com/en/Carousel-lathes>;

- [18] Hussein Mohammed Hasan, Hussein Younus Razzaq and Intisar Rasheed Saleh, Machine Elements and Design Fundamental, Journal of Physics: Conference Series, Volume 1897, Sixth International Scientific Conference for Iraqi Al Khwarizmi Society, Cairo, 2020;
- [19] A. Jula, E. Chișu, M. T. Lateș, Organe de mașini și transmisii mecanice, Brașov, 2005;
- [20] A. Jula, M. T. Lateș, Organe de mașini, Editura Universității Transilvania, Brașov, 2004;
- [21] I. Beblea, A. V. Beblea, Soluții moderne în construcția roboților industriali, U.T. Press, Cluj-Napoca, 2011;
- [22] Catalog ghidaje liniare de la HIWIN, link de acces: [https://www.hiwin.tw/download/tech\\_doc/gw/Linear\\_Guideway-\(E\).pdf](https://www.hiwin.tw/download/tech_doc/gw/Linear_Guideway-(E).pdf);
- [23] Tutorial ghidaje liniare de la NSK, link de acces: [https://www.bearing.co.il/Linear\\_Guides\\_Tutorial.pdf](https://www.bearing.co.il/Linear_Guides_Tutorial.pdf);
- [24] Standard ISO 14728-1 legat de ghidaje liniare, link de acces: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/30129/2d9511a8ca1a44aabb5e068a2d74c311/ISO-14728-1-2004.pdf>;
- [25] Mașini-unelte de frezat de la Hyundai-Wia, link de acces: <https://machine.hyundai-wia.com/eu/product/kf5600.asp>;
- [26] Clasificare și modele de piulițe de la THK, link de acces: <http://www.cbmind.com/linear/thk/pdf/Ballscrew%20Product%20Specifications.pdf>;
- [27] Șuruburi cu bile și piuliță rotitoare, link de acces: <https://www.linearmotiontips.com/whats-the-difference-between-a-ball-screw-spline-and-a-traditional-ball-screw/>;
- [28] Erik OBERG, Franklin D. JONES, Holbrook L. HORTON, and Henry H. RYFFEL, Machinery's Handbook 29th Edition, Industrial Press, 2012, New York;
- [29] L. Morar, N. Ursa, D. Pop, ș.a., Axe numerice, Editura U.T. Press, 2012, ISBN 978-973-662-740-8;
- [30] Catalog șuruburi cu bile de la Steinmeyer, link de acces: [https://www.steinmeyer.com/kataloge/steinmeyer\\_ball\\_screws/files/assets/common/downloads/publication.pdf](https://www.steinmeyer.com/kataloge/steinmeyer_ball_screws/files/assets/common/downloads/publication.pdf);
- [31] Recircularea elementelor de rulare pentru piulițe, link de acces: <https://www.linearmotiontips.com/three-ball-nut-recirculation-methods/>;
- [32] Gh. Paizi, N. Stere, D. Lazăr, Organe de mașini și mecanisme, Editura didactică și pedagogică, București, 1980;

- [33] A. Cărean, Tehnologi de prelucrare cu CNC, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 2002;
- [34] M. Zapciu, M. Daniel Paraschiv, Elemente de bază ale programării mașinilor unelte cu comandă numerică, Editura Academiei Oamenilor de Știință din România, București, 2015;
- [35] M. Ciupan, M. Popa, Mechanical properties of the structural elements of machine-tools, *Acta technica napocensis - Series: Applied mathematics, mechanics, and engineering*, 61(1),2018;
- [36] Hans-Christian Möhring, Christian Brecher, Eberhard Abele, Jürgen Fleischer, Friedrich Bleicher, Materials in machine tool structures, *CIRP Annals*, Volume 64, Issue 2, 2015, Pages 725-748, ISSN 0007-8506;
- [37] Rusan, C. I., Mihai, C. & Ciupan, C., Optimization and static analysis of the FLP 2000 portal milling bed frame from - cast iron construction to welded construction, *Acta Technica Napocensis-series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, 2021;
- [38] Piotr Boral, Tadeusz Nieszporek and Rafał Gołębski, The Welded CNC Machine Tool Frame, *MATEC Web Conf.*, Volume 157, 2018;
- [39] Echipamente și mașini din granit, link de acces: <https://www.planolith.de/en/products/special-purpose-engineering/>
- [40] LOKUGE W, ARAVINTHAN T (2013) EFFECT OF FLY ASH ON THE BEHAVIOUR OF POLYMER CONCRETE WITH DIFFERENT TYPES OF RESIN. *MATERIALS AND DESIGN* 51:175–181.
- [41] Hatala, Michal & Duplák, Darina & Duplák, Ján & Goldyniak, Dávid & Kužma, Jozef. (2020). New Trends of Mineral Composite Application in the Production of CNC Machine Tools. *TEM Journal*. 9. 977-982. 10.18421/TEM93-20.
- [42] Componente de mașini-unelte din fibră de carbon, link de acces, <https://www.haufler.com/en/4/CFRP-components.html>;
- [43] Componente de mașini-unelte din compozit mineral, <https://www.syil.com/blog/benefits-of-a-mineral-casting-frame>;
- [44] Crăciun Dan, Contribuții privind aplicații la conceptul de prelucrare în 5 axe CNC cu masă rotativă basculantă cu 2 axe detașabilă, Teză de doctorat, Oradea, 2014;
- [45] Jerzy Jędrzejewski, Wojciech Kwaśny, Development of High Performance Machine Tools, *Journal of Machine Engineering*, Vol. 9, No. 2, 2009;

- [46] Catalog rulmenți unghiulari cu bile, link de acces: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680495562-Super-precision-bearings-catalogue---13383\\_2-EN\\_tcm\\_12-129877.pdf#cid-129877](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680495562-Super-precision-bearings-catalogue---13383_2-EN_tcm_12-129877.pdf#cid-129877);
- [47] Catalog de rulmenți de precizie cu contact unghiular de la NSK, link de acces: [https://www.nsk.com/common/data/ctrGpdf/bearings/e1254j.pdf?\\_ga=2.132846734.1035698624.1627121176-148621858.1624902844](https://www.nsk.com/common/data/ctrGpdf/bearings/e1254j.pdf?_ga=2.132846734.1035698624.1627121176-148621858.1624902844);
- [48] Dimensiunile și tipurile de port-scule HSK, link de acces: <https://www.guhring.com/Support/Technical/DIN-69893>;
- [49] Book of spindles part 1, link de acces: <https://dynospindles.com/vault/technical/Book-of-Spindles-Part-1.pdf>;
- [50] Songtao Xi, Hongrui Cao, Xuefeng Chen, Linkai Niu, A Dynamic Modeling Approach for Spindle Bearing System Supported by Both Angular Contact Ball Bearing and Floating Displacement Bearing, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2017, DOI: 10.1115/1.4038687;
- [51] Rulmenți radiali mobili pentru controlul dilatațiilor de la FEMCO Limited, link de acces: <http://www.femcoprecisionbearings.co.uk/category/floating-displacement/>;
- [52] Rulmenți radiali mobili pentru controlul dilatațiilor de la Schaeffler Group, link de acces: [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/reprint/downloads\\_16/ssd\\_5\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/reprint/downloads_16/ssd_5_de_en.pdf);
- [53] Rulmenți de precizie destinați arborilor principali de la SKF, link de acces: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680495562-Super-precision-bearings-catalogue---13383\\_2-EN\\_tcm\\_12-129877.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680495562-Super-precision-bearings-catalogue---13383_2-EN_tcm_12-129877.pdf);
- [54] Lubomír Šooš, Radial Ball Bearings with Angular Contact in Machine Tools, 2012, <http://dx.doi.org/10.5772/51004>
- [55] Šooš, L., Criteria for selection of bearings arrangements, Serbia, ISBN 978-86-7892-131-5, pp. 395-399, 2008;
- [56] Calcularea turației maxime permisive a rulmenților, link de acces: <https://interflonusa.com/how-to-calculate-dn-factor/>

- [57] Songtao Xi, Hongrui Cao, Xuefeng Chen, Linkai Niu, A Dynamic Modeling Approach for Spindle Bearing System Supported by Both Angular Contact Ball Bearing and Floating Displacement Bearing, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2017, DOI: 10.1115/1.4038687;
- [58] Osamu Maeda, Expert spindle design system, The University of British Columbia, August 2003, link de acces: [https://www.researchgate.net/publication/222416380\\_Expert\\_spindle\\_design\\_system](https://www.researchgate.net/publication/222416380_Expert_spindle_design_system);
- [59] Catalog de rulmenți de precizie pentru AP de la FAG INA, 2011, link de acces: [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/catalogue\\_1/downloads\\_6/sp1\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/sp1_de_en.pdf)
- [60] Catalog arbori principali de frezat de la Fischer, link de acces: [https://www.fischerspindle.com/media/289215/06\\_FISCHER-Fraesspindeln.pdf](https://www.fischerspindle.com/media/289215/06_FISCHER-Fraesspindeln.pdf);
- [61] Catalog arbori principali de rectificat de la Fischer, link de acces: [https://static1.squarespace.com/static/55ed5bebe4b054c542e170db/t/560c18b7e4b0e4ad490ce711/1443633335497/Brochure+Fischerprecise+cb20\\_Grinding\\_Catalogue\\_en.pdf](https://static1.squarespace.com/static/55ed5bebe4b054c542e170db/t/560c18b7e4b0e4ad490ce711/1443633335497/Brochure+Fischerprecise+cb20_Grinding_Catalogue_en.pdf) ;
- [62] Catalog arbori principali de frezat de la GMN, seria F, link de acces: [https://www.gmn.de/wp-content/uploads/GMN-F-Mill-0917\\_c.pdf](https://www.gmn.de/wp-content/uploads/GMN-F-Mill-0917_c.pdf);
- [63] Catalog arbori principali de înalta frecvență de la GMN, link de acces: [https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2505\\_1219\\_e2.pdf](https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2505_1219_e2.pdf);
- [64] Arbori principali pentru rectificat de la GMN, link de acces: <https://www.gmn.de/en/spindles/spindle-groups/tool-spindles-for-manual-tool-change/types-of-spindles/high-speed-spindles-with-an-integrated-motor/>;
- [65] Arbori principali de înaltă performanță pentru rectificat de la GMN, link de acces: <https://www.gmn.de/en/spindles/spindle-groups/tool-spindles-for-manual-tool-change/types-of-spindles/high-performance-spindles-with-an-integrated-motor/>
- [66] Selector mașină CNC în funcție de tipul de operație, link de acces: <https://en.dmgmori.com/products/machines/machine-selector>
- [67] Arbori principali de frezat, strunjit și alezat de la SETCO, link de acces: <https://www.setco.com/product-type/spindles/#1>
- [68] Catalog cu rulmenți cu bile cu contact unghiular de mare capacitate, seria 72 .. D (E 200), link de acces:

