



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА У ЧАЧКУ

Мр Иван Р. Милићевић

СИНТЕЗА МЕХАТРОНИЧКОГ
СИСТЕМА ЗА ИЗРАДУ СПЕЦИЈАЛНО
ОБЛИКОВАНИХ ЖИЧАНИХ ПРОФИЛА

Докторска дисертација

Чачак, 2013. год.

1. Аутор	
Име и презиме:	Иван Милићевић
Датум и место рођења:	28. 12. 1973. год., Ариље
Садашње запослење:	Асистент, Технички факултет Чачак
2. Докторска дисертација	
Наслов:	Синтеза мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила
Број страница:	193
Број слика:	131
Број библиографских података:	110
Установа и место где је рад израђен:	Факултет техничких наука у Чачку
Научна област (УДК):	621:004] (043.3)
Ментор:	Проф. др Радомир Славковић
3. Оцена и одбрана	
Датум пријаве теме:	15. IX 2008. год.
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације	XXVIII-2081/3 од 19. IX 2008. год. 1546/8 од 31.10.2008. год.
Комисија за оцену подобности теме и кандидата:	<ol style="list-style-type: none"> 1. Проф. др Новак Недић Факултет за машинство и грађевинарство, Краљево 2. Проф. др Радомир Славковић Факултет техничких наука у Чачку 3. Проф. др Драган Голубовић Факултет техничких наука у Чачку 4. Проф. др Бранислав Јеремић Факултет инжењерских наука, Крагујевац 5. Проф. др Сениша Ранђић Факултет техничких наука у Чачку
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:	<ol style="list-style-type: none"> 1. Проф. др Сениша Ранђић, Председник Факултет техничких наука у Чачку 2. Проф. др Радомир Славковић, Ментор Факултет техничких наука у Чачку 3. Проф. др Драган Голубовић, Члан Факултет техничких наука у Чачку 4. Проф. др Милош Главоњић, Члан Машински факултет, Београд 5. Проф. др Весна Мандић, Члан Факултет инжењерских наука, Крагујевац
Датум одбране дисертације:	

РЕЗИМЕ

Предмет овог рада су теоријско-експериментална истраживања пројектовања сложених техничких система на примеру реализације мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила (скраћено, линија МСЖ).

Производи који се добијају на линији МСЖ су специјални жичани профили попречног пресека трапезног облика, прстенасто савијени на одређеном кораку ради даље монтаже у финални производ, строгих захтева квалитета (потребна тврдоћа, уске толеранције мера облика и димензија, итд). Профили се израђују од жице кружног попречног пресека, пречника $\varnothing 2\div 5$ mm, углавном од квалитетних нерђајућих челика у нормализованом стању. Добијени жичани профили користе се за формирање тзв. *пукотинастих сита* (у свету позната као *Looped Wedge Wire Screens*).

Сложена концепција изабране линије омогућила је да се укаже на комплексност пројектовања мехатроничких система, изведу потребне анализе, аналитичког и експерименталног карактера, и синтезом релевантних података дефинише најповољнија структура система. Реализовањем прототипа, развијена је и методологија интегрисаног пројектовања сложених техничких система. Постављени су одређени захтеви и решен је велики број проблема теоријског и практичног карактера. Извршена су одређена експериментална мерења, као верификација добијених аналитичких резултата. Моделирањем, анализом и симулацијом дефинисани су поједини параметри процеса и одређена решења за поједине сегменте система. За дефинисање аналитичких израза везе напон-деформација у нелинеарној области коришћен је софтверски пакет *Matlab*. Аналитички модел за одређивање непознатог момента савијања добијен је коришћењем софтверског пакета *Mathematica*. За анализу процеса пластичног деформисања жичаних профила у технолошком процесу сабијања на хидрауличној преси, коришћен је софтверски пакет *Simufact.Forming*. Уз помоћ софтверског пакета *Automation Studio*, развијен је функционални виртуални модел управљања читавог мехатроничког система и извршена симулација рада система у реалном времену. Резултати истраживања верификовани су извођењем физичког прототипа линије МСЖ.

Због свега тога, истраживања приказана у овом раду, поред теоријског, имају и значајан практичан допринос који се огледа у освајању читаве једне технологије за производњу пукотинастих сита реализацијом прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила.

Кључне речи: мехатронички систем, интегрисани приступ пројектовању, симулација.

S U M M A R Y

The paper is focusing theoretical and experimental research of design of complex technical systems on the example of realization of mechatronic system for production of specially-designed wire profile (abbreviated MSZ).

Products obtained on the MSZ are specially designed wire profiles wedge shaped and looped on a certain step for further assembly into final products having strict quality requirements (high hardness, tight tolerances of the dimensions shape and size, etc.). Profiles are fabricated from circular cross section wire with diameter of $\varnothing 2-5$ mm, mainly high-quality stainless steel in the normalized condition. Obtained wire profiles are used for production of so-called Looped Wedge Wire Screens.

System complexity enables all challenges of the mechatronic systems design to be shown, to perform all the necessary analysis both analytical and experimental, and to define mechatronic system with best characteristics by the synthesis of relevant data. Along with prototype realization an integrated design methodology of complex technical systems has been developed. Specific requirements are defined and many problems of theoretical and practical character have been solved. Certain experimental measurements were performed to verify obtained analytical results. Process parameters and particular solutions for specific segments of the system are defined by a modeling, simulation and analysis. *Matlab* software package has been used to determinate analytical expressions of stress-strain relation in nonlinear domain. An analytical model for determining the unknown bending moments is obtained by the software package *Mathematica*. For analysis of wire profile plastic deformation in technological process of hydraulic press forging software package *Simufact.Forming* was used. *Automation Studio* software package enabled developing of functional virtual model of entire mechatronic system with work process real-time simulation. The research results are verified by the physical prototype realization.

Consequently, the research presented in this paper, beside theoretical, has significant practical contribution that is reflected in development of an entire technology for Looped Wedge Wire Screens manufacturing, by the realization of mechatronic system for roduction of specially-designed wire profile.

Key words: mechatronic system, an integrated design approach, simulation.

САДРЖАЈ

<i>Резиме</i>	<i>IV</i>
<i>Садржај</i>	<i>VI</i>
<i>Коришћене ознаке</i>	<i>VIII</i>

1. УВОД **1**

2. АНАЛИЗА НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНОГ СТАЊА И ОПТЕРЕЋЕЊА У ТЕХНОЛОШКОМ ПРОЦЕСУ САВИЈАЊА ЖИЦЕ **24**

2.1	ОСНОВЕ МЕХАНИКЕ КОНТИНУМА	24
2.2	АНАЛИЗА НАПОНА И ЊЕГОВИХ КОМПОНЕНТИ	25
2.2.1	Дефинисање напона и његових компоненти	25
2.2.2	Конвенција о знаку напона	28
2.2.3	Једнакост смичућих напона	29
2.2.4	Трансформација тензора напона	30
2.2.5	Главни напони	33
2.2.6	Дилатациони и девијаторски део напона	34
2.2.7	Раванско напонско стање	36
2.2.8	Главни напони и максимални тангенцијални напон за раванско напонско стање	37
2.2.9	Једноосно напонско стање	39
2.2.10	Ефективни (еквивалентни) нормални напон	39
2.3	ДЕФОРМАЦИЈА	40
2.3.1	Дефинисање деформације и њених компоненти	40
2.3.2	Веза између деформација и помераја	40
2.3.3	Трансформација деформације	43
2.4	ВЕЗА ИЗМЕЂУ НАПОНА И ДЕФОРМАЦИЈА	44
2.4.1	Генералисани Хуков закон за изотропне материјале	45
2.5	НЕЛИНЕАРНО ПОНАШАЊЕ МАТЕРИЈАЛА	50
2.5.1	Еласто – пластично понашање материјала	52
2.6	ТЕОРИЈСКЕ ОСНОВЕ ОБРАДЕ МЕТАЛА ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМИСАЊЕМ	55
2.6.1	Деформација у теорији обраде метала пластичним деформисањем	56
2.6.2	Истиснута запремина	58
2.6.3	Брзина деформације и брзина деформисања	59
2.6.4	Услови пластичности	60
2.6.5	Специфични деформациони отпор као функција температуре, брзине и деформације	62
2.6.6	Деформационо ојачање материјала	64
2.7	ЕМПИРИЈСКИ ИЗРАЗИ ЗА ВЕЗУ ИЗМЕЂУ НАПОНА И ДЕФОРМАЦИЈА	65
2.8	РАСПОДЕЛА НАПОНА ПРИ САВИЈАЊУ ЖИЦЕ ОД НЕРЂАЈУЋЕГ ЧЕЛИКА	74
2.9	АНАЛИЗА ДЕФОРМАЦИЈА ПРИ САВИЈАЊУ ЖИЦЕ ДО ЗАХТЕВАНОГ ОБЛИКА	76
2.10	ОДРЕЂИВАЊЕ АНАЛИТИЧКОГ ИЗРАЗА ЗАВИСНОСТИ НАПОНА У ФУНКЦИЈИ ОД ДЕФОРМАЦИЈЕ	80
2.11	ОДРЕЂИВАЊЕ МОМЕНТА САВИЈАЊА	87
2.11.1	Аналитички модел за одређивање потребног момента савијања	88
2.11.2	Одређивање заосталих напона	91

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОДРЕЂИВАЊЕ СТЕПЕНА ДЕФОРМИСАНОСТИ САВИЈЕНЕ ЖИЦЕ	93
3.1 КАРАКТЕРИСТИКЕ ХЛАДНО ДЕФОРМИСАНОГ МЕТАЛА И ЊЕГОВО ПОНАШАЊЕ ПРИ ЗАГРЕВАЊУ	93
3.2 МЕТОДОЛОГИЈА МЕРЕЊА И ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА	94
3.3 АНАЛИЗА ДОБИЈЕНИХ РЕЗУЛТАТА	98
4. АНАЛИЗА НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНОГ СТАЊА И СИМУЛАЦИЈА ТЕХНОЛОШКОГ ПРОЦЕСА САБИЈАЊА САВИЈЕНЕ ЖИЦЕ	103
4.1 ГЛАВНИ ФАКТОРИ ОБРАДЕ У ТЕХНОЛОШКОМ ПОСТУПКУ САБИЈАЊА	103
4.2 ПРИМЕНА НУМЕРИЧКИХ МЕТОДА ЗА АНАЛИЗУ ПРОЦЕСА ОБРАДЕ МЕТАЛА ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМИСАЊЕМ	107
4.3 ЊУТН – РАПСОНОВА МЕТОДА	108
4.3.1 Инкрементална Њут-Рапсонова метода	112
4.3.2 Њутн-Рапсонова метода са дефинисаном почетном крутости	113
4.3.3 Модификована Њут-Рапсонова метода	114
4.4 СИМУЛАЦИЈА ПЛАСТИЧНОГ ДЕФОРМИСАЊА У ТЕХНОЛОШКОМ ПРОЦЕСУ САБИЈАЊА	115
4.4.1 Дефинисање улазних података	116
4.4.2 Приказ и анализа добијених резултата	123
5. ПРОЈЕКТОВАЊЕ И СИМУЛАЦИЈА УПРАВЉАЊА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА ЗА ИЗРАДУ СПЕЦИЈАЛНО ОБЛИКОВАНИХ ЖИЧАНИХ ПРОФИЛА	131
5.1 ТЕОРИЈСКА РАЗМАТРАЊА	131
5.2 АЛГОРИТАМ ФУНКЦИОНИСАЊА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА И АНАЛИЗА КРЕТАЊА ЕЛЕМЕНАТА МЕХАНИЧКОГ ДЕЛА	134
5.3 ЕЛЕКТРОХИДРАУЛИЧНА ШЕМА И СИМУЛАЦИЈА ПРОЦЕСА РАДА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА	139
5.4 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА СИМУЛАЦИЈЕ	155
6. ПРИКАЗ РЕАЛИЗОВАНОГ ПРОТОТИПА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА ЗА ИЗРАДУ СПЕЦИЈАЛНО ОБЛИКОВАНИХ ЖИЧАНИХ ПРОФИЛА	159
6.1 ОБЛИКАЧ ПЕТЉЕ (ОБРТАЧ)	160
6.2 КОРАЧНИ ДОДАВАЧ (ДОДАВАЧ)	162
6.3 ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСА	163
6.4 АЛАТ ЗА ПРЕСОВАЊЕ	164
6.5 СЕКАЧ	170
6.6 ХИДРАУЛИЧКИ СИСТЕМ	171
6.7 УПРАВЉАЧКИ СИСТЕМ	175
6.8 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ПРОВЕРА РЕАЛИЗАЦИЈЕ ОСНОВНИХ ФУНКЦИЈА ЛИНИЈЕ МСЖ	176
6.9 ПРЕДЛОГ АЛТЕРНАТИВНИХ РЕШЕЊА ЗА ПОЈЕДИНЕ СЕГМЕНТЕ ЛИНИЈЕ МСЖ	177
7. ЗАКЉУЧАК	181
8. ЛИТЕРАТУРА	186

КОРИШЋЕНЕ ОЗНАКЕ

$\mathbf{t}_{n_{sr}}$	[N/m ²]	– вектор средњег напона
ΔA	[m ²]	– елементарна површина
$\Delta \mathbf{F}$	[N]	– вектор укупне површинске силе која делује на елементарну површину
\mathbf{t}_n	[N/m ²]	– вектор напона
σ_n	[N/m ²]	– нормална компонента вектора напона
τ_n	[N/m ²]	– тангенцијална компонента вектора напона
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	[N/m ²]	– нормалне компоненте напона у правцу x, y, z осе, респективно
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$	[N/m ²]	– тангенцијални напони или напони смицања
$[\sigma]$	[N/m ²]	– тензор напона
$[\sigma]_{xyz}$	[N/m ²]	– тензор напона у x, y, z координатном систему
$[\sigma]_{x'y'z'}$	[N/m ²]	– тензор напона у заротираном x', y', z' координатном систему
$[\mathbf{R}]$		– матрица ротационе трансформације
$[\mathbf{R}]^T$		– транспонована матрица матрице $[\mathbf{R}]$
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	[N/m ²]	– главни напони
σ_1	[N/m ²]	– максимални главни напон
σ_3	[N/m ²]	– минимални главни напон
$[\sigma_m]$	[N/m ²]	– дилатациони део тензора напона
$[\sigma_d]$	[N/m ²]	– девијаторски део тензора напона
σ_e	[N/m ²]	– ефективни (еквивалентни) нормални напон
u, v, w	[m]	– компоненте помераја у три међусобно управна координатна правца x, y, z
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$		– нормалне деформације у три међусобно управна координатна правца x, y, z
$\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$		– компоненте смичуће деформације
$[\varepsilon]$		– тензор мале деформације
$[\mathbf{D}]$	[N/m ²]	– матрица еластичности материјала
$[\mathbf{D}]^{-1}$	[N/m ²]	– инверзна матрица еластичности
E	[N/m ²]	– Јангов (<i>Young's</i>) модул еластичности
ν		– Поасонов (Poisson) коефицијент
G	[N/m ²]	– модул клизања
$[\mathbf{K}]$	[N/m]	– матрица крутости
$\{\mathbf{F}\}$	[N]	– вектор примењеног оптерећења
$\{\mathbf{u}\}$	[m]	– вектор помераја
\mathbf{K}^T	[N/m]	– тангентна крутост
σ	[MPa]	– номинални (инжењерски, технички) напон
k	[MPa]	– стварни (ефективни) напон
ε		– релативна деформација

$\sigma_p (R_p)$	[MPa]	– граница пропорционалности
$\sigma_e (R_e)$	[MPa]	– граница еластичности
$\sigma_t(\sigma_{0.2}, R_t)$	[MPa]	– граница течења или граница попуштања 0,2%
$\sigma_m (R_m)$	[MPa]	– затезна чврстоћа
$\sigma_k (R_k)$	[MPa]	– прекидна чврстоћа
$\Delta h, \Delta l, \Delta b$	[m]	– апсолутне деформације скраћења, издужења и проширења
$\varepsilon_h, \varepsilon_l, \varepsilon_b$		– релативне деформације
η, λ, β		– степени деформације
$\varphi_h, \varphi_l, \varphi_b$		– логаритамске или природне деформације скраћења, издужења и проширења
V	[m ³]	– запремина тела
V_{ih}	[m ³]	– истиснута запремина
v_{dh}	[1/s]	– брзина деформације
$v_{dh_{sr}}$	[1/s]	– средња брзина деформације
v_h	[m/s]	– брзина деформисања
$v_{h_{sr}}$	[m/s]	– средња брзина деформисања
k	[MPa]	– специфични деформациони отпор
k_s	[MPa]	– смицајни деформациони отпор
τ_{max}	[MPa]	– максимални смичући напон
T_t	[K]	– температура топљења метала
T_r	[K]	– температура рекристализације
T_o	[K]	– температура почетка опорављања
C	[MPa]	– фактор пропорционалности који се назива коефицијент чврстоће
n		– индекс деформационог ојачања
E_0	[MPa]	– иницијални Јангов модул еластичности
$\varepsilon_{0,2}$		– вредност релативне деформације на граници попуштања 0,2%
$\bar{\varepsilon}$		– трансформисана вредност релативне деформације
$\bar{\sigma}$	[MPa]	– трансформисана вредност напона
$\bar{\sigma}_m$	[MPa]	– трансформисана затезна чврстоћа
$\bar{\varepsilon}_{m_p}$		– трансформисана пластична деформација при затезној чврстоћи $\bar{\sigma}_m$
ε_m		– деформација при затезној чврстоћи σ_m
e		– бездимензионални референтни напон
R	[m]	– полупречник закривљености неутралне површи
y	[m]	– растојање од неутралне површи
y_t	[m]	– растојање од неутралне површи које дефинише положај тачака на попречном пресеку у којима је напон једнак напону на граници течења
ε_{max}		– највећа деформација у лонгитудиналном правцу
σ_{max}	[MPa]	– максимални нормални напон
d	[m]	– пречник жице
$b(y)$	[m]	– ширина попречног пресека на растојању y од осе савијања x

M	[kNm]	– момент савијања
σ_r	[MPa]	– напон растерећења
σ_z	[MPa]	– заостали напон
I_x	[m ⁴]	– аксијални момент инерције за осу савијања x
U	[V]	– контактна разлика потенцијала
T	[K]	– температура
E_{tem}	[V]	– термоелектромоторна сила
α	[V/K]	– температурски коефицијент термоелектромоторне силе
n_1		– концентрација слободних електрона у материјалу челичне жице
n_2		– концентрација слободних електрона у бакарном делу термопара
F	[N]	– деформациона сила
W	[J]	– деформациони рад
dA_k	[m ²]	– елементарна контактна површина
dA	[m ²]	– елементарна површина
p	[MPa]	– радни притисак
\bar{k}	[MPa]	– средњи специфични деформациони отпор
W_d	[J]	– стварни деформациони рад
η_d		– степен корисног дејства процеса деформисања
$\{F^a\}$	[N]	– вектор примењеног оптерећења
$[K_i^T]$	[N/m]	– тангентна матрица крутости
$\{F_i^{nr}\}$	[N]	– вектор повратног оптерећења које одговара унутрашњем оптерећењу елемента
$\{\Delta u_i\}$	[m]	– инкремент вектора помераја
i		– индекс који представља текућу равнотежну итерацију

1. УВОД

Почетак XXI века обележен је наглим развојем информатичких технологија и њиховом широком применом у свим сферама живота, а нарочито у области технолошког развоја. Јавља се једна читава нова научна област мехатроника, као и мехатронички приступ у решавању сложених техничких проблема и пројектовању сложених производних система [1].

Развој софтвера за управљање производним процесима утицао је на развој нових система управљања машинама, па традиционално изучавање области машинства и електротехнике даје недовољна знања различитим струкама при реализацији савремених сложених система који се срећу у пракси.

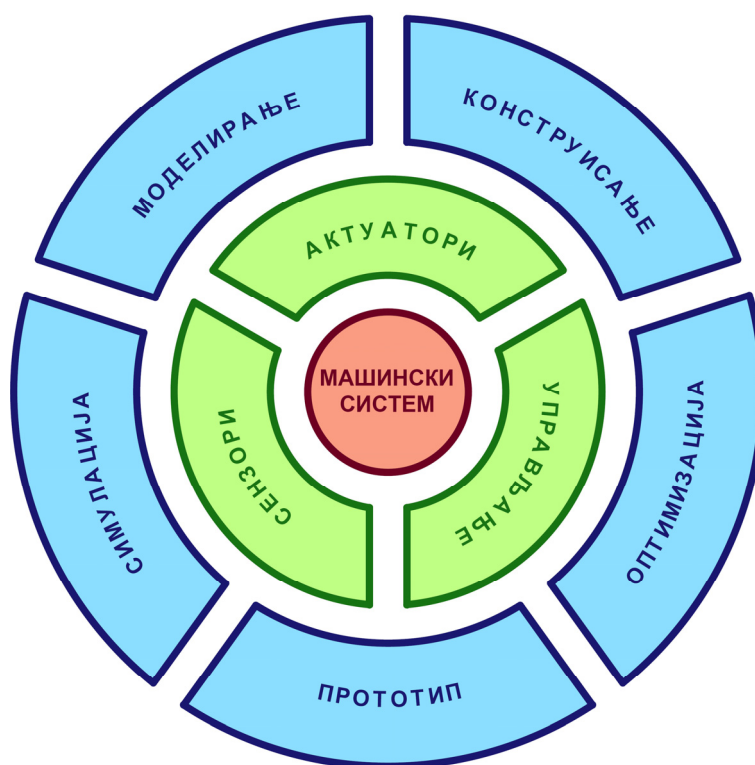
Научна област мехатроника [2], [3] представља интердисциплинарни синтезу машинства, електротехнике са електроником и софтверског инжењерства заједно са информационо- комуникационим технологијама (сл. 1.1).



Слика 1.1: Мехатроника - структура

Међутим, развој мехатроничких система је још увек оптерећен низом недовољно истражених сегмената. Постојећа знања и референтна литература не објашњавају и не дају препоруке у довољној мери на начин који би омогућио ефикасан и генерално применљив концепт решавања таквих проблема. Још увек се пројектовање сложених мехатроничких система великим делом изводи на бази искуствених информација, претпоставки и разних апроксимација, па су истраживања у правцу примене мехатроничког приступа пројектовању и у данашње време актуелна и веома значајна.

Мехатронички приступ инжењерском пројектовању сложених техничких система [4], [5] базира се на интегрисању различитих научних дисциплина које је потребно применити у свакој фази пројектовања, у циљу постизања оптималног решења. Такво решење не може бити постигнуто класичним приступом, појединачним разматрањем компонената система које припадају различитим научним областима, већ захтева свеобухватну анализу читавог система као целине (сл. 1.2).



Слика 1.2: Интегрисани приступ пројектовању мехатроничког система

Предмет овог рада су теоријско-експериментална истраживања пројектовања мехатроничких система на практичном примеру реализације и остварења мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила (скраћено, линија МСЖ). Истраживањима је обухваћен:

- избор механичке структуре система која најчешће представља извршне органе за пренос оптерећења и кретања уз остваривање одређених функција неког процеса,
- избор сензора, електронског и интерфејс система који је потребан за праћење процеса и пренос информација,
- избор рачунарског система потребног за управљање процесом,
- избор и развој одређене софтверске подршке за функционисање мехатроничког система,
- израда прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила,
- експериментална испитивања развијеног прототипа мехатроничког система и
- препоруке за праксу и научна истраживања у области технолошке примене мехатроничких система.

Сложена концепција изабране линије омогућила је да се укаже на комплексност пројектовања мехатроничких система, изведу потребне анализе, аналитичког и експерименталног карактера, и синтезом релевантних података дефинише најповољнија структура система. Нису познати литературни подаци о истраживаној линији што је био разлог више да се решење тражи у примени мехатроничког пројектовања линије.

