UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN CLUJ-NAPOCA

Claudiu Ioan RUSAN

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

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

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
http://biblioteca.utcluj.ro/editura

Recenzia:

Prof.dr.ing. Laura Bacali
Prof.dr.ing. Cornel Ciupan
Prof.dr.ing. Neculai Eugen Seghedin
Prof.dr.ing. Aurel Mihai Țîțu
Prof.dr.ing. Marius Pustan

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

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

ISBN 978-606-737-719-4

MULŢUMIRI

Doresc să adresez mulţumiri coordonatorului ştiinţific, domnul Prof. dr. ing. Cornel CIUPAN, pentru îndrumarea şi sprijinul acordat în elaborarea tezei de faţă. De asemenea, tind să-i mulţumesc pentru influenţa pozitivă asupra dezvoltării mele profesionale şi personale, prin cunoştinţele şi sfaturile împărtăşite.

Sincere mulţumiri adresez domnului Sl. dr. ing. Nicuşor Ursa, pentru sfaturile şi sprijinul acordat pe parcursul elaborării lucrărilor ştiinţifice, dar şi pentru lecţiile de viaţă pe care mi le-a oferit dea lungul anilor.

Deosebită gratitudine şi recunoştinţă datorez membrilor comisiei de îndrumare: Prof. dr. ing. Daniela Popescu, Prof .dr. ing. Virgil Ispas, Prof. dr. ing. Mihai Damian, pentru timpul preţios acordat, pentru sfaturile ştiinţifice valoroase cât şi pentru îndrumarea competentă şi permanentă pe parcursul elaborării şi realizării acestei teze de doctorat.

Mulţumesc tuturor colegilor din cadrul universităţi care m-au sprijinit şi încurajat pe parcursul anilor de studii. În încheiere mulţumesc tuturor profesorilor mei, care mi-au dăruit din cunoştinţele lor şi care au clădit în mine respectul pentru muncă, insuflându-mi dorinţa de cunoaştere.

Totodată, doresc să adresez mulţumiri familiei mele şi prietenilor pentru încurajările şi susţinerile primite pe parcursul studiilor de cercetare doctorală.

Vă mulţumesc!

Ing. Claudiu-Ioan Rusan

Cuprins

ABREVIERI 6
NOMENCLATOR 7
1. INTRODUCERE 9
1.1 Importanţa maşinilor-unelte în societatea de astăzi 9
1.2 Maşinile-unelte. Definiţii. 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 Direcţiile de cercetare abordate 34
1.5 Obiectivele tezei de cercetare 34
1.6 Scop şi limitări 36
2. MAŞINI-UNELTE CNC 37
2.1 Părţile componente a unei M-U CNC 38
2.2 Batiurile din construcţia 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 etanşare al AP 71
2.4.6 Sisteme de lubrifiere a AP 75
2.4.7 Sisteme de răcire AP 79
2.4.8 Interfeţe şi 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 MAŞINI-UNELTE CNC 99
3.1 Cerinţe funcţionale 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 rigidităţii radiale pentru un AP 106
3.6 Schema numerică de calcul a rigidităţii AP 107
3.7 Calcularea forţelor de aşchiere la frezare 108
3.8 Studiul privind calculul rigidităţii set-urilor de rulmenţi în funcţie de aranjarea acestora 110
3.9 Studiul privind calculul turaţiei maxime admisibile a AP în funcţie de aranjamentele rulmenţilor 116
3.10 Calculul teoretic a distanţei optime dintre lagăre 117
3.10.1 Exemplu de calcul a distanţei optime dintre lagăre 119
3.11 Calculul teoretic privind deformaţia şi rigiditatea radială a AP 121
3.11.1 Influenţa distanţei dintre lagăre asupra deformaţiilor şi a rigidităţilor radiale AP 122
3.12 Analiza FEM aplicată asupra AP 124
3.12.1 Analiza FEA privind deformaţia şi rigiditatea AP 125
3.13 Deformaţiile şi rigiditatea AP prin metoda FEA 127
3.14 Concluzii 129
4. CERCETĂRI PRIVIND RIGIDITATEA ARBORILOR PRINCIPALI PENTRU MAŞINI DE FREZAT 131
4.1 Ansamblul arbore principal 131
4.2 Studiul de caz 1: AP de frezat cu aranjament a rulmenţilor în DT-DT 135
4.2.1 Consideraţii generale şi 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 rulmenţilor în TBT pentru lagărul din faţă şi rulment unghiular pentru cel din spate 142
4.3.1 Consideraţii 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 rulmenţilor în TBT pentru lagărul din faţă şi DT pentru lagărul din spate 149
4.4.1 Consideraţii 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 ŞI CONTRIBUŢII PRIVIND RIGIDITATEA ŞI PRECIZIA UNEI MAŞINI-UNELTE CNC 165
5.1 Proiectarea şi realizarea maşinii 165
5.1.1 Specificaţii tehnice 166
5.1.2 Structura maşinii 169
5.1.3 Prezentarea router-ului CNC 175
5.2 Stabilirea operaţiilor de frezare şi determinarea forţelor de aşchiere 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 iniţială 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 rigidităţii router-ului CNC când AP este în poziţie nefavorabilă 192
5.3.4 Aplicarea forţelor de aşchiere 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 degroşare, EN AW 6012-T6 196
5.4.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroşare, 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 degroşare, EN AW 6060-T6 207
5.5.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroşare, 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 degroşare, Poliamida 4.6 (PA46) 214
5.6.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroşare, 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. CONTRIBUŢII ŞI DIRECŢII VIITOARE DE CERCETARE 229
7.1 Contribuţii personale 229

7.2 Direcţii viitoare de cercetare şi perspective.....234
REFERINȚE BIBLIOGRAFICE 236
LISTĂ DE PUBLICAȚII 249
ANEXE 253
Anexa 1: Desene de ansamblu şi de subansamble principale ale routerului CNC.....253

ABREVIERI

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

NOMENCLATOR

δ_{ta}:	coeficient de dilatație termică a arborelui	-
δ_{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 lubrifiant pentru o ungere optimă	[mm^3/h]
n_{AP}:	turația arborelui	[rpm]
α:	mărimea unghiului de contact a rulmentului	[°]
η_t:	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^3/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]

δ:	deformaţia radială totală a AP	[μm]
δ_1:	deformarea datorată elasticităţii rulmenţilor	[μm]
δ_2:	deformarea elastică a cartuşului sub acţiunea forţelor de aşchiere	[μm]
F_V:	forţa de pretensionare a rulmentului	[N]
C_a:	rigiditatea axială a rulmentului	[N/μm]
$C_{a\text{-}set}$:	rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi	[N/μm]
δ_{a0}:	distanţa legată de jocul dintre rulmenţi	[μm]
K_{aE}:	forţa de desprindere a bilelor de rulment de pe căile de rulare	[N]
C_r:	rigiditatea radială a rulmentului	[N/μm]
$C_{r\text{-}set}$	rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi	[N/μm]
q_1:	Factor privind rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi	-
δ_a	deformaţia axială a rulmentului	[μm]
δ_r	deformaţia radială a rulmentului	[μm]
F_r	forţa radială pură – acţionare asupra rulmentului	[kgf]
F_a	forţa axială pură – acţionare 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 turaţie AP	-
f_2:	factor legat de clasa de precizie a rulmenţilor	-
f_3:	factor legat de valoarea unghiului de contact	-
n_{rul}:	turaţia de referinţă a rulmentului în funcţie de lubrifiere	[rpm]
$n_{AP\text{-}max}$:	turaţia maximă admisibilă a AP	[rpm]
$n_{AP\text{-}max\text{-}ceramic}$:	turaţia maximă admisibilă a AP (elemente de rulare ceramice)	[rpm]
d_a:	diametrul arborelui	[mm]
a:	lungimea de capătul cartuşului până la mijlocul setului de rulmenţi conducători	[mm]
L:	lungimea deschideri dintre lagărul conducător şi cel secundar	[mm]
E:	modulul Young al materialului cartuşului	[N/mm^2]
Q:	distanţa optimă dintre lagăre iniţială	[mm]
S_A:	rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi conducători	[N/μm]
S_B:	rigiditatea radială a rulmenţilor secundari	[N/μm]
I_L:	momentul de inerţie a secţiuni circulare sau pline a cartuşului dintre sistemele de lăgăruire	[mm^4]
I_a:	momentul de inerţie a secţiuni circulare sau pline a cartuşului din zona rulmenţilor conducători	[mm^4]
I_M:	momentul de inerţie a secţiuni circulare – a rotorului	[mm^4]
K:	rigiditatea	[N/μm]

1. INTRODUCERE

1.1 Importanţa maşinilor-unelte în societatea de astăzi

Industria maşinilor-unelte reprezintă un sector important în ingineria mecanică şi industrială. Maşinile-unelte au o poziţie strategică determinată pentru industrie deoarece cu ajutorul acestora se produc aproape toate echipamentele, piesele şi maşinile necesare în producţie. Toate procesele de prelucrări mecanice iar cu ajutorul acestora se produc alte componente sau echipamente. Datorită acestor aspecte importante legate de maşinile-unelte, mari producători şi companiile care se ocupă de proiectarea şi construcţia lor, se concentrează sau acordă deosebită atenţie protejării cunoştinţelor legate de acest domeniu sau mai bine spus protejării "know-how-ului".

În prezent, industria constructoare de maşini-unelte din întreaga lume este într-o continuă dezvoltare şi este susţinută de creşterea cererilor, care aparent este greu satisfăcută. Între marii producători de maşini-unelte există o competiţie acerbă, care conduce la creşterea performanţelor acestora (în special precizia şi productivitatea) concomitent cu satisfacerea cerinţelor economice (preţul maşinii, costul de întreţinere şi exploatare, etc). Pornind de la aceste aspecte rezultă necesitatea de lărgire şi întărire a cunoştinţelor în domeniul proiectării şi fabricaţiei de m-u, respectiv de AP.

În ciuda creşterii şi dezvoltării rapide a tehnologiilor de fabricaţie emergente (ex. FDM, SLM, SLS) prelucrarea prin aşchiere reprezintă încă o tehnologie stabilă şi aparent fără înlocuire pe termen mediu. De exemplu, tehnologia de fabricare a pieselor prin imprimare 3D a fost considerată acum un deceniu un potenţial competitor al tehnologiei de fabricaţie prin aşchiere. Îmbunătăţirea continuă a maşinilor unelte de aşchiere va împiedica pe termen scurt şi mediu ca tehnologia de fabricaţie prin imprimare 3D să devină un substitut al acestora. Piesele rezultate prin aşchiere prezintă avantaje încă de neegalat în raport cu cele imprimate, iar acestea sunt caracterizate de precizie, proprietăţi mecanice superioare şi calităţi excelente ale suprafeţelor, [1].

La ora actuală, China este cel mai mare producător şi consumator de m-u iar perspectivele acesteia pe termen mediu şi lung sunt de a-şi menţine conducerea pe plan intern dar şi plan extern prin exporturile realizate către restul ţărilor 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]

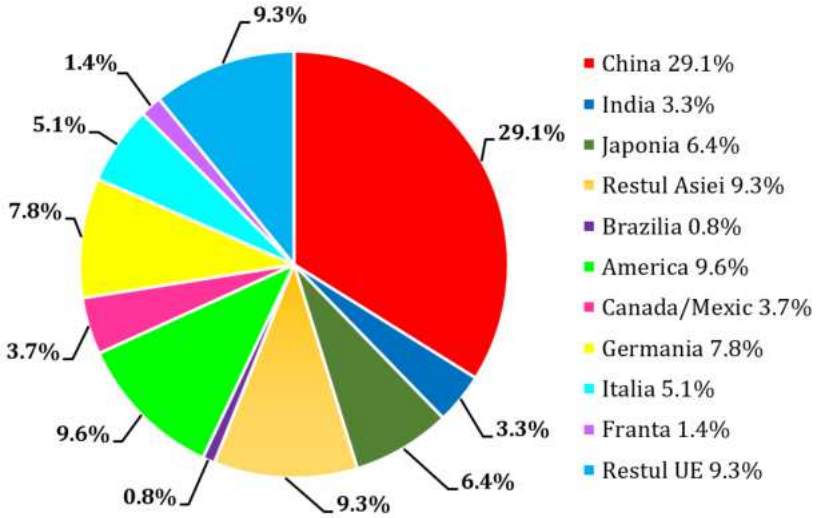


Fig. 1.1 Consumul global de M-U pe anul 2018, adaptat după Oxford Economics [2]

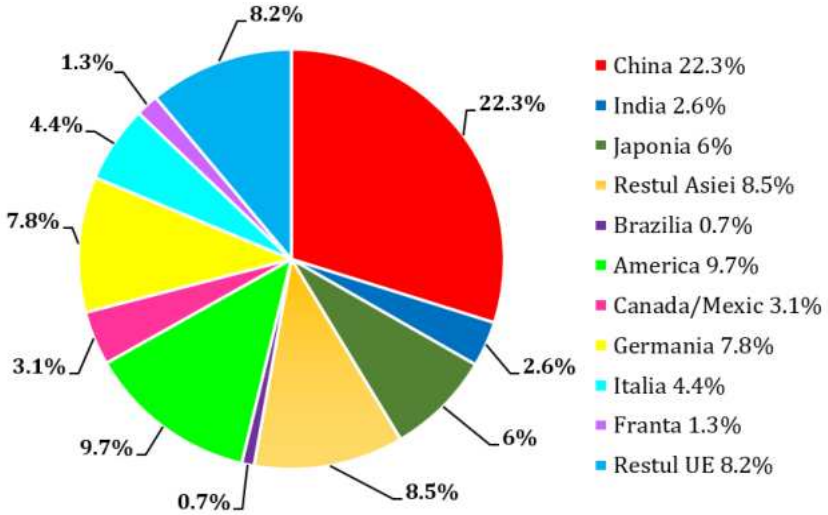


Fig. 1.2 Consumul global de M-U preconizat pe anul 2023, adaptat după Oxford Economics [2]

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% faţă de anul 2018 cu 23.6%, astfel China va rămâne lider mondial în utilizarea şi consumul de M-U cu un procent anticipat de aproximativ 22.3%.

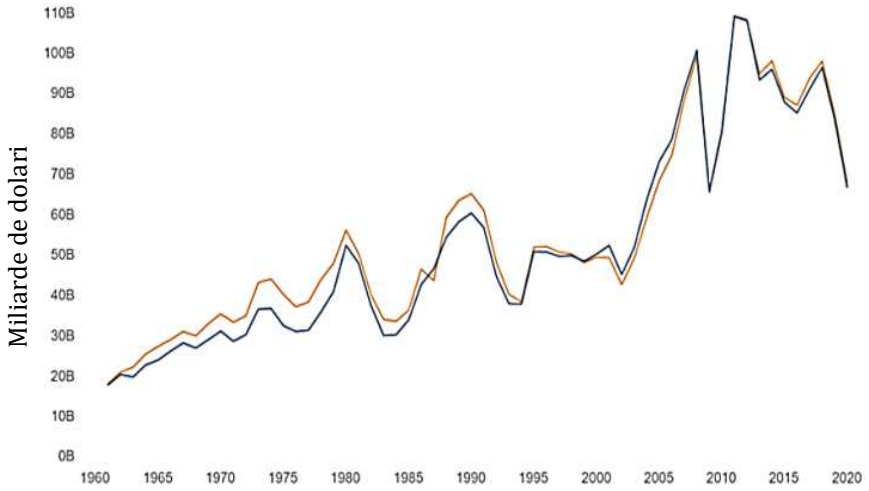


Fig. 1.3 Producţia şi consumul global de M-U (Gardner, 2020) [3]

Producţia şi 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 faţă de anul 2019, [3]. Putem observa că valorile din anul 2020 sunt aproape egale cu ale anului 2009, dar atunci producţia şi 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 Maşinile-unelte. Definiţii. Clasificare

După DEX (2009), m-u este definită ca fiind o „maşină de lucru care prelucrează materiale prin operaţii mecanice" sau poate reprezenta un „sistem tehnic alcătuit din piese cu mişcări 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 „maşină echipată cu scule pentru aşchiere, forfecare, tăiere sau pentru deformare plastică". [4]

E. Botez consideră că, „maşina-unealtă este o maşină de lucru destinată generării suprafeţelor pieselor prin procesul tehnologic de aşchiere în anumite condiţii de precizie dimensională, calitate a suprafeţei şi productivitate." [5]

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

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

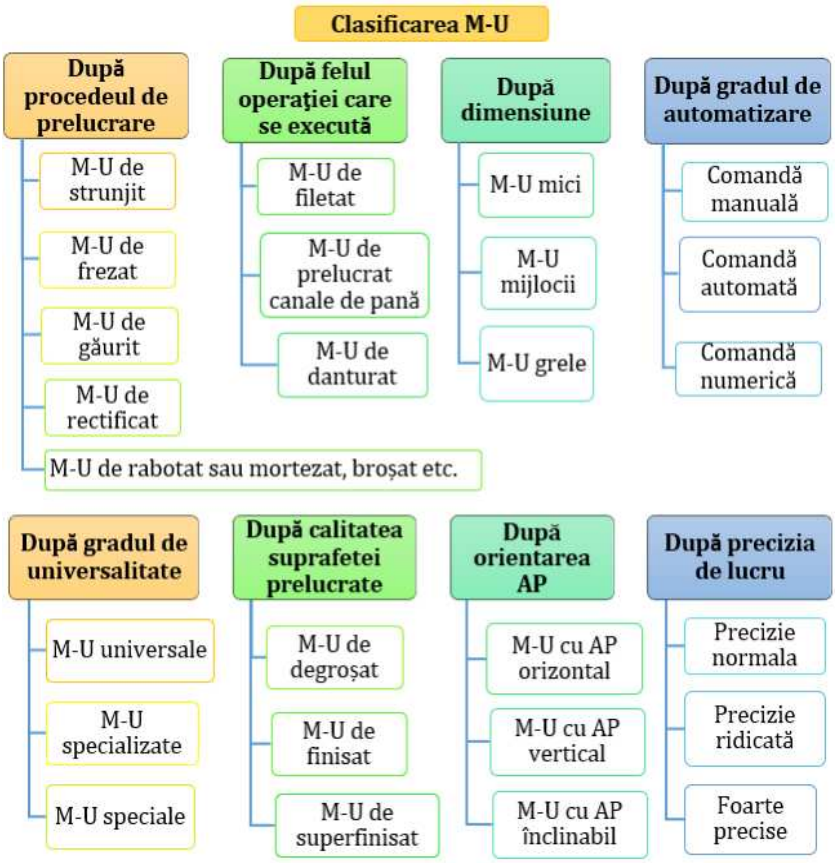


Fig. 1.4 Clasificarea m-u după mai multe criterii, adaptat după [5][6]

1.3 Componentele din structura mecanică a unei M-U

Partea mecanica a unei m-u conţine două categorii de elemente structurale:

- elemente specifice maşinii, care sunt concepute special pentru maşina dată sau pentru o gamă de maşini care folosesc aceleaşi procedee tehnologice, elementele mecanice specifice sunt cele care definesc arhitectura, configuraţia, calitatea şi performanţa maşinii;
- elemente mecanice de uz general, care sunt produse şi comercializate pentru a fi utilizate la cele mai diverse echipamente tehnologice şi aplicaţii 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 „construcţie de oţel sau fontă pe care se montează mecanismele unui sistem tehnic stabil şi prin intermediul căreia aceasta se poate fixa pe o fundaţie, pe un teren etc.” [7]

O altă definiţie a batiurilor poate fi enunţată astfel, „Batiurile sînt elemente ale maşinii-unelte destinate închiderii poligonului forţelor care se dezvoltă în procesul de aşchiere şi care acţionează asupra sculei şi piesei”. [8]

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

Elementele structurale de tip batiu, coloane sau traverse trebuie să satisfacă un complex de cerinţe constructive, de rezistenţă şi de economicitate. Materialele utilizate la construcţia acestora trebuie să asigure o conductibilitate termică bună, un grad de amortizare mare a vibraţiilor, rezistenţă la coroziune, stabilitate dimensională în timp şi o rezistenţă mecanică corespunzătoare.

Batiurile m-u convenţionale se pot confecţiona în diverse variante, cum ar fi cele din fontă cenuşie, fontă maleabilă, fontă globulară, fontă aliată dar mai pot fi şi din construcţie sudată, din semifabricate plate sau profile, din oţel laminat sau structural. În figura 1.5 este realizată o clasificare a batiurilor dedicate m-u convenţionale.

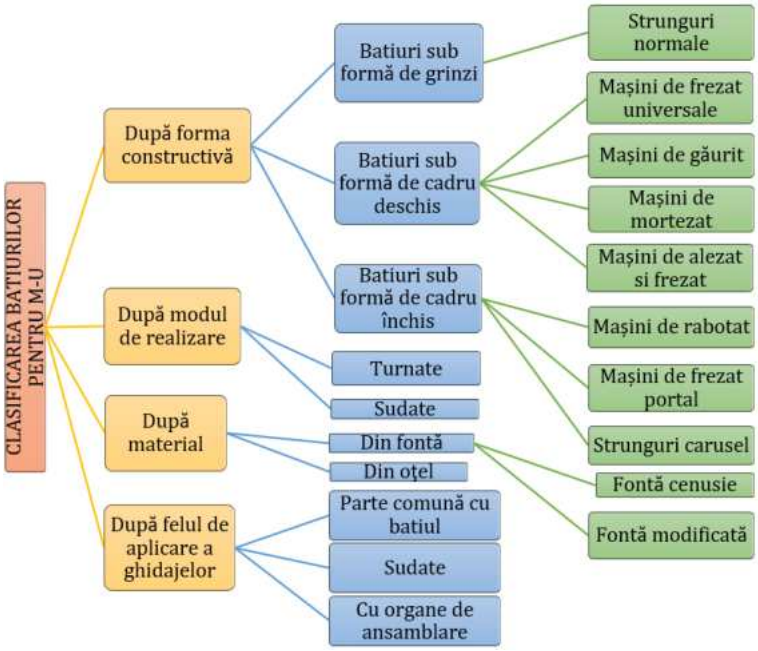


Fig. 1.5 Clasificarea batiurilor m-u convenționalele, adaptat după [6] [8] [9]

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

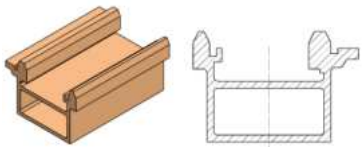
- piesa de prelucrat (formă, greutate, dimensiune, precizie, etc.);
- felul și mărimea solicitărilor; [6]
- structura cinematică a m-u; [10]
- condițiile de ordin funcțional, constructiv, ergonomic, și estetic ș.a.

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:

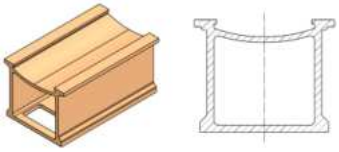
- o rigiditate cât mai mare, pentru a exclude deformațiile elastice care apar în timpul prelucrării și de a asigura piesei o precizie dimensională care să satisfacă cerințele geometrice;
- o amortizare și o rezistență corespunzătoare la vibrații, pentru a asigura o calitate superioară suprafețelor.

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

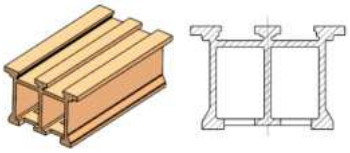
pe toata lungimea batiului, datorită unor cerințe funcționale și constructive. Astfel că în anumite zone se practică diferite orificii pentru a ușura eliminarea așchiilor sau pentru accesul montării diferitelor mecanisme, care reduc rigiditatea batiului. [6]



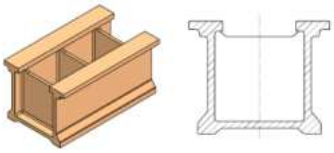
Batiu de tip cadru închis cu ghidaje în profil A fără orificii



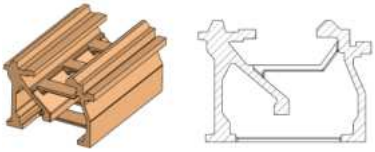
Batiu de tip cadru închis cu orificii



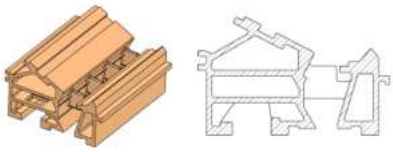
Batiu de tip cadru închis ce combină profile de tip I și H



Batiu de tip cadru deschis sub formă de profil U



Batiu de cadru deschis cu ghidaje combinate și perete interior înclinat



Batiu cu profil complex utilizat la strungurile cu comandă numerică

Fig. 1.6 Secțiuni de batiuri cu profil de tip cadru dreptunghiular

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]

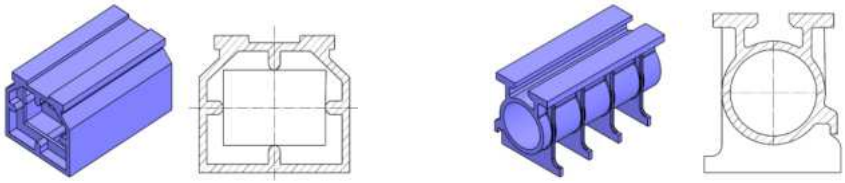


Fig. 1.7 Batiuri cu secțiune dreptunghiulară și combinate cu diferite profile

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 pereţi suplimentari. Pereţi pot fi dispuşi în plan orizontal, vertical sau oblic, iar în aceştia pot fi realizate decupaje sub diverse forme geometrice pentru uşurarea structurii, figura 1.8. [6][8]

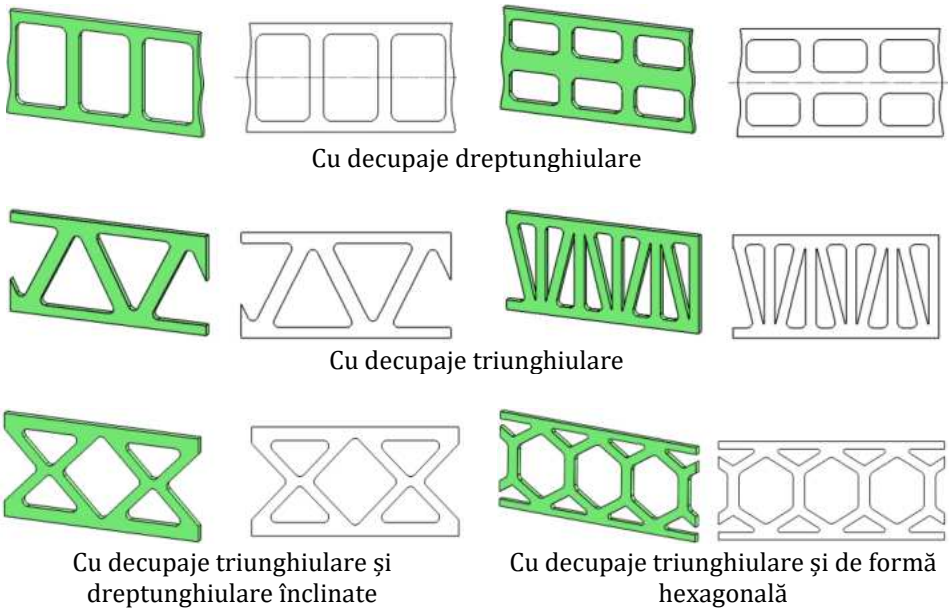


Fig. 1.8 Pereţi suplimentari pentru rigidizarea batiurilor cu diverse decupaje [6]

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 direcţie şi între anumite limite.” [11]

„Ghidajele maşinilor-unelte au rolul de a conduce în timpul funcţionării organele mobile, cum sînt săniile, mesele, suporţii etc., şi de a susţine aceste organe”, [12].

La m-u exista o mulţime de variante constructive şi funcţionale de ghidaje iar clasificarea acestora se poate realiza după mai multe criterii, figura 1.9. După autor, ghidajele au o importanţă semnificativă în generarea suprafeţelor şi obţinerea preciziilor dorite asupra pieselor prelucrate, ele trebuie să asigure mobilitatea necesară axelor cinematice în mişcare de translaţie rectilinie sau circulară, dar să şi preia forţele şi momentele rezultate din procesul de aşchiere asigurând o rigiditate sporită.

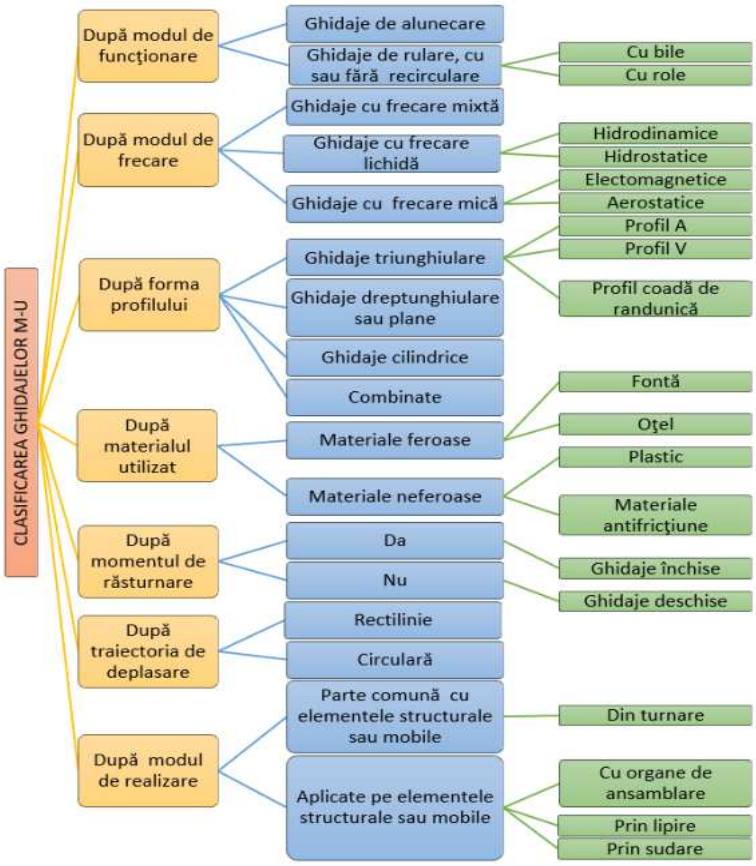


Fig. 1.9 Clasificarea ghidajelor pentru m-u [6] [8] [12]

Cel mai simplu ghidaj se poate realiza din trei suprafeţe, figura 1.10, iar acesta trebuie să asigure componentelor aflate în mişcare un singur grad de libertate. În ceea ce priveşte proiectarea ghidajelor trebuie să acordăm atenţie formei şi dimensiunilor acestora, astfel încât presiunile de contact să nu depăşească limita de curgere a materialelor utilizate în materializarea lor.

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

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

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

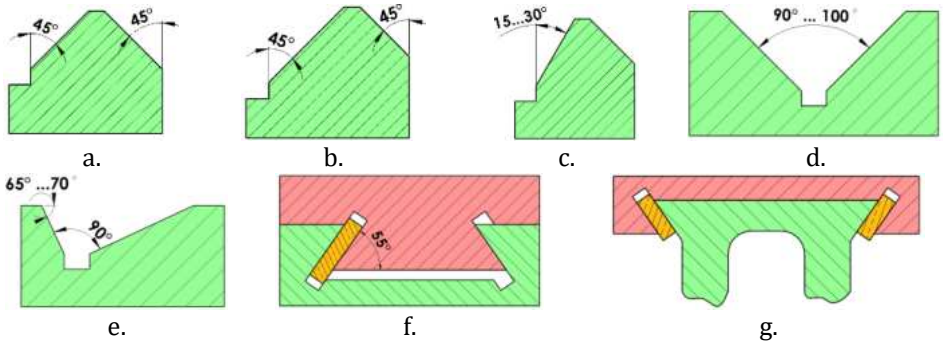


Fig. 1.11 Ghidaje cu profiluri triunghiulare, adaptat [8]

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

Ghidajele prevăzute cu mişcări circulare se utilizează în general în construcţia strungurilor carusel, iar acestea au de obicei profile plane, plan înclinat sau în V, unghiurile acestora pot varia în funcţie de cerinţele funcţionale. Profilurile în V pentru aceste ghidaje satisfac atât funcţia de susţinere cat şi funcţia de conducere a elementului mobil. [8]

Ghidajele cu frecare lichidă se utilizează în principal la m-u grele, unde există forţe şi momente ridicate sau în aplicaţii unde este necesară o precizie ridicată şi o amortizare crescută a vibraţiilor.

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

Ghidajele hidrostatice sunt utilizate la viteze mici de deplasare, ele pot fi închise sau deschise în funcţie de destinaţia aplicaţiei şi a prezenţei momentelor de răsturnare. Depărtarea suprafeţelor de contact şi 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 funcţionare este asemănător ghidajelor hidrostatice, unde în locul uleiului va fi aer sub presiune, [13].Prin introducerea aerului sub presiune între suprafeţele de contact se urmăreşte scăderea frecărilor şi asigurarea unei deplasări fără salturi şi continue, [6]. Aceste ghidaje suportă încărcări mult mai scăzute faţă de cele hidrostatice şi se utilizează la m-u de precizie foarte ridicată şi viteze mari de deplasare.

În ultimul timp ghidajele liniare de rulare cu bile sau cu role au devenit cele mai utilizate în construcţia m-u, câştigând teren în faţa ghidajelor de alunecare cu o serie de avantaje, cum ar fi: uzură şi consum mic de energie, viteze ridicate de deplasare, deplasare uniformă la viteze mici, coeficient de frecare mic, asigură o poziţionare precisă a meselor şi săniilor, cost redus, interschimbabilitate, mentenanţă şi înlocuire uşoară, [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 lanţurile cinematice principale care asigură mişcarea de rotaţie a piesei sau a sculei, în condiţii de precizie impuse de tipul maşinii şi al aplicaţiei. [14]

Precizia unui astfel de sistem este direct legată de bătaia radială a lagărelor şi de rigiditatea sistemului de AP. Pentru a satisface aceste cerinţe este nevoie să se identifice lagărele corespunzătoare în funcţie de destinaţie, sarcină şi turaţie, ca mai apoi să se realizeze o dimensionare optimă a AP.

În cazul m-u convenţionale se utilizează cu precădere lagăre de rostogolire, iar în general, AP se regăsesc ca parte comună în cutia de viteză a strungurilor, a maşinilor 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 turaţiilor la AP se realizează în trepte sau salturi.

Pentru modificarea turaţiilor direct de la un motor asincron, reglarea se poate realiza prin trei moduri şi anume, prin modificarea alunecării, modificarea frecvenţei sau a numărului de poli.

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

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

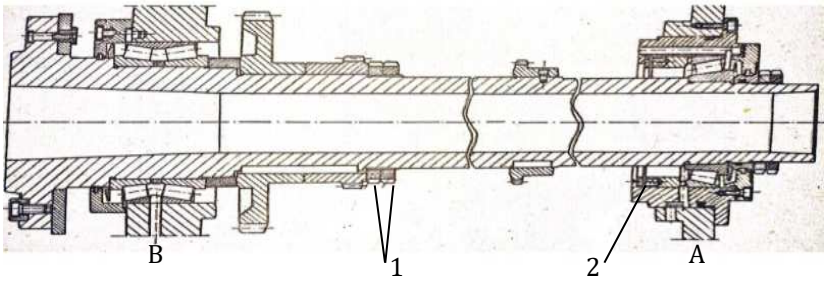


Fig. 1.12 AP pentru strung normal cu lagăre de rostogolire cu role conice [14]

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

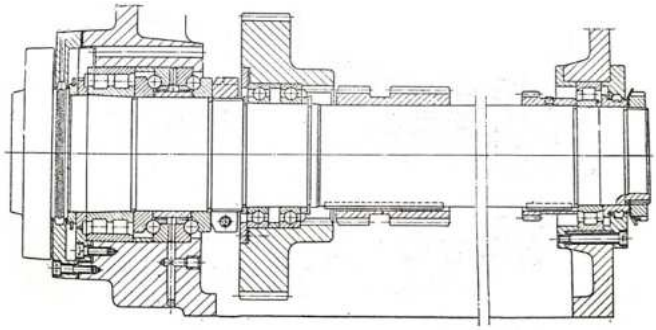


Fig. 1.13 AP al unui strung de P=7,5 kW şi n= 14÷1500 rpm [16]

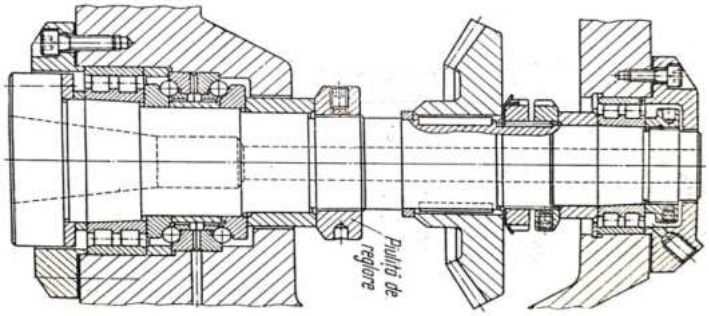


Fig. 1.14 AP al unei maşini universale de frezat [16]

Construcţia lagărului principal al unui AP de alezat şi frezat, figura 1.15, este constituit din doi rulmenţi unghiulari cu bile aşezaţi în formă de O şi un rulment radial cu role cilindrice pe două rânduri, iar pentru partea din spate, cartuşul este rezemat de un rulment radial cu role cilindrice dublu.

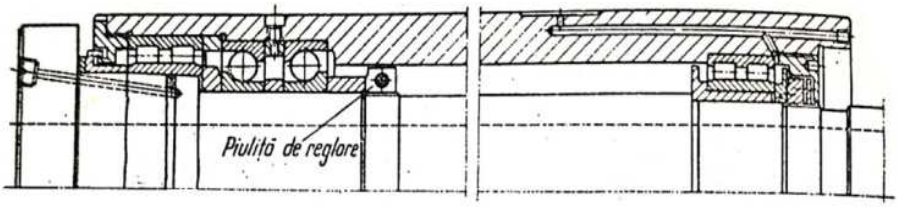


Fig. 1.15 AP al unei maşini de alezat şi frezat [16]

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

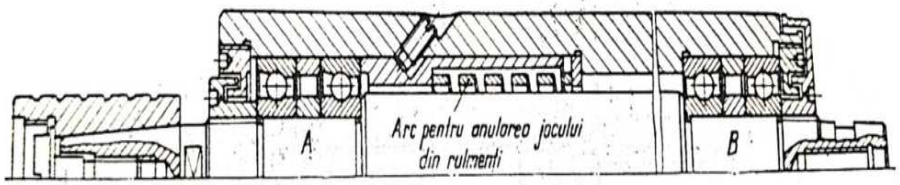


Fig. 1.16 AP al unei maşini de rectificat interior, având P=1,3 kW şi n=16000 rpm [16]

Materialele utilizate cu precădere în realizarea cartuşurilor AP sunt oţelurile, iar pentru a creşte gradul de rezistenţă la uzură, stratul superficial trebuie durificat prin procedee de cementare şi călire sau prin nitrurare şi călire. Dacă cartuşul AP este supus la uzură, forţe ridicate şi şocuri frecvente, acesta poate fi confecţionat din oţel cementabil călit şi revenit care poate fi aliat cu crom, wolfram, nichel, mangan, etc.

Frecvent se întâmplă în practică ca din motive funcţionale secţiunea cartuşului să fie mai mare faţă de calculele realizate la dimensionare, acest lucru se datorează necesităţi de trecere a semifabricatului prin interiorul acestuia sau datorită mecanismelor de prindere a portsculelor. Astfel spus eforturile din material se vor diminua permiţând utilizarea oţelurilor carbon sau a fontelor peletice sau modificate la construcţia cartuşului. [8]

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

- predimensionarea arborelui la torsiune;
- verificarea arborelui la solicitări compuse;
- calculul deformaţiilor, respectiv a rigidităţilor;
- studiul frecvenţelor proprii şi a modurilor de vibraţie; [14]

AP fac parte din categoria elementelor specifice a m-u iar soluţia constructivă a formei şi a tipului de lăgăruire se va alege să fie compatibilă cu operaţiile de prelucrare şi cerinţelor stabilite.

Proiectarea AP nu cunoaşte o etapizare exactă datorită multiplelor variante constructive şi a numeroşilor factori care includ tehnologia de fabricaţie, execuţie şi aspectele economice.

1.3.1.4 Sănii şi mese pentru M-U

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

Rolul acestora este de a susţine semifabricatele în vederea prelucrării prin aşchiere sau a sculelor, iar prin deplasarea acestora pe ghidajele m-u vor realiza cinematic una din curbele generatoare sau directoare. Condiţiile impuse săniilor şi meselor sunt identice cu cele de la batiuri şi se bazează în principal pe considerente de precizie, asta ne conduce la faptul că trebuie să aibă rigidităţi şi rezistenţe împotriva vibraţiilor cât se poate de ridicate. [10]

Materialele utilizate la construcţia acestor componente sunt aceleaşi ca şi la batiuri, prin urmare vor îndeplini aceleaşi proprietăţi mecanice.

Forma constructivă a săniilor şi meselor pentru m-u este dictată de mai mulţi factori, legaţi: de scopul funcţional, de tipul de prindere a semifabricatelor sau a dispozitivelor, de mărimea şi direcţia forţelor la care sunt supuse, de spaţiul destinat montării mecanismelor de deplasare şi a altor elemente, de precizia şi estetica m-u , şi nu în ultimul rând de materialul şi tehnologia de fabricaţie.

M-u realizează de obicei avansuri în trei direcţii ale axelor de coordonate (strunguri, freze), iar pentru aceasta sunt necesare sănii cu deplasare rectilinie precisă, însă în unele cazuri este nevoie şi de mişcări circulare concentrice, fapt pentru care vom avea sănii cu formă de revoluţie şi mişcare circulară (strunguri carusel, freze melc-modul), [8].

La un strung normal mişcările de avans sunt executate de către sania longitudinală şi sania transversală, însă există şi o a treia sanie denumită sanie port-cuţit care este utilizată de obicei la deplasări pe distanţe scurte şi se utilizează la strunjirea oblică prin rotirea port-cuţitului. Pentru a realiza deplasarea rectilinie, sania longitudinală împreună cu căruciorul strungului sunt aşezate pe ghidaje de alunecare cu frecare mixtă şi profil A, aceste ghidaje în general fac corp comun cu batiul. Sania transversală şi sania port-cuţit execută de asemenea mişcări de translaţie 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 maşinilor de frezat, figura 1.17, sau rotundă dacă vorbim de platourile strungurilor carusel, figura 1.18.

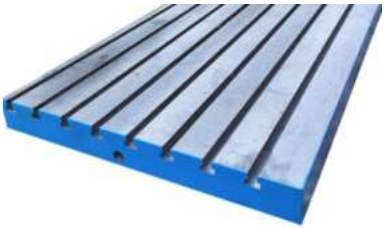


Fig. 1.17 Masă dreptunghiulară din fontă pentru m-u de frezat

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 şi 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 construcţia de maşini reprezintă acel organ sau componentă care ajută la asamblarea componentelor între ele rezultând un modul sau un subansamblu, respectiv la conexiunea subansamblelor cu scopul obţinerii unei asamblări finale sau a maşinii 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 inginereşti şi idei cunoscute într-o manieră armonioasă ce concură la obţinerea unor module, mecanisme sau maşini.

Elementele de asamblare destinate uzului general, figura 1.19, sunt acele elemente de asamblare care sunt comune în diferite tipuri de maşini şi deservesc multiple aplicaţii. Elementele de asamblare speciale sunt utilizate în maşinile specifice anumitor aplicaţii (motoare, compresoare, etc), printre care putem aminti de: bolţuri, palete, cilindri, axe cu came, arbori cotiţi, ş.a.m.d. [18]

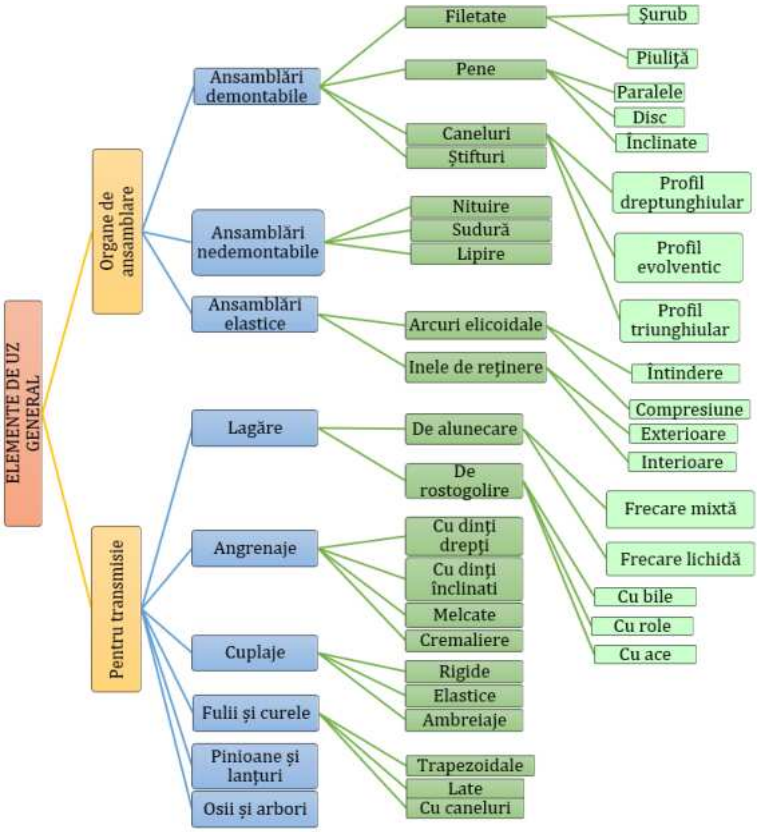


Fig. 1.19 Elemente utilizate la asamblările de uz general [18] [19] [20]

1.3.2.2 Ghidaje tipizate

În categoria ghidajelor tipizate se identifică ghidajele liniare de rulare, care reprezintă soluţii moderne de realizarea mişcărilor precise, utilizate pe scară largă în structurile m-u, a roboţilor şi în aplicaţii industriale. Dezvoltarea ghidajelor liniare de rulare a luat avânt după anii `70, fiind strâns legată de apariţia m-u cu CN şi mai apoi de dezvoltarea roboţilor industriali.

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

subansamble necesare construcţiei 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 funcţie:

- de tipul mişcării 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 mişcării elementelor de rulare: cu recirculare sau fără recirculare (cursă limitată);
- de felul construcţiei:
  - tip standard (mărime normală, radiale, robuste sau auto-orientabile pentru cele fără colivie);
  - tip extra-larg (ghidaje joase);
  - tip micşorat (uşoare şi compacte);
  - tip ortogonal (patru căi, cu sarcină egală);
- de condiţiile de lucru (temperaturi ambientale sau înalte);

În figura 1.20, sunt evidenţiate ghidaje liniare fără recircularea elementelor de rulare, iar acestea sunt catalogate în funcţie de tipul şi felul de dispunere a bilelor sau a rolelor. Pe măsură ce ghidajul va executa mişcare, elementele de rulare vor executa rotaţie în jurul axelor proprii, dar fără deplasarea acestora în interiorul carcasei.

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

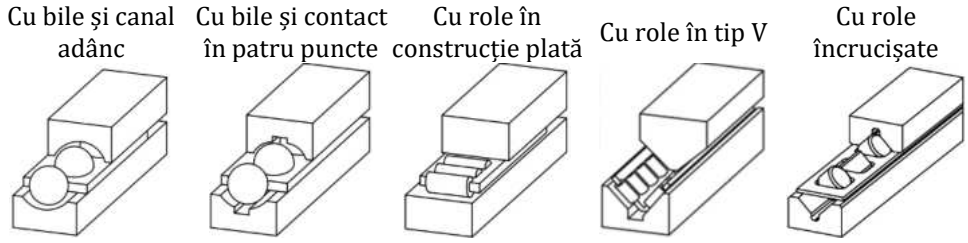


Fig. 1.20 Ghidaje liniare fără recirculare şi cursă limitată, adaptat după [24]

Principiul de funcţionare 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 mişcare infinită, denumită recirculare. Bilele sau rolele se rostogolesc prin canalele de recirculare (circuit) şi efectuează continuu contact între zonele special realizate de pe şină şi de pe blocul mobil. Cursa acestora este limitată doar de lungimea şinei, adică pot parcurge orice distanţă.

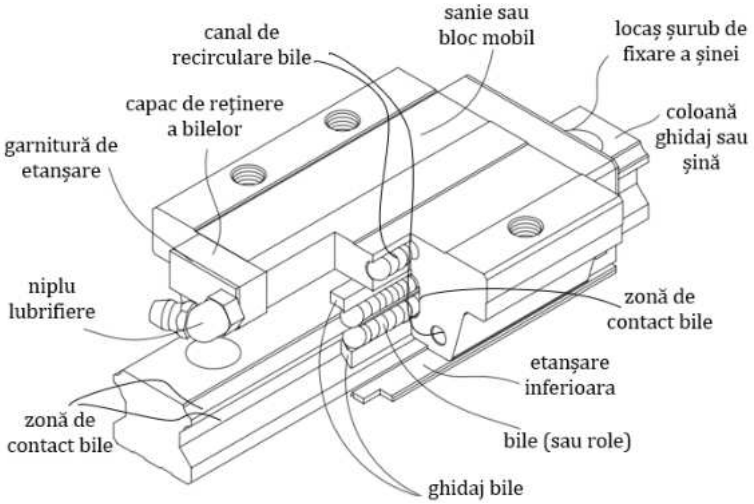


Fig. 1.21 Ghidaj liniar cu bile şi colivie, adaptat după [22]

Rolul coliviei în construcţia ghidajelor liniare cu bile este de a menţine distanţate elementele de rulare pe toată lungimea şirului dar şi de a realiza o lubrifiere optimă în zona acestora pe timpul utilizării. La aceste modele de ghidaje cu colivie, frecările şi căldura degajată dintre elementele de rulare sunt mult mai reduse, zgomotele şi vibraţiile la viteze de deplasare ridicate sunt de asemenea diminuate.

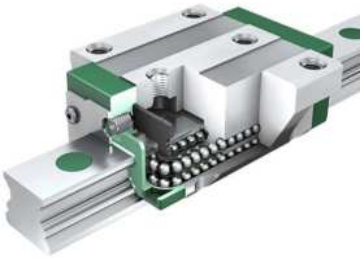


Fig. 1.22 Ghidaj liniar cu recirculare şi bile (Schaeffler, 2022)

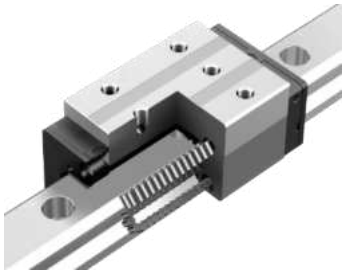


Fig. 1.23 Ghidaj liniar cu recirculare şi role (THK, 2022)

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

faptul că vin într-o gamă largă de dimensiuni, preîncărcări şi clase de precizie, făcând uşor găsirea şi integrarea acestora în oricare cerinţă de aplicaţie. 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 multidirecţională ridicată;
- cost relativ redus şi mentenanţă uşoară;
- viteze de deplasare ridicate;
- posibilitate de reglare şi eliminare a jocurilor;
- instalare rapidă şi uşoară;
- precizie de poziţionare şi repetitivitate ridicată.

1.3.2.3 Şurub-piuliţă cu bile

Funcţia principală îndeplinită de mecanismul constituit din şurub-piuliţă cu bile este de a realiza convertirea mişcării de rotaţie într-o mişcare de translaţie precisă.

Şuruburile cu bile au înlocuit frecarea de alunecare cu frecarea de rulare, ceea ce a condus la creşterea semnificativă a randamentului faţă de şuruburile clasice. Astfel şuruburile cu bile sunt utilizate pe scara largă în construcţia axelor cinematice din m-u CNC, figura 1.24.

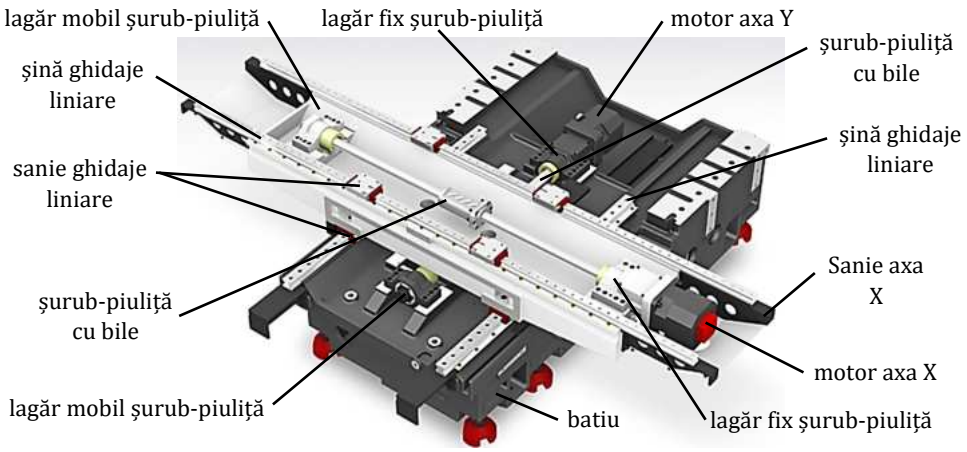


Fig. 1.24 Sistem de două axe cinematice pentru o freză CNC, adaptat după [25]

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 funcţie de modul de realizare a acestora, se pot clasifica în șuruburi rectificate sau rulate, iar acestea la rândul lor pot fi cu pretensionare sau fără, figura 1.25.

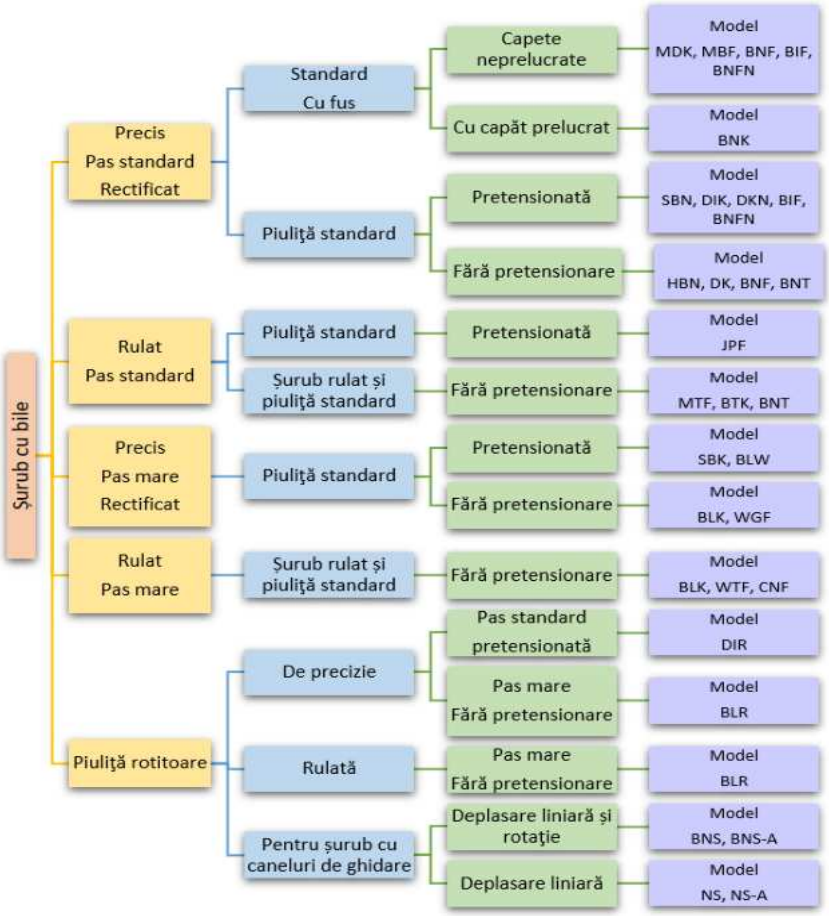


Fig. 1.25 Clasificarea șurubului cu bile și modele de la THK, adaptat după [26] [27]

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 poziţia iniţială după ce au străbătut toată lungimea curbei elicoidale de pe piuliță, iar reîntoarcerea acestora se realizează prin canalul de recirculare. [8]

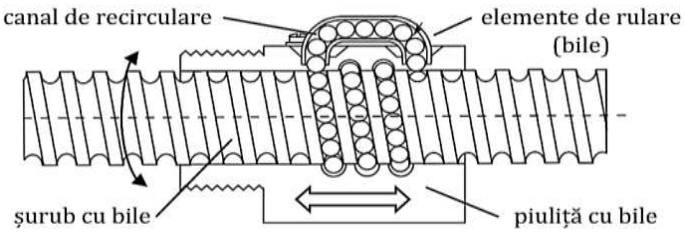


Fig. 1.26 Şurub cu bile şi piuliţă în secţiune longitudinală, [28]

Pentru a satisface cerinţele fabricaţilor de m-u şi de a eficientiza fluxul de proiectare-producţie, producători de astfel de mecanisme au realizat o tipizare care implică clasele de precizie, lungimea şi combinaţia dintre diametre şi pas. [29]

Standardul DIN69051 stabileşte clasele de precizie a şuruburilor cu bile de precizie, iar în funcţie de aceste clase sunt clarificate valorile erorilor de pas, valorile rezultate din frecare şi pretensionare şi a abaterilor geometrice. Şuruburile cu bile precise şi rectificate se clasifică în cinci clase de precizie, de la P0 până la P5, iar pentru şuruburile cu bile rulate pentru transport, clase sunt de la T5 până la T10. Conform standardului amintit mai sus, acurateţea şuruburilor de precizie este cuprinsă între 4÷23 μm în funcţie de clasa de precizie. [30]

Piuliţele pentru şuruburile cu bile pot fi clasificate după modul de recirculare a elementelor de rulare în trei categorii: cu conductă de recirculare, cu deflector şi cu flanşe de capăt pentru ghidare.

În figura 1.27, este prezentată varianta de piuliţă cu bile dublă care utilizează pentru recircularea bilelor o conductă de tip ţeavă. Prin intermediul conductei exterioare, elementele de rulare (bilele) sunt colectate şi dirijate înapoi spre poziţia lor originală, ceea ce conduce la o mişcare infinită de deplasare a piuliţei. Aceasta este cea mai comună metodă utilizată la construcţia piuliţelor cu bile pentru recircularea elementelor de rulare.

În construcţia piuliţelor 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 şurubului cu cel puţin 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 regăseşte piuliţa cu recirculare internă, unde elementele de rulare sunt ghidate de către capacele de capăt. Aceste modele de piuliţă se construiesc îndeosebi cu pas mare şi 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 suprafaţa de rulare a şurubului şi le transmite mai departe către celălalt capac al piuliţei. Deplasarea bilelor de la un capac la altul se realizează printr-un canal intern executat în corpul piuliţei. Ansamblurile de acest fel sunt caracterizate prin zgomot redus generat în funcţionare şi cost ridicat de fabricaţie, [31].

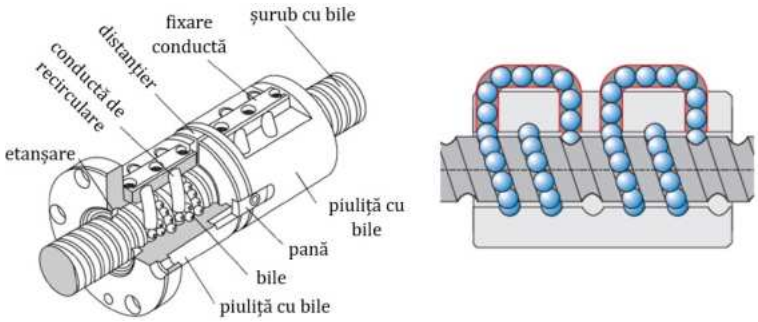


Fig. 1.27 Piuliţă cu conductă de recirculare a bilelor (THK, Bosch Rexroth, 2022)

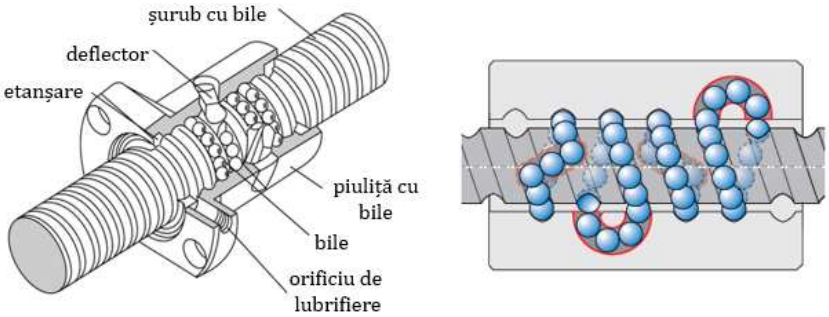


Fig. 1.28 Piuliţă simplă cu deflector interior (THK, Bosch Rexroth, 2022)

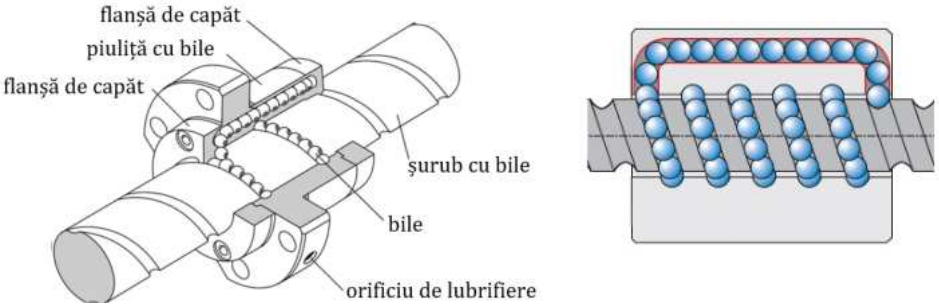


Fig. 1.29 Piuliţă cu recirculare int. ghidată de capace (THK, Bosch Rexroth, 2022)

În cazul şuruburilor cu bile şi piuliţă rotitoare, figura 1.30, piuliţa este cea care realizează mişcarea de translaţie a mecanismului prin

intermediul unei transmisii sincrone şi a unui motor. Carcasa exterioară a piuliţei rămânând staţionară datorită rulmenţilor cu bile şi contact unghiular. Recircularea elementelor de rulare se poate realiza doar prin interiorul piuliţei şi a capacelor de capăt cu rol de deflectoare.

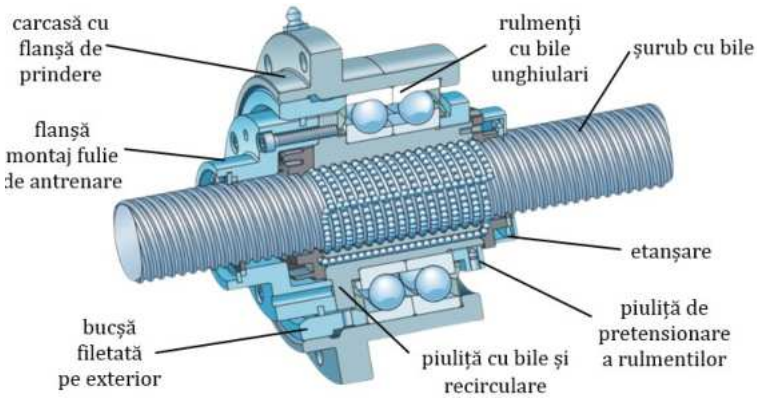


Fig. 1.30 Şurub cu bile şi piuliţă rotitoare SLT/BLT, adaptat după (SKF, 2022)

Există două variante posibile de construcţie a axelor cinematice pentru m-u prin utilizarea unui mecanism cu şurub-piuliţă rotitoare, iar acestea sunt: motorul şi piuliţa sunt cele care realizează mişcarea de translaţie şi sunt legate rigid de masa de lucru, motorul şi piuliţa sunt staţionare, iar şurubul cu bile este legat rigid de masa de lucru şi execută deplasarea liniară. Caracteristicile care diferenţiază un şurub cu bile faţă de un şurub conducător convenţional, sunt: precizia ridicată, viteze mari de deplasare, randament ridicat, zgomot redus, rigiditate superioară, temperaturi mici generate în funcţionare. Valoarea momentului necesar acţionări 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 convenţionale sunt îndeosebi de două feluri, lagăre de alunecare şi lagăre de rostogolire, cele din urmă se utilizează pentru obţinerea unor precizii mai ridicate dar cu costul reducerii durabilităţii sistemului. Alegerea corectă a tipului de lagăr în construcţia m-u are o deosebită importanţă, deoarece acestea trebuie să susţină şi să ghideze toate componentele aflate în mişcare de rotaţie.