- [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196801e27fa-Super-precision-angular-contact-ball-bearings-High-capacity-06981\\_5-EN\\_tcm\\_12-75451.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196801e27fa-Super-precision-angular-contact-ball-bearings-High-capacity-06981_5-EN_tcm_12-75451.pdf)
- [69] Catalog Timken cu rulmenți de super-precizie pentru m-u, link de acces: [https://www.timken.com/wp-content/uploads/2016/12-/5918\\_Machine-Tool-Catalog.pdf](https://www.timken.com/wp-content/uploads/2016/12-/5918_Machine-Tool-Catalog.pdf);
- [70] Anand Kumar, Sachhidanand Reur, Features and Characteristics of Motorized and Non-Motorized Milling Spindles, International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT), ISSN: 2249 – 8958, Volume-9 Issue-4, April 2020;
- [71] Book of spindles part 2, link de acces: <https://dynospindles.com/vault/technical/Book-of-Spindles-Part-2.pdf>;
- [72] Guangda Xu, Jihong Chen & Huicheng Zhou, A tool breakage monitoring method for end milling based on the indirect electric data of CNC system, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2735-x>;
- [73] Sarac V., Comparative analysis of line-start synchronous motor and asynchronous motor-, in Electrotehnica, electronica, automatica (EEA), 2021, vol. 69, no. 1, pp. 11-19, ISSN 1582-5175, <https://doi.org/10.46904/eea.21.69.1.1108002>;
- [74] Catalog de etanșări prin contact de la SKF, Industrial shaft seals, link de acces: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968099986c-Industrial-Shaft-Seals-catalogue\\_tcm\\_12-524179.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968099986c-Industrial-Shaft-Seals-catalogue_tcm_12-524179.pdf);
- [75] Florian Bosch and Werner Haas, Sealing of Dry Particles with Grease-Filled Non-Contacting Sealing Systems, Institute of Machine Components, Department Sealing Technology, University of Stuttgart, Germany, 2017, link de acces: [https://www.researchgate.net/publication/320337343\\_Sealing\\_of\\_Dry\\_Particles\\_with\\_Grease\\_Filled\\_Non\\_Contacting\\_Sealing\\_Systems](https://www.researchgate.net/publication/320337343_Sealing_of_Dry_Particles_with_Grease_Filled_Non_Contacting_Sealing_Systems);
- [76] Yoshinobu AKAMATSU, Masatsugu MORI, Minimizing Lubricant Supply in an Air-Oil Lubrication System, Technical Paper, NTN TECHNICAL REVIEW No.72, 2004;
- [77] Lubrifierea rulmenților de la NTN, link de acces: <https://www.ntn.co.jp/jimtof2004/eng/pdf/PrecisionBrgs-e/PrecisionBrgs-e-039.pdf>

- [78] L. Koch, K. Gross, G. Krueger, Comparative analysis of fluid cooling systems in motorized spindles, International Conference on Thermal Issues in Machine Tools April 20, Prague, Czech Republic, 2021, DOI: 10.17973/MMSJ.2021\_07\_2021068;
- [79] Juliane Weber, Linart Shabi, Jürgen Weber, State of the art and optimization of the energy flow in cooling systems of motorized high-speed spindles in machine tools, 11th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering, CIRP ICME, 2017;
- [80] Zhouping Wu, Beizhi L, Jianguo Yang, Xia Sheng, A thermodynamics coupled modeling approach for analysis and improvement of high-speed motorized spindle system, Journal of Vibroengineering, Vol. 15, Issue 3, 2013, p. 1119-1129;
- [81] Aranjamente cu rulmenți și structura arborilor principali, link de acces:  
<https://www.ntn.co.jp/jimtof2004/eng/pdf/PrecisionBrgs-e/PrecisionBrgs-e-022.pdf>;
- [82] Răcirea motoarelor AP, link de acces:  
<https://www.gmn.de/en/spindles/know-how/motor-cooling/>;
- [83] Benjie Li, Hualin Zheng, Xiao Yang, Liang Guo and Binglin Li, Energy Optimization for Motorized Spindle System of Machine Tools under Minimum Thermal Effects and Maximum Productivity Constraints, MPDI, Energies, Volume 13, Issue 22, 2020, DOI: 10.3390/en13226032
- [84] Eduardo Torres Pérez, Study of vibration severity assessment for Machine Tool spindles within Condition Monitoring, Production Engineering and Management Program, Stockholm, Sweden, 2015, link de acces: <https://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:1071636/FULLTEXT01.pdf>;
- [85] Port-scule, modele și aplicații, link de acces:  
<https://www.accutekusa.com/tool-shanks-styles-applications>;
- [86] Catalog port-scule de la HAIMER, 2019, link de acces:  
[https://www.haimer.biz/fileadmin/assets/downloads/kataloge/DE\\_EN/2019-02-Werkzeugaufnahmen-DE-EN-screen.pdf](https://www.haimer.biz/fileadmin/assets/downloads/kataloge/DE_EN/2019-02-Werkzeugaufnahmen-DE-EN-screen.pdf)
- [87] Li Cui and Hongsheng Zhang, A nominal radial stiffness prediction model for HSK tool holder-spindle flange interface, Advances in Mechanical Engineering 2020, Vol. 12(6) 1–13, DOI: 10.1177/1687814020934600;

- [88] Caracteristicile și performanța port-sculei HSK, link de acces: [https://www.hskworld.com/articles/Characteristics\\_and\\_capabilities/characteristics\\_and\\_capabilities.htm](https://www.hskworld.com/articles/Characteristics_and_capabilities/characteristics_and_capabilities.htm);
- [89] Catalog Guhring GM300 de port-scule și mecanisme de reținere, link de acces: <https://www.guhring.com/Catalogs/CatalogSelected/198>;
- [90] Parthiban Kannan, Ragul Ramanathan, An application system for the design of the spindle tool clamping mechanism, IJAAS, Vol. 10, No. 3, September 2021, pp. 236~244, DOI: 10.11591/ijaas.v10.i3.pp236-244;
- [91] Catalog pentru sisteme de reținere a port-sculei de la Roehm 2019, link de acces: [https://www.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/products/en/08\\_Tool\\_clamping\\_systems\\_2019.11\\_en\\_web.pdf](https://www.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/products/en/08_Tool_clamping_systems_2019.11_en_web.pdf);
- [92] Arcuri elicoidale sau de tip disc pentru sistemul de reținere a port-sculei, link de acces: <https://highspeedtechnologies.com/importance-proper-drawbar-pull-force/>;
- [93] E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher, Machine tool spindle units, CIRP Annals - Manufacturing Technology 59 (2010) 781–802, <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2010.05.002>
- [94] Forțe de reținere a port-sculelor recomandate de Tac Rockford, catalog cod: 100.311, link de acces: <https://tacrockford.com/pdf/100.311/100311-typical-power-drawbar-clamping-forces.pdf>;
- [95] Guofa Li, Yongchao Huo, Jialong He, Yanbo Wang, Jingfeng Wei, Development and Implementation of a Dynamic Force Measurement System for Automatic Tool Changer System and Drawbar Mechanism in Machining Center, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2021, DOI: 10.21203/rs.3.rs-716380/v1;
- [96] Prof. Rakesh Prajapati, Prof. Snehal Trivedi, Dhiraj Mishra, Yogendrasinh Parmar, Design and Development of Quick Tool Changer for economic class industry, International Journal of Advance Engineering and Research, Volume 2, Issue 9, September -2015, Development, DOI:10.13140/RG.2.2.16094.54089;
- [97] Pradip Darji, Shah Shil, Design, Development and testing of 4 tool Automatic Tool Changer, International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, 2017, DOI: 10.5281/zenodo.439236;