1.1 ПРОИЗВОДИ И ЊИХОВА НАМЕНА

Производи који се добијају на линији МСЖ су специјални жичани профили попречног пресека трапезног облика, прстенасто савијени на одређеном кораку (сл. 1.3а) ради даље монтаже у финални производ (сл. 1.4), строгих захтева квалитета (висока тврдоћа, уско толерисане мере облика и димензија - сл. 1.3в). Профили се израђују од жице кружног попречног пресека, пречника $\varnothing 2 \div 5$ mm, углавном од квалитетних нерђајућих челика у нормализованом стању. У табели 1.1 приказан је преглед стандардних материјала који се користе у производњи жичаних профила, у зависности од намене финалног производа, услова рада и средине у којој се обавља процес. У овом раду вршена су испитивања на једном од најчешће коришћених материјала, стандардне ознаке (према Правилнику о јединственом систему за означавање челика, Службени лист СРЈ, бр.01/2003):

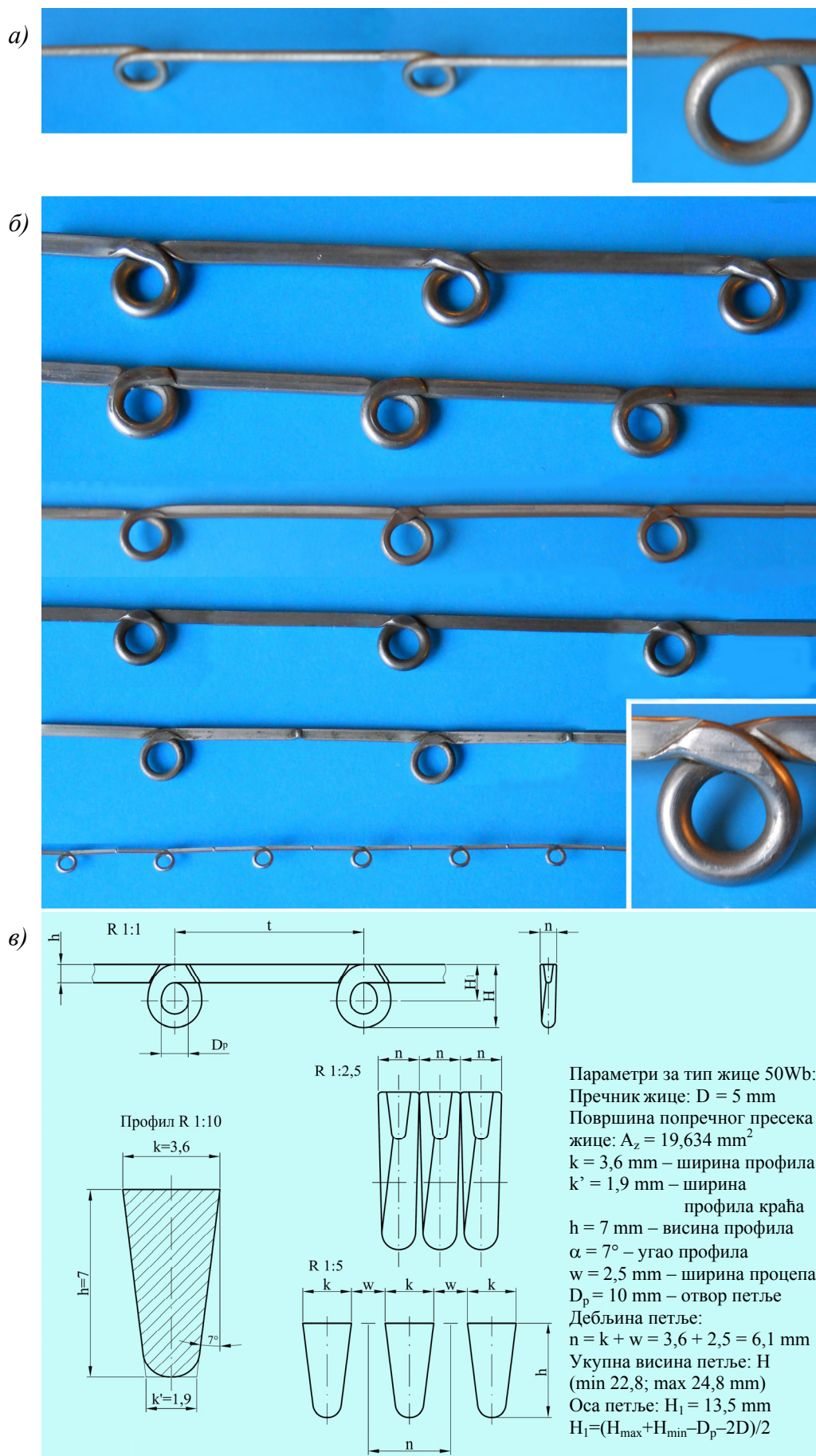
X5CrNi1810 – основна ознака према JUS EN 10027-1/2003

1.4301 – бројчана ознака према JUS EN 10027-2/2003

Ћ.4580 – стара ознака (стари JUS)

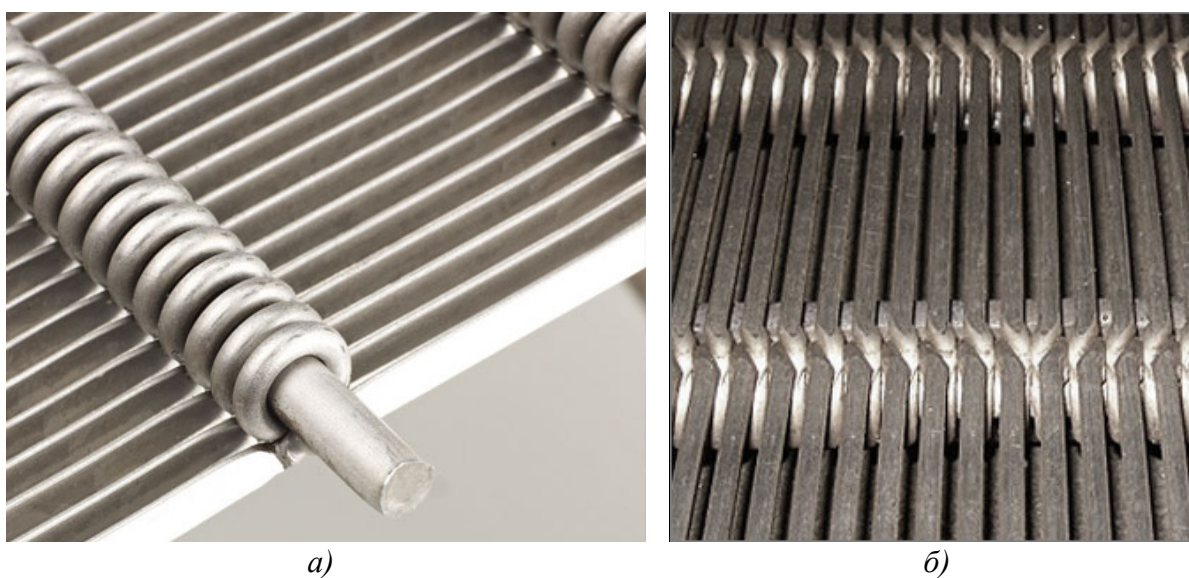
Табела 1.1: Стандардни материјали који се користе за израду жичаних профила

МАТЕРИЈАЛ			
Европски стандард		Амерички стандард	
EN 10027-1	EN 10027-2	UNS-No.	AISI/SAE/ASTM
X6Cr17	1.4016	S43000	430
X39Cr13	1.4031	S42000	420
X46Cr13	1.4034	S42000	420
X5CrNi18-10	1.4301	S30400	304
X2CrNi19-11	1.4306	S30403	304L
X12CrMnNi18-9-5	1.4373	-	-
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	S31600	316
X2CrNiMo17-12-2	1.4404	S31603	316L
X6CrNiMo17-12-2	1.4571	S31635	316Ti
X2CrNiMo18-14-3	1.4435	S31603	316L
X2CrNiMoN17-13-5	1.4439	S31726	317LN
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462	S31803	318LN
X1NiCrMoCuN25-20-7	1.4529	N08926	-
X1NiCrMoCu25-20-5	1.4539	N08904	-
NiCr21Mo14W	2.4602	N06022	-
NiCr21Mo	2.4858	UNS 08825	-
Ti-12	3.7025	R50250	-

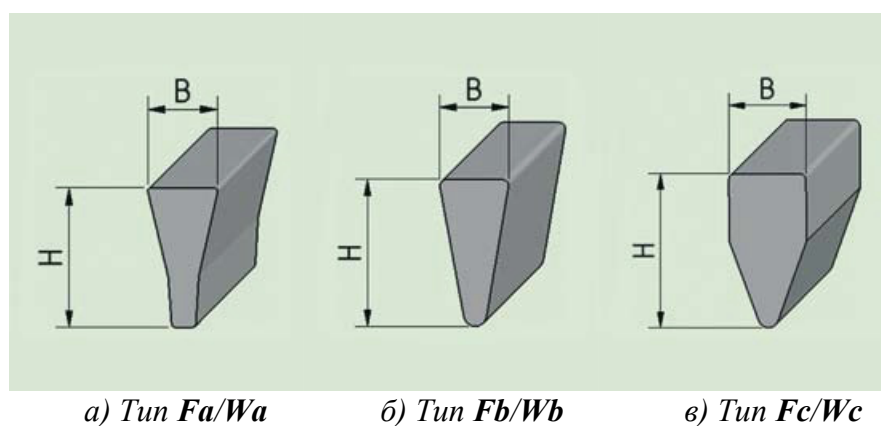


Слика 1.3: Основни производи од пресоване жице специјалног облика:
 а) формиране петље; б) пресована жица са петљама; в) параметри за тип жице 50Wb

Добијени жичани профили приказани на сл. 1.3б користе се за формирање тзв. **пукотинастих сита** (у свету позната као *Looped Wedge Wire Screens*, заштићених назива *Rima*[®], *Rimetta*[®] и *Ultrarimetta*), тако што се постављају паралелно у решеткасте рамове и међусобно повезују шипкама кружног попречног пресека које се провлаче кроз формиране петље (сл. 1.4а). Између тако сложених жичаних профила остају зазори (сл. 1.4б) који обезбеђују постизање жељеног процепа између трапезних профила жице (кота w , сл. 1.3в), што поред избора облика и величине профила (сл. 1.5) омогућава примену ових сита у најразличитијим областима. Трапезни облици профила спречавају заглављивање честица између њих и тако обезбеђују да не дође до зачепљења сита.



Слика 1.4: а) Слагање и повезивање произведених жичаних профила
б) изглед добијеног сита са дефинисаним зазорима

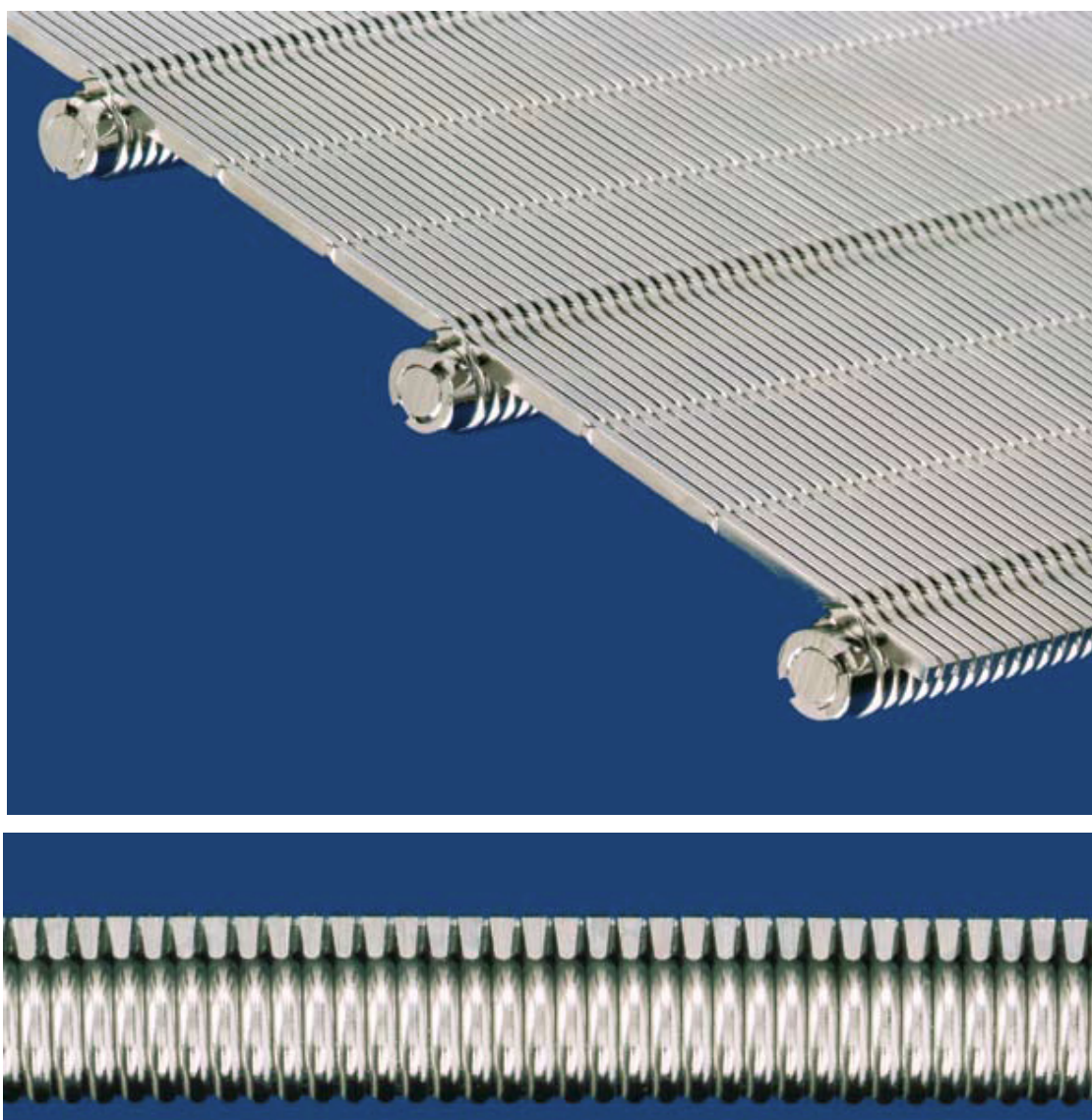


Слика 1.5: Основни облици профила за израду пукотинастих сита

Тип **Fa/Wa** – брзо ширење зазора испод пропусног отвора обезбеђује најмањи могући отпор проласку честица, а самим тим и брзо одводњавање, добро цеђење и исушивање.

Тип **Fb/Wb** – профилна глава (*кота В, сл. 1.5*) је ужа и виша у односу на претходни облик профила у циљу постизања што веће отворености површине просејавања (филтрирања). Угао између профилне главе и бочне стране профила је већи него код претходног облика, што спречава брзо повећање ширине пропусног отвора услед хабања. За постизање већих капацитета сејања уз мањи утицај хабања овај профил има предност у односу на претходни.

Тип **Fc/Wc** – овај облик профила се изводи са паралелним продужетком у циљу постизања једнаке ширине отвора за филтрирање високо абразивних материјала. Тек после потпуног хабања паралелног продужетка главе профила долази до ширења пропусног отвора.

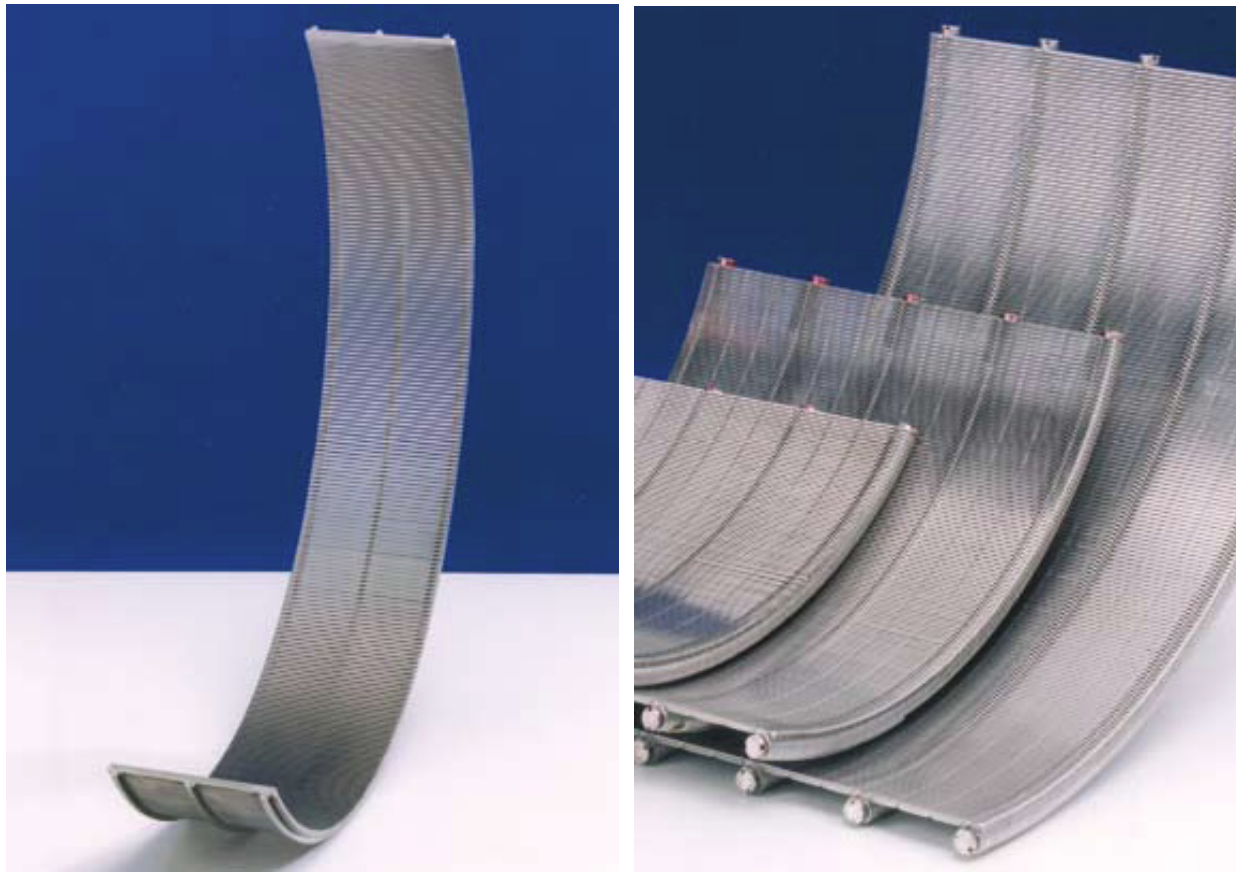


Слика 1.6: Равно сито израђено од жичаних профила типа *Fb/Wb*

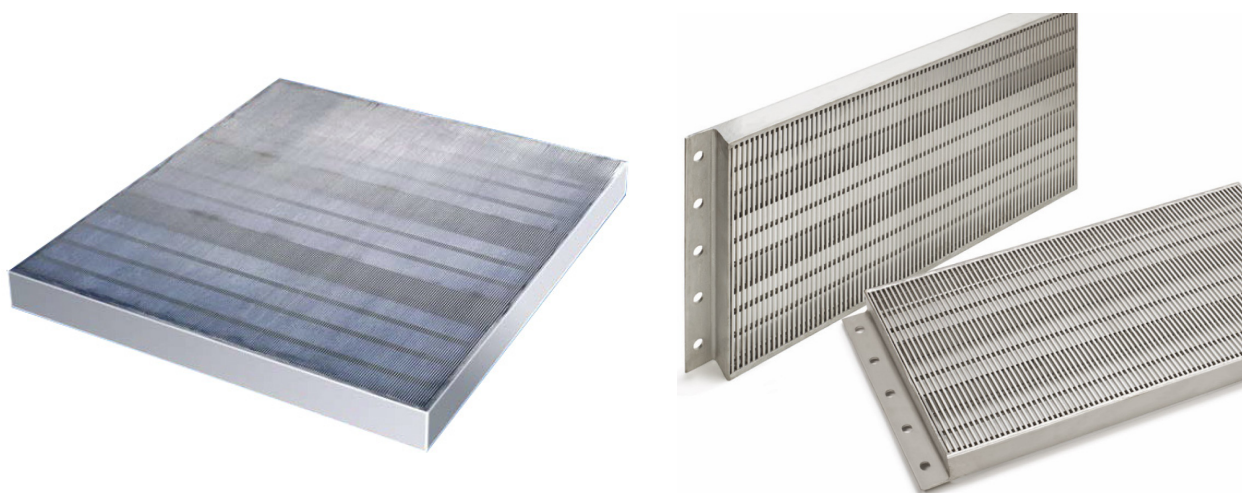
Да би се обезбедио одговарајући квалитет и капацитет филтрирања, мора се обезбедити одговарајући зазор између жица трапезног профила, што се постиже добијањем одређене ширине главе профила (*кота В, сл. 1.5*) у процесу обраде жице сабијањем. Смањење ширине профила резултује повећањем висине профила (*кота Н, сл. 1.5*), што омогућава велику стабилност сита, а тиме и одговарајући век трајања.

Пукотинаста сита се производе у различитим облицима и имају веома широку примену:

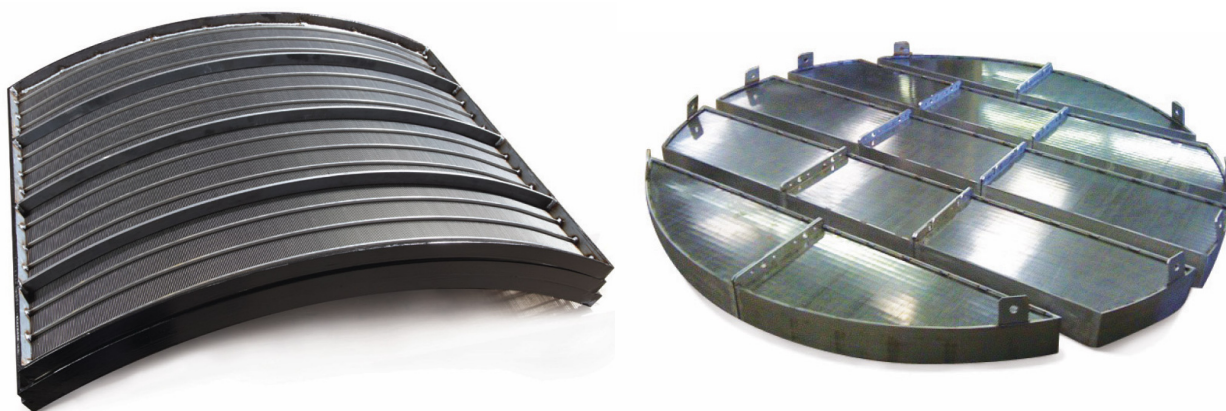
- у прехранбеној индустрији, у производњи јестивог уља, скроба, шећера, пива и слада, за прераду воћа и поврћа – сушење, хлађење и замрзавање (*сл. 1.8, 1.9, 1.11*);
- у целулозној и папирној индустрији за исушивање и издвајање влакана на ротационим системима (*сл. 1.10*);
- за просејавање масе (камена, песка, итд.) (*сл. 1.8*);
- у индустрији прераде воде (*сл. 1.12*) – пречишћавање вода, одвајање механичких нечистоћа и муља, филтрирање отпадних вода;
- у рудницима угља – мокра сепарација за одвајање угља од јаловине (*сл. 1.8, 1.9*).