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

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

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

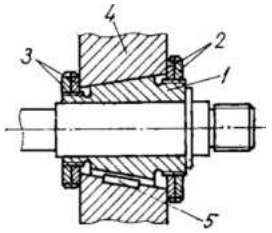
Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească lagărele utilizate pentru sistemele de AP şi intermediari, la şuruburile cu bile sau convenţionale, ş.a, sunt legate de: obţinerea unei durabilităţi ridicate, pretenţii legate de precizie, stabilitate şi adaptabilitate la variaţii de turaţii, obţinerea unor dimensiuni de gabarit mici, scoaterea şi reglarea uşoară a jocurilor, uşurinţă la montare şi demontare, soluţii simple de lubrifiere şi nu în ultimul rând să aibă costuri reduse în funcţionare, de fabricare sau de achiziţie. [14]

Suportul lagărelor de alunecare (fus) este realizat de regulă dintr-un material rezistent, oţel carbon sau fontă la care se pot aplica tratamente de suprafaţă pentru creşterea durităţii, respectiv a rezistenţei la uzură. Între suportul şi carcasa lagărului, se regăseşte componenta din material antifricţiune denumită cuzinet, acesta trebuie să reziste la uzură dar să şi asigure o ungere optimă. Materialele antifricţiune utilizate în construcţia 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]

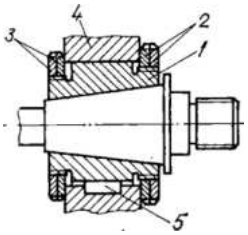
Lagărele de alunecare, figura 1.31, se utilizează la aplicaţii în care turaţiile de lucru sunt foarte joase sau ridicate, iar influenţa forţelor şi a presiunilor de contact este foarte ridicată, iar lagărele de rulare nu vor satisface o durată de funcţionare optimă în aceste condiţii. Alte condiţii când se impune utilizarea unui lagăr de alunecare, este atunci când este nevoie de utilizarea unor rulmenţi mici ca dimensiune pentru realizarea unui AP, dar şi atunci când m-u utilizează arbori grei supuşi la forţe de aşchiere mari şi la şocuri constante. [6]

Forma conică a suprafeţelor realizate pe cuzineţi au rolul de a scoate jocurile existente la montaj dar şi posibilitatea de reglare în urma uzurilor rezultate din funcţionare la un anumit interval de timp. Rotirea cuzinetului în interiorul lăgăruirii este blocată de o pană, iar pentru cuzineţi cilindrici la interior este nevoie să se realizeze crestături pe

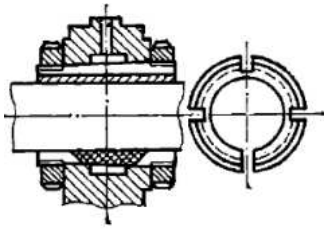
direcţie longitudinale pentru a conferi cuzinetului elasticitate, figura 1.33.c. Pentru a putea realiza o strângere corectă şi a nu exista jocuri între arbore şi cuzinet pe zona cilindrică, una dintre crestături este pătrunsă complet, această soluţie ne mai fiind necesară pentru cuzineţi cu suprafeţe conice la interior, figura 1.33.d.



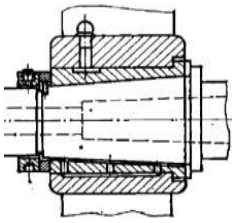
a. Cuzinet cilindric la interior şi conic exterior



b. Cuzinet conic la interior şi cilindric exterior



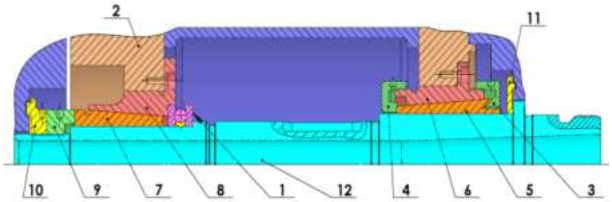
c. Cuzinet cilindric la interior cu crestături



d. Cuzinet conic la interior fără crestături

Fig. 1.31 Modele constructive de lagăre de alunecare realizate din cuzineţi [6]
(1-cuzinet, 2,3- piuliţe, 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 cuzineţilor conici.



1- rulment axial, 2- carcasă, 3,4- piuliţă, 5- cuzinet, 6- bucşă, 7- cuzinet, 8- bucşă, 9- piuliţă, 10,11-etanşări fără contact, 12-cartuş

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

Lagărele de alunecare prezintă următoarele avantaje în ceea ce priveşte: centrarea mai uşoară a acestora în carcase, sunt mai silenţioase în funcţionare, prezintă un număr mai mic de piese, sunt mai rezistenţe în faţă şocurilor şi a vibraţiilor, au dimensiuni radiale mai reduse, iar durabilitatea este mult mai ridicată faţă de lagărele de rostogolire.

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

1.4 Direcţiile de cercetare abordate

Direcţiile de cercetare abordate sunt în domeniul ingineriei industriale şi se concentrează în zona m-u moderne de tip CNC. Cercetările se focusează asupra arborilor principali şi a structurilor de aluminiu pentru router-ele CNC. Metodologiile aplicate în contextul tezei de doctorat urmăresc îndeosebi studiul deformaţiilor şi a rigidităţii rezultate pe acestea, în funcţie de destinaţia aplicaţiei, respectiv performanţele şi preciziile care pot fi obţinute.

Evoluţia tehnicii la ora actuală prezintă m-u CNC complexe şi costisitoare, respectiv o gamă variată de elemente structurale şi sisteme de AP cu particularităţi diferite. De aceea este nevoie de o vedere de ansamblu în ceea ce priveşte concepţia şi proiectarea acestora din punctul de vedere a performanţelor mulate pe aplicaţia necesară, utilizând minimum de resurse economice.

1.5 Obiectivele tezei de cercetare

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

Cunoştinţele care vor fi asimilate de autor sunt concentrate pe:

- construcţia şi proiectarea AP CNC;
- performanţele dobândite ale AP în funcţie de tipul de aranjament a lagărelor;
- deformaţiile şi rigidităţile ce intervin asupra preciziei AP;
- deformaţiile şi rigidităţile structurilor de aluminiu destinate router-ele CNC şi influenţa 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 şi numeric în vederea stabilirii deformaţiilor şi a rigidităţii radiale a AP:
  - *OS_1.1*: Studiul privind calculul rigidităţii axiale şi radiale a set-urilor de rulmenţi pentru aranjamente uzuale destinate AP şi realizarea fluxului de proiectare;
  - *OS_1.2:* Studiul privind deformaţiile şi rigiditatea radială obţinute prin calcul analitic şi numeric asupra AP;
  - *OS_1.3:* Stabilirea metodologiei de aplicare şi verificare a deformaţiilor radiale prin studiu static de tip FEA;

- OG_2: Elaborarea unor studii de caz pentru un AP destinat unei aplicaţii prestabilite în ceea ce priveşte performanţele rezultate:
  - *OS_2.1:* Stabilirea aplicaţiei şi a destinaţiei AP, urmată de alegerea a trei tipuri de aranjamente pentru lagărele acestuia;
  - *OS_2.2:* Realizarea design-ului 3D şi concepţia AP;
  - *OS_2.3:* Studiul analitico-teoretic şi static FEA privind deformaţiile obţinute sub acţiunea forţei de aşchiere;

- OG_3: Design-ul şi concepţia 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 şi stabilirea cerinţelor;
  - *OS_3.3:* Pregătirea modelului 3D in vederea analizei FEA;
  - *OS_3.4:* Realizarea desenelor tehnice de ansamblu şi de reper pentru router-ul CNC şi a modulelor ce îl compun;

- OG_4: Cercetări teoretice şi experimentale privind precizia şi rigiditatea router-elor CNC din punct de vedere a erorilor introduse de forţele de aşchiere:
  - *OS_4.1:* Analiza statică FEA privind rigiditatea structurii;
  - *OS_4.2:* Identificarea poziţiei nefavorabile a AP in spaţiul de lucru, pentru care router-ul prezinta deformaţii maxime asupra structurii de aluminiu, respectiv rigidităţii minime;

- *OS_4.3:* Stabilirea cazurilor de orientare a forţelor aşchiere şi a metodologiei de aplicare asupra structurii pentru realizarea analizei FEA privind rigiditatea şi precizia;
- *OS_4.4:* Stabilirea operaţiilor de frezare şi determinarea forţelor de aşchiere ;
- *OS_4.5:* Studiul static privind deformaţiile, respectiv precizia rezultată pe structura CNC-ul în funcţie de operaţiile de prelucrare aplicate;

1.6 Scop şi limitări

Scopul lucrării este destinat cercetărilor ştiinţifice aplicate în direcţia AP de m-u CNC şi a concepţiei de m-u de tip router CNC, acesta susţine importanţa temei prin completarea aspectelor ce ţin de „know-how-ul" producătorilor din domeniu. Metodologiile şi rezultatele obţinute în cadrul tezei de doctorat pot fi utilizate în mod direct de către specialiştii din domeniu şi viitori doctoranzi, iar acestea pot fi aplicate şi corelate cu orice altă aplicaţie care are ca scop domeniul industrial din familia m-u.

Limitările identificate în cazul tezei de doctorat sunt următoarele:

- în ceea ce priveşte AP, producători din acest domeniu nu furnizează informaţii suficiente realizării unei imagini de ansamblu privind concepţia şi proiectarea acestora datorită competitivităţi majore de pe piaţa globală;
- fiind un subiect nou, în ceea ce priveşte studiul rigidităţilor AP s-a remarcat o oarecare dificultate în realizarea cercetărilor;
- lipsa sau fragmentarea informaţiilor din mediul online, precum şi lipsa cărţilor cu aplicabilitate pe domeniul studiilor efectuate;
- numărul limitat de lucrări ştiinţifice care abordează aceeaşi temă sau subiect similar;
- şi nu în ultimul rând ca în orice alt proiect apar probleme ce ţin de realizarea machetelor şi a experimentelor din punct de vedere a timpului şi a constrângerilor economico-financiare.

Cu toate acestea, influenţa constrângerilor şi a limitărilor menţionate mai sus, autorul tezei de doctorat nu a întâmpinat dificultăţi majore în ceea ce priveşte studiile efectuate şi nu au fost identificate erori notabile.

2. MAŞINI-UNELTE CNC

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

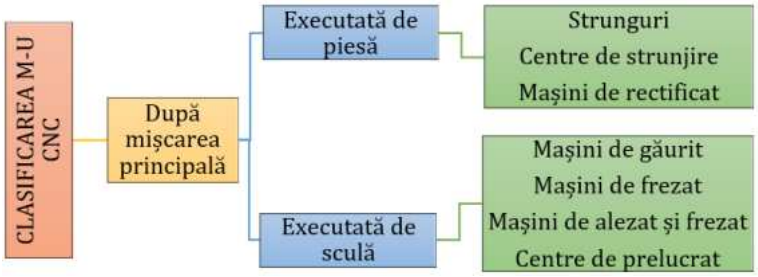


Fig. 2.1 Clasificarea de bază a m-u CNC moderne

Definiţia unei m-u CNC este „ acea maşină-unealtă prevăzută cu echipament de comandă numerică CNC, cu posibilităţi de a efectua numeroase operaţii de prelucrare, sculele fiind schimbate în mod automat între arborele principal şi 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 şi de avans pot avea sisteme de control în buclă deschisă sau închisă iar instrucţiunile complete ce ţin de mişcările maşinii şi de prelucrarea piesei se regăsesc pe baza unui program piesă scris sub formă de cod G.

Avantajele m-u CNC faţă de prelucrările realizate pe m-u convenţionale, sunt:

- rapiditate în execuţia unei noi piese şi flexibilitate;
- realizarea mai multor operaţii şi faze pe aceeaşi maşină;
- scăderea erorilor de la operator şi precizie ridicată;
- schimbarea rapidă şi automată a sculei;
- prelucrarea pieselor complexe nu mai reprezintă o barieră;
- compensarea automată a uzurilor din programul software;
- calitatea superioară a suprafeţelor obţinute. [33]

Iar printre dezavantaje putem aminti costul ridicat de achiziţionare, mentenanţă specializată şi costisitoare, costul softurilor CAM pentru realizarea rapidă a programelor şi necesitatea de personal specializat.

2.1 Părţile componente a unei M-U CNC

În general părţile componente a unei m-u CNC sunt asemănătoare cu ale m-u convenţionale şi îndeplinesc în mare parte acelaşi rol funcţional, diferenţele constând în geometria elementelor specifice adaptate după mişcările şi cerinţele maşini.

M-U CNC se deosebesc totuşi prin complexitate, prin adăugare de axe suplimentare ce conduc la creşterea gradelor de libertate şi prin apariţia unor noi componente şi echipamente auxiliare.

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

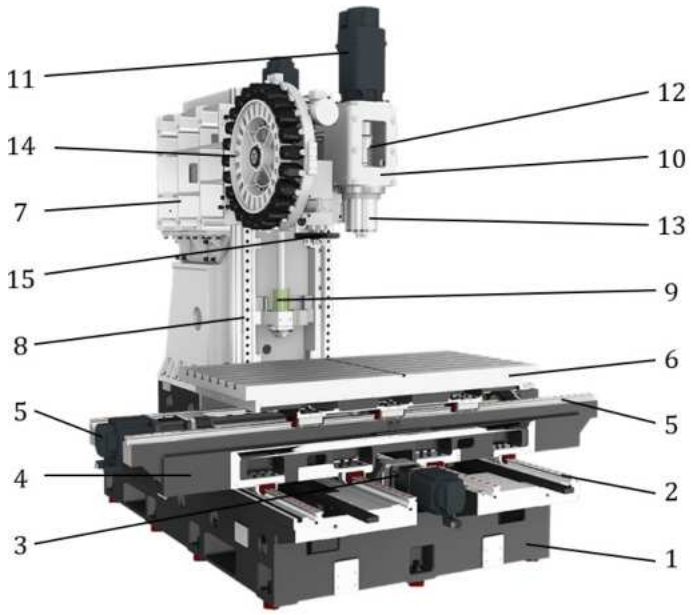


Fig. 2.2 Centru vertical de prelucrat F850 (Hyundai-Wia, 2022)

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 şurubul cu bile şi piuliţa necesară deplasări liniare a axei Y, sania axei Y (4), ghidajele liniare de rulare (5), masa maşinii (6) care efectuează deplasare pe axa X, ghidajele liniare (8) care se regăsesc pe

coloana verticală (7), mecanism motor-şurub-piuliţă (9), montul axei Z (10) în care se asamblează motorul AP (11), cuplajul (12), AP (13), iar pentru schimbarea automată a sculei sunt necesare magazia de scule (14) şi braţul ATC (15).

2.2 Batiurile din construcţia M-U CNC

Elementele structurale, precum batiurile au o importantă majoră în funcţionalitatea m-u, ele asigură susţinerea elementelor specifice şi a elementelor mecanice, stabilitatea maşinii şi menţin elementele în mişcare aliniate. În figura 2.3 se regăsesc majoritatea materialelor utilizate în construcţia m-u CNC moderne pentru batiuri, coloane, montanţi, carcase, sănii sau mese, etc.

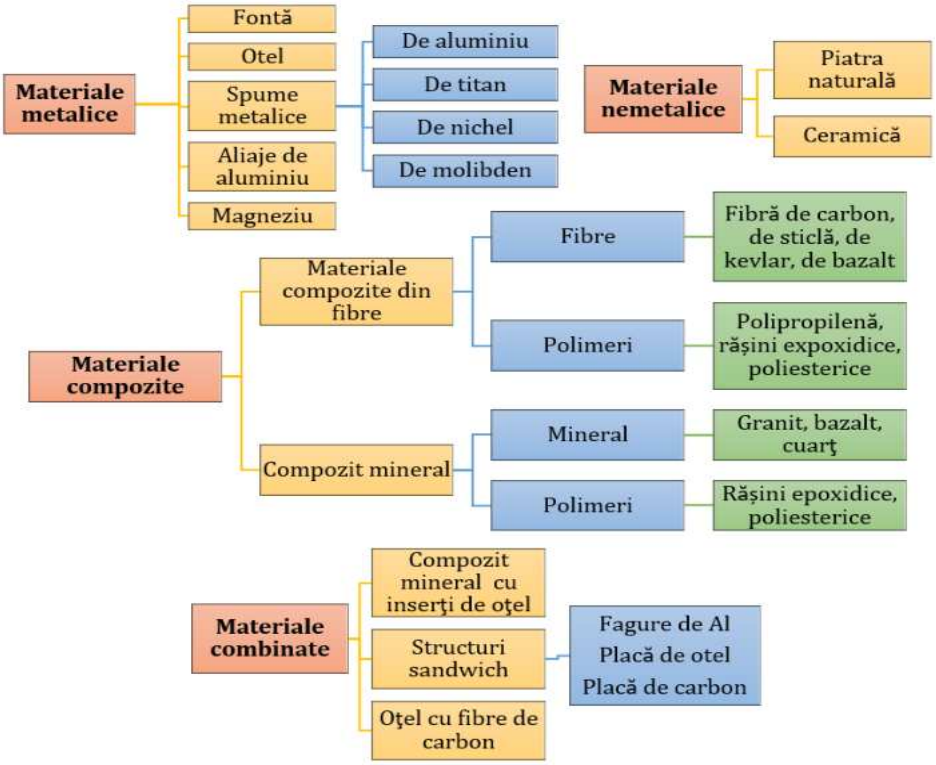


Fig. 2.3 Materiale utilizate în construcţia elementelor structurale ale m-u CNC [35]

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

caracterizate prin proprietăţi mecanice şi comportament termic apropriat fontelor şi oţelurilor.

Materialele metalice de tip fontă şi oţel sunt încă materiale de actualitate în construcţia m-u, respectiv a elementelor structurale. [36]

Utilizarea fontei în construcţia batiurilor, figura 2.4-2.6, are avantaje în ceea ce priveşte proprietăţile gradului de amortizare a vibraţiilor. Însă trebuie să se ţină cont că la fabricarea batiurilor din fontă pot apărea modificări dimensionale, cauzate de tensiunile interne ce iau naştere în timpul procesului de răcire. Evitarea unor aşa zise tensiuni interne mari, care provoacă îndeosebi fisuri în pereţii batiului, se face asigurând grosimea pereţilor să fie uniformă şi se va evita reacordările cu raze mici.

Eliminarea tensiunilor interne se face prin tratamente de detensionare realizate pe cale termică sau mecanică. Pentru rezultate superioare detensionarea mecanică şi cea termică se poate face combinat. Detensionarea termică sau îmbătrânirea poate fi naturală sau artificială. Îmbătrânirea naturală se va aplica asupra batiurilor pretenţioase, de regulă pentru acelea în serie mică de fabricaţie şi poate dura circa 6÷12 luni. În cazul fabricaţiei lor în serie mare se va aplica îmbătrânirea artificială prin încălzirea acestora la temperaturi de 450-600 de grade, menţinere şi 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 maşini de frezat M1 (DMG Mori, n.d.)

Oţelul în construcţia batiurilor este recomandat în cazul unor batiuri cu solicitări mari, figura 2.7. Batiurile în construcţie sudată prezintă proprietăţi mecanice superioare datorită modului Young mare şi economicitate în ceea ce priveşte cantitatea de material utilizat. Dezavantajul conferit de aceste batiuri este nivelul scăzut de amortizare a vibraţiilor în comparaţie cu fonta, deoarece vibraţiile vor fi concentrate în suduri, de acea va necesita o detensionare corectă, [37][38].

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

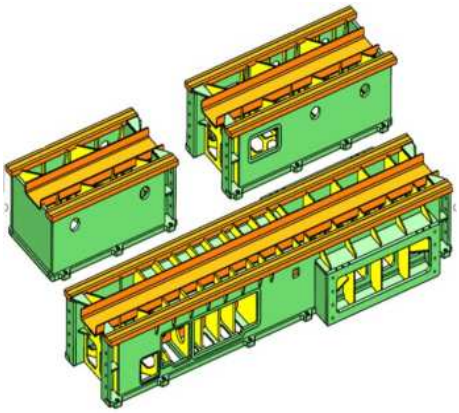


Fig. 2.7 Batiul frezei portal FLP 2200 în construcție sudată și modulară [37]

Capacitatea de amortizare a batiurilor sudate se poate apropria cu a celor din fontă prin proiectarea corectă a îmbinărilor sudate sau utilizând materiale de umplutură (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].

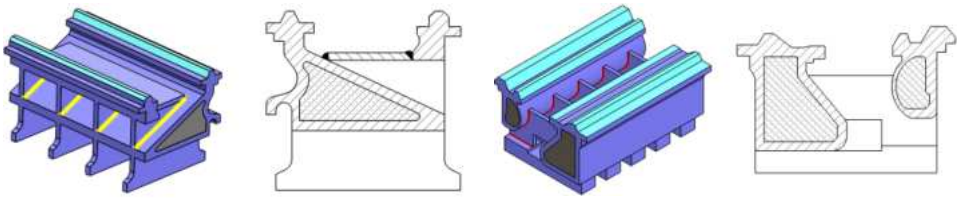


Fig. 2.8 Secțiuni de batiuri sudate cu umplutură de beton sau material compozit

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

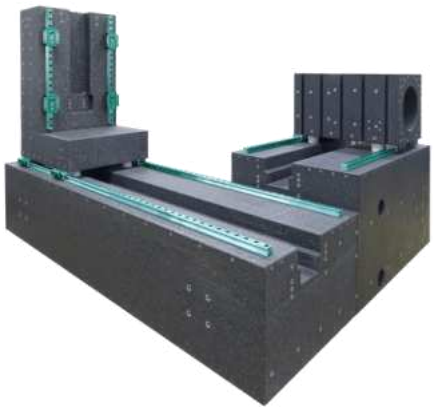


Fig. 2.10 Batiu din granit cu ghidaje aplicate pentru m-u de precizie ridicată [39]

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^3, 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 rezistența 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 ρ, coeficientul de dilatare α, conductivitatea termică λ, 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 dificultăţi în selecţia corectă a unui material pentru elementele structurale ale m-u CNC şi trebuie să se ţină cont şi de alte aspectele cum ar fi, cele de cost, fiabilitate, consum energetic şi termen de livrare a maşini.

Fig. 2.11 Batiu din compozit mineral cu inserţii de oţel 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]

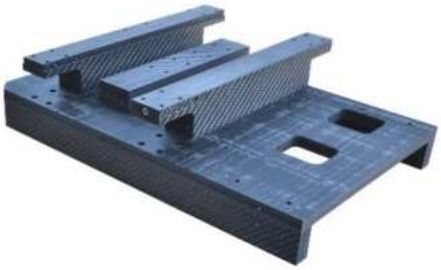


Fig. 2.14 Sanie pentru m-u CNC din fibră de carbon [42]

2.3. Axele cinematice ale M-U CNC

În general, o M-U CNC conţine mai multe axe cinematice care vor constitui gradele de libertate şi mişcările independente ale acesteia, iar cu ajutorul acestora putem genera prin aşchiere suprafeţe complexe pieselor, figura 2.15. Axele cinematice se pot clasifica în axe cinematice liniare, figura 2.16 şi axe cinematice de rotaţie, figura 2.17. În componenţa şi construcţia unei axe liniare întră ghidaje care pot fi de alunecare sau de rostogolire, şuruburi cu bile, lagăre de rostogolire, cuplaje şi motoare de acţionare. De reţinut este faptul că fiecare axă cinematică integrată într-o M-U CNC este acţionată independent.

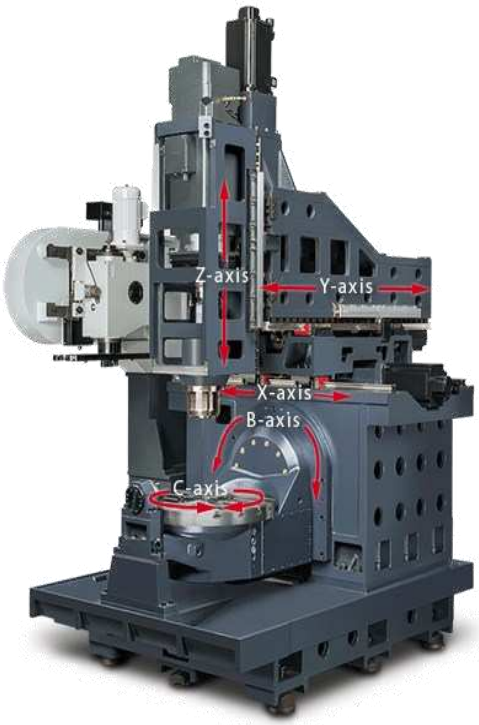


Fig. 2.15 Centru de prelucrat CNC seria FCV-620 (Yama Seiki, n.d.)

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, mişcările de avans sunt realizate de axele cinematice liniare X,Y,Z iar orientarea sculei din AP rămâne fixă. Pentru a creşte spaţiul de lucru a M-U şi de a putea realiza şi alte operaţii de prelucrare pe suprafeţele laterale (găurire, filetare) se adaugă o masă rotativ-basculantă care mai adaugă sistemului două grade de libertate, putând astfel orienta piesa în poziţia dorită. Orientarea piesei în poziţiile dorite conferă unui centru de prelucrat CNC avantaje net superioare faţă de o m-u care are doar trei grade de libertate. La un centru de prelucrat CNC în cinci axe faţă de o maşină CNC în trei axe, cele două grade de libertate pot fi regăsite şi atribuite în trei variante, cum ar fi: la o masă suplimentară de rotaţie şi basculare, figura 2.17, la AP de aşchiere, figura 2.18, sau în combinaţie cu o masă de rotaţie şi un AP, figura 2.19. Toate aceste variante se vor regăsi în funcţie de cerinţele pieţei industriale şi soluţia aleasă de producătorul maşini. Standardul ISO 841 conferă normative în ceea ce priveşte sensul şi direcţia axelor, [44].

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

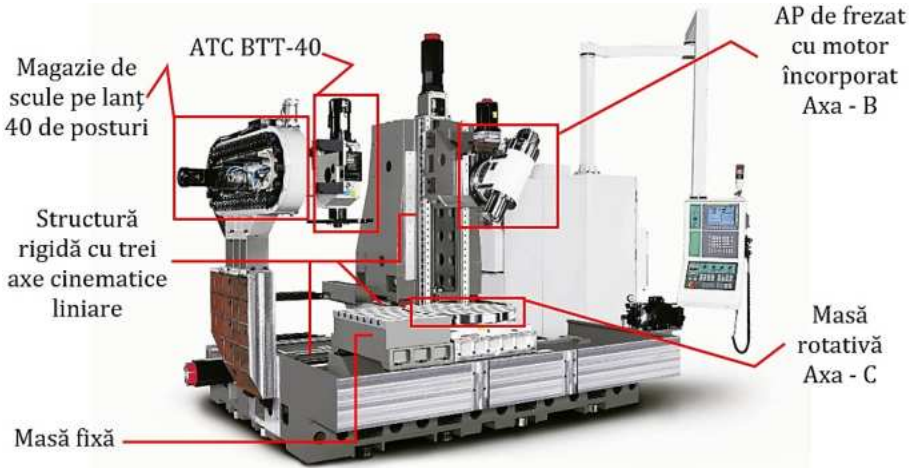


Fig. 2.19 Centru de prelucrat Vcenter -AX în cinci axe cu posibilitatea de rotație a AP și a mesei de lucru, adaptat după (Victor Taichung, n.d.)

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 şi mecanisme îmbinate armonios pentru a satisface anumite cerinţe de precizie la operaţiile de prelucrare prin aşchiere.

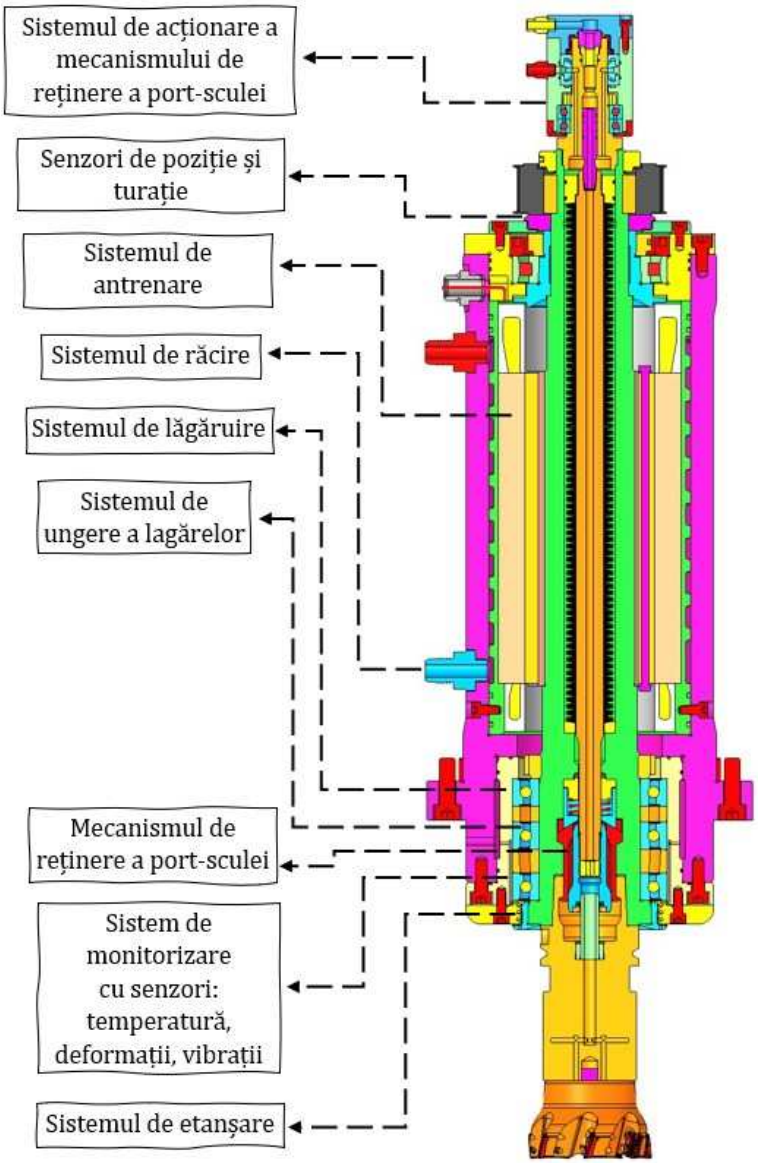


Fig. 2.20 Sistemele şi mecanismele din componenţa unui AP CNC de frezat

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

prelucrate, de parametrii de aşchiere utilizaţi şi bineînţeles ce scule aşchietoare vom folosi (tip, diametre, material, etc).

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

Dacă considerăm precizia un criteriu de performanţă a unui AP, atunci putem considera că precizia dimensională în urma prelucrărilor unei piese poate porni de la 1 μm pentru operaţiile de rectificare sau alezare şi poate ajunge până la 100 μm la strunjire şi frezare, iar rugozităţile obţinute doar de mari producători din domeniu, pot fi cuprinse între R_a<0.1-0.2 μm, [45].

2.4.1 Clasificarea AP pentru M-U CNC

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

În ceea ce priveşte operaţia pentru care arborele este destinat, acesta va influenţa forma cartuşului, precum şi forma flanşei din zona de prindere a port-sculei şi a sistemul de lăgăruire ales.

În funcţie de modul şi sistemul de antrenare acesta va influenţa dimensiunile de gabarit a arborelui dar şi caracteristicile legate de turaţie şi vibraţii. Cea mai pretabilă metodă de antrenare în prezent este cea cu motor integrat deoarece poate atinge turaţii ridicate şi prezenta vibraţiilor sunt minime, însă totodată prezintă şi unele dezavantaje precum necesitatea unui sistem de răcire performant şi creşterea gradului de complexitate a arborelui.

Sistemul de lăgăruire ales va dicta precizia de prelucrare, forma constructivă, durabilitatea arborelui în timp, dar şi capacitatea acestuia de a prelua forţele şi şocurile din procesul de aşchiere. La ora actuală se utilizează preponderent rulmenţi unghiulari cu bile montaţi în set-uri, care prezintă rigidităţi acceptabile, suportă turaţii ridicate, durată de viaţă relativ ridicată şi cel mai important lucru este acela că va rezulta o construcţie simplă a arborelui şi cost redus. Firmele mari, producătoare

de rulmenţi prezintă categorii speciale de rulmenţi unghiulari cu bile sau chiar rulmenţi ceramici, destinaţi exclusiv aplicaţiilor de acest gen.

După forma geometrică a carcasei AP, cea mai avantajoasă formă este cea de tip cartuş cilindric datorită faptului că oferă o centrare mai precisă şi uşoară în suportul m-u, dar şi a faptului că se urmăreşte integrarea conceptului de interschimbabilitate. Adică în cazul unor mentenanţe îndelungate sau în cazul unor avarieri a arborelui, acesta va trebui înlocui rapid cu altul pentru creşterea disponibilităţii m-u, iar cel demontat să poată fi trimis spre reparaţie.

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

Dacă clasificăm sistemul de lubrifiere a lagărelor, se pot utiliza unsori şi uleiuri. Unsorile conform producătorilor, SKF şi NSK, se utilizează la AP cu rulmenţi unghiulari cu bile şi vor fi raportate la diametre interioare cuprinse între 80 şi 140 mm, dar care conform cataloagelor nu vor depăşi turaţii mai mari de 12000 rpm iar temperatura din interiorul acestora să nu depăşească valori mai mari de 120°C, [46] [47]. La AP unde se doreşte o turaţie 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 şi la un timp constant de ungere, acest lucru va conduce la creşterea costurilor dar şi complexităţii acestuia.

În funcţie de metoda de schimbare a sculei aceasta poate fi cu schimbare automată sau manuală. În prezent orice utilizator a unei maşini 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 reţinere şi eliberare a port-sculei atunci când sistemul ATC doreşte preluarea sculei.

Complexitatea privind forma geometrică şi constructivă AP se va amplifica şi este nevoie de adăugarea unui mecanism sau unităţi de acţionare performant pentru sistemului de reţinere şi 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 proiectări 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.

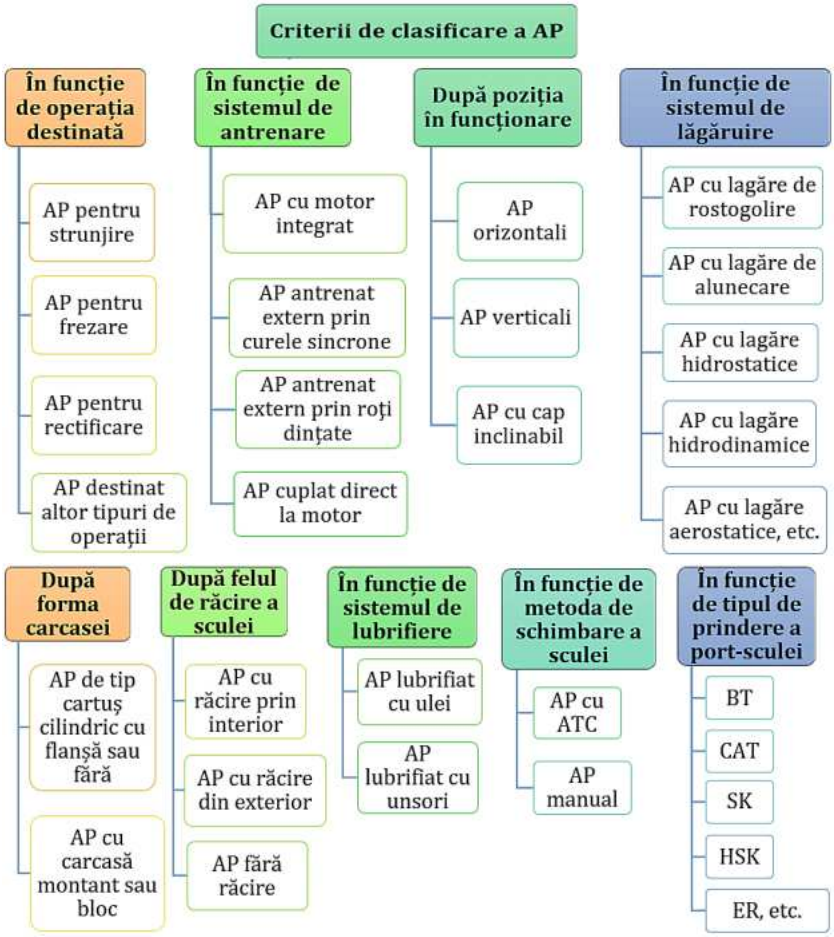


Fig. 2.21 Clasificarea arborilor principali pentru m-u CNC

2.4.2 Variante constructive

Forma geometrică de tip cartuş cilindric a AP a fost aleasă de majoritatea producătorilor de m-u datorită faptului că poate fi adaptată cu uşurinţă la diferite maşini CNC ce se regăsesc la ora actuală în industrie şi pe piaţă. Alte motive pentru alegerea acestei forme ar fi datorate faptului că facilitează o intervenţie rapidă în caz de avarie a AP, se poate realiza o mentenanţă uşoară iar pe plan de execuţie putem spune că forma cilindrică a acestuia se poate realiza cu toleranţe mai precise.

Construcţia unui AP direct într-un bloc sau într-o casetă montant de formă paralelipipedică este caracteristică m-u de alezat şi frezat, figura 2.22. Acest tip de construcţie se utilizează la m-u CNC grele, care lucrează cu forţe de aşchiere ridicate, şocuri în prelucrările mecanice şi care trebuie să asigure rigidităţi ridicate. Este o variantă mai rar întâlnită şi de preferinţă se utilizează la maşini cu gabarit ridicat, de regulă arborii pentru aceste maşini execută şi o mişcare liniară de deplasare. Caseta montant are rolul de a sprijini, centra şi fixa rulmenţi cu o precizie ridicată şi să ofere toate utilităţile unui sistem de AP.

Carcasa AP mai poate fi sub forma cilindrică (cartuş) fără flanşă, figura 2.23 sau cu flanşă, figura 2.24, în funcţie de soluţia de fixare aleasă de proiectant.

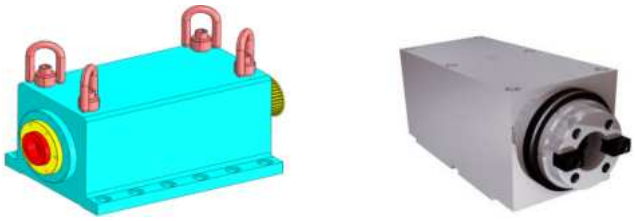


Fig. 2.22 Arborele principal construit în carcasa montant sau bloc

Fig. 2.23 AP cu carcasa de tip cartuş fără flanşă (GMN, n.d.)

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

Cerinţele pe care trebuie să le aibă o carcasă destinată AP sunt orientate spre robusteţe şi rigiditate ridicată pentru a suporta ulterior toate forţele, vibraţiile şi şocurile 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 apa 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 rulmenţilor cu role conice este incapacitatea de a accepta turaţii mari de funcţionare. [50]

Producătorii de m-u CNC utilizează în prezent ca sistem de lăgăruire lagăre de rostogolire cu rulmenţi unghiulari, în special pentru partea din faţă a arborelui, unde se montează port-scula iar pentru partea din spate recomandă a se utiliza rulmenţi mobili pe direcţia axială. Utilizarea unui astfel de sistem de lăgăruire face ca dilataţiile să poată fi controlate şi să se propage în partea din spate a arborelui unde nu influenţează precizia.

Aceşti rulmenţi mobili axial pot fi confecţionaţi din materiale cu stabilitate termică, unde pentru inelul interior şi 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 cerinţe asupra arborelui va conduce la alegerea tipului de rulment şi asupra design-ului. În consecinţă la concepţia şi proiectarea unui AP pentru o m-u CNC, proiectantul trebuie să găsească soluţii echilibrate şi eficiente în ceea ce priveşte designul şi funcţionalitatea.

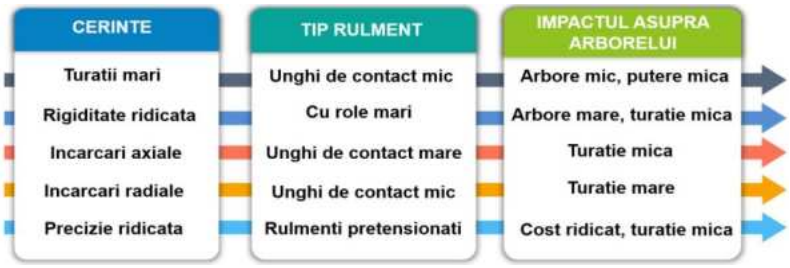


Fig. 2.25 Impactul asupra arborelui în funcţie de cerinţe şi tipul de rulment

Uzual unghiurile de contact a rulmenţilor cu bile sunt standardizate la valori de 15˚, 20˚, 25˚ şi 30˚, însă există şi alte configuraţii de valori. Aceste unghiuri determină raportul dintre încărcările axiale şi radiale posibile ale rulmentului, [47]. Dacă unghiul de contact este mic, creşte capacitatea radială de încărcare iar cu cât este mai mare unghiul de contact, va creşte capacitatea axială de încărcare a rulmentului, vezi figura 2.26.

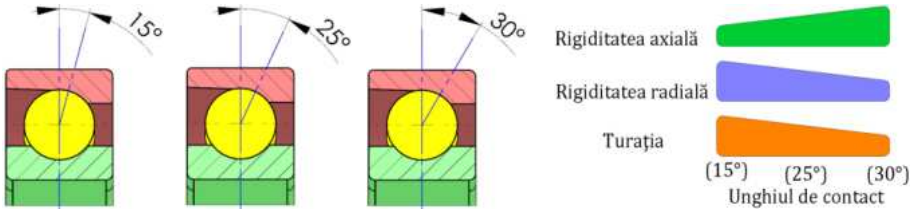


Fig. 2.26 Schema variaţiei turaţiei, a rigidităţi axiale si radiale pentru rulmentul unghiular 7020 în funcţie de valoarea unghiului de contact [47]

Este foarte important să alegem rulmenţii de la producătorii de profil, care să îndeplinească standardele de calitate ridicate şi să respecte toleranţele dimensionale, de formă şi a bătăilor radiale.

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

- de dimensiunea alezajului interior a rulmentului prestabilit din concepţia şi proiectarea arborelui (ce gabarit disponibil avem în ansamblul respectiv, gabarit radial sau gabarit axial, fie ambele);
- de mărimea şi direcţia sarcinii (axială, radială sau axial-radială);
- de valoarea unghiului de contact;
- de tipul de pretensiune (uşoară, medie, ridicată);
- de modelul de aranjare a rulmenţilor în set-uri (influenţează rigiditatea arborelui);
- de turaţia arborelui (deoarece pentru arborii cu turaţii mari se folosesc rulmenţi cu bile pe un singur rând);
- tipul de lubrifiere utilizat;
- de durata de funcţionare sau durabilitatea lagărului;
- de precizia oferită de rulment (deoarece rulmenţii se executa în trepte de precizie);
- de dilataţiile axiale. [47] [53]

Se poate observa în exemplul din figura 2.27 cum influenţează limitele de turaţie, rigiditatea axială şi radială valorile unghiului de contact sub acţiunea unei pretensionări uşoare a unui set de rulmenţi montaţi spate în spate.

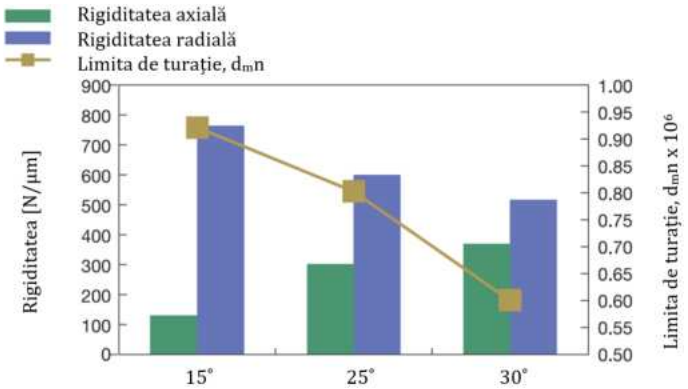


Fig. 2.27 Variaţia rigidităţii axiale, radiale şi a durabilităţi pentru un set de doi rulmenţi unghiulari aşezaţi spate în spate cu pretensionare uşoară (7020_DB) [47]

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

Legat de cantitatea de căldură degajată în funcționare și de durata de viața 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.

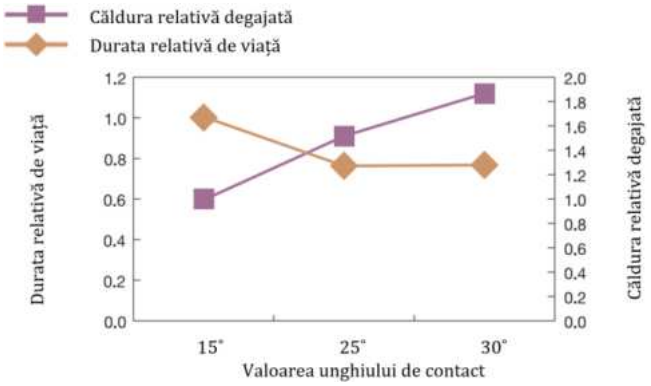


Fig. 2.28 Variația duratei de viață și a căldurii relative degajate pentru un set de doi rulmenți unghiulari așezați spate în spate cu pretensionare ușoară (7020_DB) [47]

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.

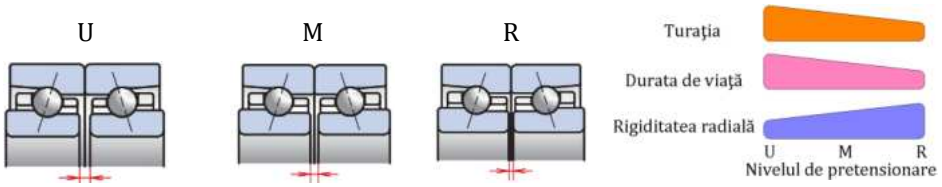


Fig. 2.29 Efectul nivelului de pretensionare asupra turației, duratei de viață și a rigidității pentru un set de rulmenți 7020_CDB, adaptat după [47]

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.

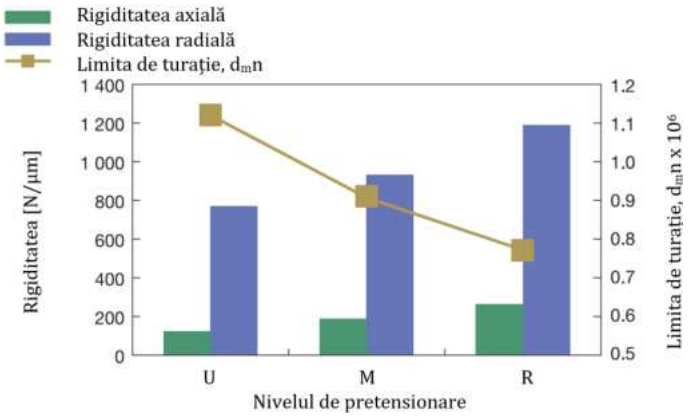


Fig. 2.30 Efectul claselor de pretensionare asupra rigidităţii axiale, radiale şi a turaţiilor pentru un set de rulmenţi unghiulari în aranjament DB (7020_CDB) [47]

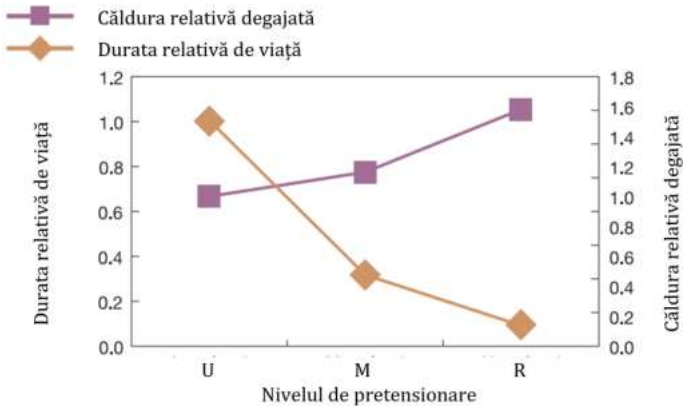


Fig. 2.31 Variaţia duratei de viaţă şi a căldurii relative degajate în funcţie de nivelul de pretensionare (7020_CDB) [47]

În concluzie pentru asigurarea unei turaţii cât mai mari pentru un AP, în special pentru un arbore destinat operaţiilor de frezare sau rectificare, se vor utiliza rulmenţi unghiulari cu un unghi de contact de 15° cu pretensionare uşoară sau medie iar pentru a putea atinge rigiditatea dorită vom utiliza un anumit număr de rulmenţi care vor fi montaţi în set-uri sub diverse aşezări. Pentru asigurarea unei rigidităţii radiale optime, se recomandă în faza proiectării să ţinem cont de distanţa dintre capătul arborelui (solidarizat cu port-scula) şi ansamblul de rulmenţii să fie minimală, iar raportul dintre distanţa liniilor de presiune a lagărelor celor două capete a arborelui şi diametrul primului rulment să satisfacă relaţia: L/D=2,5 - 3, respectând aceste condiţii se va ajunge la cel mai bun compromis, conform celor de SKF, [53].

2.5.2.1 Montaje dedicate cu rulmenţi pentru AP CNC

Rulmenţii utilizaţi în construcţia lagărelor trebuie să preia reacţiunile din lagărul respectiv şi să poziţioneze univoc arborele în raport cu carcasa asigurând o centrare cât mai perfectă cu posibilitatea unor dilatări inegale ale arborelui şi carcasei în timpul funcţionări. În practică lagărele cu rulmenţi se proiectează ţinând seama de funcţiile specifice ale acestora, recomandări din literatura de specialitate, cataloage şi recomandări ale firmelor producătoare.

Funcţiile pe care trebuie să le îndeplinească în mod general toate lagărele cu rulmenţi se pot enumera după cum urmează: rezemarea şi centrarea arborelui, poziţionarea axiala în raport cu carcasa, să permită eventuala dilatare a arborelui, ungerea şi etanşarea lagărului, răcirea lagărului.

La construcţia AP CNC cu motor integrat, care sunt caracterizaţi de precizii şi turaţii ridicate, se utilizează preponderent rulmenţi cu bile cu contact unghiular şi rulmenţi radiali cu role cilindrice de tip NN. În funcţie de operaţiile de prelucrare pe care le deserveşte AP, rulmenţii pot fi aşezaţi sub diverse configuraţii. În principal configuraţiile de aşezare a rulmenţilor se aleg în funcţie de valorile forţelor axiale şi radiale ce acţionează asupra AP, dar trebuie să ţinem cont şi de limitele de turaţii pe care dorim să le atingem. Pentru buna funcţionare a unui AP este necesar în general să utilizăm două lagăre, unul principal denumit lagăr conducător şi unul secundar denumit lagăr secundar, vezi figura 2.32.

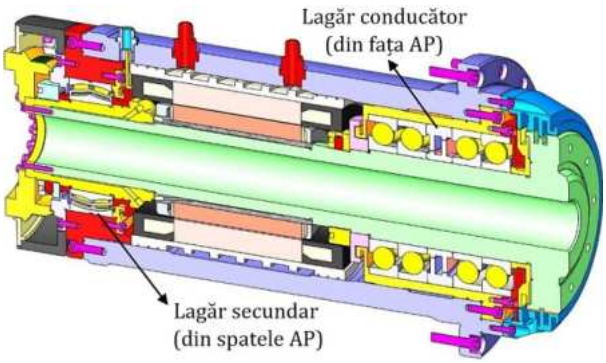


Fig. 2.32 Arbore principal pentru strung CNC şi evidenţierea lagărelor

Posibilitatea utilizării unui număr variabil de rulmenţi aşezaţi sub diverse configuraţii, modificarea valorilor pretensionări şi alegerea unghiurilor de contact pentru lagărele utilizate, va conduce la obţinerea unor game vaste de rigidităţi, turaţii, temperaturi şi durabilităţi, 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 unsorilor 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:

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

Calcularea numărului dN pentru rulmenți cu role cilindrice:

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

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 rolelor; 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 hibrizi unde elementele de rostogolire sunt din materiale compozite sau ceramice (Si_3N_4). Rulmenți hibrizi 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 rulmenți 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, rigidității 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) *10^6	-încărcări axiale și radiale mari; -turații relative mici;
2. Frezare Găurire Rectificare	<	>	30	62	35	22	(1,2 – 2,5) *10^6	-încărcări axiale și radiale ușoare; -turații ridicate
3. Găurire Rectificare	<<	>	32	77	35	40	(0.8-1.6) *10^6	- încărcări axiale și radiale medii; -arbori de dimensiuni mici;
4. Frezare Rectificare Găurire	<<	>>	61	95	75	44	(0.8-1.4) *10^6	- încărcări axiale și radiale medii; - metoda uzuală;
5. Găurire Rectificare Strunjire	<>	<>	32	77	34	40	(0.6-1) *10^6	- încărcări radiale medii; -prelucrări ușoare;
6. Strunjire Găurire	<<>	<>	44	84	75	44	(0,4-0,9) *10^6	- încărcări radiale medii; - metoda uzuală;
7. Frezare Găurire	<<<	>>	76	98	100	46	(0,3-0,6) *10^6	- încărcări radiale mari; - încărcări radiale medii;
8. Frezare Găurire	<<>	>	44	84	35	22	(0,5-0,9) *10^6	- 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]	Caracteristici
	Față	Spate	Axial	Radial	Axial	Radial		
9. Rectificare Frezare Strunjire	<<>>	==	65	100	75	50	(0.4-0.9) *10^6	- încărcări radiale mari și axiale medii; - metoda uzuală;
10. Frezare Strunjire	<<>	==	44	84	75	47	(0.4-1) *10^6	- încărcări radiale și axiale medii; - metoda uzuală;
11. Frezare Găurire Rectificare	<	≈>	23	60	30	27	(1,2-2,5) *10^6	-încărcări axiale și radiale ușoare; -viteză de lucru 100%;
12. Frezare Găurire	<<	≈>>	46	92	60	52	(0.8-1.4) *10^6	-încărcări axiale și radiale medii; -viteză de lucru 100%;
13. Rectificare Strunjire Frezare	<≈>	≈>	25	89	25	60	(0.8-1.6) *10^6	- încărcări axiale și radiale ușoare; -viteză de lucru 100%;
14. Frezare Strunjire	<≈>	==	23	82	30	46	(0,4-1) *10^6	- încărcări axiale ușoare și radiale medii; -viteză de lucru 80%;
15. Frezare Găurire	<<≈>	≈>	46	93	50	65	(0,5-0,9) *10^6	- încărcări radiale medii; -viteză de lucru 100%;
16. Rectificare Strunjire Frezare	<<≈>>	≈>>	48	98	48	65	(0,4-1) *10^6	- 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.

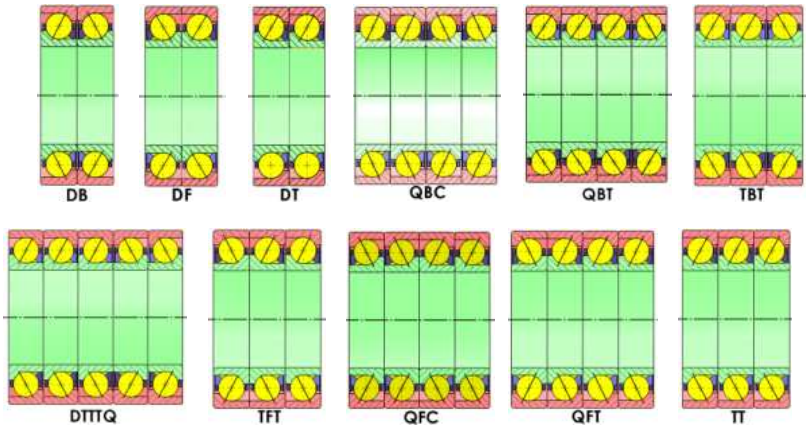


Fig. 2.33 Configurații universale de așezare a rul. unghiulari, adaptat (SKF, NSK, n.d.)

Tabel 2.2 Caracteristicele 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)*10³	Unsori sau mixt aer-ulei	Lichid	Asincron	Rectificare
FISHER	3-150	(8-90)*10³		Lichid	Asincron Sincron	Frezare Găurire
GMN	3-120	(7-90)*10³	Unsori sau jet de ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Găurire
GMN	0.4-80	(21-250)*10³				Rectificare
DMG MORI	8-37	(1-8)*10³	Unsori, mixt aer-ulei sau jet de ulei	Lichid	Asincron Sincron	Strunjire
DMG MORI	6-45	(8-30)*10³				Frezare Găurire
DMG MORI	3.7-11.5	(3.7-70)*10³				Rectificare
SKF	5.5-16	(10-30)*10³	Ceață de ulei sau mixt aer-ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Rectificare
NSK	18.5-22	(15-20)*10³	Unsori	Lichid	Asincron Sincron	Frezare
FAG	2.5-20	(20-45)*10³	Jet de ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Rectificare Găurire
SETCO	10-25	(6-24)*10³	Mixt de aer și ulei	Lichid	Asincron Sincron	Frezare Găurire
SETCO	2.2-15	(3.5-8)*10³	Unsori	Ulei		Strunjire
SETCO	3.6-42	(3.6)*10³	Unsori	Lichid		Alezare
OMLAT	0.62-100	(3-40)*10³	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].

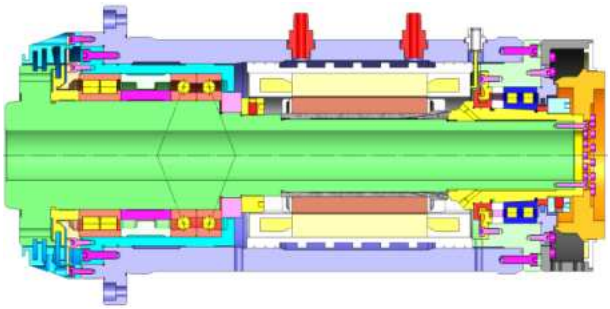


Fig. 2.34 AP pentru strung CNC cu motor incorporat și lagăr conducător format din rulment dublu cu role cilindrice și un set DB de rulmenți cu contact unghiular

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° (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 rigidități și capacități 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].

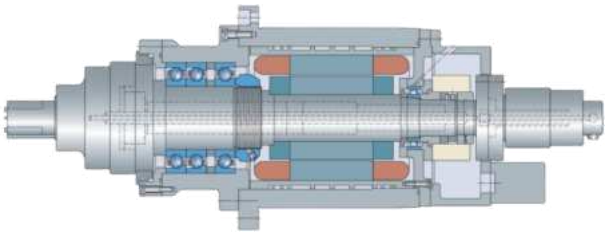


Fig. 2.35 AP pentru strung CNC cu motor încorporat, proiectat şi utilizat la semifabricate cu diametre mari [68]

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

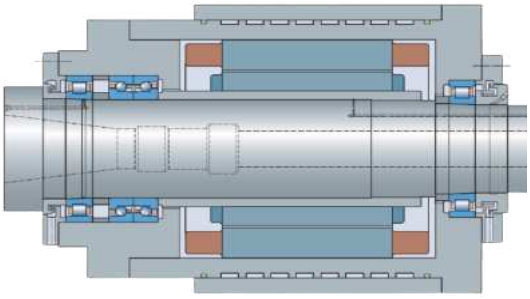


Fig. 2.36 AP pentru freză CNC cu motor încorporat – variantă convenţională [53]

În exemplul din figura 2.37 este prezentată o soluție de aranjare şi configurare a lagărelor ce intră în componenţa unui AP utilizat la centrele de prelucrat. Această soluție este una uzuală şi des întâlnită în construcția unui AP, unde se utilizează pentru lagărul conducător un set de rulmenţi 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 rulmenţi unghiulari de tipul 7014CE/P4AQBCA, care au unghiul de contact egal cu 25° 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.

Rigidităţile rezultate sunt bune iar capacităţile de încărcare ale arborelui tind spre medii şi ridicate, turaţia 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 şi aer, [53].

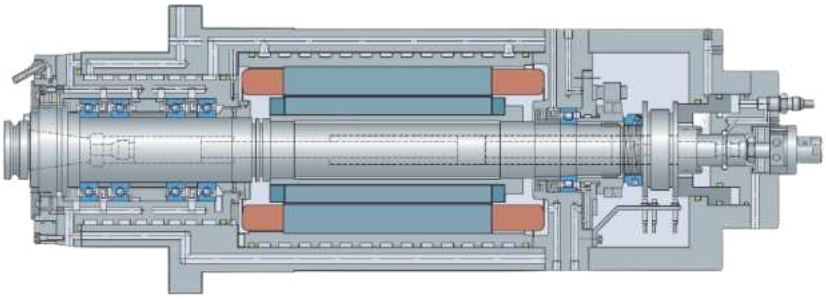


Fig. 2.37 AP utilizat pentru centre de prelucrat CNC cu motor încorporat [53]

În figura 2.38 se regăseşte un AP pentru rectificarea suprafeţelor interioare de la TINKEN, arbore cu motor ataşat în partea din spate. Acest arbore utilizează pentru construcţia lagărelor, rulmenţi cu bile cu contact unghiular aşezaţi în configuraţie DB, atât pentru lagărul conducător cat şi pentru cel secundar. Rulmenţii utilizaţi sunt de tipul 2MM9107WI (7007C-P4S) cu pretensionare medie, turaţia maximă suportată este de 13.600 rpm la utilizarea unsorilor ca lubrifiere şi de 23.100 rpm la utilizarea unei lubrifieri cu ulei.

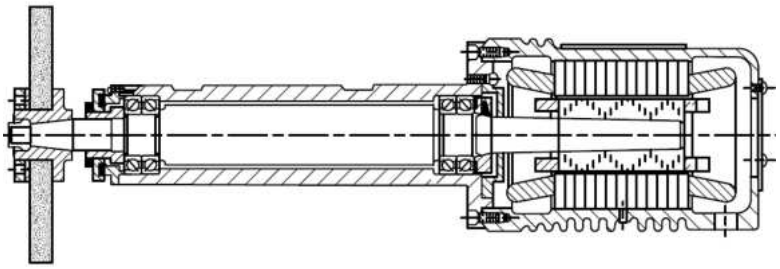


Fig. 2.38 AP cu antrenare directă pentru rectificarea suprafeţelor interioare sau exterioare [69]

Un AP pentru rectificări interioare poate atinge turaţii de aproximativ 100.000 rpm, figura 2.39 şi are în componenţă rulmenţi cu bile cu contact unghiular. Rulmenţii utilizaţi de la TIMKEN, la construcţia lagărelor sunt de tipul 2MMX9101WO-CR (WO7001C-T-P2) cu pretensionare uşoară, şi elementele de rulare din material ceramic. Aceşti rulmenţi fac parte din clasa de toleranţe ABEC 9 (DIN P2), iar

pentru atingerea acestor performanţe se utilizează bineînţeles lubrifiere cu ulei sau mixt de ulei cu aer.

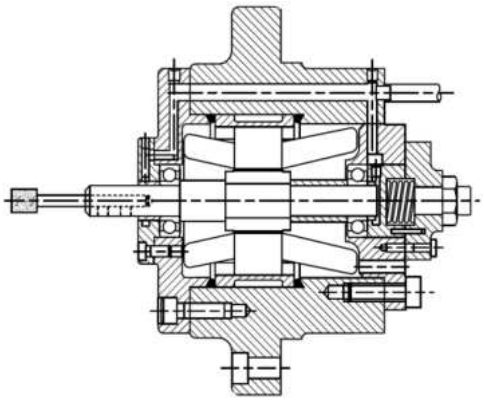


Fig. 2.39 AP de mare precizie cu motor încorporat utilizat la rectificare interioară pe lungimi relativ scurte [69]

2.4.4 Antrenarea AP CNC

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

2.5.3.1 Tipuri de antrenare

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

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

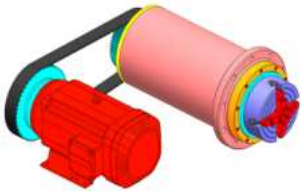


Fig. 2.40 AP antrenat cu transmisie prin curele sincrone

Fig. 2.41 AP antrenat prin transmisie de roţi dinţate (Royal, n.d.)

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

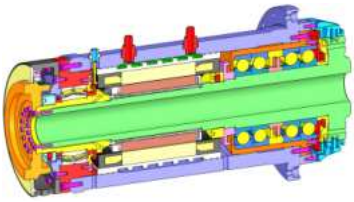


Fig. 2.43 AP antrenat de la motor integrat în carcasa acestuia

Antrenarea AP cu ajutorul unei transmisie prin curele sincrone este o metodă comună, utilizată de obicei la arbori destinaţi operaţiilor de frezare şi strunjire. Soluţia de transmisie prin curea-fulie este folosită la antrenarea AP a căror turaţie nu depăşeşte 15.000 rpm, este o soluţie simplă şi fiabilă dar care are tendinţa de a introduce vibraţii în sistem la turaţii ridicate dar şi încărcări suplimentare sistemelor de lăgăruire atât în timpul funcţionări cât şi de sistemul de pretensionare dat de întinzător, care va introduce o încărcare constantă supra rulmenţilor.