- [98] Tool management in advance manufacturing systems, link de acces:[http://www.nitc.ac.in/dept/me/jagadeesha/Tool\\_Engineering\\_and\\_Design/CHAPTER12.pdf](http://www.nitc.ac.in/dept/me/jagadeesha/Tool_Engineering_and_Design/CHAPTER12.pdf);
- [99] Obrea Claudiu Florin, Pascu Marius, Mihaila Lucian & Funaru Marian, Design of an Automatic Tool Changer System for Milling Machining Centers, Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium, Volume 23, No.1, ISSN 2304-1382, ISBN 978-3-901509-91-9;
- [100] M. Karthick, M. Sundarraj and T. Raja, Design and Control of ATC for Shorter Time Interval in CNC Machines, International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 8(3), 2017, pp. 77-88;
- [101] Fundamentals of CNC Machining, link de acces: [https://academy.titansofcnc.com/files/Fundamentals\\_of\\_CNC\\_Machining.pdf](https://academy.titansofcnc.com/files/Fundamentals_of_CNC_Machining.pdf);
- [102] Automatic tool changers for machining centers, link de acces: [https://www.cens.com/censv1/en/product\\_list.jsp?sup\\_id=7618&cat\\_id=2960](https://www.cens.com/censv1/en/product_list.jsp?sup_id=7618&cat_id=2960);
- [103] New automatic tool changer with drum-style magazine, link de acces: <https://www.canadianmetalworking.com/canadianmetalworking/product/metalworking/new-automatic-tool-changer-with-drum-style-magazine>;
- [104] Chen, Chuanhai & Tian, Hailong & Zhang, Jianhai & Shi, Xiaohui & Chen, Lei & Bao, Jun & Duan, Wei. (2016). Study on failure warning of tool magazine and automatic tool changer. Journal of Vibroengineering. 18. 883-899;
- [105] Schimbător de scule „Chiron basket”, link de acces: <http://hemarom-chiron.ro/compania-chiron/avans-in-secunde/>;
- [106] Schimbător de scule „Chiron basket”, link de acces: <https://chiron.de/en/products/technology/high-speed-technology>;
- [107] WILLIAM POPOLI, High Speed Spindle Design and Construction, Engineering Research Center for Net Shape Manufacturing, link de acces: <https://www.mmsonline.com/articles/high-speed-spindle-design-and-construction>;
- [108] Himanshu Bhatt, Himanshu Bist, Developments in Machine Tool Spindle Technology, HBRP Publication, Research and Development in Machine Design, Volume 4 Issue 1, 2021;
- [109] S. Syath Abuthakeer, P.V. Mohanram, G. Mohan Kumar, Dynamic characteristics analysis of high speed motorized spindle, Annals

- of Faculty Engineering Hunedoara – International journal of engineering, tome IX, Fascicule 2, 2011, ISSN 1584-2665;
- [110] Jarosław Chrzanowski, Tadeusz Sałaciński and Paweł Skiba, Spindle Error Movements and Their Measurement, *Appl. Sci.* 2021, 11, 4571. <https://doi.org/10.3390/app11104571>;
- [111] Chi-Wei Lin, Yang-Kuei Lin and Chih-Hsing Chu, Dynamic models and design of spindle-bearing systems of machine tools: a review, *international journal of precision engineering and manufacturing* vol. 14, no. 3, pp. 513-521, 2013;
- [112] Abele, E., Altintas, Y., and Brecher, C., “Machine Tool Spindle Units”, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 59, No. 2, pp. 781-802, 2010;
- [113] Dai Y, Tao X, Li Z, Zhan S, Li Y, Gao Y. A Review of Key Technologies for High-Speed Motorized Spindles of CNC Machine Tools. *Machines*. 2022; 10(2):145. <https://doi.org/10.3390/machines10020145>;
- [114] Constantin, George & Bălan, Emilia & Enciu, George & Nae, Laurențiu. (2013). Model of the Structural Response of the Machining System – Main Spindle Behaviour. *Proceedings of the 1st International Conference on Industrial and Manufacturing Technologies (INMAT '13)*.
- [115] Rusan, C. I., & Ciupan, C., Static and modal analysis of high-speed CNC milling spindle, *Acta Technica Napocensis-series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, 2021;
- [116] Calculator forțe de așchiere la frezarea cu freză deget, link de acces: <https://www.kennametal.com/us/en/resources/engineering-calculators/end-milling/force-torque-and-power.html>
- [117] Calculator parametrii de așchiere de la SANDVIK Coromant, <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/knowledge/machining-calculators-apps/pages/machining-calculator-apps.aspx>
- [118] CMTI, Machine tool design handbook, Tata McGraw-Hill Education, Bangalore, 1982;
- [119] Rulmenți de precizie ridicată de la TPI, link de acces: <https://www.ritbearing.com/media/1127/tpi-precision-catalog.pdf>;
- [120] Pretensionarea rulmenților cu contact unghiular, link de acces: <https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings/principles/bearing-selection-process/bearing-execution/bearing-preload>;

- [121] Rulmenți de precizie ridicată de la GMN, link de acces: [https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2015/08/4000\\_e.pdf](https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2015/08/4000_e.pdf);
- [122] Suhas D. Upase, M. C. Swami, Design And Analysis Of High Speed Milling Spindle For Minimum Deflection, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, Volume 13, Issue 1 Ver. III (Jan. - Feb. 2016), PP 12-19, e-ISSN: 2278-1684,p-ISSN: 2320-334X;
- [123]Anandkumar Telang, Static stiffness analysis of high frequency milling spindle, IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology , Volume: 03 Special Issue: 03 | May-2014 | NCRIET-2014, eISSN: 2319-1163, pISSN: 2321-7308|;
- [124] Ayush Anand, Himel Roy, Static and Dynamic Analysis of Lathe Spindle using ANSYS, International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 13, Number 9 (2018) pp. 6994-7000;
- [125] Mr. Patil Amit V., Prof. Meghna Pathak, Prof. P.K. Sharma, Bearing position optimization for machine shaft, International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR) ISSN: 2321-0869, Volume-2, Issue-4, April 2014
- [126] Mahesh M. Ghadage, Prof. Anurag V. Karande, Static Analysis of VMC Spindle for Maximum Cutting Force, IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development| Vol. 4, Issue 05, 2016, ISSN (online): 2321-0613;
- [127] Anandkumar Telang, Influence of Bearing Arrangements for Static Stiffness Analysis of High Frequency Milling Spindle, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Special Issue – 2015, ISSN: 2278-0181;
- [128] Hareesha, static and dynamic analysis of a cnc milling spindle, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), Volume: 02 Issue: 07 | Oct-2015, e-ISSN: 2395-0056, p-ISSN: 2395-0072;
- [129] Klaus-Jürgen Bathe, Finite element procedures, Second edition, 2016, ISBN 978-0-9790049-5-7;
- [130] Solidworks Simulation Basics, Document Number: PMT1540-ENG;
- [131] Basavaraj, Dr. S. Subrahmanya Swamy, Design, Static, and Modal Analysis of High Speed Motorized Milling Spindle, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), Volume: 05 Issue: 08 Aug 2018, p-ISSN: 2395-0072;
- [132] Hoyt, Jamie, Machine tool spindle design, Thesis. Rochester Institute of Technology, 2000;

- [133] Arbori principali destinați prelucrărilor ușoare de la HITECO, link de acces: <https://www.hiteco.net/en/products/electrospindle-m.t.c.c8247>
- [134] Arbori principali de la FISHER, link de acces: [https://shop.fischerspindle.com/epages/fp.sf/en\\_US/?ObjectPath=/Shops/fp/Categories/Spindeln/Fraesspindeln/MFW\\_100140mm](https://shop.fischerspindle.com/epages/fp.sf/en_US/?ObjectPath=/Shops/fp/Categories/Spindeln/Fraesspindeln/MFW_100140mm);
- [135] Arbori principali de la SolPowerMotor, link de acces: <https://www.solpowermotor.com/motorized-spindle/milling-spindle> ;
- [136] Arbori principali de la GMN, link de acces, <https://www.gmn.de/en/spindles/spindle-groups/tool-spindles-for-manual-tool-change/types-of-spindles/high-speed-spindles-with-an-integrated-motor/>;
- [137] M. N. Yoozbashi, Fatigue Behavior Optimization of the 16MnCr5 Steel Used in Machine Tool Spindle via Different Surface Treatments, University of Applied Science and Technology, Tabriz, Iran, International Journal of ISSI, Vol. 16(2019), No.2, 9-15
- [138] Asim Kutlu, Design and development of a lathe spindle, Master of Science Thesis MMK 2016:02 MKN 064, KTH Industrial Engineering and Management, Machine Design, SE-100 44 STOCKHOLM, link de acces: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:930493/FULLTEXT01.pdf> ;
- [140] Profile de aluminiu extrudate de la Bosch, link de acces: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/assembly-technology/topics/aluminum-profiles-solutions-components/aluminum-profiles-products/strut-profiles/index>;
- [141] Freze deget de la KENNAMETAL, link de acces: <https://www.kennametal.com/in/en/products/p.gomill-gp-chamfered-4-flutes-plain-shank-metric.5824186.html>
- [142] Kathiresan, s & Sreenivasan, K & sriram, R & Murugan, Chandrasekaran. (2014). Experimental investigation of lubrication system of milling operation on aluminum alloy 6060;
- [143] Kołodziej, Marek & Karolczak, Paweł. (2019). Analysis of the impact of milling strategies on the surface roughness of 6060 aluminum alloy. *Mechanik.* 92. 729-731. [10.17814/mechanik.2019.11.98](https://doi.org/10.17814/mechanik.2019.11.98);

- [144] Proprietățile mecanice și chimice ale aluminiului EN AW 6012, link de acces: <https://www.impol.com/app/uploads/2020/07/Aluminium-alloy-EN-AW-6012.pdf>
- [145] Proprietățile mecanice și chimice ale aluminiului EN AW 6012-T6, link de acces: [http://www.steelnumber.com/en/steel\\_alloy\\_composition\\_eu.php?name\\_id=1139](http://www.steelnumber.com/en/steel_alloy_composition_eu.php?name_id=1139)
- [146] Proprietățile mecanice ale aluminiului EN AW 6060-T6, link de acces: [https://www.alumerogroup.eu/fileadmin/user\\_upload/downloads/folder/technologien/ALUMERO\\_Legierungen\\_EN-AW-6060\\_EN.pdf](https://www.alumerogroup.eu/fileadmin/user_upload/downloads/folder/technologien/ALUMERO_Legierungen_EN-AW-6060_EN.pdf)
- [147] Clasificarea materialelor din plastic , proprietăți mecanice, link de acces: <https://designerdata.nl/materials/plastics/thermo-plastics>;
- [148] Uysal, Alper & Dzhemilov, Eshreb & Dzhemalyadinov, Ruslan. (2020). The Influence of Milling Parameters on Cutting Forces in High-Speed Milling of Polymer Materials. 10.1007/978-3-030-50794-7\_45;
- [149] Acuratețea m-u CNC, link de acces: <https://yijinsolution.com/what-is-the-accuracy-of-a-cnc-machine/>
- [150] Înțelegea preciziei și a acuratețea unei m-u, link de acces: <https://www.cnccookbook.com/understanding-cnc-precision-and-accurate-cnc-repeatability/>;
- [151] Proprietățile mecanice ale profilelor de aluminiu de la Bosch Rexroth, [https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/Online/do/Technical\\_Data\\_MGE\\_EN\\_20170919\\_142138.pdf](https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/Online/do/Technical_Data_MGE_EN_20170919_142138.pdf)
- [152] Cataloage THK, [www.thk.com](http://www.thk.com);
- [153] Cataloage SKF, [www.skf.com](http://www.skf.com);
- [154] Cataloage HAAS CNC, <https://www.haascnc.com>;
- [155] Cataloage SIEMENS, <https://www.siemens.com/global/en.html>;
- [156] Documentație SolidWorks & SolidWorks Simulation;