Слика 1.7: Сегменти лучних сита



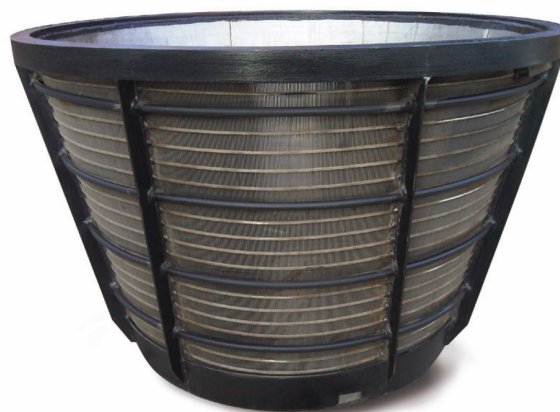
Слика 1.8: Равна сита - за сепарацију различитих супстанци, статички или вибрационо



а)

б)

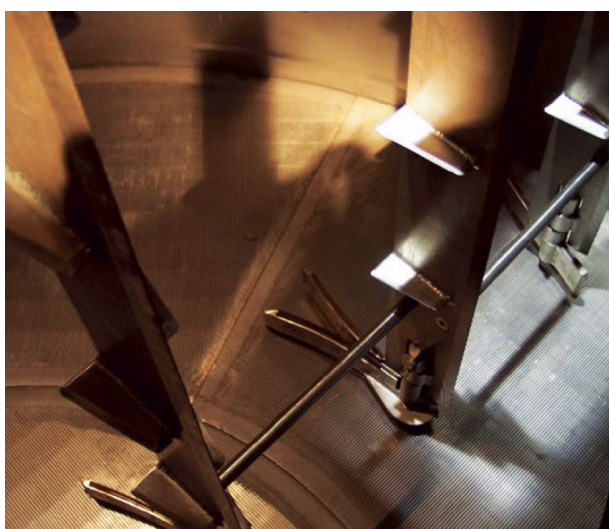
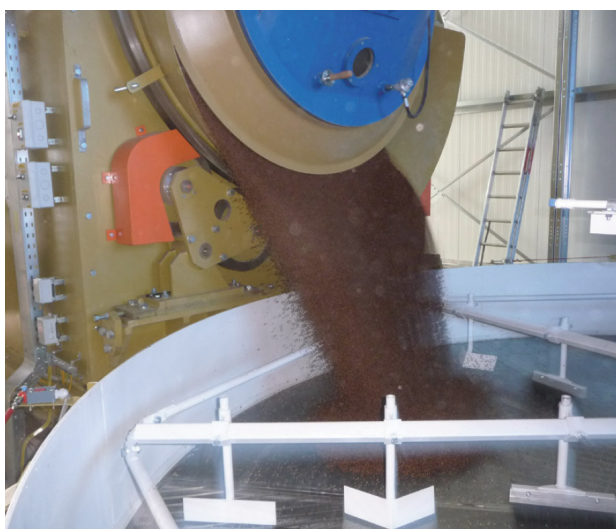
Слика 1.9: а) лучно сито; б) равно сито у облику диска за сепарацију различитих супстанци, статички или вибрационо



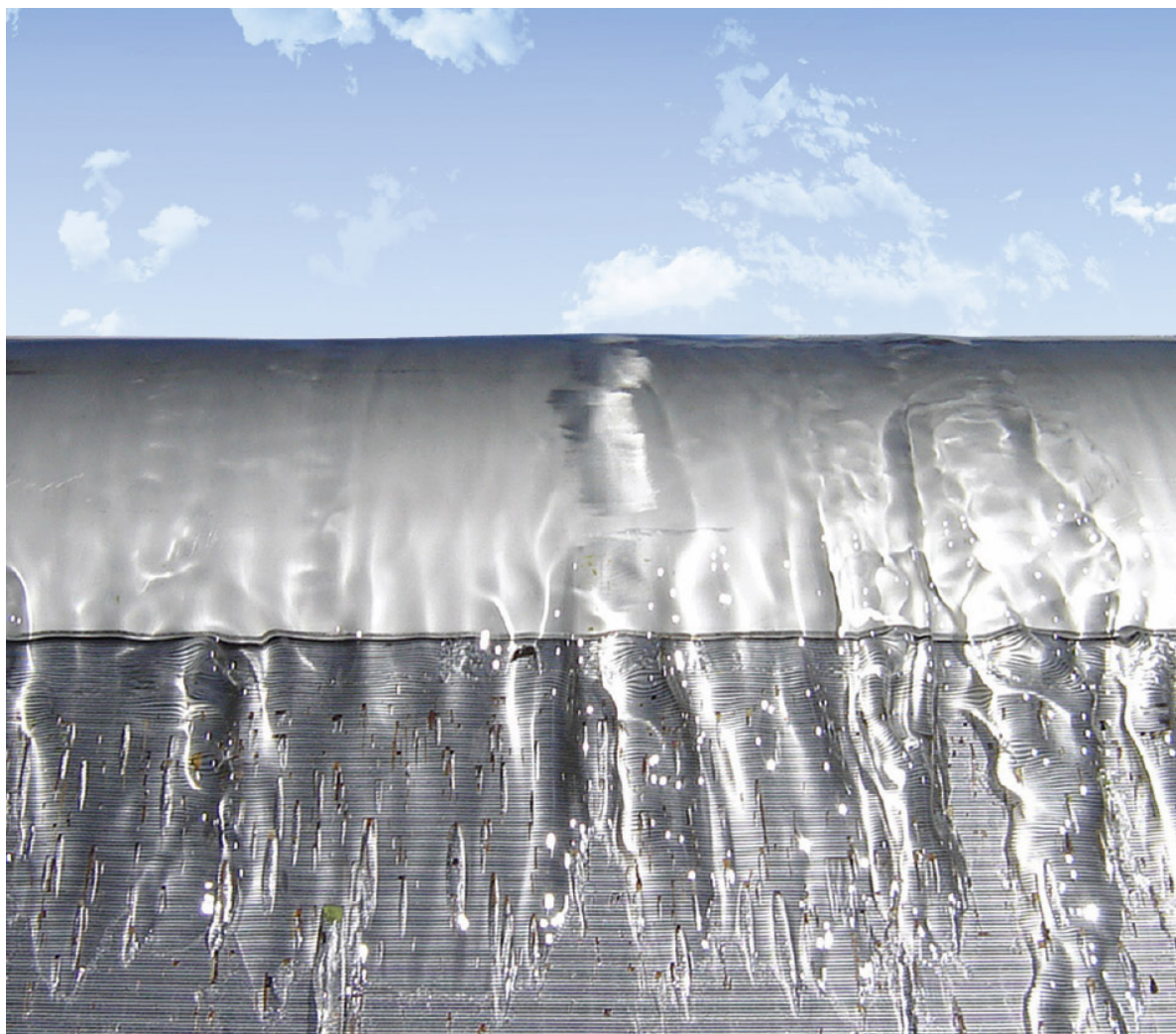
а)

б)

Слика 1.10: а) цилиндрично сито; б) конусно сито – за сепарацију центрифугирањем



Слика 1.11: Примена пукотинастих сита у прехранбеној индустрији



Слика 1.12: Примена пукотинастих сита у индустрији прераде воде

1.2 ТЕХНОЛОГИЈА ПРОИЗВОДЊЕ СПЕЦИЈАЛНО ОБЛИКОВАНИХ ЖИЧАНИХ ПРОФИЛА И ПУКОТИНАСТИХ СИТА

Производњом пукотинастих сита бави се мали број компанија у свету, као што су немачка компанија „*Hein, Lehmann GmbH*“, затим енглеске компаније „*Gap Technology Ltd*“ и „*Optima International Ltd*“, у Индији „*Ganesh Engineering*“, итд. У нашем окружењу, укључујући и нашу земљу, према извршеним истраживањима, не постоје компаније које се озбиљно баве овом производњом. Постоји мали број фирми које производе узак асортиман производа од оваквих жичаних профила, али је производња нископродуктивна, готово мануфактурна, због непоседовања одговарајуће технолошке опреме и немогућности њене набавке, јер исту нико не нуди на тржишту.

Са друге стране, постоји потреба за овом врстом производа. Извршена истраживања показују да код нас велики број фирми користи оваква сита у свом производном процесу, нарочито у рударској и прехранбеној индустрији. Због високе продуктивности, велике отпорности на хабање и дугог радног века практично су незаменљива у процесу издвајања угља од јаловине у рудницима угља (ЈП Колубара - Вреоци; Ресавица; Вршка Чука; Баљевац; Боговина; Штавал; Пљевља; Бановићи; Угљевик), затим за мокру сепарацију магнезита (Шумадија - Чачак; Брезак - Чачак; Рудник магнезита Златибор; Голеш - Косово) и кварцног песка (РБН Бор, Белоречки пешчар; Србокварц, Рготина). Користе се у фабрикама шећера (Црвенка, Ковачица, Пећинци, Сремска Митровица, Сента, Нова Црња, АД Бачка – Врбас), соланама (Улцињ), пиварама, итд.

Због свега тога, истраживања приказана у овом раду, поред теоријског, имају и значајан практичан допринос који се огледа у освајању читаве једне технологије за производњу пукотинастих сита реализацијом прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила.

Развијена технологија добијања готовог производа (пукотинастих сита) приказана је алгоритмом, *сл 1.13*. Из приказаног алгоритма уочава се велика сложеност која се огледа у управљању међузависним операцијама технолошког процеса који мора бити спроведен како би се добио финални производ, па је линија МСЖ пројектована као систем који се састоји од више међусобно повезаних функционалних целина, у оквиру којих се симултано реализују све потребне технолошке операције обједињеним системом управљања.

Полазни материјал је жица на добошу одређеног пречника (400 mm) који се слободно одмотава, затим се формирају петље савијањем жице на *обликачу (обртачу)*. Даље се *додавачем* жица дотура у алат пресе где се врши обрада сабијањем и на крају се

одсеца на одређену дужину на **секачу**. Добијени жичани полупроизводи се монтирају на шипке (сл 1.4) и постављају у рамове филтера, који могу бити различитих облика (сл 1.8, 1.9, 1.10).

Зазори између сложених жица на ситима (филтерима) одређују пропусност сита и крећу се у строгим толеранцијама (које могу бити мање од 0,05 mm), а које су зависне од толеранције пресованих петљи и трапезног профила жице (њихове разлике). Ширина процепа креће се у опсегу 0,05÷2,5 mm, у зависности од намене сита (филтера).



Слика 1.13: Алгоритам технолошког процеса израде пукотинастог сита

Постављени захтеви квалитета производа диктирају високу сложеност линије МСЖ, где је примена интегрисаног приступа пројектовању (сл. 1.2) неизбежна и једино могућа као оптимално решење.

На сл. 1.14 дат је шематски приказ механичког дела прототипа линије МСЖ, који састоји се од следећих подсистема:

- А) обликач петље (обртач),
- Б) корачни додавач (додавач),
- В) хидраулична преса са алатом за пресовање,
- Г) секач.

А) Обликач петље:

- 1 - алат за савијање,
- 2 - уводник у алат за савијање,
- 3 - добош са одмотачем,
- 3а - кочница добоша;

Б) Корачни додавач:

- 4 - трнови за обликовање петље,
- 5 - носач трнова,
- 6 - увлакач трна,
- 7 - контра трн (прихватни трн);

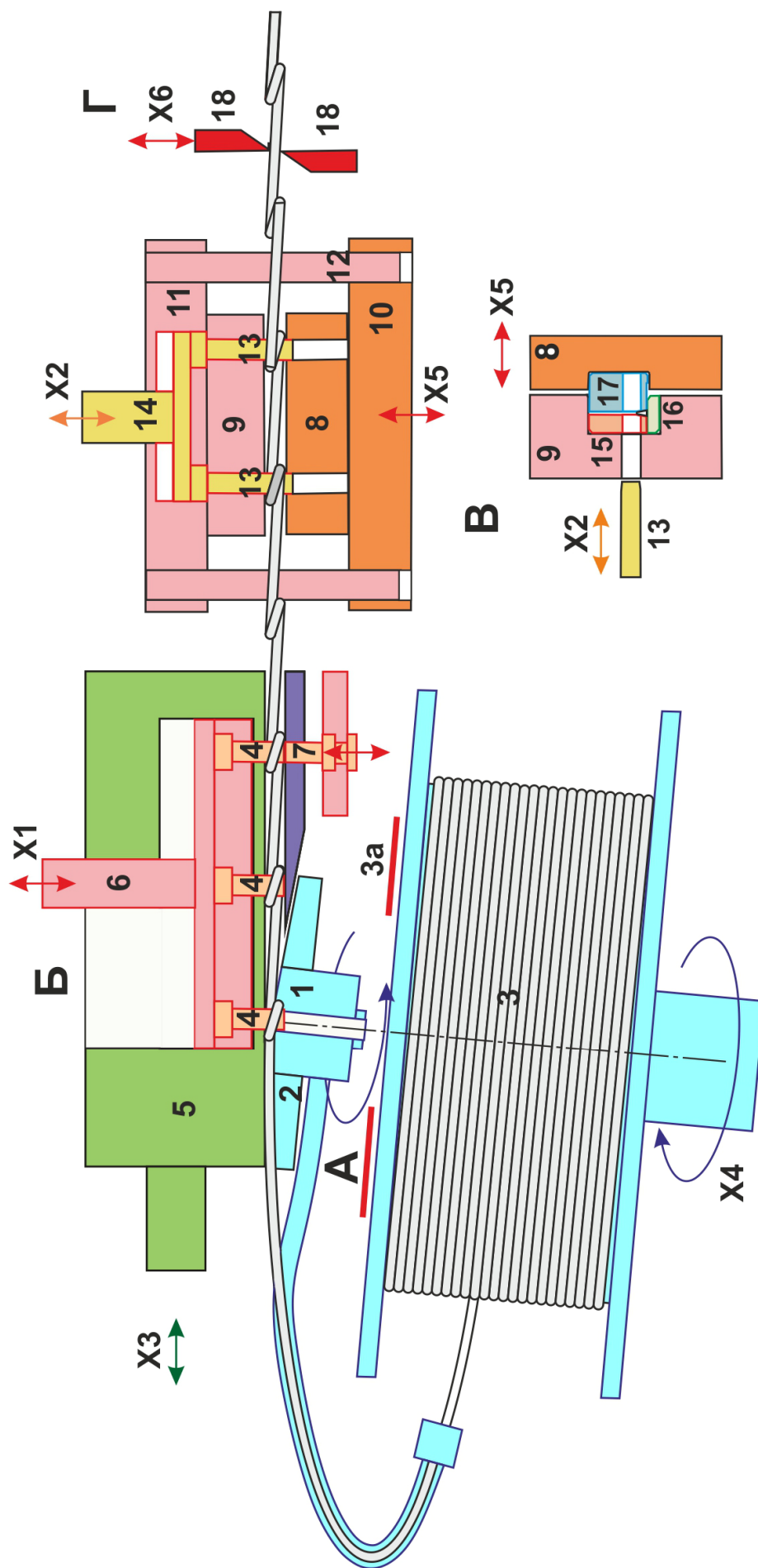
В) Алат за пресовање:

- 8 - покретни носач алата,
- 9 - непокретни носач алата,
- 10 - покретна ослона плоча алата,
- 11 - непокретна ослона плоча алата,
- 12 - водећи стубови алата;
- 13 - фиксатори алата,
- 14 - увлакач фиксатора алата,
- 15, 16, 17 - уметнути изменљиви алати (плочице);

Г) Секач:

- 18 - нож за сечење.

Са X1-X6 означена су међусобно зависна померања која је потребно остварити рачунарски управљаним хидрауличним погонским системом.



Слика 1.14: Шематски приказ машинског дела меатроничког система за израду специјално обликованих жићаних профила (прототипа линије МСЖ)

Процес израде специјално обликованих жичаних профила на овако конципираној машини (сл. 1.14), уз остварење свих потребних кретања хидрауличким системом и уз рачунарску подршку управљања процесом, састоји се, глобално, у следећем:

Вучена жица одређеног пречника (1 - 5 mm), у толеранцији h8, од челика X5CrNi1810 (1.4301, Č.4580), у нормализованом стању, слободно се одмотава са добоша (3) и преко уводника (2) доводи у алат за савијање петље (1), што представља претциклус процеса израде жице, (сл. 1.14). Анализом понашања коришћене жице утврђено је да се морају претходне деформације у овој фази свести на минимум и посебно онемогућити увијање жице, како би се избегло *деформационо ојачање* (одељак 2.4.5). Због тога се жица са котура уводи у савијач лучно преко уводника са радијусом приближно једнаким радијусу већ савијене жице на котуру. Кочницом (3а) спречава се прекомерно одмотавање жице са добоша.

Савијање петље врши се обртним кретањем (X4) алата за савијање (1) заједно са уводником (2) и добошем (3), када су трнови додавача (4) у извученом положају.

Трнови (фиксатори) додавача (4), имају вишеструку функцију. Око првог од три трна у низу врши се формирање петље савијањем жице доведене кроз уводник (2) преко алата за савијање (1), док друга два имају улогу фиксатора жице у процесу савијања и хватача у току корачног померања (X3).

Пластично деформисање жице сабијањем у сегментном алату (15, 16, 17) остварује се кретањем клипа хидрауличне пресе (X5), тако да се у почетку циклуса врши брзо примицање покретног дела алата (8, 10), са великим протоком и ниским притиском. Да би се остварила потребна деформациона сила (до 2000 kN) завршница процеса обраде сабијањем остварује се мањим протоком и високим притиском. Пре почетка процеса, увлакач фиксатора алата (14), посредством кретања X2, увлачи трнове (фиксаторе) (13) у алат кроз већ формиране петље, чиме се обезбеђује правилно позиционирање жице у алату, као и течење материјала у жељеном правцу у процесу сабијања.

По завршетку процеса сабијања, најпре се врши отварање покретног дела алата (8, 10) – клип хидрауличне пресе се враћа у почетни положај максималним протоком (кретање X5), ради што бржег отварања алата. Затим се врши извлачење трнова (фиксатора) (13), како би се отпресована жица ослободила и како би се омогућило њено померање за корак, после чега почиње нови циклус.

Корачни додавач има функцију да после завршеног циклуса помери жицу за корак који је једнак захтеваном осном растојању између две петље (сл. 1.3в), помоћу носача трнова (5), посредством кретања X3, када су трнови (фиксатори) додавача (4) увучени у

формирани петље, преко увлакача трнова (6), кретањем X1, а трнови (фиксатори) алата (13) извучени из отпресованих петљи преко увлакача фиксатора алата (14), посредством кретања X2. При враћању носача трнова (5), фиксатори додавача (4) су извучени, а прихватни трн (7) се увлачи у петљу и на тај начин фиксира жицу спречавајући њено враћање уназад.

После одређеног броја циклуса, врши се одсецање добијеног жичаног профила на секачу, примицањем ножа за одсецање (18), посредством кретања X6.

Сва потребна кретања (X1-X6) међусобно су зависна, при чему се нека могу временски преклапати, а нека не. Најкраће време трајања циклуса добија се када се врше истовремено она кретања која не доводе до конфликта појединих процеса у систему.

Тако се истовремено врши извлачење трнова (фиксатора) додавача (4), при чему се прихватни трн (7) увлачи у петљу, посредством кретања X1 и извлачење трнова (фиксатора) (13) у алат за пресовање (15, 17) кроз формиране петље, посредством кретања X2. Тиме је истовремено извршена припрема за процес сабијања и враћање носача трнова (5).

У следећем кораку почиње процес сабијања кретањем клипа хидрауличне пресе (X5), уз истовремено враћање носача трнова (5) посредством кретања X3.

По завршетку враћања додавача, док сабијање жице као временски најдужи процес још увек траје, извлаче се фиксатори додавача (4), посредством кретања X1, чиме је извршена припрема за намотавање нове петље.

По завршетку процеса сабијања, истовремено почиње отварање алата за пресовање кретањем X5 и формирање нове петље обртним кретањем (X4) алата за савијање (1) заједно са уводником (2) и добошем (3).

Када се изврши отварање алата за пресовање, започиње извлачење фиксатора алата (13), посредством кретања X2.

Тек када је завршено формирање нове петље и извлачење фиксатора алата (13), жица се заједно са трновима (4 и 7) помера за корак помоћу носача трнова (5), посредством кретања X3.

Затим се циклус понавља жељени број пута, после чега се врши одсецање добијеног жичаног профила на секачу, примицањем ножа за одсецање (18), посредством кретања X6, док X1-X5 мирују.

При реализацији интегрисаног пројектовања овог сложеног мехатроничког система постављени су одређени захтеви и решен је велики број проблема теоријског и практичног карактера. Извршена су одређена експериментална мерења, као верификација добијених аналитичких резултата. Моделирањем, анализом и симулацијом дефинисани су поједини

параметри процеса и одређена решења за поједине сегменте система. Развијен је функционални виртуални модел управљања читавог мехатроничког система и извршена симулација рада система у реалном времену. Резултати истраживања верификовани су извођењем физичког прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила (линија МСЖ).

Даље су, ради прегледности, укратко наведени детаљи извршених истраживања по појединим поглављима. Дат је и кратак преглед литературних података везаних за истраживања у овом раду.

1.3 КРАТАК ПРЕГЛЕД ОСНОВНИХ ЛИТЕРАТУРНИХ ПОДАТАКА ВЕЗАНИХ ЗА ИСТРАЖИВАЊА У РАДУ

У овом одељку је дат кратак преглед података, релевантних за истраживања у овом раду, до којих се дошло претраживањем научно-стручне литературе. Више детаља дато је у појединим поглављима.

Анализом постојеће литературе која се бави истраживањима везаним за еласто-пластично понашање материјала установљено је да за везу између напона и деформација која има нелинеаран карактер постоји развијено више емпиријских израза у форми погодне за теоријске прорачуне, на основу експериментално добијених σ - ε дијаграма (криве зависности напона од деформације) за различите материјале.

Разматрани су модели које су предложили *Holloman* [6], *Ludwick* [7], *Swift* [8] и *Voce* [9]. Установљено је да *Holloman*-ова и *Ludwick*-ова једначина у области великих деформација не дају најбоље поклапање са експерименталним подацима, па се у тој области више користе *Swift*-ова и *Voce*-ова једначина. Међутим, сви претходно наведени модели не узимају у обзир удео еластичних деформација. Линеарни еластични део дијаграма напон-деформације узима се у обзир суперпозицијом еластичног и пластичног дела деформације, што су *Ramberg* и *Osgood* предложили још 1943. године [10].

Ramberg-Osgood-ов модел описује везу између напона и деформација у нелинеарној области, и даје резултате који се одлично поклапају са експерименталним у околини границе течења. Нарочито је користан када су у питању метали код којих је процес пластичног деформисања праћен деформационим ојачањем, уз гладак прелаз из области еластичности у област пластичности (нелинеарно ојачавање). Првобитно је развијена за алуминијумске легуре (за потребе авио-индустрије), али је доказано да је поуздана и за друге метале укључујући и нерђајуће челике [10]. Међутим, када

деформације пређу границу течења $\epsilon_{0,2}$, *Ramberg - Osgood*-ова крива може да одступа у великој мери од експерименталних вредности, са тенденцијом да даје превелике вредности напона.

MacDonald и група аутора [11] су вршили тестирање на стандардним профилима израђеним од једног од најчешће коришћених нерђајућих челика у пракси, са ознаком UNS30400 (AISI 304, DIN 1.4301, En X5CrNi1810, JUS Č.4580). Њихова формулација је дала одличне резултате за тестирани материјал, али уз велики недостатак - њена применљивост ограничена је на одређене легуре и дебљине материјала.

Olsson [12] је 2001. године радио докторску тезу у оквиру које се бавио проучавањем напредног модела пластичности за легуре од нерђајућих челика, и извео велики број тестова. Он је σ - ϵ криве формирао тако што је на ординату наносио стварни напон, и током експеримента уочио је да се добијене криве приближавају правој линији при великим вредностима деформација. Предложио је да се крива стварног напона у функцији деформација апроксимира *Ramberg - Osgood*-овом кривом за вредности укупних деформација до 2%, и правом линијом од ове тачке па надаље, до тачке прекида. Иако Олсонов приступ има добро теоријско образложење, недостаје прецизност при малим вредностима деформација, с обзиром на то да подразумева да је *Ramberg - Osgood*-ова крива валидна за укупне деформације до 2%.

Rasmussen [13] је спровео велики број тестова на различитим стандардним профилима, укључујући и профиле правоугаоног и кружног попречног пресека, од различитих легура нерђајућег челика. Он је користио стандардну *Ramberg - Osgood*-ову криву за напоне до границе течења, а развио свој модел за део криве од ове референтне вредности до затезне чврстоће σ_m , при чему је добио одлично поклапање између тест криве и криве добијене по предложеној формулацији. Спровео је велики број експерименталних тестова на различитим стандардним профилима од различитих легура нерђајућег челика и тиме доказао валидност и применљивост своје формулације на све генерално најприменљивије нерђајуће челике [13].

Такође, истраживањем литературе дошло се до значајних теоријских података потребних за дефинисање теоријског модела за прорачун оптерећења којим је потребно деловати да би се могло извршити савијање жице у технолошком процесу формирања петљи. Код савијања жице у еласто-пластичном подручју, од великог значаја је правилно одређивање момента савијања којим је потребно деловати да би се могао добити жељени облик жице по завршетку процеса савијања.

Тако, на пример, *Palazotto* и други [14, 15] су извршили истраживања у вези са „springback“ ефектом који се јавља по завршетку процеса савијања жице правоугаоног попречног пресека. Њихов модел је заснован на хипотези да неутрална оса на попречном пресеку остаје у истој позицији после савијања у области пластичног деформисања. Они су користили *Ramberg - Osgood*-ов модел понашања материјала жице, сматрајући га погодним за већину инжењерских апликација. Разматрали су само жицу правоугаоног попречног пресека. Њихов модел је као резултат израчунавао угао враћања жице (*springback*) после униформног савијања до одређеног радијуса закривљености, што је подржано низом експерименталних тестова.

Paolini [16] је развио свој модел разматрајући еластично-идеално пластично понашање различитих материјала. Експерименталним тестовима на жицама од различито термички третираних материјала показао је велику сличност (са разликом мањом од 4%) са аналитички добијеним резултатима, али само код узорака код којих је ниво заосталих напона у жици смањен термичком обрадом.

Goes и други [17] су истраживали утицај заосталих напона који се јављају у току технолошке операције савијања челичне жице у бунтове*, у процесу производње. Моделирали су расподелу напона приликом савијања и исправљања жице и накнадних тестова затезања, за различите степене савијања, користећи *Vose*-ову формулацију [9] за описивање пластичног деформисања. Модел занемарује Баушингеров ефекат уз претпоставку да је полупречник жице доста мањи од полупречника савијања. Метод омогућава израчунавање утицаја заосталих напона на понашање материјала приликом тестова затезања. Аутори су доказали да савијање у бунтове има негативан утицај на механичке особине челичне жице.

Baragetti [18] је развио аналитички модел математичких једначина који омогућава кориснику да повеже радијус закривљености жице током оптерећења и растерећења у поступку савијања челичне жице, узимајући у обзир ефекте који се јављају услед нелинеарности процеса. Као резултат, могуће је одредити коначни облик жице и на основу тога одредити одговарajuће оптерећење потребно за савијање жице до жељене форме. Предложени теоријски модел разматра савијање жица правоугаоног и кружног попречног пресека, при чему су анализирана три типа модела материјала: а) еластично-идеално пластични материјал, б) еласто-пластични са линеарним очвршћавањем и в) еласто-пластични са нелинеарним очвршћавањем. За описивање понашања материјала типа в) користио је *Ludwick*-ов модел [7].