Angrenajele utilizate pe post de transmisie la AP au avantaje în ceea ce priveşte posibilitatea de transmitere a unor momente ridicate şi se pretează m-u destinate operaţiilor de frezat şi strunjit, caracterizate de condiţii de prelucrat grele. Valoarea momentului transmis la arbore poate fi modificat şi crescut prin creşterea raportului de reducere a angrenajelor însă turaţia va scădea proporţional şi ea, respectiv invers. Acest tip de transmisie se utilizează în practică doar la turaţii relativ mici şi au dezavantajul de a genera zgomote în timpul funcţionări şi de a induce vibraţii în sistem.

Antrenarea AP prin cuplare directă la motorul de acţionare se utilizează acolo unde configuraţia m-u ne permite acest lucru. În cazul unei defectări a AP, mentenanţa se poate realiza cu uşurinţă prin posibilitatea separării motorului de arbore. Dezavantajul unei astfel de aplicaţie constă în imposibilitatea unei alinieri perfecte între motor şi arbore, ceea ce va induce la turaţii ridicate vibraţii şi creşterea temperaturilor de funcţionare, [70].

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

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

Tendinţa marilor producători de arbori pentru m-u CNC se îndreaptă către antrenări cu motoare integrate şi este în continuă creştere oferta pentru arbori de acest tip. Această soluţie este din ce în ce mai des întâlnită deoarece oferă un design compact şi necesită un spaţiu pentru instalare mult mai mic astfel influenţează producătorii din acest domeniu de a fabrica maşini-unelte de dimensiuni scăzute. Acest model de antrenare are un avantaj extraordinar prin faptul că vibraţiile sunt foarte mici, randamentul este ridicat iar gama de turaţii şi momente poate fi modificată în timp real, tabelul 2.3.

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

Tipul de transmisie	η_t [%]
Motor integrat sau prin curea	0.90
Prin roţi dinţate la intrarea în arbore	0.75
Prin roţi dinţate la ieşirea 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 priveşte proiectarea unui astfel de arbore.

2.5.3.2 Antrenarea arborilor cu motoare integrate

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

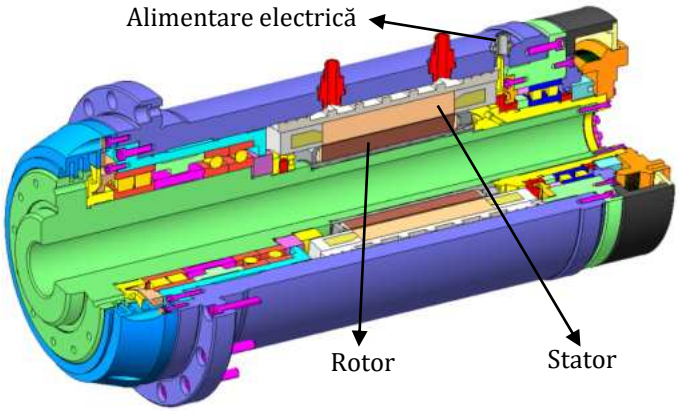


Fig. 2.44 Motor integrat în AP pentru m-u CNC

Rotorul este cel ce execută mişcarea de rotaţie şi 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. Drivere 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:

$$n_M = \frac{f * 120}{p} \; [rpm] \tag{2.4}$$

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.

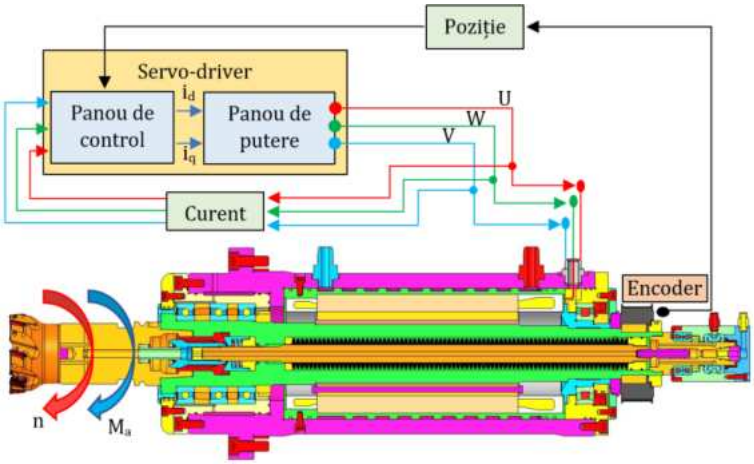


Fig. 2.45 Sistem de control prin buclă închisă a motorului de curent alternativ, adaptat după [72]

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

O maşină sincronă este un motor alimentat de curent alternativ la care turaţia se păstrează constantă indiferent de regimul de funcţionare. Turaţia de sincronism este influenţată direct de frecvenţa reţelei de curent alternativ şi este controlată de un driver. Un astfel de motor sincron se pretează în special a fii utilizat într-un AP unde este necesară menţinerea unei turaţii constante şi un factor de putere bun la turaţii mici. Rotorul unui motor sincron poate fi realizat în construcţie bobinata sau din magneţi permanenţi, figura 2.46 şi figura 2.47.

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

Fig. 2.47 Motor sincron cu rotor realizat din magneţi permanenţi (Siemens, n.d.)

Motoare electrice sincrone sunt folosite din ce în ce mai des în aplicaţii legate de m-u CNC, deoarece căldura generată în funcţionare este mult mai mică respectiv dilataţiile termice se micşorează, au eficienţă ridicată iar dimensiunile acestora sunt relativ mici raportate la putere şi cuplu faţă 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 construcţia arborilor. Totuşi se consideră că fabricarea motoarelor cu rotorul din magneţi permanenţi sunt destul de costisitoare în comparaţie cu cele bobinate, [73]. Avantajele rezultate în folosirea unui motor sincron în construcţia unui AP pentru o m-u CNC sunt următoarele: design simplificat al arborelui, căldură disipată în rotor este cu 90% mai puţină, eficienţă ridicată, m-u mai compacte, productivitate ridicată, [49].Producători cunoscuţi care oferă soluţii de antrenare cu motoare integrate a AP de m-u sunt Siemens Fanuc, şi Mitsubishi, etc.

2.4.5 Sisteme de etanşare al AP

Un lucru important în ceea ce priveşte AP a m-u o poate reprezenta etanşeitatea, deoarece aceştia sunt foarte sensibili la contaminări care pot proveni din exterior. Contaminarea rulmenţilor poate avea loc cu particule de metal rezultate din aşchiere sau de altă natură, produse din fisuri şi ciupituri din întreg sistemul de arbore, prin praf, murdărie sau chiar de agentul de răcire. Toate acestea pot deteriora suprafeţele rulmenţilor care pot duce la o degradare prematură a acestora cât şi a sistemului de lubrifiere. Pentru protecţia asupra acestor condiţii la proiectarea arborelui se va ţine cont ca acesta să îmbine diferite tipuri de etanşări care să prevină contaminarea.

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

Un sistem de etanşare de tip labirint este o metodă de etanşare fără contact care constă într-un sistem format dintr-o piesă staţionară sau fixă şi una aflată în mişcare de rotaţie iar aceste piese au prelucrate în construcţia lor diferite canale şi orificii. Îmbinate aceste piese creează o serie de labirinturi ce vor proteja rulmenţii de mediul exterior. Aceste tipuri de etanşări 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 foloseşte împreună cu un aer sub presiune introdus din interiorul arborelui şi care ajută la o siguranţă sporită şi o protecţie ridicată la turaţii ridicate în funcţionare.

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

rulmenţi, carcasă şi arbore iar când arborele este oprit rotorul va încălzi şi mai mult volumul de aer aflat în interiorul arborelui care poate duce la apariţia unui fenomen ce atrage o mişcare de aer din exterior în interior, iar acest lucru poate fi periculos dacă materialul aşchiat este un material care are în compoziţie 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 ieşire din arbore, deoarece rulmenţii din această poziţie sunt foarte apropriaţi de zonele în care se realizează prelucrarea, respectiv această zonă va fi stropită din plin cu lichid de răcire şi de aşchiile rezultate din procesul de aşchiere iar acest lucru va impune proiectantului să conceapă un sistem de etanşare extrem de sigur.

2.5.4.1 Sisteme de etanşare prin contact

Etanşările prin contact se folosesc la AP cu diametre mici ale cartuşului şi care au o viteză de rotaţie relativ scăzută, ele se mai pot denumi: etanşări mobile radial sau axial. Pentru alegerea unui sistem de etanşare prin contact respectiv a unei etanşări mobile prin frecare, este nevoie sa ţinem cont de un set de factori:

- calitatea materialului şi elasticitatea etanşării;
- viteza periferică în zona suprafeţei etanşate;
- temperatura mediului din zona etanşată;
- calitatea suprafeţelor în zona de montaj a etanşării;
- tipul de ungere: unsoare sau ulei.

Conform SKF, viteza periferică maximă posibilă a etanşărilor prin contact existente de pe piaţă se pretează pană la 20 m/s, de exemplu pentru un AP cu diametrul cartuşului de 50 mm, turaţia acestuia fiind în jurul valorii de aprox. 7600 rpm.

De reţinut este faptul că aceste tipuri de etanşări prin contact au tendinţa de a creşte temperatura în sistemul în care lucrează datorită frecărilor existente, în consecinţă ele nu se pot folosi la toate tipurile de maşini-unelte, mai ales în aplicaţiile care necesită turaţii ridicate. Etanşările prin contact pot oferi şi asigură o calitate superioară a etanşării in cazul în care ungerea lagărelor se realizează prin ulei la viteze periferice cuprinse între 5÷20 m/s şi a temperaturilor de -40° C şi 120° C. Materialele utilizate în construcţia acestor etanşări sunt: cauciuc

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

2.5.4.2 Sisteme de etanşare fără contact

Etanşările fără contact se folosesc îndeosebi la AP care au temperaturi şi viteze ridicate în funcţionare, acestea au o durabilitate considerată nelimitată şi se regăsesc sub formă de etanşări mobile de tip labirint sau cu fante, in figurile 2.48-2.51. Aceste tipuri de etanşări mobile pot avea orientare axială sau radială, chiar şi oblică, iar prin mărirea numărului de fante şi combinarea orientărilor creşte gradul de etanşare.

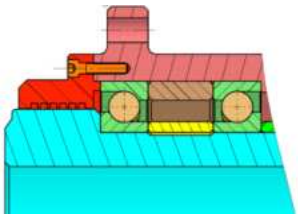


Fig. 2.48 Etanşare de tip fantă pe direcţie axială şi degajări radiale

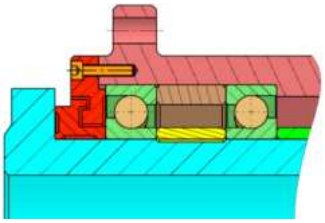


Fig. 2.49 Etanşare de tip labirint cu orficii dispuse radial şi axial

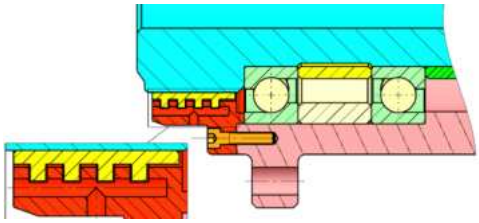


Fig. 2.50 Etanşare de tip labirint axial-radial cu orficii de drenare

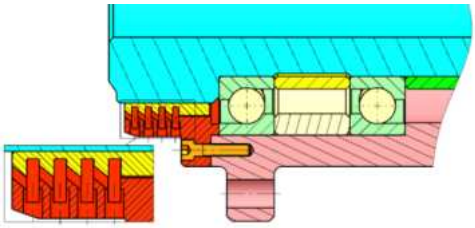


Fig. 2.51 Etanşare de tip labirint complex şi orficii de drenare

Etanşările fără contact de tip fantă se folosesc la AP îndeosebi a celor ce lucrează în condiţii mult mai lejere în ceea ce priveşte umiditatea cât şi a impurităţilor. Aceste tipuri de etanşări sunt folosite în special pentru a reţine şi proteja unsorile din lagăr. Performanţa acestora depinde de lungimea fantei şi de dimensiunea orificiului dintre elementul de etanşare şi arbore. Dacă ungerea arborelui respectiv a lagărelor se face cu ulei atunci pe suprafaţa cartuşului se realizează nişte canale elicoidale, iar sensul lor trebuie neapărat să fie ca şi sensul de rotaţie a arborelui.

Etanşările de tip labirint se pot folosi în condiţii de lucru relativ grele şi anume atunci când carcasa arborelui este stropită constant de apă sau lichid de răcire iar mediul este bogat în impurităţii, precum praful, particule metalice, etc. Aceste tipuri de etanşări sunt cele mai folosite în

construcţia AP chiar dacă realizarea lor implică o fabricaţie mai complexă şi mult mai costisitoare. În proiectarea acestor etanşări se mai pot folosi diferite soluţii şi elemente de protecţie suplimentare pentru ca lichidul să nu interacţioneze direct cu canalul primar a etanşări precum şi folosirea unor găuri de drenaj cu diametrul cât mai mare.

Etanşarea şi lubrifierea rulmenţilor arborilor este una de importanţă vitală în ceea ce priveşte durata de funcţionare a acestuia şi durabilitatea. Protecţia vaselinei sau a uleiului rulmenţilor 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 etanşare, iar cel mai des caz întâlnit ar fi o-ringurile, împreună cu etanşările de tip labirint. Între piesele staţionare este de preferat să se facă etanşarea cu garnituri de tip o-ringuri iar intre suprafeţele ce se mişcă 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 rulmenţi sau la organele de asamblare sensibile. Materialele utilizate în construcţia etanşărilor fără contact de tip labirint sau cu fante pot fi oţel, aluminiu sau plastic, [49][74].

2.5.4.3 Consideraţii privind proiectarea etanşărilor fără contact

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

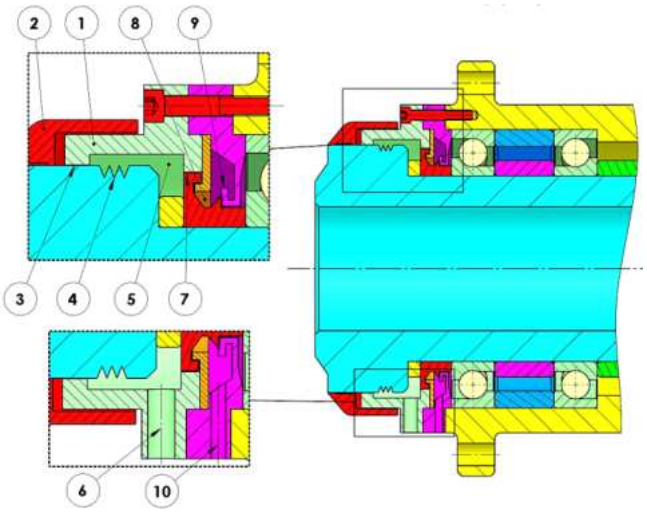
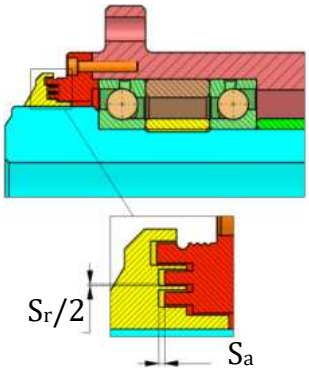


Fig. 2.52 Etape primordiale în proiectarea etanşărilor de tip labirint

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



Diametrul arborelui d_a [mm]		Dimensiunea deschiderilor radiale şi 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 şi axiale recomandate pentru etanşările 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 apariţia unei uzuri fizice şi morale. Modificarea dimensiunilor şi formei pieselor, înrăutăţirea calităţii suprafeţelor prin apariţia diferitelor fisuri precum şi apariţia deformărilor plastice sau a arsurilor pe suprafeţe care într-un final conduc la uzură fizică. Uzura morală se produce într-un timp mai îndelungat de exploatare şi este

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

Cea mai simplă metodă de lubrifiere este cea bazată pe vaselină, respectiv unsori, care sunt introduse între bilele de rulment şi inelele acestuia. Această metodă necesită mentenanţă minimă însă ne impune nişte limitări în ceea ce priveşte turaţia, deoarece odată cu creşterea turaţiei direct proporţional creşte şi 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 şi inel să se umple cu vaselină iar pătrunderea şi 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 funcţionare, [46].

Lubrifierea bazată pe ulei se foloseşte la AP care sunt caracterizaţi de turaţii ridicate şi forţe mari în aşchiere iar tehnicile de lubrifiere a lagărelor cu ulei pot cunoaşte o gama diversificată. O metodă des întâlnită în lubrifierea lagărelor unui AP este cea bazată pe combinarea uleiului într-o masă de aer denumită şi mix de aer şi ulei. Această tehnică de lubrifiere este formată dintr-un ungător care are încorporat un rezervor de ulei şi de o alimentare cu aer comprimat, figura 2.54. Există cel puţin două tipuri de ungătoare în funcţie de dimensiunile picăturilor de ulei care se regăsesc în masa de aer şi anume: ungătoare cu pulverizare obişnuită (ceaţă de ulei) şi ungătoare cu pulverizare fină (cu micro-ceaţă de ulei).

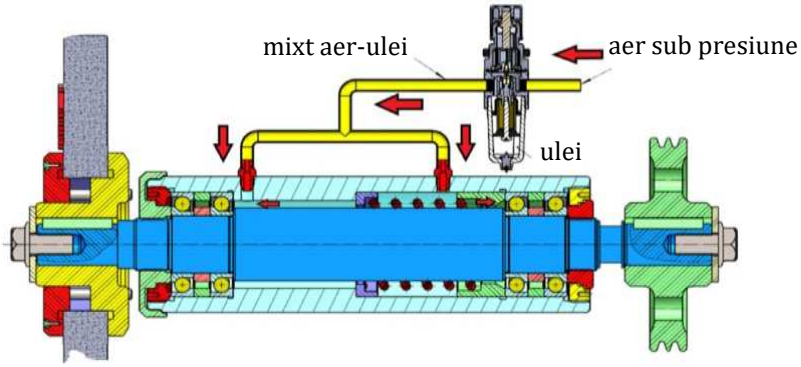
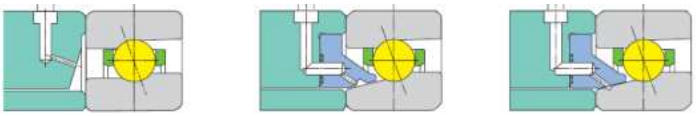


Fig. 2.54 Sistem de ungere cu mix de aer-ulei a unui arbore

Avantajele acestei tehnici de lubrifiere constau în faptul că instalaţia asigură o lubrifiere corectă şi este o metodă simplă de utilizat iar pe de altă parte asigură şi o curăţare a suprafeţelor lagărelor, precum şi o răcire a acestora. Din cauza faptului că reglarea cantităţii corecte de ulei în masa de aer este dificil de controlat acest sistem nu este cel mai indicat acolo unde lagărele conţin rulmenţi pretenţioşi.

Producătorul NTN a dezvoltat mecanisme performante de lubrifiere şi rulmenţi speciali de turaţii ridicate care necesită o cantitate minimă de lubrifiant. Obiectivul acestora a fost acela de a elimina canalele complexe din construcţia AP şi a limita zgomotul produs de mixtul de aer şi ulei atunci când parcurge traseul sau întâlneşte elementele de rulare, [76]. În figura 2.55 sunt prezentate trei astfel de metode, cea standard în care lubrifiantul este direcţionat direct către elemente de rulare şi eliminarea canalelor suplimentare din AP. A doua metodă constructivă care se axează pe scăderea zgomotului produs de lubrifiant şi realizarea unei suprafeţe conice a inelului interior rulmentului iar distribuţia mixtului de aer şi ulei se realizează prin forţa centrifugă. Ultima metodă se axează pe reducerea zgomotului dar şi 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 rulmenţilor cu contact unghiular [76]

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

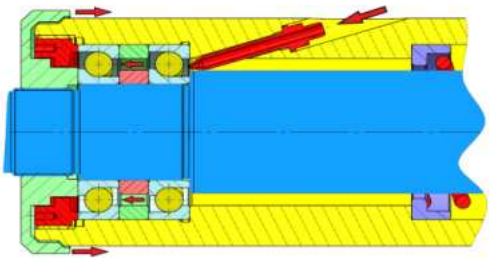


Fig. 2.56 Sistem de ungere cu injector de ulei;

În figura 2.57 este un sistem de lubrifiere a lagărelor format dintr-un amestec de aer şi ulei distribuit prin pulsaţie în zona rulmenţilor. Din experienţă putem spune că această metodă este una eficientă deoarece injectarea aerului şi a uleiului se realizează cu o frecventă pulsatorie ce depinde de tipul operaţiei pe care o realizăm în timpul prelucrării şi de valoarea turaţiei, iar pulsaţia poate fii stabilită la un anumit interval de timp sau variabilă în funcţie 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 orientativa de calcul a volumului de lubrifiant necesar pentru un rulment unghiular, adaptată după [49]:

$$V = 0.15\ x\ d_{rul}\ x\ B\ [mm^3/h] \tag{2.5}$$

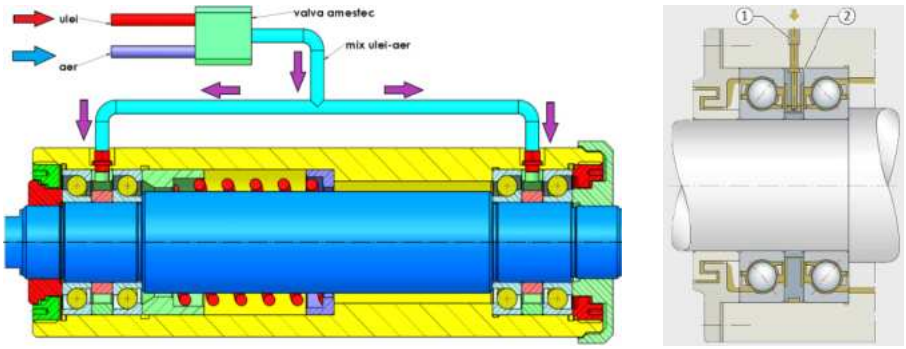


Fig. 2.57 Sistem de lubrifiere direct în zona rulmenţilor prin pulsaţie (FAG, n.d)

În prezent pentru a putea asigura o lubrifiere corectă a lagărelor majoritatea producătorilor de rulmenţi destinaţi AP oferă în construcţia inelului exterior un orificiu cu ajutorul căruia lubrifiantul este direcţionat direct în zona elementelor de rulare menţinând continuu o peliculă de ulei pe suprafaţa acestora.

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

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

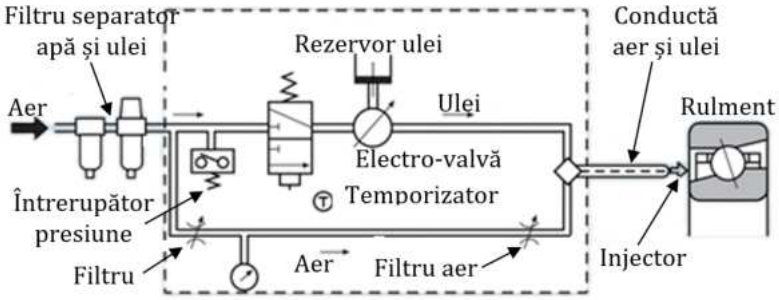


Fig. 2.58 Unitate de lubrifiere cu mixt de aer şi ulei, adaptat după [77]

2.4.7 Sisteme de răcire AP

Arborele unei m-u CNC este principala cauză în creşterea temperaturii din ansamblul acesteia iar creşterea productivităţii 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 şi într-un final distrugerea diferitelor organe din componenţa lor. În ziua de astăzi, majoritatea producătorilor de AP pentru m-u CNC au integrat în interiorul acestora sistemul de acţionare, care poate fi un motor electric, conducând la o serie de avantaje şi dezavantaje. Totuşi integrarea unui motor electric într-un arbore

creează o sursă de căldură care trebuie să fie menţinută 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 rulmenţi şi de motorul electric interior, [78]. Iar datorită faptului că scula aşchietoare este direct legată de AP precizia acestuia poate fi afectată datorită dilataţiilor termice care sunt direct raportate cu creşterea temperaturilor.

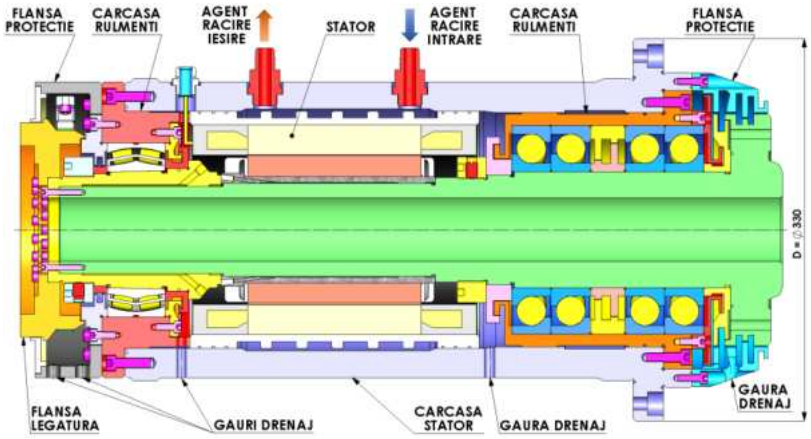


Fig. 2.59 Evidenţierea sistemului de răcirea a statorului unui AP de strunjit

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

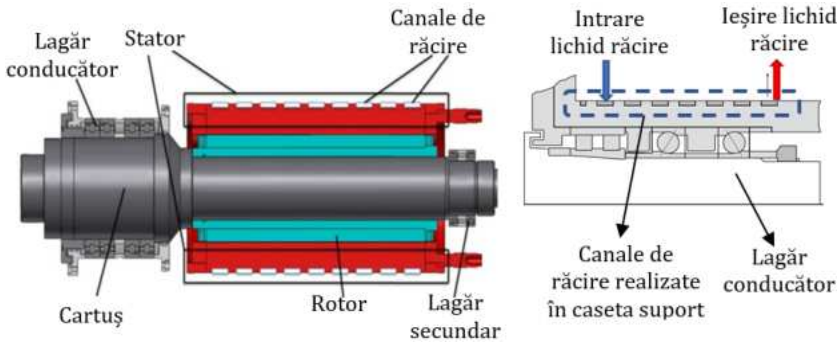


Fig. 2.60 Sistemului de răcire a statorului şi a zonei lagărelor [80] [81]

Printr-un AP lichidul de răcire circulă prin diferite canale cu forme diferite a suprafeţelor, cele de bază având forme: de tip U, de tip spirală, circumferenţiare, şerpuite radiale sau şerpuite axial, etc. Cele mai utilizate forme care prezintă bune performanţe generale sunt în formă de spirală şi cele şerpuite, figura 2.61.

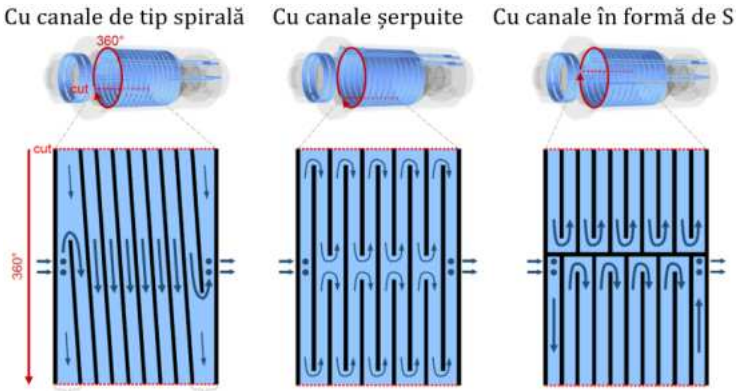


Fig. 2.61 Forma suprafeţelor de circulare a lichidului de răcire dintre stator şi carcasa arborelui, adaptat după [78]

Zonele de răcire a lagărelor, precum şi a statorului pot avea circuite diferite sau conectate în serie, de obicei la cele legate în serie lichidul de răcire va intra iniţial prin zona lagărelor şi apoi în stator. O analiză comparativă între cele mai utilizate forme de circuite se regăseşte 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 suprafeţelor de tip S şi cu perete axial despărţitor. Această variantă cu canale în formă de S prezintă căderi de presiune mai mari faţă de celelalte două variante dar are o viteză mai redusă a lichidului de răcire, ceea ce facilitează o răcire mai bună a statorului şi prezintă o bună eficacitate, [78].

Tabel 2.4 Analiză comparative între posibilele forme canalelor situate pe suprafaţa statorului sau a cămăşi de răcire dintre stator şi carcasă AP, adaptat după [78]

Caracteristici	**Canale tip spirală**	**Canale şerpuite**	**Cu canale în formă de S**
Înălţimea canalelor [mm]	3	3	3
Numărul de spire	10	10	10
Căderea de presiune (eficienţă) [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 şi rotor. Această metodă combinată, de răcire a AP cu ajutorul unui aer sub presiune şi a unui lichid de răcire, figura 2.62 , este o soluţie eficientă, deoarece putem răci şi rotorul, în consecinţă motorul poate genera o putere mai ridicată iar fenomenele de dilataţii termice sunt reduse.

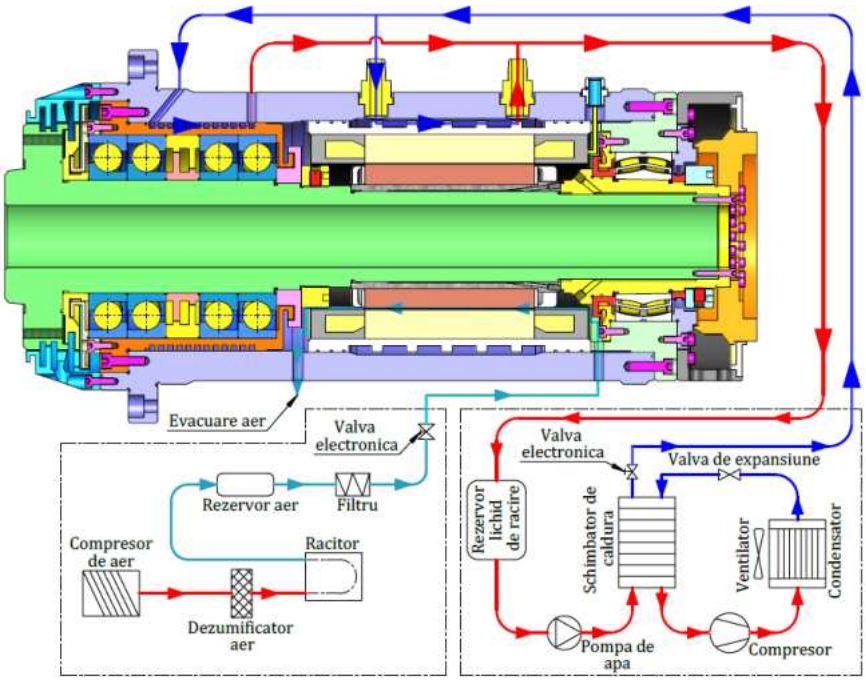


Fig. 2.62 Răcirea AP cu aer şi lichid de răcire, adaptat după [83]

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

Tabel 2.5 Recomandări ale debitului necesar în funcţie 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 funcţionări unui AP are un rol important, ce poate afecta buna funcţionare a sistemului, cea mai importantă direcţie de dilatare termică este cea pe direcţie axială care va influenţa pretensionarea rulmenţilor. În concluzie orice deformaţie apărută în arbore va avea urmări în ceea ce priveşte precizia şi acurateţea 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 rulmenţi flotanţi.

2.4.8 Interfeţe şi mecanisme de prindere a sculei în AP

2.4.8.1 Port-scule pentru AP CNC

Port-scula este o componentă care nu face parte efectiv din unitatea AP, aceasta este o interfaţă care realizează conexiunea sculei de aşchiere cu cartuşul arborelui. Tipul de port-sculă ales va influenţa performanţele şi precizia prelucrărilor realizate de AP, de aceea se recomandă a se acorda o deosebită atenţie atunci când stabilim tipul de interfaţă a arborelui. Proiectantul va trebui să ia în calcul acest lucru deoarece va avea un impact major asupra construcţiei geometrice a cartuşului în zona de prindere a port-sculei. De menţionat este faptul că forţele de aşchiere (radiale, axiale şi tangenţiale), momentul şi vibraţiile rezultate din procesul de aşchiere sunt transmise de la sculă la cartuşul arborelui prin intermediul port-sculei. Sistemul minim de funcţionare a unui AP este format din următoarele componente: sculă aşchietoare, port-sculă, arbore principal, sistem de reţinere şi eliberare a port-sculei, figura 2.63.

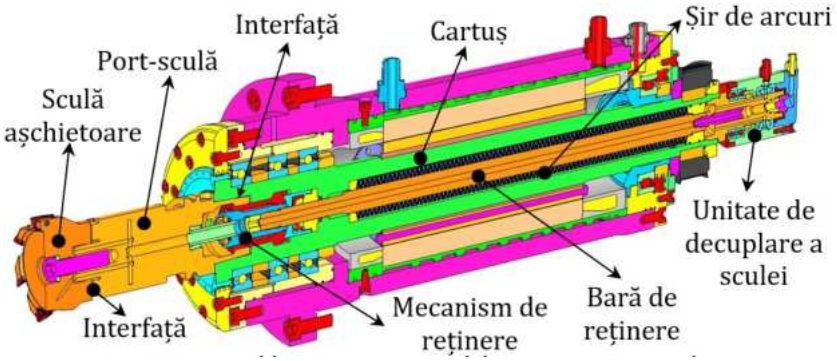


Fig. 2.63 Ansamblu AP şi mecanismul de reţinere a port-sculei

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

Clasificarea modelelor de port-scule se realizează în principal după tipul de interfaţă dintre acestea şi AP, urmată de mărime, iar pe plan secundar constă în tipul de interfaţă dintre aceasta şi scula de aşchiere, care diferă în funcţie de modelul de sculă şi aplicaţie.

Port-sculele se execută în diferite variante de dimensiuni, mărimea aleasă va influenţa rigiditatea sistemului de AP şi capacitatea acesteia de a suporta anumite valori ale momentelor de transmitere, dar şi limitări în ceea ce priveşte turaţiile maxime posibile. Cele mai comune port-scule de prindere a sculelor aşchietoare sunt de tipul: ER, ISO, CAT, BT, SK şi 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 evidenţiindu-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 aşchietoare şi de AP împreună cu utilizatori de maşini-unelte CNC au reuşit să realizeze o standardizare a port-sculelor cât şi a tipului de geometrie a flanşei de capăt a cartuşului. Port-scula de tip CAT se evidenţiază prin faptul că permite încărcări radiale mari şi oferă o rigiditate sporită în prelucrare. Dezavantajul pe care îl are port-scula de tip CAT este acela că în timpul funcţionării la turaţii ridicate aceasta se poate slăbi faţă de cartuş, în consecinţă turaţia recomandată este de max. 12.000 rpm, [85].

Concepţia port-sculei BT, figura 2.66, este originară din Japonia (JIS B 6339) şi a fost conceput de producători ce activau în domeniul industriei constructoare de m-u în perioada anilor 1970 şi 1980. Datorită formei constructive, aceasta permite schimbări rapide ale sculei dintre arborele principal şi magazia de scule. Valorile turaţiilor acceptate faţă de port-sculele CAT sunt aproximativ aceleaşi dar oferă o rigiditate sporită împotriva forţelor 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].

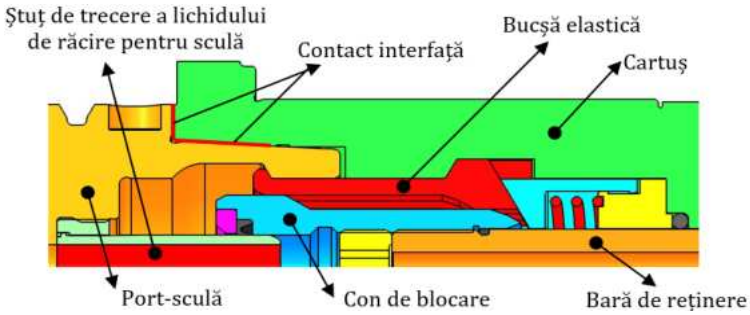


Fig. 2.68 Evidențierea zonelor de contact a interfeței port-sculă HSK și cartușul AP

Familia port-sculelor de tip HSK conform DIN 69893 cuprinde zece mărimi (20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125 şi 160) a cate şase 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 turaţii de până la 60.000 [rpm] însă cu momente de transmitere relativ mici şi medii, figura 2.69.

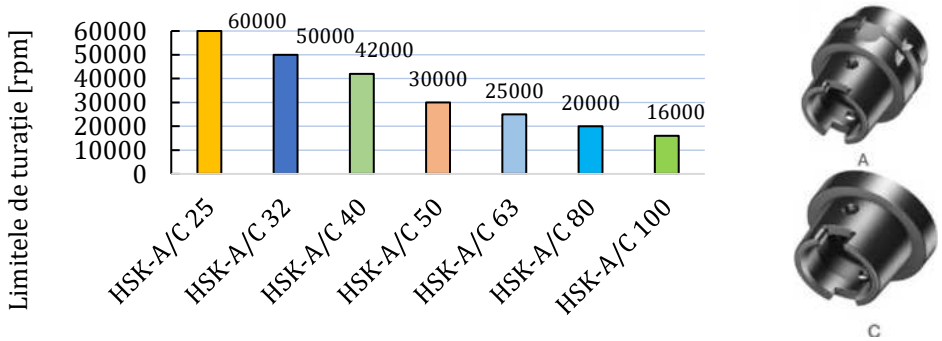


Fig. 2.69 Limitele de turaţie pentru port-sculele de tip HSK A şi C, DIN 69893 [89]

În perioada anilor 1990 noile tehnologii introduc pe piaţă centrele CNC pe care să poată executa o gama variată de operaţii (strunjire, frezare, găurire, filetare, rectificare, etc.) în consecinţă au dat naştere centrelor de prelucrat „multi-tasking" de frezat şi strunjit. Datorită acestui fapt scula aşchietoare trebuia să execute atât mişcare de rotaţie în operaţiile specifice (frezare, burghiere, etc.) cât şi o staţionare rigidă şi fixă în cazul operaţiilor 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® şi ISO 26622-1 KM®. Ambele variante, figura 2.70 şi figura 2.71, ating rezultate deosebite în ceea ce priveşte rigiditatea, acurateţea, rezistenţa, viteza de schimbare a sculelor şi transmiterea momentelor, [85].

2.4.8.2 Sisteme şi mecanisme de prindere a sculei în AP

Una dintre funcţiunile importante ale unui AP proiectat pentru m-u CNC reprezintă sistemul de reţinere şi eliberare a port-sculei din cartuşul acestuia. Sistemul de reţinere, figura 2.72-2.74, trebuie să asigure o menţinere rigidă şi corectă a port-sculei în cartuşul AP, atunci când intervin forţele rezultate din procesul de aşchiere, [90].

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

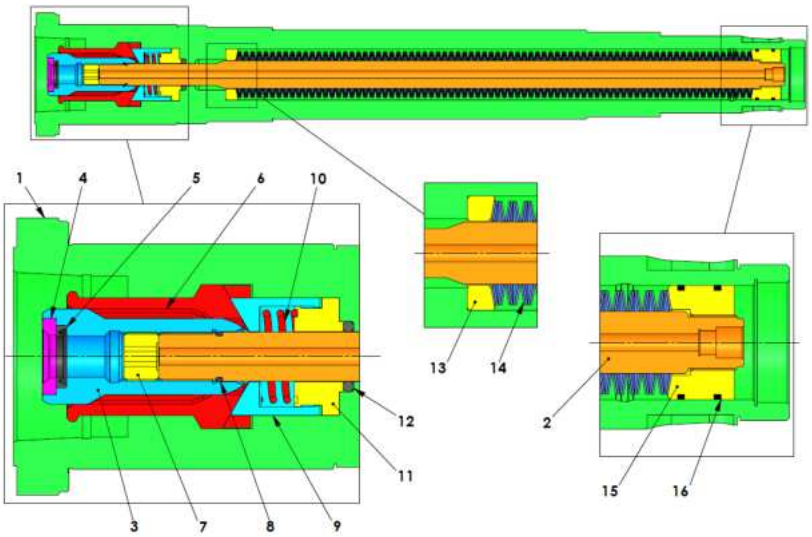


Fig. 2.72 Mecanism de fixare, reţinere şi eliberare a port-sculei de tip HKS-A (1-Cartuş arbore principal, 2- Bară de reţinere, 3- Con de blocare,4- Bucşă anti-fricţiune, 5- Semering etanşare ştuţ port-sculă, 6- Segment bucşa elastică,7- Piuliţă de blocare, 8- O-ring etanşare, 9- Bucşa de distanţiere a segmentelor elastice,10- Arc disc de compresiune, 11- Bucşă suport arc, 12- O-ring etanşare, 13- Distanţier,14- Arc de tip disc, 15- Bucşă de etanşare, 16- Semering hidraulic de etanşare)

Reţinerea şi eliberarea port-sculei se realizează cu ajutorul mecanismului de reţinere format din componentele prezentate în figura 2.72, unde fiecare componentă are un rol bine definit în funcţionarea 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 permiţând segmentelor de bucşă elastică (6) să culiseze şi să coboare, ghidate de bucşa (9), acest lucru se datorează unităţii de decuplare hidraulice care creează presiune în spatele bucşei de etanşare

(15), împingând bara de reţinere (2) care este conectată la mecanismul de reţinere şi eliberare. Pentru reţinerea port-sculei pe timpul aşchierii unitatea hidraulică rotativă nu va mai aplica presiune bucşei de etanşare, intrând în schemă arcurile de tip disc (14) care vor aplica o forţă de compresiune asupra bucşei de etanşare, 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 şi reţinerea acesteia în AP.

Pentru transmiterea lichidului de răcire necesar procesului de aşchiere de la arbore spre sculă este necesar ca port-scula să aibă ataşat ştuţul de conexiune, conform figurii 2.75, poziţia 2. Lichidul de răcire va fi transmis de la unitatea de decuplare prin interiorul barei de reţinere până la port-sculă.

Fig. 2.73 Mecanism de reţinere şi eliberare a port-sculei de tip HSK [91]

Fig. 2.74 Mecanism de reţinere şi eliberare a port-sculei de tip SK [91]

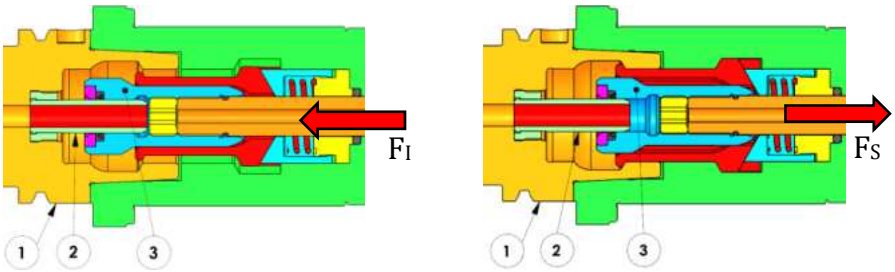


Fig. 2.75 Mecanismul pentru port-sculă HSK-A în poziţie de eliberare sau eliberare (1-port-sculă; 2-ştut conectare lichid de răcire sculă; 3-mecanism de reţinere/eliberare a port-sculei)

Unitatea de decuplare a port-sculei se află poziţionată în spatele AP şi este conectată la bara de reţinere sau nu, în funcţie de tipul de acţionare. Soluţiile din ultimii ani, ce asigurară forţa necesară de strângere a port-sculei în cartuşul arborelui se bazează pe stive de arcuri de tip disc conice sau elicoidale, figura 2.76 ,iar pentru forţa de decuplare se poate utiliza o unitate hidraulică, pneumatică sau electrică. Totuşi soluţiile cu arcuri fie chiar şi acele variante cu arcuri presurizate nu este cea mai eficientă metodă utilizată, mai ales la arbori care ating turaţii

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

Fig. 2.76 Arcuri destinate sistemului de reţinere a port-sculei de tip , elicoidal, şaibe 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 cartuşul acestuia. Perspectivele tind să se îndrepte spre eliminarea soluţiilor de strângere cu arcuri şi înlocuirea acestora cu unităţi hidraulice, pneumatice sau prin actuatoare electrice liniare, care să realizeze atât forţa de strângere cât şi cea de eliberare a port-sculei, [93].

Utilizarea unităţilor hidraulice, pneumatice sau electrice la decuplarea sau reţinerea port-sculei, figura 2.77-2.80, conferă avantaje în ceea ce priveşte reducerea dimensiunilor interioare ale cartuşului, respectiv a AP. Aceste soluţii permit scurtarea timpilor de schimbare a sculei dar şi o creştere a calităţii de strângere. Utilizarea unei unităţi de decuplare şi strângere a port-sculei cu acţionare electrică are beneficii superioare deoarece avem posibilitatea de a monitoriza şi ajusta forţa de strângere în timp real.

Fig. 2.77 Unitate de decuplare şi reţinere a port-sculei acţionată electric de un motor liniar (ORLIEB, 2021)

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

Fig. 2.79 Unitate de decuplare şi reţinere a port-sculei acţionată pneumatic (OTT, 2021)

Fig. 2.80 Unitate de decuplare şi reţinere a port-sculei acţionată pneumatic (ROTOFLUX, 2021)

Utilizarea unităţilor hidraulice, pneumatice sau electrice la decuplarea sau reţinerea port-sculei conferă avantaje în ceea ce priveşte reducerea dimensiunilor interioare ale cartuşului, respectiv a AP. Aceste soluţii permit scurtarea timpilor de schimbare a sculei dar şi o creştere a calităţii de strângere. Utilizarea unei unităţii de decuplare şi strângere a port-sculei cu acţionare electrică are beneficii superioare deoarece avem posibilitatea de a monitoriza şi ajusta forţa de strângere în timp real.

Producătorii din domeniu, cum ar fi HAAS, utilizează încă soluţii de strângere a port-sculei cu acţionare prin intermediul arcurilor elicoidale sau a şaibelor de tip disc, bineînţeles împreună cu o unitate hidraulică de decuplare a port-sculei, figura 2.78. Această variantă este pretabilă la AP supuşi la forte de aşchiere şi turaţii medii, iar din punct de vedere economic este mai puţin costisitoare, minimalizând costurile de fabricaţie.

Principiul de funcţionare a unităţii hidraulice de decuplare a port-sculei este evidenţiat în figura 2.81. Unitatea hidraulica prezentata are de obicei două roluri importante în completarea unui AP CNC echipat cu ATC. Primul rol ajută la decuplarea port-sculei din cartuş prin presiunea creată de lichidul hidraulic ce este transmis spre bucşa de etanşare. Bucşa de etanşare este legată de bara de reţinere, iar bara de reţinere acţionează mecanismul de fixare şi eliberare a port-sculei. Toate acestea se realizează atunci când AP se află în poziţie staţionară. Al doilea rol este de a transmite mai departe lichidul de răcire necesar sculei aşchietoare în timpul procesului de aşchiere, respectiv atunci când AP se află în mişcare de rotaţie.

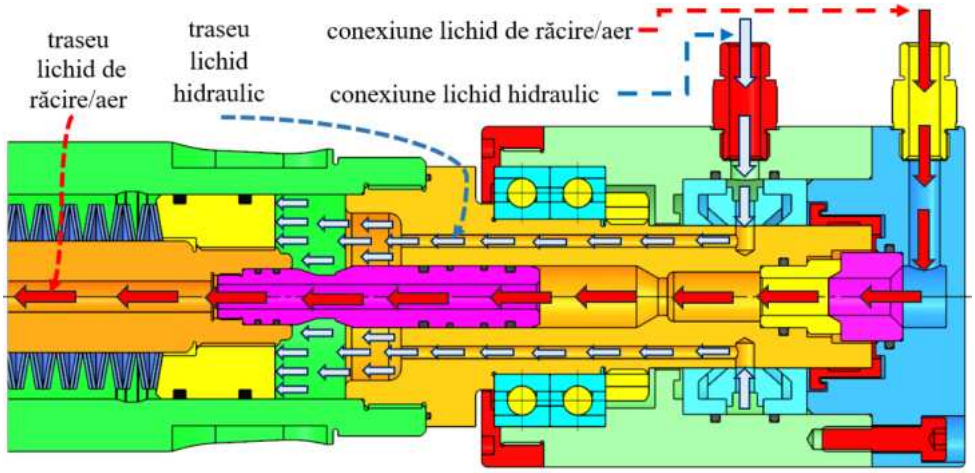


Fig. 2.81 Traseul lichidului hidraulic şi de răcire a sculei prin unitatea rotativă hidraulică de decuplare

Forţele de strângere recomandate se găsesc în tabelul 2.6 pentru interfeţele de port-scule CAT, SK şi HSK. Datorită faptului că forma şi dimensiunile port-sculelor sunt standardizate, caracteristicile de rigiditate pot fi modificate doar intervenind asupra mecanismului de reţinere. Astfel diferiţi producători de AP oferă soluţii de mecanisme la care forţele de strângere sunt mai ridicate. Totuşi, alegerea unui mecanism de reţinere şi eliberare se recomandă studierea cataloagelor de specialitate şi consultarea concomitentă cu producători din domeniu.

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

Port-sculă	**Mărimea port-sculei**								
CAT	30	40	45	50	60				
F_S [KN]	5.34	10.23	17.79	22.24	57.83				
SK	30	40	45	50	60				
F_S [KN]	10.00	18.00	25.00	35.00	70.00				
HSK	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_S [KN]	-	5.00	6.80	11.00	18.00	28.00	45.00	70.00	115.00
BERG HK: F_S [KN]	-	6.00	7.00	15.00	22.00	35.00	52.00	-	-
BERG HSH: F_S [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 şi radială, iar port-sculele de tip HSK îndeplinesc cel mai bine aceste condiţii. Tehnologia HSK a luat naştere în urma cercetărilor elaborate pe o durată de cinci ani în cadrul universităţilor de prestigiu împreună cu reprezentaţi ai industriei şi cu organizaţii care se ocupă de standardizări. Utilizarea port-sculelor de tip HSK în procesele de prelucrare prin aşchiere oferă un avantaj aparte în ceea ce priveşte 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 şi are rolul de a îmbunătăţi timpul de schimbare a sculei din AP între diferite operaţii de prelucrare. Pe scurt un astfel de sistem permite m-u CNC să realizeze mai multe operaţii fără intervenţia operatorului în a schimba scula. Apariţia şi utilizarea mecanismelor de

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

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

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

- creşterea timpului de producţie ale m-u CNC;
- magazia de scule poate stoca un număr mare de scule cu diferite geometrii şi 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 intervenţia acestora) prin eliminarea sarcinilor manuale a operatorului şi a rutinei;
- fixarea port-sculelor se realizează corect, implicit creşte şi calitatea pieselor realizate;
- reduce timpul de fabricaţie.

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

2.5.2 Modele de ATC

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

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

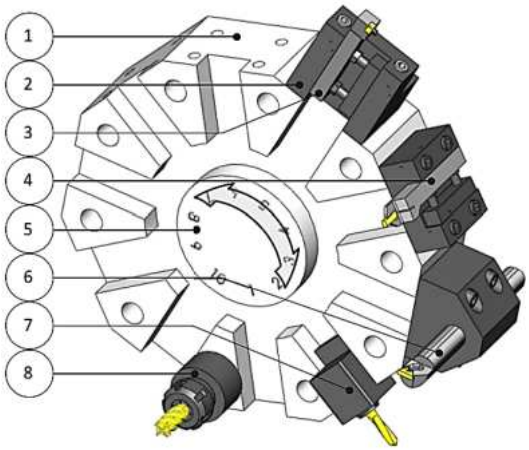
- Sistem de schimbare a sculelor de tip turelă (se regăseşte la strungurile şi centrele de prelucrat CNC);
- Sistem de schimbare a sculelor cu magazie de tip disc şi braţ (se regăseşte la maşinile CNC frezat orizontale sau verticale);

- Sistem de schimbare a sculelor cu magazie de tip lanţ şi braţ (se foloseşte preponderent la maşinile CNC de alezat şi 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. Aşezarea sculelor pe turelă se poate face atât pe perimetrul acesteia (radial), cât şi pe partea frontală în funcţie de tipul de sculă utilizat şi de operaţia necesară de realizat.

Schimbările sculei sunt realizate de către maşină prin indexarea turelei şi anume rotirea acesteia în direcţia cea mai scurtă a sculei selectate. Majoritatea turelelor din componenţa strungurilor CNC au de obicei zece diviziuni respectiv până la zece scule iar acestea sunt montate pe turelă prin intermediul suporţilor de sculă.



1-suport rotativ de indexare; 2-suport montare sculă; 3-cuţit de strung; 4-cuţit de strung; 5-placă turelă cu numerotarea sculelor; 6-cuţit de strung; 7-suport de sculă radial cu antrenare rotaţie şi burghiu; 8-suport de sculă axial cu antrenare în rotaţie şi freză;

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

Suporturile de scule montate radial sau axial destinate operaţiilor de frezat si găurit au încorporate motoare ce asigură rotaţia acestor scule, avantajul acestora rezultă din eficienţa transmisiei respectiv a vibraţiilor reduse în funcţionare.

Este foarte importantă direcţia în care se realizează rotaţia AP, în sensul acelor de ceasornic sau invers acelor de ceasornic, deoarece va influenţa aşezarea sculelor pentru strunjit respectiv aşezarea tăişului în sus sau răsturnat, figura 2.83.

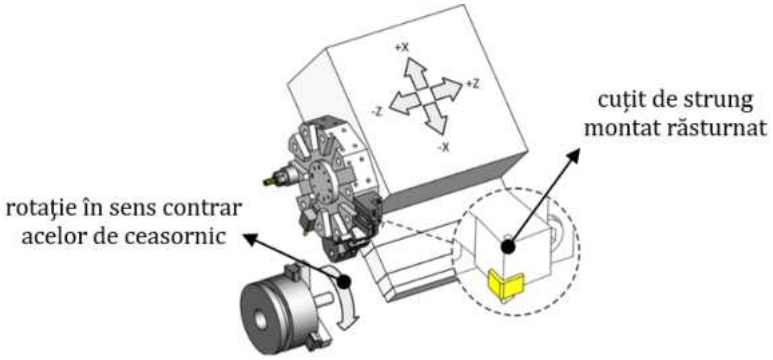


Fig. 2.83 Evidenţierea turelei, a poziţiei acesteia şi a mişcării executate într-un strung CNC [101]

Sistem de schimbare a sculelor cu magazie de tip disc sau lanţ

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

Fig. 2.84 Magazii de schimbare a sculelor cu braţ de tip disc sau lanţ [102]

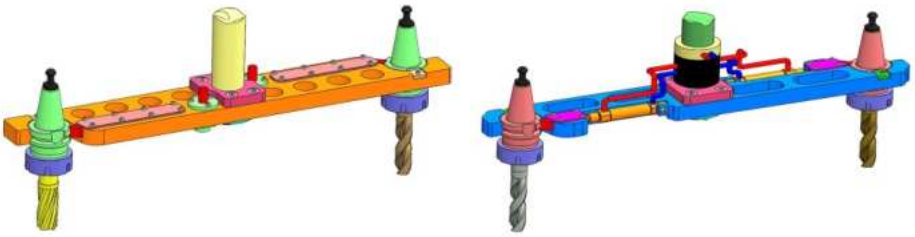


Fig. 2.85 Braţ de schimbare a sculelor cu acţionare mecanică sau pneumatică de prindere a port-sculei

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

conform liniei de cod din programul scris, magazia se va roti şi va aduce scula cerută în poziţia necesară de preluare a braţului. Braţul printr-o mişcare de rotaţie 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 intre 0.6 şi 5 secunde şi depinde în principal de mărimea magaziei, greutatea sculei şi lungimea braţului, [103].

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

Un ATC de schimbare a sculelor cu magazie de tip lanţ, figura 2.87, poate înmagazina de la 30 de scule aşchietoare până la peste 100, numărul acestora depinde de cerinţele clientului sau de configuraţiile puse la dispoziţie de producător. Dezavantajul principal a unui astfel de sistem este viteza mică şi timpul mare, de căutare şi pregătire a sculei solicitate în aşchiere, [97].

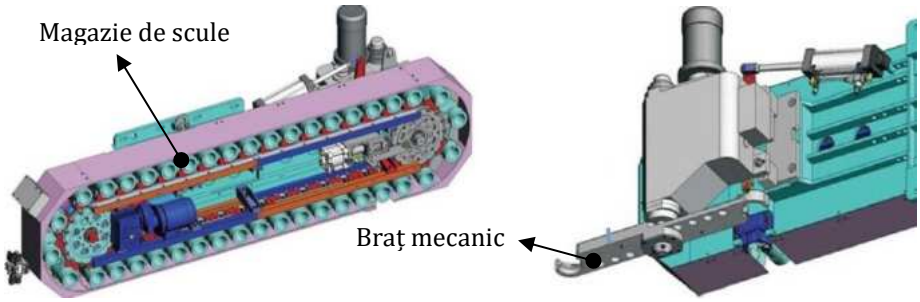


Fig. 2.87 Structura unui ATC cu magazie de tip lanţ şi braţ, adaptat după [104]

Sisteme ultra rapide de schimbare a sculelor

Cel mai rapid sistem de schimbare a sculelor aşchietoare se numeşte „Chiron basket" şi 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 aşchietoare de tip SK 40 sau HSK 63 dar opţional 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 şi să coreleze caracteristicile esenţiale ale acestuia legate de performanţele impuse de aplicaţie. Însă în realitate este extrem de greu şi complicat să se realizeze un design optim a unui AP, astfel proiectantul este constrâns sau obligat să stabilească destinaţia acestuia şi aplicaţiile critice la care va fi supus şi să înţeleagă că compromisurile sunt parte din conceptul proiectării.

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

- sistemul de lăgăruire;
- sistemul de antrenare: acţionare directă, prin curea, roţi dinţate sau cu motor integrat;
- sistemul de răcire a AP şi a sculei;
- sistemul de lubrifiere: pe bază de unsori, ulei sau ceaţă de ulei;
- sistemul de schimbare a sculei, ATC;
- sistemul şi mecanismele de reţinere a port-sculei;
- sistemul de etanşare: cu contact, fără contact sau hibrid;
- sistemul de monitorizare: a temperaturii, a vibraţiilor şi a deplasărilor;

Design-ul unui AP cu motor integrat pentru m-u CNC va fi influenţat în principal de sistemul de lăgăruire şi dimensiunea motorului utilizat, iar în funcţie de cerinţele şi caracteristicile aplicaţiei vor exista întotdeauna conflicte în obţinerea anumitor performanţe.[107]

Sistemul de lăgăruire pentru AP moderni se realizează preponderent prin utilizarea rulmenţilor unghiulari cu bile, de precizie ridicată (P4). Prin mărimea unghiului de contact ales al acestora, putem prevedea şi destinaţia AP: strunjire, frezare sau rectificare. Pentru diverse aplicaţii speciale cu ar fi cele de turaţii ridicate, se pot utiliza rulmenţi ceramici, care datorită masei scăzute a elementelor de rulare pot atinge acele turaţii şi totodată să menţină la parametri scăzuţi căldura degajata în sistem.

Pentru menţinerea unei durate de viaţă ridicată a unui AP utilizat la turaţii ridicate, se recomandă implementarea unui sistem de lubrifiere performant pentru lagăre, pe bază de ulei sau ceaţă de ulei, care de obicei este corelat cu un sistem de răcire pe aer sau pe apă cu aditivi (glicol), compus din pompe şi schimbătoare de căldură. Temperatura lichidului de răcire a unui AP trebuie menţinută 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 HKS 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 MAŞINI-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 influenţa direct productivitatea echipamentului şi calitatea suprafeţei prelucrate. Proprietăţile structurale ale AP depind de sursa de putere generată de motoare, de sistemul de reţinere a sculei, de design-ul arborelui per ansamblu, de sistemul de lăgăruire utilizat şi de specificaţiile dimensionale ale cartuşului, [108].

În ultimi ani, datorită cerinţelor de productivitatea ridicată a condus la necesitatea ca întreprinderile din mediul industrial să achiziţioneze şi 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 şi în continuă dezvoltare, în ceea ce priveşte proiectarea şi utilizarea m-u de mare viteză există totuşi multe probleme care trebuie rezolvate în aceste aplicaţii. De exemplu, probleme legate de scule, de echilibrare, de dilataţii termice, de rigiditate, de comportări dinamice şi în cele din urmă de fiabilitate.

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

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

- eliminarea transmisiilor convenţionale cum ar fi cele prin curele sau angrenaje dinţate;
- acest tip de design conduce la diminuarea vibraţiilor;
- conferă stabilitatea dinamică la turaţii ridicate;
- permite un control ridicat în ceea ce priveşte acceleraţiile şi deceleraţiile.

Însă utilizarea AP cu motoare integrate au şi 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.

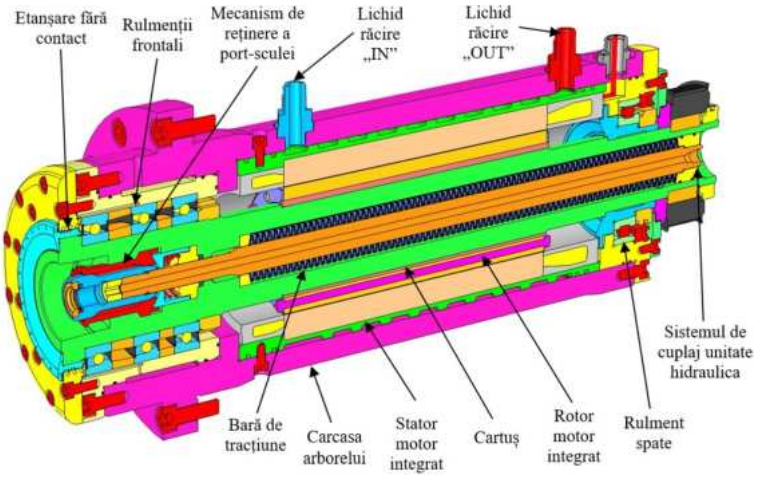


Fig. 3.1 Componentele principale dintr-un AP cu motor integrat

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 dezvoltări 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, maşini de frezat, maşini de rectificat etc., execută o mişcare de rotaţie cu forme constructive adecvate funcţiunii destinate.

Principalele funcţiuni a unui AP este asigurarea rotaţiei sculei sau a semifabricatului cu precizie ridicată, asigurarea puterii şi a cuplului necesar, să aibă capacitatea de a rezista mecanic şi termic, de a avea rigiditate ridicată şi vibraţii minime, toate acestea trebuie îndeplinite pe cât posibil în timpul operaţiilor de aşchiere.

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

- Puterea de aşchiere şi turaţia maximă;
- Momentul sau cuplul nominal;
- Rezistenţa la solicitări şi şocuri;
- Durata de viaţă;
- Tipul de antrenare a arborelui (acţionare internă sau externă);
- Dimensiunile de gabarit;
- Interschimbabilitatea pieselor şi costul.

Cerinţele secundare au totodată o însemnătate şi o influenţă majoră în alegerea sau proiectarea unui AP pentru o m-u CNC, iar acestea sunt legate:

-de partea constructivă, de precizie, de rigiditate, de eficienţă şi randament, de numărul cât mai redus a organelor şi poziţia acestora, de tipul de prindere şi fixare a port-sculei în arbore, de tipul şi mărimea port-sculei utilizate, de forma geometrică a arborelui şi de timpul de realizare a mentenanţei.

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 mişcării de rotaţie şi care transmite un cuplu sau un moment de rotaţie la o sculă aşchietoare sau la un semifabricat.

Numărul gradelor de libertate este egal cu unu în cazul unui AP şi anume acesta este dat de rotaţia în jurul axei sale longitudinale. O mişcare generată de celelalte grade de libertate, cinci la număr, este nedorită în funcţionarea acestuia şi se poate considera eroare a sistemului de lăgăruire care de obicei pot apărea datorită prelucrărilor inexacte a fusurilor de pe cartuş, datorită apariţiei unor forţe şi solicitări

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

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

Construcţia AP pentru m-u trebuie realizată cât mai simplu posibil, pentru a asigura economicitate, execuţie şi mentenanţă uşoară, iar numărul organelor de asamblare montate pe un astfel de arbore trebuie să fie minim posibilă. De reţinut este faptul că şi masa unui AP ce se află în mişcare de rotaţie nu ar trebui neglijată deoarece influenţează comportamentul acestuia în funcţionare. În ceea ce priveşte dimensionarea organelor şi a componentelor din cadrul ansamblului, acestea trebuie să fie corect stabilite pentru a nu mări greutatea întregului subansamblu dar şi a faptului că există posibilitatea creşterii inerţiilor în mişcarea de rotaţie.