## LISTĂ DE PUBLICAȚII

1. **RUSAN, C. I., & CIUPAN, C.** (2020). *BED FRAME FABRICATION FOR HEAVY DUTY MACHINE TOOLS OR UNIQUE OF HIGH STRENGTH MATERIALS QUEND 700*. THE ANNALS OF "DUNAREA DE JOS" UNIVERSITY OF GALATI. FASCICLE IX, METALLURGY AND MATERIALS SCIENCE, 43(3), 26-36.
2. **RUSAN, C. I., & CIUPAN, C.** (2020). *STATIC AND MODAL ANALYSIS OF HIGH-SPEED CNC MILLING SPINDLE*. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS-SERIES: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, AND ENGINEERING, 63(4).
3. **RUSAN, C. I., MIHAI, C. & CIUPAN, C.** (2021). *OPTIMIZATION AND STATIC ANALYSIS OF THE FLP2000 PORTAL MILLING BED FRAME FROM - CAST IRON CONSTRUCTION TO WELDED CONSTRUCTION*. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS-SERIES: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, AND ENGINEERING.
4. **M CIUPAN, I CIONCA, V HEREȘ, C RUSAN.** (2021) *MILLING A LARGE MOLD FOR THE THERMOFORMING OF A PLANT FIBER COMPOSITE CHAIR*. NONCONVENTIONAL TECHNOLOGIES REVIEW/REVISTA DE TEHNOLOGII NECONVENTIONALE, 25(1).
5. **SCHONSTEIN, C., & RUSAN, C. I.** (2022). *CONSIDERATIONS REGARDING THE STEERING AND LINEAR DRIVE MECHANISM WITH DOUBLE DIFFERENTIAL FOR TRACKS MACHINES*. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS-SERIES: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, AND ENGINEERING, 65(1).
6. **RUSAN, CLAUDIU-IOAN; CIUPAN, MIHAI; CIUPAN, CORNEL.** *DESIGN OF A LINEAR HYDRAULIC MICRO-TURBINE TO COMPENSATE THE ENERGY CONSUMPTION OF A HOUSE*. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - SERIES: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, AND ENGINEERING, [S.L.], V. 65, N. 1, JAN. 2022. ISSN 2393-2988.
7. **SCHONSTEIN, CLAUDIU; RUSAN, CLAUDIU-IOAN.** *ESTABLISHING THE MOTION FUNCTIONS FOR AN ASSISTIVE ROBOT FOR PEOPLE WITH MOTOR DISABILITIES*. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - SERIES: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, AND ENGINEERING, [S.L.], V. 66, N. 1, MAY. 2023. ISSN 2393-2988.

**8. SCHONSTEIN, CLAUDIU; RUSAN, CLAUDIU-IOAN.** KINEMATIC CONTROL *FUNCTIONS FOR A 2T STRUCTURE INTEGRATED ON AN ASSISTANT ROBOT.* ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - SERIES: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, AND ENGINEERING, [S.L.], V. 66, N. 1, MAY. 2023. ISSN 2393-2988.

**În curs de publicare:**

**9. CLAUDIU-IOAN RUSAN,** CORNEL CIUPAN, MIHAI CIUPAN, DAN HURGOIU, *DESIGN AND STIFFNESS OF A CNC MILLING ROUTER WITH RECONFIGURABLE ALUMINIUM STRUCTURE,* 27TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON PRODUCTION RESEARCH CLUJ-NAPOCA, ROMANIA, 23-28 JULY 2023 (PUBLICAREA IN TECHNICA NAPOCENSIS)

**10. MIHAI CIUPAN, CLAUDIU IOAN RUSAN,** EMANUELA SORINA POP, *NUMERICAL CALCULATION OF PNEUMATIC LOSSES IN A ROTARY VANE COMPRESSOR,* 27TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON PRODUCTION RESEARCH CLUJ-NAPOCA, ROMANIA, 23-28 JULY 2023 (PUBLICAREA IN TECHNICA NAPOCENSIS)



Asis. drd. ing. Claudiu-Ioan RUSAN  
UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN CLUJ-NAPOCA  
Catedra: Ingineria Proiectării și Robotică  
b-dul Muncii 103-105  
400641, Cluj-Napoca, România  
Tel: +40(0)745259492  
email: rusanclaudiuiioan@gmail.com

## CURRICULUM VITAE

### INFORMAȚII PERSONALE

Nume: CLAUDIU-IOAN RUSAN  
Data nașterii: 25 iunie 1992  
Locul nașterii: Oraș Bistrița, județul Bistrița-Năsăud  
Domiciliul: RO-4400 Bistrița, Str. Zorelelor, Bl.9, Sc. A, AP. 8  
Cetățenie: Română

### EXPERIENȚĂ PROFESIONALĂ

#### Asistent universitar

Departament Ingineria Proiectării și Robotică

#### Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca,

Str. Memorandumului, nr.28, Cluj-Napoca, 400114, [www.utcluj.ro](http://www.utcluj.ro)

2020-  
prezent

Asistent universitar pentru disciplinele Mașini unelte I, Proiectarea mașinilor-unelte, Grafică asistată de calculator I, Informatică aplicată I, Geometrie descriptivă și desen tehnic, Toleranțe și control dimensional, Istoria tehnicii și creativității, Mașini unelte și echipamente de fabricație, Întreținerea și exploatarea m-u, etc.

*Tipul sau sectorul de activitate: Învățământ superior*

#### Șef birou SDDPP – Serviciul dezvoltarea documentației și proiectare produse

SC. COMELF S.A, Str. Industriei nr.4., 420063, Bistrița, Romania  
( [www.comelf.ro](http://www.comelf.ro) )

2017-  
prezent

Scopul general al postului fiind planificarea și conducerea proceselor de proiectare și execuție a produselor. Obiectivele postului sunt elaborarea, conducerea și verificarea componentelor tehnice ale proiectelor; stabilirea soluțiilor tehnice optime, verificarea și urmărirea execuției lucrărilor; asigură verificarea lucrărilor în curs de execuție. Elaborarea și verificarea proiectelor primite de la beneficiar; întocmirea documentației de fabricație și menținerea în permanență a legăturii cu tehnologii.



### Şef birou – Programare roboți și proiectare SDV

SC. COMELF S.A, strada industriei nr.4., 420063, Bistrița, Romania,  
([www.comelf.ro](http://www.comelf.ro))

2013 -  
2017 În prealabil am participat la numeroase proiecte, în special la dezvoltarea și fabricarea produselor primite de la clienți, precum: SIEMENS, GENERAL ELECTRIC, DONALDSON, AAF, TESMEC, KOMATSU, DOOSAN etc. și de realizare a mapelor de montaj, a mapelor de vopsire, a mapelor de sudură din fișierele electronice de tip CAD cât și 2D. Realizarea de simulări (FEM) cu CosmosWorks pentru clienții întreprinderii sau a departamentelor din cadrul companiei. De asemenea am realizat proiectarea DMT-urilor (dispozitive de montaj și transport) sau a dispozitivelor pentru sudura robotizată. Pe lângă cele prezentate mai sus se mai poate adăuga și faptul că m-am ocup de programarea offline și online a roboților CLOOS din fabricile companiei la care activez.

### EDUCAȚIE ȘI FORMARE

**Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca**  
2015-2017 Titlu obținut: Master în domeniul Mecatronică și Robotic  
Specializarea: Facultatea de Construcții de Mașini, domeniul Mecatronică și Robotică (la Bistrița, învățământ cu frecvență)

**Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca**  
2011-2015 Titlu obținut: Inginer  
Domeniul: Inginerie Industrială  
Specializarea: Mașini Unelte și Sisteme de Producție (la Bistrița, învățământ cu frecvență)

**Colegiul Tehnic INFOEL din Bistrița**  
2008-2011 Filiera teoretică, profilul real, specializarea Matematică-Informatică Intensiv Informatică

### ACTIVITĂȚI DE CERCETARE

**PROIECTE:**

1. Expert proiectant, titlu proiect: Echipamente tehnologice pentru practica studenților în cadrul Atelierului mecanic al Universității Tehnice din Cluj-Napoca, CNFIS-FDI-2021-0249 (2021);
2. Expert proiectant, titlu proiect: Echipamente tehnologice, scule și dispozitive pentru practica studenților în cadrul Atelierului mecanic al Universității Tehnice din Cluj-Napoca, CNFIS-FDI-2021-0198 (2022);

### CĂRȚI

1. CLAUDIU-IOAN RUSAN, GRAFICĂ INDUSTRIALĂ ASISTATĂ DE CALCULATOR, EDITURA REVERS, CRAIOVA, 2020, ISBN: 978-606-41-1106-7.