* Бунт – жица намотана на котур

1.4 КРАТАК ПРЕГЛЕД ИЗВРШЕНИХ ИСТРАЖИВАЊА ПО ПОЈЕДИНИМ ПОГЛАВЉИМА

У оквиру 2. поглавља извршена је анализа напонских и деформационих стања која настају у технолошком процесу савијања жице при формирању петљи. Дат је преглед основне теорије напона и деформација. Анализирана је веза између њих, која је нелинеарног карактера, (ради се о деформисању материјала изнад границе еластичности). Установљено је да се ради о еласто-пластичном понашању материјала са нелинеарним очвршћавањем. Анализирана је расподела напона при савијању жице од нерђајућег челика као и анализа деформација при савијању жице до захтеваног облика. Коришћењем *Rasmussen*-ове формулације [13] и софтверског пакета *MATLAB*, дефинисани су аналитички изрази за везу напон-деформација у нелинеарној области. Одређено је аналитичко решење као и нумеричка решења за поједине пречнике жица. Коришћењем *Baragetti*-јевог модела [18] као основе, и развијеног модела зависности напона од деформације, дефинисан је оригинални аналитички модел за одређивање потребног момента савијања за формирање петљи. Коришћењем софтверског пакета *MATHEMATICA* одређено је аналитичко решење као и нумеричка решења за поједине пречнике жица. Одређена је расподела напона оптерећења, растерећења и заосталих напона по попречном пресеку жице.

У оквиру 3. поглавља извршено је експериментално одређивање степена деформисаности жице на месту формиране петље коришћењем оригиналне методе засноване на мерењу термоелектромоторне силе термопара [19] конструисаног од бакарног проводника и деформисане жице. Најпре су вршена мерења са узорцима од праве жице пречника $\varnothing 2,8$ mm и $\varnothing 5$ mm, дакле од истог материјала и истих пречника као и савијене жице. Ти узорци су претходно оптерећени на истезање и пластично деформисани на хидрауличној кидалици. Сваки узорак је оптерећен различитом силом и пластично деформисан до различитих релативних деформација. Затим су вршена мерења термоелектромоторне силе термопара конструисаног од бакарног проводника и претходно савијене жице у технолошком процесу формирања петљи. Мерења су вршена у потпуно истим условима као и претходно описана мерења са узорцима од праве жице (иста динамика загревања, иста атмосфера, итд.). Добијени резултати приказани су графички. Експериментом је показано да једном одређеном степену деформисаности елемента везаног у термопар са бакарним проводником одговара тачно одређена вредност

термоелектромоторне силе, која је за одређену температуру увек иста при истим параметрима процеса мерења. Упоређивањем са теоријски добијеним резултатима у претходном поглављу, установљено је да постоји минимално (занемарљиво) одступање добијених експерименталних вредности.

У оквиру 4. поглавља извршена је анализа напона и деформација у технолошком процесу сабијања жице на хидрауличној преси, са циљем одређивања потребних параметара обраде. Дат је преглед основне теорије обраде метала пластичним деформисањем у технолошком процесу сабијања и дефинисани су основни параметри процеса. Образложена је неопходност примене нумеричких метода за анализу процеса обраде метала пластичним деформисањем. Дефинисана је симулација процеса сабијања жице са подешавањем технолошких параметара. Спроведен је читав низ симулација, у циљу одређивања потребних параметара процеса. Добијени резултати су анализирани и донети су одговарајући закључци. За анализу процеса пластичног деформисања жичаних профила у технолошком процесу сабијања на хидрауличној преси, коришћен је софтверски пакет *SIMUFACT.FORMING*.

У оквиру 5. поглавља приказани су детаљи који се односе на пројектовање хидрауличног система, система управљања и симулацију процеса рада мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила. На основу потребних технолошких операција које се морају извршити да би се добио жичани профил приказан на *сл. 1.36*, формиран је алгоритам према коме треба пројектовати управљање мехатроничког система. Извршена је анализа захтева потребних кретања за остварење производног циклуса. Дефинисан је циклограм кретања извршних елемената система. За реализацију потребних кретања по одређеним условима, као погонски систем дефинисан је електро-хидраулички систем са одговарајућим сензорима. Дефинисан је извршни програм PLC контролера реализованог методом *Ladder* дијаграма за управљање мехатроничким системом. Извршено је тестирање система дефинисаним програмом према пројектованим параметрима система (радни притисци, протоци хидрауличних пумпи, димензије хидрауличних цилиндара – пречници клипова, максимални ходови, итд.). За пројектовање детаљне електро-хидрауличне шеме, као и за симулацију рада читавог система коришћен је софтверски пакет *AUTOMATION STUDIO*. Анализом појединих параметара извршен је најповољнији избор електро-хидрауличних компонената, у циљу добијања захтеваних карактеристика система.

У оквиру **6. поглавља** дат је приказ реализованог прототипа линије МСЖ са одређеним детаљима и деловима пројектне документације као и резултатима експерименталне провере реализације основних функција линије. Дат је приказ и објашњен је принцип рада појединих подсистема, укључујући и хидраулички систем и систем управљања. Реализовани прототип линије МСЖ проверен је експериментално и извршена су поређења са резултатима прорачуна и симулације циклуса. На основу извршених тестова закључено је да линија МСЖ остварује задате основне параметре и реализује производни циклус уз велику тачност и висок степен производности. На основу анализе рада линије МСЖ предложена су и нека алтернативна решења.

У **закључку** су сумирани резултати проистекли из извршених истраживања. Указано је на њихов значај, како са научне стране, због примене једног новог приступа пројектовању сложених техничких система и развијања оригиналних теоријских и експерименталних модела, тако и са практичне стране, због освајања читаве једне технологије за производњу пукотинастих сита реализацијом прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила. Дати су предлози везано за могућности шире примене развијеног система и указано је на могућа техничка унапређења у појединим сегментима реализованог система у циљу побољшања процеса производње. Дате су смернице за будућа истраживања везана за проблематику реализације мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила.

2. АНАЛИЗА НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНОГ СТАЊА И ОПТЕРЕЋЕЊА У ТЕХНОЛОШКОМ ПРОЦЕСУ САВИЈАЊА ЖИЦЕ

У овом поглављу извршена је анализа напонско-деформационих стања која настају у технолошком процесу савијања жице при формирању петљи, као и анализа оптерећења - момента савијања којим је потребно деловати да би се процес могао остварити.

2.1 ОСНОВЕ МЕХАНИКЕ КОНТИНУУМА

Механика континуума или механика непрекидних средина је део механике који се бави изучавањем општих проблема кретања и равнотеже непрекидних средина (континуума).

Непрекидна средина (континуум) је скуп континуално распоређених материјалних тачака којима се представља неко деформабилно тело (*solid*). Деформабилна тела могу бити чврста, течна и гасовита. Континуум је, у ствари, идеализација која је резултат макроскопског посматрања молекуларне структуре материје. Деформабилно тело се на овај начин дели на низ континуално поређаних делића који су довољно мали у односу на димензије тела, а довољно велики у односу на микровеличине, тј. молекуле и међумолекуларне просторе, тако да се могу сматрати хомогеним.

Материјална тачка континуума представља бесконачно мали део непрекидно распоређене материје чији је положај одређен геометријском тачком простора.

Померање деформабилног тела може се, према томе, посматрати као померање скупа материјалних тачака. За описивање кретања континуума, као референца, користе се различите врсте координатних система.

Силе које делују на неко посматрано тело из околине називају се *спољашње силе* и могу се поделити, генерално, на *површинске* и *запреминске* силе. Површинске силе су силе које делују по површини неког тела, као што је, нпр. хидростатички притисак или дејство једног тела на друго у међусобном контакту. Запреминске силе дејствују на сваки делић запремине тела, као што су гравитациона сила, магнетна сила, инерцијална сила која делује на тело у стању кретања, итд.

Унутрашње силе су међумолекуларне силе унутар тела. Оне увек постоје и захваљујући њима тело има одређени облик. Међутим, у механици континуума се полази

од неутралног стања, које представља стање када нема деловања спољашњих утицаја на тело (сила, промена температуре и сл.), односно сматра се да у неутралном стању нема деловања унутрашњих сила.

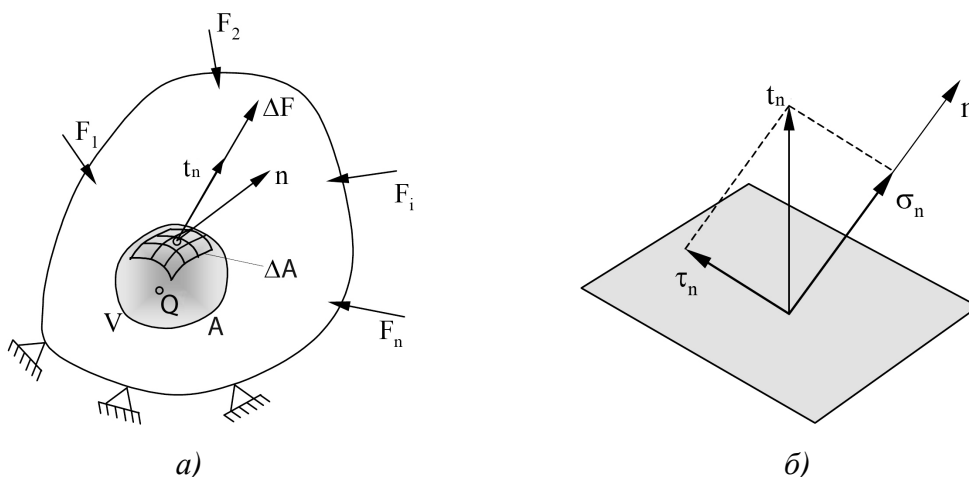
При деловању спољашњих утицаја долази до промене облика тела и промене стања унутрашњих сила. Деформисање траје све до тренутка изједначавања дејства спољашњих и унутрашњих сила, тј. до успостављања равнотеже сила за сваки елемент тела. Унутрашње силе теже да тело врате у првобитно, недеформисано стање.

Деформација тела, према томе, јесте геометријска величина која је зависна од спољашњих сила, температуре и физичких особина материјала од кога је тело израђено и представља меру деформисаности тела у односу на неутрално стање. Ако су деформације мале, после престанка дејства спољашњих оптерећења доћи ће до враћања тела у првобитни облик; тада кажемо да је тело деформисано еластично. После одређене границе деформисања у неком елементу материјала долази до трајне, пластичне деформације. Унутрашње силе настају, поред осталог и као резултат појаве деформације. За одређивање услова чврстоће неке конструкције потребно је да се познаје интензитет унутрашњих сила у свакој тачки пресека. Мера интензитета ових сила назива се **напон**.

2.2 АНАЛИЗА НАПОНА И ЊЕГОВИХ КОМПОНЕНТИ

2.2.1 Дефинисање напона и његових компоненти

Разматран је општи случај, када на посматрано тело делују силе F_1, F_2, \dots, F_n^* . Напон у некој тачки материјала дефинисан је посматрањем тачке Q материјала са елементарном запремином V око те тачке (сл. 2.1а).



Слика 2.1: а) Дефинисање напона;
б) разлагање вектора напона на нормалну и тангентијалну компоненту

* У даљем тексту, векторске величине, као и матрице, означаване су болдираним словима.

Издвојен је елемент запремине V који је у равнотежи. Утицај материјала ван запремине V на посматрани елемент материјала може се, према Кошијевом принципу, приказати површинским силама које се преносе преко површине A која обухвата елементарну запремину V . Ако се на површини A издвоји елементарна површина ΔA , чији је јединични вектор нормале \mathbf{n} , онда је укупна површинска сила, која на њу делује, $\Delta \mathbf{F}$. Средњи напон на површини ΔA може се дефинисати као: [20]

$$\mathbf{t}_{n, sr} = \frac{\Delta \mathbf{F}}{\Delta A} \quad (2.1)$$

Ако се даље смањује површина ΔA , смањиће се и сила $\Delta \mathbf{F}$, а у граничном случају када површина $\Delta A \rightarrow 0$ количник тежи вектору напона у тачки:

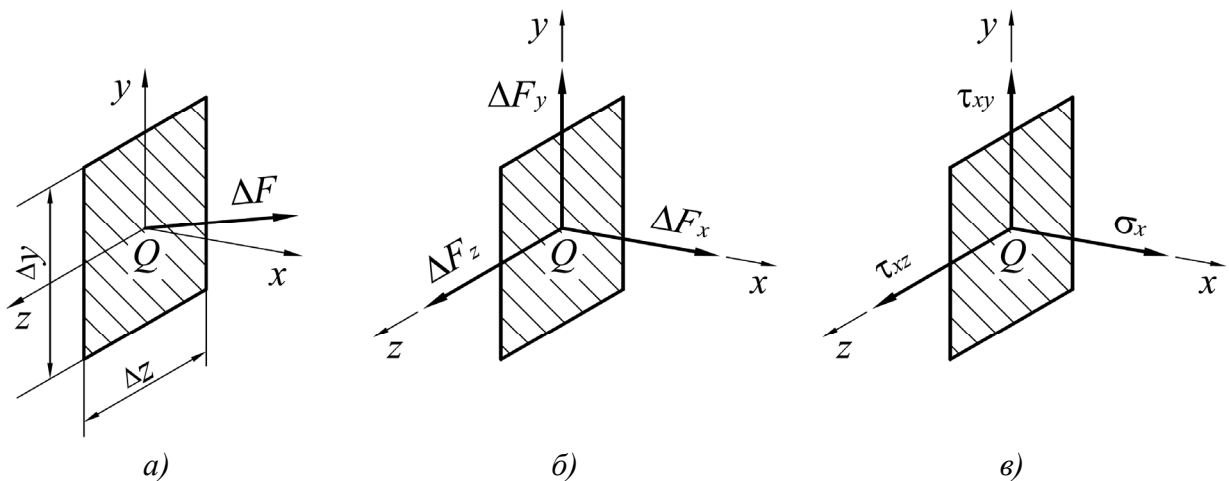
$$\mathbf{t}_n = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{F}}{\Delta A} = \frac{d\mathbf{F}}{dA} \quad (2.2)$$

Као што се види, вектор напона \mathbf{t}_n има димензију [сила/површину], и у међународном SI систему јединица мери се у N/m^2 , односно јединицом која се назива Паскал (Pa). Међутим, врло често се у инжењерским прорачунима, из практичних разлога, користи и kN/cm^2 или daN/mm^2 .

Вектор \mathbf{t}_n може се разложити на **нормални** и **тангенцијални** правац (сл. 2.1b) тако да се добија **нормална компонента напона** σ_n и **тангенцијална компонента** τ_n , при чему важи векторска једначина:

$$\mathbf{t}_n = \sigma_n + \tau_n \quad (2.3)$$

Усвојен је Декартов правоугаони координатни систем тако да се елементарна површина ΔA , која садржи тачку Q , налази у yz равни, (сл. 2.2a) и $\Delta A = \Delta y \Delta z$.



Слика 2.2: а) Дефинисање координатног система; б) разлагање вектора силе; в) разлагање вектора напона

Ако се сила ΔF која делује на елемент површине ΔA разложи на компоненте у правцу оса x , y и z , (сл. 2.2б), тада се компоненте напона у правцу тих оса (сл. 2.2в) могу дефинисати према [21], [22], [23] као:

$$\sigma_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta A} = \frac{dF_x}{dA} \quad (2.4)$$

$$\tau_{xy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta A} = \frac{dF_y}{dA} \quad (2.5)$$

$$\tau_{xz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A} = \frac{dF_z}{dA} \quad (2.6)$$

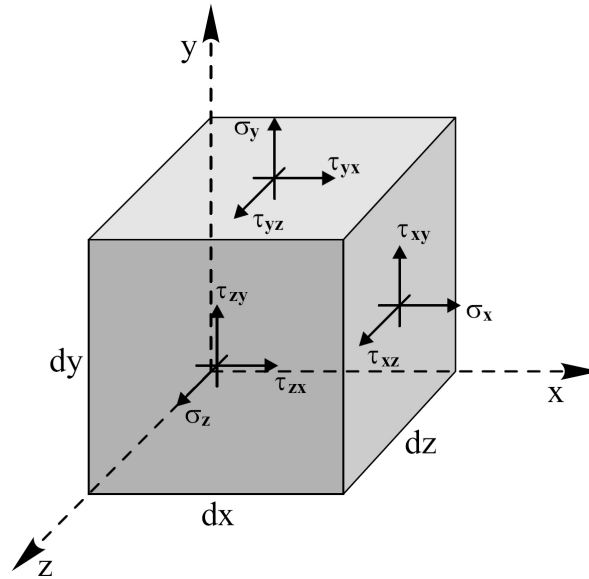
Компонента σ_x која делује у правцу x -осе, нормално на површину ΔA назива се **нормални напон**, а компоненте τ_{xy} и τ_{xz} , које делују у правцу y , односно z осе, респективно, у равни површине ΔA , називају се **тангенцијални напони** или **напони смицања**.

При томе је битно констатовати да стрелице којима су приказани вектори напона у правцу оса на сл. 2.2в не значе да су ти напони концентрисане величине, већ само указују на правац расподеле силе код појединих компонената напона (с обзиром на то да је напон дефинисан као сила по јединици површине).

Напони смицања τ_{xy} и τ_{xz} су компоненте укупног напона смицања који делује на посматрану површину ΔA , чији се интензитет може израчунати као:

$$\tau_x = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2} \quad (2.7)$$

С обзиром на то да се кроз тачку Q може поставити бесконачан број елементарних раванских површина, то би значило да је напонско стање у њој одређено са бесконачно много вектора t_n . Међутим, довољно је познавати напонско стање за три међусобно управне елементарне површине (сл. 2.3), па се коришћењем методе трансформације координата [22] може одредити напонско стање за било коју другу елементарну површину која обухвата тачку Q .



Слика 2.3: Компоненте напона у тачки Q за три међусобно управне равни

Односно, напонско стање у тачки Q може се описати **тензором напона**, који је одређен са девет компоненти, три компоненте нормалног и шест компоненти тангенцијалног напона, што значи да представља тензор другог реда, и у матричној форми је дефинисан једначином 2.8.

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

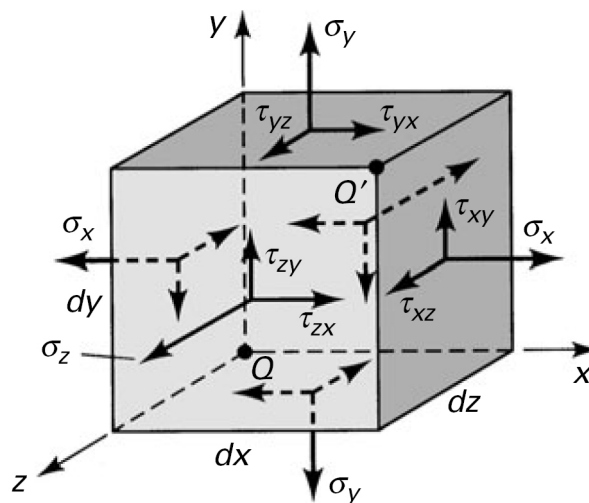
Као што се из дате једначине види, три члана тензора напона су компоненте нормалног напона, σ_x , σ_y и σ_z , док су других шест чланова компоненте тангенцијалног или смичућег напона, τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yx} , τ_{yz} , τ_{zx} и τ_{zy} . При означавању тангенцијалних напона, прво слово у индексу представља правац нормале на раван у којој лежи вектор смичућег напона, а друго правац самог вектора.

2.2.2 Конвенција о знаку напона

Усвојена конвенција о знаку, која важи и за нормалне и за тангенцијалне компоненте напона, повезана је са утицајем напонског стања на деформацију материјала, и заснива се на повезаности између правца јединичног вектора нормале на елементарну површину (усмереног од центра елементарне запремине којој посматрана површина припада према околини) и правца одређене компоненте напона који делује на исту елементарну површину.

Уколико јединични вектор нормале на елементарну површину има пројекцију на неку од координатних оса истог смера као и одговарајућа компонента напона која делује у правцу исте те координатне осе (оба вектора у позитивном или оба вектора у негативном смеру осе), та компонента напона је позитивна. Уколико имају супротне смерове у односу на изабрану координатну осу, посматрана компонента напона је негативна.

У складу са изложеном конвенцијом, напони истезања су увек позитивни, а напони притиска увек негативни. На *сл. 2.4* приказана је елементарна запремина у облику коцке са напонима у појединим равнима оријентисаним у позитивном смеру, према конвенцији о знаку напона.



Слика 2.4: Елементарна запремина са приказаним напонима у појединим равнима оријентисаним у позитивном смеру

2.2.3 Једнакост смичућих напона

Особине смичућих напона могу се размотрити анализирањем равнотежних једначина примењених на елементарну запремину приказану на *сл. 2.4*. Будући да исте компоненте напона у наспрамним равнима делују у супротним смеровима, задовољена је једнакост сила у свим правцима, односно: $\Sigma F_x = 0$; $\Sigma F_y = 0$ и $\Sigma F_z = 0$, што су потребни, али не и довољни услови за равнотежу. Морају бити задовољене и моментне једначинне, за произвољно изабрану моментну тачку, нпр. тачку Q (*сл. 2.4*), тако да сума момената свих сила око оса x , y и z које пролазе кроз тачку Q буде једнака нули, тј. мора важити $\Sigma M_{Qx} = 0$; $\Sigma M_{Qy} = 0$ и $\Sigma M_{Qz} = 0$. Ако се анализира нпр. једначина $\Sigma M_{Qz} = 0$, према *сл. 2.4* биће:

$$(-\tau_{xy} dydz)dx + (\tau_{yx} dx dz)dy = 0 \quad (2.9)$$

односно:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (2.10)$$

Слично, разматрањем једначина $\Sigma M_{Qx} = 0$ и $\Sigma M_{Qy} = 0$ добија се:

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} \text{ и } \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (2.11)$$

Према томе, важи комутативност индекса у ознаци смичућих напона, односно компоненте напона смицања у међусобно управним равнима елементарне запремине су једнаке. То значи да је тензор напона *симетричан* и да се може написати у облику:

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

2.2.4 Трансформација тензора напона

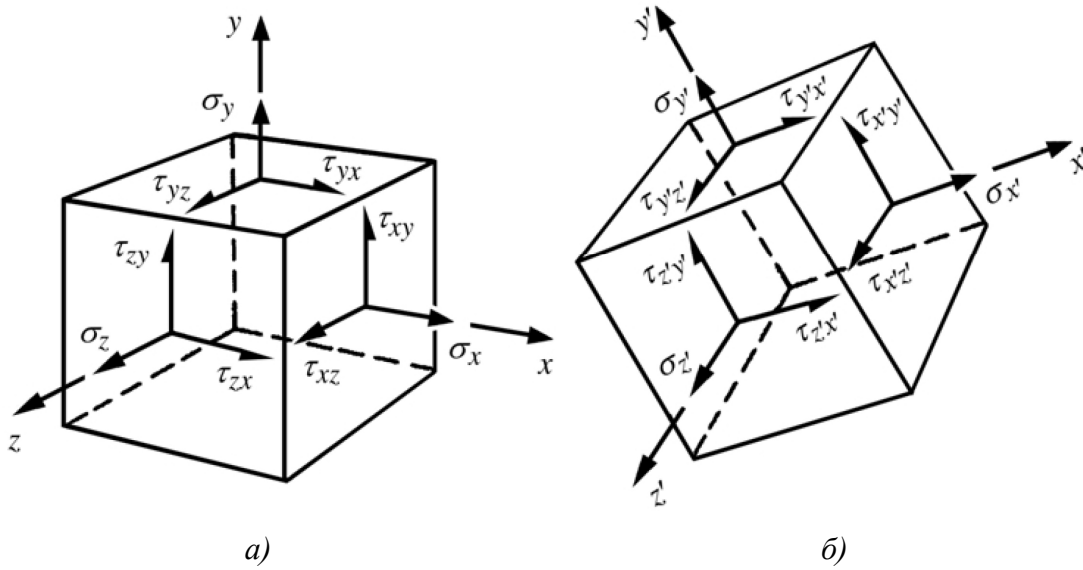
Познавање напонског стања за три међусобно управне елементарне површине које пролазе кроз неку тачку посматране структуре материјала довољно је да се може одредити напонско стање за било коју другу елементарну површину која пролази кроз исту ту тачку. То се може постићи применом *методе трансформација координата* [22], тј. коришћењем *матрица ротационе трансформације* [24], [25].

Посматрана је елементарна запремина у облику коцке, приказана на *сл. 2.5а*, где су напони на елементарним површинама са јединичним векторима нормала у x , y и z правцу познати и приказани у матричној форми следећом једначином:

$$[\sigma]_{xyz} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

Затим је посматран елемент приказан на *сл. 2.5б*, који описује напонско стање у истој тачки, такође уз помоћ три међусобно управне елементарне површине, али са јединичним векторима нормала у x' , y' и z' правцу. Тензор напона у матричној форми дат је следећом једначином:

$$[\sigma]_{x'y'z'} = \begin{bmatrix} \sigma_{x'} & \tau_{x'y'} & \tau_{z'x'} \\ \tau_{x'y'} & \sigma_{y'} & \tau_{y'z'} \\ \tau_{z'x'} & \tau_{y'z'} & \sigma_{z'} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$



Слика 2.5: Напонско стање у једној тачки структуре материјала
 а) елементарне површине дефинисане нормалама у правцу оса x, y, z координатног система; б) елементарне површине дефинисане нормалама у правцу оса x', y', z' координатног система

Да би се могло одредити напонско стање $[\sigma]_{x'y'z'}$ за заротирани координатни систем, потребно је успоставити везу између x, y, z координатног система и x', y', z' заротираног координатног система са истим координатним почетком, уз помоћ матрице ротационе трансформације $[R]$.