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

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

O altă recomandare în ceea ce priveşte proiectarea unui AP este aşezarea diferitelor organe de asamblare cât mai aproape de zonele de lăgăruire. Forma constructivă a AP mai poate fi influenţată de sistemele de lăgăruire utilizate şi de modul de reglare a jocurilor axiale şi radiale ale acestora. În prezent, pentru atingerea unor performanţe ridicate în ceea ce priveşte productivitatea şi calitatea superioară a suprafeţelor prelucrate majoritatea AP pentru m-u CNC sunt compuşi dintr-un motor integrat şi un sistem de lăgăruire constituit din rulmenţi cu bile cu contact unghiular, [55]. Utilizarea rulmenţilor unghiulari cu bile în construcţia AP m-u CNC se pretează datorită proprietăţilor şi caracteristicilor favorabile oferite de aceştia în ceea ce priveşte rigiditatea, turaţiile, pierderile reduse rezultate din frecare, fiabilitate, durată de viaţă ridicată şi 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 stabilii 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*.

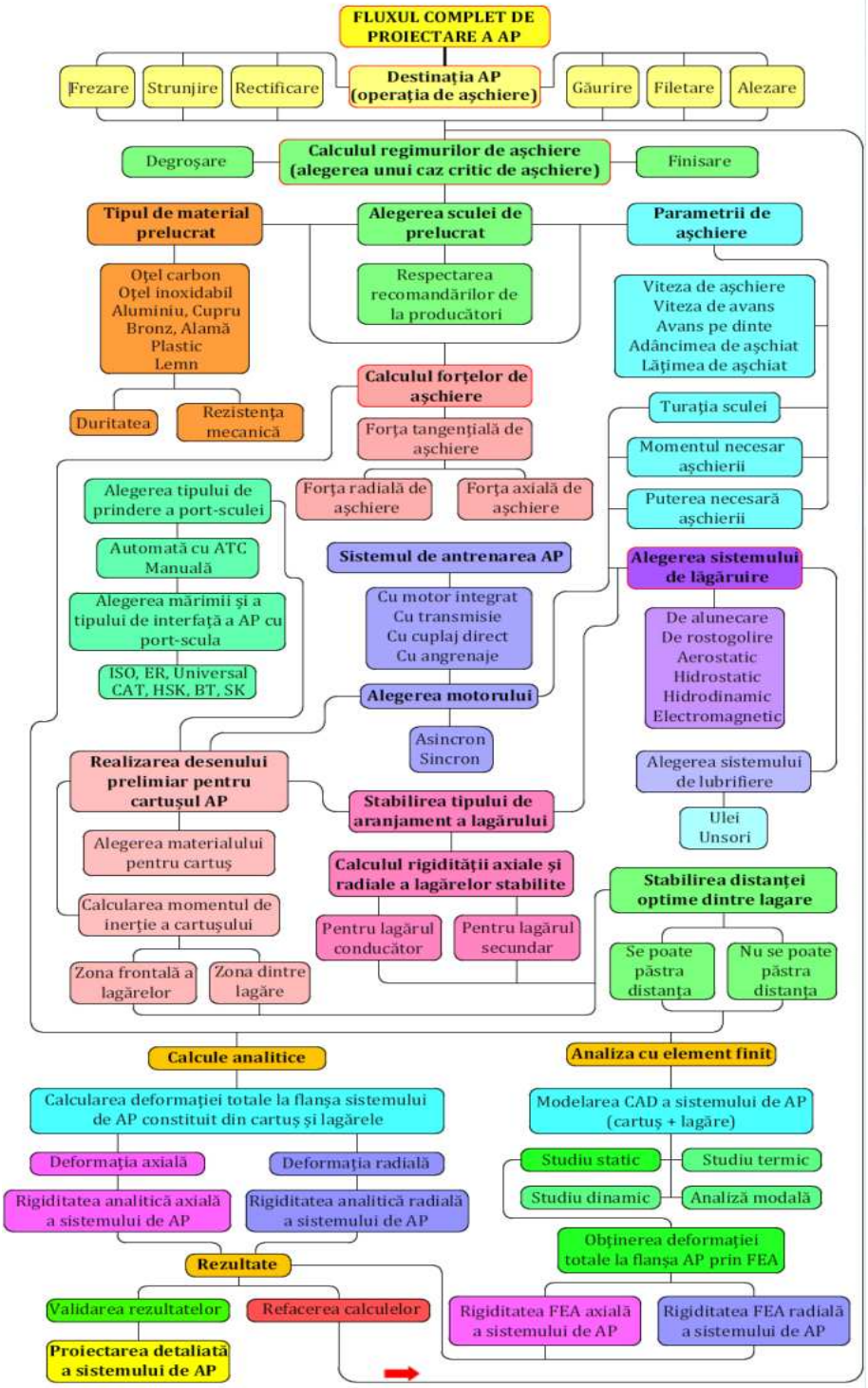


Fig. 3.2 Fluxul complet de proiectare a AP pentru m-u CNC

Rezultate obţinute se vor compara şi valida în funcţie de preconizările stabilite de proiectant pentru aplicaţia aleasă iar dacă precizia obţinută nu satisface cerinţele AP se va recurge la optimizare şi refacerea calculelor prin realegerea sistemului de lăgăruire, recalcularea rigidităţilor axiale şi radiale a sistemului de lăgăruire, a distanţei optime dintre lagăre, redimensionarea cartuşului şi implicit actualizarea celorlalţi factori implicaţi. Etapa finală va consta în proiectarea detaliată a sistemului de AP care va cuprinde inclusiv sistemul de lubrifiere, de etanşare, de răcire, precum şi sistemul de reţinere-eliberare a port-sculei din cartuş. Finalizarea completă a proiectului va presupune realizarea desenelor de ansamblu, de execuţie şi a documentaţiei tehnice, etc.

3.4 Rigiditatea AP

3.4.1 Aspecte privind rigiditatea radială a AP

Rigiditatea unui arbore în termeni statici, constă în stabilirea deformaţiilor elastice produse de momentele de încovoiere şi de torsiune în momentul prelucrări, sub acţiunea forţelor de aşchiere.

Pentru a calcula deformarea totală a sistemul de arbore, figura 3.3, trebuie să ţinem cont de intervenţia două feluri de deformaţii în timpul prelucrări: o deformaţie elastică a cartuşului AP (δ_2) şi una datorată elasticităţii rulmenţilor (δ_1).

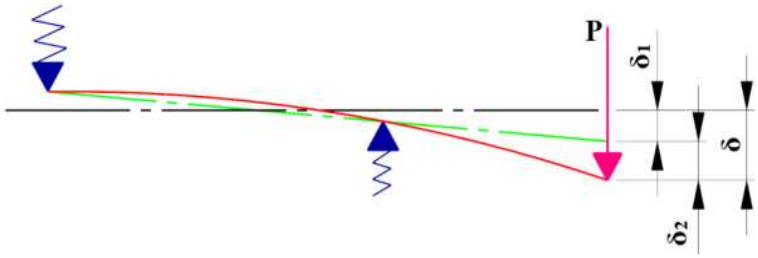


Fig. 3.3 Deformaţia totală a cartuşului şi a rulmenţilor sub acţiunea forţei radiale

Deformaţii elastice de încovoiere şi răsucire se caracterizează prin mărimea săgeţilor şi a unghiurilor rezultate din deformarea fibrei medii ale cartuşului AP însumate cu elasticitatea sistemului de lăgăruire. Acest lucru stabileşte totodată precizia m-u, respectiv a AP în condiţii optime de funcţionare.

Majoritatea producătorilor de AP specifică caracteristicile tehnice de funcţionare în care sunt evidenţiate şi valorile rigidităţii radiale şi axiale

în funcţie de modelul propus. Astfel valorile rigidităţilor specificate de aceştia sunt calculate prin aplicarea forţelor de aşchiere la flanşa cartuşului, figura 3.4.

De reţinut este faptul că există diferenţe majore a rigidităţii arborelui în momentul folosirii unor scule şi port-scule relativ lungi, doar prin faptul că forţa de aşchiere va fi aplicată la o distanţă considerabilă faţă de flanşa cartuşului, figura 3.5. De aceea la proiectarea unui AP specializat trebuie luate în calcul aceste aspecte şi stabilit de la început destinaţia AP, alegerea port-sculelor şi a sculelor de aşchiere utilizate, precum şi calcularea regimurilor de aşchiere, [114][115]. Valorile rigidităţilor radiale şi axiale la flanşa cartuşului pentru un AP se regăsesc în cataloagele oferite de renumiţi producători în funcţie de destinaţia aplicaţiei.

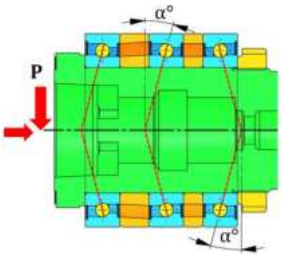


Fig. 3.4 Forţele de aşchiere ce acţionează asupra AP

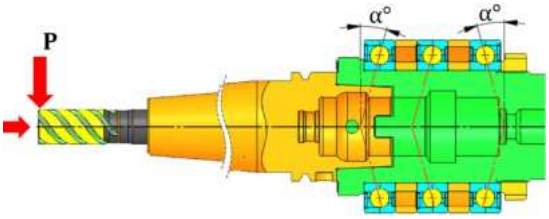


Fig. 3.5 Forţele de aşchiere ce acţionează asupra sculei din AP

Într-un sistem de AP utilizat în condiţii reale de aşchiere mai mulţi factori principali vor contribui la stabilirea şi calculul total a rigidităţii statice, iar acestea sunt:

- Rigiditatea cartuşului AP;
- Rigiditatea sistemului de lăgăruire (a rulmenţilor);
- Rigiditatea carcasei;
- Rigiditatea sistemului constituit din port-sculă şi sculă.

3.5 Schema de calcul teoretic a rigidităţii radiale pentru un AP

Pentru obţinerea calculului teoretic a rigidităţii radiale pentru un AP este necesar iniţial, să stabilim destinaţia acestuia şi urmărirea schemei din figura 3.6. Destinaţia acestuia este conturată de operaţiile de aşchiere pe care le va realiza şi cerinţele aplicaţiei 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 şi alegerea corectă a sculelor, respectiv a port-sculelor. Dimensiunile şi tipul sculei de aşchiere cu un anumit număr de dinţi vor influenţa momentul de aşchiere necesar şi mărimea forţelor de aşchiere, forţe descompuse în: forţa de aşchierea tangenţială, radială şi axială. Următoarea etapă la proiectarea AP se focusează pe alegerea unui sistem de lăgăruire optim aplicaţiei alese şi a unei anume model aranjare a rulmenţilor. Alegerea sistemului de lăgăruire şi tipului de aranjare va conduce la stabilirea rigidităţilor axiale şi radiale a set-urilor de rulmenţi utilizaţi.

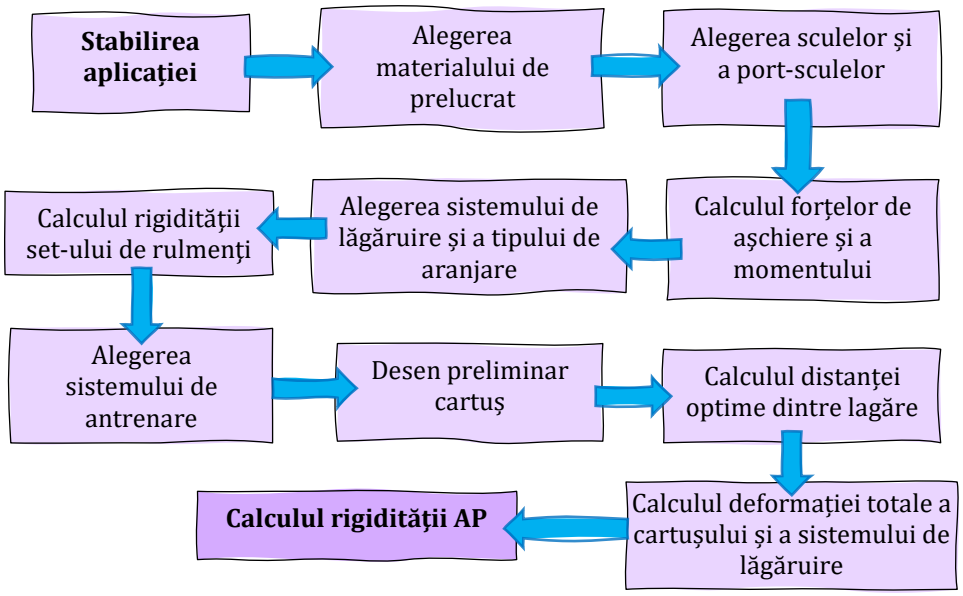


Fig. 3.6 Schema analitică de calcul a rigidităţii AP

Cunoscând tipul de antrenare a AP şi tipul de rulmenţi, precum şi a dimensiunilor acestora, se poate realiza în continuare un desen preliminar a cartuşului, putând într-un final să obţinem valorile distanţelor optime dintre lagăre, a deformaţiei şi a rigidităţii radiale maxime, valori care se obţin sub acţiunea forţelor de aşchiere.

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

3.6 Schema numerică de calcul a rigidităţii AP

Metoda de obţinere a rigidităţii pe cale numerică prin utilizarea analizei FEA, figura 3.7, urmăreşte aceleaşi etape pană la punctul în care

are loc stabilirea sistemului de antrenare, continuându-se cu modelarea CAD a cartuşului aparţinător AP. Etapa de pregătire a simulării constă în simplificarea modelului geometric, aplicarea calităţii materialelor, a constrângerilor şi a încărcărilor la care este supus AP, urmată de realizarea discretizării şi rularea simulării. Rezultatele obţinute în urma analizei FEA urmează o analiză din partea proiectantului şi vor fi interpretate valorile deformaţilor obţinute pe cartuş în zone de interes, zone care vor influenţa direct precizia de prelucrare a AP. Cunoscând deformaţiile rezultate şi valoarea forţelor de aşchiere, se pot stabili prin calcul, rigiditatea sistemului de AP proiectat.

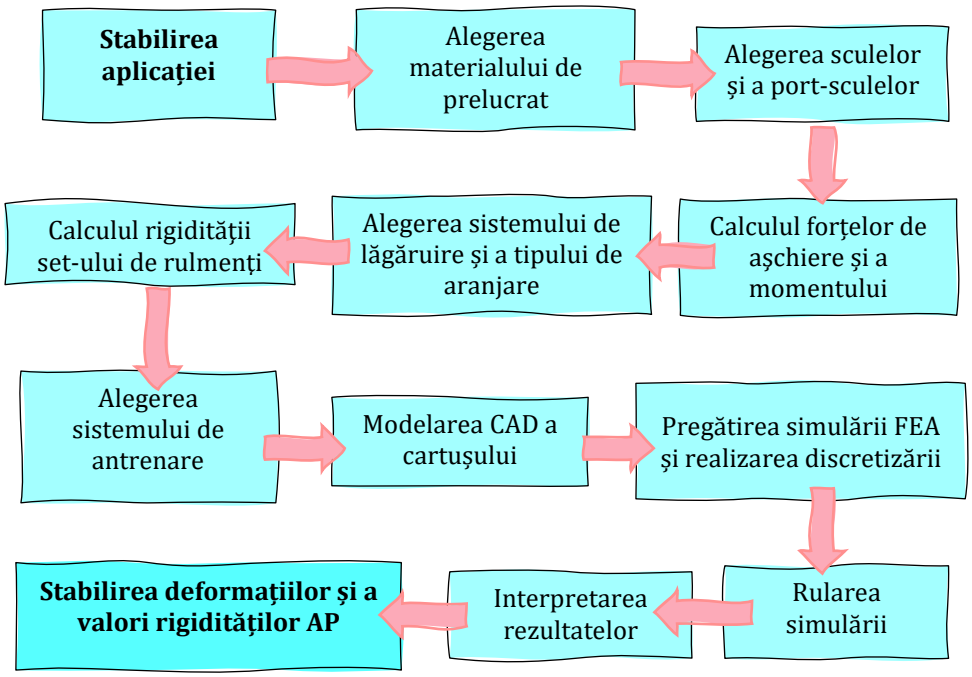


Fig. 3.7 Schema analitică de calcul a rigidităţii AP

3.7 Calcularea forţelor de aşchiere la frezare

În ceea ce priveşte proiectarea şi concepţia unui AP proiectantul trebuie să stabilească un caz aşa zis critic. Acesta va trebui să stabilească destinaţia AP şi aplicaţia acestuia împreună cu sculele de aşchiere utilizate şi calitatea materialului aşchiat. Toate acestea împreună cu metodologia de alegere şi calcul a parametrilor pentru operaţia de frezare prezentată în tabelul 3.1, vor conduce la stabilirea celor mai importanţi parametri în ceea ce priveşte un design optim a unui AP, iar

aceşti parametri necesari sunt puterea de aşchiere, momentul necesar aşchierii şi forţa tangenţială. În acest subcapitol se prezintă o metodă analitică de obţinere a parametrilor necesari aşchierii însă pentru a obţine rapid aceste valori se pot utiliza softuri de calcul specializate de la diverşi producători de scule de aşchiere, printre care putem aminti de KennaMetal® sau Sandvik Coromant®. [116][117]

Tabel 3.1 Stabilirea turaţiei, a vitezei de avans şi a volumului de material îndepărtat la operaţia de frezare

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

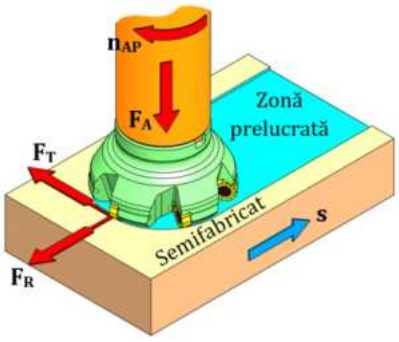


Fig. 3.8 Componentele forţei de aşchiere la frezarea plană

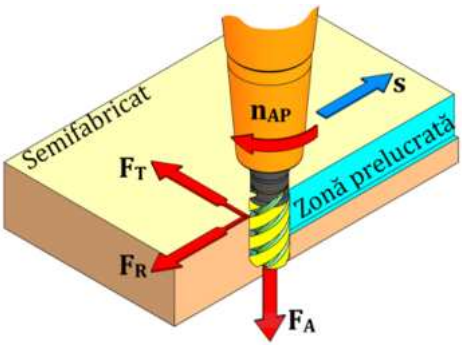


Fig. 3.9 Componentele forţei de aşchiere la frezarea cu freză-deget

Pentru a obţine forţa tangenţială de aşchiere, ecuaţia (3.2), este necesară calcularea puterii de aşchiere, ecuaţia (3.1), iar pentru asta trebuie să cunoaştem calitatea materialului pentru a alege constanta de putere, K_p, factorul de avans la putere constantă, C şi în cele din urmă factorul de uzură a sculei, W. [71]

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

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

Cunoscând turaţia şi puterea de aşchiere se poate deduce momentul de torsiune necesar aşchierii, conform ecuaţiei (3.3):

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

Conform literaturii de specialitate şi cunoscând forţa tangenţială de aşchiere din ecuaţia (3.2), se pot deduce celelalte componente ale forţei de aşchiere, cum ar fi forţa radială şi forţa axială, [118]:

$$F_R = 0{,}35 \cdot F_T \text{ [N] – la frezarea plană} \tag{3.4}$$

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

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

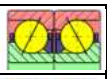
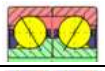
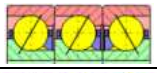
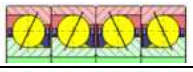
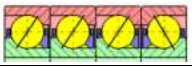
$$F_A = 0{,}25 \cdot F_T \text{ [N] - la frezarea cu freză deget} \tag{3.7}$$

3.8 Studiul privind calculul rigidităţii set-urilor de rulmenţi în funcţie de aranjarea acestora

Rigiditatea rulmenţilor se stabileşte aplicând îndeosebi o forţă axială inelului interior a rulmentului, forţă ce acţionează asupra elementelor de rulare, care în cazul rulmenţilor unghiulari sunt bilele şi care are ca rezultat deplasarea inelului interior cu 1 μm. O pretensionare corectă a rulmenţilor va conduce întotdeauna la creştere a rigidităţii şi a capacităţii portante în timpul funcţionării. La stabilirea rigidităţii totale a unui AP este necesar ca în etapele parcurse să cunoaştem forţele de aşchiere ce acţionează asupra sistemului, precum şi rigiditatea axială şi radială a rulmenţilor sau a set-urilor de rulmenţi utilizaţi. Pentru calcularea rigidităţii axiale totale a unui set de rulmenţi unghiulari, tabelul 3.2, se stabileşte iniţial tipul de aranjare a rulmenţilor şi valoarea unghiului de contact, urmat de alegerea rulmentului din catalogul producătorului şi

identificarea valorilor rigidităţii axiale a acestuia, C_a [N/μm]. Rigiditatea axială a acestuia se alege în funcţie de pretensionarea dorită: uşoară, medie sau ridicată.

Tabel 3.2 Rigiditatea axială totală a set-ului de rulmenţi unghiulari şi forţa de ridicare a elementelor de rulare, adaptat [59][119]

Tipuri de aranjamente cu rulmenţi			Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi, $C_{a\text{-set}}$ [N/μm]	Forţa 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	<<<>>		$2{,}64 \cdot C_a$	$9 \cdot F_V$

Forţa 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 rulmenţi. Aceasta depinde în special de valoarea forţei de pretensionare şi de tipul de pretensionare a rulmenţilor (U,M,R). Forţa 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. Forţa de desprindere a elementelor de rulare reprezintă fenomenul produs de forţa axiala ce acţionează asupra set-ului de rulmenţi si conduce la anularea pretensionării din rulmenţi, respectiv la patinarea elementelor de rulare pe căile de rulare. Acest fenomen produce în rulmenţi joc, uzuri premature şi distrugerea lor.

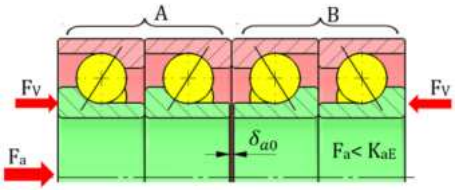


Fig. 3.10 Evidenţierea forţei axiale şi jocului dintre rulmenţii A şi B

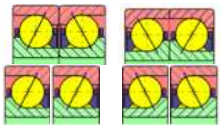
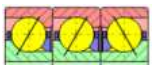
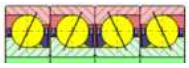
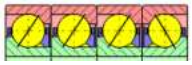
Pentru a evita ca anumiţi rulmenţi din set sa nu devina liberi de sarcina, (când δ_{a0}=0) se recomanda ca forţa axiala, F_a ce acţionează asupra lor sa fie strict mai mică decât valoarea forţei de desprindere a elementelor de rulare K_{aE}, vezi figura 3.10. Metodele ce pot fi aplicate în acest caz sunt de introducere a unor rulmenţi cu unghiuri de contact diferite în set-ul de rulmenţi sau prin creşterea şi 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 forţele axiale nu vor ţine locul forţelor de pretensionare.

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

- reducerea zgomotului produs de rulmenţi în timpul funcţionării;
- conduce la atingerea rigidităţii maxime a set-urilor de rulmenţi;
- creşte durata de viaţă a rulmenţilor;
- creşte precizia de prelucrare a AP;
- ajută la alinierea cartuşului în carcasa AP;
- conduce la evitarea patinării elementelor de rulare pe inelele rulmenţilor în special la pornirea şi oprirea AP sau atunci când nu există încărcări exterioare.

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

Modelul de aranjare a rulmenţilor			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 rulmenţi se poate calcula în funcţie de unghiul de contact a acestora înlocuind în ecuaţiile de mai jos factorul q_1, ce se regăseşte în tabelul 3.3 şi rigiditatea axială totală a set-ului ce se calculează din tabelul 3.2. [119]

Pentru α = 15°: $$C_{r-set} = q_1 \cdot 6 \cdot C_{a-set} \quad (3.8)$$

Pentru α = 18°: $$C_{r-set} = q_1 \cdot * 4.5 \cdot C_{a-set} \quad (3.9)$$

Pentru α = 20°: $$C_{r-set} = q_1 \cdot 3.5 \cdot C_{a-set} \quad (3.10)$$

Pentru α = 25°: $$C_{r-set} = q_1 \cdot 2 \cdot C_{a-set} \quad (3.11)$$

Pentru α = 30°: $$C_{r-set} = q_1 \cdot 1.4 \cdot C_{a-set} \quad (3.12)$$

În figurile 3.11 şi 3.12 sunt prezentate sub formă de grafice valorile rigidităţilor axiale şi radiale pentru două modele de rulmenţi, în funcţie de clasa de pretensionare şi modelul de aranjare a rulmenţilor.

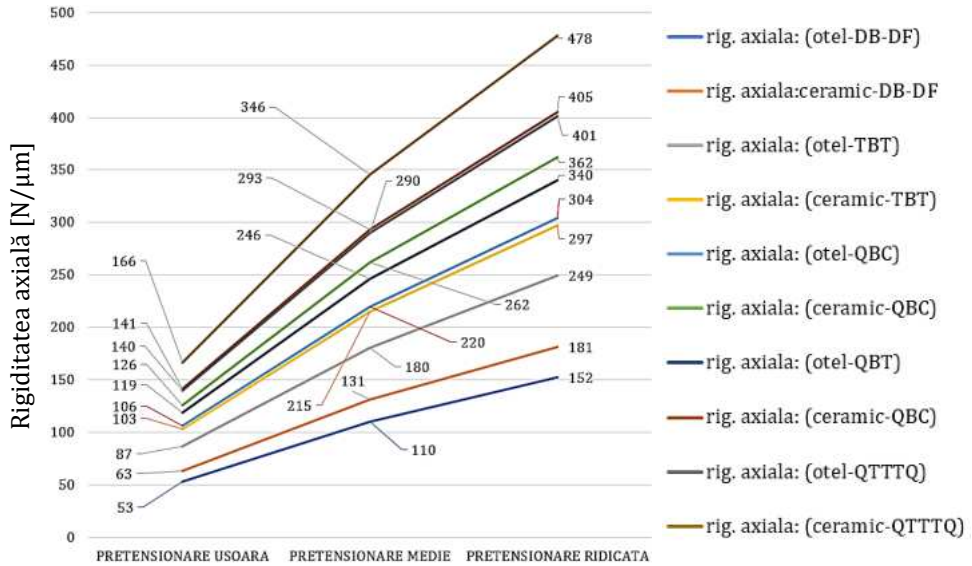


Fig. 3.11 Variaţia rigidităţi axiale a rulmenţilor unghiulari: 7011C şi 5S1-7011C

Rulmenţii utilizaţi la acest studiu sunt 7011C şi 5S1-7011C, ambii având unghiul de contact α=15°, diametrul interior: d_{rul}=55 mm, diametrul exterior: D_{rul}=90 mm iar lăţimea: B=18 mm. Elementele de rulare pentru 7011C sunt din oţel 100 Cr 6 iar pentru 5S1-7011C sunt din material ceramic Si_3N_4. În acest studiu putem observa influenţa semnificativă a clasei de pretensionare asupra rigidităţi set-urilor de

rulmenţi. Utilizând tabelul 3.1 se calculează rigiditatea axiala totala a setului de rulmenţi, urmând a se înlocui valoarea în formula (3.1) concomitent cu coeficientul, q1 preluat din tabelul 3.2.

Conform rezultatelor rigiditatea axială a seturilor de rulmenţi sub forma de aranjare DB sau DF în cazul unei pretensionări uşoare porneşte de la 53 N/µm pentru 7011C şi ajunge la 63 N/µm pentru 5S1-7011C, iar rigiditatea radială are valoare 318 N/µm pentru 7011C, respectiv 378 N/µm pentru 5S1-7011C.

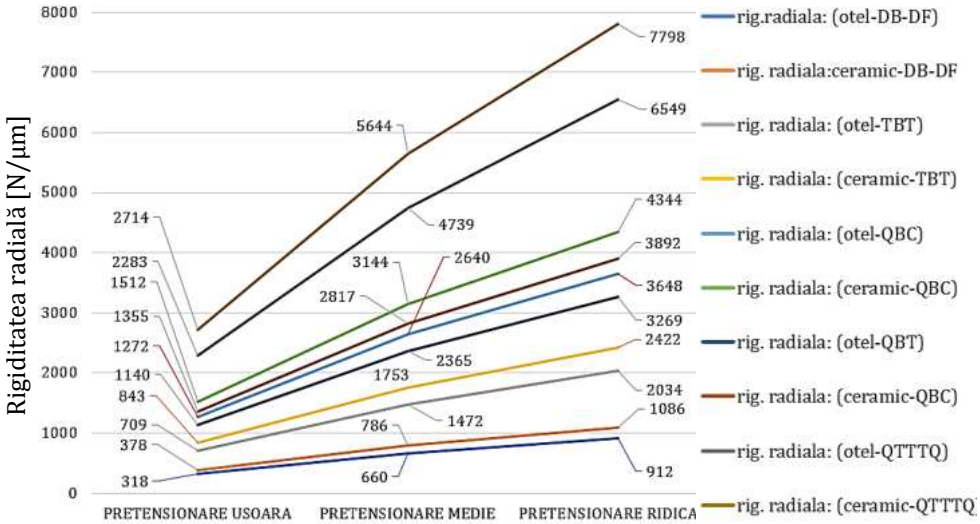


Fig. 3.12 Variaţia rigidităţi radiale a rulmenţilor unghiulari: 7011C şi 5S1-7011C

Valorile cele mai mari utilizând aceşti rulmenţi o putem obţine în aranjament QTTTQ utilizând clasa ridicată de pretensionare, unde valorile rigidităţii totale axiale sunt de 401 N/µm pentru 7011C, respectiv 478 N/µm pentru 5S1-7011C. Rigidităţile radiale pot ajunge la un nivel de 6549 N/µm pentru 7011C, respectiv 7798 N/µm pentru 5S1-7011C.

Conform graficelor prezentate anterior putem observa importanţa şi diferenţa utilizării unei anumite clase de pretensionare a rulmenţilor asupra rigidităţii set-urilor propuse. Dacă ne raportăm la diferenţele majore dintre un rulment cu componentele din oţel şi un rulment hibrid, cu elementele de rulare din material ceramic vom ajunge la concluzia că cel hibrid este net superior celui din oţel în ceea ce priveşte anumite caracteristici, vezi figura 3.13 şi tabelul 3.4.

Utilizarea rulmenţilor hibrizi faţă de cei din oţel în construcţia lagărelor unui AP vor influenţa pozitiv anumite caracteristici de funcţionare ale acestuia, după cum urmează:

- densitatea elementelor de rulare mai mică ceea ce conduce la un AP care suportă turaţii 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 dilataţiilor din sistem;
- duritatea mai ridicată va influenţa capabilitatea sistemului de a accepta cu uşurinţă anumite şocurile ce pot apărea în funcţionare;
- temperatura suportată de sistem creşte ceea ce conduce şi la creşterea duratei de viaţă a sistemului de AP.

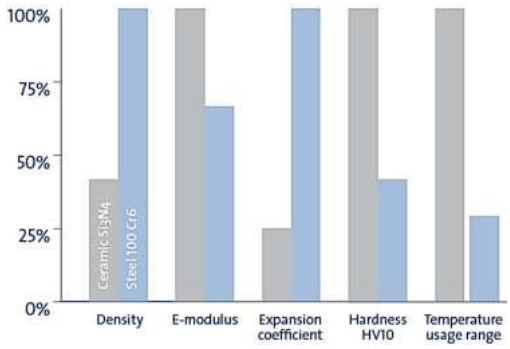


Fig. 3.13 Comparaţie generală a caracteristicilor tehnice dintre un rulment cu elementele de rulare din oţel şi unul utilizând materiale ceramice (GMN, 2021)

Tabel 3.4 Caracteristicile unui rulment ceramic (Si_3N_4) şi unul din oţel (GMN, 2021)

Caracteristicile tehnice la 20°C	**Ceramic Si_3N_4**	**oţel 100 Cr_6**
Densitatea [kg/m^3]	3200	7800
Coef. de expansiune [10^{-6}/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
Rezistenţa electrică specifică [Ωmm^2/m]	10^{17}-10^{18}	0.1-1

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

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

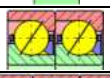
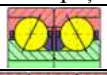
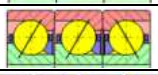
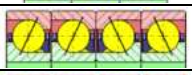
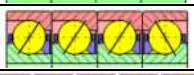
$$\delta_a = 2 \cdot 10^{-3} \cdot F_a^{\frac{2}{3}} \cdot (iZ)^{-\frac{2}{3}} \cdot D_m^{-\frac{1}{3}} \cdot \sin\alpha^{-\frac{5}{3}} \tag{3.14}$$

3.9 Studiul privind calculul turaţiei maxime admisibile a AP în funcţie de aranjamentele rulmenţilor

Turaţia maximă admisă al AP, depinde de capacitatea rulmenţilor utilizaţi de a funcţiona continuu fără a se defecta sau genera căldură excesivă. Creşterea temperaturii într-un rulment nu este benefică şi conduce la uzuri premature sau distrugerea suprafeţelor de rulare.

Stabilirea turaţiilor maxime de funcţionare optime pe care le putem atinge într-un AP sunt influenţate de mai mulţi factori, cum ar fi: modelul de aranjare a rulmenţilor, clasa de pretensionare a lagărelor, clasa de precizie a rulmenţilor şi în cele din urmă de valoarea unghiului de contact a rulmenţilor. Factori enumeraţi mai anterior se regăsesc în tabelul 3.5-3.6 iar expresiile de realizare a calculului turaţiei maxime admisibile se află mai jos.

Tabel 3.5 Factor de reducere a turaţiei, f_1, în funcţie de modelul de aranjare a rulmenţilor şi clasa de pretensionare, adaptat după [59][119][121]

Modelul de aranjare a rulmenţilor		**Clasa de pretensionare**		
		U	M	R
		Factor de reducere, f_1		
- când: $L_{lagăre} > d_{rul} \cdot 2$				
		0,85	0,75	0,5
		0,8	0,7	0,5
		0,75	0,65	0,45
- când nu exista spaţiu între rulmenţi				
		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 legaţi de clasa de precizie şi 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

$$n_{AP-max} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot n_{rul} \tag{3.15}$$

În cazul rulmenţilor hibrizi cu elementele de rulare din material ceramic turaţia se poate calcula cu expresia de mai jos şi îl realizăm doar în cazul în care nu cunoaştem limita de turaţie a rulmentului din catalogul producătorului.

$$n_{AP-max-ceramic} = 1.25 \cdot n_{AP-max} \tag{3.16}$$

În cazul în care avem un set de rulmenţi cu contact unghiular şi unul cu role radial într-un AP se va realiza comparaţia turaţiilor admisibile separat pentru aceste lagăre, iar valoarea turaţiei celei mai mici se va lua în considerare ca turaţie maximă de lucru a AP.

3.10 Calculul teoretic a distanţei optime dintre lagăre

Calcularea teoretică a distanţei optime dintre lagărele AP conduce la identificarea distanţei favorabile, astfel încât deformaţiile survenite de la cartuş şi de la lagărele de rostogolire să încline spre o rigiditate cât mai ridicată, respectiv deformaţiile să fie cât mai mici.

La efectuarea calculului pentru identificarea distanţei optime dintre lagăre (lagăr conducător şi secundar) şi obţinerea unui design propice aplicaţiei este nevoie să se cunoască distanţa de la capătul flanşei cartuşului până în centrul lagărului conducător, rigiditatea radială totală a set-urilor de rulmenţi, modulul de elasticitate, momentul de inerţie în secţiune circulară în zonele de aşezare a lagărelor, atât din faţă cât şi din spate al cartuşului.

Trebuie să avem în vedere încă din faza de concepţie şi proiectare că este necesar să menţinem distanţa notată cu a [mm], cât mai mică cu putinţă pentru a ajuta sistemul de AP să aibă o rigiditate bună. [118][122]

În cazul cartuşurilor cu secţiune inelară, figura 3.14, momentul de inerţie se calculează atât pentru zona de aşezare a lagărului conducător, cât şi pentru partea cuprinsă între lagărul conducător şi cel secundar.

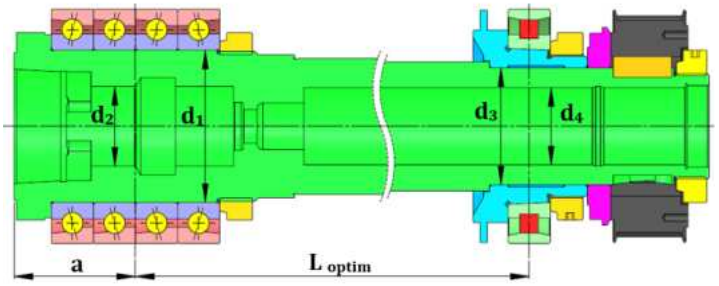


Fig. 3.14 Distanţa optimă dintre lagărele AP (model AP de frezat cu prindere HSK)

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

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

Pentru cartuşe cu secţiune circulară plină, momentele de inerţie au expresia:

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

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

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

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

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

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

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

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

.....

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

Această metoda de stabilire a distanţei optime dintre lagărele AP este o metodă de calcul aproximativă şi are rolul de ajuta proiectantul în vizualizarea dimensiunilor iniţiale de la care va porni proiectarea. Dimensiunile pot fi schimbate pe parcursul concepţiei în funcţie de anumite cerinţe esenţiale sau importante.

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

În subcapitolul 3.11.1 forţa radială este luată în calcul şi putem considera că metoda utilizată fiind mult mai precisă în stabilirea distanţei dintre lagăre, distanţă care este raportată la deformaţia minimă posibilă.

3.10.1 Exemplu de calcul a distanţei optime dintre lagăre

Pentru identificarea distanţei optime teoretice dintre lagăre vom propune în continuare o aplicaţie destinată unui AP oarecare de frezat cu interfaţă port scula de tip HSK-A63, figura 3.15. Pentru a putea realiza calculul vom stabili, calitatea materialului din care este confecţionat cartuşul, tipul şi dimensiunile rulmentului utilizat, precum şi rigiditătile radiale ale set-urilor de rulmenţi utilizaţi. Cunoscând dimensiunile rulmenţilor putem realiza o schiţă în prealabil a cartuşului în vederea stabilirii distanţei rezultate din flanşa cartuşului şi centrul lagărului conducător, precum şi a momentelor de inerţie în secţiune inelară.

Pentru lagărul conducător vom utiliza un set de trei rulmenţi de super-precizie de tip 7013C în aranjare TBT cu unghiul de contact α=15°. 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 şi influenţa clasei de pretensionare vom realiza calculul rigidităţii set-ului de rulmenţi conducători pentru pretensionare uşoară, medie şi ridicată.

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

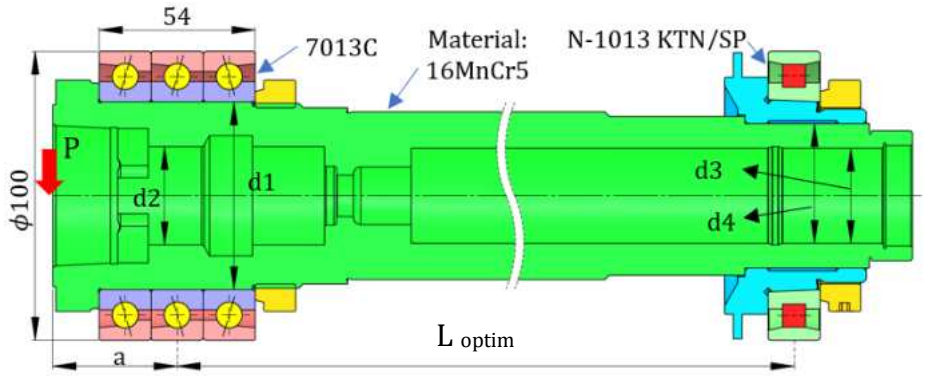


Fig. 3.15 Schiţă AP conform aplicaţiei propuse (TBT) de identificare a distantei optime

Tabel 3.7 Date de intrare pentru aplicaţia propusă

Date de intrare:					
Forma de aranjare a lagărului conducător					TBT
Calitate material cartuş					16MnCr5
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm^2]					210.000
Distanţa de la flanşă pană la centru lagărului conducător, a [mm]					43
Diametrele constructive ale cartuşului [mm]		d1=65	d2=25.54	d3=28.65	d4=42.5
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi conducători, S_A [N/mm]				$816{,}32 \cdot 10^3$
M*					$1659{,}42 \cdot 10^3$
R*					$2301{,}77 \cdot 10^3$
Rigiditatea radială a rulmentului secundar, S_B [N/mm]					$740 \cdot 10^3$
Momentul de inerţie pentru zona lagărului conducător , I_a [mm^4]					855.360
Momentul de inerţie pentru zona lagărului secundar , I_L [mm^4]					127.070

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

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

După cum putem observa valoarea distanţei optime dintre lagăre pentru AP la o pretensionare uşoară 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 Distanţele optime dintre lagăre în urma iteraţiilor realizate

	L_{optim} [mm]	**L_{optim} [mm]**	**L_{optim} [mm]**
Clasa de pretensionare	uşoară	medie	ridicată
Prima iteraţie	L_0 = 152,709	L_0 = 135,573	L_0 = 130,116
A doua iteraţie	L_1 = 151,441	L_1 = 134,074	L_1= 128,768
A treia iteraţie	L_2 = 151,357	L_2 = 134,012	L_2= 128,724
A patra iteraţie	L_3 = 151,351	L_3 = 134,009	L_3 = 128,723
A cincea iteraţie	L_4 = 151,351	L_4 = 134,009	L_4 = 128,723

După cum putem observa valoarea distanţei optime dintre lagăre este influenţată de clasa de pretensionare a seturilor de rulmenţi.

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

3.11 Calculul teoretic privind deformaţia şi rigiditatea radială a AP

La stabilirea deformaţiei radiale teoretice a AP este necesar să luăm în considerare valoarea forţei de aşchiere, precum şi comportările elastice a sistemului de lăgăruire şi a cartuşului.

Pentru utilizarea ecuaţiei (3.28) este necesar ca proiectantul să stabilească sau să calculeze forţele de aşchiere, P [N], în cazurile cele mai critice ale aplicaţiei pentru care AP va fi utilizat, iar în continuare conform schiţei realizate în prealabil se poate identifica distanţa de la flanşa cartuşului până în centrul lagărului conducător, a [mm] şi calcularea momentelor de inerţie a zonelor de montaj a lagărelor, I_L, I_a [mm^4].

Cunoaşterea tipurilor de rulmenţi utilizaţi, a modelului de aranjare a acestora precum şi clasa de pretensionare va conduce la calcularea rigidităţilor radiale, atât a lagărului conducător, S_A [N/mm], cât şi a lagărului secundar S_B [N/mm]. Pe lângă cele enumerate mai sus este necesar să cunoaştem modulul de elasticitate E [N/mm^2] care depinde de calitatea materialului ales pentru cartuş. Distanţa optimă dintre lagăre se calculează cu formula (3.21) sau în cazul AP cu motor integrat se stabileşte de către proiectant în funcţie de lungimea motorului de antrenare. [118][122-128]

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \tag{3.27}$$

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

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

$$K = \frac{P}{\delta}[\frac{N}{\mu m}] \tag{3.29}$$

3.11.1 Influenţa distanţei dintre lagăre asupra deformaţiilor şi a rigidităţilor radiale AP

Metoda prezentată în continuare ne ajută la identificarea distanţei optime dintre lagăre oferind o acurateţe mai bună faţă de metoda anterioară. Utilizând variaţia distanţei dintre lagăre la anumite intervale pentru a identifica lungimea optimă la care AP sub acţiunea forţei de aşchiere radiale are deformaţia cea mai mică. Bineînţeles această metodă se poate utiliza şi aplica pentru diferite clase de pretensionare a rulmenţilor. Pentru aplicaţia următoare de identificare a deformaţiilor minime şi a rigidităţii maxime a unui arbore de frezat oarecare, vom utiliza datele intrare de la subcapitolul 3.10.1 şi modelul constructiv prezentat în figura 3.15, unde vom adaugă noi intrări cum ar fi o forţă oarecare de aşchiere notată cu P [N].

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

În tabelul 3.9 sunt înregistrate valorile deformaţiilor radiale ale AP obţinute prin calcul analitic pentru cele trei clase de pretensionare a rulmenţilor. Utilizând un interval cuprins intre 80÷300 mm a distanţei dintre lagăre se pot observa variaţii semnificative a deformaţiilor. În cazul pretensionări uşoare a lagărului conducător putem identifica că valoarea deformaţiei cele mai mici se înregistrează atunci când distanta $L_{lagăre}$ este de 210 mm şi este de 3.548 μm, însă putem observa că am

putea jongla chiar între 150÷290 mm nefiind diferenţe majore. Deformaţia minimă la o pretensionare medie a lagărului conducător este de 2.608 μm iar distanţa optimă dintre lagăre se identifică la valoarea de 170 mm. Iar în ultimul caz când utilizam o pretensionare ridicată a lagărului conducător deformaţia are valoarea de 2.338 μm la o distanţă optimă dintre lagăre de 150 mm. Indicaţia autorului este de a se încerca păstrarea distanţei optime unde valoarea deformaţiei este minimă.

Tabel 3.9 Valorile deformaţiilor AP în funcţie de lungimea dintre lagăre

Deformaţiile AP [μm]							
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-uşoară, M-medie, R-ridicată);

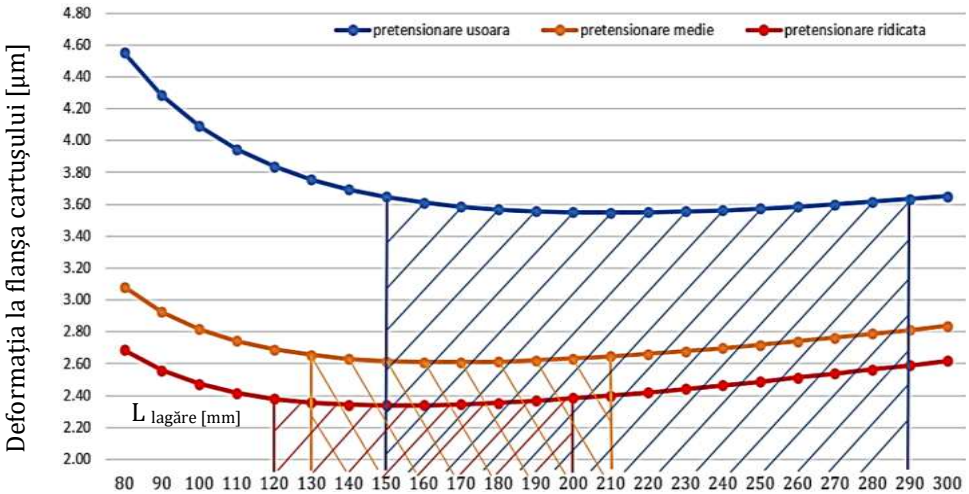


Fig. 3.16 Variaţia deformaţiilor în funcţie de lungimea dintre lagăre pentru diferite clase de pretensionare

În figura 3.16 putem observa variaţia valorilor legate de deformaţia radială a arborelui în toate cele trei clase de pretensionare a lagărului conducător. Făcând abstracţie de clasele de pretensionare putem observa conform datelor de intrare utilizate în această aplicaţie că deformaţiile minime ale AP se regăsesc atunci când distanţa optimă dintre lagăre se află între intervalul 150÷200 mm.

Conform deformaţiilor minime obţinute în tabelul 3.9 putem menţiona 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 uşoară 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 soluţie de calcul numeric care poate fi utilizată la rezolvarea unor largi probleme inginereşti care pot implica analiza eforturilor, transferul de căldură sau chiar a fenomenelor magnetice. Această metodă este foarte eficientă în rezolvarea problemelor de rezistenţă, inclusiv a celor de stabilitate în domeniul elastic şi plastic.

Principiul de soluţionare a problemelor prin metoda analizei cu element finit conduce la rezolvarea ecuaţiilor diferenţiale printr-o schemă de interpolare polinomială. Implementarea FEM folosită la rezolvarea diferitelor probleme se numeşte analiză cu element finit, pe scurt FEA.

Analiza statică cu element finit poate realiza calcularea deplasărilor sau a deformaţiilor specifice, forţele de reacţie, eforturile şi factori de siguranţă. Această metodă este cea mai folosită în domeniul construcţiilor de m-u pentru verificarea comportării componentelor sau a ansamblelor în diverse situaţii sau la anumite aplicaţii.

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.

Deşi această metodă de analiză este una aproximativă, rezultatele obţinute se pot compara cu rezultatele analitice, iar prin comparaţie se poate observa că de cele mai multe ori FEA oferă rezultate mai concludente şi 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 obţine înaintea rulării analizei iar condiţiile de contact şi de constrângeri trebuie definite înaintea efectuării discretizării modelului;
- setarea calităţii materialului: este necesară setarea modulului de elasticitate longitudinal şi transversal, coeficientul lui Poisson, densitatea;
- aplicarea constrângerilor: solicitările aplicate modelului sunt de tipul: sarcină, presiune, solicitări inerţiale, momente, solicitări termice şi deformaţii impuse;
- interpretarea rezultatelor obţinute în postprocesare.

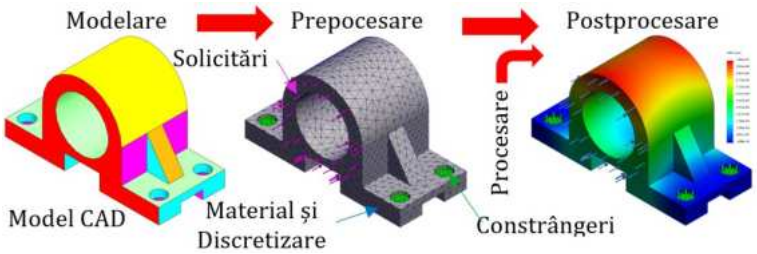


Fig. 3.17 Etapele de realizare a unei analize FEM

3.12.1 Analiza FEA privind deformaţia şi rigiditatea AP

Pentru a analiza cu FEA un sistem sau o structură este necesar realizarea discretizării acesteia şi aplicarea unor constrângeri care trebuie să fie cât mai aproape de situaţia reală, iar acestea implică: setarea încărcărilor sau a forţelor, definirea proprietăţilor materialului, aplicarea deformaţiilor, setarea forţei gravitaţionale şi aplicarea încărcării termice etc.

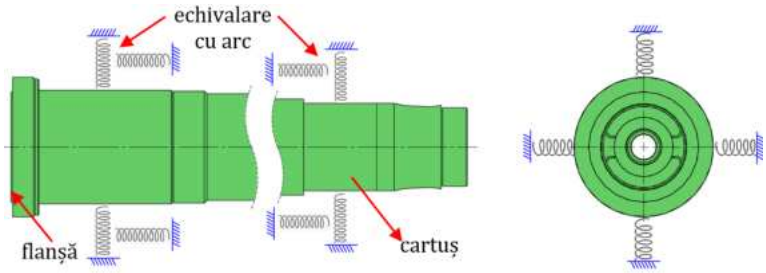


Fig. 3.18 Sistemul echivalent de lăgăruire cu arcuri

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

arcuri elastice care au rigiditatea radială şi rigiditatea axială preluată de la rulmenţii aleşi, figura 3.18, astfel gradele de libertate ale sistemului vor fi următoarele: translaţiile vor avea UX,UY,UZ=0 iar rotaţiile ROTX, ROTY, ROTZ=1, [131].

Discretizarea modelului CAD, figura 3.19, este o etapă importantă în analiza cu element finit şi presupune divizarea structurii într-o reţea 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 şi un număr finit de grade de libertate.

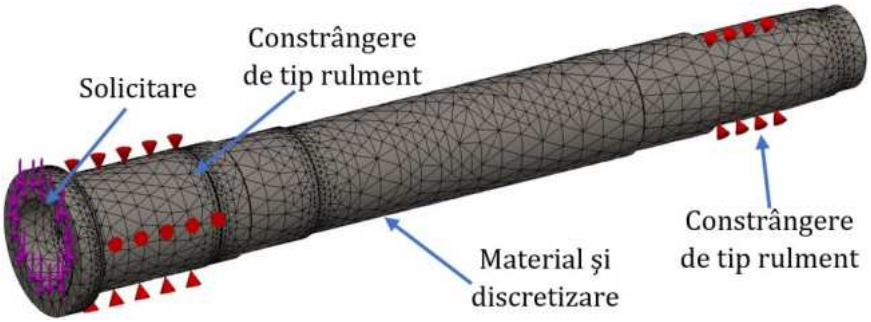


Fig. 3.19 Discretizarea şi aplicarea constrângerilor pe modelul 3D

Dimensiunea reţelei rezultate în urma discretizării de către program, este estimată pe baza: volumul de material, suprafeţei şi a detaliilor geometriei, în final această reţea este constituită dintr-un număr de noduri şi 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 reţinut este faptul că pentru obţinerea unor rezultate precise este nevoie ca discretizarea sau reţeaua să fie cât mai fină.

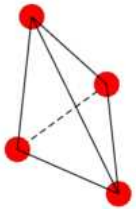


Fig. 3.20 Element 3D tetraedal – solid liniar

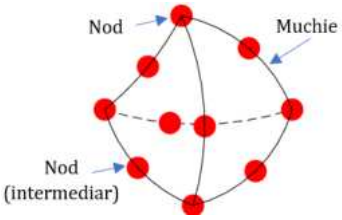


Fig. 3.21 Element 3D tetraedal – solid parabolic

3.13 Deformaţiile şi 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 obţinute se vor compara cu rezultatele teoretice. Astfel pentru analiza numerică vom utiliza un cartuş de AP şi un sistem de aranjare a lagărelor identic cu cele de la aplicaţiile subcapitolelor 3.10.1 şi 3.11.1. Simulările se vor realiza pentru trei cazuri în funcţie de clasa de pretensionare şi distanţa aşa zisă optimă dintre lagăre. Distanţele dintre lagăre aplicate asupra arborelui sunt preluate din subcapitolul 3.11.1 şi vor avea următoarele valori : pretensionare uşoară, L_1 = 210 mm, pretensionare medie, L_2 = 170 mm şi pentru pretensionare ridicată, L_3 = 250 mm.

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

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

Tabel 3.10 Rigidităţile 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-uşoară, M-medie, R-ridicată);

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

- cartuşul arborelui se comportă ca o grindă de tip Euler-Bernoulli;
- cartuşul şi rulmenţii se supun legi lui Hook;
- rigiditatea carcasei AP nedeformabilă;
- neglijăm deformaţiile axiale şi torsionale ale AP;
- considerăm axa principală a cartuşului ca fiind coliniară cu axa rulmenţilor;

Rezultatele obţinute în urma analizei numerice FEM a AP în ceea ce priveşte valorile deformaţiilor în cele trei cazuri de pretensionare şi la distanţele dintre lagăre menţionate anterior, se regăsesc în figura 3.22-3.24, iar datele rezultate în urma simulării sunt interpretate şi înregistrate în tabelul 3.11.

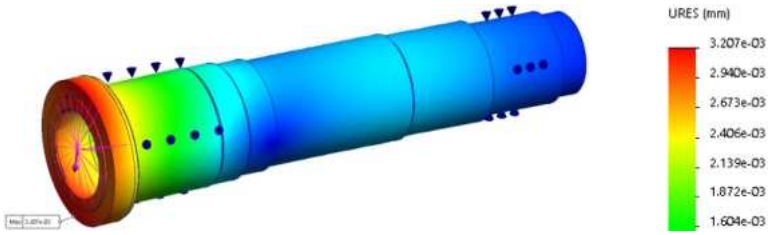


Fig. 3.22 Rezultatul FEM privind deformaţiile maxime în zona flanşei cartuşului utilizând clasa de pretensionare uşoară a rulmenţilor

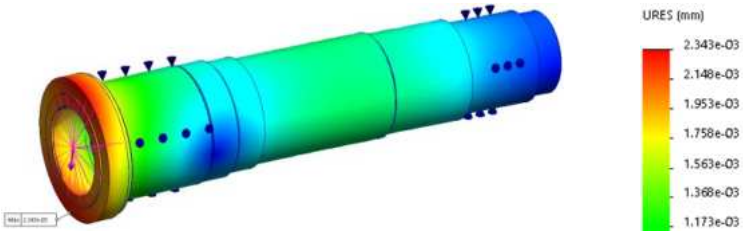


Fig. 3.23 Rezultatul FEM privind deformaţiile maxime în zona flanşei cartuşului utilizând clasa de pretensionare medie a rulmenţilor

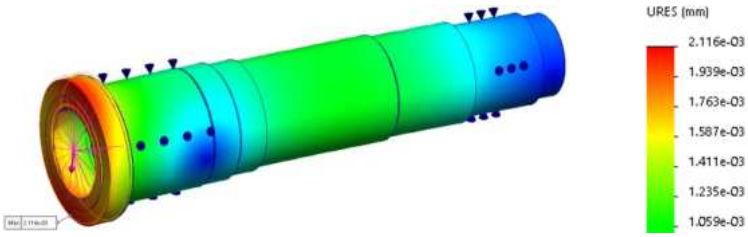


Fig. 3.24 Rezultatul FEM privind deformaţiile maxime în zona flanşei cartuşului utilizând clasa de pretensionare ridicată a rulmenţilor

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

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
$L_{lagăr}$ [mm]	210	170	150
Deformaţia sub forţa P [μm]	3.207	2.343	2.116
Rigiditatea AP [N/μm]	311.817	426.803	472.589

Comparaţia între rezultatele analitico-teoretice şi cele numerice pe bază de element finit pentru aplicaţiile de mai sus studiate sunt înregistrare în tabelul 3.12.

Analiza cu element finit oferă în majoritatea cazurilor rezultate foarte apropriate 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 apropriate 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

Deformația radială a AP		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
Rigiditatea radială a AP		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

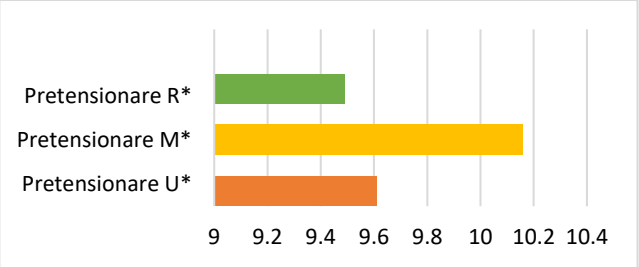


Fig. 3.25 Procentajul marjei de eroare a rigidității radiale dintre modelul de calcul analitic vs numeric

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 stabiliri 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 MAŞINI DE FREZAT

4.1 Ansamblul arbore principal

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

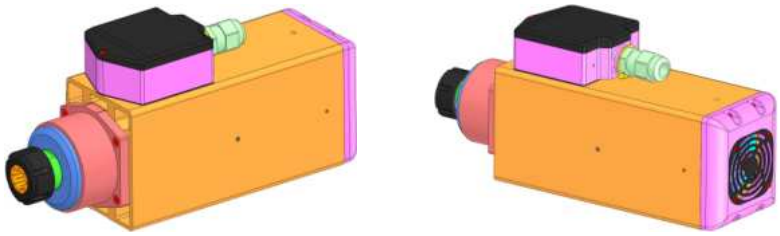


Fig. 4.1 AP de frezat cu prindere manuală de tip ER32

Construcţia arborelui să fie cât mai simplă şi compactă prin utilizarea unor soluţii tehnice ieftine. Sistemul de lăgăruire va fi realizat prin utilizarea unor rulmenţi unghiulari cu lubrifiere prin unsori, iar pentru a îndeplini cerinţele impuse şi a satisface gradul de precizie pentru destinaţia acestuia se vor realiza o serie de combinaţii şi aranjamente a rulmenţilor situaţi în partea frontală şi din spate a AP , urmând a se stabili care este cea mai adecvată soluţie din punctul de vedere a unor factori: cost versus performanţă. O serie de firme au în portofoliu astfel de AP, oferind caracteristici de performanţă asemănătoare printre care putem amintii şi de firma HITECO, Fisher sau GMN [133-136].

Cu toţi cunoaştem specificaţiile de bază a unui AP cum ar fi puterea, turaţia şi momentul motor la cumpărarea unui astfel de echipament, însă de cele mai multe ori dorim să ni se ofere şi alte informaţii despre construcţia acestuia şi ce este în interior, iar majoritatea firmelor producătoare nu vor oferii asemenea informaţii deoarece ţin de strategia lor de „know-how”, menţionând chiar pierderea garanţiei la

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

În figura 4.2 se regăsesc poziţionate componentele ce intră în alcătuirea AP de frezat proiectat pentru aplicaţia menţionată iar acestea sunt următoarele: carcasă 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 etanşare fără contact de tip labirint, şurub cu locaş hexagonal M5x16 (3) DIN912, cutie conexiuni electrice (4), capac frontal (5) de pretensionare a lagărelor şi închiderea sistemului de etanşare, piuliţă de strângere (6) a bucşei elastice, bucşa elastică de fixare a sculei (7), ax sau cartuş arbore (8), sistemul de lăgăruire frontal al AP (9), piuliţă (10) cu filet exterior, M70, de fixare a rulmenţilor, rotor motor integrat (11) fixat prin fretare pe cartuş, stator motor integrat (12) fixat în carcasa principală, inel elastic de reţinere exterior (13), lagăr secundar (14) din spatele AP, piuliţă de blocare rulmenţi (15) de tip KM2, capac spate (16) de susţinere şi fixare a lagărului secundar, ventilator răcire aer AP (17), şurub cu locaş hexagonal M4x18 (18) DIN912 şi şaibă plată (19), capac final din plastic pentru închiderea AP (20), plasă de ventilaţie (21).

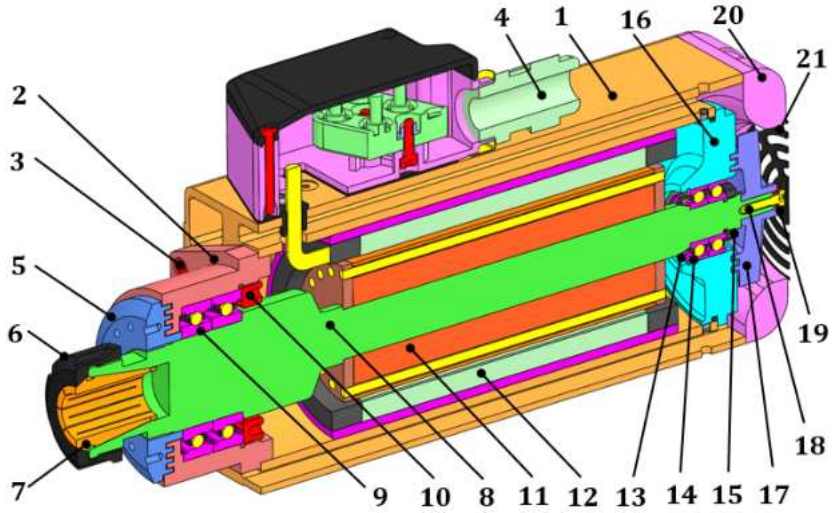


Fig. 4.2 Configuraţia AP proiectat şi componentele acestuia în secţiune longitudinală

Cartuşul AP, figura 4.3, are o geometrie relativ simplă, uşor de realizat care să faciliteze atât execuţia acestuia în prelucrările mecanice cât şi montarea componentelor şi a sistemului de lăgăruire. În partea

frontală a acestuia este realizată o prelucrare interioară care să corespundă sistemului de reţinere a sculei ER32. Suprafeţele de contact ale cartuşului cu bucşa elastică de strângere a sculei, respectiv cu lagărele de rulmenţi vor necesita un tratament de durificare realizat la suprafaţă de tip cementare. Materialul din care este confecţionat arborele este 16MnCr5 (codificare numerica: 1.7131), oţel cementat cu miez moale şi suprafeţe rezistente la abraziune care este utilizat pe o scară largă în industria constructoare de maşini, respectiv în industria m-u datorită performanţelor ridicate în ceea ce priveşte proprietăţile mecanice: rezistenţa mecanică 800 MPa, limita de curgere 590 MPa, [137][138]. Distanţa dintre lagărul conducător din partea frontală a cartuşului şi lagărul secundar din spate va fi condiţionată de lungimea motorului integrat şi tipul de aranjamentele rulmenţilor utilizaţi la construcţia lagărelor. Utilizarea sistemului de prindere a sculei manuale de tip ER32 va dicta în continuare geometria cartuşului şi diametrele de montaj a sistemului de lăgăruire, astfel pentru partea frontală a cartuşului diametrul minim de montaj a rulmenţilor va fi de ϕ40 mm iar pentru partea din spate va rezulta un diametru maxim de ϕ15 mm.