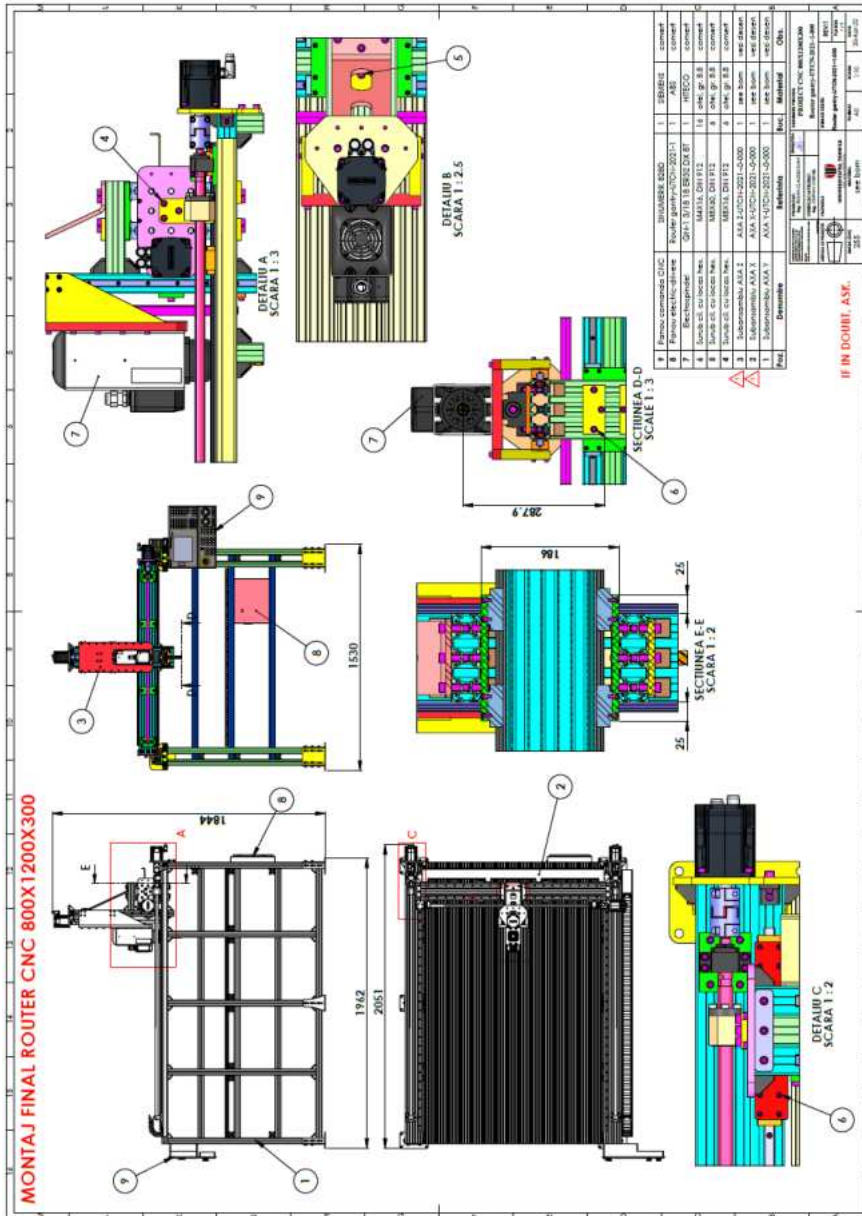
### PREMII

1. GOLD AWARD FOR „MODULAR AND RECONFIGURABLE STRUCTURE FOR ROUTER GANTRY CNC MACHINE”, A/10073/2022, Cornel Ciupan, **Claudiu-Ioan Rusan**, Mihai Ciupan, Technical University of Cluj-Napoca, International exhibition INVENTCOR 3<sup>rd</sup> edition, 15-17.12.2022, Deva, Romania;

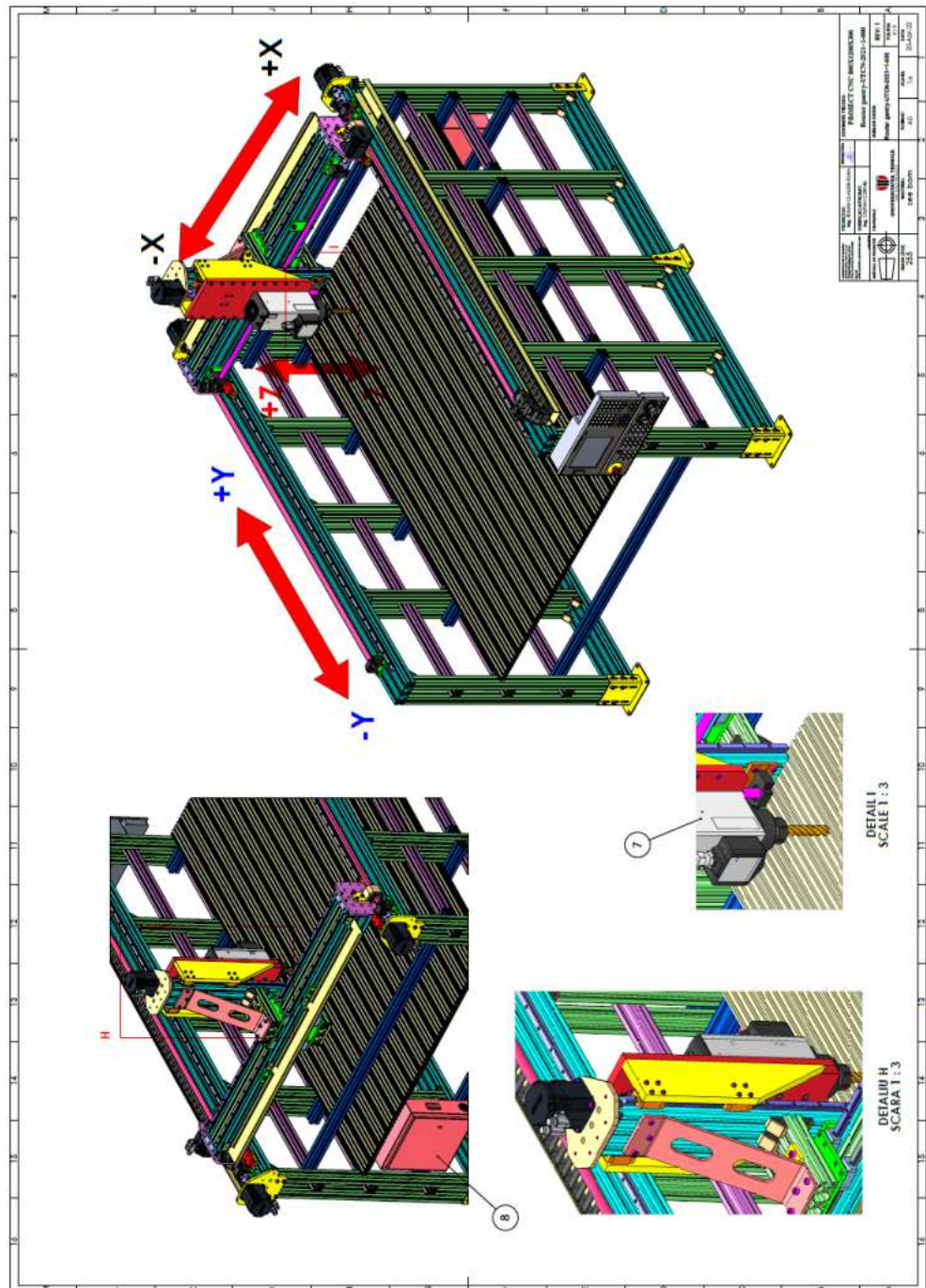
# ANEXE

## Anexa 1: Desene de ansamblu și de subansamblu principale ale router-ului CNC

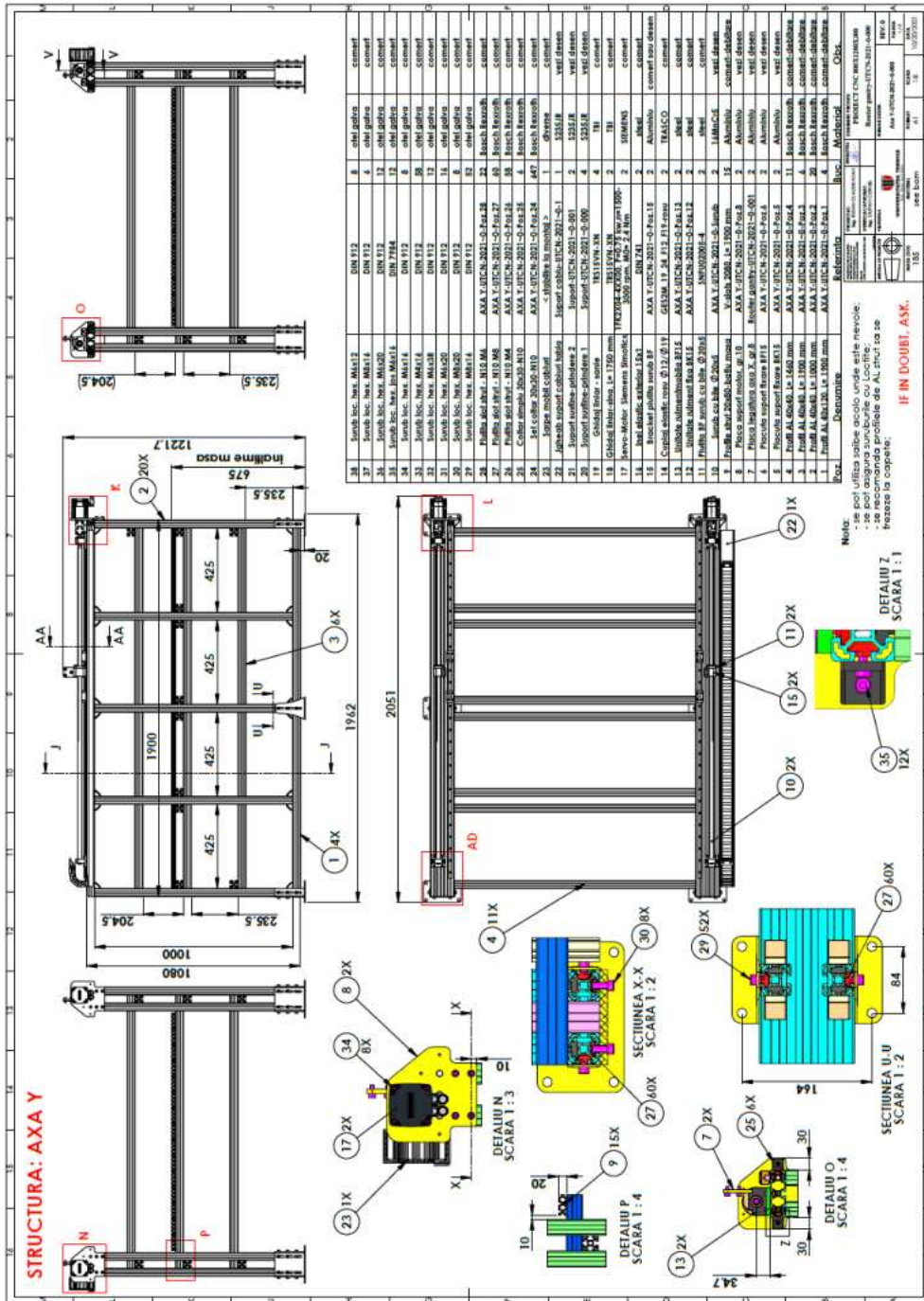
Desene de ansamblu: CNC router -plansa 1/2