Генерални израз за матрицу ротационе трансформације за прерачунавање координата са првобитног на заротирани координатни систем дат је следећом једначином: [24]

$$[R] = \begin{bmatrix} i' \cdot i & i' \cdot j & i' \cdot k \\ j' \cdot i & j' \cdot j & j' \cdot k \\ k' \cdot i & k' \cdot j & k' \cdot k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \angle(i', i) & \cos \angle(i', j) & \cos \angle(i', k) \\ \cos \angle(j', i) & \cos \angle(j', j) & \cos \angle(j', k) \\ \cos \angle(k', i) & \cos \angle(k', j) & \cos \angle(k', k) \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

где су i, j, k јединични вектори оса координатног система x, y, z , респективно, и i', j', k' јединични вектори оса координатног система x', y', z' .

Према [22], трансформациона једначина за матрицу напона $[\sigma]_{x'y'z'}$ дата је следећим изразом:

$$[\sigma]_{x'y'z'} = [R][\sigma]_{xyz} [R]^T \quad (2.16)$$

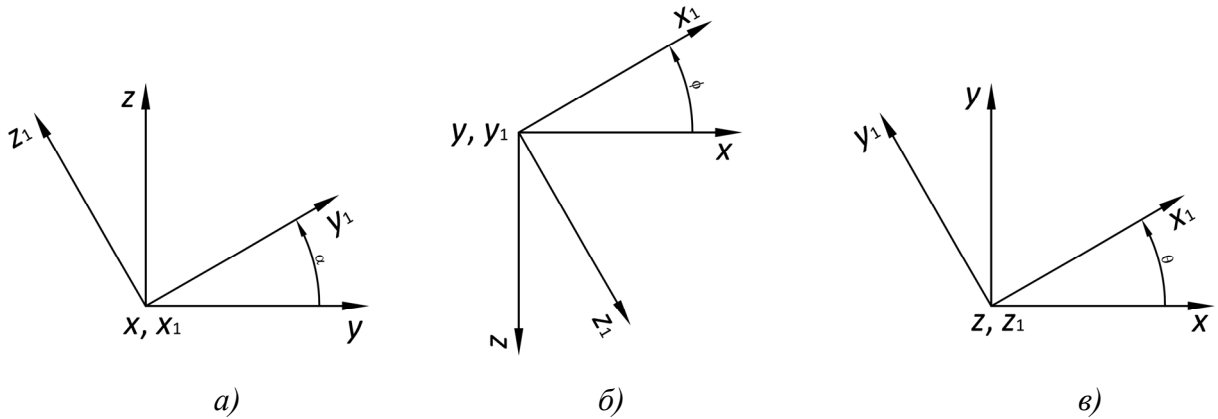
где је:

$[R]^T$ – транспонована матрица матрице $[R]$, односно:

$$[R]^T = \begin{bmatrix} i' \cdot i & j' \cdot i & k' \cdot i \\ i' \cdot j & j' \cdot j & k' \cdot j \\ i' \cdot k & j' \cdot k & k' \cdot k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \angle(i', i) & \cos \angle(j', i) & \cos \angle(k', i) \\ \cos \angle(i', j) & \cos \angle(j', j) & \cos \angle(k', j) \\ \cos \angle(i', k) & \cos \angle(j', k) & \cos \angle(k', k) \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

Трансформација напона дата једначином (2.16) може се лако имплементирати у инжењерске прорачуне применом рачунара, односно рачунарских софтвера, као што су нпр. *Matlab*, *Mathcad*, *Maple*, *Mathematica*, и др.

Једна од метода за одређивање напонског стања за елемент површине приказан на сл 2.5б је и коришћење тзв. **основних трансформационих матрица** за ротацију око сваке осе појединачно и њиховим умножавањем по одређеном редоследу.



Слика 2.6: а) ротације око x-осе за угао α ; б) око y-осе за угао ϕ ; в) око z-осе за угао θ

За случај ротације око x-осе за угао α , као што је приказано на сл. 2.6а, матрица ротационе трансформације има облик:

$$[R]_{x,\alpha} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & j' \cdot j & j' \cdot k \\ 0 & k' \cdot j & k' \cdot k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

па је нови координатни систем (сл. 2.6а) са осама x_1, y_1, z_1 дефинисан једначином:

$$\begin{cases} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{cases} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{cases} x \\ y \\ z \end{cases} \quad (2.19)$$

Слично, за случај ротације око осе y за угао ϕ , и око осе z за угао θ , као што је приказано на сл. 2.6б и 2.6в, матрице ротационе трансформације, респективно, имају облик:

$$[R]_{y,\phi} = \begin{bmatrix} i' \cdot i & 0 & i' \cdot k \\ 0 & 1 & 0 \\ k' \cdot i & 0 & k' \cdot k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & 0 & -\sin \phi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \phi & 0 & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & 0 & -\sin \phi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \phi & 0 & \cos \phi \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} \quad (2.21)$$

односно:

$$[\mathbf{R}]_{z,\theta} = \begin{bmatrix} \mathbf{i}' \cdot \mathbf{i} & \mathbf{i}' \cdot \mathbf{j} & 0 \\ \mathbf{j}' \cdot \mathbf{i} & \mathbf{j}' \cdot \mathbf{j} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

2.2.5 Главни напони

Генерално, максимална и минимална вредност нормалног напона јавља се у равнима које су дефинисане **главним правцима напрезања**, у којима је вредност тангенцијалног или смичућег напона једнака нули. Постоје три такве, међусобно управне равни, које се називају **главне равни**. За њих је вредност тангенцијалног напона једнака нули, док нормални напони, у ствари, представљају сопствене вредности 3×3 матрице напона и називају се **главни напони**. Обично се обележавају са σ_1 , σ_2 , и σ_3 , при чему се алгебарски највећи напон обележава са σ_1 , а најмањи са σ_3 , односно $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Матрица тензора напона за координатни систем чије се осе поклапају са главним правцима напрезања има следећи облик:

$$[\boldsymbol{\sigma}] = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Вредности главних напона σ_1 , σ_2 , и σ_3 израчунавају се као корени кубне једначине, дате изразом (2.25), а чије детаљно извођење је дато у [21], [22] и [23].

$$\sigma^3 - I_1 \sigma^2 + I_2 \sigma - I_3 = 0 \quad (2.25)$$

где су:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad (2.26a)$$

$$\begin{aligned} I_2 &= \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xz} \\ \tau_{xz} & \sigma_z \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{yz} & \sigma_z \end{vmatrix} = \sigma_x \sigma_y + \sigma_x \sigma_z + \sigma_y \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{yz}^2 = \\ &= \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_1 \sigma_3 + \sigma_2 \sigma_3 \end{aligned} \quad (2.26b)$$

$$I_3 = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{vmatrix} = \sigma_x \sigma_y \sigma_z - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{xz}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} = \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \quad (2.26в)$$

Величине I_1 , I_2 , и I_3 су показатељи напонског стања независни од избора координатног система и називају се **напонске инваријанте**.

Највећи смичући напони (главни смичући напони) се јављају у равнима оријентисаним по 45° у односу на главне равни. У свакој од тих равни, тангенцијални напони достижу половину разлике главних напона за одговарајуће две главне равни (у односу на које је посматрана раван оријентисана под углом од 45°), док је нормални напон једнак половини збира истих тих главних напона:

$$\tau_{1,2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \quad \sigma_{1,2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (2.27а)$$

$$\tau_{2,3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \quad \sigma_{2,3} = \frac{\sigma_2 + \sigma_3}{2} \quad (2.27б)$$

$$\tau_{1,3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}; \quad \sigma_{1,3} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \quad (2.27в)$$

С обзиром на то да је $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, следи да се **максималан смичући напон** јавља у равни која је оријентисана под углом од 45° у односу на главне равни 1 и 3, тј.:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (2.28)$$

2.2.6 Дилатациони и девијаторски део напона

Често је од значаја, посебно са становишта примене теорије пластичности, разлагање тензора напона на **дилатациони (сферни, главни)** део [23], [26], [27], који утиче на промену запремине посматраног елемента и **девијаторски** део, који утиче на промену облика посматраног елемента (сл. 2.7), односно:

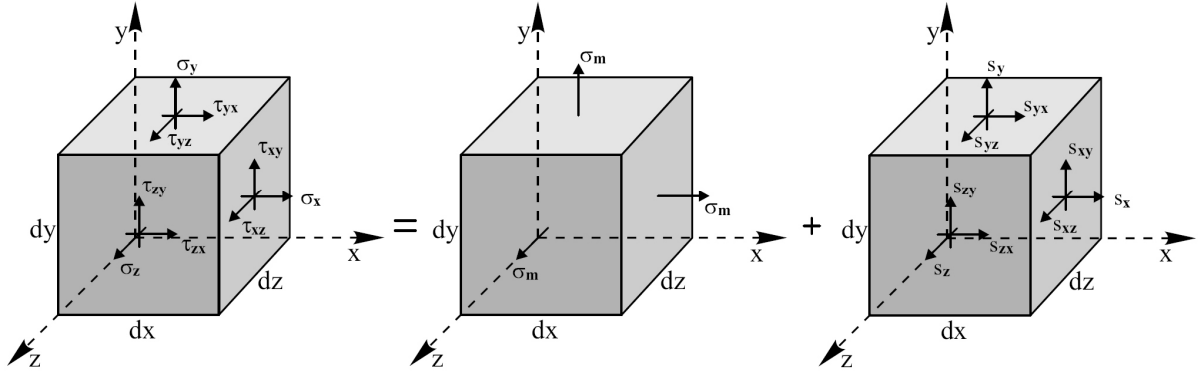
$$[\sigma] = [\sigma_m] + [\sigma_d] \quad (2.29)$$

где су:

$[\sigma]$ – тензор напона дефинисан једначином (2.12);

$[\sigma_m]$ – дилатациони део тензора напона;

$[\sigma_d]$ – девијаторски део тензора напона.



Слика 2.7: Разлагање напона на дилатациони и девијаторски део

$[\sigma_m]$ и $[\sigma_d]$ израчунавају се по следећим формулама [23]:

$$[\sigma_m] = \begin{bmatrix} \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_m & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_m \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

где је σ_m дилатациони (сферни, главни) напон дефинисан као:

$$\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = \frac{1}{3}I_1 \quad (2.31)$$

$$[\sigma_d] = \begin{bmatrix} \frac{1}{3}(2\sigma_x - \sigma_y - \sigma_z) & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \frac{1}{3}(2\sigma_y - \sigma_x - \sigma_z) & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \frac{1}{3}(2\sigma_z - \sigma_y - \sigma_x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_x & S_{xy} & S_{xz} \\ S_{yx} & S_y & S_{yz} \\ S_{zx} & S_{zy} & S_z \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

Компоненте S_{ij} девијаторског дела тензора напона $[\sigma_d]$ називају се **девијаторски напони**. Главне вредности девијаторских напона дате су изразима:

$$S_x = \sigma_1 - \sigma_m = \frac{1}{3}[(\sigma_1 - \sigma_3) + (\sigma_1 - \sigma_2)] \quad (2.33a)$$

$$S_y = \sigma_2 - \sigma_m = \frac{1}{3}[(\sigma_2 - \sigma_3) + (\sigma_2 - \sigma_1)] \quad (2.33б)$$

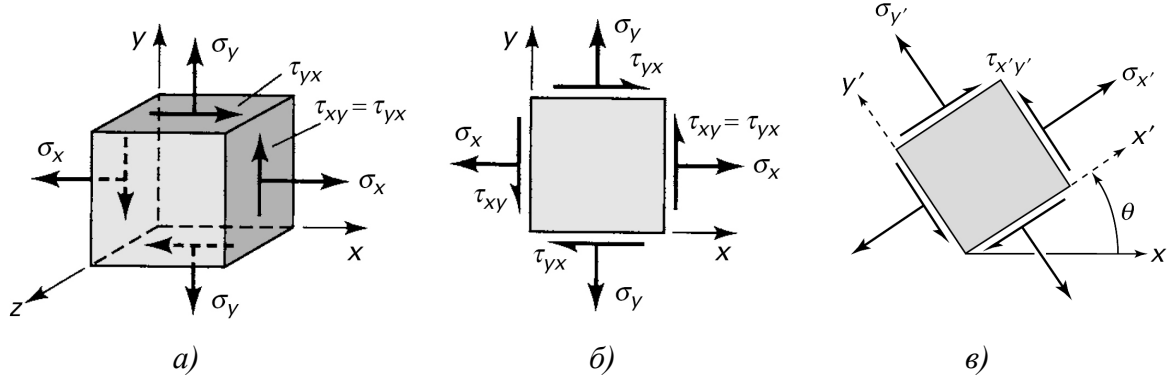
$$S_z = \sigma_3 - \sigma_m = \frac{1}{3}[(\sigma_3 - \sigma_1) + (\sigma_3 - \sigma_2)] \quad (2.33в)$$

Сабирањем левих и десних страна једначина (2.33a) - (2.33в) добија се:

$$S_x + S_y + S_z = 0 \quad (2.34)$$

2.2.7 Раванско напонско стање

Постоје многи практични проблеми код којих су напони у одређеном правцу једнаки нули. У таквим случајевима, у инжењерским анализама, разматра се тзв. *раванско напонско стање* (сл. 2.8).



Слика 2.8: Раванско напонско стање: а) тродимензионални приказ; б) дводимензионални приказ; в) заротирани координатни систем

Нпр, код танке плоче постављене у xy равни, компоненте напона које одговарају правцу z -осе (σ_z , τ_{xz} и τ_{yz}) су једнаке нули, што значи да је напонско стање одређено са само три компоненте напона (једн. 2.35).

$$[\sigma]_{xy} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

За случај координатног система, дефинисаног координатним осама x',y',z' (сл. 2.8в), који је у односу на координатни систем са осама x,y,z (сл. 2.8б), заротиран за угао θ тако да је:

$$\begin{aligned} \theta_{x'x} &= \theta; & \theta_{x'y} &= 90^\circ - \theta; & \theta_{x'z} &= 90^\circ; \\ \theta_{y'x} &= \theta + 90^\circ; & \theta_{y'y} &= \theta; & \theta_{y'z} &= 90^\circ; \\ \theta_{z'x} &= 90^\circ; & \theta_{z'y} &= 90^\circ; & \theta_{z'z} &= 0; \end{aligned}$$

напонско стање одређено је следећом једначином:

$$[\sigma]_{x'y'} = \begin{bmatrix} \sigma_{x'} & \tau_{x'y'} \\ \tau_{x'y'} & \sigma_{y'} \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

С обзиром на то да је тензор напона за равански случај дефинисан 2×2 матрицом, трансформациона матрица и транспонована трансформациона матрица, потребне за прерачунавање напона у односу на заротирани координатни систем са осама x',y',z' , такође се свде на 2×2 матрице:

$$[\mathbf{R}] = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}; \quad [\mathbf{R}]^T = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

Када се једначине (2.35)-(2.37) замене у једначину (2.16), као резултат у развијеној форми добијају се следећи изрази:

$$\sigma_{x'} = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (2.38a)$$

$$\sigma_{y'} = \sigma_x \sin^2 \theta + \sigma_y \cos^2 \theta - 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (2.38b)$$

$$\tau_{x'y'} = -(\sigma_x - \sigma_y) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (2.38b)$$

Применом следећих тригонометријских трансформација:

$$\cos^2 \theta = \frac{1 + \cos 2\theta}{2}; \quad \sin^2 \theta = \frac{1 - \cos 2\theta}{2}; \quad \sin \theta \cos \theta = \frac{\sin 2\theta}{2}$$

добијен је систем трансформационих једначина за израчунавање раванског напонског стања у односу на заротирани координатни систем, у форми погоднијој за коришћење:

$$\sigma_{x'} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y) \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (2.39a)$$

$$\sigma_{y'} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) - \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y) \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (2.39b)$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (2.39b)$$

Сабирањем левих и десних страна једначина (2.38a) и (2.38b) лако се може показати да је збир нормалних напона за две међусобно управне равни *инваријантан*, тј. независан од угла θ , односно:

$$\sigma_x + \sigma_y = \sigma_{x'} + \sigma_{y'} = \text{const} \quad (2.40)$$

2.2.8 Главни напони и максимални тангенцијални напон за раванско напонско стање

Трансформационе једначине (2.39a,б,в) за дводимензионално напонско стање указују да се нормални и тангенцијални напони мењају континуално са променом угла θ . Да би утврдили положај оса x', y' који одговара максималном или минималном нормалном напону, потребно је диференцирати једначину 2.39a по променљивој θ и добијени израз изједначити са нулом:

$$\frac{d\sigma_{x'}}{d\theta} = -(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\theta + 2\tau_{xy} \cos 2\theta = 0 \quad (2.41)$$

одакле следи:

$$\tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2.42)$$

С обзиром на то да је $\tan(2\theta)=\tan(\pi+2\theta)$, две вредности угла θ задовољавају једначину 2.42, θ_p и θ_p+90° , и дефинишу два правца који се називају **главни правци напрезања** који дефинишу **главне равни** у којима делују **главни напони**. Ови напони се обележавају са σ_1 и σ_2 и први је максималан, а други минималан.

Из једначине (2.42) даље следи:

$$\sin 2\theta_p = \frac{\pm\tau_{xy}}{\sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}} \quad (2.43a)$$

$$\cos 2\theta_p = \frac{\pm\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)}{\sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}} \quad (2.43b)$$

па заменом у једначине (2.39a) и (2.39b), добијају се максималан и минималан нормални напон, респективно:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{\frac{1}{4}[(\sigma_x - \sigma_y)^2] + \tau_{xy}^2} \quad (2.44a)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{\frac{1}{4}[(\sigma_x - \sigma_y)^2] + \tau_{xy}^2} \quad (2.44b)$$

Заменом једначине (2.42) у једначину (2.39в) може се показати да је $\tau_{x'y'} = 0$, односно, **напон смицања је увек једнак нули у главним равнима**.

На сличан начин, диференцирањем једначине (2.39в) по променљивој θ и изједначавањем добијеног израза са нулом, могу се одредити равни у којима делује највећи смичући напон:

$$\frac{d\tau_{x'y'}}{d\theta} = 0 \Rightarrow (\sigma_x - \sigma_y) \cos 2\theta + 2\tau_{xy} \sin 2\theta = 0, \text{ односно:}$$

$$\tan 2\theta_s = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (2.45)$$

Из једначина (2.39в) и (2.45) добијају се **максималне вредности смичућег напона** према изразу:

$$\tau_{\max} = \pm\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \pm\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \quad (2.46)$$

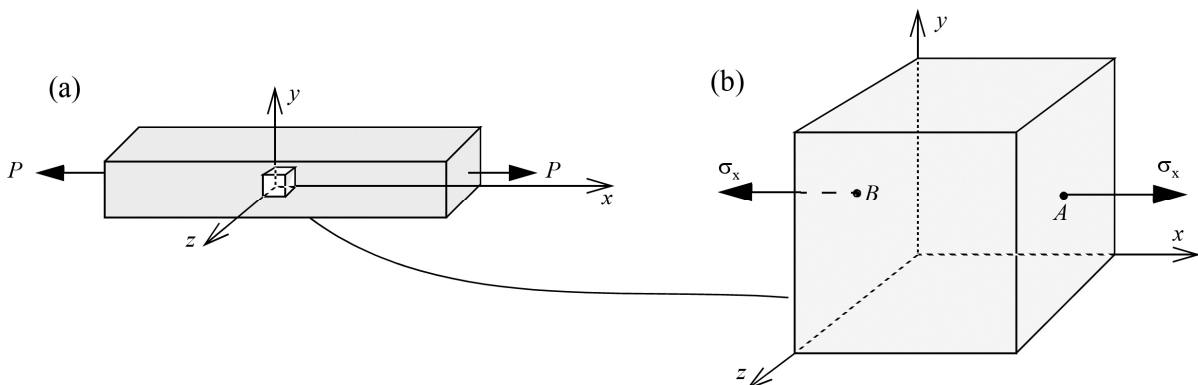
Поређењем једначина (2.31) и (2.33) може се приметити да су равни максималног смичућег напона заротиране за 45° у односу на равни главних нормалних напона.

Нормални напони који делују у равнима највећег смичућег напона могу се одредити заменом θ_s добијеног из једначине (2.45) у једначине (2.39а) и (2.39б). Нормални напон у свакој од две равни је:

$$\sigma = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \quad (2.47)$$

2.2.9 Једноосно напонско стање

Специјалан случај напонског стања јавља се код аксијалног напрезања (притисак или истезање) где долази до појаве само нормалних напона који делују у правцу осе дуж које делује оптерећење (сила притиска или сила истезања) – сл. 2.9. У пракси, овакав тип напрезања најчешће се јавља код тзв. линијских елемената, чије су димензије попречног пресека мале у односу на дужину – нпр. код вучених материјала – жице, шипке, и сл., код штапних елемената носећих конструкција, итд.



Слика 2.9: Једноосно напонско стање – а) приказ оптерећења; б) приказ напонског стања на издвојеној елементарној запремини

2.2.10 Ефективни (еквивалентни) нормални напон

Ефективни (еквивалентни) нормални напон (σ_e) је веома значајна величина јер представља интензитет фиктивног једноосног напона чије дејство репрезентује одговарајуће троосно напонско стање. Израчунава се према изразу:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.48)$$

где су σ_1 , σ_2 , и σ_3 главни напони дефинисани у одељку 2.2.5.

Овако дефинисан ефективни напон при просторном напонском стању увек је могуће упоређивати са одговарајућим стварним напоном при једноосним напрезањима (затезању и притискивању) што је од великог практичног значаја, јер је могуће анализом нпр. једноосног затезања добити универзалне карактеристике везане за процес пластичног обликовања [28].

2.3 ДЕФОРМАЦИЈА

2.3.1 Дефинисање деформације и њених компоненти

Деформација је величина која представља меру промене облика и димензија посматране запремине или тела у целини (у односу на неутрално стање) [28]. У теорији малих (инфинитезималних) деформација, исто као код напона, дефинише се појам деформације у посматраној тачки материјала. При томе се, као и код напона, разликују две врсте деформација – нормална (лонгитудинална, линијска деформација, дилатација) и смичућа (угаона) деформација.

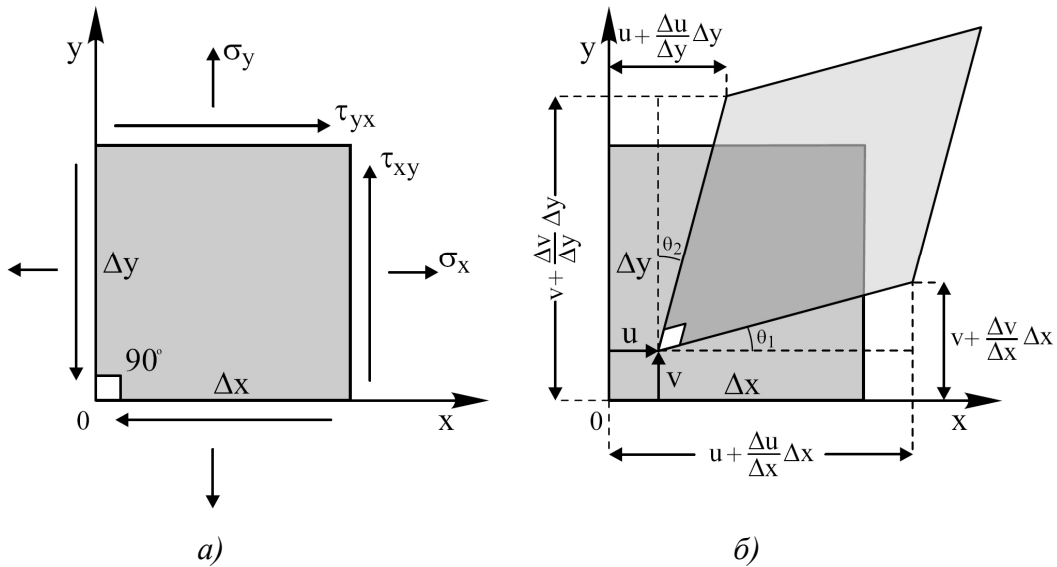
Нормална деформација се дефинише као релативна промена дужине линијског сегмента (однос прираштаја дужине линијског сегмента и његове почетне дужине) у одређеном правцу. То је бездимензионална величина, и обележава се са ε_i , где индекс i указује на правац деформисања. Нормална деформација има позитивни предзнак ако је дошло до издужења посматраног линијског сегмента, односно негативни уколико је дошло до његове контракције. Скуп свих нормалних деформација у некој тачки даје слику о “скалирању” тела по различитим правцима, тј. издужењу и скраћењу линијских сегмената у посматраној тачки.