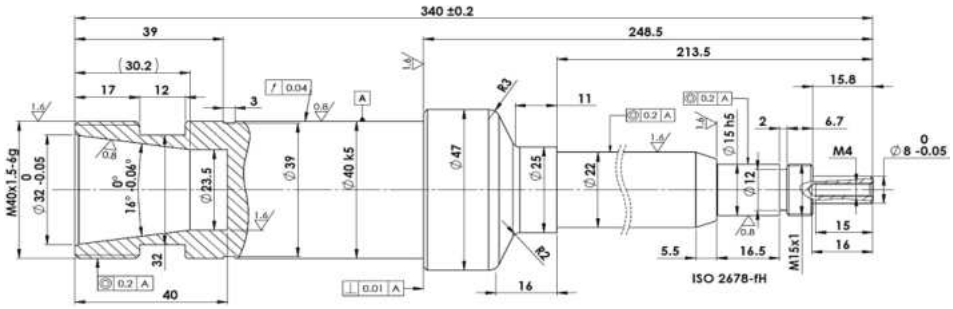


Fig. 4.3 Desen de execuţie a cartuşului AP proiectat cu prindere ER32

Sistemul de lăgăruire AP va fi realizat pentru partea din faţă, de rulmenţi cu bile şi contact unghiular de tip HS7008-C-T-P4S de la FAG, având diametrul interior d= ϕ40 mm, diametrul exterior D= ϕ68 mm, lăţimea B= 15 mm, unghiul de contact α= 15° iar turaţia maximă la ungere prin unsori de n= 30000 rpm.

Pentru sistemul de lăgăruire secundar se vor utiliza tot rulmenţi cu bile şi contact unghiular de tip HS7002-C-T-P4S de la FAG cu pretensionare uşoară, având diametrul interior d= ϕ15 mm, diametrul exterior D= ϕ32 mm, lăţimea B= 9 mm, unghiul de contact α= 15 ° iar turaţia maximă la ungere prin unsori de n= 70000 rpm. Rulmenţi aleşi în funcţie de codificare au elementele de rulare din oţel (HS), afiliaţi seriei

70, unghiul de contact C (15°), elementele de rulare menţinute în cuşcă (T), iar precizia acestora în ceea ce priveşte bătăile radiale (P4S), figura 4.4, mai bune decât cele conferite de standardul DIN620. Rulmenţi pot fi comandaţi cu elemente de etanşare laterale pentru sisteme de lubrifiere prin unsori iar rigidităţile axiale, forţele de pretensionare şi forţele limite la desprinderea elementelor de rulare se vor regăsi în cataloagele producătorilor de astfel de rulmenţi în funcţie de precizie şi codificare . [59]

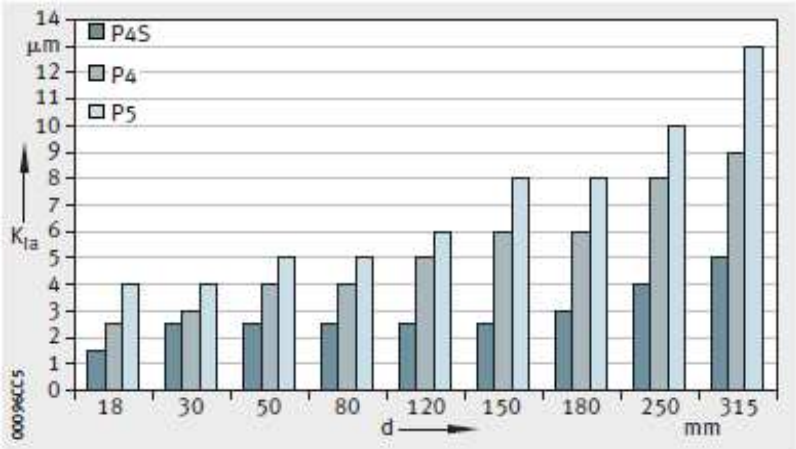


Fig. 4.4 Bătăile radiale ale inelului interior a rulmenţilor cu precizie P4S de la Schaeffler în comparaţie cu standardul DIN 620, preluat din [59]

Pentru a studia deformaţiile şi rigidităţile conferite de diferitele aranjamente ale rulmenţilor pentru sistemul de lăgăruire este nevoie a se stabili forţele de aşchiere prin alegerea unui caz critic de utilizare AP.

Astfel considerăm o situaţie de frezare prin degroşare a unui material de tip aluminiu EN AW 6012-T6, având o rezistenţă mecanică de 310 MPa, cu o freză deget de 20 mm şi patru tăişuri, utilizând următorii parametrii de aşchiere: adâncimea de aşchiere a_p= 1 mm, lăţimea de aşchiere a_e= 20 mm, avansul pe dinte f_z= 0.2 mm/dinte, viteza de aşchiere v_a= 500 m/min.

Utilizând simulatorul de la KennaMetal vor rezulta următoarele caracteristici şi forţe de aşchiere: puterea de aşchiere P_a= 2.48 Kw, puterea motorului necesară aşchierii P_m= 2.76 Kw, momentul de aşchiere M_a= 1.56 Nm, volumul de material îndepărtat Q=1528 cm^3/min, forţa tangenţială de aşchiere F_T= 156.24 N, [116][117]. În studiile de caz realizate vom considera forţa de aşchiere notată cu P= 156.24 N şi se va aplică la flanşa cartuşului pe toate studiile de caz abordate.

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

4.2.1 Consideraţii generale şi 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 rulmenţi în tandem) pentru lagărul principal din partea frontală a arborelui cât şi 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 aceştia se află într-un montaj de tip O, iar pentru a direcţiona viitoarele dilataţii axiale către lagărul secundar din spate, inele exterioare ale set-ului de rulmenţi unghiulari cu bile va fi liber.

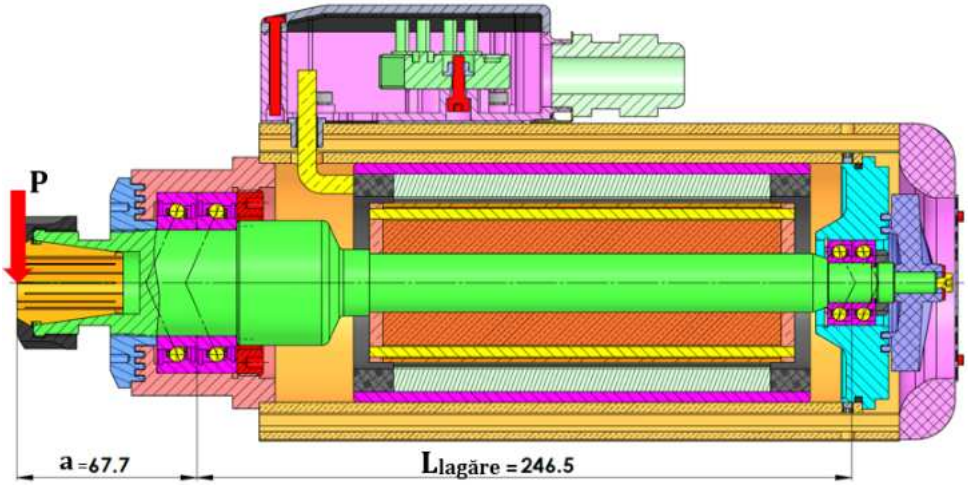


Fig. 4.5 Evidenţierea distanţei dintre lagăre a AP de frezat cu aranjare în DT-DT

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

În tabelul 4.1 se vor regăsi toate datele de intrare pentru realizarea şi stabilirea deformaţiilor şi a rigidităţii AP în aranjare DT-DT la flanşa cartuşului, necesară calculelor teoretico-analitice şi calculelor 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^2]		210.000
Distanţa de la flanşă pană la centru lagărului conducător, a [mm]		67,7
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul conducător, $C_{a\text{-}set}$ [N/mm]	$60{,}2 \cdot 10^3$
M*		$94{,}8 \cdot 10^3$
R*		$129.8 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul conducător, S_A [N/mm]	$361{,}2 \cdot 10^3$
M*		$568{,}8 \cdot 10^3$
R*		$778{,}8 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul secundar, $C_{a\text{-}set}$ [N/mm]	$27{,}4 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul secundar, S_B [N/mm]	$164.4 \cdot 10^3$
Momentul de inerţie pentru zona lagărului conducător , I_a [mm^4]		125.663,7
Momentul de inerţie pentru zona cartuşului dintre lagăre , I_L [mm^4]		26.087,1
Forţa de aşchiere $P=F_T$ [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

	$L_{lagăr\text{-}optim}$: distanţele optime rezultate în urma iteraţiilor						
Tipul de pretensionare	**$Q=L_0$**	**L_1**	**L_2**	**L_3**	**L_4**	**L_5**	**L_6**
U*	270,8	126,91	103,62	98,71	97,61	97,36	**87,42**
M*	270,8	111,09	89,40	85,51	84,77	84,63	**77,52**
R*	270,8	83,98	69,44	68,03	67,89	67,88	**65,04**

* 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, $L_{lagăr\text{-}optim}$= 87,42 mm;

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

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

4.2.2.2. Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP

Cunoscând distanţele optime pentru toate clasele de pretensionare şi a forţei de aşchiere (P), stabilită pentru un caz critic de aşchiere utilizat, şi împreună cu ecuaţia (3.28) putem determina teoretic deformaţiile minime şi rigidităţile maxime pentru AP proiectat în variantă DT-DT.

Tabel 4.3 Deformaţiile şi rigidităţile optime obţinute sub formă analitică pentru distanţele optime ale AP în aranjare DT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa optimă dintre lagăre [mm]	87,42	77,52	65,04
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	6,35	5,67	4,85
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	24,59	27,51	32,15

În tabelul 4.3 se regăsesc valorile teoretice ale deformaţiilor şi a rigidităţilor pentru arborele proiectat, unde bineînţeles valoarea minimă a deformaţiilor optime se regăseşte la o pretensionare ridicată a lagărului conducător rezultând o deformaţie minimă la flanşa arborelui de 4,85 μm şi o rigiditate maximă de 32,15 N/μm.

Tabel 4.4 Deformaţia şi rigiditatea obţinute analitic pentru AP proiectat în aranjare DT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa după proiectare dintre lagăre [mm]	246.5		
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	12,12	11,87	11,75
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	12,88	13,16	13,29

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

deformaţiile şi rigidităţile 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 Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP

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

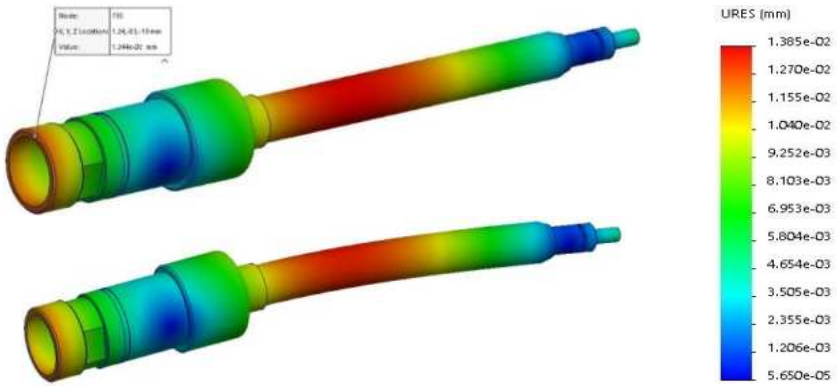


Fig. 4.6 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament DT-DT cu pretensionare uşoară a lagărului conducător

În figura 4.6, sunt prezentate rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă DT-DT la care este aplicată o pretensionare uşoară a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat şi se înregistrează o valoare a deformaţiei URES de 13,85 μm, însă valoarea maximă a deformaţiei din zona flanşei cartuşului şi care va influenţa precizia are valoarea de 12,44 μm.

În figura 4.7 se regăsesc rezultate analizei FEA asupra AP în variantă DT-DT la care este aplicată o pretensionare medie a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat şi se înregistrează o valoare a deformaţiei URES de 14,25 μm, însă valoarea maximă a deformaţiei din zona flanşei cartuşului şi care va influenţa precizia are valoarea de 12,26 μm.

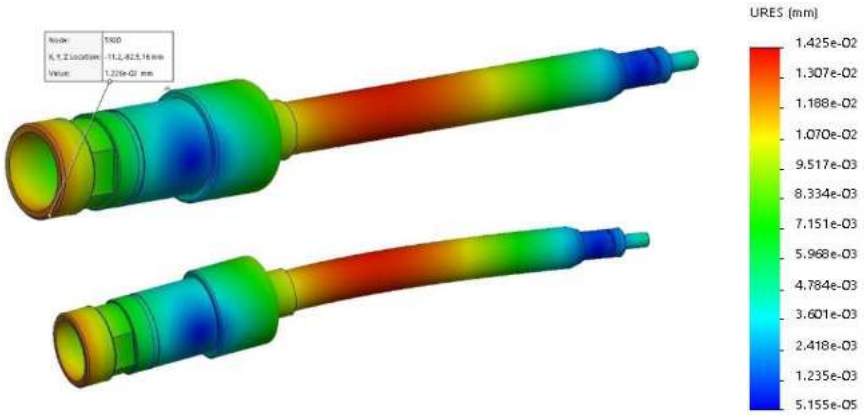


Fig. 4.7 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament DT-DT cu pretensionare medie a lagărului conducător

În figura 4.8, se regăsesc rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă DT-DT la care este aplicată o pretensionare ridicată a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat şi se înregistrează o valoare a deformaţiei URES de 14,10 μm, însă valoarea maximă a deformaţiei din zona flanşei cartuşului şi care va influenţa precizia are valoarea de 12,07 μm.

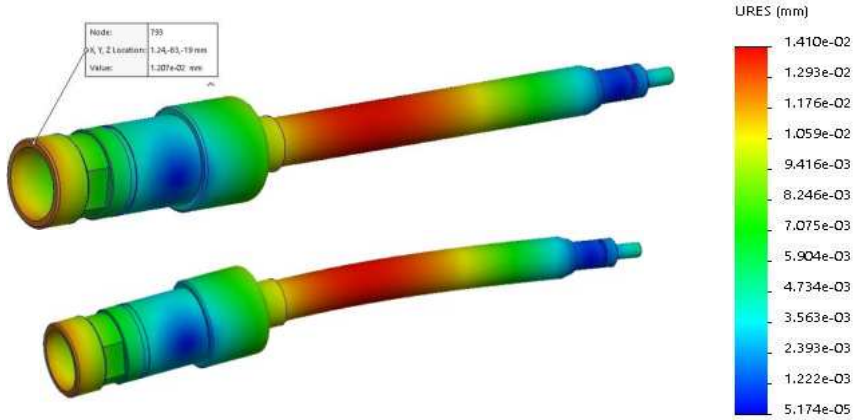


Fig. 4.8 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament DT-DT cu pretensionare ridicată a lagărului conducător

În tabelul 4.5 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformaţiile şi rigidităţile maxime înregistrate la flanşa AP pentru toate cele trei clase de pretensionare a lagărului conducător.

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

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa după proiectare dintre lagăre [mm]	246.5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,16	9,16	9,16
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	12,44	12,26	12,07
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	12,56	12,74	12,94

În toate cele trei cazurile, figura 4.9, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecerea dintre secţiunea motorului şi lagărul conducătorul şi nu depăşesc limita de curgere a materialului din care este confecţionat cartuşul AP.

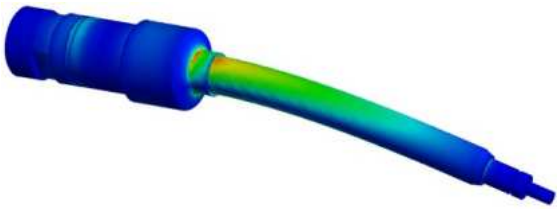


Fig. 4.9 Evidenţierea zonei pe cartuş unde tensiunile echivalente von Mises se concentrează şi sunt maxime

4.2.3.2 Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP luând în considerare şi rotorul de la motorul integrat

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

Conform figurii 4.10, deformaţiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanşa cartuşului arborului proiectat în variantă DT-DT cu pretensionarea uşoară a lagărului conducător. Valoarea deformaţiilor rezultate la flanşa cartuşului prin izolarea culorilor şi a scării deformaţiilor sunt de 3,75 μm, deformaţie care va influenţa precizia de prelucrare.

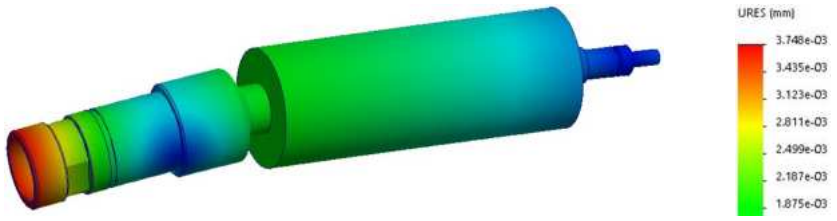


Fig. 4.10 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT, cu pretensionare ușoară a lagărului conducător și cu rotorul montat

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 μm, deformație care va influența precizia de prelucrare.

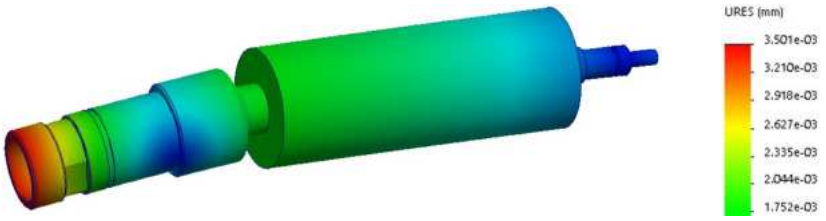


Fig. 4.11 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT, cu pretensionare medie a lagărului conducător și cu rotorul montat

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

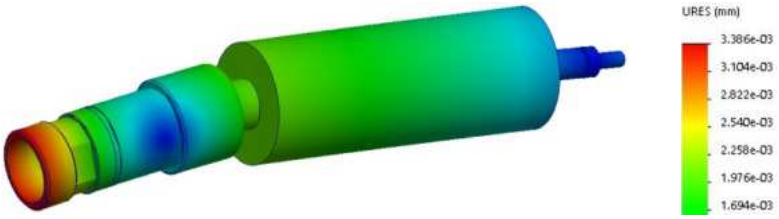


Fig. 4.12 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament DT-DT, cu pretensionare ridicată a lagărului conducător și cu rotorul montat

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 şi nu depăşesc limita de curgere a materialului din care este confecţionat cartuşul AP.

În tabelul 4.6, sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformaţiile şi rigidităţile radiale maxime înregistrate la flanşa AP, luând în considerare că rotorul motorului integrat este montat pe cartuş în toate situaţiile de pretensionare a lagărului conducător.

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

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa dintre lagăre după proiectare[mm]	246.5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,07	9,07	9,07
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	3,75	3,50	3,38
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	41,66	44,64	46,22

4.3 Studiul de caz 2: AP de frezat cu aranjament a rulmenţilor în TBT pentru lagărul din faţă şi rulment unghiular pentru cel din spate

4.3.1 Consideraţii generale

Se consideră AP de frezat din figura 4.13, pentru cazul 2 studiat, care este constituit dintr-un aranjament TBT (cu trei rulmenţi, doi în tandem şi 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 rulmenţi din aranjamentul TBT, liniile de presiune sunt direcţionate către exteriorul arborelui iar cel de al treilea rulment linia de presiune este în direcţia opusa şi paralelă cu rulmentul unghiular de la lagărul secundar. Un astfel de aranjament TBT a lagărului conducător se caracterizează prin rigidităţi medii şi turaţii relativ scăzute. Construcţia acestui AP este în aşa fel realizată ca viitoarele dilataţii axiale să fie direcţionate către lagărul secundar din spate, unde inelul exterior a rulmentului unghiular este liber, permiţând deplasarea spre dreapta a acestuia.

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

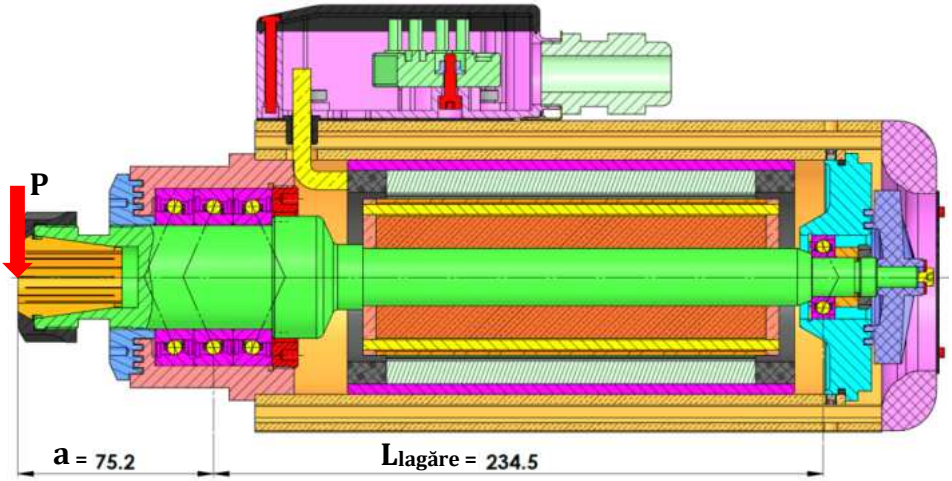


Fig. 4.13 Evidenţierea distanţei dintre lagăre a AP de frezat cu aranjare în TBT şi un singur rulment axial-radial în spate

În tabelul 4.7 se vor regăsi toate datele de intrare pentru realizarea şi stabilirea deformaţiilor rezultate şi a rigidităţii AP în aranjare TBT şi un singur rulment unghiular în spate, rezultate stabilite la flanşa cartuşului. Datele de intrare vor fi necesare şi la calculele teoretico-analitice, cât şi 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 cartuş		16MnCr5
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm^2]		210.000
Distanţa de la flanşă pană la centru lagărului conducător, a [mm]		75.2
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi 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 rulmenţi 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 rulmentului pentru lagărul secundar, $C_{a\text{-}set}$ [N/mm]	$13,7 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea radială a rulmentului pentru lagărul secundar, S_B [N/mm]	$3,45 \cdot 10^3$
Momentul de inerţie pentru zona lagărului conducător , I_a [mm^4]		125.663,7
Momentul de inerţie pentru zona cartuşului dintre lagăre , I_L [mm^4]		26.087,1
Componenta forţei radiale de aşchiere $P=F_T$ [N]		156,24

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

4.3.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică

4.3.2.1 Distanţa optimă dintre lagăre

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

Tabel 4.8 Distanţele optime dintre lagăre în urma iteraţiilor pentru varianta TBT şi un singur rulment unghiular în spate

	$L_{lagăr\text{-}optim}$: distanţele optime rezultate în urma iteraţiilor					
Tipul de pretensionare	**$Q=L_0$**	**L_1**	**L_2**	**L_3**	**L_4**	**L_5**
U*	300,8	223,60	220,88	220,78	220,78	**220,78**
M*	300,8	219,51	217,63	217,59	217,59	**217,59**
R*	300,8	217,57	216,13	216,11	216,11	**216,11**

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

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

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

4.3.2.2 Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP

Cunoscând distanţele optime pentru toate clasele de pretensionare şi a forţei de aşchiere (P), stabilită pentru un caz critic de aşchiere utilizat, şi împreună cu ecuaţia (3.28) putem determina teoretic

deformaţiile minime şi rigidăţile maxime pentru AP proiectat în variantă TBT şi un singur rulment unghiular în spate.

În tabelul 4.9 se regăsesc valorile teoretice ale deformaţiilor şi a rigidităţilor pentru arborele proiectat, unde bineînţeles valoarea minimă a deformaţiilor optime se regăseşte la o pretensionare ridicată a lagărului conducător rezultând o deformaţie minimă la flanşa arborelui de 18,27 μm şi o rigiditate maximă de 8,55 N/μm.

Tabel 4.9 Deformaţiile şi rigidităţile optime obţinute sub formă analitică pentru distanţele optime ale AP în aranjare TBT şi un singur rulment unghiular în spate

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa optimă dintre lagăre [mm]	220,78	217,59	216,11
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	18,65	18,39	18,27
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	8,37	8,49	8,55

Însă datorită faptului că distanţa constructivă rezultată dintre lagărele AP în variantă TBT şi un singur rulment unghiular este egală cu Llagăr=234,5 [mm] şi luând în considerare clasele de pretensionare a lagărului conducător, deformaţiile şi rigidităţile maxime, vor fi cu totul altele iar valorile acestora se vor regăsi în tabelul 4.10.

Tabel 4.10 Deformaţia şi rigiditatea obţinute analitic pentru AP proiectat în aranjare TBT şi un singur rulment unghiular în spate

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa AP proiectat dintre lagăre [mm]	234,5		
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	18,78	18,53	18,41
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	8,32	8,43	8,48

4.3.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA

4.3.3.1 Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP

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

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

unde putem observa pe scara deformaţiilor şi izolarea culorilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat şi înregistrează o valoare a deformaţiei URES de 21,85 μm, însă valoarea maximă a deformaţiei din zona flanşei cartuşului şi care va influenţa precizia de prelucrare, are valoarea de 19,60 μm.

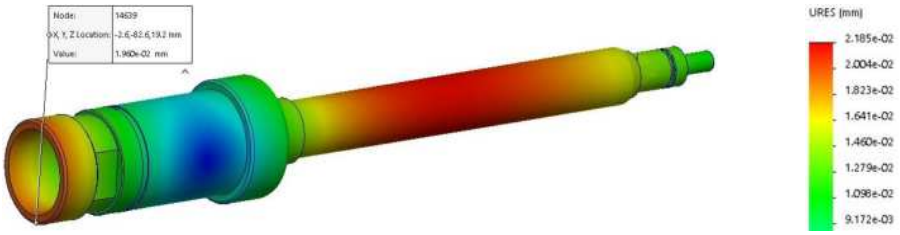


Fig. 4.14 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate cu pretensionare uşoară a lagărului conducător

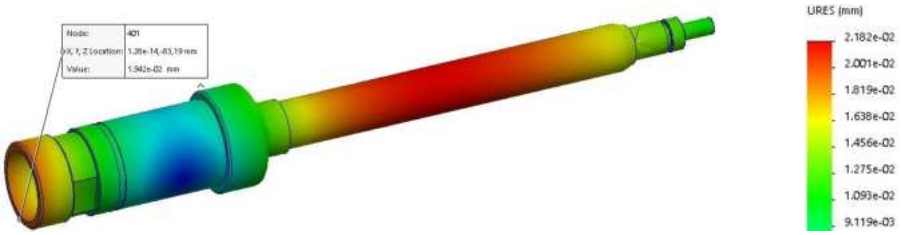


Fig. 4.15 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate cu pretensionare medie a lagărului conducător

În figura 4.15, sunt prezentate rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT şi un singur rulment unghiular situat în spate, la care este aplicată o pretensionare uşoară a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor şi prin izolarea culorilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat şi se înregistrează o valoare a deformaţiei URES de 21,82 μm, însă valoarea maximă a deformaţiei din zona flanşei cartuşului şi care va influenţa precizia are valoarea de 19,42 μm.

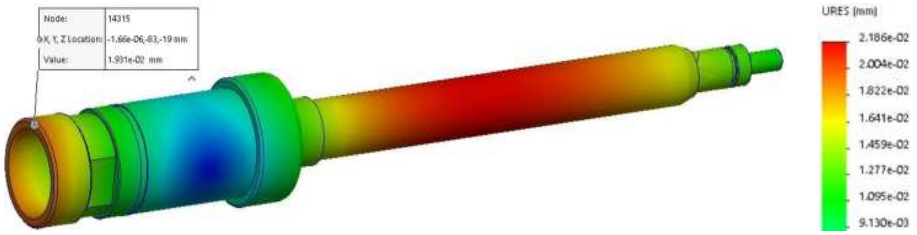


Fig. 4.16 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate cu pretensionare ridicată a lagărului conducător

În figura 4.16, se regăsesc rezultate analizei FEA asupra AP în variantă TBT şi un singur rulment unghiular situat în spate, la care este aplicată o pretensionare ridicată a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat şi se înregistrează o valoare a deformaţiei URES de 21,86 μm, însă valoarea maximă a deformaţiei din zona flanşei cartuşului şi care va influenţa precizia de prelucrare a AP are valoarea de 19,31 μm.

În tabelul 4.11 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformaţiile şi rigidăţile maxime înregistrate la flanşa 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 trecerea dintre secţiunea motorului şi lagărul conducătorul şi nu depăşesc limita de curgere a materialului din care este confecţionat cartuşul AP.

Tabel 4.11 Rezultatele obţinute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa dintre lagăre după proiectare [mm]	234,5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	9,04	9,04	9,04
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	19,60	19,42	19,31
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	7,97	8,04	8,09

4.3.3.2 Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP luând în considerare şi rotorul de la motorul integrat

Considerând AP proiectat în varianta TBT şi un singur rulment unghiular în spate, se realizează analiza numerică FEA pentru determinarea deformaţiilor şi a rigidităţi radiale pentru toate cele trei clase de pretensionare, luând în calcul că rotorul motorului integrat este montat pe cartuş.

Conform figurii 4.17, deformaţiile URES înregistrate în urma simulării la flanşa cartuşului arborelui proiectat în variantă TBT şi un singur rulment unghiular în spate cu pretensionarea uşoară a lagărului conducător, nu sunt cele maxime rezultate în AP. În consecinţă deformaţiile maxime înregistrate pe AP se focalizează în partea din spate ale acestuia, având valori egale cu 16,13 μm, care din punctul de vedere a autorului nu vor influenţa buna funcţionare a sistemului proiectat. Valoarea deformaţiilor rezultate la flanşa cartuşului prin izolarea

culorilor şi a scării deformaţiilor sunt de 8,63 μm, deformaţie care va influenţa precizia de prelucrare.

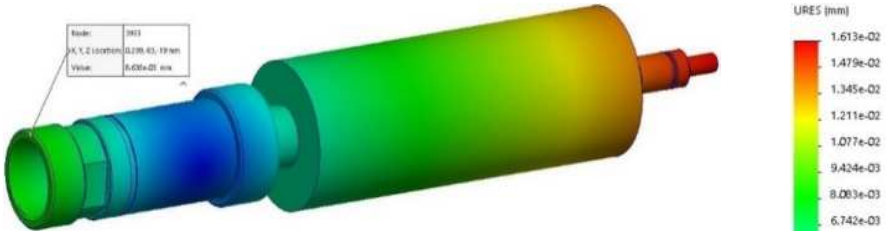


Fig. 4.17 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate, cu pretensionare uşoară şi cu rotorul montat

În figura 4.18, deformaţiile maxime URES înregistrate la flanşa cartuşului prin izolarea culorilor şi a scării deformaţiilor sunt de 8,40 [μm], deformaţie care va influenţa precizia de prelucrare. Deformaţiile maxime sunt concentrare către partea din spate ale AP, înregistrând-se valori de 16,10 μm, neinfluenţând funcţionarea sistemului de AP.

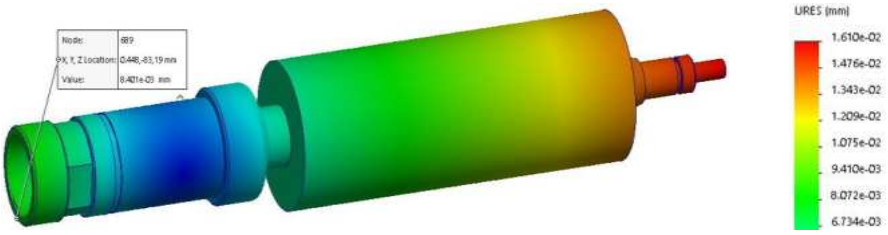


Fig. 4.18 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate, cu pretensionare medie şi cu rotorul montat

Conform figurii 4.19, deformaţiile maxime URES înregistrate la flanşa cartuşului prin izolarea culorilor şi a scării deformaţiilor sunt de 8,29 [μm], deformaţie care va influenţa precizia de prelucrare. Deformaţiile maxime sunt concentrare către partea din spate ale AP, înregistrând-se valori de 16,09 μm, neinfluenţând funcţionarea sistemului de AP.

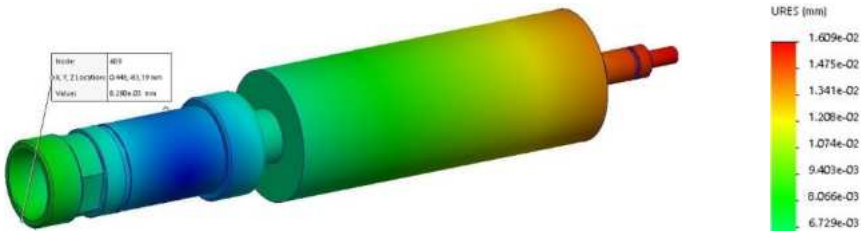


Fig. 4.19 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate, cu pretensionare ridicată şi cu rotorul montat

Pentru toate tipurile de pretensionări realizate la cazul 2, a AP în aranjament TBT şi un singur rulment unghiular în spate, tensiunile echivalente maxime se concentrează pe tronsonul de trecerea dintre secţiunea motorului şi cel al lagărului conducătorul şi nu depăşesc limita de curgere a materialului din care este confecţionat cartuşul AP. În tabelul 4.12, sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformaţiile şi rigidităţile radiale maxime înregistrate la flanşa AP, luând în considerare că rotorul motorului integrat este montat pe cartuş în toate situaţiile de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.12 Rezultatele obţinute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT şi cu un singur rulment unghiular în spate cu rotorul montat

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa dintre lagăre după proiectare [mm]	234,5		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	10,31	10,31	10,31
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	8,63	8,40	8,29
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	18,10	18,60	18,84

4.4 Studiul de caz 3: AP de frezat cu aranjament a rulmenţilor în TBT pentru lagărul din faţă şi DT pentru lagărul din spate

4.4.1 Consideraţii generale

Se consideră AP de frezat din figura 4.20, pentru cazul 3 studiat, care este constituit dintr-un aranjament TBT (cu trei rulmenţi, doi în tandem şi 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 rulmenţi în tandem) sunt direcţionate către partea din spate ale AP. Un astfel de aranjament a AP se caracterizează prin rigidităţi medii şi turaţii relativ scăzute, iar dacă vorbim de forţele axiale acesta le poate suporta în ambele direcţii, cu precizarea că lagărul conducător suportă forţele mai axiale mai ridicate. În ceea ce priveşte construcţia acestui AP, la fel ca şi în celelalte cazuri studiate se doreşte ca viitoarele dilataţii axiale să fie direcţionate către lagărul secundar din spate, unde inelele exterioare a rulmenţilor unghiulari, permit deplasarea spre dreapta a acestora. Pentru AP proiectat în aranjamentul stabilit de tip TBT-DT, rezultă

distanţa dintre lagăre ca fiind egală cu $L_{lagăr}$= 239 mm, iar distanţa minimă dintre centrul lagărului conducător şi punctul de aplicare a forţei de aşchiere este egală cu a=75,2 mm.

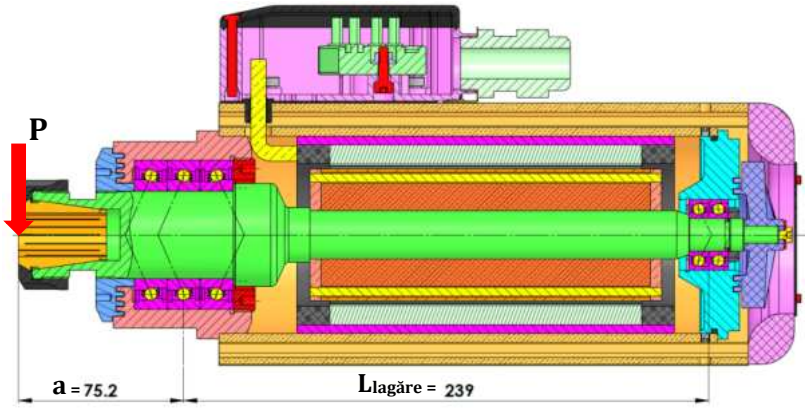


Fig. 4.20 Evidenţierea distanţei dintre lagăre a AP de frezat cu aranjare în TBT şi un aranjare DT în spate

În tabelul 4.13 se vor regăsi toate datele de intrare pentru realizarea şi stabilirea deformaţiilor rezultate şi a rigidităţii AP în aranjare TBT-DT la flanşa cartuşului, date necesare calculelor teoretico-analitice şi calculelor 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 cartuş		16MnCr5
Modulul de elasticitate Young, E [N/mm^2]		210.000
Distanţa de la flanşă pană la centru lagărului conducător, a [mm]		75.2
U*	Rigiditatea axială a set-ului de rulmenţi 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 rulmenţi 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 rulmenţi pentru lagărul secundar, $C_{a\text{-}set}$ [N/mm]	$27,4 \cdot 10^3$
U*	Rigiditatea radială a set-ului de rulmenţi pentru lagărul secundar, S_B [N/mm]	$164.4 \cdot 10^3$
Momentul de inerţie pentru zona lagărului conducător , I_a [mm^4]		125.663,7
Momentul de inerţie pentru zona cartuşului dintre lagăre , I_L [mm^4]		26.087,1
Componenta forţei radiale de aşchiere $P=F_T$ [N]		156,24

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

4.4.2 Rigiditatea radială a AP – analiză analitică

4.4.2.1 Distanţa optimă dintre lagăre

În tabelul 4.14, se vor regăsi rezultatele distanţelor optime rezultate în urma iteraţiilor pentru AP proiectat în variantă TBT-DT, utilizând ecuaţiile (3.21)...(3.26), pentru toate clasele de pretensionare a lagărului conducător.

Tabel 4.14 Distanţele optime dintre lagăre în urma iteraţiilor pentru varianta TBT-DT

	$L_{lagăr\text{-}optim}$: distanţele optime rezultate în urma iteraţiilor					
Tipul de pretensionare	**$Q=L_0$**	**L_1**	**L_2**	**L_3**	**L_4**	**L_5**
U*	300,8	122,81	97,36	92,44	91,43	**91,22**
M*	300,8	107,74	84,79	81,09	80,47	**80,36**
R*	300,8	99,07	78,29	75,43	75,02	**74,96**

În funcţie de clasa de pretensionare a sistemului de lăgăruire conducător pentru AP proiectat în variantă TBT-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, $L_{lagăr\text{-}optim}$= 91,22 mm;
- la o pretensionare medie, $L_{lagăr\text{-}optim}$= 80,36 mm;
- la o pretensionare ridicată, $L_{lagăr\text{-}optim}$= 74,96 mm.

Putem observa în urma rezultatelor teoretice obţinute, că utilizarea diferitelor clase de pretensionare vor conferi diferenţe semnificative ale distanţelor optime dintre lagărul conducător şi cel secundar a sistemului de AP, însă din punct de vedere constructiv distanţa dintre lagărele AP proiectat în variantă TBT-DT, este impusă constructiv o valoare de $L_{lagăr}$= 239 mm, datorită aranjamentelor date de rulmenţi şi a lungimii motorului integrat.

4.4.2.2 Deformaţiile şi rigiditatea radială la flanşa AP

Cunoscând distanţele optime pentru toate clasele de pretensionare şi a forţei de aşchiere (P), stabilită pentru un caz critic de aşchiere utilizat, şi împreună cu ecuaţia (3.28) putem determina teoretic deformaţiile minime şi rigidăţile maxime pentru AP proiectat în variantă TBT-DT.

În tabelul 4.15 se regăsesc valorile teoretice ale deformaţiilor şi a rigidităţilor pentru arborele proiectat, unde bineînţeles valoarea minimă a deformaţiilor optime se regăseşte la o pretensionare ridicată a lagărului conducător rezultând o deformaţie minimă la flanşa arborelui de 6,55 μm şi o rigiditate maximă de 23,84 N/μm.

Tabel 4.15 Deformaţiile şi rigidităţile optime obţinute sub formă analitică pentru distanţele optime ale AP în aranjare TBT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa optimă dintre lagăre [mm]	91,22	80,36	74,96
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	7,67	6,91	6,55
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	20,35	22,59	23,84

Însă datorită faptului că distanţa constructivă rezultată dintre lagărele AP în variantă TBT-DT este egală cu $L_{lagăr}$ = 239 mm şi luând în considerare clasele de pretensionare a lagărului conducător, deformaţiile şi rigidităţile maxime, vor fi cu totul altele iar valorile acestora se vor regăsi în tabelul 4.16.

Tabel 4.16 Deformaţia şi rigiditatea obţinute analitic pentru AP proiectat în aranjare TBT-DT

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa dintre lagăre după proiectare [mm]	239		
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	14,45	14,20	14,09
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	10,811	10,99	11,08

4.4.3 Rigiditatea radială a AP -analiză FEA

4.4.3.1 Deformaţiile şi rigiditatea la flanşa AP

În urma analizelor numerice de tip FEA pentru AP proiectat în variantă TBT-DT şi pentru a întări rezultatele obţinute prin calculele teoretico-analitice, se vor realiza trei studii numerice care vor fi aplicate AP proiectat şi care vor ţine cont de cele trei clase de pretensionare.

În figura 4.21, se regăsesc rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT-DT, la care este aplicată o pretensionare uşoară a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor şi izolarea culorilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat cât şi la flanşa cartuşului, iar valoarea deformaţiei URES înregistrată care va influenţa precizia de prelucrare este de 15,72 μm.

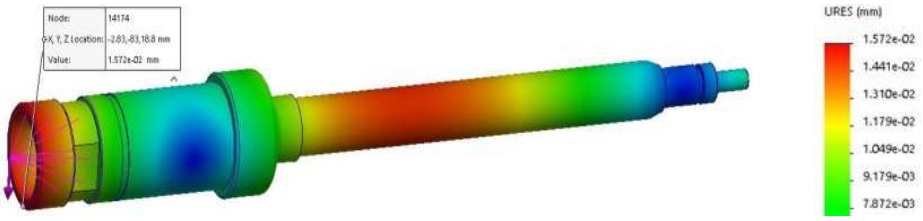


Fig. 4.21 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT-DT cu pretensionare uşoară a lagărului conducător

În figura 4.22, se regăsesc rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT-DT, la care este aplicată o pretensionare medie a rulmenţilor din lagărul conducător, şi unde putem observa pe scara deformaţiilor şi izolarea culorilor că valoarea maximă a deformaţiilor se concentrează pe tronsonul de montaj a motorului integrat cât şi la flanşa cartuşului, iar valoarea deformaţiei URES înregistrată care va influenţa precizia de prelucrare este de 15,63 μm.

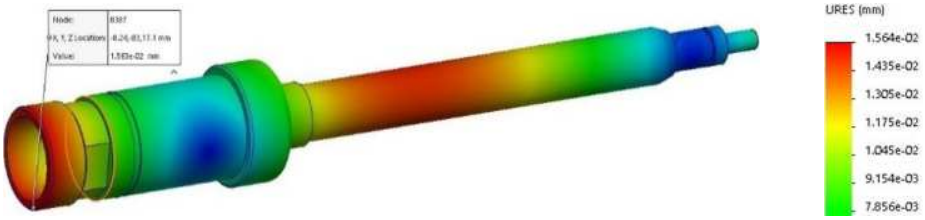


Fig. 4.22 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT-DT cu pretensionare medie a lagărului conducător

În figura 4.23, sunt prezentate rezultatele analizei FEA asupra AP în variantă TBT-DT, la care este aplicată o pretensionare ridicată a rulmenţilor din lagărul conducător. Deformaţiile URES maxime înregistrate pe cartuş se regăsesc în zona flanşei şi în zona de montaj al rotorului, iar prin izolarea culorilor valoarea deformaţiei la flanşă este de 15,35 μm, valoare care va influenţa precizia de prelucrare.

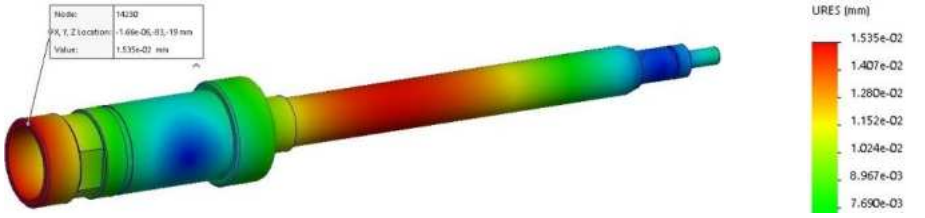


Fig. 4.23 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT-DT cu pretensionare ridicată a lagărului conducător

În tabelul 4.17 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformațiile radiale și rigidățile 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 trecerea dintre secțiunea motorului și lagărul conducătorul 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 [μm]	15,72	15,63	15,35
Rigiditatea AP la flanșa [N/μm]	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 rigidități radiale pentru toate cele trei clase de pretensionare, luând în calcul că rotorul motorului integrat este montat pe cartuș.

În figura 4.24, se regăsesc 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 μm.

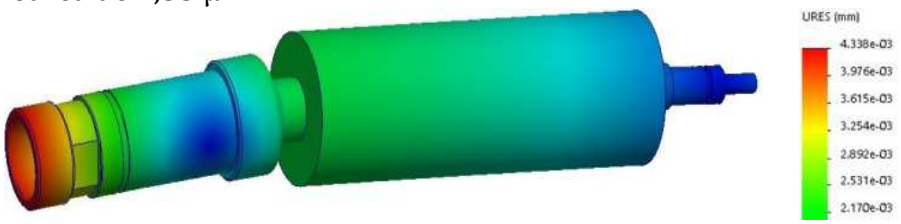


Fig. 4.24 Deformațiile înregistrate la flanșa AP proiectat în aranjament TBT-DT, cu pretensionare ușoară a lagărului conducător și cu rotorul montat

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 şi a scări deformaţiilor sunt de 4,10 μm, deformaţie care va influenţa precizia de prelucrare.

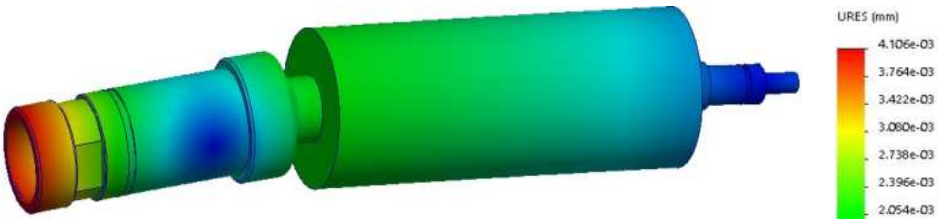


Fig. 4.25 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT-DT, cu pretensionare medie a lagărului conducător şi cu rotorul montat

Deformaţiile maxime URES înregistrate în urma simulării se concentrează în totalitate către flanşa cartuşului arborului proiectat în variantă TBT-DT cu pretensionarea ridicata a lagărului conducător, figura 4.26. Valoarea deformaţiilor rezultate la flanşa cartuşului, care vor influenţa precizia de prelucrare sunt de 3,99 μm.

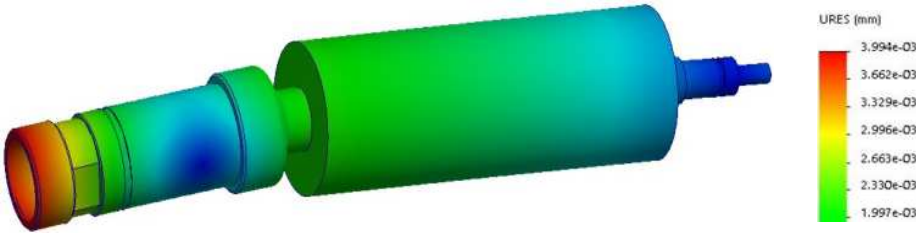


Fig. 4.26 Deformaţiile înregistrate la flanşa AP proiectat în aranjament TBT-DT, cu pretensionare ridicată a lagărului conducător şi cu rotorul montat

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 secţiunea motorului şi cel al lagărului conducător şi nu depăşesc limita de curgere a materialului din care este confecţionat cartuşul AP.

În tabelul 4.18, sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises, deformaţiile şi rigiditătile radiale maxime înregistrate la flanşa AP, luând în considerare că rotorul motorului integrat este montat pe cartuş.

Tabel 4.18 Rezultatele obţinute în urma analizei FEA pentru AP proiectat în aranjament TBT-DT cu rotorul montat

Clasa de pretensionare	U*	M*	R*
Distanţa dintre lagăre după proiectare [mm]	239		
Tensiunile echivalente von Mises [MPa]	10,20	10,19	10,34
Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]	4,33	4,10	3,99
Rigiditatea AP la flanşa [N/μm]	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 rulmenţilor unghiulari atribuite lagărului conducător şi celui secundar. La proiectarea AP s-a avut în vedere păstrarea cerinţelor stabilite iniţial iar în studiile efectuate s-a considerat carcasa principală, carcasa lagărului conducători şi capacul de susţinere şi fixare a lagărului secundar nedeformabile, având rigidităţi infinite.

În ceea ce priveşte proiectarea unui AP destinat unei aplicaţii stabilite, ea se realizează prin parcurgerea mai multor etape, enumerate în continuarea:

- stabilirea rigidităţilor axiale şi radiale a set-urilor de rulmenţi ce vor constitui lagărul conducător şi cel secundar;
- stabilirea distanţei optime dintre lagărele AP;
- stabilirea deformaţiilor minime şi a rigidităţilor radiale maxime, la flanşa cartuşului în cazul respectării distanţelor optime dintre lagăre;
- stabilirea deformaţiilor şi a rigidităţilor radiale maxime, la flanşa cartuşului în cazul utilizări distanţelor rezultate în urma proiectării AP;
- stabilirea deformaţiilor şi a rigidităţilor radiale în cazul utilizări distanţelor rezultate în urma proiectării, luând în considerare şi rotorul montat pe cartuşul AP.

Metodele utilizate s-au bazat pe calcule teoretico-analitice la stabilirea rigidităţilor axiale şi radiale a set-urilor de rulmenţi unghiulari utilizaţi, la stabilirea distanţelor optime dintre lagăre precum şi a deformaţiilor şi a rigidităţilor optime sau rezultate după proiectarea AP.

Iar pentru verificarea şi compararea rezultatelor în ceea ce privesc AP proiectaţi, unde avem o distanţă impusă între lagăre, autorul a utilizat metoda statică a elementelor finite (FEA), metodă utilizată pentru întărirea rezultatelor.

În tabelul 4.19, se regăsesc distanţele optime teoretice pentru diferitele clase de pretensionări a lagărului conducător în funcţie de tipul de aranjament a lagărelor AP. Iar pentru a putea stabili care sunt deformaţiile minime, respectiv rigidităţile radiale maxime pe care le putem obţine se va lua în calcul şi forţa de aşchiere (P), stabilită iniţial conform aplicaţiei destinate.

Tabel 4.19 Distanţele optime dintre lagăre, deformaţiile şi rigiditatea radială a variantelor proiectate de AP în funcţie de clasa de pretensionare

AP în aranjament	**DT-DT**	**TBT-1 rul. ungh.**	**TBT-DT**
Clasa de pretensionare	**Distanţa optimă dintre lagăre [mm]**		
U*	87,42	220,78	91,22
M*	77,52	217,59	80,36
R*	65,04	216,11	74,96
Clasa de pretensionare	**Deformaţia la flanşă sub forţa P [μm]**		
U*	6,35	18,65	7,67
M*	5,67	18,39	6,91
R*	4,85	18,27	6,55
Clasa de pretensionare	**Rigiditatea radială AP la flanşa [N/μm]**		
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 distanţele optime dintre lagăre pentru diferite tipuri pretensionări şi de aranjamente a lagărelor. Distanţele optime dintre lagăre pot fi păstrate doar în cazul AP antrenaţi prin cuplaj direct la un motor, sau a celor antrenaţi prin fulii sau roţi dinţate, cu precizarea că în calculele elaborate se va ţine cont de forţele radiale rezultate în urma acestor tipuri de antrenări.

În cazul AP antrenaţi direct sau prin diverse transmisii se poate interveni asupra geometriei cartuşului, mai exact la creşterea diametrului de la tronsonul de trecere dintre lagărul conducător şi cel secundar, astfel putând obţine o creşterea a rigidităţii radiale cu precizarea că vom obţine alte valori a distanţelor optime dintre lagăre şi necesita refacerea calculelor.

Pentru AP antrenaţi cu motor integrat, de obicei, diametrul tronsonului de trecere şi distanţă minimă pe care se poate obţine dintre lagăre este condiţionată de motorul ales, iar mărimea motorului la rândul lui este influenţată de tipul acestuia, sincron sau asincron, precum şi de următoarele caracteristici tehnice: putere, moment, turaţie.

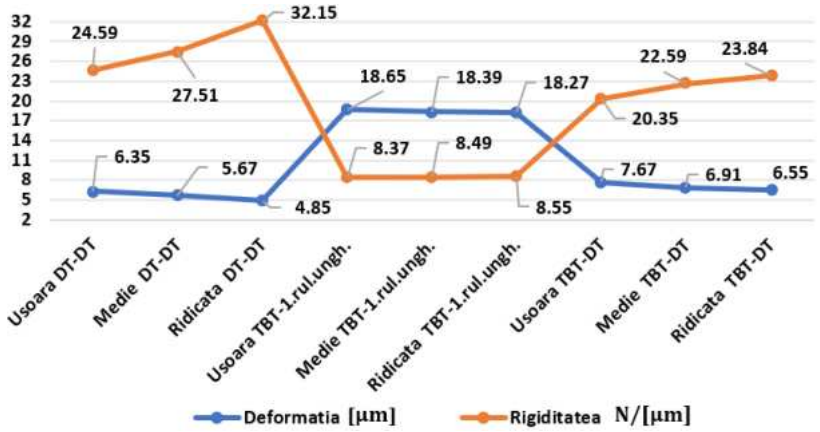


Fig. 4.27 Variaţia deformaţiilor şi a rigidităţii radiale pentru distanţele optime în funcţie de aranjament şi clasa de pretensionare a lagărelor

Conform distanţelor optime obţinute în tabelul 4.19, se identifică rigidităţile radiale maxime şi deformaţiile minime, iar acestea se vor aplica modelului de AP proiectat la cazul 1 şi cazul 3, în aranjamente DT-DT şi TBT-DT. Realizând o comparaţie între modele proiectate, figura 4.27, observăm că cea mai bună rigiditate radială se obţine în cazul AP în aranjament DT-DT, cu valori cuprinse între 24,59 şi 32,15 N/µm, în funcţie de clasa de pretensionare aleasă. Iar în cazul AP în variantă TBT-DT rigiditatea radială maximă este de 23,84 N/µm şi se obţine la o pretensionare ridicată a lagărul conducător. Deformaţiile aferente rigidităţilor menţionate se vor situa între valoarea de 4,85 şi 6,35 µm pentru varianta de aranjament DT-DT şi 6,55 µm pentru varianta TBT-DT la o pretensionare ridicată.

Tabel 4.20 Distanţele dintre lagăre, deformaţiile şi rigiditatea radială rezultate din metoda analitică pentru variantele proiectate de AP

Tipul de pretensionare a lagărului conducător	**Tipul de aranjament a lagărelor**	**Distanţa dintre lagăre rezultată din proiectare [mm]**	**Deformaţia la flanşă sub acţiunea forţei P [µm]**	**Rigiditatea radială a arborelui proiectat [N/µm]**
Pretensionare uşoară	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 Distanţele dintre lagăre, deformaţiile şi rigiditatea radială rezultate din metoda FEA pentru variantele proiectate de AP

Tipul de pretensionare a lagărului conducător	**Tipul de aranjament a lagărelor**	**Distanţa dintre lagăre rezultată din proiectare [mm]**	**Deformaţia la flanşă sub acţiunea forţei P [μm]**	**Rigiditatea radială a arborelui proiectat [N/μm]**
Pretensionare uşoară	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 şi cele de tip FEA a deformaţiilor şi a rigidităţilor radiale pentru AP proiectaţi (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 şi 4.21.

Deşi din punct de vedere a tipului de aranjament variantele de AP de tip TBT-1.rul.ungh. (cazul 2) şi TBT-DT (cazul 3) au rigiditatea axială şi radială a set-ului de rulmenţi mult mai ridicată, în realitate varianta de AP în aranjare DT-DT este net superioară celorlalte din punct de vedere a rigidităţii. Acest fapt se datorează distanţei de la flanşa cartuşului pană la mijlocul lagărului conducător care în varianta de aranjare DT-DT este de a=67.7 mm iar la celelalte variante avem o distanţă de 75.2 mm, respectiv distanţa dintre lagăre rezultată constructiv este de 246.5 mm, iar la celelalte variante se situează la valorile de 234,5 mm pentru TBT şi un singur rulment unghiular, respectiv 239 mm pentru varianta TBT-DT.

Acest fapt denotă influenţa mult mai ridicată a distanţei (a) de la flanşa cartuşului pană la lagărul conducător, în ceea ce priveşte rigiditatea unui astfel de sistem. Astfel autorul recomandă ca la proiectarea AP, indiferent de aplicaţia destinată a acestuia, să se obţină o distanţă cât mai mică posibil între flanşa cartuşului de la arbore şi lagărul conducător.

Variaţia deformaţiilor şi a rigidităţii radiale pentru AP proiectaţi, rezultate din metoda analitică şi metoda FEA, ţinând cont şi de clasele de pretensionare a lagărului conducător sunt prezentate în figura 4.28 şi 4.29. Astfel conform rezultatelor obţinute putem menţiona cel mai performant tip de aranjament a AP proiectat pentru aplicaţia propusă în

lucrare, este AP în varianta de aranjare în DT-DT a lagărului conducător, respectiv a lagărului secundar.

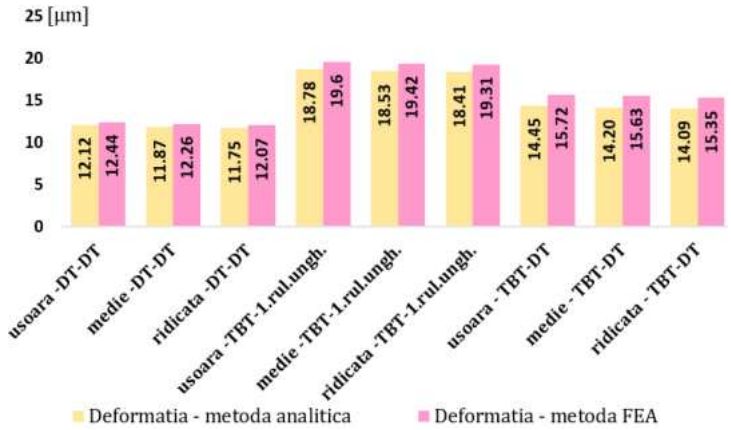


Fig. 4.28 Variaţia deformaţiilor AP proiectaţi în funcţie de clasa de pretensionare a lagărului conducător şi a tipului de aranjament -analitic şi FEA

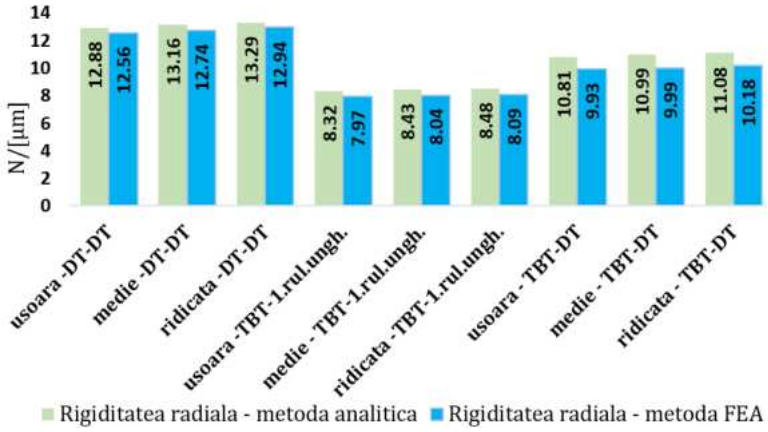


Fig. 4.29 Variaţia rigidităţii radiale a AP proiectaţi în funcţie de clasa de pretensionare a lagărului conducător şi a tipului de aranjament

Conform rezultatelor şi menţionând clasele de pretensionare utilizate, pentru varianta DT-DT, deformaţiile obţinute analitic la flanşa cartuşului variază de la 11,75 μm până la 12,12 μm iar deformaţiile obţinute prin metoda FEA iau valori de la 12,07 μm până la 12,44 μm. Referitor la rigidităţile maxime obţinute 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 şi 12,94 N/μm, pentru cele obţinute prin metoda FEA.

Pentru o imagine de ansamblu mai clară a rezultatelor obţinute prin metoda analitică şi FEA, utilizate la stabilirea rigidităţii radiale pentru

variantele de AP studiaţi, marjele de erori obţinute se regăsesc în figura 4.30.

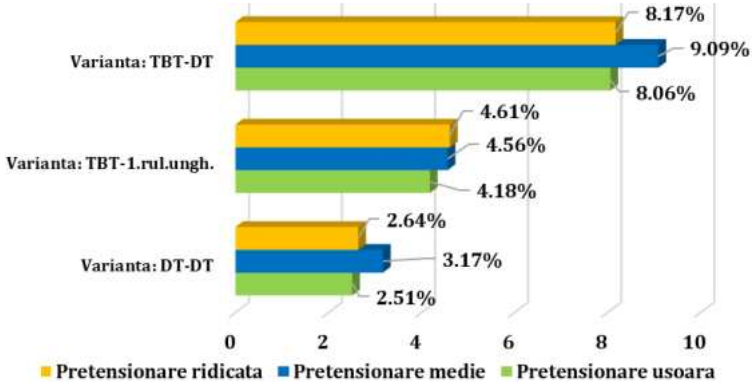


Fig. 4.30 Valorile marjei de eroare raportate la metoda analitică şi cea teoretică rezultate pentru cele trei variante de AP proiectaţi

Cea mai mare marjă de eroare se obţine 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 obţinute în studiile efectuate pot fi acceptate, fiind valori relativ mici, dar şi datorită faptului că în calculele analitice nu s-a putut ţine cont de forma şi geometria exactă a cartuşului.

În cazul AP cu motor integrat, se schimbă rigiditatea sistemelor studiate, iar rezultatele obţinute exclusiv prin metoda FEA se regăsesc în tabelul 4.22, pentru toate modele de AP proiectaţi.

Tabel 4.22 Distanţele dintre lagăre, deformaţiile şi rigiditatea radială rezultate din metoda FEA pentru variantele proiectate de AP luând in considerare şi rigiditatea motorului integrat

Tipul de pretensionare a lagărului conducător	**Tipul de aranjament a lagărelor**	**Distanţa dintre lagăre rezultată din proiectare [mm]**	**Deformaţia la flanşă sub acţiunea forţei P [μm]**	**Rigiditatea radială la flanşă a AP proiectat [N/μm]**
Pretensionare uşoară	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 ecuaţia (3.21), utilizată pentru stabilirea distanţelor optime cât şi ecuaţia (3.28), utilizată la stabilirea deformaţiilor radiale, vor trebui revizuite. Astfel în aceste ecuaţii vor trebui luate în calcul şi valoarea momentului de inerţie a secţiunii circulare dată de geometria rotorului. Valoarea momentului de inerţie a secţiunii rotorului se va adaugă la momentul de inerţie, I_L, rezultând o bună metodă teoretică de verificare.

În figura 4.31, se prezintă variaţia deformaţiilor şi a rigidităţii, pentru AP proiectaţi cu motor integrat, unde se observă că rezultatele cele mai bune obţinute se aplică modele de arbori în aranjament DT-DT şi TBT-DT. Rigidităţile obţinute, în funcţie de clasele de pretensionare, se situează în jurul valorilor de 41,66 N/μm şi 46,22 N/μm pentru varianta DT-DT, iar pentru varianta TBT-DT se situează în jurul valorilor de 36,08 N/μm şi 39,15 N/μm.