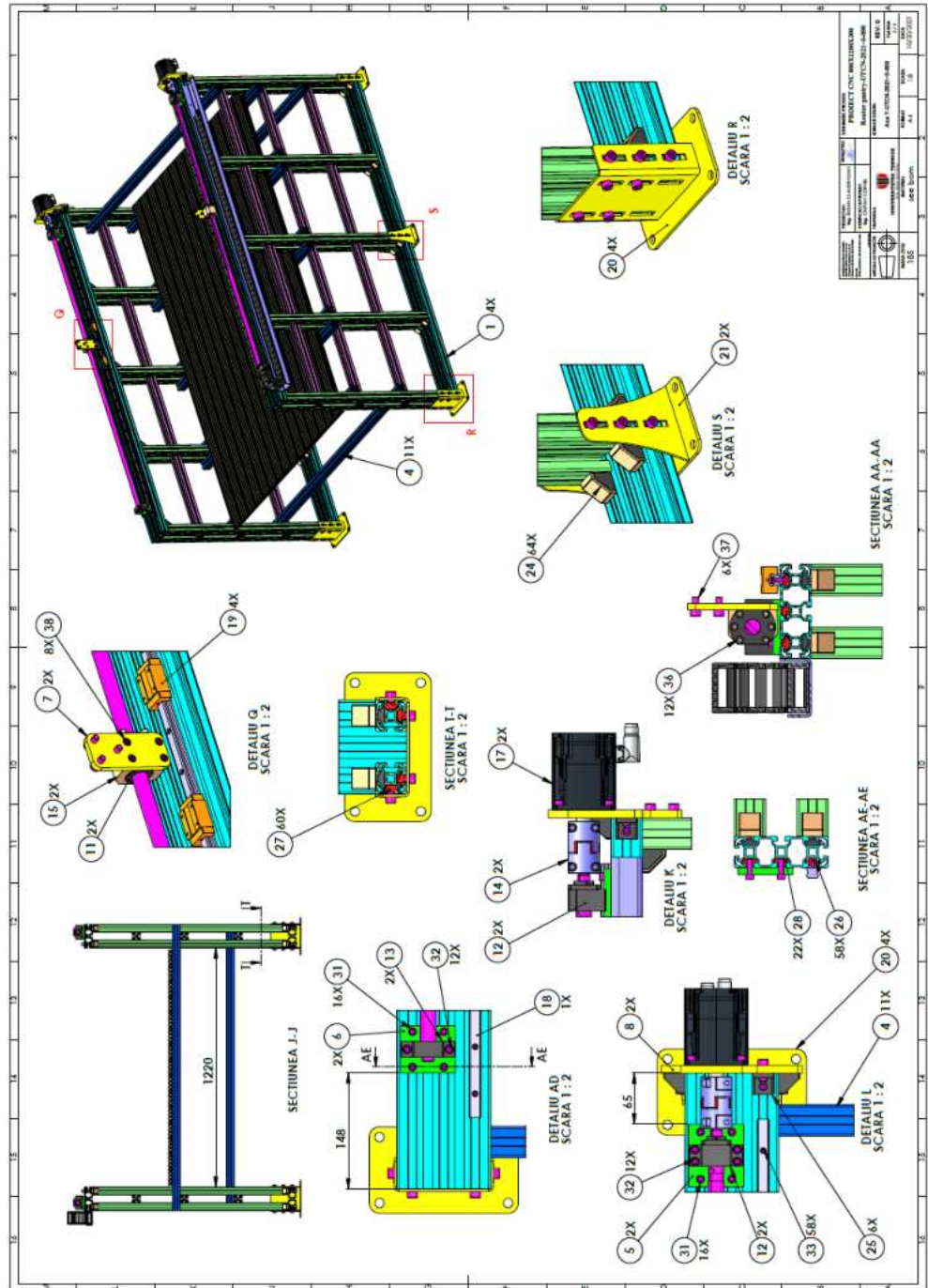
# Desen de ansamblu: CNC router -planşa 2/2



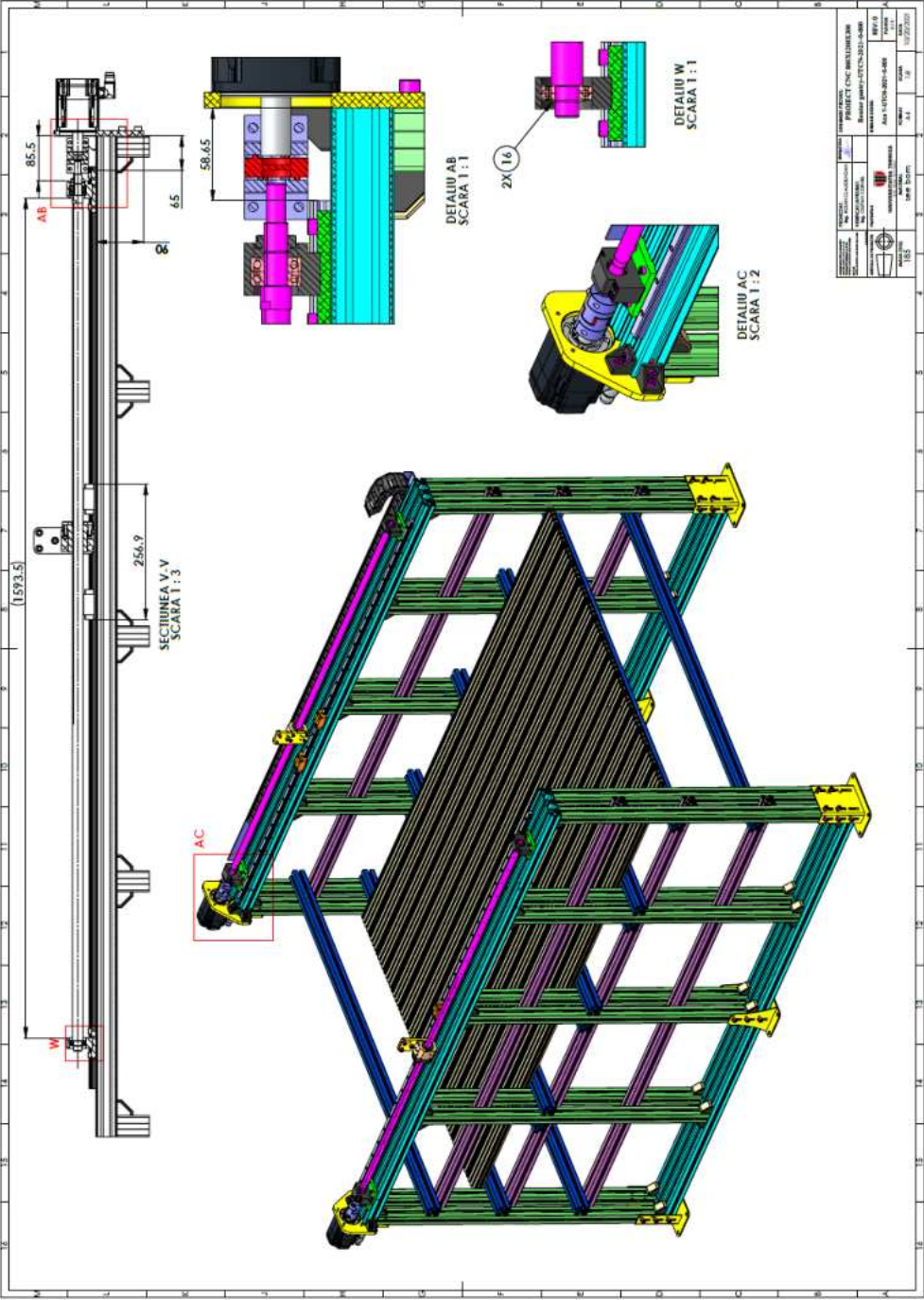
# Desen de subansamblu AXA Y: CNC router -planșa 1/3