Смичућа деформација је, по дефиницији, промена угла између два почетно управна линијска елемента. То је такође бездимензионална величина, и обележава се са γ_{ij} , где индекси i и j указују на правце оса у односу на које се дефинише смичућа деформација. Она је позитивна ако је настала као последица деловања позитивног напона смицања (према конвенцији о знаку напона, одељак 2.2.2). Скуп свих смичућих деформација у некој тачки даје слику о промени облика посматраног елемента.

2.3.2 Веза између деформација и помераја

Скуп нормалних и смичућих деформација могу се у Декартовом координатном систему дефинисати преко поља помераја [22], [23], [26]. Помераји у Декартовом координатном систему, у правцу оса x , y и z означени су са $u(x,y,z)$, $v(x,y,z)$, $w(x,y,z)$.

Посматрана је елементарна површина у xu равни, на коју делују напони као на сл. 2.10а. Последица таквог напонског стања је да се елементарна површина деформише, при чему постоји и нормална и смичућа компонента деформације. Резултујућа деформација у xu равни је приказана на сл. 2.10б, где је u компонента помераја у x правцу, а v компонента помераја у y правцу.



Слика 2.10: Дефинисање помераја и одговарајућих нормалних и смичућих деформација

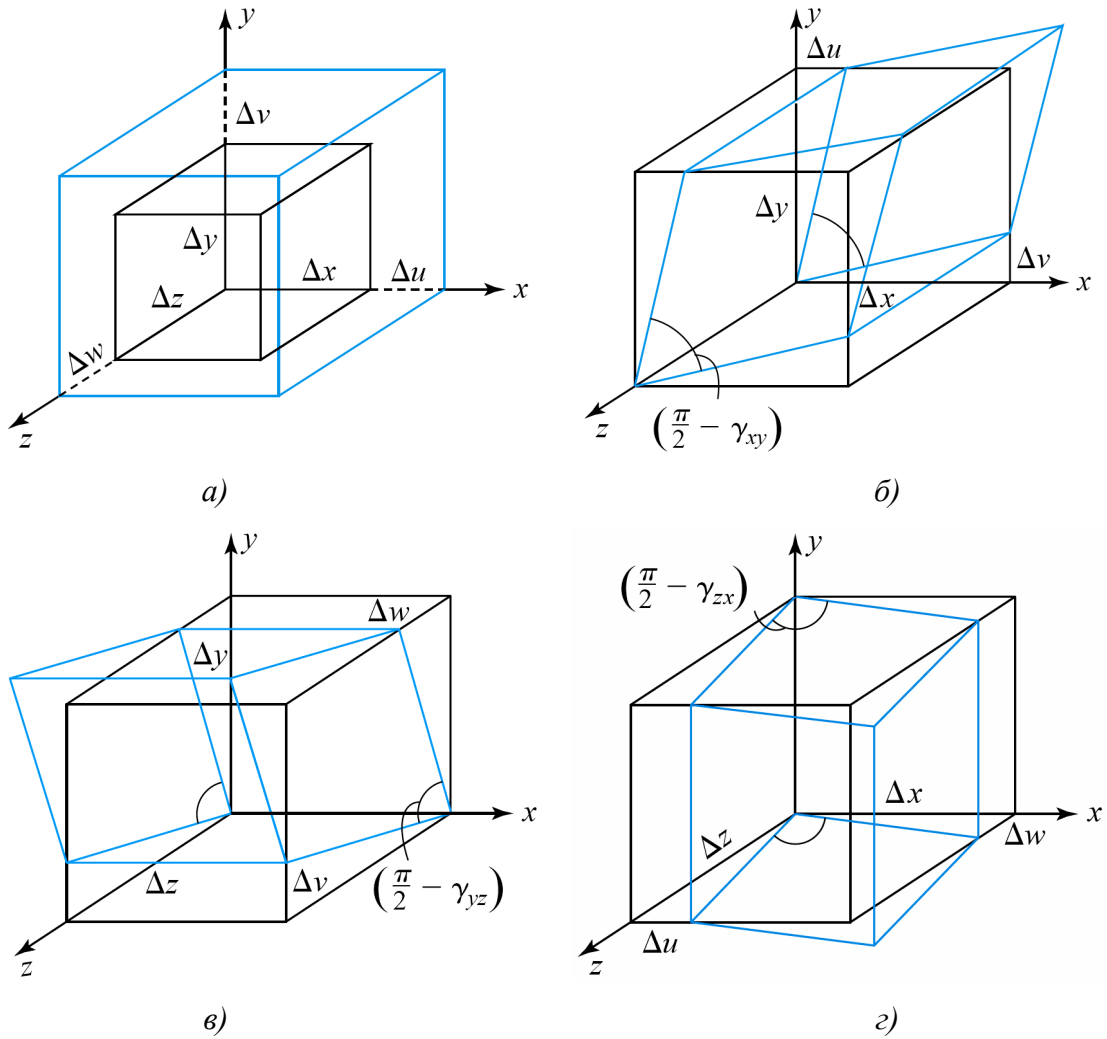
Нормална деформација у x правцу, према дефиницији, једнака је релативној промени дужине линијског сегмента, тј, према слици 2.10:

$$\varepsilon_x = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left[\frac{\left(u + \frac{\Delta u}{\Delta x} \Delta x \right) - u}{\Delta x} \right] \quad (2.49)$$

С обзиром на то да се ради о малим (инфинитезималним) деформацијама, може се претпоставити да је угао θ мали, и његов утицај на Δu се може занемарити. Према томе, нормалне деформације, у три координатна правца (сл. 2.11а) дефинишу се као:

$$\varepsilon_x = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta u}{\Delta x} = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta y} = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \varepsilon_z = \lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{\Delta w}{\Delta z} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.50)$$

где су u , v и w компоненте помераја у три међусобно управна координатна правца у посматраној тачки.



Слика 2.11: а) нормалне деформације; б) смичућа деформација γ_{xy} ; в) смичућа деформација γ_{yz} ; г) смичућа деформација γ_{zx} [29]

Смичућа деформација се добија, по дефиницији, као промена угла између два почетно управна линијска елемента, односно, према сл. 2.10б, у xy равни као збир углова $\theta_1 + \theta_2$. Будући да се ради о малим деформацијама, важи једначина:

$$\tan(\theta_1 + \theta_2) \approx (\theta_1 + \theta_2) = \lim_{\Delta x, \Delta y \rightarrow 0} \left[\frac{\left(v + \frac{\Delta v}{\Delta x} \Delta x\right) - v}{\Delta x} + \frac{\left(u + \frac{\Delta u}{\Delta y} \Delta y\right) - u}{\Delta y} \right] \quad (2.51)$$

па су три компоненте смичуће деформације (сл. 2.11б,в,г):

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = \gamma_{yx}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = \gamma_{zx}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = \gamma_{zy} \quad (2.52)$$

За случај равanske деформације (сл. 2.10), $\varepsilon_z = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$, па се систем једначина (2.50) и (2.52) своди на:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = \gamma_{yx} \quad (2.53)$$

Такође, с обзиром на то да мала деформација подразумева да је поље помераја континуално, деформације ε_x , ε_y и γ_{xy} не могу бити независне [23]. Мора бити испуњен **услов компатибилности**:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (2.54)$$

Односно, деформације дате једначинама (2.53), морају задовољити услов (2.54) да би помераји u и v били континуални и једнозначно одређени.

Смичуће деформације γ_{ij} дате изразима (2.52) се називају и инжењерске смичуће деформације, док се често, ради избегавања појаве бројчаних коефицијената у изразима за однос напона и деформација [27], користе и тзв. тензорске смичуће деформације облика:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xy} &= \frac{1}{2} \gamma_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \varepsilon_{yx} \\ \varepsilon_{xz} &= \frac{1}{2} \gamma_{xz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \varepsilon_{zx} \\ \varepsilon_{yz} &= \frac{1}{2} \gamma_{yz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \varepsilon_{zy} \end{aligned} \quad (2.55)$$

Генерално, као и код напона, у некој посматраној тачки елемента постоји девет компоненти деформације, тако да се тензор мале деформације дефинише као:

$$[\boldsymbol{\varepsilon}] = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_y & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_z \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

Матрица дата претходном једначином је симетрична, јер је:

$$\varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yx}; \quad \varepsilon_{xz} = \varepsilon_{zx}; \quad \varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zy} \quad (2.57)$$

То значи да је практично само **шест** независних компонената деформације.

2.3.3 Трансформација деформације

Компонентне деформације, као тензорске величине, трансформишу се са променом координатног система. Једначине за трансформацију деформације су истог типа као и оне за трансформацију напона, показане у претходном делу. Све једначине добијене за

трансформацију напона при ротацији координатног система могу бити употребљене тако што се све компоненте нормалног и смичућег напона у добијеним изразима замене одговарајућим нормалним и смичућим компонентама деформације, коришћењем истих ознака у индексима. Тако, на пример, систем трансформационих једначина за израчунавање раванског напонског стања у односу на заротирани координатни систем, дат једначинама 2.38а,б,в, може се искористити за добијање трансформационих једначина деформације као:

$$\varepsilon_{x'} = \varepsilon_x \cos^2 \theta + \varepsilon_y \sin^2 \theta + 2\varepsilon_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (2.58a)$$

$$\varepsilon_{y'} = \varepsilon_x \sin^2 \theta + \varepsilon_y \cos^2 \theta - 2\varepsilon_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (2.58б)$$

$$\varepsilon_{x'y'} = -(\varepsilon_x - \varepsilon_y) \sin \theta \cos \theta + \varepsilon_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (2.58в)$$

2.4 ВЕЗА ИЗМЕЂУ НАПОНА И ДЕФОРМАЦИЈА

У претходном делу дефинисани су појмови напона, као мере интензитета унутрашњих сила у материјалу, и деформације, као мере степена деформисаности материјала.

Између напона и деформација постоје директне везе, чија природа представља основну особину неког материјала. Ове везе, које се називају и конститутивне релације, основа су за одређивање напонско-деформационог стања у чврстом телу које се деформише.

У општем случају, конститутивне релације могу да буду веома сложене, изразито нелинеарне, функције времена или зависне од историје деформисања материјала. Најпростије су линеарне конститутивне релације, које важе за случај малих деформација типичних инжењерских материјала, као што је нпр. челик. У инжењерској пракси најчешће се сматра да су деформације мале ако не прелазе 0,2%. Ако се не узима у обзир утицај температуре, оне имају општи облик:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} \quad (2.59)$$

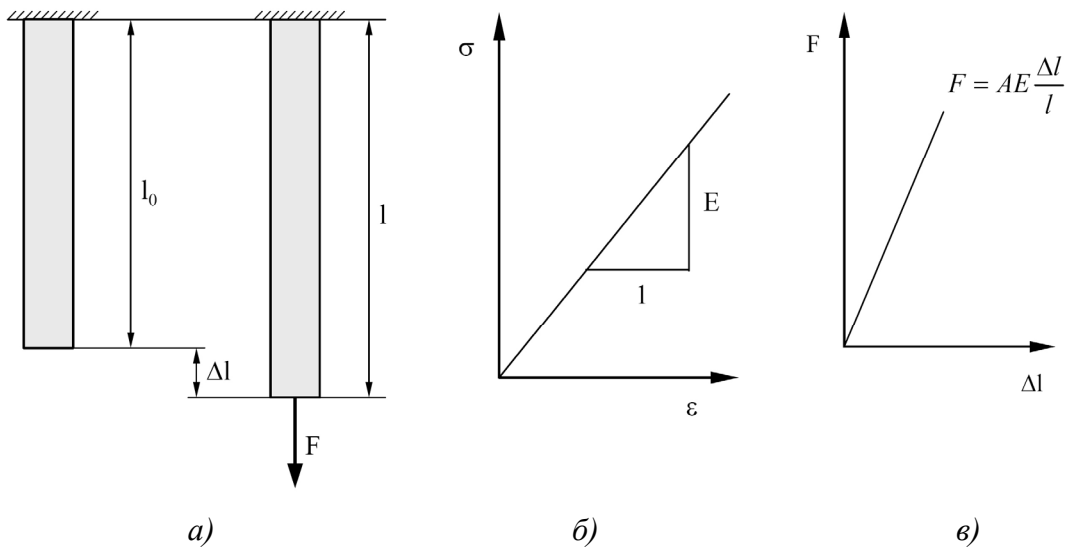
Где је:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \end{Bmatrix} \text{ – вектор напона; } \quad \{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \end{Bmatrix} \text{ – вектор деформација}$$

$[D]$ – матрица еластичности материјала

2.4.1 Генералисани Хуков закон за изотропне материјале

Најједноставније, линеарне конститутивне релације, дате изразом (2.59), важе за хомоген, изотропан материјал. **Изотропан материјал** одликује се истим карактеристикама у свим правцима, док је **хомоген** онај материјал који поседује исте карактеристике у свим тачкама.



Слика 2.12: Хуков закон

У случају једноосног напонског стања, које настаје при аксијалном затезању еластичног штапа (сл. 2.12а), релације (2.59) се свде на:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \tag{2.60}$$

где је:

E – Јангов (*Young's*) модул еластичности - карактеристика материјала,

σ – нормални напон у правцу осе истезања,

ε – нормална деформација у правцу осе (сл. 2.12.б).

Једначина (2.59) представља добро познати **Хуков закон**, који је енглески физичар Роберт Хук (*Robert Hooke* 1635-1703.) поставио још давне 1678., мислећи да важи за све постојеће материјале. Хуков закон може се написати и у облику:

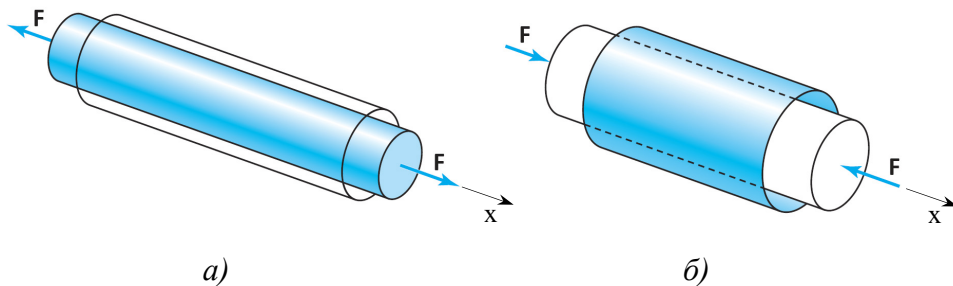
$$F = EA \frac{\Delta l}{l} \quad (2.61)$$

при чему се добија релација између силе истезања и апсолутног издужења, док је A попречни пресек штапа (сл. 2.12в) Претпоставка је да су деформације мале, те се промена величине попречног пресека може занемарити.

Хуков закон може се проширити на троосно стање деформације, при чему се добија тзв. генерализовани Хуков закон.

Код аксијално оптерећених елемената (сл. 2.13), експериментално је утврђено да издужење у правцу осе штапа изазива контракцију штапа, тј. смањење димензија у бочним правцима (сл. 2.13а), и супротно (сл. 2.13б). Однос између нормалних деформација које се јављају у два међусобно управна правца се назива **Поасонов (Poisson) коефицијент** и обележава се са ν :

$$\nu = - \frac{\varepsilon_{\text{попречно}}}{\varepsilon_{\text{подузно}}} \quad (2.62)$$



Слика 2.13: Поасонов ефекат – а) лонгитудинално издужење, латерална контракција; б) лонгитудинална контракција, латерално издужење

Деформација у бочном (попречном, латералном) правцу везана је за деформацију у подужном (лонгитудиналном) правцу релацијама:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\nu \varepsilon_x = -\frac{\nu}{E} \sigma_x \quad (2.63)$$

Поасонов коефицијент је бездимензионална величина и представља особину материјала, која се одређује експериментално и чија је вредност за метале око $0,25 \div 0,35$, а

за гуму и друге приближно нестишљиве материјале блиска 0,5. За изотропне материјале, горња граница вредности Поасоновог коефицијента је $\nu = 0,5$.

Може се закључити да нормални напон у неком правцу зависи од нормалних напона у сва три правца, па се, коришћењем принципа суперпозиције, може написати:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.64a)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (2.64b)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.64в)$$

За линеарни, хомогени, изотропни материјал, напони смицања у xy , yz и zx равни су директно повезани са смичућим деформацијама релацијама:

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (2.65a)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (2.65b)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (2.65в)$$

где G – модул клизања или модул смицања, представља карактеристику материјала као и модул еластичности.

Релације (2.64а-в) и (2.65а-в) могу се написати у матричном облику:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.66)$$

или:

$$\{\varepsilon\} = [D]^{-1} \{\sigma\} \quad (2.67)$$

где је $[D]^{-1}$ – инверзна матрица еластичности. Ова матрица је у случају изотропних материјала симетрична, при чему нормални напони зависе само од трију нормалних деформација, а смичући напони од по једне одговарајуће смичуће деформације.

Такође, може се показати да за изотропне материјале постоји и веза између модула еластичности E и модула клизања G :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.68)$$

што значи да инверзна матрица еластичности садржи само две независне компоненте.

У пракси је чешће потребно изразити напоне у зависности од деформација:

- Нормални напони:

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu) \varepsilon_x + \nu (\varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] \quad (2.69a)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu) \varepsilon_y + \nu (\varepsilon_x + \varepsilon_z) \right] \quad (2.69b)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu) \varepsilon_z + \nu (\varepsilon_x + \varepsilon_y) \right] \quad (2.69v)$$

- Тангенцијални напони

$$\tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} \quad (2.70a)$$

$$\tau_{yz} = G \cdot \gamma_{yz} \quad (2.70b)$$

$$\tau_{zx} = G \cdot \gamma_{zx} \quad (2.70v)$$

или у матричном облику:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\} \quad (2.71)$$

где је $[D]$ – матрица еластичности, и има следећи облик:

$$[D] = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \quad (2.72)$$

У случају раванског напонског стања, за $\sigma_z = 0$, релације (2.64) имају облик:

$$\varepsilon_x = \frac{(\sigma_x - \nu\sigma_y)}{E} \quad (2.73a)$$

$$\varepsilon_y = \frac{(\sigma_y - \nu\sigma_x)}{E} \quad (2.73b)$$

$$\varepsilon_z = -\frac{\nu(\sigma_x + \sigma_y)}{E} \quad (2.73v)$$

Док нормални напони – релације (2.69) имају облик:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) \quad (2.74a)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) \quad (2.74b)$$

Генералисани Хуков закон представља фундаменталну релацију у теорији еластичности, при чему се матрица еластичности за специјалне случајеве (раванско стање напона, греда, луска и сл.) своди на једноставније облике.

Хуков закон приказан у матричном облику једначином 2.71 може се изразити и на други начин, преко зависности **силе** од **помераја**:

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad (2.75)$$

Где је:

$\{F\}$ – вектор примењеног оптерећења

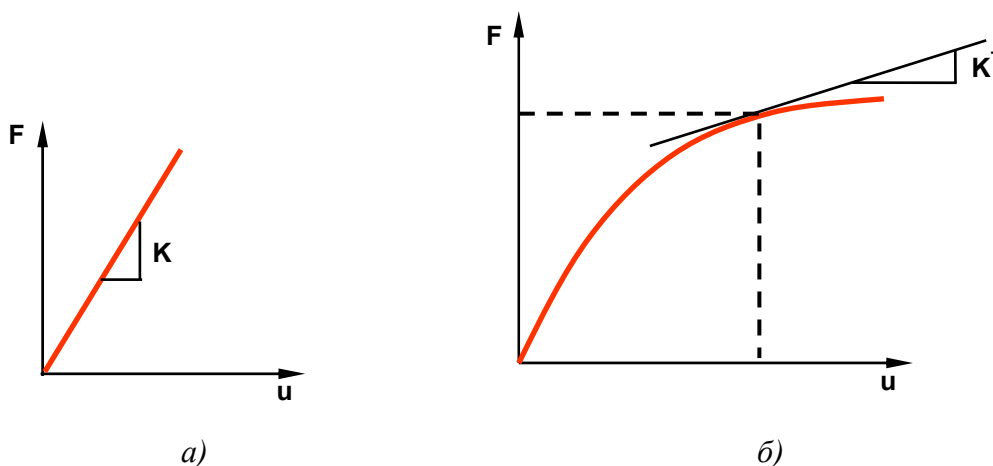
$[K]$ – матрица крутости

$\{u\}$ – вектор помераја

Све линеарне структуре (сл. 2.14a), код којих важи линеарна зависност између напона и деформације (или између силе и помераја), без обзира да ли се ради о

изотропном или анизотропном материјалу, веома су подесне за анализу методом коначних елемената, заснованој на матричној алгебри.

Међутим, у многим случајевима не постоји линеарна зависност између напона и деформације (или између силе и помераја - сл. 2.14б). За такве структуре каже се да су **нелинеарне**.



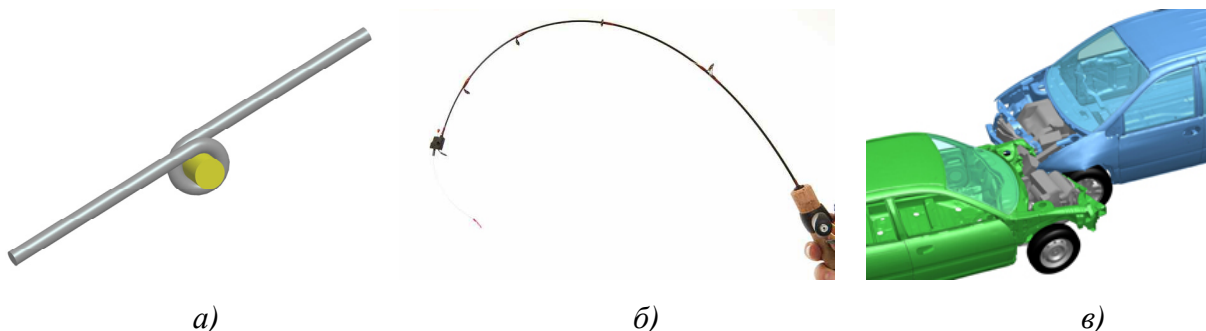
Слика 2.14: а) линеарна зависност силе и помераја; б) нелинеарна зависност

2.5 НЕЛИНЕАРНО ПОНАШАЊЕ МАТЕРИЈАЛА

Код нелинеарних структура, оптерећење изазива промену крутости, тако да матрица крутости није више константна, већ постаје функција примењеног оптерећења и назива се *тангентна крутост* (K^T). [30]

Типични примери нелинеарног понашања материјала (сл. 2.15) када долази до значајне промене крутости:

- код деформисања иза границе еластичности (сл. 2.15а)
- код великих еластичних деформација (као код штапа за пецање, сл. 2.15б)
- код контакта између два тела (судар и слично, сл. 2.15в)

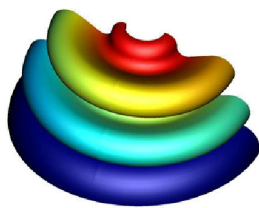


Слика 2.15: Типични примери нелинеарног понашања материјала

Генерално, могу се издвојити три основна узрока нелинеарности: [31], [32]

- 1) Материјал (нелинеарност као последица физичких својстава материјала). Неки материјали, као нпр. гума, немају линеарну зависност између напона и деформација чак ни у еластичној области – тзв. хипереластични материјали. Код других, тзв. еласто-палстичних материјала, као што је нпр. челик, нелинеарност се јавља тек при крају области еластичног деформисања (тзв. граница пропорционалности) и у области пластичног деформисања (област после тзв. границе течења, *сл. 2.15а*).
- 2) Геометрија (нелинеарност као последица промене геометрије). При постојању великих еластичних деформација може доћи до значајних промена у геометрији (облику) елемента, што може проузроковати нелинеарно понашање (нпр. код штапа за пецање, *сл. 2.15б*) [33].
- 3) Контакт. Нелинеарност као последица граничних услова при контакту два елемента који проузрокује напоне и трење што може резултовати појавом непропорционалних деформација, код тзв. „промене статуса“ елемента, као нпр. при судару (*сл.2.15в*), код контакта зубаца два спрегнута зупчаника, итд.

Иако се задовољавајући резултати могу добити линеарном анализом многих инжењерских проблема, постоје многе ситуације које захтевају разматрање нелинеарног понашања. У ствари, линеарне претпоставке које често правимо су једино важеће у специјалним околностима, када долази до деловања релативно малих напона, појаве еластичних деформација, малих промена температуре и сл. Међутим, нелинеарност је присутна у многим физичким проблемима, по било ком од претходно описана три основа. Штавише, често се мора разматрати појава нелинеарности са аспекта истовременог дејства два или чак сва три типа нелинеарности. На пример, код обраде метала деформисањем (ковање) мора се узети у обзир појава нелинеарности не само са становишта деловања напона изнад границе пропорционалности, већ и са становишта граничних услова при удару. Код неких типова гумених заптивки (*сл. 2.16*) нелинеарност се јавља по сва три основа, јер гума као материјал нема линеарну зависност између напона и деформација, па долази до великих еластичних деформација, односно значајне промене геометрије и при томе самоконтакта између појединих делова елемента.