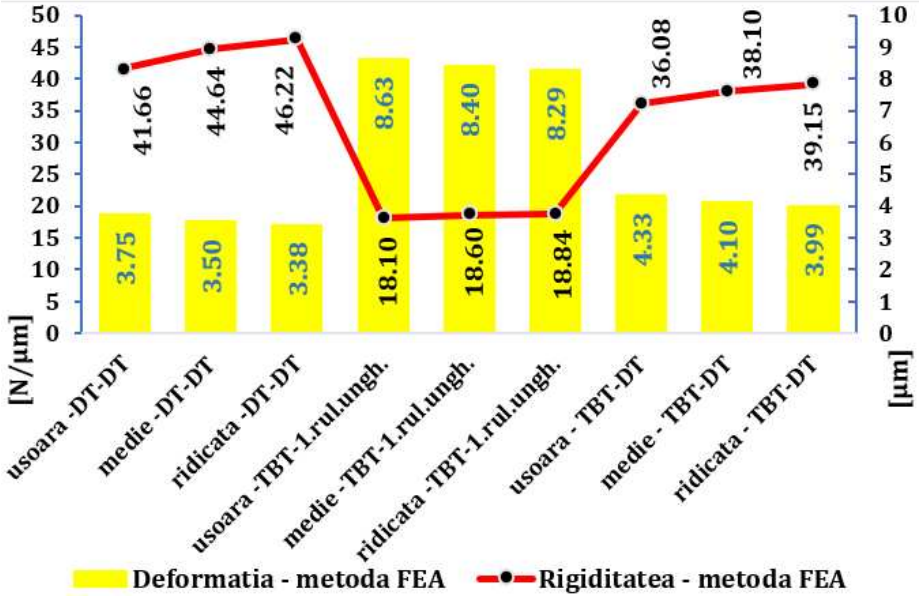


Fig. 4.31 Variaţia deformaţiei şi a rigidităţii radiale pentru AP proiectaţi luând în considerare şi rotorul motorului integrat

Conform celor stabilite se recomandă utilizarea unui sistem de AP de frezat la care varianta de aranjament a rulmenţilor unghiulari ce constituie lagărul conducător şi cel secundar să fie de tip: DT-DT.

Făcând comparaţie 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.

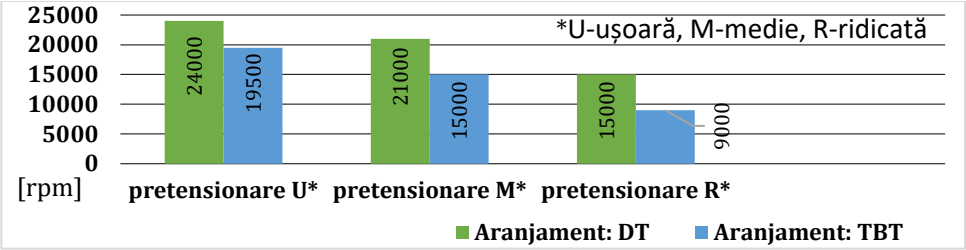


Fig. 4.32 Variația turațiilor admisibile ale AP proiectați în funcție de tipul de aranjament utilizat și clasa de pretensionare

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.

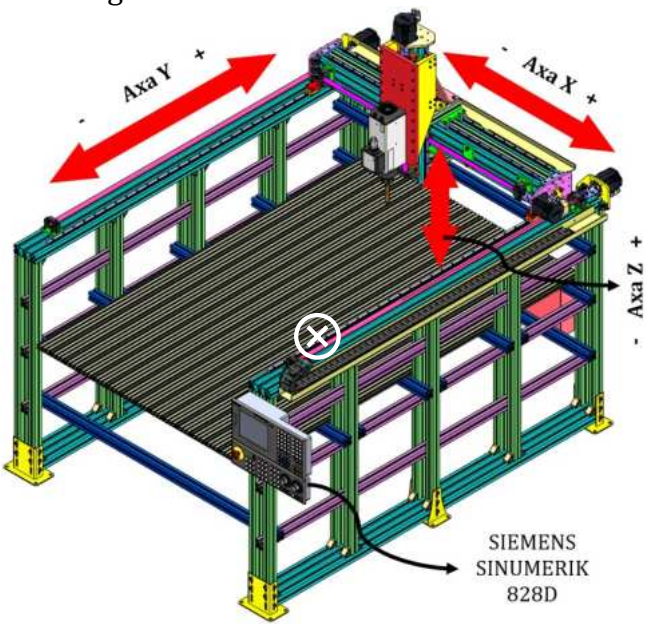


Fig. 5.1 Vedere izometrică din față a router-ului CNC echipat complet

Se urmărește cu ajutorul CNC-ului să se realizeze prelucrări mecanice ușoare asupra diferitelor semifabricate, acestea având diferite

calităţi a materialului cum ar fi: aluminiu, plastic, materiale din spumă şi lemn, urmând a se stabili regimurile de aşchiere şi clasele de calităţi ale materialelor în funcţie de specificaţiile tehnice ale AP de frezat.

Finalitatea urmărită în realizarea router-ului CNC va fi aceea de a oferi noi cunoştinţe şi deprinderi practice studenţilor laboranţi şi practicanţi în domeniul prelucrărilor mecanice prin aşchiere din cadrul facultăţii UTCN şi nu numai.

Router-ul CNC va fi suspus unor simulări FEA în vederea stabilirii preciziei teoretice de prelucrare şi a rigidităţii acestuia, realizând diverse studii în conţinutul 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 componenţa acestuia trei ansamble cu trei module de translaţie liniară pe axele X,Y şi Z, având pe ultima axă ataşat un arbore principal de frezat de mare precizie cu rulmenţi 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 şi 320 mm pentru axa Z. Echipamentul de control a motoarelor Siemens de deplasare a axelor cât şi a arborelui principal va fi un sistem de la SIEMENS SINUMERIK 828D.

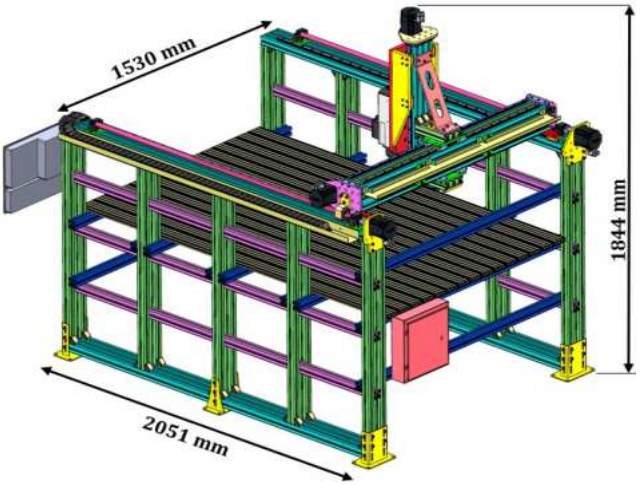


Fig. 5.2 Vedere izometrică din spate cu dimensiunile de gabarit

5.1.1 Specificaţii tehnice

Un router CNC poate fi definit ca fiind o maşină specializată ce poate realiza diverse operaţii de aşchiere cum ar fi frezare, debitare, găurire şi

alezare pe diferite tipuri de materiale, ea fiind controlată de un computer. Router-ele CNC sunt maşini distincte ce funcţionează cu viteze mari şi sunt utilizate la prelucrarea mecanică a unor materiale mai uşoare sau moi, cu densitate mai redusă.

O diferenţă majoră din punct de vedere comparativ cu maşinile CNC existente pe piaţă şi router-ul CNC, este greutatea, însă de cele mai multe ori router-ul CNC poate compensa prin performanţa sa în a produce forme complexe şi contururi precise, având un grad ridicat de repetabilitate.

În construcţia CNC-urilor de tip router din profile de aluminiu este important să se aplice soluţii constructive care să asigure acestora nişte performanţe adecvate, cum ar fi:

- să satisfacă cerinţele utilizatorului;
- obţinerea unor precizii adecvate destinaţiei acestuia;
- uşor de utilizat şi programat;
- soluţii tehnice cât mai simple, bune şi ieftine;
- fiabilitate ridicată şi mentenanţă uşor 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, uşor de adaptat;
- utilizarea aspectelor ce ţin de ergonomie.

În ceea ce priveşte limitările router-ului CNC, vor consta în rigiditatea relativ scăzută datorita structurii din aluminiu, respectiv a masei totale scăzute, de aceea în faza iniţială de stabilire a cerinţelor nu putem să impunem cu exactitate o anumită precizie de prelucrare.

Precizia teoretică de prelucrare se va putea alfa decât după stabilirea calităţilor de materiale propuse spre a fi prelucrare şi a tipurilor de operaţii pe care le vom realiza, împreună cu un studiu legat de deformaţiile router-ului aflat sub acţiunea respectivelor forţe de aşchiere rezultante din proces.

Pentru realizarea temei propuse, componentele care se găsesc în comerţ vor fi selectate de la diverşi producători împreună cu documentaţia tehnică aferentă, iar restul componentelor din cadrul router-ului CNC, i-se vor realiza desene de reper, tehnologia de fabricaţie. Cerinţele generale stabilite în faza de proiectare a router-ului CNC, se

regăsesc mai sus, iar cerințele specifice vor fi cuprinse în specificațiile tehnice, vezi tabelul 5.1.

Tabel 5.1 Specificațiile tehnice ale router-ului CNC

Specificații tehnice:	**Router CNC de frezat**
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)
Motoarele de acționare a axelor:	**SIMOTICS 1FK2104-5AF**
Construcția motorului:	Servomotor sincron
Putere:	0.375 [Kw] / 0.75 [Kw]
Moment:	2.4 [Nm] /2.4 [Nm]
Turație nominală:	1500 [rpm] / 3000 [rpm]
Arbore principal de frezat:	**QN-13/18 18 BT ER32DX 220/380**
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 maşinii

Dificultatea autorului în ceea ce priveşte proiectarea router-ului CNC constă în găsirea soluţiilor constructive optime şi respectarea cerinţelor stabilite.

Concepţia şi proiectarea unui router CNC presupune parcurgerea şi urmărirea unor etape:

- determinarea cerinţelor;
- alegerea soluţiilor constructive;
- concepţia modulelor liniare;
- calculul elementelor de acţionare;
- alegerea sau proiectarea unui AP;
- stabilirea operaţiilor de aşchiere;
- stabilirea calităţi de material a semifabricatelor prelucrate;
- determinarea forţelor de aşchiere rezultate din prelucrarea semifabricatelor alese;
- determinarea rigidităţii router-ului CNC;
- determinarea deformaţilor rezultate în funcţie de forţele de aşchiere;
- validarea rezultatelor în funcţie de aşteptări.

Forma construcţiei router-ului CNC tinde în asemănări cu structura unui robot cartezian de tip Gantry, la care asupra axei Z se va ataşa un cap de frezat, ceea ce va conduce către următoarele avantaje: capacitate portantă ridicată, capacitate ridicată de a prelua forţe în prelucrare, viteze ridicate de deplasare, posibilităţi de reconfigurare rapidă cu costuri scăzute şi acurateţe în poziţionare. Aceste tipuri de maşini CNC se utilizează la prelucrarea unor semifabricate de dimensiuni mari şi forme complexe, unde nu necesită o precizie ridicată în realizarea piesei finale.

Structura din care este confecţionat router-ul CNC sunt tipizate de aluminiu de la firma Bosch, soluţie utilizată datorită rapidităţii de realizare a cadrelor necesare susţinerii altor componente şi mecanisme, dar şi a unor rigidităţi relativ bune. Acest mod de construcţie permite realizarea unor configuraţii simple şi uşoare în raport cu alte tipuri clasice, cum ar fi cele din fontă sau din structuri sudate de oţel. [140]

Transmisiile utilizate, având în vedere vitezele de lucru ale router-ului CNC sunt transmisii mecanice consacrate de tip şurub-piuliţă conferind sistemului o stabilitate sigură în funcţionare şi o precizie

ridicată. Dimensiunile de gabarit finale ale sistemului CNC proiectat şi 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 regăseşte 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. Construcţia acesteia este realizată din profile de aluminiu de două dimensiuni, 120x40 (5) şi 40x40 (6), iar masa de lucru (7) este constituita din profil cu dimensiunile de 80x20 de tip V-slot 2080.

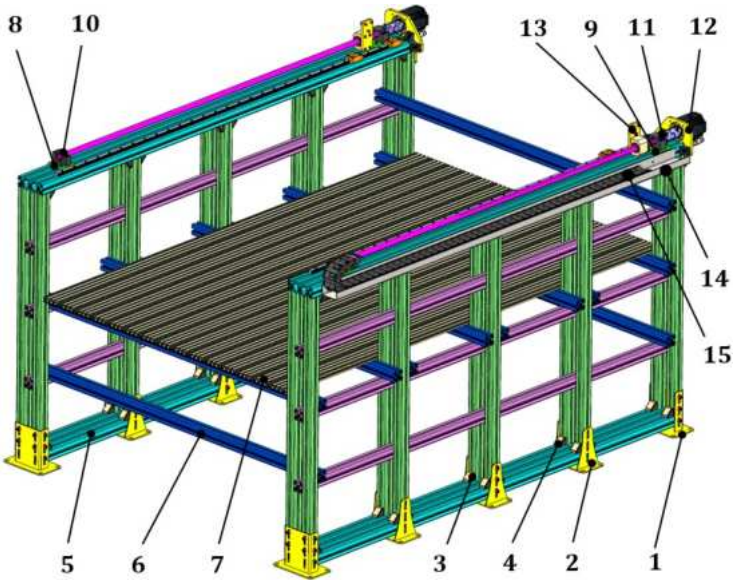


Fig. 5.3 Axa Y a router-ului CNC în vedere izometrică

Asigurarea şi fixarea profilelor de aluminiu se realizează cu ajutorul colţarelor (4) de la Bosch Rexroth de dimensiunea 30x30, dar şi cu piuliţe de tip T-N10 (3) dedicate acestor tipuri de asamblări. Toată structura axei Y, respectiv a întregului CNC este susţinută de patru suporţi (1) situaţi în partea inferioară şi la colţurile acestuia, completaţi de încă şase suporţi (2) intermediari. Aceştia sunt confecţionaţi din tablă plană şi îndoită având grosimea de 5 mm şi calitatea materialului de tip S235J2, iar rolul acestor suporţi este acela de a asigura o fixare şi o rigiditate optimă, permiţând din organele de asamblare o reglare pe înălţime pentru asigurarea planeităţi de montaj a CNC-ului.

Plăcile de legătură și centrare (8) și (9) asigură fixarea unităților mobile de rulmenţi (10) de tip BF15 și a unităților fixe de rulmenţi (11) de tip BK15. Unitățile de rulmenţi prezentate vor constitui sistemul de lăgăruire a șuruburilor cu bile. Cele două plăci (12) vor realiza fixarea motoarelor necesare antrenări, au grosime de 10 mm și sunt din aluminiu EN AW 6060-T6.

Legătura dintre suportul piuliţei 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 deplasări axei Y se realizează cu ajutorul jgheabului (14) și a lanțului port cabluri (15) care va asigura și protecţia 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 lanţ 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.

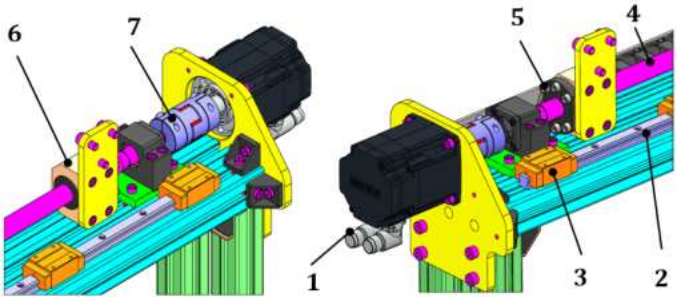


Fig. 5.4 Modulul de translație liniară ce asigură deplasarea axei X

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. Menţinerea 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 acesteia 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.

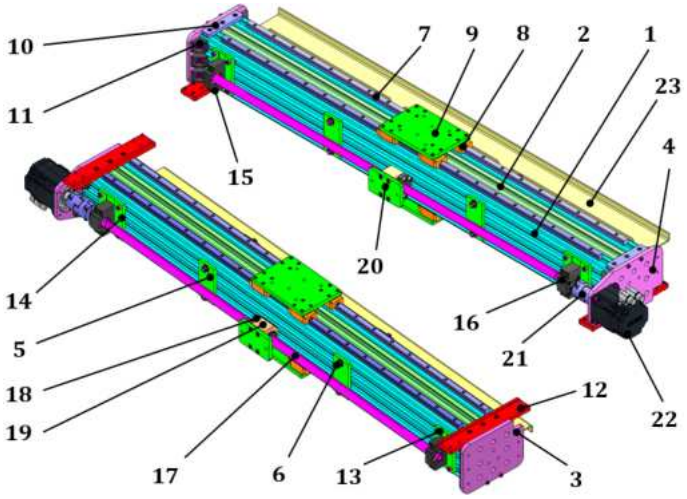


Fig. 5.5 Axa X a router-ului CNC în vedere izometrică de sus și jos

Pofilele de aluminiu sunt fixate și legate între ele de către plăcile (3) și (4), realizate din EN AW 6060-T6 de grosime 10 mm.

Menținerea 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 superioare și două ghidaje în partea inferioară, constituite din patru șine liniare (7) și opt sănii (8) de tip TRS15VN-XN. Atât pe partea superioara cât și inferioara a axei, pe cele patru sănii (8) se vor atașa două placi (9) din aluminiu și de grosime 10 mm, care vor constituit 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

colţare (11) de la Bosch Rexroth de dimensiunea 30x30, dar şi cu piulițe aferente de tip T-N10.

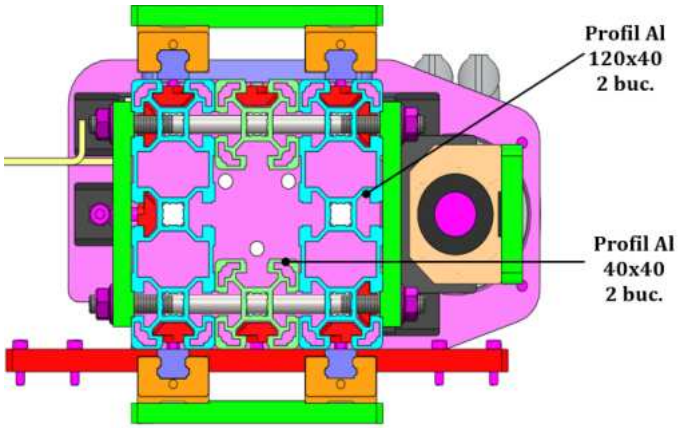


Fig. 5.6 Secţiune transversală prin axa X a router-ului CNC

Tot ansamblul axei X se va aşeza şi fixa pe ghidajele axei Y cu ajutorul plăcilor (12), plăci realizate din aluminiu EN AW 6060-T6. Pentru centrarea şi fixarea corectă a unităţilor de rulmenţi, atât cei ficşi (15) cât cei mobili (16) pe structura axei X, este nevoie de adăugarea plăcilor (13) şi (14) de grosime 8 mm. La realizarea modului de translaţie liniară utilizam un şurub cu bile (17) de diametrul 20 mm şi pas de 5 mm în corelaţie cu o piuliţă BF (18) şi un bracket (19) pe care se va monta placa (20) care va antrena în mişcare liniară axa Z. Servomotorul sincron (22) de la Siemens Simotics de tip S-1FK2X04-4XX00, se va monta pe placa (4) iar transmiterea mişcări de rotaţie către şurubul cu bile se va realiza printr-un cuplaj elastic (21) de tip GES2M. Componenta de tip jgheab (23) are rolul de a susţine lanţul port cabluri în timpul executării mişcării de translaţie. 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 regăseşte în figura 5.7, iar structura acesteia este realizată din profilele de aluminiu (1) şi (2) de dimensiuni 120x40. În partea superioară structurii se regăseşte placa (3) de grosime 10 mm, realizată din aluminiu EN AW 6060-T6 cu rol de fixare şi susţinere a servomotorului. Traversa (4) realizată din tablă îndoita de aluminiu de grosime 8 mm, are rolul de a rigidiza întreaga structură dar şi de a minimiza deformaţiile structurii atunci când arborele principal de frezat se află în aşchiere.

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.

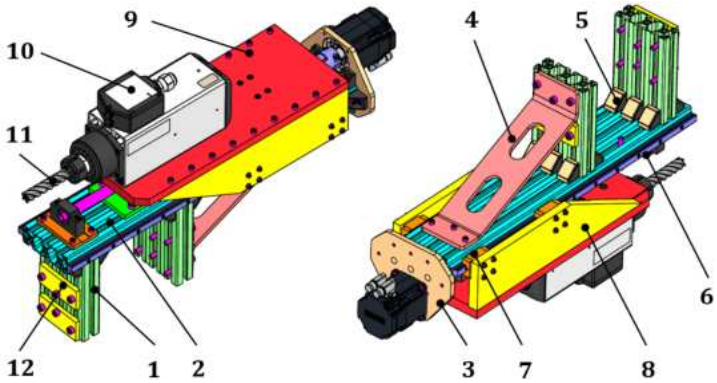


Fig. 5.7 Axa Z a router-ului CNC în vedere izometrică

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.

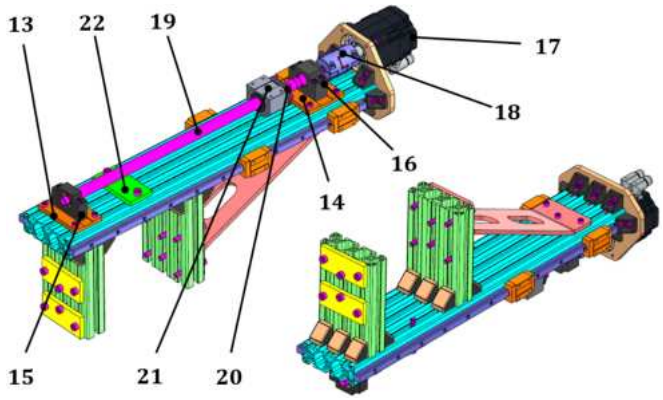


Fig. 5.8 Axa Z a router-ului CNC în vedere izometrică (componente ascunse)

5.1.3 Prezentarea router-ului CNC

Autorul a proiectat un router CNC de frezat cuprins în proiectul cu titlul, „Echipamente tehnologice pentru practica studenţilor în cadrul atelierului mecanic al Universităţii Tehnice din Cluj-Napoca" , cod proiect: CNFIS-FDI-2021-0249, domeniul: „Asigurarea funcţionării în bune condiţii a grădinilor botanice universitare, a staţiunilor didactice, a bazelor de practică şi a altor infrastructuri de susţinere a activităţilor didactice, din cadrul universităţilor".

Echipamentul complet realizat fizic se regăseşte în spaţiul denumit „Atelierul mecanic" din cadrul Universităţii tehnice din Cluj-Napoca şi este constituit din structura mecanica, figura 5.9-5.10 şi 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 condiţii normale s-au realizat desene de ansamblul şi de reper împreuna cu tehnologia de fabricaţie, iar acestea au fost verificate şi 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 conţinută de axa X şi de ansamblul axei Z împreuna 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 conţine o multitudine de componente, figura 5.13-5.15, cum ar fi: unitatea de control al celor patru motoare şi al AP (Sinamics S120 Combi Power: 6SL3111-4VE21-6FA2), convertizorul de frecvenţă 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 şi ieşiri analogice-digitale (Sinumerik I/O Module: 6FC5311-0AA00-1AA0), controler numeric orizontal (SINUMERIK 828D: 6FC5370-5AA40-0AA0), panou de comanda cu tastatura şi butoane de pornire şi oprire (Sinumerik MCP 483C PN: 6FC5303-0AF22-0AA1) şi 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 pereţii frontali, de sus, jos şi cel din spate sunt realizaţi şi debitaţi pe laser din tabla de 2 mm (Inox 316L). Pentru o buna accesare vizuală a componentelor ce alcătuiesc dulapul de control pereţii laterali sunt realizaţi din plexiglas de 5 mm grosime.

Răcirea dulapului are o importanţă majoră, iar pentru asigurarea unui bun circuit a aerului s-au realizat pe panoul de jos orificii de răcire în dreptul unităţii de control cât şi pe panoul din spate în partea superioară. Volumul total al dulapului recomandat de către Siemens raportat la conţinutul acestuia este situat în jurul a 0.75 m^3. Sistemul de răcire a unităţii 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 şi 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 Controler CNC Orizontal SIEMENS: SINUMERIK 828D

Fig. 5. 15 Ventilator exterior de răcire dublu pentru unitatea Combi Power S120

Poziţionarea 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 universităţii aparaturile necesare efectuării acestor operaţii. Cu ajutorul braţelor de măsurare în coordonate, scannere 3D şi lasere se vor efectua reglajele geometrice ce ţin în principal de axele de mişcare şi poziţionarea AP, cum ar fi cele legate de: paralelism, perpendicularităţi, planeităţi şi intersecţia axelor. Aşteptările autorului în ceea ce privesc toleranţele geometrice sunt de sub o zecime pentru echipamentul realizat. După poziţionarea axelor pe structură se vor face reglajele jocurilor din axe pentru mecanismele şurub-piuliţă cu bile, iar după un anumit număr de ore în funcţionare se vor reverifica toleranţele geometrice şi jocurile pentru validarea finală a caracteristicilor tehnice pentru router-ul CNC de frezat.

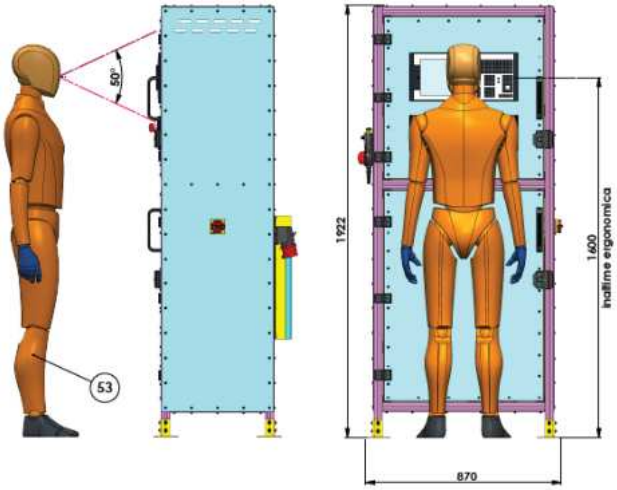


Fig. 5.16 Dulapul de control al router-ului CNC și poziția operatorului

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 capabilitatea 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.

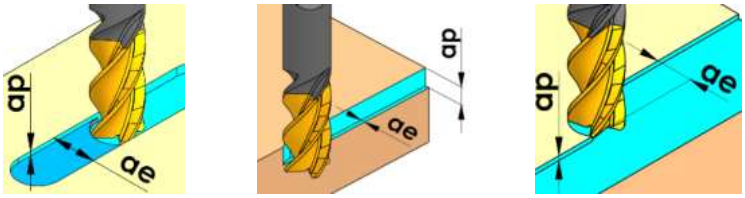


Fig. 5.17 Operațiile de frezare realizate pe router-ul CNC

Sculele utilizate pentru acest studiu sunt freze deget cu patru tăișuri (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 oțelurile;
- conductivitatea termică ajută la disiparea căldurii generată în timpul prelucrări iar de cele mai multe ori căldura este îndepărtată odată cu așchia, se pretează utilizarea unor viteze mari de așchiere;
- 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 obținerea unor rugozități superioare, în cazul aliajelor de aluminiu este importantă și strategia de prelucrare și alegerea unei scule adecvate pentru aplicația 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 proprietățile 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^3
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**	
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^3/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 şi forţele de aşchiere pentru material 6012-T6 la frezare pe contur de degroşare şi finisare [116]

Tipul operaţiei	**Degroşare**		**Finisare**	
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 = 74.4	F_T = 111.6	F_T = 37.2	F_T = 111.6
Forţa radială de aşch. [N]	F_R = 40.9	F_R = 61.4	F_R = 20.5	F_R = 61.4
Forţa axială de aşch. [N]	F_A = 18.6	F_A = 27.9	F_A = 9.3	F_A = 27.9
Momentul de aşchiere [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^3/min]	Q_m= 531	Q_m= 730	Q_m= 227	Q_m= 730

5.2.1.3 Operaţia de frezare plană – degroşare şi finisare

În tabelul 5.5, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare la frezarea de planare, aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6012-T6.

Tabel 5.5 Scule, parametri şi forţele de aşchiere pentru material 6012-T6 la frezarea de planare la degroşare şi finisare [116]

Tipul operaţiei	**Degroşare**		**Finisare**	
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 =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
Forţa tangenţială de aşch. [N]	F_T = 54.7	F_T = 109.4	F_T = 10.9	F_T = 21.9
Forţa radială de aşch. [N]	F_R = 30.1	F_R = 60.2	F_R = 6	F_R = 12
Forţa axială de aşch. [N]	F_A = 13.7	F_A = 27.4	F_A = 2.7	F_A = 5.5
Momentul de aşchiere [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^3/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 forţelor de aşchiere rezultate în timpul prelucrări pe router-ul CNC s-a datorat faptului că acesta este un material uzual şi utilizat într-o gamă vastă de aplicaţii cu proprietăţi excepţionale în ceea ce priveşte prelucrabilitatea şi sudabilitatea acestuia. Se utilizează în industria auto, aeronautică, în industria de mobilă, dar pe total se utilizează la obţinerea unor componente unde este important ca şi criteriu calitatea suprafeţei, respectiv rugozitatea. În tabelul 5.6 se regăsesc proprietăţile mecanice

asociate aliajului de aluminiu EN AW 6060-T6, unde putem menţiona că rezistenţa mecanică a acestuia este de minim 190 MPa.

Tabel 5.6 Proprietăţile mecanice, aluminiu EN AW 6060-T6 [146]

Densitate	2710 [kg/m$^{3]}$
Modulul de elasticitate, E	69.5 [GPa]
Coeficientul Poisson's	0.35
Duritate Brinel	65 [HB]
Rezistenţa mecanică	190 [MPa]
Limita de curgere	150 [MPa]

5.2.2.1 Operaţia de frezare slot – degroşare şi finisare

În tabelul 5.7, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare a unui slot pe un material de tip aluminiu EN AW 6060-T6.

Tabel 5.7 Scule, parametri şi forţele de aşchiere pentru material 6060-T6 la frezare slot de degroşare şi finisare [116]

Tipul operaţiei	**Degroşare**		**Finisare**	
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 = 47.9	F_T = 95.8	F_T = 9.6	F_T = 19.2
Forţa radială de aşch. [N]	F_R = 26.3	F_R = 52.7	F_R = 5.3	F_R = 10.6
Forţa axială de aşch. [N]	F_A = 12	F_A = 24	F_A = 2.4	F_A = 4.8
Momentul de aşchiere [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^3/min]	Q_m = 637	Q_m = 1273	Q_m = 127	Q_m = 255

5.2.2.2 Operaţia de frezare contur – degroşare şi finisare

În tabelul 5.8, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare pe contur aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6060-T6.

Tabel 5.8 Scule, parametri şi forţele de aşchiere pentru material 6060-T6 la frezare pe contur de degroşare şi finisare [116]

Tipul operaţiei	**Degroşare**		**Finisare**	
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 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
Forţa tangenţială de aşch. [N]	F_T = 47.9	F_T = 71.8	F_T = 23.9	F_T = 23.9

Continuare tabel 5.8

Forţa radială de aşch. [N]	F_R = 26.3	F_R = 39.5	F_R = 13.1	F_R = 13.1
Forţa axială de aşch. [N]	F_A = 12	F_A = 18	F_A = 6	F_A = 6
Momentul de aşchiere [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 [cm³/min]	Q_m= 531	Q_m = 730	Q_m = 227	Q_m = 320

5.2.2.3 Operaţia de frezare plană – degroşare şi finisare

În tabelul 5.9, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare la frezarea de planare, aplicate materialului de tip aluminiu EN AW 6060-T6.

Tabel 5.9 Scule, parametri şi forţele de aşchiere pentru material 6060-T6 la frezarea de planare la degroşare şi finisare [116]

Tipul operaţiei	**Degroşare**		**Finisare**	
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 =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
Forţa tangenţială de aşch. [N]	F_T = 33.5	F_T = 67	F_T = 6.7	F_T = 13.4
Forţa radială de aşch. [N]	F_R = 18.4	F_R = 36.9	F_R = 3.7	F_R = 7.4
Forţa axială de aşch. [N]	F_A = 8.4	F_A = 16.8	F_A = 1.7	F_A = 3.4
Momentul de aşchiere [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 [cm³/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 calităţilor de materiale din plastic este uriaşă, dar putem evidenţia cele mai utilizate cum ar fi componentele din ABS, PEEK, PVC, PTFE poliamidă şi cele acrilatice (PMMA). Frezarea materialelor de plastic vor presupune o atenţie sporită la prelucrarea acestora datorită faptului că se pot supraîncălzi şi topi în timpul aşchieri, 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 aplicaţie în care se folosesc componente din plastic putem enumera: industria de automobile, industria de electrocasnice, industria de electronice, industria aviatică, industria medicală şi industria generală.

Tabel 5.10 Proprietățile mecanice ale diferitelor tipuri de plastic [147]

Denumire	Acronim	Densitate [kg/m³]	R_m [Mpa]	Temp. de topire [°C]
Acrilonitril Butadien Stiren	ABS	1050	50.5	amorf
Polieteretercetonă	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 tăișuri de diametre egale cu 10 și 20 [mm], deși la prelucrarea plasticului se utilizează preponderent freze cu două sau chiar un tăiș,

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**	
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 [cm³/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**	
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 [cm³/min]	Q_m = 531	Q_m = 730	Q_m = 227	Q_m = 320

5.2.3.3 Operaţia de frezare plană – degroşare şi finisare

În tabelul 5.13, se regăsesc valorile forţelor de aşchiere rezultate pentru operaţiile de degroşare şi finisare la frezarea de planare, aplicate materialului de tip poliamida 4.6 (PA46).

Tabel 5.13 Sculele, parametrii şi forţele de aşchiere pentru material PA46, la operaţia de frezare plană de tip degroşare şi finisare [116]

Tipul operaţiei	**Degroşare**		**Finisare**	
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 =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
Forţa tangenţială de aşch. [N]	F_T = 17.6	F_T = 35.3	F_T = 3.5	F_T = 7.1
Forţa radială de aşch. [N]	F_R = 9.7	F_R = 19.4	F_R = 1.9	F_R = 3.9
Forţa axială de aşch. [N]	F_A = 4.4	F_A = 8.8	F_A = 0.9	F_A = 1.8
Momentul de aşchiere [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^3/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 şi în industria prelucrărilor mecanice există câteva problemele de actualitate care sunt legate de creşterea calităţii produselor şi a productivităţii. Pentru învingerea acestor probleme este nevoie ca m-u CNC să respecte precizia şi acurateţea impusă de destinaţia aplicaţiilor 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 situaţii cerinţele prestabilite. Erorile rezultate se vor propaga într-un tot unitar şi vor genera precizia m-u CNC, iar printre principalele erori se enumeră: erori introduse de forţele de aşchiere, erori rezultate din dilataţiile termice, erori cinematice şi geometrice, respectiv erorile generate la fixarea semifabricatelor, etc.

Erorile cinematice şi geometrice sunt generate în principal de geometria structurii incluzând factori legaţi de calitatea asamblării realizate şi de design, iar soluţiile şi componentele utilizate (şuruburi cu bile, ghidaje liniare, etc) pot afecta acurateţea şi precizia mişcărilor relative dintre subansamble şi preciziile de poziţionare. Standardul ISO 230-1 se ocupă cu reglementarea geometriei axelor prin măsurare şi evaluare, cu menţiunea că acest standard nu se concentrează pe încercările funcţionale ale acesteia (vibraţii, avansuri, încărcări, etc).

Testele geometrice au în vedere verificarea dimensiunilor şi a geometriei legate de componentele ce alcătuiesc m-u şi poziţia lor relativă. Operaţiunile care sunt incluse în testele geometrice şi cele care afectează într-o oarecare măsură precizia m-u sunt cele de verificare a perpendicularităţii, a paralelismelor, a planeităţilor şi a intersecţiei axelor efectuate în spaţiul de lucru a acesteia. Erorile geometrice se pot amplifica în cazul efectuări unor operaţii de prelucrare la care vom utiliza cele trei axe ale maşinii prin interpolare, [149].

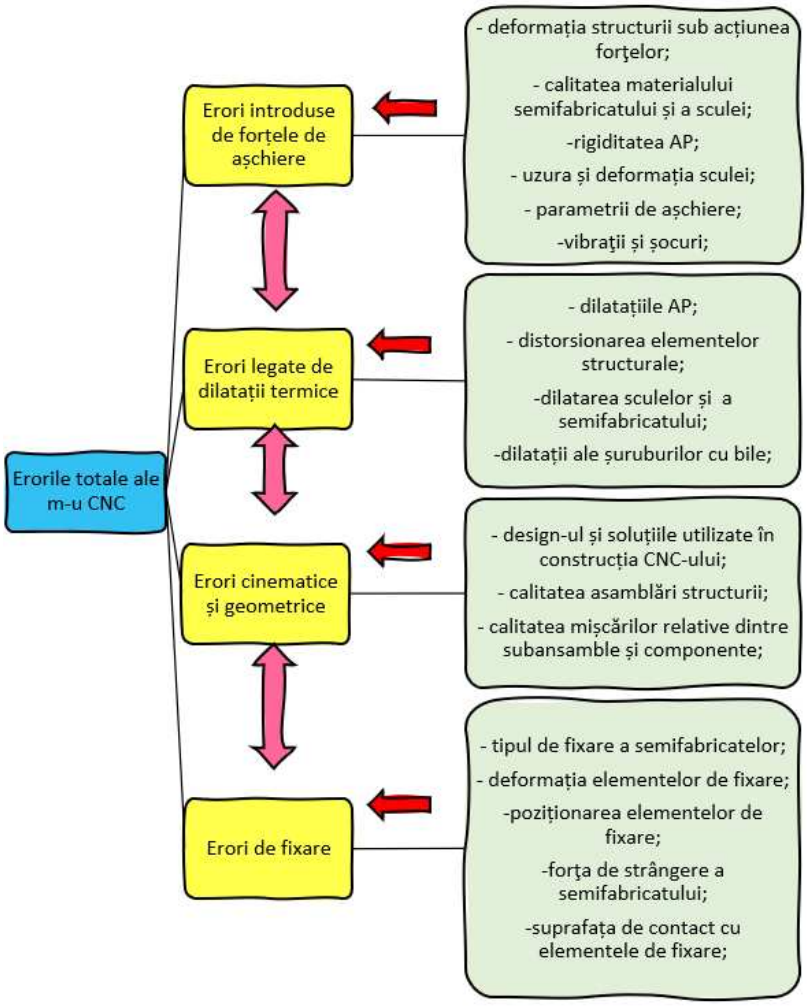


Fig. 5.18 Erorile totale ale m-u CNC şi factorii care intervin, adaptat [149]

Erorile produse de dilataţiile termice şi care sunt introduse în sistemul m-u contribuie la scăderea preciziei iar acestea pot fi compuse

din: dilataţiile AP, a sculelor, a semifabricatului şi a componentelor cinematice.

Erorile de fixare a semifabricatului pot fi influenţate de factorul uman, dar şi de alţi factori cum ar fi cel datorat sistemului de fixare, de forţele de strângere şi mărimea suprafeţei de contact.

Erorile introduse de forţele de aşchiere au în principal o semnificaţie importantă asupra performanţei m-u, respectiv a preciziei de prelucrat.

Forţele rezultate din procesul de aşchiere introduc deformaţii asupra structurii m-u dar şi asupra sistemului de AP. Majoritatea producătorilor de m-u şi echipamente CNC aleg să execute din fontă elementele structurale pentru obţinerea unor rigidităţi superioare. Construcţiile din fontă măresc extrem de mult greutatea m-u, lucru benefic pentru rigiditatea maşinii dar şi a faptului că materialele din fontă ajută foarte mult la amortizarea vibraţiilor.

Din punct de vedere economic realizarea structurii unui router CNC din pofilele de aluminiu este mult mai favorabilă din punct de vedere economic, însă rigiditatea rezultată este mult mai scăzută, respectiv precizia rezultată. Pentru a creşte rigiditatea, respectiv precizia unei astfel de structuri se insistă la adăugarea unui număr mare de traverse, nervuri şi profile.

O simplă clasificare a maşinilor CNC de tip router şi a preciziilor pe care le putem obţine în funcţie de destinaţia m-u, [150]:

- 500 μm: sunt incluse router-ele CNC destinate aplicaţiilor uşoare de tip hobby;
- 250 μm: se aplică router-elor CNC destinate majorităţii aplicaţiilor de tip hobby, excluzând piesele complexe;
- 130 μm: aceste routere CNC pot realiza piese complexe, chiar şi pentru aplicaţii pretenţioase iar calitatea suprafeţelor rezultate este satisfăcătoare;
- 25 μm: se aplică în mare parte tuturor m-u de tip CNC şi centrelor de prelucrat, la care batiul şi elementele structurale sunt realizate din fontă;
- <25 μm: se aplică în mare parte tuturor m-u de tip CNC şi centrelor de prelucrat care sunt fabricate de producători cunoscuţi din domeniul prelucrărilor mecanice, costurile de achiziţie a acestor echipamente sunt semnificative;

Determinarea deformaţiilor exacte a unei structuri de m-u CNC este aproape imposibil de realizat din calcule analitice datorită complexităţilor 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 şi determinarea erorilor generate de forţele de aşchiere, respectiv a deformaţiilor şi rigidităţilor rezultate pe structura router-ului CNC proiectat. Pentru obţinerea celor menţionate se vor lua în considerare nişte cazuri de prelucrare a unor materiale de tip aluminiu şi plastic.

5.3.1 Stabilirea iniţială a cazurilor de aplicare a simulărilor FEA

Pentru a vedea comportamentul structurii CNC-ului realizat din profile de aluminiu se stabilesc cazurile de poziţionare a AP împreună cu coordonatele aferente.

Poziţiile stabilite ale AP şi coordonatele alese se regăsesc în tabelul 5.14. Analizând iniţial deformaţiile pentru cele 10 cazuri posibile de poziţionare AP se va urmării identificarea celei mai nefavorabile poziţii ale acestuia, unde deformaţiile vor atinge valori maxime urmând ca viitoarele studii să le realizam doar pe acel caz cu scopul de a reduce numărul de experimente. Acest mod de lucru ne mai ajută să identificăm poziţia AP cu cea mai mare influenţă asupra deformaţiilor rezultate pe cadrului router-ul CNC. Poziţia identificată va ajuta la stabilirea rigidităţii router-ului pentru diverse direcţii de aplicare a forţelor de aşchiere.

Tabel 5.14 Cazurile de poziţionare şi coordonatele AP în vederea simulărilor

Poziţia 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 şi simplificarea modelului CAD. Simplificarea modelului CAD, figura 5.19, va consta în eliminarea organelor de asamblare şi a componentelor care nu fac obiectul studiului, cum ar fi

eliminarea din analiză: a motoarelor, a unităţilor de rulment, a şuruburilor cu bile, a cuplajelor, a suporţilor, etc.

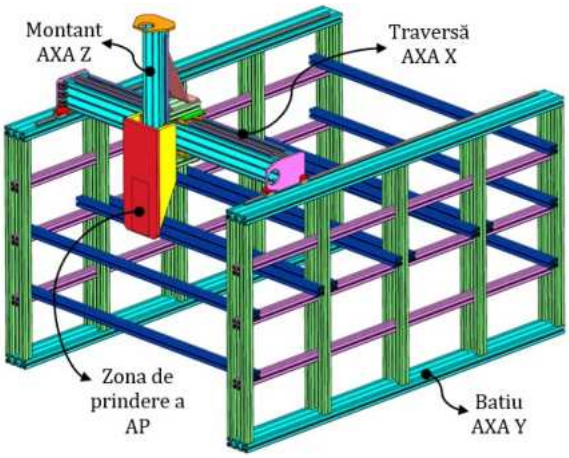


Fig. 5.19 Router CNC simplificat în vederea analizei FEA

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.

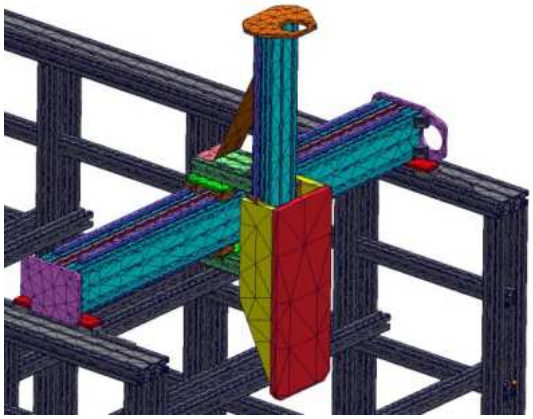


Fig. 5.20 Discretizarea router-ului CNC în vederea analizei FEA

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 pofilele 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 suporților pe pardosea, acest fapt va elimina toate gradele de libertate.

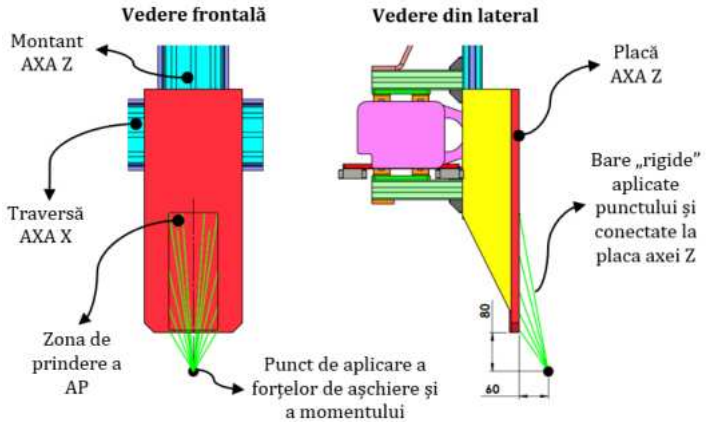


Fig. 5.21 Punctul de aplicare a forțelor de așchiere și a momentului

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 direcţiile posibile, vom aplica la flanşa AP, un număr de şase forţe orientate conform figurii 5.22. Fiecare forţă considerată de aşchiere va avea aceeaşi valoarea, egală cu 200 N şi se va aplica consecutiv şi univoc asupra AP.

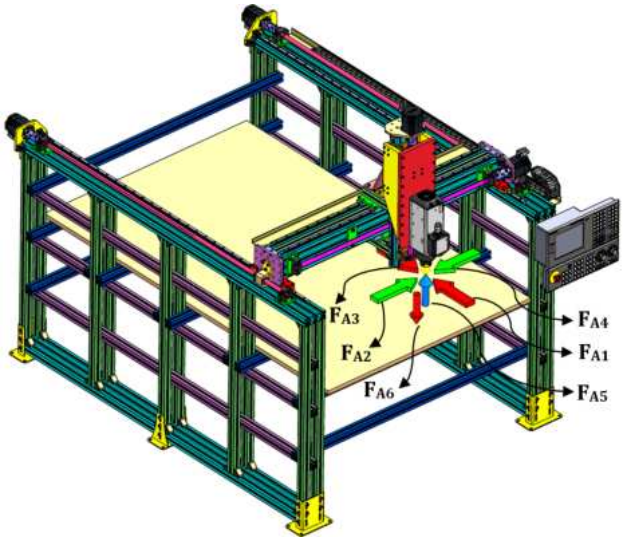


Fig. 5.22 Forţele de aşchiere şi orientarea acestora utilizate la studiul rigidităţii

Prin analiza FEA pe care o vom efectua aplicând aceste forţe asupra AP a CNC-ului (cazul 3) vom obţine un număr de şase rezultate privind deformaţiile rezultate asupra structurii CNC-ului, figura 5.23-5.28. Prin cunoaşterea forţelor 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.

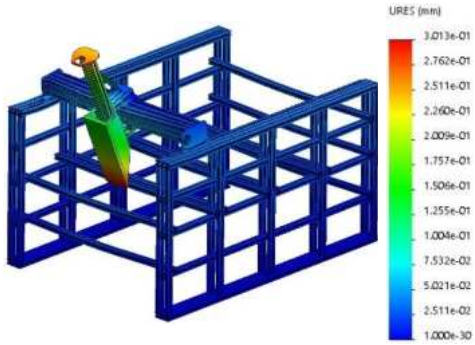


Fig. 5.23 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forţa F_{A1}

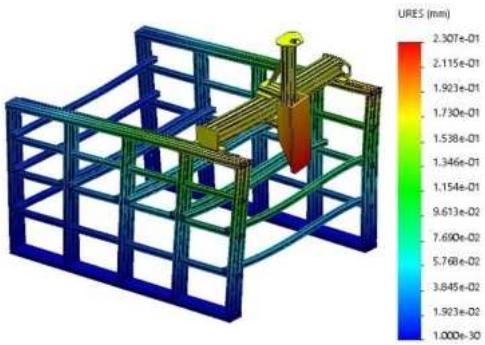


Fig. 5.24 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forţa F_{A2}

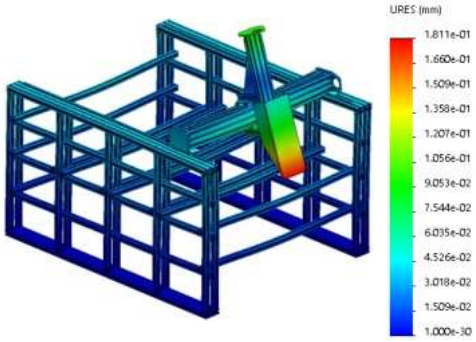


Fig. 5.25 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forţa F_{A3}

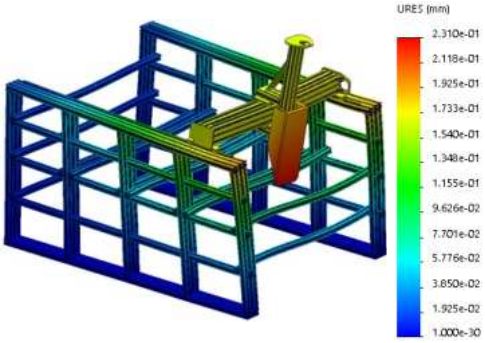


Fig. 5.26 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forţa F_{A4}

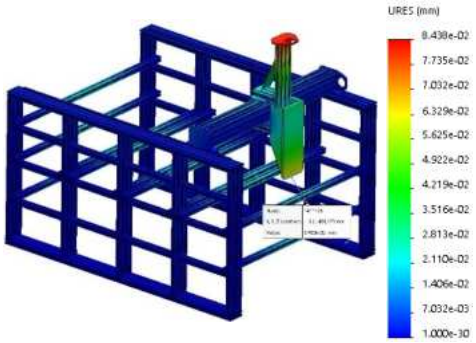


Fig. 5.27 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forţa F_{A5}

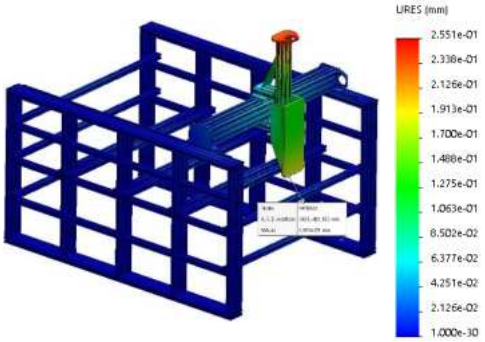


Fig. 5.28 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului aplicând forţa F_{A6}

Rezultatele analizei FEA, a valorilor deformaţiilor şi a rigidităţilor rezultate pe structura router-ului CNC sunt evidenţiate în tabelul 5.15, în toate cazurile posibile de orientare a forţelor de aşchiere.

Tabel 5.15 Deformaţiile şi rigidităţile rezultate asupra structurii router-ului CNC din profile de aluminiu în funcţie de orientarea forţelor aplicate

Nr. crt.	**Forţa aplicată [N]**	**Deformaţii URES [µm]**	**Rigiditatea [N/µm]**
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 forţelor de aşchiere influenţează rigiditatea structurii, iar scenariile identificate în

care rigiditatea router-ului CNC este cea mai scăzută sunt cele în care am aplicat forţa de aşchiere F_{A1}, F_{A2}, şi F_{A4}.

Valoarea deformaţiei maxime înregistrate prin aplicarea forţei de aşchiere F_{A1} asupra AP a CNC-ului este de 301 μm rezultând o rigiditate de 0.664 N/μm a structurii, iar la aplicarea forţei de aşchiere F_{A2} şi F_{A4} valoarea deformaţiei rezultate este de 231 μm rezultând o rigiditate de 0.866 N/μm. Forţa F_{A4} o vom exclude din ecuaţie datorită faptului că are aceeaşi influenţă asupra rigidităţii CNC-ului ca şi forţa F_{A2}, păstrând în studiile următoare doar variantele de aplicare a forţelor de aşchiere pe direcţiile forţelor F_{A1} şi F_{A2}.

5.3.4 Aplicarea forţelor de aşchiere asupra router-ului CNC

Pentru stabilirea deformaţiilor cât mai exacte rezultate pe structura router-ului CNC din profile de aluminiu, se vor aplica asupra AP toate forţele de aşchiere şi momentul rezultat din operaţia de frezare cu freză deget. Forţele de aşchiere prezente asupra arborelui şi distribuite mai departe structurii CNC-ului sunt constituite din forţa de aşchiere tangenţială, forţa de aşchiere radială şi forţa de aşchiere axială.

Forţele de aşchiere stabilite în subcapitolul 5.3 şi a căror valori depind de operaţiile pe care le vom aplica asupra semifabricatelor, vor avea orientări diferite în funcţie de sensul avansului de aşchiere a AP. Forţele de aşchiere care îşi vor schimba orientările în funcţie de sensul avansului vor fi forţele tangenţiale şi forţele radiale de aşchiere.

Din subcapitolul 5.5.1 rezultă că poziţia cea mai nefavorabilă a AP este cazul 3, iar din subcapitolul 5.4.3 observăm că rigiditatea router-ului CNC este influenţată de felul orientării forţelor de aşchiere.

Conform celor menţionate se stabileşte ca în studiile următoare să se aplice doar cazului 3 de poziţionare a AP, unde router-ul prezintă deformaţiile cele mai ridicate, iar dacă ţinem cont de orientarea forţelor de aşchiere, cazul 3 se va transforma în cazul 3A şi cazul 3B.

În figura 5.29 este prezentat cazul 3A, când avansul AP înaintează paralel cu axa Y spre sensul negativ faţă de origine. Forţele de aşchiere sunt concentrate la flanşa AP şi sunt dispuse după cum urmează: forţa de aşchiere tangenţială este paralelă cu axa X a router-ului CNC spre sensul negativ, forţa de aşchiere radială este paralelă cu axa Y a router-ului CNC spre sensul pozitiv iar forţa de aşchiere axială este paralelă cu axa Z a router-ului CNC spre sensul pozitiv. Momentul de aşchiere necesar este dispus întotdeauna contrar forţei tangenţiale de aşchiere, deoarece el se opune acestei forţe.

În figura 5.30 este prezentat cazul B, când avansul AP înaintează paralel cu axa X spre sensul negativ faţă de origine, iar forţele de aşchiere sunt concentrate la flanşa AP. Forţele sunt dispuse după cum urmează: forţa de aşchiere tangenţială este paralelă cu axa Y a router-ului CNC spre sensul pozitiv, forţa de aşchiere radială este paralelă cu axa X a router-ului CNC spre sensul pozitiv iar forţa de aşchiere axială este paralelă cu axa Z a router-ului CNC spre sensul pozitiv. Momentul de aşchiere, ca şi în cazul A, este dispus întotdeauna contrar forţei tangenţiale de aşchiere.

Aplicarea cazurilor 3A şi 3B sunt necesare deoarece direcţia şi valorile forţelor de aşchiere, precum şi poziţia în care se va afla AP vor influenţa diferit comportamentul şi rigiditatea structurii router-ului CNC.

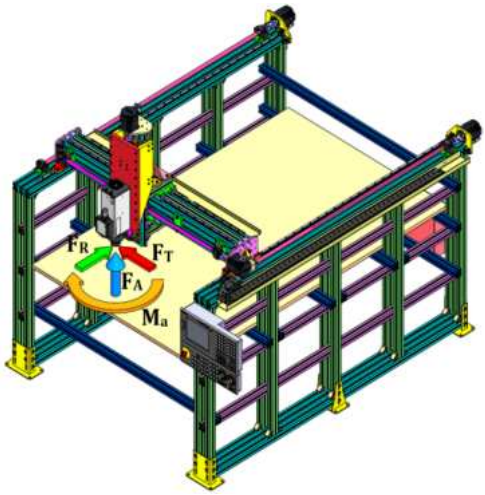


Fig. 5.29 Cazul A- forţa de aşchiere radială este paralelă cu axa Y a CNC-ului

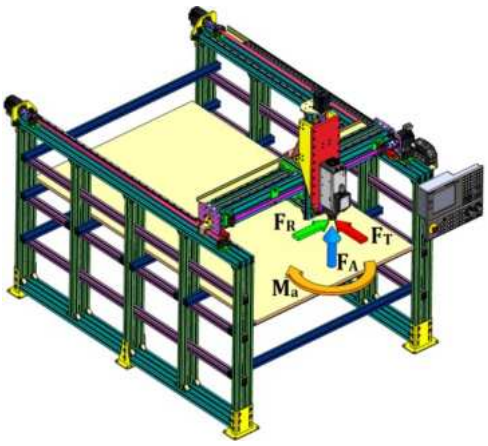


Fig. 5.30 Cazul B- forţa de aşchiere radială este paralelă cu axa X a CNC-ului

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 degroşare, EN AW 6012-T6

Conform analizei FEA aplicată pe structura router-ului se vor determina tensiunile echivalente von Mises şi deformaţiile (URES) rezultate din operaţia de frezare a unui slot pe un material de tip aluminiu 6012-T6. Freza deget utilizată are diametrul de 10 mm şi patru tăişuri, utilizată la o adâncime de aşchiere: a_p= 1 mm şi o lăţime de aşchiere a_e= 10 mm şi cu un avans pe dinte de f_z= 0,1 mm/dinte.

Pentru determinarea cazului critic în ceea ce priveşte poziţia cea mai nefavorabilă a AP în timpul operaţiilor de aşchiere s-au efectuat un număr de 20 simulări, figura 5.33-5.40. Simulările sunt aplicate celor 10 cazuri posibile de poziţionare stabilite în subcapitolul 5.4.1 şi pentru care se va ţine cont de orientarea forţelor de aşchiere, A şi B.

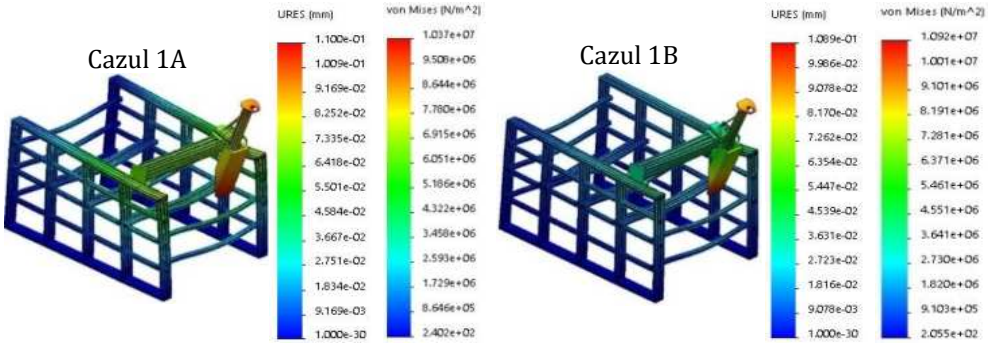


Fig. 5.31 Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 1A şi cazul 1B, cu f_z=0.1 mm/dinte

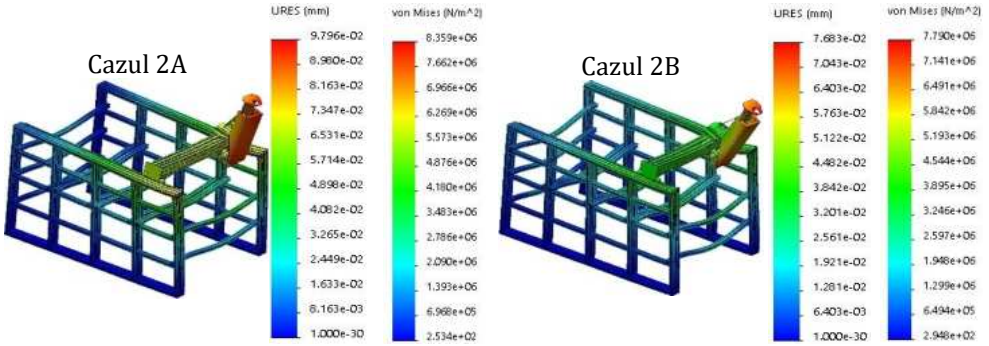


Fig. 5.32 Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 2A şi cazul 2B, cu f_z=0.1 mm/dinte

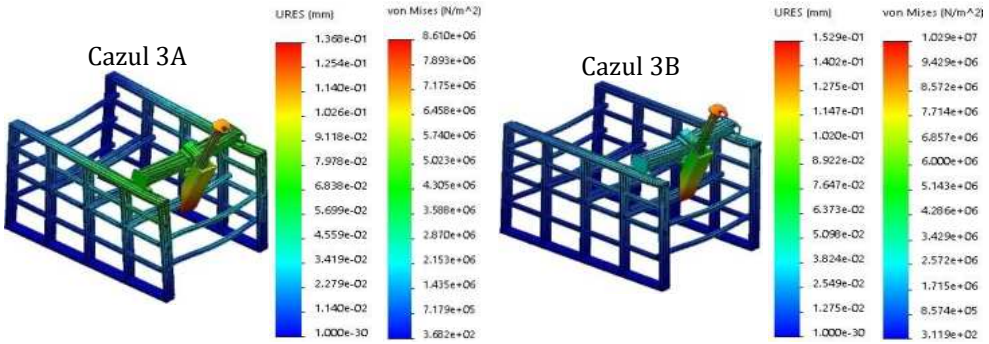


Fig. 5.33 Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A şi cazul 3B, cu f_z=0.1 mm/dinte

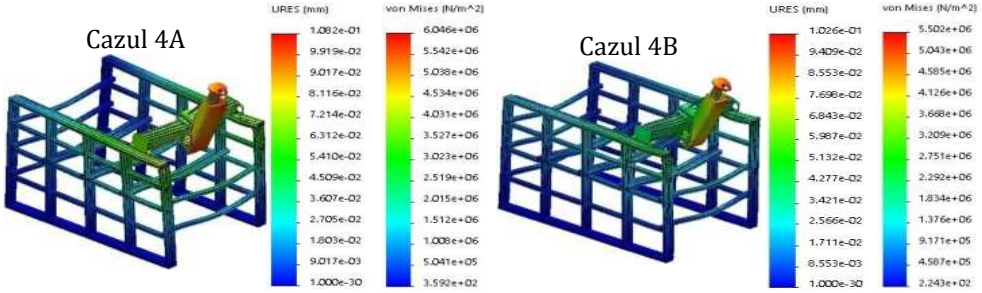


Fig. 5.34 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 4A și cazul 4B, cu f_z=0.1 mm/dinte

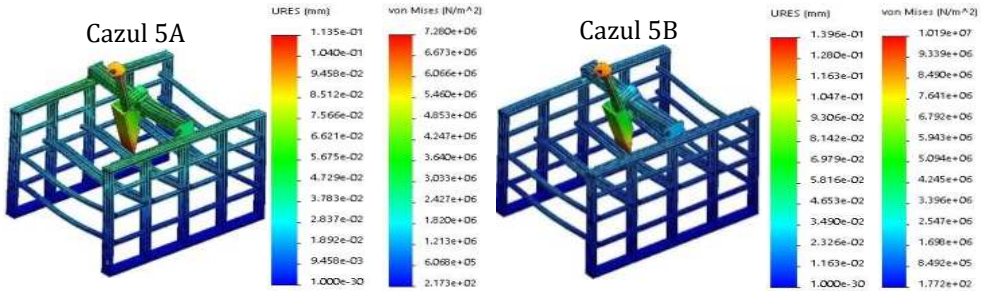


Fig. 5.35 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 5A și cazul 5B, cu f_z=0.1 mm/dinte

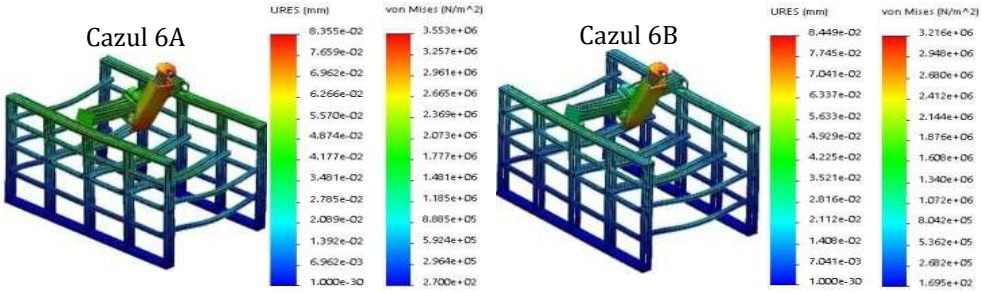


Fig. 5.36 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 6A și cazul 6B, cu f_z=0.1 mm/dinte

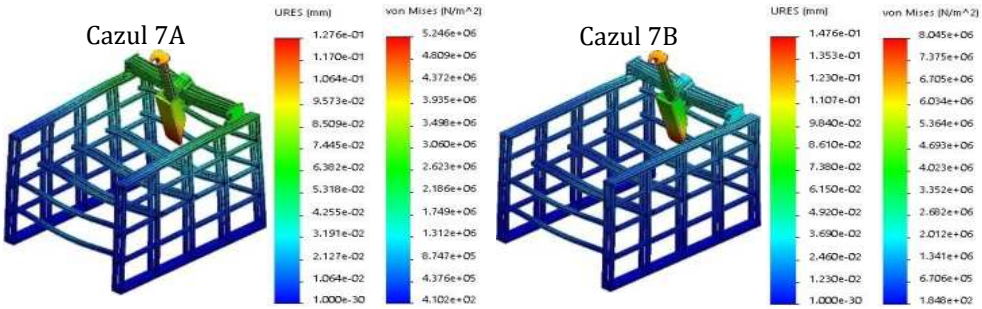


Fig. 5.37 Deformațiile și tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 7A și cazul 7B, cu f_z=0.1 mm/dinte

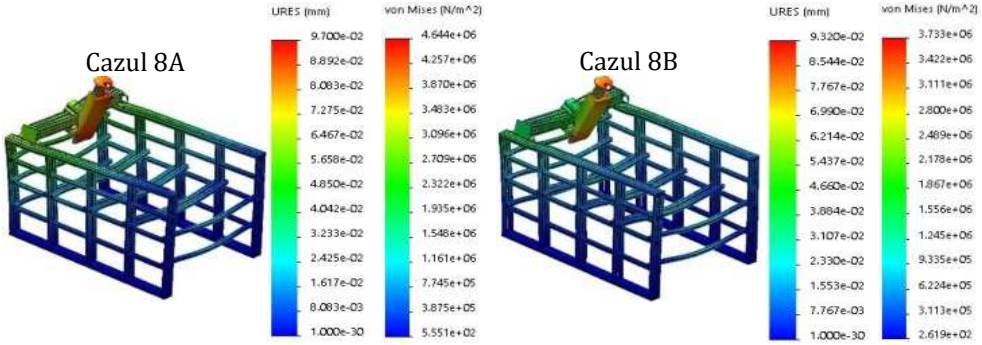


Fig. 5.38 Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 8A şi cazul 8B, cu f_z=0.1 mm/dinte

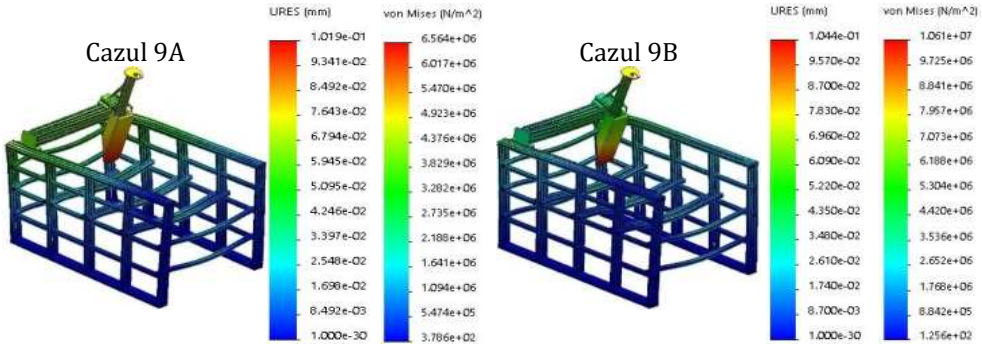


Fig. 5.39 Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 9A şi cazul 9B, cu f_z=0.1 mm/dinte

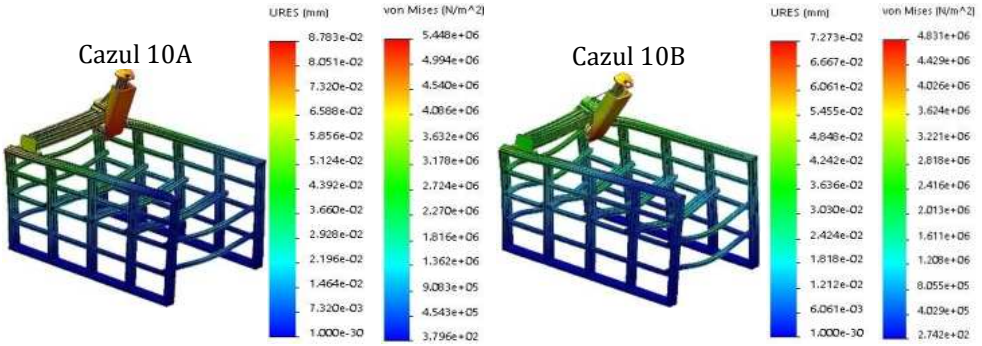


Fig. 5.40 Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 10A şi cazul 10B, cu f_z=0.1 mm/dinte

Conform figurilor de mai sus, deformaţiile maxime se înregistrează asupra cazului 3A şi a cazului 3B.