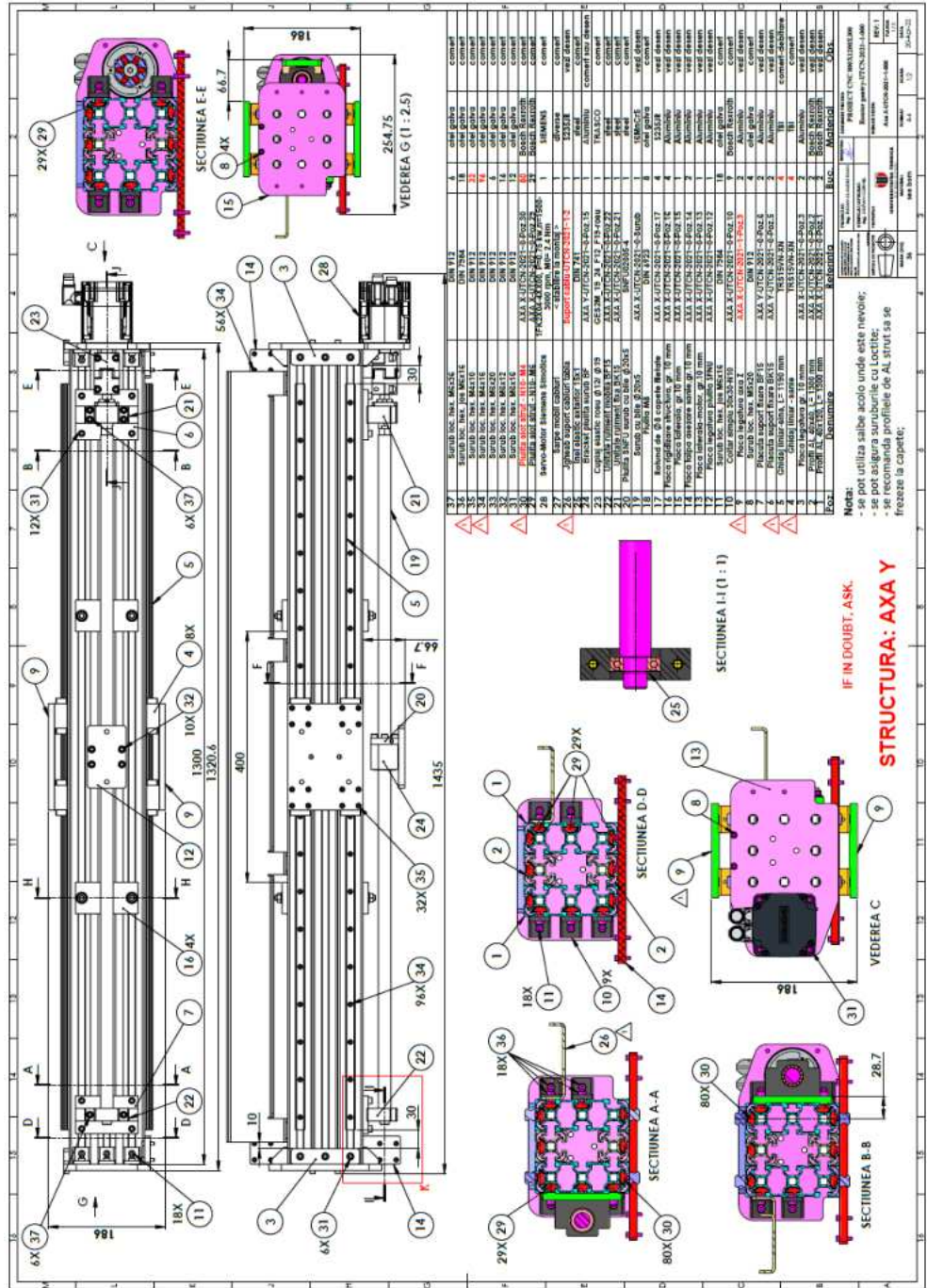
# Desen de subansamblu AXA Y: CNC router -planşa 2/3



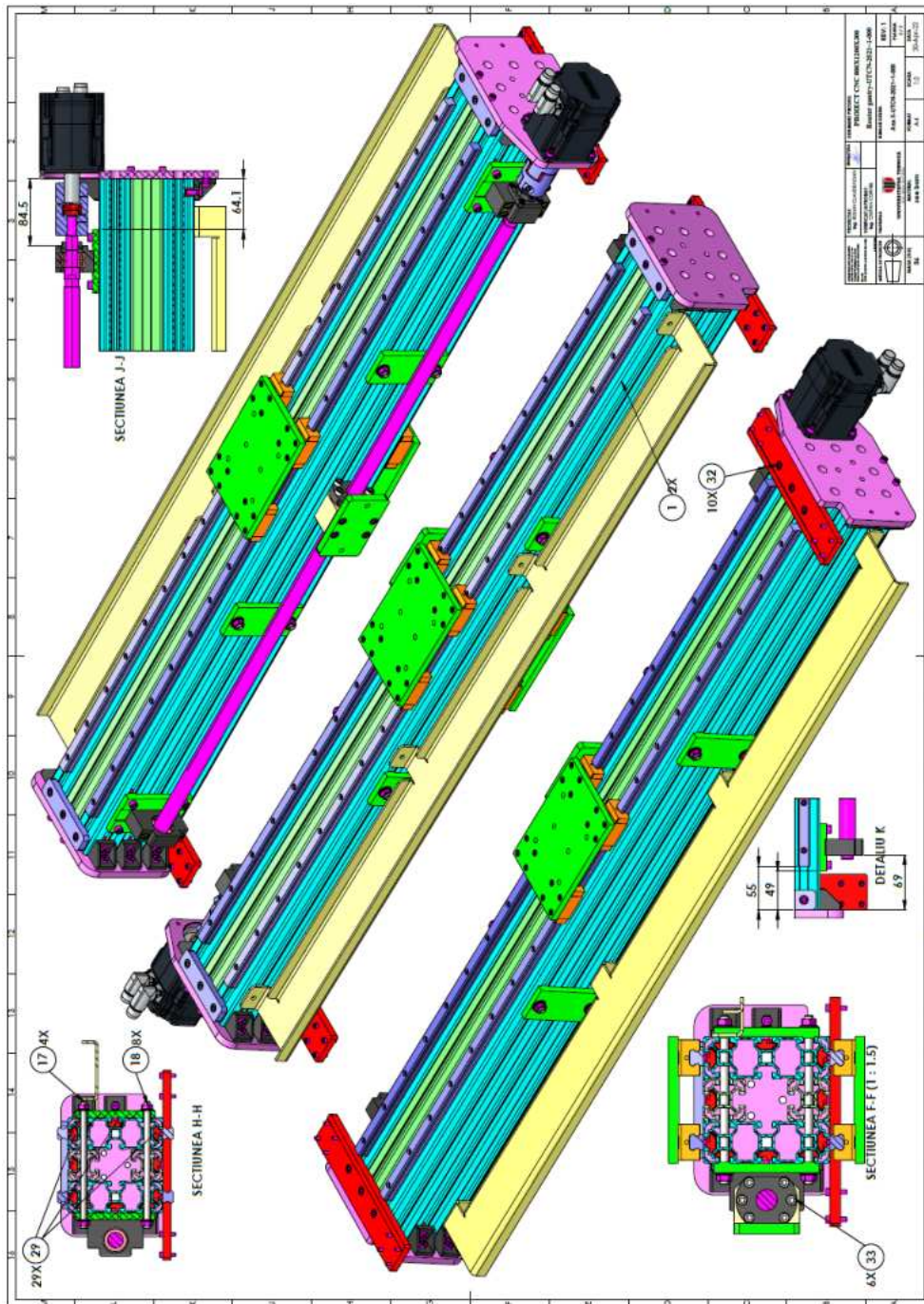
Desen de subansamblu AXA Y: CNC router -planşa 3/3