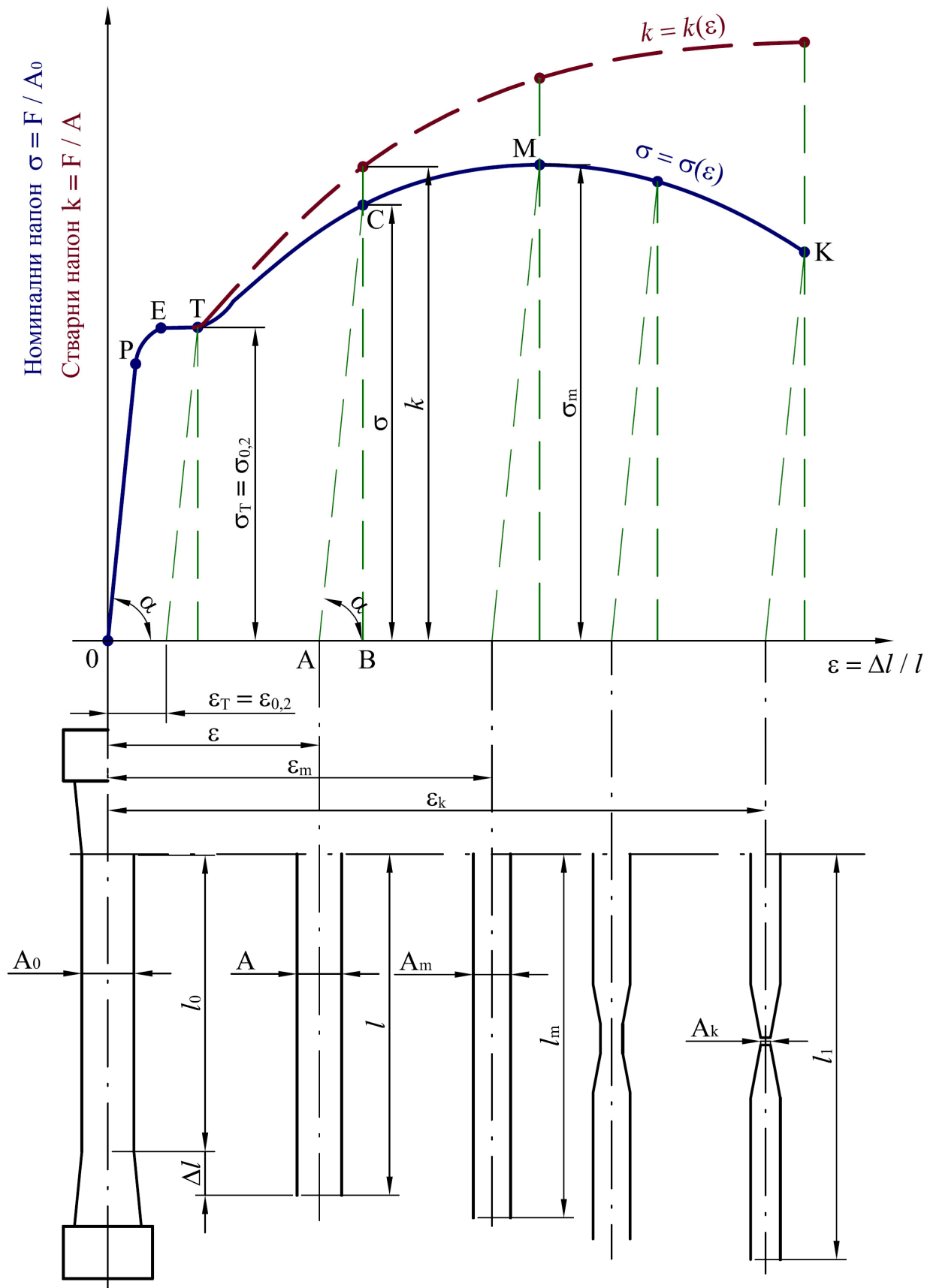
Слика 2.16: Гумена заптивка

2.5.1 Еласто – пластично понашање материјала

Сви метали и легуре при малом напрезању показују еластично понашање. Када се напрезање повећа изнад критичне вредности, које се назива *граница еластичности* (сл. 2.17), јавља се **пластична деформација**. По престанку дејства напрезања еластична деформација се губи, док пластична деформација заостаје.

Еластична деформација је потпуно дефинисана напрезањем и не зависи од начина на који је проузрокована [34]. С друге стране, пластична деформација не одговара једном одређеном напрезању. Еквивалентни износи пластичне деформације могу се постићи под утицајем различитих напрезања, као што су затезна или притисна напрезања, напрезање на савијање, напрезање на увијање, наизменично променљиво напрезање, комбиновано напрезање, итд. Лабораторијски, напрезања се остварују на машинама за испитивање механичких особина које, такође, омогућавају испитивање на повишеним и сниженим температурама и при различитим брзинама деформације. У односу на друге технике, испитивање на затезање има предност јер омогућава да се зависност напрезања од пластичне деформације лако аналитички дефинише. На сл. 2.17 приказан је пример конвенционалног дијаграма затезања са дефинисаним карактеристичним тачкама*.

* На дијаграму приказаном на сл. 2.17 напони у карактеристичним тачкама обележени су са σ , због усклађивања ознака са светском литературом (по нашем стандарду обележавају се са R – упоредне ознаке дате су у тексту испод сл. 2.17)



Слика 2.17: Конвенционални дијаграм затезања

где је:

σ [МПа] – номинални (инжењерски, технички) напон, $\sigma = \frac{F}{A_0}$

k [МПа] – стварни напон – сила редукована на тренутни пресек епрувете, $k = \frac{F}{A}$

ε – релативна деформација, $\varepsilon = \frac{l-l_0}{l} = \frac{\Delta l}{l}$

A_0 – почетна површина попречног пресека мерног дела епрувете

A – тренутна површина попречног пресека мерног дела епрувете

l_0 – дужина мерног дела епрувете

l – тренутна дужина мерног дела епрувете

- тачка Р – **граница пропорционалности** (σ_p или R_p) – граница до које важи линеарна зависност између напона и деформације, односно напрезање при коме се први пут јавља одступање од Хуковог закона;
- тачка Е – **граница еластичности** (σ_e или R_e) – највеће напрезање до кога епрувета може да се оптерети тако да после уклањања оптерећења нема макроскопски видљиве заостале деформације. Стварна граница еластичности, која се јавља у области микродеформација, има веома малу вредност и одговара покретању неколико стотина дислокација [34];
- тачка Т – **граница течења** (σ_t или R_t) – представља почетак великих развлачења, када нагло долази до деформације без повећања напона. Назива се још и граница попуштања 0,2% и представља напрезање које се добија у пресеку криве ојачавања и праве која је паралелна еластичном делу криве ојачавања и налази се на растојању $\varepsilon = 0,002$, односно 0,2% издужења.
- тачка М – **затезна чврстоћа** (σ_m или R_m) – максимално напрезање које материјал може поднети пре него што дође до разарања. То је напрезање које се добија дељењем максималне силе F_{max} са површином попречног пресека A_0 . Максимум на дијаграму $\sigma - \varepsilon$ јавља се због тога што се, услед пластичне нестабилности, на епрувети ствара локално сужење, односно врат.
- тачка К – **прекидна чврстоћа** (σ_k или R_k) – напрезање при коме долази до кидања епрувете. Номинална прекидна чврстоћа се добија дељењем прекидне силе са почетним попречним пресеком епрувете A_0 , док се стварна прекидна чврстоћа добија дељењем прекидне силе са стварним, тренутним попречним пресеком епрувете A_k на месту мерења силе.

Ако се тело после деловања силе F потребне за постизање оптерећења дефинисаног тачком C на сл. 2.17 (напон $\sigma = F / A_0$) растерети, тада ће се процес растерећења одвијати по линији \overline{CA} , односно под углом α у односу на апцису, односно паралелно са линеарним делом дијаграма $\sigma - \varepsilon$, тако да је:

\overline{OB} – укупна деформација,

\overline{AB} – еластична деформација, и

$\overline{OA} = \overline{OB} - \overline{AB}$ – пластична (трајна) деформација.

2.6 ТЕОРИЈСКЕ ОСНОВЕ ОБРАДЕ МЕТАЛА ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМИСАЊЕМ

Пластично деформисање метала одвија се под дејством одговарајућег спољашњег оптерећења које изазива промену стања међумолекуларних сила унутар материјала, што доводи до појаве унутрашњих напона и трајне промене облика полазног материјала. Сам механизам пластичног деформисања метала је веома сложен процес, а настаје као последица принудног трајног померања групе атома у кристалној решетки метала [57]. Укупна деформација је резултат пластичних деформација сваког појединачног кристалног зрна материјала, које међусобно не морају да буду једнаке. Расподела деформација по запремини комада може бити веома различита, што зависи од типа и услова обликовања [28].

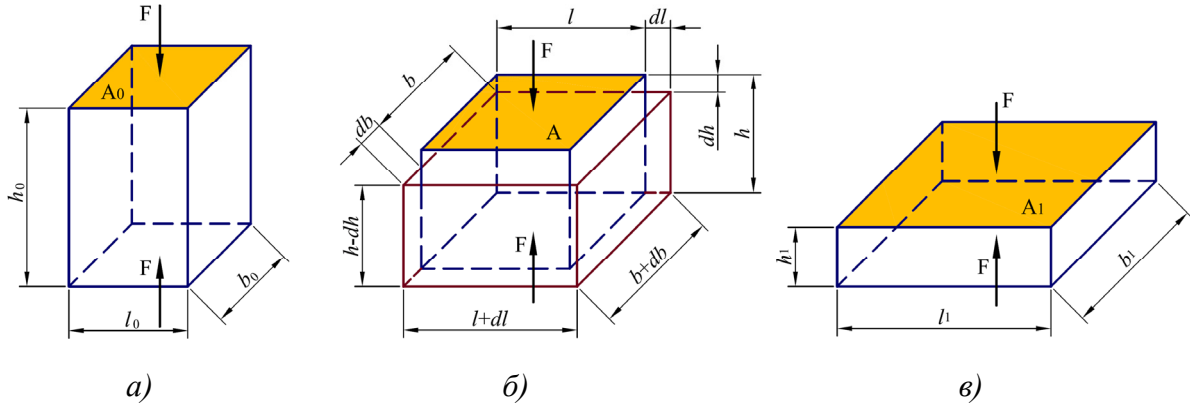
При обради деформисањем не смеју се прекорачити вредности граничних износа деформације, јер се у противном разара структура материјала или појављују други неприхватљиви дефекти. Такође, не смеју се прекорачити интензитети контактних напона, јер може доћи до оштећења алата. Због тога се за сваку технолошку методу обраде метала пластичним деформисањем изводи прорачун компоненти напона и деформација, као и прорачун деформационих сила и деформационог рада. Ови параметри неопходни су за правилно димензионисање алата и избор одговарајућих машина.

Током пластичног деформисања материјал мења своју структуру, што за последицу има промену механичких својстава у смислу повећања чврстоће и жилавости.

За анализу и претходну процену наведених појава код технологије обраде метала пластичним деформисањем неопходно је познавање основних теоријских релација, базираних на механици континуума и теорији пластичности.

2.6.1 Деформација у теорији обраде метала пластичним деформисањем

Ако се правоугли паралелопипед почетне висине h_0 , дужине l_0 и ширине b_0 оптерети одговарајућом силом F (чија се нападна линија поклапа са једном главном осом паралелопипеда, сл. 2.18), он ће се, у идеалном случају пластичног деформисања без трења, деформисати у други паралелопипед димензија $h_1 \times l_1 \times b_1$. При томе је $h_1 < h_0$, $l_1 > l_0$ и $b_1 > b_0$, (сл. 2.18), [58].



Слика 2.18: Деформисање паралелопипеда при сабијању без трења
а) почетно стање; б) тренутно стање; в) коначно стање

Разлике почетних и крајњих димензија паралелопипеда:

$$\Delta h = h_1 - h_0; \Delta l = l_1 - l_0; \Delta b = b_1 - b_0 \quad (2.76)$$

представљају **апсолутне деформације** скраћења, издужења и проширења паралелопипеда. Одговарајуће **релативне деформације** су:

$$\varepsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0}, \quad \varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l_0} \quad \text{и} \quad \varepsilon_b = \frac{\Delta b}{b_0} \quad (2.77)$$

Степени деформације се дефинишу као односи крајње и почетне мере, па су степени скраћења, издужења и проширења дати изразима [57]:

$$\eta = \frac{h_1}{h_0}, \quad \lambda = \frac{l_1}{l_0} \quad \text{и} \quad \beta = \frac{b_1}{b_0} \quad (2.78)$$

У неком тренутку статичког дејства силе, паралелопипед има димензије h , l и b (2.18б). Када се висина смањи за бесконачно мали износ dh , дужина се повећава за dl , а ширина, такође повећава, за износ db . Тако настаје паралелопипед димензија:

$$h - dh; l + dl \quad \text{и} \quad b + db.$$

Елементарне деформације у правцима главних оса могу се израчунати као однос скраћења или проширења и одговарајуће дужине:

$$d\varphi_h = \frac{dh}{h}, \quad d\varphi_l = \frac{dl}{l} \quad \text{и} \quad d\varphi_b = \frac{db}{b} \quad (2.79)$$

Коначне деформације се могу добити интегралњем претходних израза у границама између почетног и крајњег стања:

$$\varphi_h = \int_{h_0}^{h_1} \frac{dh}{h} = \ln \frac{h_1}{h_0} = \ln \eta \quad (2.80a)$$

$$\varphi_l = \int_{l_0}^{l_1} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_1}{l_0} = \ln \lambda \quad (2.80b)$$

$$\varphi_b = \int_{b_0}^{b_1} \frac{db}{b} = \ln \frac{b_1}{b_0} = \ln \beta \quad (2.80v)$$

где су φ_h , φ_l и φ_b **логаритамске или природне деформације** скраћења, издужења и проширења.

Полазећи од хипотезе да се запремина тела не мења у процесу обраде пластичним деформисањем, следи да је:

$$V = h_0 \cdot l_0 \cdot b_0 = h \cdot l \cdot b = h_1 \cdot l_1 \cdot b_1 = const \quad (2.81)$$

или:

$$\frac{h_1 \cdot l_1 \cdot b_1}{h_0 \cdot l_0 \cdot b_0} = 1 \quad (2.82)$$

Из (2.78) и (2.82) следи да је:

$$\eta \cdot \lambda \cdot \beta = 1 \quad (2.83)$$

односно, производ степена деформација у три међусобно управна правца једнак је јединици.

Логаритмовањем једначине (2.83) и уврштавањем једн. (2.80) добија се:

$$\ln \eta + \ln \lambda + \ln \beta = \varphi_h + \varphi_l + \varphi_b = 0 \quad (2.84)$$

односно, збир логаритамских деформација у три међусобно управна правца једнак је нули.

Из једначине (2.84) следи:

$$\varphi_h = -(\varphi_l + \varphi_b) = -\left(\ln \frac{l_1}{l_0} + \ln \frac{b_1}{b_0} \right) = -\ln \frac{l_1 b_1}{l_0 b_0} = -\ln \frac{A_1}{A_0} \quad (2.85)$$

На основу (2.76), (2.77) и (2.80), логаритамске и релативне деформације могу се повезати следећом релацијом:

$$\varphi_h = \ln \frac{h_1}{h_0} = \ln \frac{h_0 + h_1 - h_0}{h_0} = \ln \left(1 + \frac{h_1 - h_0}{h_0} \right) = \ln (1 + \varepsilon_h) \quad (2.86)$$

Развијањем претходне функције у ред добија се:

$$\varphi_h = \ln(1 + \varepsilon_h) = \varepsilon_h - \frac{\varepsilon_h^2}{2} + \frac{\varepsilon_h^3}{3} - \dots ; \quad -1 < \varepsilon_h \leq 1 \quad (2.87)$$

У првој апроксимацији може се узети да је:

$$\varphi_h \approx \varepsilon_h \quad (2.88)$$

јер је за $\varepsilon_h < 0,1$ одступање φ_h мање од 5% [57].

Специфични деформациони отпор којим се материјал супротставља деформисању, генерално, може се изразити као функција релативне деформације ε или као функција логаритамске (природне) деформације φ .

У случају обраде сабијањем, релативна деформација сабијања ε_h узима се као позитивна и то је уједно **главна релативна деформација**: [58]

$$\varepsilon_h = \frac{h_0 - h}{h_0} = \frac{\frac{V}{A_0} - \frac{V}{A}}{\frac{V}{A_0}} = \frac{A - A_0}{A} = \frac{\Delta A}{A} \quad (2.89)$$

Ако је специфични деформациони отпор функција логаритамске (природне) деформације, онда се логаритамска деформација скраћења узима као позитивна и назива **главна логаритамска деформација**:

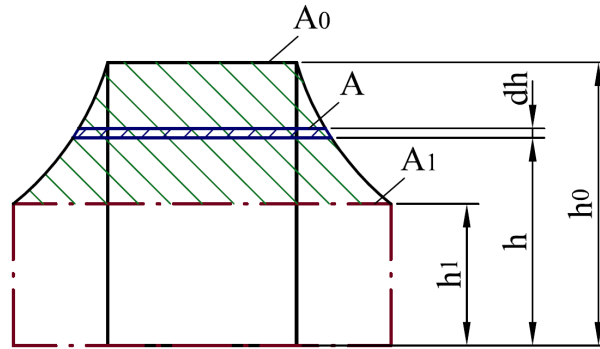
$$\varphi_h = \ln \frac{h_0}{h} = \ln \frac{A}{A_0} \quad (2.90)$$

2.6.2 Истиснута запремина

Истиснута запремина представља збир елементарних запремина, односно производа тренутних површина и одговарајућих апсолутних деформација. На пример, у процесу сабијања (сл. 2.19), истиснута запремина може се израчунати према следећем изразу:

$$V_{ih} = \int_{h_1}^{h_0} A dh = \int_{h_1}^{h_0} l b dh = V \int_{h_1}^{h_0} \frac{dh}{h} = V \varphi_h \quad (2.91)$$

Дакле, истиснута запремина може се израчунати као производ укупне запремине и одговарајуће главне логаритамске деформације.



Слика 2.19: Одређивање истиснуте запремине

2.6.3 Брзина деформације и брзина деформисања

Код обраде метала пластичним деформисањем разликују се брзина деформације и брзина деформисања.

Брзина деформације представља брзину кретања честица материјала који се деформише. Дефинише се као промена логаритамске (природне) деформације у функцији времена:

$$v_{dh} = \frac{d\varphi_h}{dt} = \frac{dh}{hdt} = \frac{lb dh}{lbhdt} = \frac{dV_{ih}}{Vdt} \quad [1/s] \quad (2.92)$$

или, брзина деформације је промена специфичне истиснуте запремине у јединици времена.

Средња брзина деформације у временском интервалу Δt , где се тело деформише са висине h_0 на висину h_1 , износи:

$$v_{dh_{sr}} = \frac{V_{ih}}{V\Delta t} = \frac{V\varphi_h}{V\Delta t} = \frac{\varphi_h}{\Delta t} \quad [1/s] \quad (2.93)$$

Брзина деформисања зависи од машине и представља брзину кретања алата (код пресе то је брзина кретања притискивача, а код чекића брзина маља). Ако се у временском интервалу Δt изврши сабијање комада за Δh , тада се брзина деформисања математички дефинише према изразу:

$$v_h = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{dh}{dt} \quad [mm/s] \quad (2.94)$$

Средња брзина деформисања износи:

$$v_{h_{sr}} = \frac{h_0 - h_1}{\Delta t} = \frac{\Delta h}{\Delta t} \quad [mm/s] \quad (2.95)$$

Брзина деформисања се код ковачких чекића, кривајних (коленастих и ексцентар) и фриксионих преса мења у току радног хода машине од неке вредности $v_h = v_{h0}$ на почетку

деформације (за $h = h_0$) до вредности $v_h = 0$ на крају деформације (за $h = h_1$). Код хидрауличних преса ова брзина је константна ($v_h = v_{h0} = v_{sr} = const$).

На основу израза (2.92) и (2.94) следи веза између брзине деформације и брзине деформисања:

$$v_{dh} = \frac{dh}{hdt} = \frac{v_h}{h} \quad \text{или} \quad v_h = hv_{dh} \quad (2.96)$$

Односно, брзина деформисања је једнака производу брзине деформације и тренутне висине материјала који се деформише.

2.6.4 Услови пластичности

У процесу обраде метала пластичним деформисањем, под дејством спољашњег оптерећења полазни материјал се најпре деформише еластично, а онда у критичном тренутку започиње процес пластичног деформисања, који траје све до коначне промене облика. Да би се остварио прелаз из еластичног у пластично деформисање, потребно је да буду испуњени одређени услови у погледу интензитета и међусобног односа напона који делују по запремини тела.

На пример, за једноосно напрезање (сл. 2.17) течење материјала настаје када технички, односно главни нормални напон σ_1 , достигне вредност границе течења (σ_t или $\sigma_{0,2}$):

$$\sigma_1 = \sigma_t = k \quad (2.97)$$

Главни нормални напон уједно представља ефективни напон и напон течења, односно **специфични деформациони отпор** (k), који за одређени материјал зависи од степена и брзине деформације, као и од температуре материјала. Његов интензитет расте са порастом пластичне деформације (ефекат ојачавања, одељак 2.6.6).

Специфични деформациони отпор (напон течења, деформациона чврстоћа) једнак је еквивалентном (ефективном) напону у условима једноосног напонског стања, што представља главни нормални, односно стварни напон.

У општем случају, када је тело изложено тродимензионалном напрезању, услов пластичности одређен је функцијом која је зависна од главних напона σ_1 , σ_2 , и σ_3 који се јављају у главним равнима (одељак 2.2.5), облика:

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = const = k \quad (2.98)$$

За одређивање ове функције, најчешће се користе тзв. **услов највећег смичућег напона** и **енергетски услов пластичности** [29], [57].

Према **критеријуму највећег напона смицања**, познатог и под називом критеријум Треска-Сан Венан (*Tresca-Saint Venant*), да би отпочео процес пластичног деформисања максимални смичући напон у материјалу треба да достигне одговарајућу критичну вредност. Та критична вредност (k_s) назива се **смицајни деформациони отпор** (може се одредити чистим смицањем).

$$\tau_{\max} = k_s = \text{const} \quad (2.99)$$

У одељку 2.25 дефинисан је максимални смичући напон изразом (2.28):

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \tau_{13}$$

При једноосном напрезању $\sigma_1 = k$, а $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, па се коришћењем израза (2.99) и (2.28) добија:

$$\tau_{\max} = \frac{k}{2} = k_s \quad (2.100)$$

Следи да је:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{k}{2} \quad (2.101)$$

Значи, према овом услову, да би отпочело пластично деформисање, у општем случају напонско-деформационог стања, потребно је да максимални смичући напон достигне половину вредности специфичног деформационог отпора деформационе чврстоће. Односно, будући да је $\sigma_1 = \sigma_{\max}$, а $\sigma_3 = \sigma_{\min}$, према (2.28) и (2.101) следи:

$$\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = k \quad (2.102)$$

Према услову највећег смичућег напона, пластично деформисање наступа када разлика између највећег и најмањег главног нормалног напона достигне вредност деформационог отпора.

Енергетски услов пластичности познат је и као Мизесов (*Mises*) критеријум и важи у општем случају просторних напонских стања. Почива на следећој хипотези: да би отпочело пластично деформисање у напрегнутом телу, количина унутрашње енергије еластичне промене облика, по јединици запремине, треба да достигне један критичан износ у датим условима (температура, брзина, степен деформације). Ова енергија не зависи од напонско-деформационог стања, већ искључиво од својстава материјала. Коначна форма овог услова може се дати преко следећег израза:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = k \quad (2.103)$$

То значи да пластично деформисање почиње када ефективни напон достигне вредност специфичног деформационог отпора k .

Зависност деформационог отпора од пластичне деформације одређује се најчешће експериментално при једноосном затезању или притискивању.

2.6.5 Специфични деформациони отпор као функција температуре, брзине и деформације

Истраживање утицаја температуре, брзине и степена деформације на чврстоћу и пластична својства метала је веома сложен проблем [58]. Температура утиче непосредно на промену покретљивости атома у кристалној решетки метала, као и сложени физичко-хемијски процеси, који се одигравају различитим брзинама у деформисаном металу. Као резултат, дају различит коначни ефекат очвршћавања и/или опорављања и рекристализације.

Специфични деформациони отпор (k) зависи од температуре као и од степена и брзине деформације:

$$k = f(T, \varepsilon, v_d) \quad (2.104)$$

где је:

T [K] – температура на којој се одвија процес деформисања,

ε – релативна деформација као мера степена деформације,

v_d [s⁻¹] – брзина деформације

Укупан утицај наведених променљивих у изразу (2.104) на интензитет специфичног деформационог отпора изражава се преко тоталног диференцијала:

$$dk = \frac{\partial k}{\partial T} dT + \frac{\partial k}{\partial \varepsilon} d\varepsilon + \frac{\partial k}{\partial v_d} dv_d \quad (2.105)$$

где први члан узима у обзир утицај температуре, други степена и трећи брзине деформације на интензитет специфичног деформационог отпора.