Valorile deformaţiilor maxime rezultate în urma simulării numerice pentru cazul 3A, figura 5.33, se situează la o valoare de 137 μm şi 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 şi Y, iar valoarea maximă atinsă este de 8.6 MPa. Acest fapt ne indică că tensiunile înregistrate pe structura CNC-ului nu depăşesc limita de curgere a materialului din care sunt confecţionate pofilele de aluminiu aceasta având valoarea de $R_{p0.2}$ =150 MPa, situându-ne în domeniul elastic confirmând rezistenţa la solicitările forţelor de aşchiere. [151]

Referitor la cazul 3B, figura 5.33, valorile deformaţiilor maxime înregistrate în urma simulării prin izolarea culorilor ating valoarea de 153 μm, 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 depăşeşte limita de curgere a materialelor din care sunt confecţionate structura şi ghidajele liniare ale router-ului.

Rezultatele privind tensiunile echivalente von Mises şi deformaţiile înregistrate pe structura de aluminiu a router-ului CNC în urma realizării celor 20 de simulări la frezarea prin degroşare 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 operaţia de degroşare a unui slot cu freza deget de 10 mm

Caz	Orientarea forţelor	Tensiuni [MPa]	Deformaţii URES [μm]	**Caz**	Orientarea forţelor	Tensiuni [MPa]	Deformaţii URES [μm]
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**	**8.6**	**137**	**Cazul 8**	A	4.6	97
	B	**10.2**	**153**		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 şi avansul pe dinte, f_z=0.2 mm/dinte, nu depăşesc limita de curgere a materialului EN AW 6060. Cea mai mare valoarea a tensiuni se înregistrează în cazul 9B, având valoarea de 10.6 MPa.

Din figurile 5.33-5.40 şi tabelul 5.16 se identifică cazul cel mai nefavorabil a poziţiei AP ca fiind cazul 3A şi cazul 3B, când flanşa AP are

coordonatele X=0, Y= -675, Z= -160. Orientarea forţelor de aşchiere influenţează comportamentul structurii, respectiv deformaţiile şi rigiditatea, rezultând valori mai mari ale deformaţiilor CNC-ului pentru cazul B, când forţa de aşchiere tangenţială este paralelă cu axa Y a CNC-ului.

Astfel, autorul stabileşte ca pentru următoarele studii ce vor fi efectuate în cadrul lucrării să se ia în considerare doar cazul critic de poziţionare a AP şi anume cazul 3, respectiv cazul 3A şi cazul 3B. Acest lucru conduce la reducerea numărului de experimente în stabilirea deformaţiilor rezultate pe structura router-ului, aplicate operaţiilor de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.

5.4.2 Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 20 mm la degroşare, EN AW 6012-T6

Prin analiza FEA efectuată se vor determinarea tensiunile echivalente von Mises şi deformaţiile rezultate pe structura router-ului pentru cazul 3A şi 3B. Operaţia aplicată este de frezare prin degroşare a unui slot cu freză deget de 20 mm, cu patru tăişuri, iar avansul utilizat are valoarea f_z= 0,2 mm/dinte.

5.5.2.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

În figura 5.41, sunt evidenţiate 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

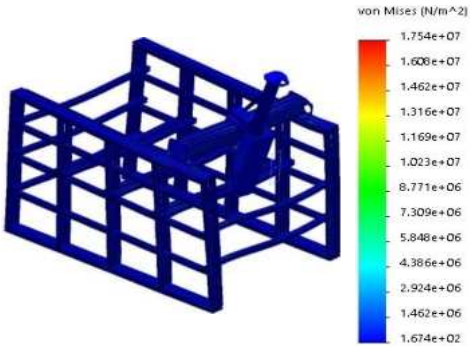


Fig. 5.41 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.2 mm/dinte

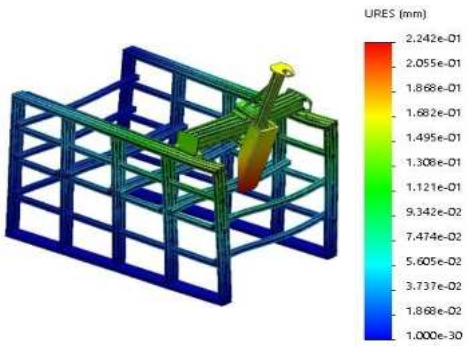


Fig. 5.42 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.2 mm/dinte

În figura 5.42, prin izolarea culorilor se identifică valoarea deformaţiei maxime înregistrată pentru cazul 3A la frezarea unui slot prin degroşare cu freză deget de 20 mm şi un avans pe dinte f_z= 0,2 mm/dinte, este de 224 µm, valoare care se concentrează în zona inferioară a plăci de prindere a AP.

5.5.2.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

În figura 5.43, sunt evidenţiate 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 deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP în cazul 3B are valoarea de 245 µm.

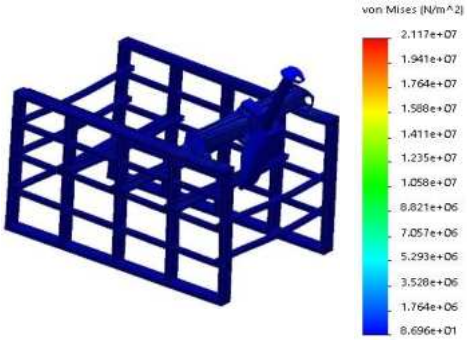


Fig. 5.43 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.2 mm/dinte

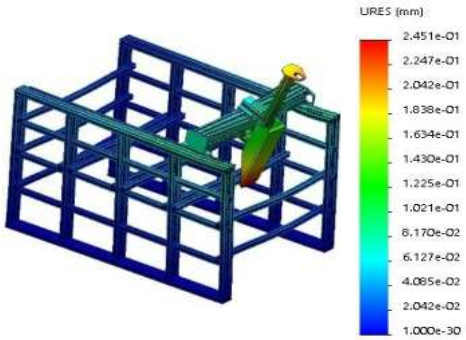


Fig. 5.44 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.2 mm/dinte

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 şi deformaţiile rezultate pe structura router-ului prin analiza FEA aplicate în cazul 3A şi 3B sunt obţinute la frezarea de finisare a unui slot cu freză deget de 10 mm, cu patru tăişuri, iar avansul utilizat are valoarea f_z= 0,1 mm/dinte.

5.4.3.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

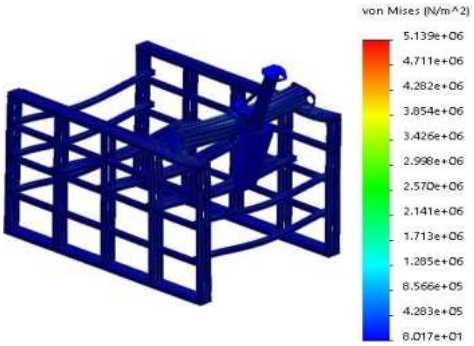


Fig. 5.45 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.1 mm/dinte

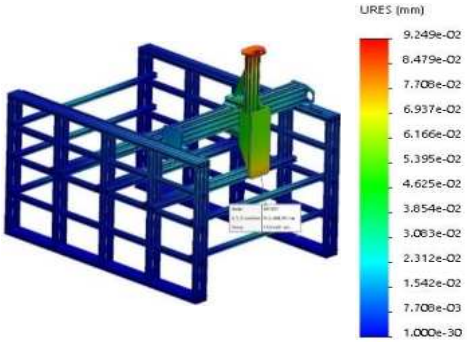


Fig. 5.46 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.1 mm/dinte

Conform figurii 5.46, valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul 3A, rezultată la frezarea unui slot prin finisare cu freză deget de 10 mm şi un avans pe dinte f_z= 0,2 mm/dinte, are valoare de 75 μm.

5.4.3.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

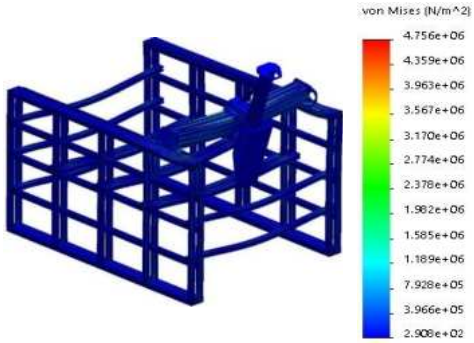


Fig. 5.47 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.1 mm/dinte

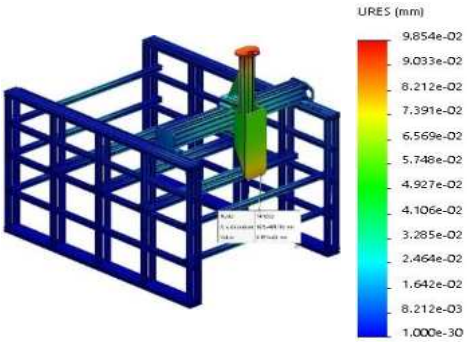


Fig. 5.48 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.1 mm/dinte

Deformaţiile 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 şi un avans pe dinte f_z=0.1 mm/dinte, au valoarea de 82 μm.

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 priveşte analizele FEA aplicate asupra CNC-ului cu AP de frezat pe care este montată o freză deget cu diametrul de 20 mm şi patru tăişuri, se vor determina tensiunile echivalente von Mises şi deformaţiile rezultate pentru cazul 3A şi 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: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

În figura 5.49 sunt evidenţiate 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

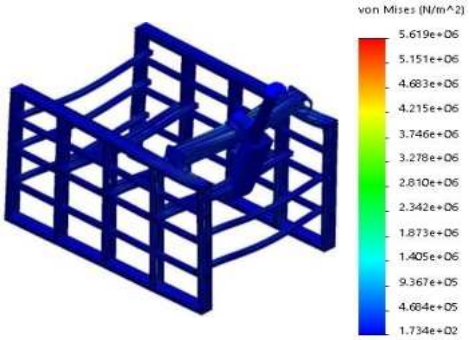


Fig. 5.49 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.2 mm/dinte

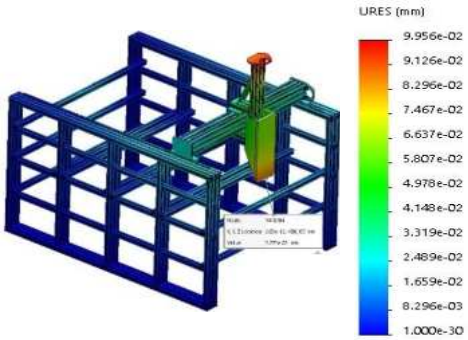


Fig. 5.50 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.2 mm/dinte

Prin izolarea culorilor din figura 5.50 se identifică că valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP se concentrează în zona inferioară a acesteia. Analiza este aplicată pe cazul 3A, iar rezultatele obţinute în ceea ce privesc deformaţiile prin aplicarea operaţiei de frezare a unui slot prin finisare au valoarea de 88 μm.

5.4.4.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

În figura 5.51 sunt evidenţiate 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

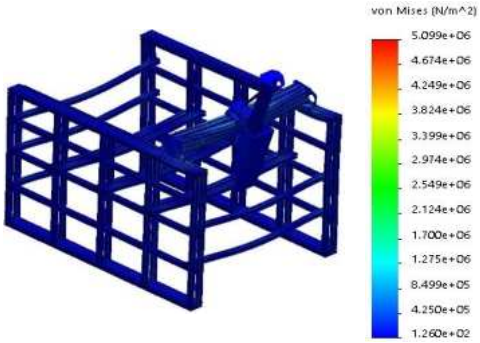


Fig. 5.51 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.2 mm/dinte

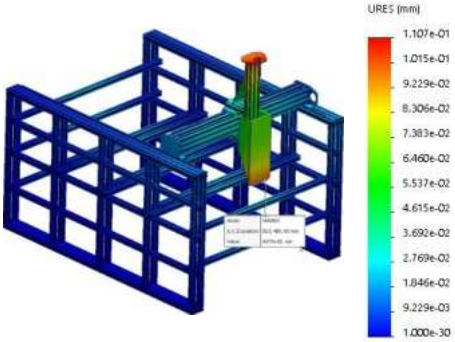


Fig. 5.52 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.2 mm/dinte

Prin izolarea culorilor din figura 5.52 se identifică că valoarea deformaţiei 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) şi obţinute în ceea ce privesc deformaţiile prin aplicarea operaţiei de frezare a unui slot prin finisare au valoarea de 98 μm.

5.4.5 Concluzii

În urma studiul FEA efectuat de autor s-au obţinut deformaţiile şi 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 obţinerea unui caz critic de prelucrare în ceea ce privesc forţele de aşchiere şi potenţialul maşinii. Rezistenţa mecanică a aliajului EN AW 6012-T6 are valoare aprox. de 310 MPa.

Cazul critic de poziţionare a AP a fost identificat prin studiul efectuat în subcapitolul 5.5.1 la frezarea unui slot prin degroşare cu o freză de 10 mm şi un avans pe dinte f_z= 0,1 mm, iar acesta este cazul 3, respectiv cazul 3A şi 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 poziţionare a AP, iar forţele de aşchiere aplicate vor fi corelate în funcţie de operaţiile stabilite în subcapitolul 5.3.1.

Operaţiile de aşchiere utilizate pentru studiul efectuat sunt de frezare a unui slot, de frezare pe contur şi planare, aplicate bineînţeles în situaţii de degroşare şi de finisare.

Deformaţiile şi tensiunile echivalente von Mises obţinute prin analiza FEA pe structura router-ului CNC pentru toate operaţiile de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.1 sunt evidenţiate în tabelul 5.17.

Tabel 5.17 Sinteza rezultatelor din analizele FEA aplicate asupra structurii CNC-ului pentru operaţiile de frezare stabilite în subcapitolul 5.3.1 - material EN AW 6012-T6

Parametrii	**Tipul operaţiei de frezare**	**Diametrul frezei [mm]**	**Direcţia forţelor**	**Tensiunile echivalente von Mises [Mpa]**	**Deformaţiile URES [μm]**
a_p=1 mm a_e=10 mm	Degroşare slot	10	Cazul 3A	8.6	137
			Cazul 3B	10.2	153
a_p=1 mm a_e=20 mm		20	Cazul 3A	17.5	224
			Cazul 3B	21.1	245
a_p=0.2 mm a_e=10 mm	Finisare slot	10	Cazul 3A	5.1	75
			Cazul 3B	4.8	82
a_p=0.2 mm a_e=20 mm		20	Cazul 3A	5.6	88
			Cazul 3B	5.1	98
a_p=5 mm a_e=1 mm	Degroşare contur	10	Cazul 3A	8.4	131
			Cazul 3B	9.9	148
a_p=5 mm a_e=1 mm		20	Cazul 3A	12.6	173
			Cazul 3B	15	192
a_p=5 mm a_e=0.2 mm	Finisare contur	10	Cazul 3A	5.8	93
			Cazul 3B	5.2	105
a_p=5 mm a_e=0.2 mm		20	Cazul 3A	5.8	93
			Cazul 3B	5.3	104
a_p=1 mm a_e=8 mm	Degroşare plană	10	Cazul 3A	6.3	112
			Cazul 3B	7.3	123
a_p=1 mm a_e=16 mm		20	Cazul 3A	12.3	170
			Cazul 3B	14.6	190
a_p=0.2 mm a_e=8 mm	Finisare plană	10	Cazul 3A	5.0	72
			Cazul 3B	4.7	77
a_p=0.2 mm a_e=16 mm		20	Cazul 3A	5.3	80
			Cazul 3B	4.8	88

Conform tabelului 5.21 valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP este de 245 μm şi se obţine la frezarea prin degroşare a unui slot cu freză de 20 mm când direcţia 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 şi deformaţiile URES a CNC-ului pentru operaţia de frezare a unui slot pe un material de tip aluminiu EN AW 6060-T6. Simulările vor fi aplicate doar pentru cazurile 3A şi 3B de poziţionare a AP, iar pentru restul operaţiilor de aşchiere stabilite în subcapitolul 5.3.2 se va utiliza aceeaşi metodologie.

5.5.1. Analiza FEA pentru frezarea de tip slot cu freză deget de 10 mm la degroşare, 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 şi patru tăişuri se vor determina tensiunile echivalente von Mises şi deformaţiile rezultate pentru cazul 3A şi 3B. Frezarea aplicată va fi de degroşare a unui slot utilizând un avans pe dinte de f_z=0.1 mm/dinte.

5.6.1.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A sunt evidenţiate în figura 5.53, iar cea mai mare valoare este de 6,1 MPa, valoare care nu depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionată structura router-ului.

Prin izolarea culorilor, figura 5.54, se identifică valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP pentru cazul 3A la frezarea unui slot prin degroşare cu freză deget de 10 mm şi un avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, iar aceasta are valoarea de 102 μm.

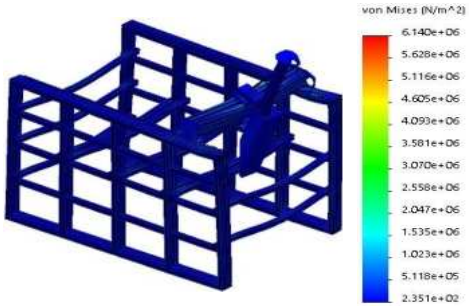


Fig. 5.53 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.1 mm/dinte

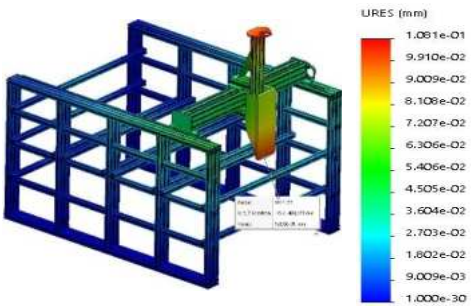


Fig. 5.54 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A, cu f_z=0.1 mm/dinte

5.6.1.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

În figura 5.55 sunt evidenţiate 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

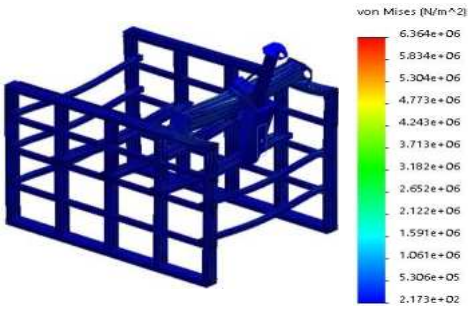


Fig. 5.55 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

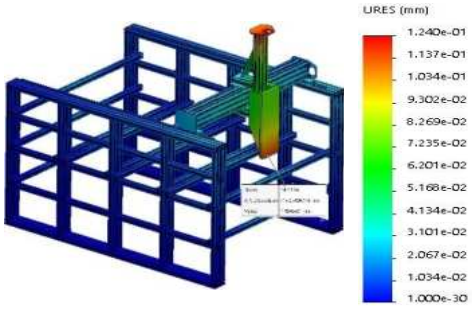


Fig. 5.56 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

Deformaţiile maxime, figura 5.56, înregistrate în cazul 3B pe placa de prindere a AP în partea inferioară au valoarea de 115 μm. Valorile sunt rezultate din frezarea unui slot prin degroşare cu freză deget de 10 mm şi 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 degroşare, 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 şi deformaţiile rezultate pentru cazul 3A şi 3B. Frezarea este de degroşare a unui slot cu freză deget de 20 mm şi patru tăişuri iar avansurile pe dinte utilizate sunt de f_z=0.2 mm/dinte.

5.6.2.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, fz= 0,2 mm

În figura 5.57 sunt evidenţiate 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 depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat acesta.

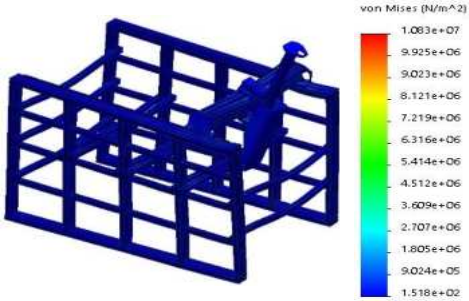


Fig. 5.57 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.2 mm/dinte

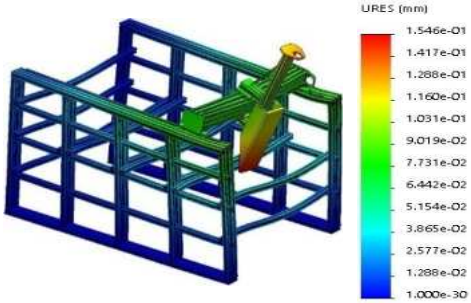


Fig. 5.58 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.2 mm/dinte

Prin izolarea culorilor, conform figurii 5.58, valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP în cazul 3A la frezarea unui slot prin degroşare cu freză deget de 20 mm şi un avans pe dinte f_z=0.2 mm/dinte are valoarea de 155 µm.

5.5.2.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3B, sunt evidenţiate în figura 5.59. Valoarea tensiunilor au valoarea de 12,8 MPa, valoare care nu depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat router-ul.

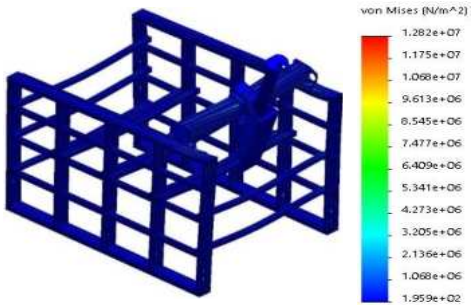


Fig. 5.59 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.2 mm/dinte

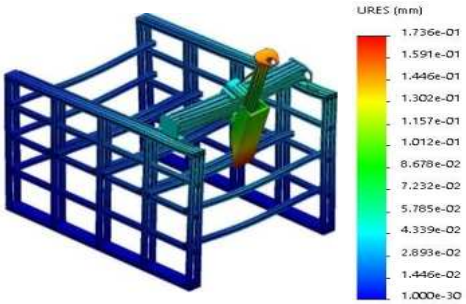


Fig. 5.60 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B, cu f_z=0.2 mm/dinte

În figura 5.60 prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP pentru cazul 3B la frezarea unui slot prin degroşare cu freză deget de 20 mm şi un avans pe dinte f_z=0.2 mm/dinte are valoarea de 174 µm.

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 şi deformaţiile rezultate pentru cazul 3A şi 3B la frezarea de finisare a unui slot. Freza deget utilizată are diametrul de 10 mm şi patru tăişuri, iar avansurile utilizate pe dinte sunt de f_z=0.1 mm/dinte.

5.5.3.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

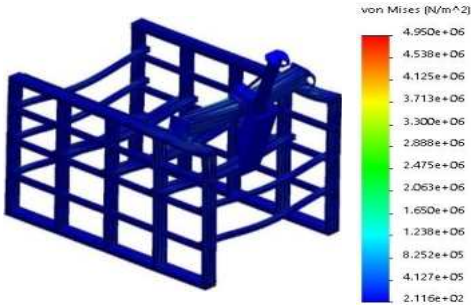


Fig. 5.61 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.1 mm/dinte

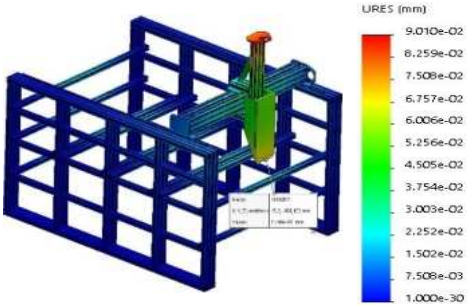


Fig. 5.62 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.1 mm/dinte

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului referitor la cazul 3A sunt evidenţiate în figura 5.61. Valoarea tensiunii are valoarea de 4,9 MPa, valoare care nu depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionată structura acestuia.

În figura 5.62 prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul 3A, la frezarea unui slot prin finisare cu freză deget de 10 mm şi un avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, are valoarea de 72 μm.

5.6.3.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3B, sunt evidenţiate în figura 5.63. Valoarea tensiunii are valoarea de 4,7 MPa, valoare care nu depăşeşte limita de curgere a materialului din care este confecţionat router-ul.

În figura 5.64, prin izolarea culorilor se identifică că valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe placa de prindere a AP, pentru cazul

3B, la frezarea unui slot prin finisare cu freză deget de 10 mm şi un avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, are valoarea de 75 μm.

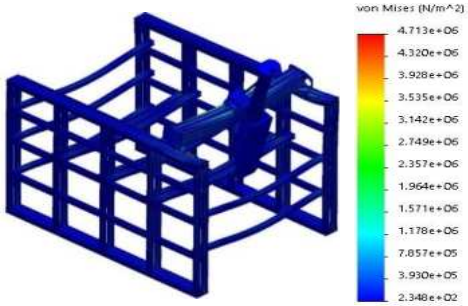


Fig. 5.63 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

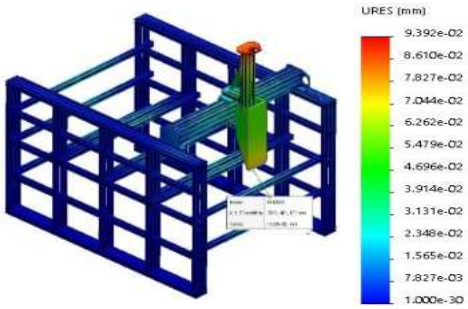


Fig. 5.64 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

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 şi deformaţiile rezultate pentru cazul 3A şi 3B, la frezarea prin finisare a unui slot. Freza deget utilizată are diametrul de 20 mm şi patru tăişuri iar avansul pe dinte va fi de 0,2 mm/dinte.

5.5.4.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, fz= 0,2 mm

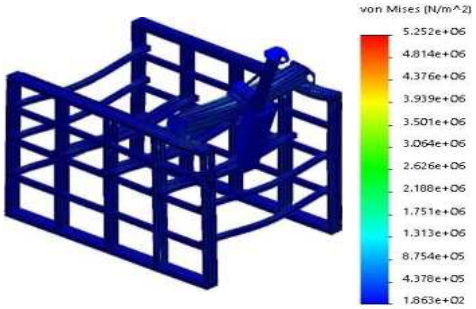


Fig. 5.65 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.2 mm/dinte

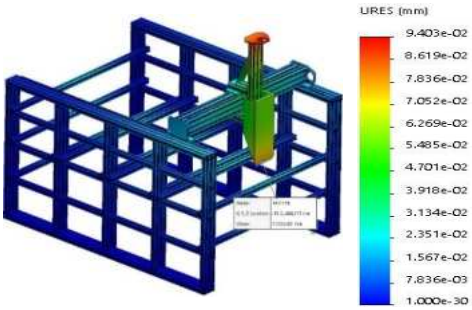


Fig. 5.66 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.2 mm/dinte

Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului, referitor la cazul 3A, sunt evidenţiate 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 μm.

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 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 μm pentru cazul 3B.

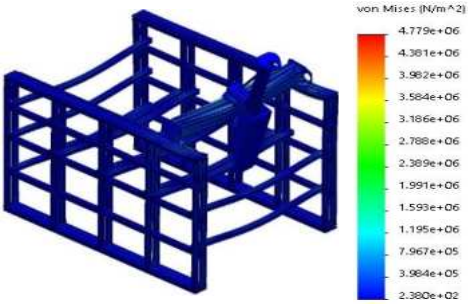


Fig. 5.67 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.2 mm/dinte

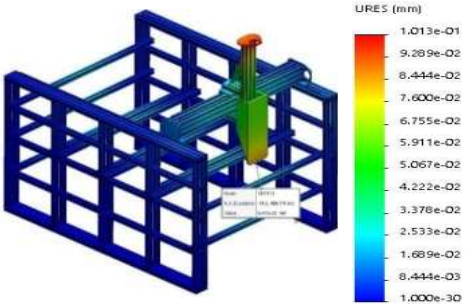


Fig. 5.68 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.2 mm/dinte

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 tăișuri, 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 [μm]**
a_p=1 mm a_e=10 mm	Degroșare slot	10	Cazul A	6.1	102
			Cazul B	6.4	115
a_p=1 mm a_e=20 mm		20	Cazul A	10.8	155
			Cazul B	12.8	174
a_p=0.2 mm a_e=10 mm	Finisare slot	10	Cazul A	4.9	72
			Cazul B	4.7	75
a_p=0.2 mm a_e=20 mm		20	Cazul A	5.3	77
			Cazul B	4.8	85
a_p=5 mm a_e=1 mm	Degroșare contur	10	Cazul A	6.1	103
			Cazul B	6.4	116
a_p=5 mm a_e=1 mm		20	Cazul A	8.2	128
			Cazul B	9.6	142
a_p=5 mm a_e=0.2 mm	Finisare contur	10	Cazul A	5.4	82
			Cazul B	4.9	90
a_p=5 mm a_e=0.2 mm		20	Cazul A	5.4	80
			Cazul B	4.9	90
a_p=1 mm a_e=8 mm	Degroșare plană	10	Cazul A	5.7	90
			Cazul B	5.2	100
a_p=1 mm a_e=16 mm		20	Cazul A	7.7	121
			Cazul B	8.9	137
a_p=0.2 mm a_e=8 mm	Finisare plană	10	Cazul A	4.9	70
			Cazul B	4.7	73
a_p=0.2 mm a_e=16 mm		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 μm 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 şi deformaţiile (URES) a CNC-ului pentru operaţia 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 degroşare, Poliamida 4.6 (PA46)

5.6.1.1 Cazul 3A: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

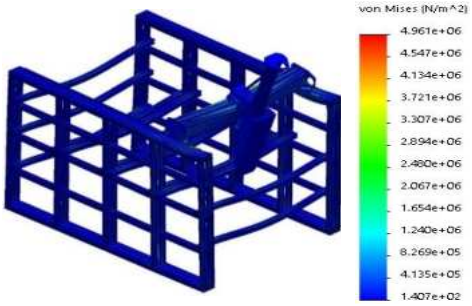


Fig. 5.69 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.1 mm/dinte

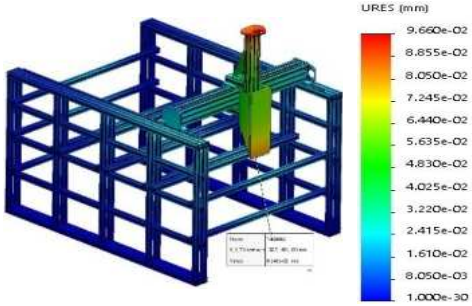


Fig. 5.70 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.1 mm/dinte

5.6.1.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

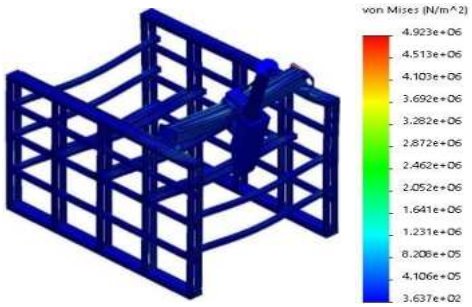


Fig. 5.71 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

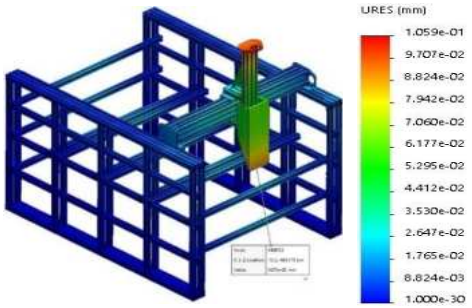


Fig. 5.72 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

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: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

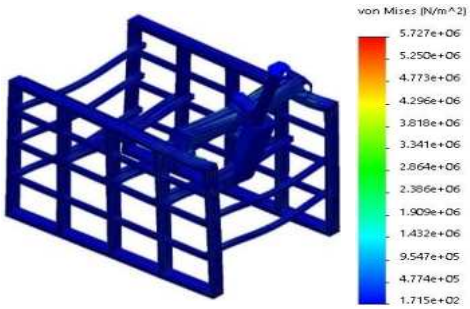


Fig. 5.73 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0,2 mm/dinte

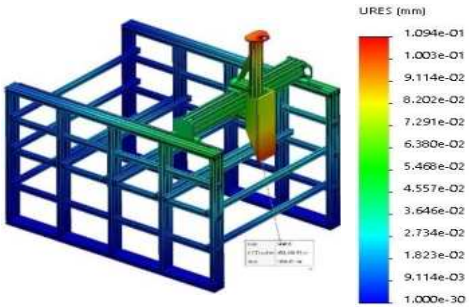


Fig. 5.74 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.2 mm/dinte

5.6.2.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

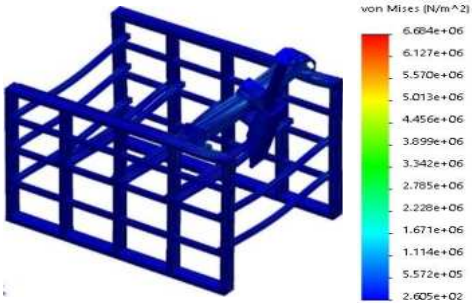


Fig. 5.75 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0,2 mm/dinte

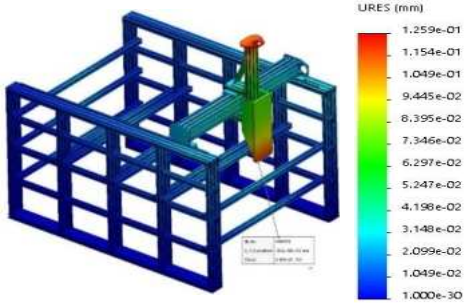


Fig. 5.76 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.2 mm/dinte

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: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

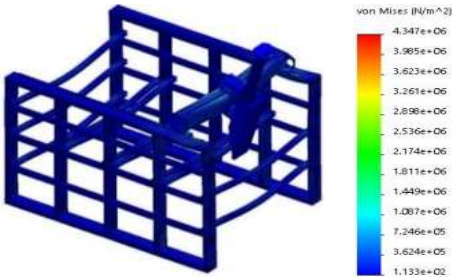


Fig. 5.77 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0,1 mm/dinte

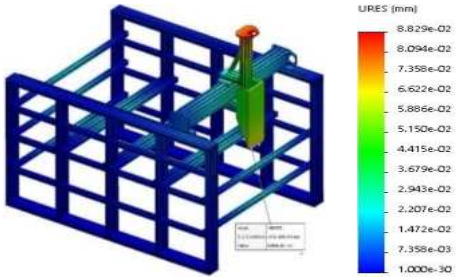


Fig. 5.78 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.1 mm/dinte

5.6.3.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,1 mm

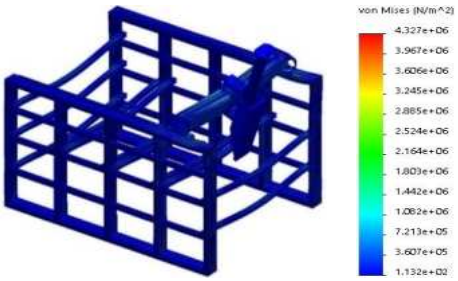


Fig. 5.79 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0,1 mm/dinte

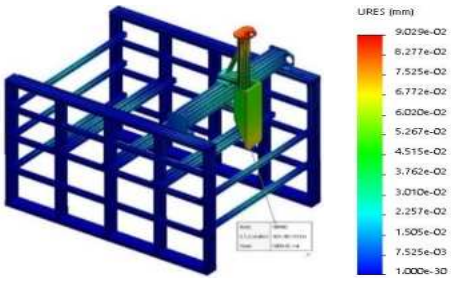


Fig. 5.80 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.1 mm/dinte

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: forţa radială de aşchiere paralela cu axa Y a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

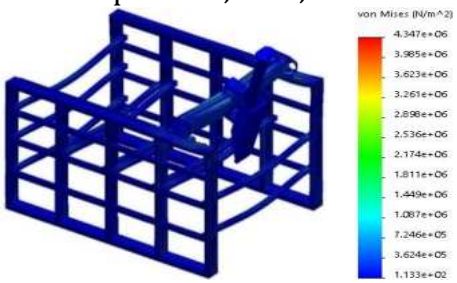


Fig. 5.81 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0,2 mm/dinte

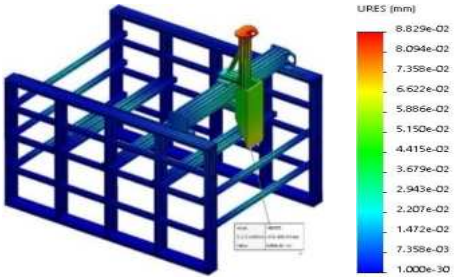


Fig. 5.82 Deformațiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3A cu f_z=0.2 mm/dinte

5.6.4.2 Cazul 3B: forţa radială de aşchiere paralela cu axa X a CNC-ului şi avansul pe dinte, f_z= 0,2 mm

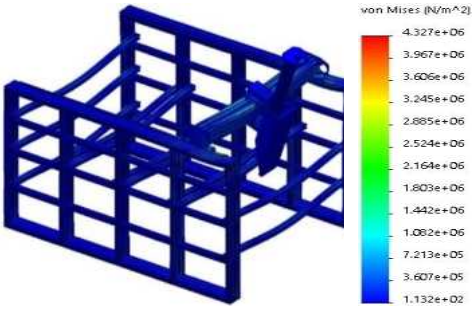


Fig. 5.83 Tensiunile echivalente von Mises înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0,2 mm/dinte

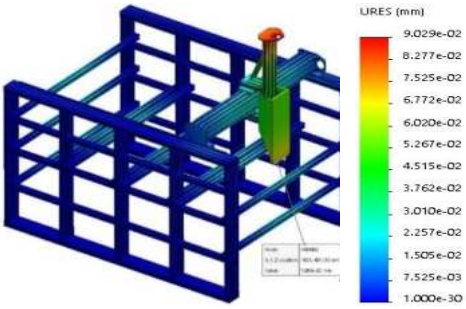


Fig. 5.84 Deformaţiile înregistrate pe structura CNC-ului pentru cazul 3B cu f_z=0.2 mm/dinte

5.6.5 Concluzii

Pentru a cuprinde şi gama de materiale din familia plasticului, autorul a efectuat studii pe un material de tip poliamidă 4.6 (PA46). Rezistenţa mecanică a materialului ales are valoarea de 100 MPa incluzând majoritatea familiilor din categoria plasticului utilizate cel mai des în aplicaţii de prelucrări mecanice.

Din studiile efectuate în subcapitolul 5.7 s-au obţinut tensiunile echivalente von Mises şi deformaţiile maxime în zona flanşei de prindere a AP. Forţele de aşchiere au fost aplicate în cazurile 3A şi 3B la frezarea unui slot prin finisare şi degroşare cu freze deget de 10 şi 20 mm.

Utilizând aceeaşi metodologie aplicată în subcapitolul menţionat se vor obţine valori şi pentru operaţiile de frezare pe contur şi de planare, utilizând forţele de aşchiere stabilite în subcapitolul 5.3.3.

În tabelul 5.19 sunt sintetizate toate valorile obţinute în urma analizei FEA aplicate structurii router-ului CNC în urma operaţiilor de aşchiere.

Valoarea deformaţiei maxime înregistrată pe router în zona plăcii de prindere a AP este de 119 μm şi se obţine la frezarea prin degroşare 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 [μm]
a_p=1 mm a_e=10 mm	Degroșare slot	10	Cazul A	5.0	82
			Cazul B	4.9	91
a_p=1 mm a_e=20 mm		20	Cazul A	5.7	106
			Cazul B	6.7	119
a_p=0.2 mm a_e=10 mm	Finisare slot	10	Cazul A	4.3	69
			Cazul B	4.3	71
a_p=0.2 mm a_e=20 mm		20	Cazul A	4.5	71
			Cazul B	4.5	75
a_p=5 mm a_e=1 mm	Degroșare contur	10	Cazul A	5.0	82
			Cazul B	4.9	92
a_p=5 mm a_e=1 mm		20	Cazul A	5.3	94
			Cazul B	5.3	105
a_p=5 mm a_e=0.2 mm	Finisare contur	10	Cazul A	4.6	73
			Cazul B	4.5	78
a_p=5 mm a_e=0.2 mm		20	Cazul A	4.6	73
			Cazul B	4.5	78
a_p=1 mm a_e=8 mm	Degroșare plană	10	Cazul A	4.7	77
			Cazul B	4.7	83
a_p=1 mm a_e=16 mm		20	Cazul A	5.3	91
			Cazul B	5.2	102
a_p=0.2 mm a_e=8 mm	Finisare plană	10	Cazul A	4.3	68
			Cazul B	4.3	69
a_p=0.2 mm a_e=16 mm		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 operaţiile realizate, au diametrele de 10 şi 20 mm, cu utilizarea unui avans pe dinte de 0,1 mm/dinte, respectiv 0,2 mm/dinte. Observând din studiul rigidităţi router-ului CNC poziţia cea mai nefavorabilă şi direcţiile de deplasare ale AP, unde forţele de aşchiere au influenţa cea mai ridicată, autorul a considerat pentru stabilirea deformaţiilor maxime utilizarea în simulări a cazului 3A şi a cazului 3B. Luând în considerare cele menţionate, au fost efectuate în total un număr de 72 de simulări FEA, simulări aplicate structurii de aluminiu a router-ului CNC.

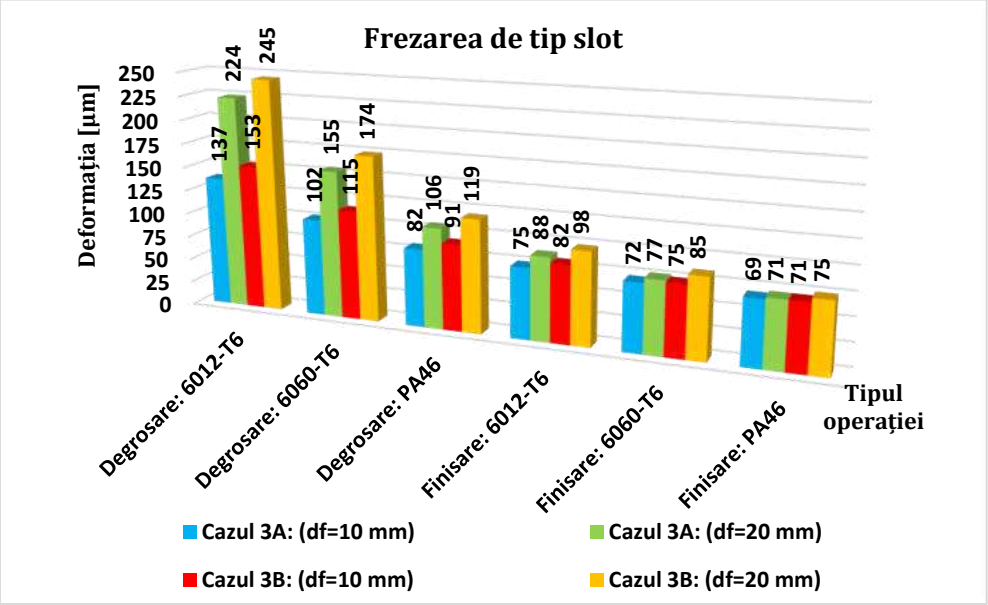


Fig. 5.85 Rezultatele privind deformaţiile înregistrate pe structura router-ului CNC pentru operaţia de frezare a unui slot

Rezultatele deformaţiilor au fost preluate din zona flanşei de prindere a AP, zonă care se consideră că influenţează precizia de prelucrare a router-ului CNC.

În figura 5.85 se regăsesc rezultatele deformaţiilor obţinute la prelucrarea unui slot, pentru cele trei calităţi de materiale.

Astfel pentru prelucrarea materialului EN AW 6012-T6 cu o freză de 10 mm, la operaţia de degroşare a unui slot, deformaţia maximă înregistrată este de 153 µm, în cazul 3B, când direcţia forţei radiale este paralelă cu axa X a router-ului şi forţa tangenţială este paralelă cu axa Y.

Iar la utilizarea unei freze deget de 20 mm, deformaţia rezultată în cazul 3B, este de 245 μm.

La frezarea de degroşare a unui slot cu o freza de 10 mm, aplicată pe un material EN AW 6060-T6, deformaţiile rezultate pe router au valoarea de 115 μm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, valoarea deformaţiei este de 174 μm, ambele rezultate sunt în cazul 3B.

Pentru frezarea unui slot prin operaţia de degroşare pe un material de tip poliamidă 4.6, deformaţia maximă înregistrată este de 91 μm, la utilizarea unei freze de 10 mm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, deformaţia este de 119 μm, ambele rezultate sunt aplicate cazului 3B.

La operaţiile de finisare, atât la utilizarea unei freze de 10 şi 20 mm, deformaţiile rezultate pentru toate tipurile de materiale utilizate ca semifabricat deformaţiile maxime nu depăşesc valoare de 100 μm.

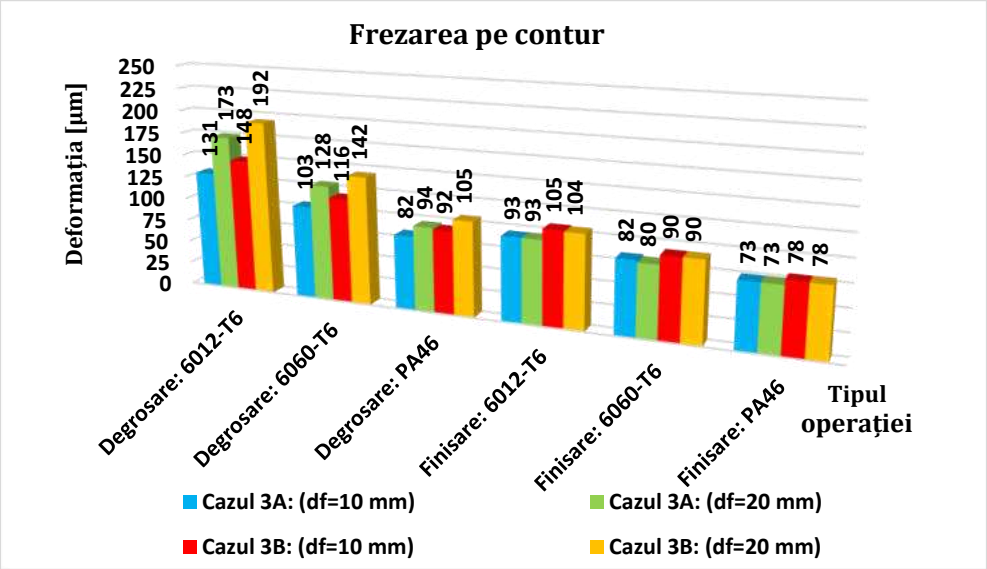


Fig. 5.86 Rezultatele privind deformaţiile înregistrate pe structura router-ului CNC pentru operaţia de frezare pe contur

În figura 5.86 se regăsesc rezultatele deformaţiilor obţinute 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 operaţia de degroşare pe contur, deformaţia maximă înregistrată este de 148 μm, pentru cazul 3B, iar la utilizarea unei freze deget de 20 mm, deformaţia rezultată, este de 192 μm.

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 μm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, valoarea deformației este de 142 μm, 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 μm, la utilizarea unei freze de 10 mm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, deformația este de 105 μm, 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 μm.

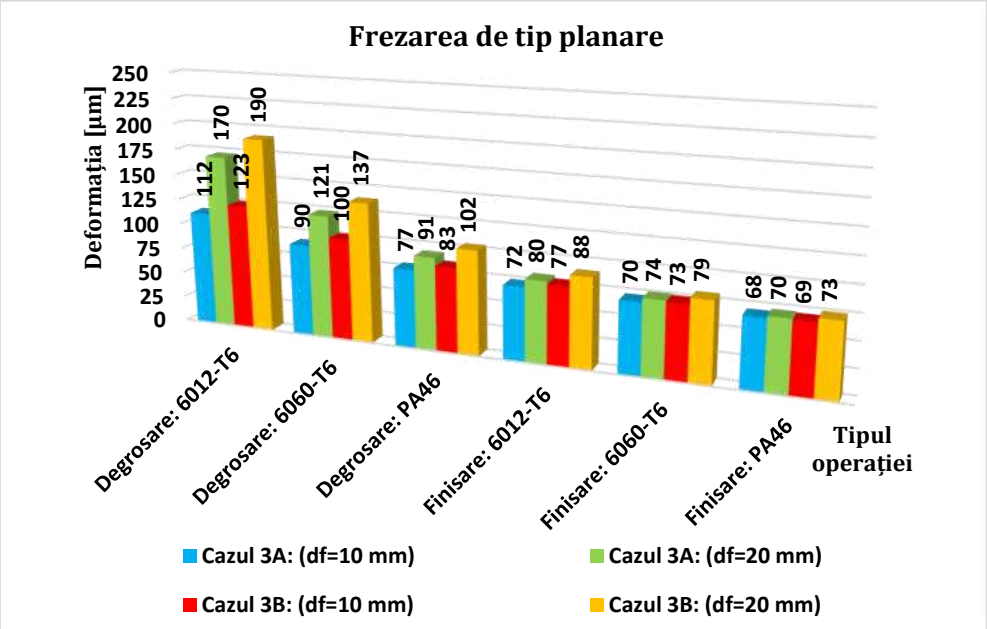


Fig. 5.87 Rezultatele privind deformațiile înregistrate pe structura router-ului CNC pentru operația de frezare de tip planare

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 μm, pentru cazul 3B, iar la utilizarea unei freze deget de 20 mm, deformația rezultată, este de 190 μm.

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 μm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, valoarea deformaţiei este de 137 μm, ambele rezultate sunt în cazul 3B.

Pentru frezarea de planare prin degroşare aplicată la un material de tip poliamidă 4.6, deformaţia maximă înregistrată este de 83 μm, la utilizarea unei freze de 10 mm, iar la utilizarea unei freze de 20 mm, deformaţia este de 102 μm, ambele rezultate sunt aplicate cazului 3B.

La operaţiile de finisare, atât la utilizarea unei freze de 10 şi 20 mm, deformaţiile rezultate pentru toate tipurile de materiale utilizate ca semifabricat deformaţiile maxime nu depăşesc valoare de 100 μm.

Astfel fiind spuse deformaţiile rezultate pentru operaţiile 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 direcţia de deplasare a AP, pentru că din studiile efectuate direcţia forţelor de aşchiere influenţează valoarea deformaţiilor. În cazul nostru cazul cel mai nefavorabil identificat a fost cazul 3B, când direcţia forţei tangenţiale este paralelă cu axa Y a CNC-ului şi unde rigiditatea router-ului este cea mai scăzută, de 0.664 N/μm.

Pentru a menţine precizia de prelucrare a router-ului CNC în jurul valorii de 100 μm la prelucrarea celor trei tipuri de materiale menţionate, se recomandă în această situaţie, respectarea următoarelor indicaţii aplicate operaţiilor de degroşare:

- se recomandă utilizarea unor freze cu un număr mai mic de dinţi, cu trei sau doi dinţi;
- evitarea utilizării frezelor deget cu diametrele de 20 mm;
- micşorarea sub 1 mm a adâncimii de aşchiere şi creşterea numărului de treceri;
- micşorarea avansului pe dinte;

Respectarea acestor indicaţii ajută la menţinerea preciziei menţionate dar vor introduce anumite dezavantaje şi vor conduce la scăderea volumului de material îndepărtat, respectiv a productivităţii dar şi a calităţii suprafeţei 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 lagărul 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 aplicaţia destinată şi stabilirea limitelor de performanţă a celor trei arbori proiectaţi (aranjament: DT-DT, TBT-DT, TBT şi un rulment unghiular), a rezultat că varianta optimă cu cele mai mici deformaţii şi cele mai bune valori ale rigidităţii radiale este obţinută de AP cu lagărele în aranjament DT-DT. Valorile deformaţiilor şi a rigidităţilor radiale obţinute pentru aranjamentul de tip DT-DT sunt prezentate în continuare:
  - pentru clasa de pretensionare uşoară a lagărului conducător,
    - deformaţia 13,26 μm, rigiditatea 11,78 N/μm;
  - pentru clasa de pretensionare medie a lagărului conducător,
    - deformaţia 13,00 μm, rigiditatea 12,01 N/μm;
  - pentru clasa de pretensionare ridicată a lagărului conducător,
    - deformaţia 12,88 μm, rigiditatea 12,12 N/μm;

- În cazul AP cu motor integrat, figura 6.1, rotorul ce se regăseşte montat pe cartuşul arborelui principal are influenţe majore în ceea ce privesc deformaţiile şi rigiditatea radială a acestuia, iar dacă facem referire la aranjamentul DT-DT se poate observa o îmbunătăţire a performanţelor în ceea ce urmează:
  - pentru clasa de pretensionare uşoară a lagărului conducător,
    - deformaţia 3,75 μm, rigiditatea 41,66 N/μm;
  - pentru clasa de pretensionare medie a lagărului conducător,
    - deformaţia 3,50 μm, rigiditatea 44,64 N/μm;
  - pentru clasa de pretensionare ridicată a lagărului conducător,
    - deformaţia 3,38 μm, rigiditatea 46,22 N/μm;

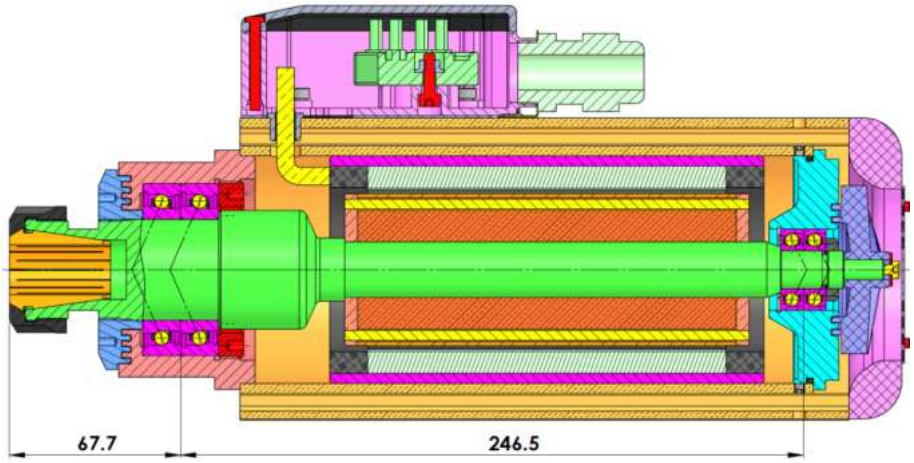


Fig. 6.1 AP de frezat cu prindere ER32 şi aranjament în DT-DT

- Clasa de pretensionare în cazul utilizării rulmenţilor într-o aplicaţie de tip arbore principal nu influenţează semnificativ rigiditatea sistemului, de aceea autorul recomandă utilizarea pretensionării uşoare sau cel mult medie a set-urilor de rulmenţi, pentru creşterea durabilităţii sistemului, creşterea turaţiilor admisibile a lagărelor şi evitarea supraîncălzirii;
- Turaţiile maxime pe care un arbore principal poate să le atingă în condiţii de funcţionare optime depind de mai mulţi 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 şi de calitatea materialului din care sunt confecţionate componentele de rulare;
- Turaţiile maxime care pot fi atinse în condiţii optime de funcţionare referitor la arborele principal proiectat în aranjament DT-DT sunt de 24.000 rpm pentru clasa de pretensionare uşoară, 21.000 rpm pentru clasa de pretensionare medie şi 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 şi obţinerea performanţelor stabilite de aplicaţie. Din studiile de caz realizate şi prin compararea performanţelor dintre variantele de AP cu aranjamente diferite, a condus la certitudinea că nu întotdeauna un lagăr constituit dintr-un număr mai mare de rulmenţi va conferi o rigiditate mai bună întreg sistemului de arbore principal.

Din studiul comparativ al rezultatelor şi analizelor, în ceea ce priveşte router-ul CNC proiectat pentru aplicaţia destinată rezultă următoarele concluzii:

- Pentru stabilirea erorilor de prelucrare a router-ului CNC proiectat, ce sunt generate de forţele şi momentul de aşchiere s-au realizat studii pe diverse materiale de tip aluminiu: EN AW 6012-T6, EN AW 6060-T6 şi poliamidă 4.6 supuse la operaţii de frezare de tip slot, pe contur şi de planare;
- Sculele utilizate pentru obţinerea forţelor de aşchiere şi a momentului necesar aşchierii sunt freze deget cu patru tăişuri, cu diametre de 10 mm şi 20 mm, iar ca şi parametrii de aşchiere 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;

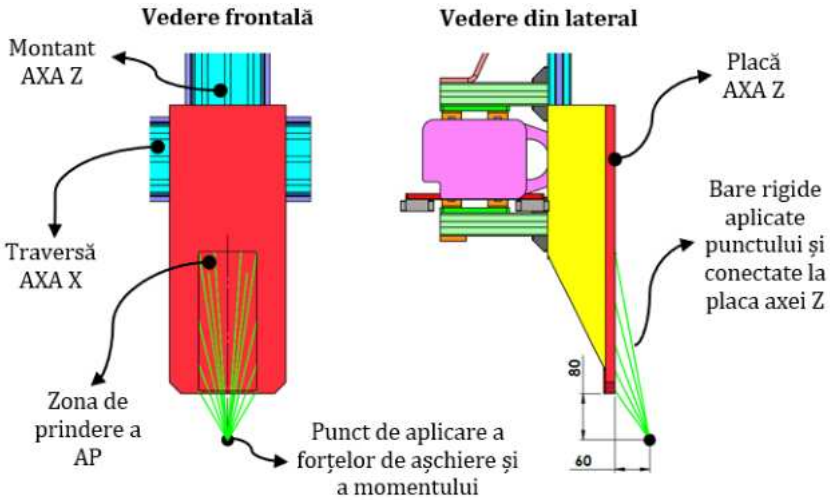


Fig. 6.2 Poziţia punctului de aplicare a forţelor şi a momentului de aşchiere

- Metodologia de obţinere a rigidităţii router-ului CNC proiectat din profile de aluminiu a fost realizată prin aplicarea forţei de aşchiere în toate cele şase direcţii de prelucrat asupra cazului critic de poziţionare a AP, cazul 3. Rigidităţile minime obţinute, figura 6.2, se înregistrează atunci când forţa de aşchiere (F_{A1}) este paralelă cu axa Y a CNC-ului şi de sens pozitiv, respectiv când forţele de aşchiere (F_{A2}, F_{A4}) sunt paralele cu axa X în ambele sensuri, iar acestea au valoare de 0.644 N/μm şi de 0.866 N/μm.

- Deformaţiile înregistrate pe router, conform aplicaţiilor stabilite se regăsesc în concluziile din subcapitolul 5.8, iar cele mai mari deformaţii se înregistrează la realizarea operaţiilor de tip slot prin degroşare, aplicate în special asupra materialului de tip aluminiu EN

AW 6012-T6, unde valoarea acestora variază între 245 μm pentru freza de 20 mm şi 153 μm la utilizarea frezei de 10 mm;

- Pentru menţinerea deformaţiilor, respectiv a preciziei de prelucrare sub 100 de microni, în funcţie de aplicaţia router-ului CNC autorul recomandă utilizarea unor freze cu un număr mai mic de dinţi (trei sau doi) şi diametrele pana în 10 mm ale acestora, scăderea adâncimii de aşchiere în special la degroşare sau micşorarea avansului pe dinte;

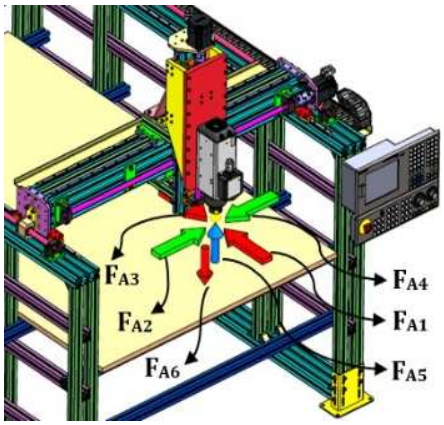


Fig. 6.3 Direcţiile forţelor de aşchiere aplicate router-ului CNC în cazul 3 pentru identificarea rigidităţii minime

Odată stabilite rigidităţile arborelui principal şi a structurii constituite din elementele structurale ale maşini-unelte CNC proiectate, se poate obţine precizia teoretică de prelucrare şi pentru alte tipuri de materiale, operaţii şi scule prin introducerea forţei de aşchiere aferente aplicaţiilor în ecuaţia de mai jos.

$$\delta = \frac{P}{K} \text{ [μm]} \tag{6.1}$$

La determinarea deformaţiilor şi a rigidităţii radiale pe cale analitică a AP cu motor integrat, este nevoie să luăm în considerare şi influenţa rotorului montat pe cartuş, astfel în ecuaţia (3.23) se va introduce şi momentul de inerţie a rotorului, iar ecuaţia devine:

$$\delta = P\left[\frac{1}{S_A} * \left(\frac{a+L}{L}\right)^2 + \frac{1}{S_B} * \left(\frac{a}{L}\right)^2 + \frac{a^2}{3E}\left(\frac{L}{I_L + I_R} + \frac{a}{I_a}\right)\right] \tag{6.2}$$

Metodologia utilizată în cadrul tezei de doctorat pentru obţinerea deformaţiilor şi a rigidităţilor, respectiv a preciziei de prelucrat se poate utiliza şi adapta pentru orice model de AP în aranjamente diverse cu rulmenţi unghiular, precum şi a supra structurilor integrale a m-u. Autorul recomandă utilizarea metodelor de calcul numeric pentru că oferă rezultate mult mai apropriate de comportamentul real în cazul acestor aplicaţii.