# Desen de subansamblu AXA X: CNC router -planșa 1/2

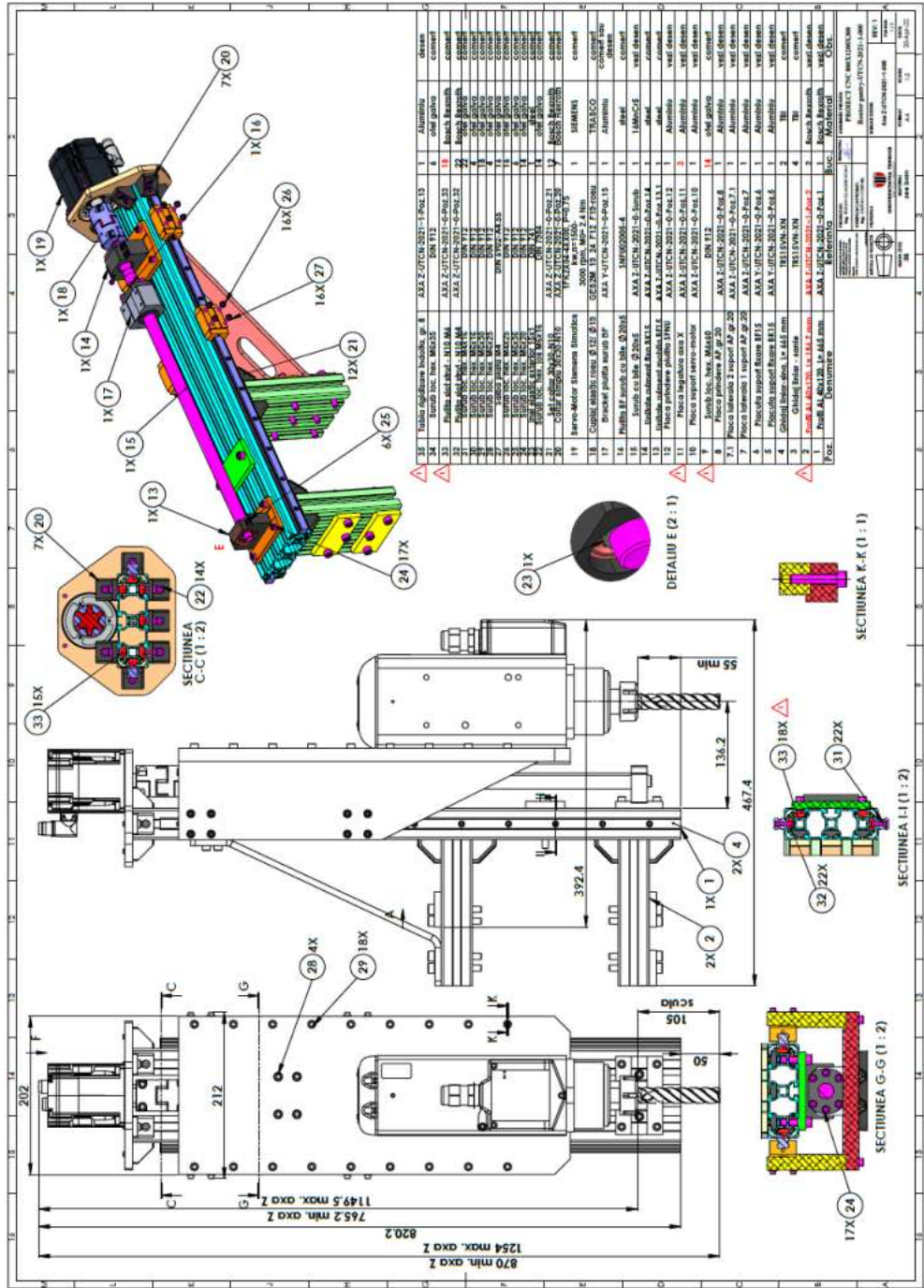


# Desen de subansamblu AXA X: CNC router -planșa 2/2

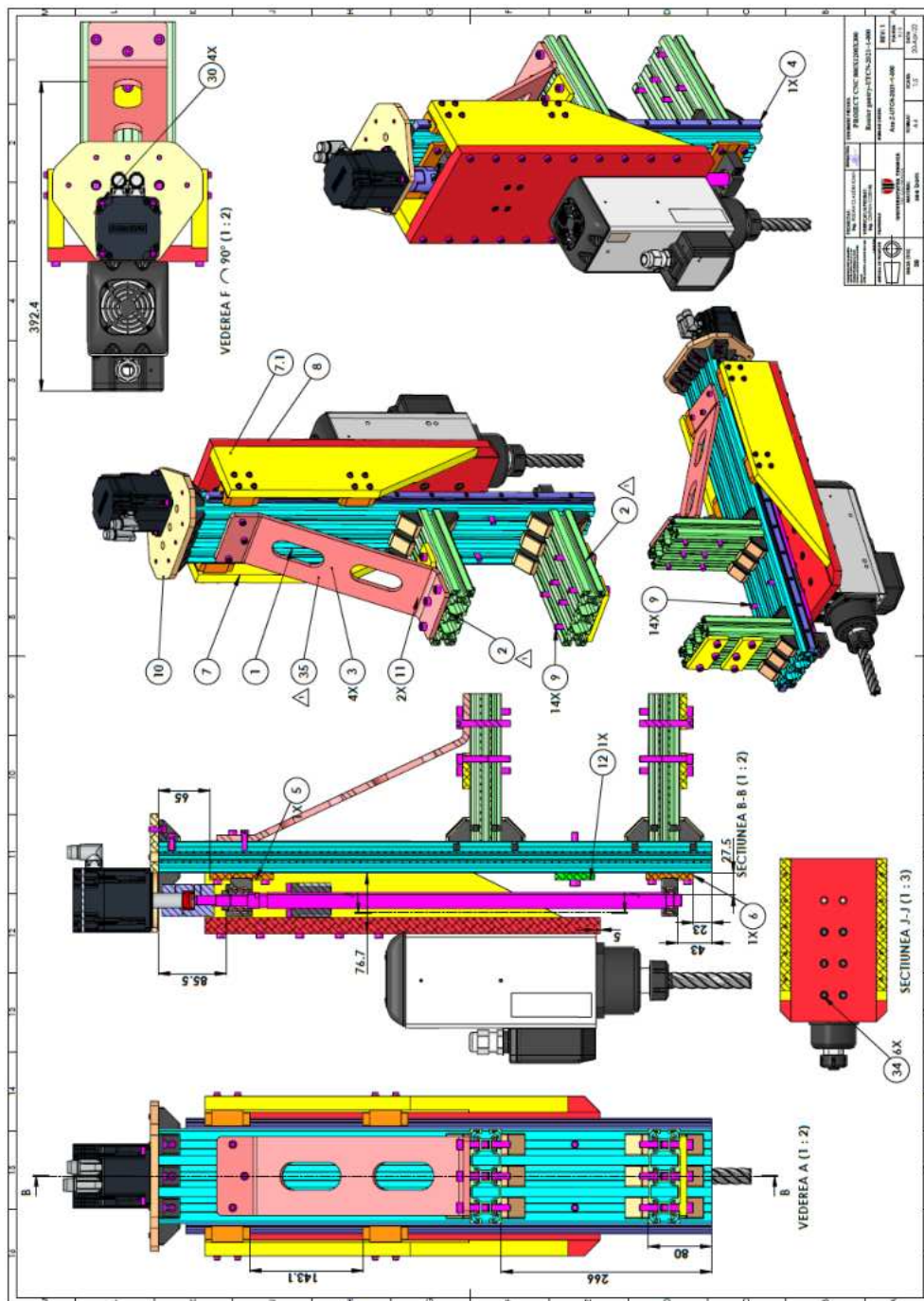




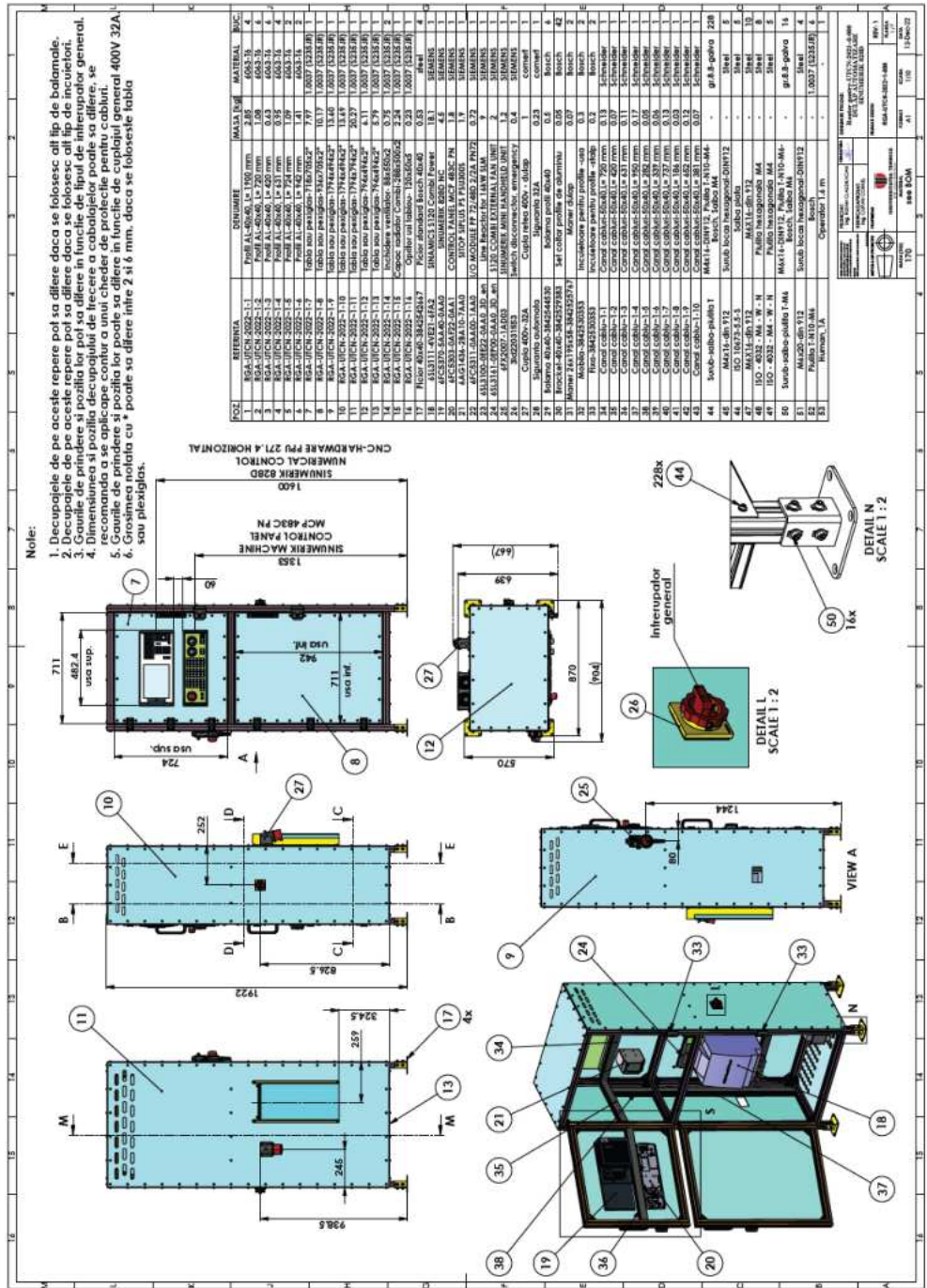
# Desen de subansamblu AXA Z: CNC router -planșa 1/2



# Desen de subansamblu AXA Z: CNC router -planșa 2/2



# Desen de ansamblu dulap automatizare CNC router -planşa 1/7



# Desen de ansamblu dulap automatizare CNC router -planşa 2/7