În concluzie, autorul recomandă să nu se investească într-un arbore principal de mare performanţă dacă structura maşini-unelte CNC nu satisface un nivel de rigiditate cel puţin egal cu rigiditatea acestuia.

Toate studiile efectuate şi rezultatele obţinute se pot utiliza şi aplica cu preponderenţă în mediul industrial, urmând a întreprinde colaborări cu firmele din judeţul Bistriţa-Năsăud, urmând a se realiza transferul tehnologic către acestea.

7. CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1 Contribuţii personale

Conţinutul tezei de doctorat este structurat pe şapte capitole principale, în primul capitol sunt prezentate tendinţele şi elementele constitutive ale maşinilor-unelte moderne din domeniu, urmate de obiectivele stabilite pentru studiul şi analiza deformaţiilor, rigidităţii ce vor influenţa precizia de prelucrare ce vor fi aplicate sistemelor AP şi a structurilor de aluminiu destinate router-elor CNC. În următoarele capitole sunt prezentate contribuţiile autorului în rezolvarea problemei propuse din titlul actualei teze.

Prin analizarea conţinutului tezei de doctorat, a cercetărilor teoretice efectuate şi atingerea obiectivelor fixate se conturează contribuţiile autorului în cadrul lucrării, acestea fiind precizate în continuare:

- Analiza stadiului actual şi a tendinţei mondiale în ceea ce priveşte importanţa maşinilor-unelte CNC în domeniul acestora şi stabilirea obiectivelor de interes în cadrul tezei;
- Documentarea şi analiza sistemelor de AP ce întră în alcătuirea m-u, parte necesară pentru o bună conturare a concepţiei şi a etapizării ce ţine de proiectare, printre care putem aminti:

  - identificarea părţilor componente şi a mecanismelor din alcătuirea acestora;
  - identificarea cerinţelor legate de performanţă şi de rolul funcţional;
  - stabilirea aspectelor generale ce ţin de proiectarea arborilor principali;
  - stabilirea criteriilor de clasificare a arborilor principali CNC;
  - documentarea, analiza şi stabilirea sistemelor în ceea ce priveşte construcţia arborilor principali, printre care putem aminti: tipurile de construcţie, sistemele de lăgăruire, sistemele de antrenare, sistemele de etanşare, sistemele de lubrifiere, sistemele de răcire, interfeţele şi mecanismele de reţinere a sculei şi a port-sculei şi 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 rigidităţii radiale ale AP, autorul a identificat două metode, una analitico-teoretică şi una numerică realizabilă prin analiza cu element finit (FEA); pentru fiecare metodă s-a realizat şi prezentat fluxul etapelor în ceea ce priveşte realizarea celor propuse;
  - stabilirea metodei analitice de calcul pentru forţele de aşchiere, a momentului şi a parametrilor necesari aşchierii, metodă care se poate realiza şi prin utilizarea soft-urilor specializate de calcul de la producători;
  - studiul privind obţinerea rigidităţii axiale şi radiale a set-urilor de rulmenţi unghiulari în funcţie de aranjamentul acestora pentru lagărele AP, studiu realizat pentru cele mai uzuale aranjamente utilizate în construcţia arborilor principali;
  - studiul privind calcularea turaţiei maxime a unui arbore principal în condiţii de funcţionare optimă şi aspectele ce ţin de influenţarea acesteia rezultată din tipul aranjamentului de rulmenţi, de clasa de precizie, de unghiul de contact a rulmenţilor şi de tipul calităţii de material a elementelor de rulare;
  - studiul privind calcularea teoretică a distanţei optime dintre lagăre ce va ajuta la obţinerea rigidităţilor maxime şi realizarea unor exemple de calcul;
  - studiul teoretic privind deformaţia şi rigiditatea radială a unui arbore principal precum şi influenţa distanţei dintre lagăre asupra acestora;
  - stabilirea şi prezentarea metodologiei privind analiza cu element finit aplicată arborilor principali la identificarea deformaţiilor şi a rigidităţii;
  - compararea rezultatelor obţinute prin metoda analitico-teoretică şi metoda numerica FEA, aplicate unui arbore principal proiectat de autor cu prindere de tip HSK-A63 şi aranjament TBT a lagărului conducător, figura 7.1, lagărul fiind constituit din rulmenţi unghiulari cu bile, iar unghiul de contact a acestora este de , $\alpha=15°$; în studiile efectuate s-a luat în considerare şi clasele de pretensionare a lagărului conducător urmând a se valida

metodele utilizate ca fiind corecte prin obţinerea unor valori mici a marjelor de eroare;

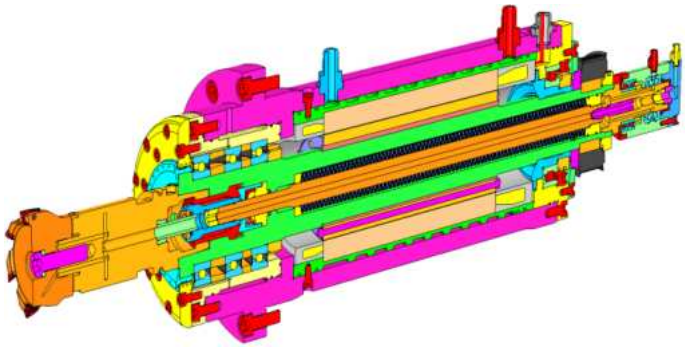


Fig. 7.1 Sistem de arbore principal de frezat complet de tip HSK-A63, P=25 Kw, n=12000 rpm cu aranjament TBT a lagărului conducător

- Elaborarea unui studiu de caz prin conceperea şi proiectarea a trei modele de AP pentru frezat cu prindere de tip ER32 în aranjamente diferite prin care autorul urmăreşte să determine modelul a cărui performanţe sunt cele mai potrivite pentru aplicaţia stabilită:

- pregătirea studiului de caz şi stabilirea cerinţelor principale pe care arborele principal trebuie să le respecte, în funcţie de cazul critic de frezare stabilit conform aplicaţiei pe un material de tip aluminiu EN AW 6012-T6;
- s-au conceput şi proiectat trei variante de AP în aranjamente diferite a lagărelor, figura 7.2, pentru a putea realiza comparaţia performanţelor dintre aceştia; variantele alese de autor pentru cei trei AP sunt de forma: DT-DT, TBT şi un singur rulment unghiular cu bile, TBT-DT;
- s-au realizat studii şi analize pe cele trei variante de arbori prin utilizarea metodelor analitico-teoretice şi numerice statice, legate de:
  - distanţa optimă dintre lagăre în cazul arborilor fără motor integrat;
  - deformaţiile şi rigiditatea radială a arborilor în cazul în care se poate păstra distanţa optimă calculată dintre lagăre şi în cazul opus când nu se poate păstra distanţa optimă pentru AP proiectaţi 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;

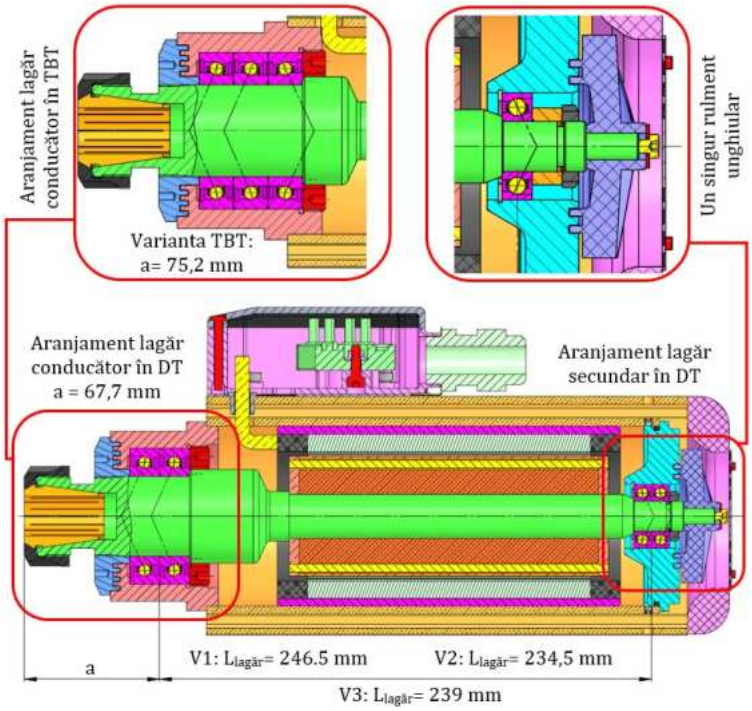


Fig. 7.2 Variantele de AP de frezat proiectați cu prindere manuală de tip ER32, în aranjamente DT-DT, TBT-1 rul. radial, TBT-DT

- 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 dotări 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 operaţiilor de prelucrare, a forţelor de aşchiere şi corelarea acestora cu destinaţia aplicaţiei;
- studiul privind metodologia de aplicarea a forţelor de aşchiere şi stabilirea cazurilor utilizate, iar pentru a reduce numărul de experimente (simulări) s-a identificat cazul nefavorabil în care poziţia AP al router-ului prezintă deformaţii maxime asupra structurii de aluminiu;
- stabilirea cazului nefavorabil în care poziţia AP are deformaţiile cele mai pronunţate a condus la studiul privind rigiditatea minimă rezultată pe structura de aluminiu a router-ului CNC;
- stabilind metodologia de aplicare a forţelor de aşchiere, a direcţiilor acestora şi a studiului rigidităţii aplicate în cazului critic de poziţionare a AP s-au realizat analize statice FEA în ceea ce priveşte deformaţiile, respectiv precizia router-ului CNC din punct de vedere a erorilor introduse de forţele de aşchiere;
- realizarea analizei rezultatelor în ceea ce priveşte valorile deformaţiilor rezultate pentru operaţiile de prelucrare prin degroşare şi finisare a celor trei tipuri de materiale stabilite la frezarea a unui slot, la frezarea pe contur şi de planare;
- elaborarea şi prezentarea soluţiilor posibile pentru menţinerea preciziei router-ului CNC sub valoarea de 100 μm;
- realizarea documentaţiei tehnice de execuţie şi detaliere, cuprinzând desenele de ansamblu şi desenele de execuţie a reperelor, vezi anexa 1;

Fig. 7.3 Execuţia practică a router-ului CNC în variantă modulară şi reconfigurabilă

7.2 Direcţii viitoare de cercetare şi perspective

Din punctul de vedere a studiilor şi cercetărilor realizate în cadrul tezei de doctorat vor rezulta noi deschideri a orizontului spre direcţii viitoare de cercetare, cum ar fi:

- dezvoltarea unui soft propriu „Spindle rigidity RCI" care să permită calcularea deformaţiilor şi a rigidităţii AP de m-u CNC şi în special a celor cu motoare integrate, care din punct de vedere tehnic se impun următoarele observaţii:

  - la momentul actual relaţiile de calcul utilizate sunt efectuate în programul „Excel" iar acest lucru impune dezvoltarea unei interfeţe interactive şi „user-friendly";
  - realizarea unei baze de date cu caracteristicile specifice de performanţă pentru categoriile de rulmenţi unghiulari cu bile utilizaţi în construcţia arborilor principali CNC, în special a celor din clasele de precizie P2, P4, P4S şi P5;
  - selectarea şi realizarea automată a calculelor în ceea ce priveşte rigiditatea axială şi radială a lagărelor în funcţie de aranjamentul rulmenţilor aleşi: DB, DF, DT, TBT, QBC, QBT, QTTTQ, etc;
  - stabilirea tipurile de interfeţe dintre port-sculă şi cartuş, cum ar fi cele de tip ISO, HSK, ER, etc., precum şi introducerea dimensiunilor pentru generarea geometriei cartuşului în funcţie tipul de interfaţă ales;

- studii şi cercetări privind creşterea rigidităţii structurilor din profile de aluminiu destinate M-U CNC, acestea vor conduce la:

  - găsirea unor soluţii optime şi relativ ieftine, cum ar fi îmbunătăţirea rigidităţii 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 spaţial;
  - studierea unor metode moderne de a creşte 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 diverşi 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 organele 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. Chişu, M. T. Lateş, Organe de maşini şi transmisii mecanice, Braşov, 2005;
[20] A. Jula, M. T. Lateş, Organe de maşini, Editura Universităţii Transilvania, Braşov, 2004;
[21] I. Beblea, A. V. Beblea, Soluţii moderne în construcţia roboţilor 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;
[23] Tutorial ghidaje liniare de la NSK, link de acces: 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] Maşini-unelte de frezat de la Hyundai-Wia, link de acces: https://machine.hyundai-wia.com/eu/product/kf5600.asp;
[26] Clasificare şi modele de piulițe de la THK, link de acces: http://www.cbmind.com/linear/thk/pdf/Ballscrew%20Product%20Specifications.pdf;
[27] Şuruburi cu bile şi 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, ş.a., Axe numerice, Editura U.T. Press, 2012, ISBN 978-973-662-740-8;
[30] Catalog şuruburi cu bile de la Steinmeyer, link de acces: 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 maşini şi mecanisme, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 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 maşinilor unelte cu comandă numerică, Editura Academiei Oamenilor de Ştiinţă din România, Bucureşti, 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 analisys 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 şi maşini 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 & Dupláková, 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 maşini-unelte din fibră de carbon, link de acces, https://www.haufler.com/en/4/CFRP-components.html;
[43] Componente de maşini-unelte din compozit mineral, https://www.syil.com/blog/benefits-of-a-mineral-casting-frame;
[44] Crăciun Dan, Contribuţii privind aplicaţii la conceptul de prelucrare n în 5 axe CNC cu masă rotativă basculantă cu 2 axe detaşabilă, 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 rulmenţi 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;
[47] Catalog de rulmenţi 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;
[48] Dimensiunile şi 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] Rulmenţi radiali mobili pentru controlul dilataţiilor de la FEMCO Limited, link de acces: http://www.femcoprecisionbearings.co.uk/category/floating-displacement/;
[52] Rulmenţi radiali mobili pentru controlul dilataţiilor 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;
[53] Rulmenţi de precizie destinaţi 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;
[54] Ľubomír Šooš, Radial Ball Bearings with Angular Contact in Machine Tools, 2012, http://dx.doi.org/10.5772/51004
[55] Šooš, Ľ., Criteria for selection of bearings arrangements, Serbia, ISBN 978-86-7892-131-5, pp. 395-399, 2008;
[56] Calcularea turaţiei maxime permisive a rulmenţilor, 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 access: 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
[60] Catalog arbori principali de frezat de la Fischer, link de acces: 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 ;
[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;
[63] Catalog arbori principali de înalta frecventa de la GMN, link de acces: 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
[69] Catalog Timken cu rulmenţi de super-precizie pentru m-u, link de acces: 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 etanşări prin contact de la SKF, Industrial shaft seals, link de acces:
https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809998 6c-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 access: 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 rulmenţilor 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 rulmenţi şi 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 şi aplicaţii, 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
[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 şi performanţa port-sculei HSK, link de acces: https://www.hskworld.com/articles/Characteristics_and_capabilities/characteristics_and_capabilities.htm;
[89] Catalog Guhring GM300 de port-scule şi mecanisme de reţinere, 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 reţinere 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;
[92] Arcuri elicoidale sau de tip disc pentru sistemul de reţinere 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] Forţe de reţinere 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;
[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;
[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;
[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, Laurenţiu. (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 forţe de aşchiere 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 aşchiere 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] Rulmenţi de precizie ridicată de la TPI, link de acces: https://www.ritbearing.com/media/1127/tpi-precision-catalog.pdf;
[120] Pretensionarea rulmenţilor cu contact unghiular, link de acces: https://www.skf.com/group/products/super-precision bearings/principles/bearing-selection-process/bearing-execution/bearing-preload;

[121] Rulmenţi de precizie ridicată de la GMN, link de acces: 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: 2321-7308l;
[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 destinaţi prelucrărilor uşoare 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;
[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] Asım 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;

[144] Proprietăţile mecanice şi chimice ale aluminiului EN AW 6012, link de acces: https://www.impol.com/app/uploads/2020/07/Aluminium-alloy-EN-AW-6012.pdf
[145] Proprietăţile mecanice şi chimice ale aluminiului EN AW 6012-T6, link de acces: http://www.steelnumber.com/en/steel_alloy_composition_eu.php?name_id=1139
[146] Proprietăţile 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
[147] Clasificarea materialelor din plastic , proprietăţi 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] Acurateţea m-u CNC, link de acces: https://yijinsolution.com/what-is-the-accuracy-of-a-cnc-machine/
[150] Înţelegea preciziei şi a acurateţea unei m-u, link de acces: https://www.cnccookbook.com/understanding-cnc-precision-and-accurate-cnc-repeatability/;
[151] Proprietăţile 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
[152] Cataloage THK, www.thk.com;
[153] Cataloage SKF, www.skf.com;
[154] Cataloage HAAS CNC, https://www.haascnc.com;
[155] Cataloage SIEMENS, https://www.siemens.com/global/en.html;
[156] Documentaţie SolidWorks & SolidWorks Simulation;

LISTĂ DE PUBLICAŢII

1. RUSAN, C. I., & CIUPAN, C. (2020). *BED FRAME FABRICATION FOR HEAVY DUTY MACHINE TOOLS OR UNIQUE OF HIGH STRENGHT 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 ANALISYS 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 HEREŞ, **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 şi Robotică
b-dul Muncii 103-105
400641, Cluj-Napoca, România
Tel: +40(0)745259492
email: rusanclaudiuioan@gmail.com

CURRICULUM VITAE

INFORMAŢII PERSONALE

Nume:	CLAUDIU-IOAN RUSAN
Data naşterii:	25 iunie 1992
Locul naşterii:	Oraş Bistriţa, judeţul Bistriţa-Năsăud
Domiciliul:	RO-4400 Bistriţa, Str. Zorelelor, Bl.9, Sc. A, AP. 8
Cetăţenie:	Română

EXPERIENŢĂ PROFESIONALĂ

Asistent universitar
Departament Ingineria Proiectării şi Robotică

Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca,
Str. Memorandumului, nr.28, Cluj-Napoca, 400114, www.utcluj.ro

2020-prezent

Asistent universitar pentru disciplinele Maşini unelte I, Proiectarea maşinilor-unelte, Grafică asistată de calculator I, Informatică aplicată I, Geometrie descriptivă şi desen tehnic, Toleranţe şi control dimensional, Istoria tehnici şi creativităţii, Maşini unelte şi echipamente de fabricaţie, Întreţinerea şi exploatarea m-u, etc.
Tipul sau sectorul de activitate: Învăţământ superior

Şef birou SDDPP – Serviciul dezvoltarea documentaţiei şi proiectare produse

SC. COMELF S.A, Str. Industriei nr.4., 420063, Bistriţa, Romania
(www.comelf.ro)

2017-prezent

Scopul general al postului fiind planificarea şi conducerea proceselor de proiectare şi execuţie a produselor. Obiectivele postului sunt elaborarea, conducerea şi verificarea componentelor tehnice ale proiectelor, stabilirea soluţiilor tehnice optime, verificarea şi urmărirea execuţiei lucrărilor, asigură verificarea lucrărilor în curs de execuţie. Elaborarea şi verificarea proiectelor primite de la beneficiar, întocmirea documentaţiei de fabricaţie şi menţinerea în permanenţă a legăturii cu tehnologii.

Şef birou – Programare roboţi şi proiectare SDV
SC. COMELF S.A, strada industriei nr.4., 420063, Bistriţa, Romania, (www.comelf.ro)

2013 - 2017

În prealabil am participat la numeroase proiecte, în special la dezvoltarea şi fabricarea produselor primite de la clienţi, precum: SIEMENS, GENERAL ELECTRIC, DONALDSON, AAF, TESMEC, KOMATSU, DOOSAN etc. şi de realizare a mapelor de montaj, a mapelor de vopsire, a mapelor de sudură din fişierele electronice de tip CAD cât şi 2D. Realizarea de simulări (FEM) cu CosmosWorks pentru clienţii întreprinderii sau a departamentelor din cadrul companiei. De asemenea am realizat proiectarea DMT-urilor (dispozitive de montaj şi transport) sau a dispozitivelor pentru sudura robotizată. Pe lângă cele prezentate mai sus se mai poate adăuga şi faptul că m-am ocup de programarea offline şi online a roboţilor CLOOS din fabricile companiei la care activez.

EDUCAŢIE ŞI FORMARE

2015-2017
Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca
Titlu obţinut: Master în domeniul Mecatronică şi Robotic
Specializarea: Facultatea de Construcţii de Maşini, domeniul Mecatronică şi Robotică (la Bistriţa, învăţământ cu frecvenţă)

2011-2015
Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca
Titlu obţinut: Inginer
Domeniul: Inginerie Industrială
Specializarea: Maşini Unelte si Sisteme de Producţie (la Bistriţa, învăţământ cu frecvenţă)

2008-2011
Colegiul Tehnic INFOEL din Bistriţa
Filiera teoretică, profilul real, specializarea Matematică-Informatică Intensiv Informatică

ACTIVITĂŢI DE CERCETARE

PROIECTE:

1. Expert proiectant, titlu proiect: Echipamente tehnologice pentru practica studenţilor în cadrul Atelierului mecanic al Universităţii Tehnice din Cluj-Napoca, CNFIS-FDI-2021-0249 (2021);

2. Expert proiectant, titlu proiect: Echipamente tehnologice, scule şi dispozitive pentru practica studenţilor în cadrul Atelierului mecanic al Universităţii Tehnice din Cluj-Napoca, CNFIS-FDI-2021-0198 (2022);

CĂRŢI

1. CLAUDIU-IOAN RUSAN, GRAFICĂ INDUSTRIALĂ ASISTATĂ DE CALCULATOR, EDITURA REVERS, CRAIOVA, 2020, ISBN: 978-606-41-1106-7.

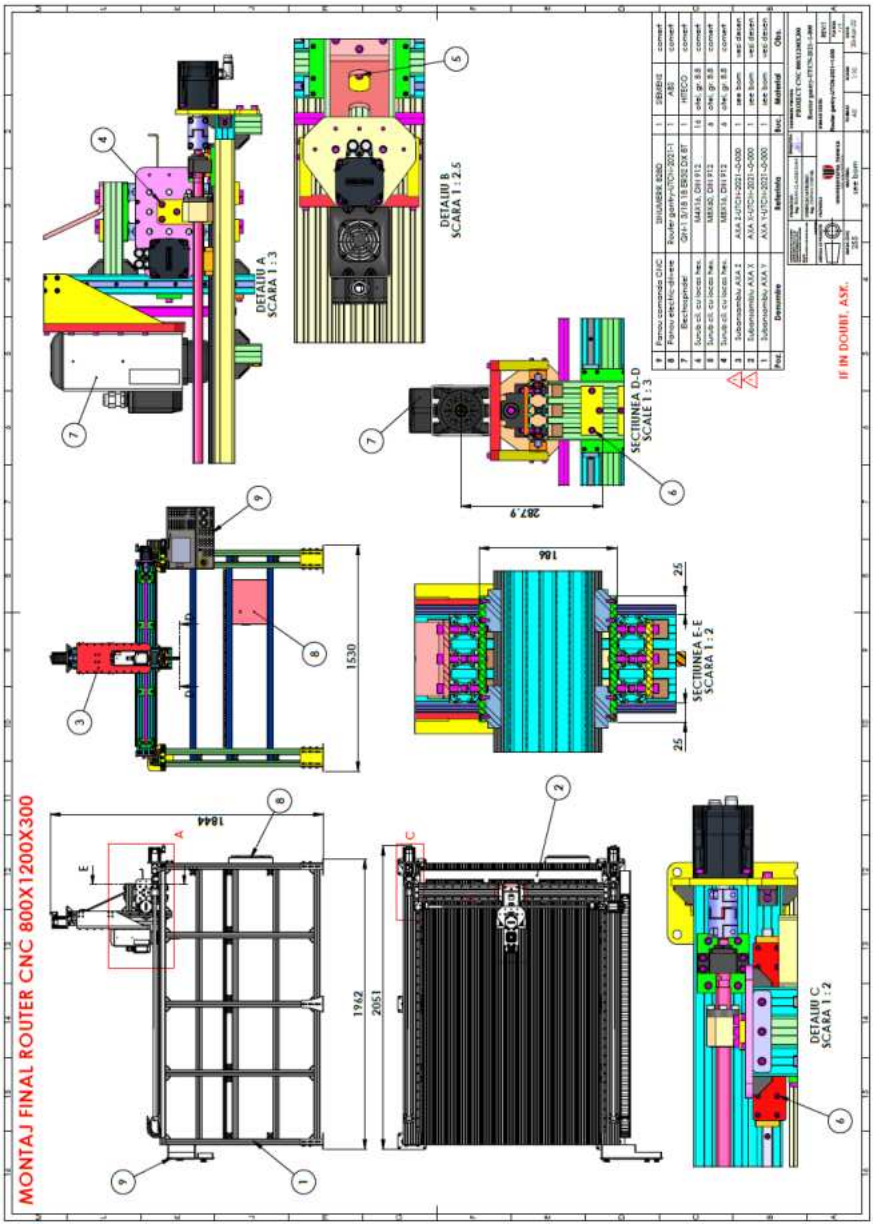
PREMII

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 3rd edition, 15-17.12.2022, Deva, Romania;

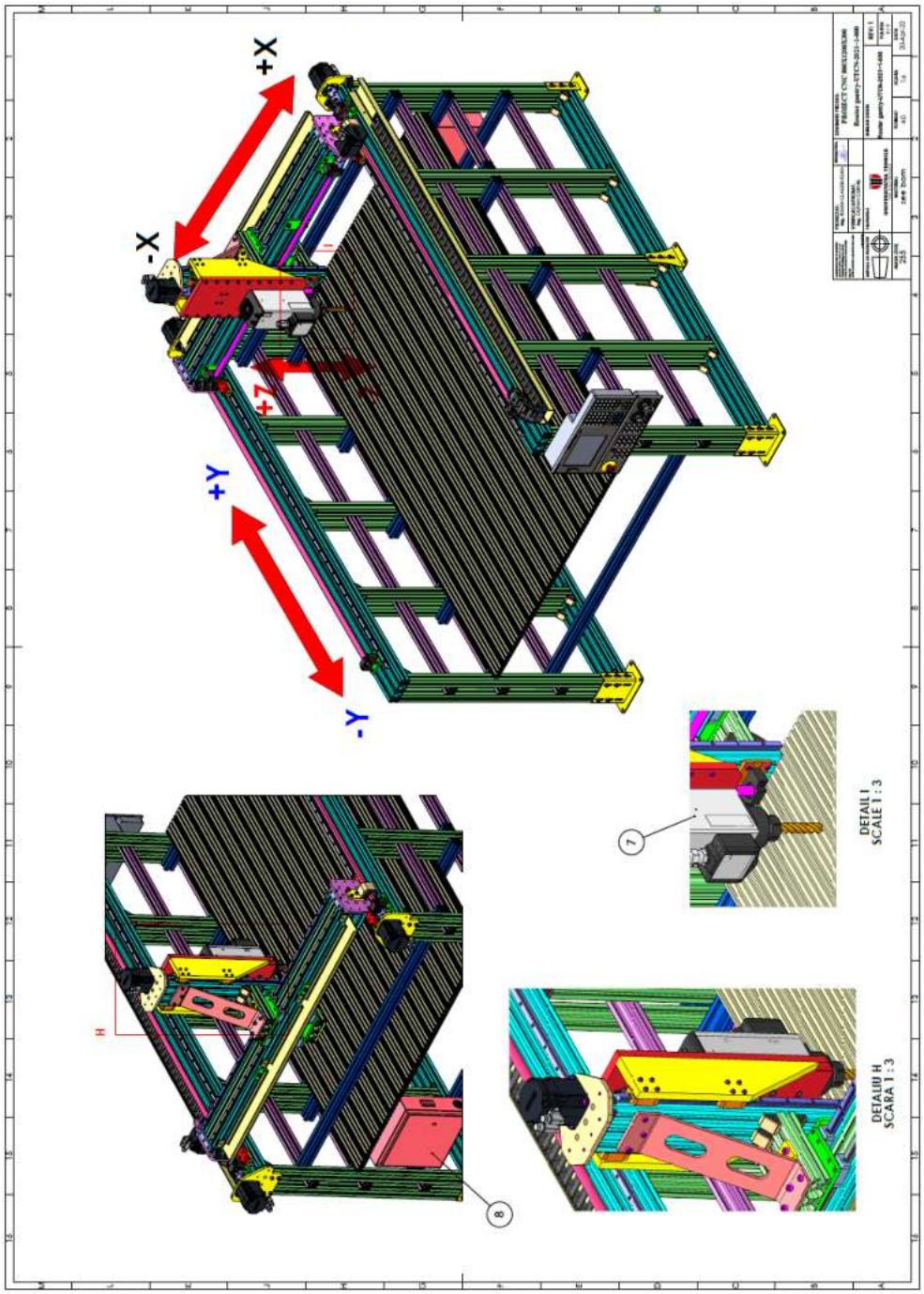
ANEXE

Anexa 1: Desene de ansamblu și de subansamble principale ale router-ului CNC

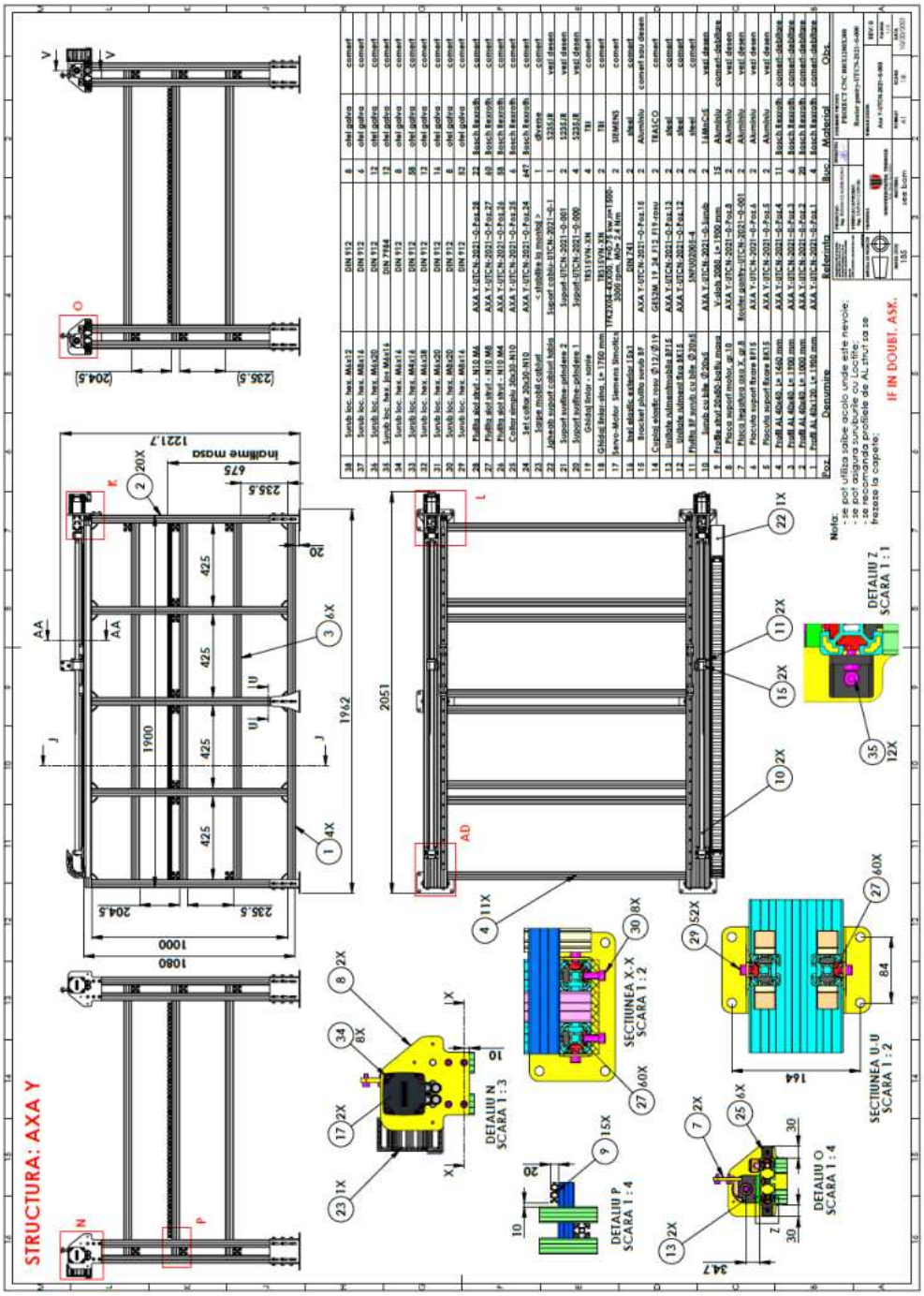
Desene de ansamblu: CNC router -planșa 1/2



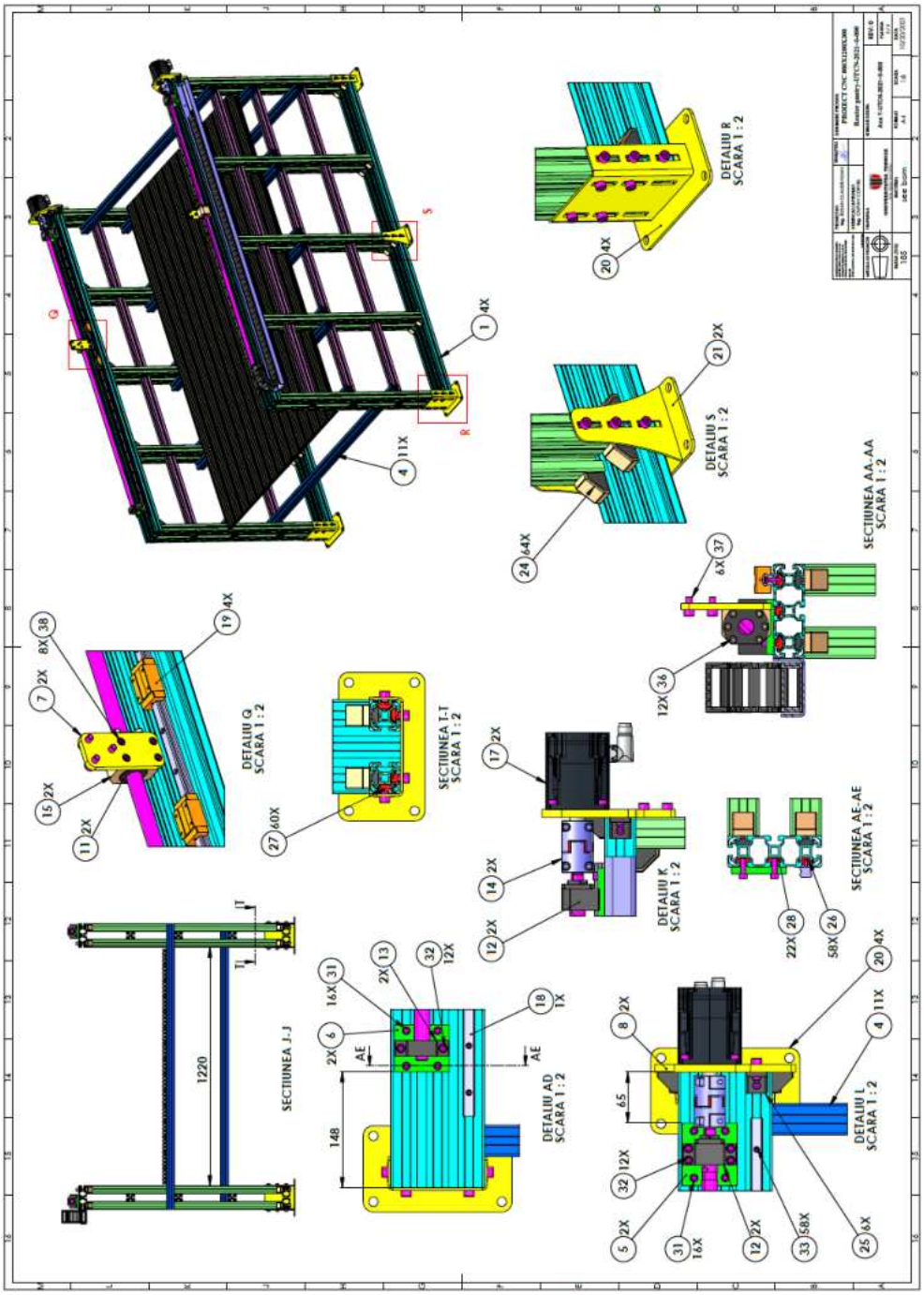
Desen de ansamblu: CNC router -planșa 2/2



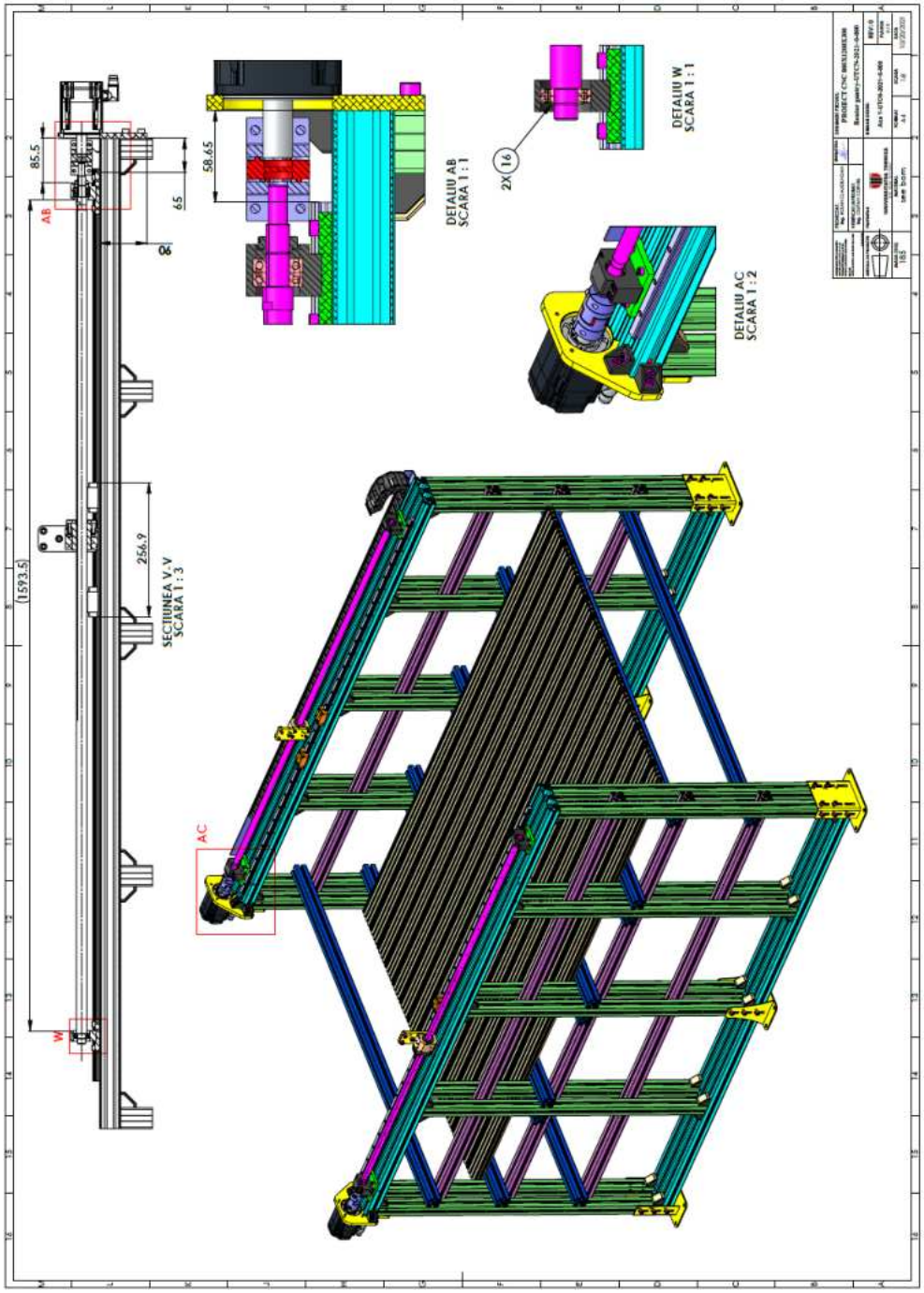
Desen de subansamblu AXA Y: CNC router -planșa 1/3



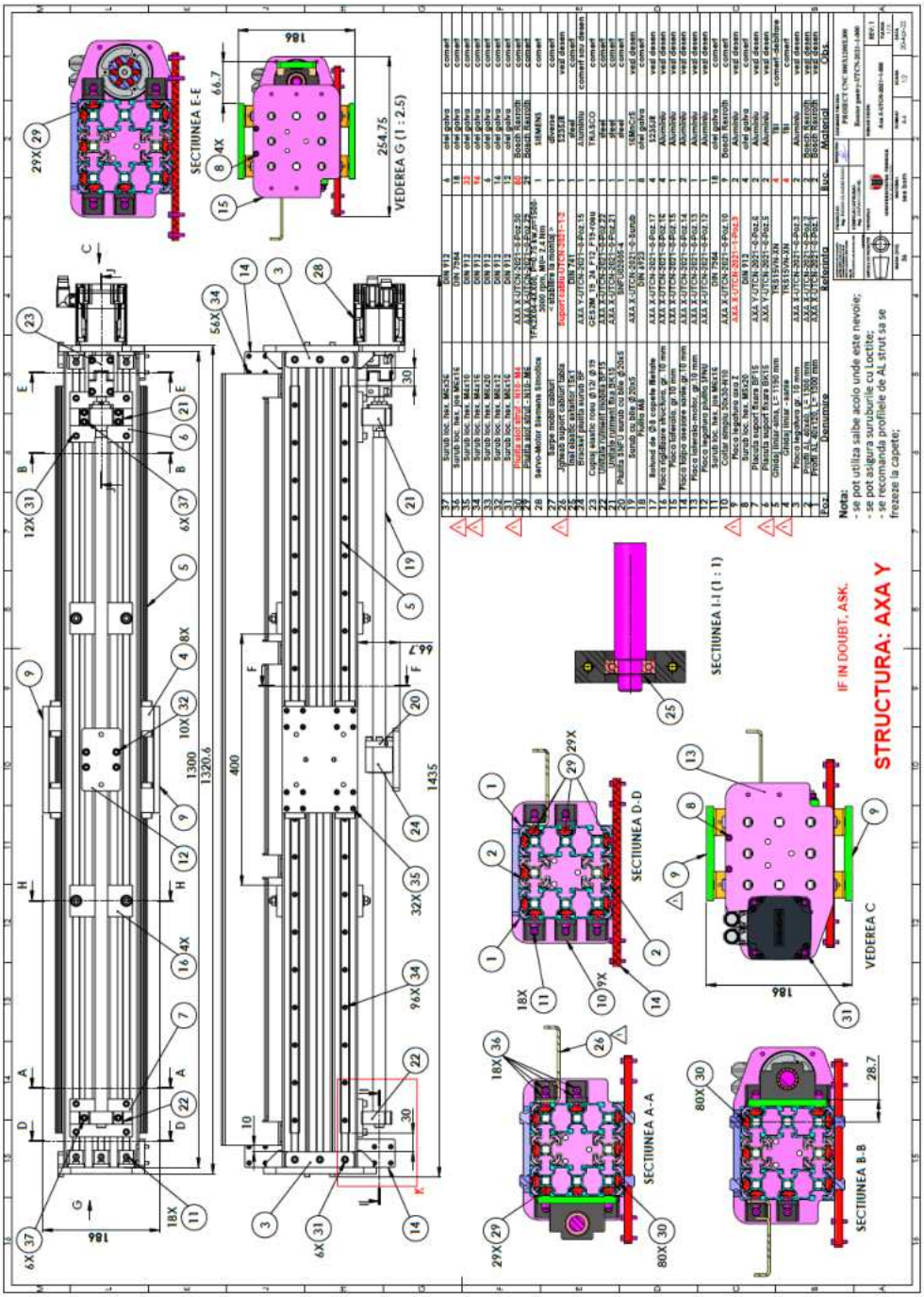
Desen de subansamblu AXA Y: CNC router -planșa 2/3



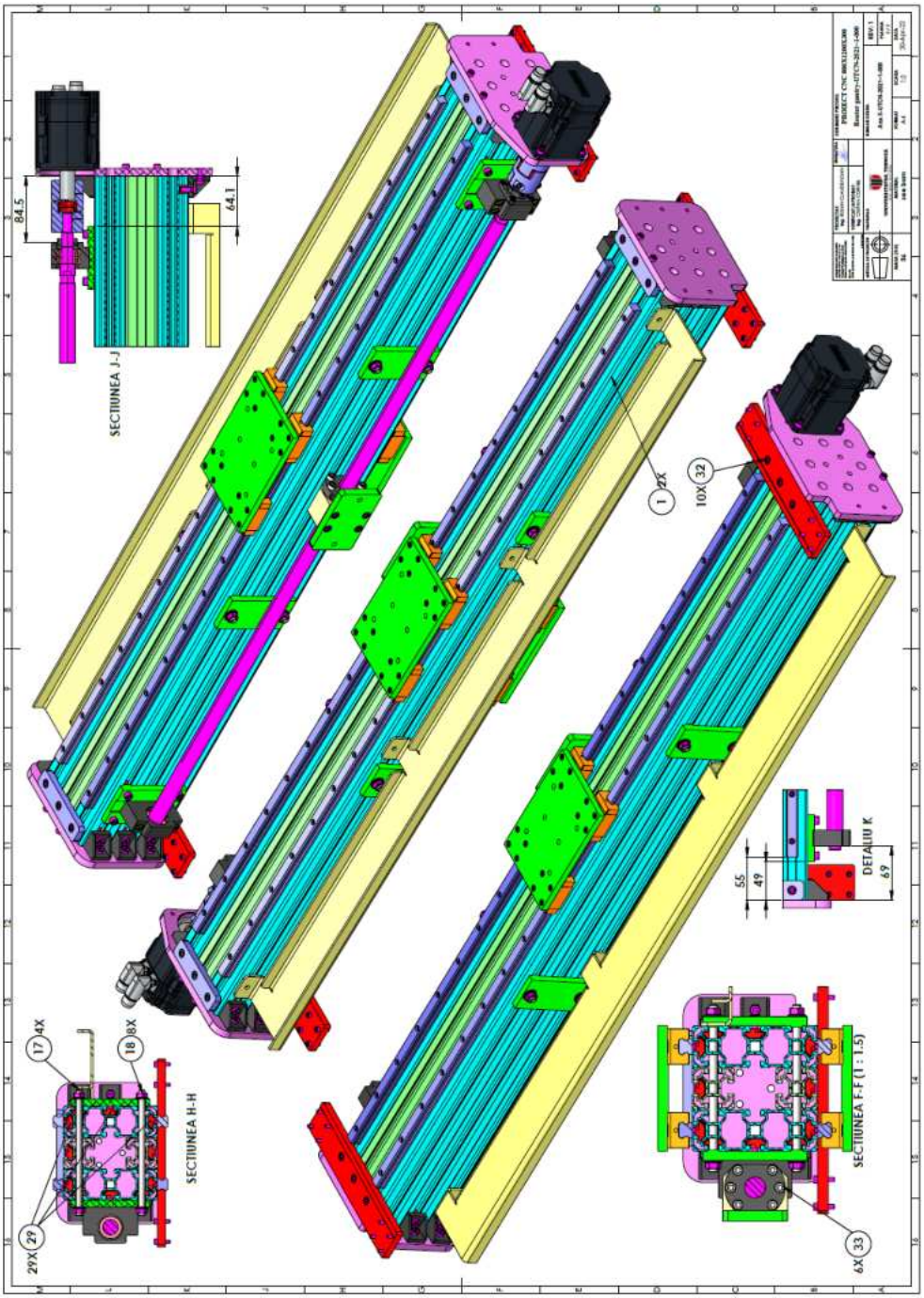
Desen de subansamblu AXA Y: CNC router -planșa 3/3



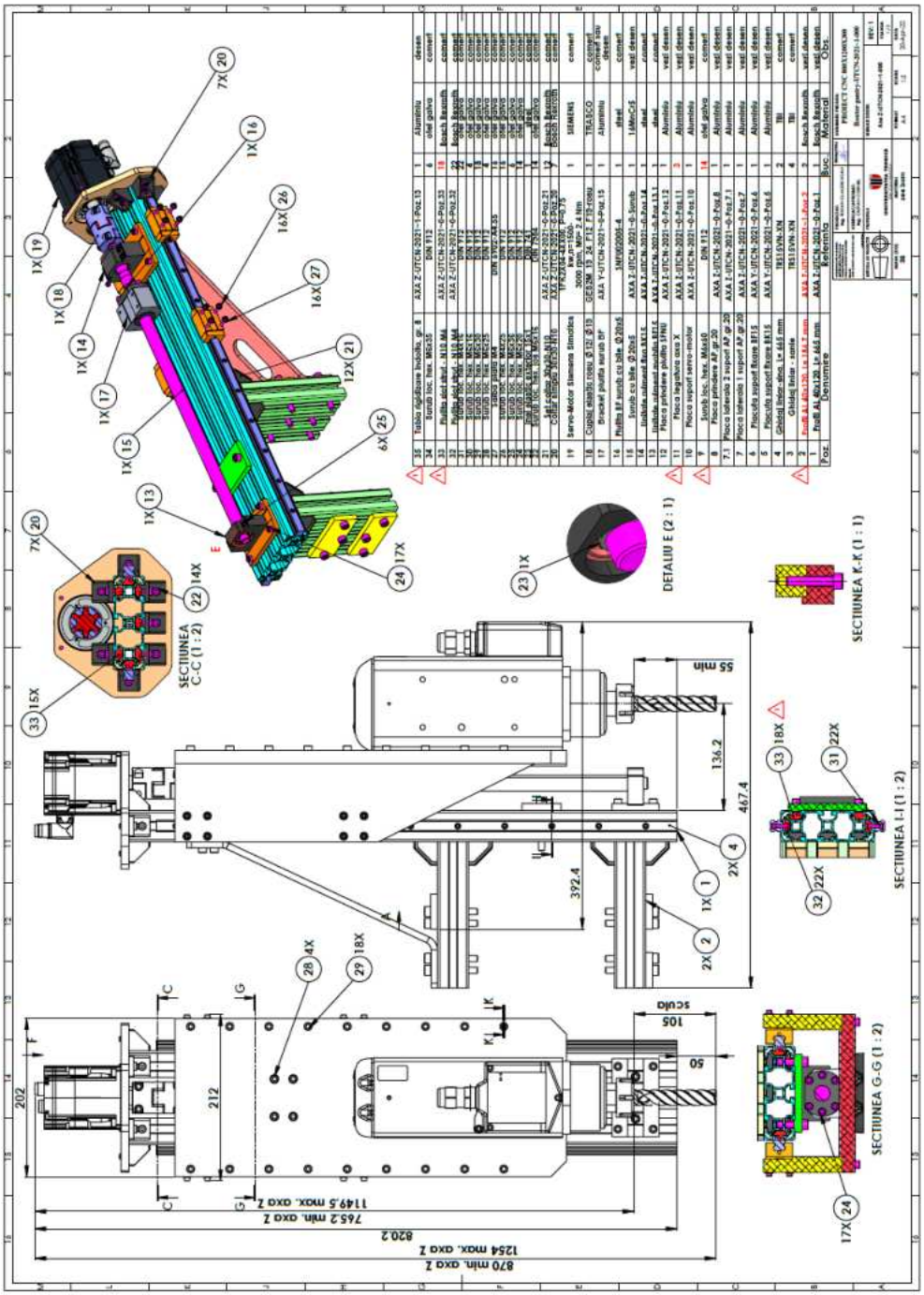
Desen de subansamblu AXA X: CNC router -planșa 1/2



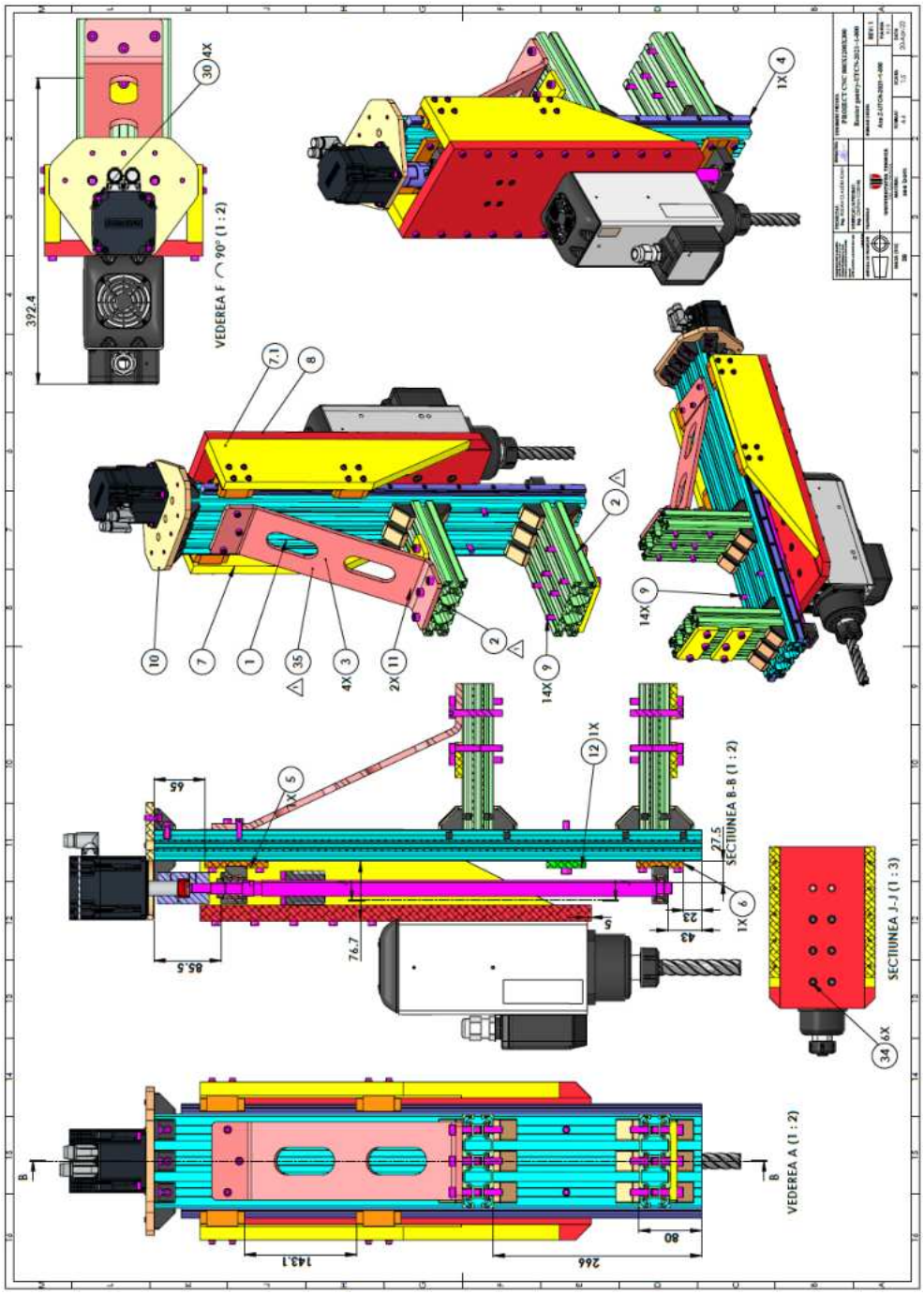
Desen de subansamblu AXA X: CNC router -planșa 2/2



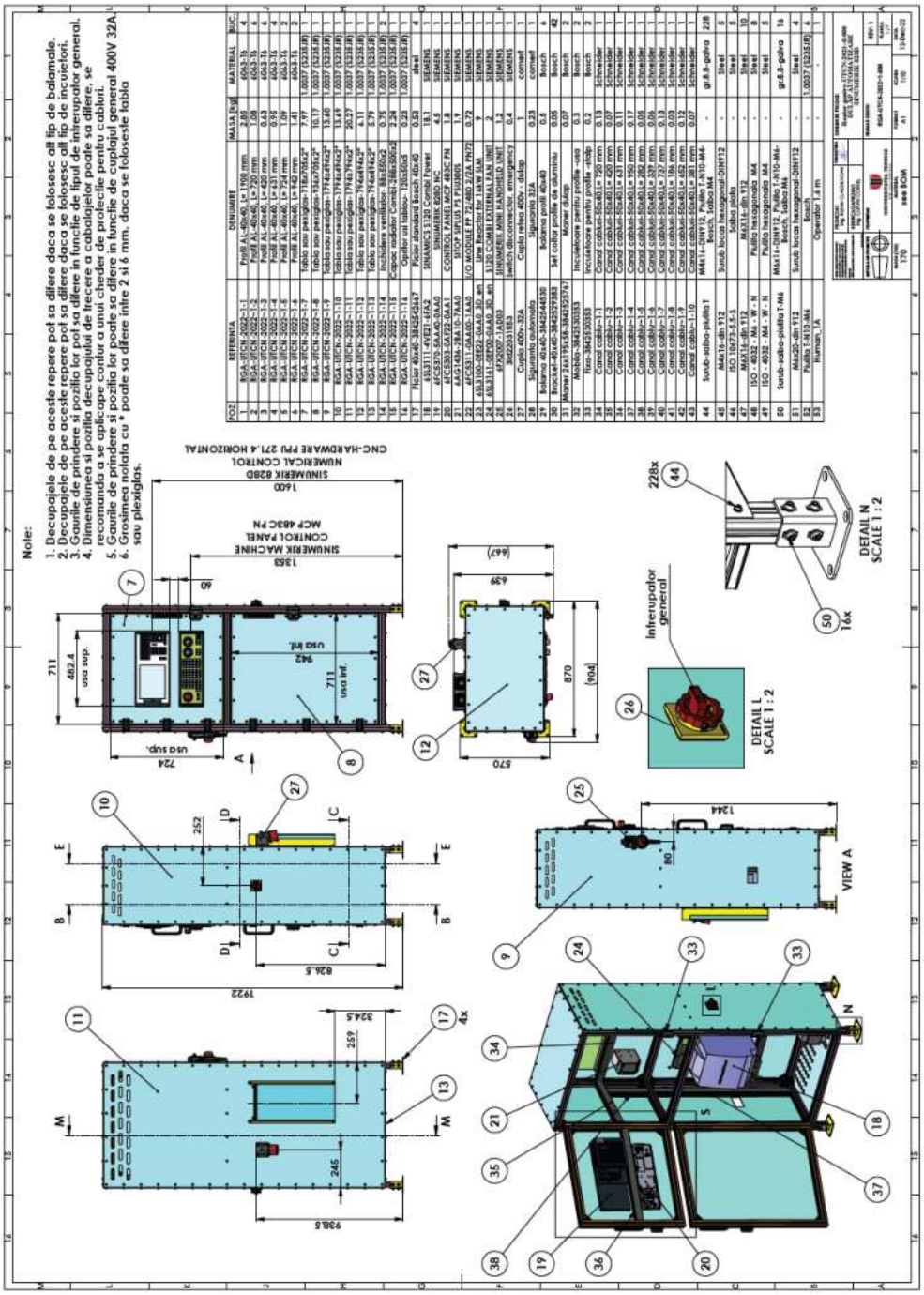
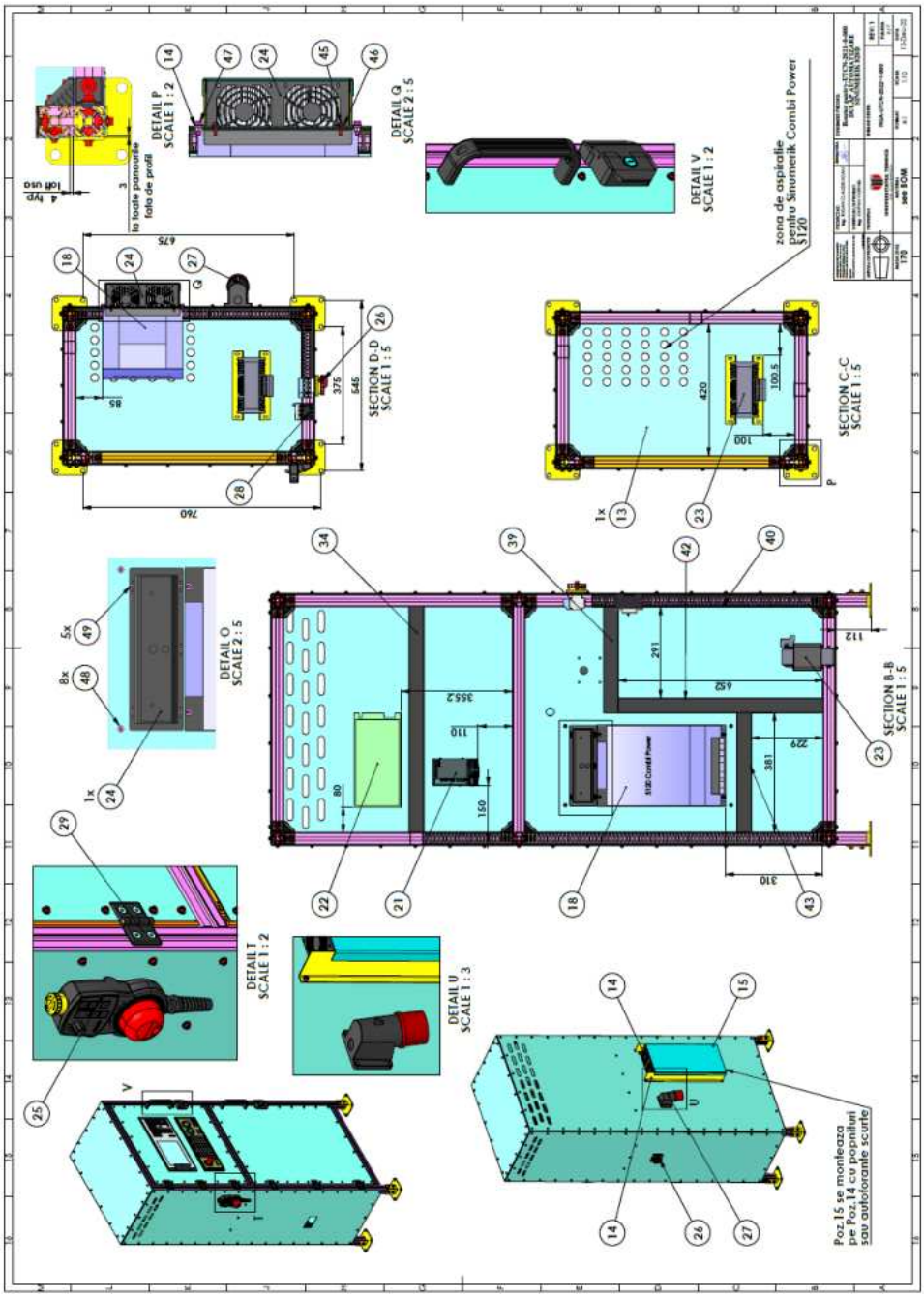
Desen de subansamblu AXA Z: CNC router -planșa 1/2



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 -planșa 2/7