У општем случају, обрада метала пластичним деформисањем грубо се дели на обраду у *хладном стању* и обраду у *топлом стању* [28], [57], [58].

Егзактно посматрано, деформисање је у хладном стању ако је температура обраде нижа од температуре рекристализације ($T < T_r$). То је температура на којој се обнавља (опоравља) кристална структура и њена пластичност. За већину метала узима се $T_r \approx 0,4 T_t$, где је T_t [K] температура топљења метала.

Сматра се да се обрада на хладно одвија у подручју $T < (0,2 \div 0,3)T_t$, чак, у већини случајева, хладно деформисање подразумева обраду на собној температури (без икаквог термичког третмана), што доноси уштеде у процесу производње. При обради на хладно долази до промене механичких својстава материјала, односно, долази до повећања чврстоће материјала, тзв. **очвршћавања**.

Деформисање у топлом стању врши се ако је температура обраде виша од температуре рекристализације. Основне карактеристике ове обраде (у односу на обликовање у хладном стању):

- а) знатно нижи деформациони отпор,
- б) повећана пластичност,
- ц) нижи квалитет површина и нижа тачност димензија,
- д) виши трошкови производње због загревања.

С обзиром на то да се у току обраде метала пластичним деформисањем истовремено могу одиграти два супротна процеса – процес очвршћавања и процес опорављања и рекристализације, у зависности од тога који од ова два процеса преовладава, С. Губкин [59] је поделио пластично деформисање метала на четири области: **вруће деформисање, непотпуно вруће, непотпуно хладно и хладно деформисање**.

Вруће деформисање је оно код кога се процес рекристализације спроводи у потпуности. Метал постиже потпуно рекристализовану микроструктуру, без икаквих трагова очвршћавања. Вруће деформисање се постиже при температурама које су знатно изнад температура почетка рекристализације, и то утолико више, уколико је већа брзина деформације. У прорачунима, узима се да до врућег деформисања долази при температурама $T \geq 0,65 T_t$, где је T_t [К] температура топљења метала.

Код *непотпуног врућег деформисања* процес рекристализације не спроводи се у потпуности. У току деформисања и по завршетку процеса у микроструктури метала се могу запазити рекристализована и нерекристализована зрна. Оваква структура метала је неповољна, јер смањује његове пластичне особине и врло често долази до појаве заосталих напона, што све укупно може довести до лома. Непотпуно вруће деформисање настаје при температурама мало вишим од температуре почетка рекристализације. Треба га избегавати, јер условљава слаб квалитет отковака и отпресака [58].

Непотпуно хладно деформисање настаје при температурама нижим од температуре рекристализације, али довољно високим да се може одвијати процес опорављања. Пластична својства су боља него код метала деформисаног без опорављања, а чврстоћа је нешто нижа. Непотпуно хладно деформисање се врши при температурама вишим од

температуре почетка опорављања $T_o \leq T \leq T_r$, где је $T_o=(0,2\div 0,3)T_t$ температура почетка опорављања, T_r – температура рекристализације. Брзина деформације мора бити таква да омогући потпуно опорављање.

Хладно деформисање се одвија при температурама које су ниже од температуре почетка опорављања, $T < T_o$, при чему се на деформисаном металу опажају сви ефекти очвршћавања.

Са повећањем брзине деформације повећава се и специфични деформациони отпор. Међутим, што је нижа температура при којој се врши обрада деформисањем, то је слабији утицај брзине деформације на специфични деформациони отпор [58].

2.6.6 Деформационо ојачање материјала

Током процеса деформисања са повећањем остварене пластичне деформације расте напон течења потребан да се процес несметано одвија. Карактеристике пластичности и жилавости опадају, док су својства чврстоће у порасту [28]. Материјал се опире деформисању и у складу са његовим особинама треба деловати све већим и већим деформационим силама. Управо тај ефекат израженог пораста напона течења са повећањем пластичне деформације праћен падом пластичности материјала представља *деформационо ојачање*.

Ефекат ојачања зависи од:

- а) врсте (хемијски састав) и особина материјала,
- б) брзине деформације,
- в) температуре обраде.

Деформационо ојачање може бити линеарно и нелинеарно. Већина материјала са поликристалном структуром* (челик и други метали) показује приближно параболичну зависност између стварног напона и стварне деформације [6], [34], при чему већина нерђајућих челика има ниску границу пропорционалности и повећану способност деформационог ојачања [35], [36].

* Материјал са поликристалном структуром састављен је од великог броја врло ситних кристала различитих димензија и оријентације (нпр. челик и други метали). Сваки поједини кристал у склопу ове структуре је анизотропан, али због великог броја и због потпуно неправилног распореда кристала у маси такав материјал, посматрано у целисти има једнака својства у свим правцима, тј. понаша се као изотропни материјал.

2.7 ЕМПИРИЈСКИ ИЗРАЗИ ЗА ВЕЗУ ИЗМЕЂУ НАПОНА И ДЕФОРМАЦИЈА

За везу између напона и деформација која има нелинеаран карактер иза границе пропорционалности, развијено је више емпиријских израза у форми погодној за теоријске прорачуне, на основу експериментално добијених σ - ε дијаграма (криве зависности напона од деформације) за различите материјале. Најпознатије су:

Holloman-ова једначина [6]:

$$\sigma = C\varepsilon^n \quad (2.106)$$

где је C фактор пропорционалности, који се назива коефицијент чврстоће, док се експонент n назива **индекс деформационог ојачања**. Индекс n се може одредити графичким путем. Логаритмовањем израза (2.106) добија се једначина праве линије:

$$\log \sigma = \log C + n \log \varepsilon \quad (2.107)$$

у којој n представља коефицијент правца:

$$n = \frac{d(\log \sigma)}{d(\log \varepsilon)} = \frac{\varepsilon}{\sigma} \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \quad (2.108)$$

где се C најчешће израчунава при $\varepsilon = 1$. Индекс деформационог ојачања n обично узима вредности између 0-0,5. За неке материјале, вредности C и n су дате у табели 2.1:

Табела 2.1: Индекс деформационог ојачања (преузето из [28])

Материјал	C [MPa]	n
Легуре алуминијума		
1100-О	180	0,20
2024-T4	690	0,16
6061-О	205	0,20
6061-T6	410	0,05
7075-О	400	0,17
Месинг		
70-30, жарен	900	0,49
85-15, хладно ваљан	580	0,34
Легура кобалта, жарена	2070	0,50
Бакар, жарен	315	0,54
Челик		
Нискоугљенични, жарен	530	0,26
Ѓ.4731 жарен	1015	0,17
Ѓ.4731 хладно ваљан	1100	0,14
Ѓ.5430 жарен	640	0,15
Ѓ.4580 нерђајући, жарен	1275	0,45
Ѓ.4170 нерђајући, жарен	960	0,10

Pored *Holloman*-ове једначине, користи се и *Ludwick*-ова једначина [7]:

$$\sigma = \sigma_0 + C\varepsilon^n \quad (2.109)$$

затим *Swift*-ова једначина [8]:

$$\sigma = K(\varepsilon + \varepsilon_0)^n \quad (2.110)$$

и *Voce*-ова једначина [9]:

$$\sigma = B - (B - A)e^{-n\varepsilon} \quad (2.111)$$

Holloman-ова и *Ludwick*-ова једначина у области великих деформација не дају најбоље поклапање са експерименталним подацима, па се у тој области више користе *Swift*-ова и *Voce*-ова једначина. Међутим, све претходне једначине не узимају у обзир удео еластичних деформација. Линеарни еластични део дијаграма напон-деформације може се узети у обзир суперпозицијом еластичног и пластичног дела деформације, што су *Ramberg* и *Osgood* предложили још 1943. године [10].

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + K \left(\frac{\sigma}{E_0} \right)^n \quad (2.112)$$

где су K и n константе које зависе од материјала који се разматра, а E_0 иницијални Јангов модул еластичности (сл. 2.20).

Први сабирак са десне стране једнакости (2.112) представља удео еластичних деформација, док други сабирак представља удео пластичних деформација укупне деформације ε . Параметри K и n описују понашање материјала током деформационог ојачања.

Ramberg - Osgood-ова једначина описује везу између напона и деформација у нелинеарној области, и даје резултате који се одлично поклапају са експерименталним у околини границе течења. Нарочито је корисна када су у питању метали код којих је процес пластичног деформисања праћен деформационим ојачањем, уз гладак прелаз из области еластичности у област пластичности (нелинеарно ојачавање). Првобитно је развијена за алуминијумске легуре (за потребе авио-индустрије), али је доказано да је поуздана и за друге метале укључујући и нерђајуће челике [10].

Једначина (2.112) се може написати у форми погоднијој за коришћење [13]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + p \left(\frac{\sigma}{\sigma_p} \right)^n \quad (2.113)$$

Она укључује иницијални Јангов модул еластичности E_0 , референтни напон (*proof stress*) σ_p , који одговара пластичној деформацији p и константу n . При томе је постала индустријска пракса да се за референтни напон σ_p узима граница попуштања 0,2%, $\sigma_{0,2}$, као еквивалентна граница течења. Према томе, једначина (2.113) добија облик:

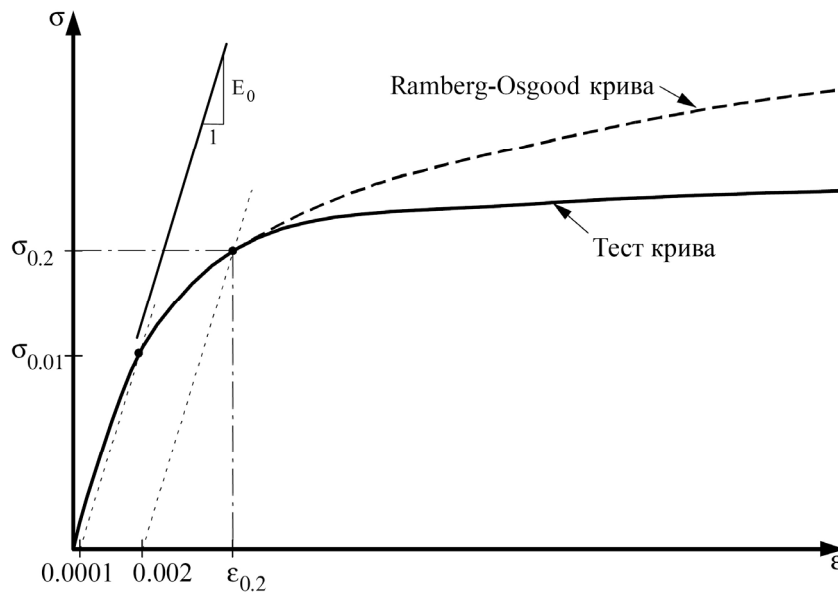
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0,2}} \right)^n \quad (2.114)$$

Такође, постала је стандардна пракса да се за одређивање параметра n користе референтни напони који одговарају деформацијама од 0,01% и 0,2%, према изразу:

$$n = \frac{\ln 20}{\ln \left(\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{0,01}} \right)} \quad (2.115)$$

То обезбеђује да *Ramberg - Osgood*-ова једначина даје вредности напона које се поклапају са измереним вредностима са σ - ε криве у референтним тачкама које одговарају деформацијама од 0,01% и 0,2%, (сл. 2.20), што значи да једначина (2.115) даје блиску апроксимацију израчунатих вредности напона у односу на измерене вредности са експериментално добијене σ - ε криве у области до граница попуштања 0,2%.

Међутим, када деформације пређу границу попуштања 0,2% (границу течења) $\varepsilon_{0,2}$, *Ramberg - Osgood*-ова крива добијена на основу претходно усвојених референтних вредности може да одступа у великој мери од експерименталних вредности, са тенденцијом да даје превелике напоне (сл. 2.20).



Слика 2.20: Типична σ - ε крива са *Ramberg - Osgood*-овом апроксимацијом

У области већих деформација, неопходно је користити другачији израз за везу између напона и деформација, који ће дати боље поклапање између рачунски и експериментално добијених σ - ε криви, дакле са ширим опсегом применљивости.

У скорије време развијено је неколико таквих формулација, од којих се наводе најзначајније.

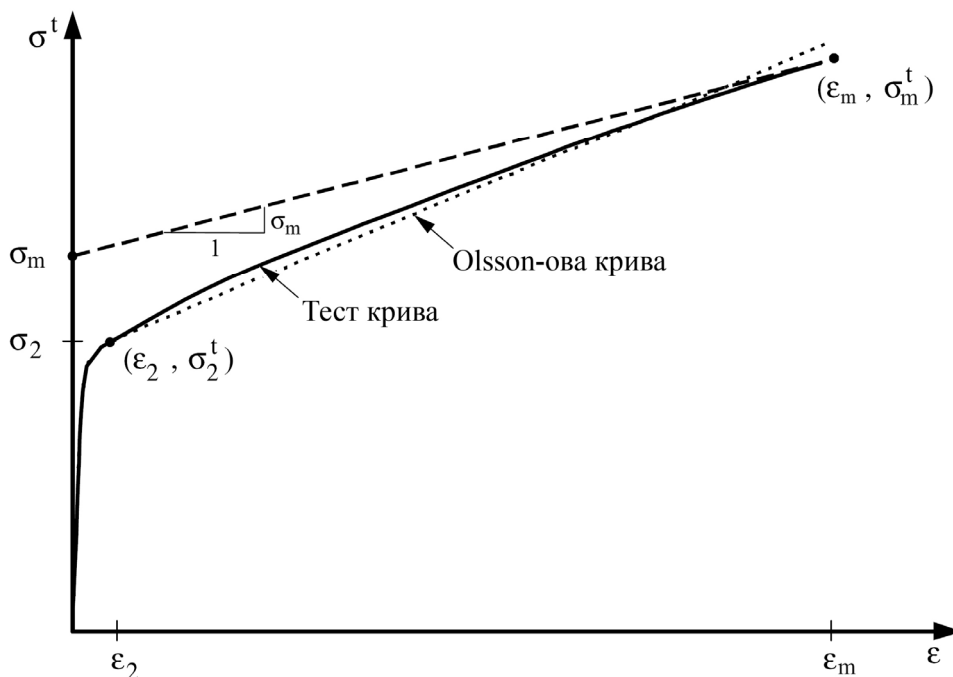
MacDonald и група аутора [11] су вршили тестирање на стандардним профилима од једног од најчешће коришћених нерђајућих челика у пракси, са ознаком UNS30400 (по европском стандарду X5CrNi1810, или 1.4301). Они су за опсег на σ - ε кривој иза тачке одређене деформацијом од 0,2% ($\varepsilon_{0,2}$) предложили модификовани израз:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_1} \right)^{i+j \left(\frac{\sigma}{\sigma_1} \right)^k} \quad (2.116)$$

где су i , j и k константе које могу имати вредности од 2,5÷6, у зависности од дебљине тестираног материјала.

Ова формулација је дала одличне резултате за тестирани материјал, али и велики недостатак јер је њена применљивост ограничена на одређене легуре и дебљине материјала.

Olsson [12] је 2001. године радио докторску тезу у оквиру које се бавио проучавањем напредног модела пластичности за легуре од нерђајућих челика, и извео велики број тестова. Он је σ - ε криве формирао тако што је на ординату наносио стварни напон, σ^t и током експеримента уочио је да се добијене криве приближавају правој линији при великим вредностима деформација. Предложио је да се крива стварног напона у функцији деформација апроксимира *Ramberg - Osgood*-овом кривом за вредности укупних деформација до 2%, и правом линијом од ове тачке па надаље, до тачке прекида, као што је приказано на сл. 2.21.



Слика 2.21: σ - ε крива стварног напона и поређење са Олсоновим моделом

Права линија се изабира тако да што боље одговара измереној σ - ε кривој, при чему се не захтева да стварна затезна чврстоћа σ_m' на изабраној правој одговара измереној вредности на истој ординати.

Имајући у виду везу између стварног и инжењерског напона:

$$\sigma' = \sigma(1 + \varepsilon) \quad (2.117)$$

као и да $\frac{d\sigma}{d\varepsilon} \rightarrow 0$ када $\sigma \rightarrow \sigma_m$ (граница течења представља екстремну вредност на σ - ε дијаграму), то значи да када $\sigma \rightarrow \sigma_m$ крива стварног напона у односу на деформацију има асимптоту на линију:

$$\sigma' = \sigma_m(1 + \varepsilon) \quad (2.118)$$

Очигледно, нагиб ове линије и пресек са напонском осом су једнаки σ_m , као што је показано на сл. 2.21.

Иако Олсонов приступ има добро теоријско образложење, недостаје прецизност при малим вредностима деформација, с обзиром да подразумева да је *Ramberg - Osgood*-ова крива валидна за укупне деформације до 2%. Олсон одређује параметар n користећи као референтне вредности напоне при деформацијама од 0,2% и 1%, што подразумева компромис у прецизности у веома важном опсегу деформација $\varepsilon < \varepsilon_{0,2}$. Ипак, може бити погодна за примену у случајевима када углавном долази до појаве великих деформација.

Rasmussen [13] спроводи велики број тестова на различитим стандардним профилима, укључујући и профиле правоугаоног и кружног попречног пресека, од различитих легура нерђајућег челика. Он користи стандардну *Ramberg - Osgood*-ову криву за напоне до границе течења, односно границе попуштања 0,2%. При развијању модела за део криве од ове референтне вредности до затезне чврстоће σ_m , приметио је да σ - ε крива у овом опсегу има сличан облик као иницијални део σ - ε криве до референтне вредности напона који одговара деформацији од 0,2%, као што је приказано на сл. 2.22.

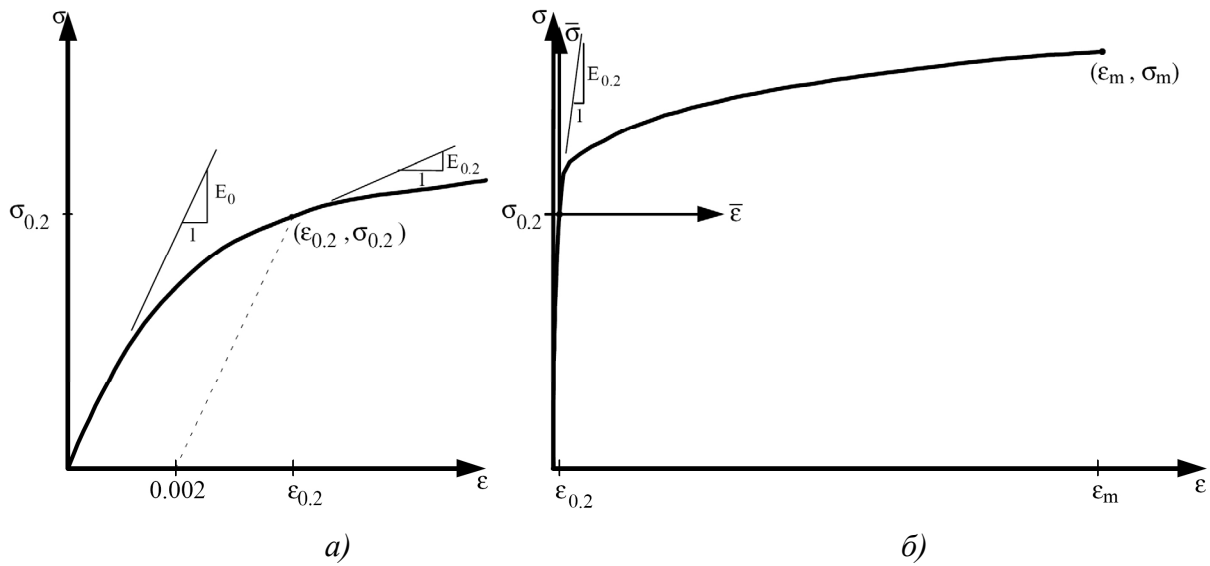
На основу ове опсервације, он предлаже линеарну трансформацију напона и деформација и коршићење *Ramberg - Osgood*-овог израза (2.113) у следећој форми:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{\sigma}}{E_{0,2}} + \bar{\varepsilon}_{m_p} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_m} \right)^m, \quad \text{за } \sigma > \sigma_{0,2} \quad (2.119)$$

где су $\bar{\varepsilon}$ и $\bar{\sigma}$ трансформисане вредности деформације и напона (сл. 2.22б), респективно, дефинисане као:

$$\bar{\varepsilon} = \varepsilon - \varepsilon_{0,2} \quad (2.120)$$

$$\bar{\sigma} = \sigma - \sigma_{0,2} \quad (2.121)$$



Слика 2.22: Иницијални део и потпуна σ - ϵ крива

Почетни модул еластичности за део криве иза границе попуштања 0,2%, ($E_{0,2}$) је такође тангентни модул за σ - ϵ криву, за референтни напон у тачки која одговара граници попуштања 0,2%, $\epsilon_{0,2}$ као што је приказано на сл. 2.22. Из услова континуитета у нагибу на

$\sigma_{0,2}$, $E_{0,2}$ је добијен из једначине (2.114) као $\left. \frac{d\sigma}{d\epsilon} \right|_{\sigma=\sigma_{0,2}}$:

$$E_{0,2} = \frac{E_0}{1 + 0,002 \frac{n}{e}} \quad (2.122)$$

У једначини (2.119), изведене на основу једначине (2.113), за референтни напон (σ_p) је узета трансформисана затезна чврстоћа $\bar{\sigma}_m$:

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_m - \sigma_{0,2} \quad (2.123)$$

а сходно томе, пластична деформација (p) је трансформисана пластична деформација $\bar{\epsilon}_{m_p}$ при затезној чврстоћи $\bar{\sigma}_m$:

$$\bar{\epsilon}_{m_p} = \epsilon_m - \epsilon_{0,2} - \frac{\sigma_m}{E_0} \quad (2.124)$$

Нерђајући челици су генерално дуктилни*, тако да се занемарљива грешка прави следећом апроксимацијом:

$$\bar{\epsilon}_{m_p} \approx \epsilon_m \quad (2.125)$$

* Дуктилност (лат. *ductilis* = мек) је особина материјала да се под утицајем спољашњег напрезања пластично деформише пре него што наступи лом.

Експонент m у једначини (2.119) израчунава се према следећем изразу [13]:

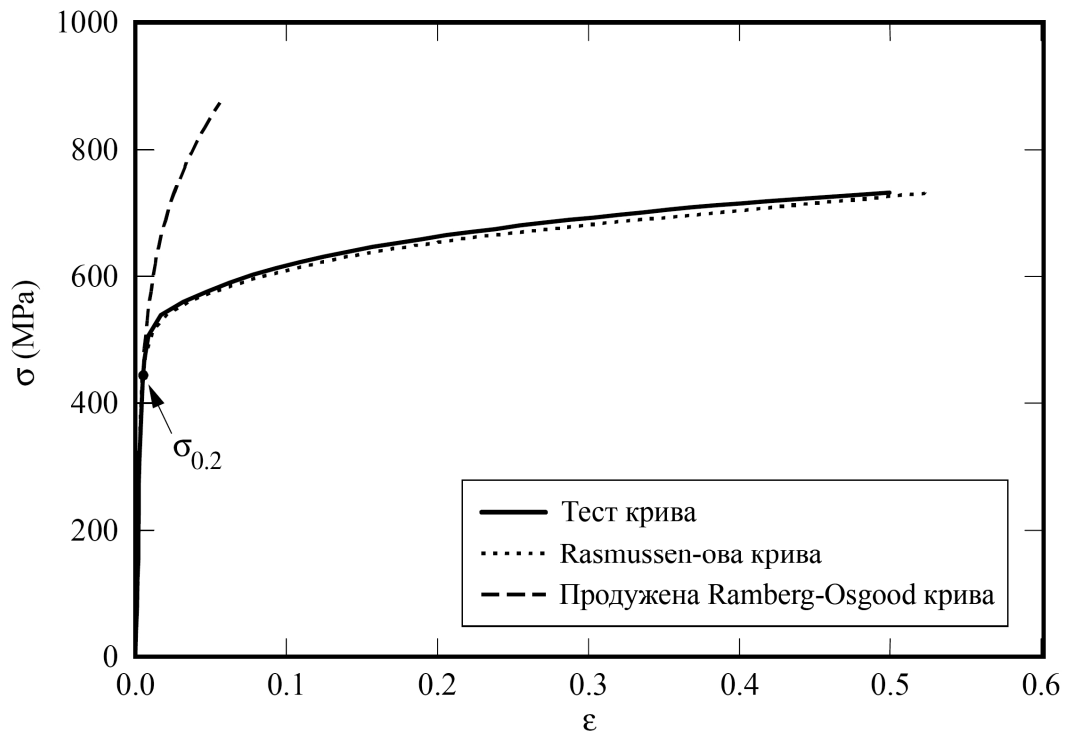
$$m = 1 + 3,5 \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_m} \quad (2.126)$$

Крива напон-деформација (σ - ϵ) описана је у целости следећом једначином:

$$\epsilon = \begin{cases} \frac{\sigma}{E_0} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0,2}} \right)^n & \text{за } \sigma \leq \sigma_{0,2} \\ \frac{\sigma - \sigma_{0,2}}{E_{0,2}} + \epsilon_m \left(\frac{\sigma - \sigma_{0,2}}{\sigma_m - \sigma_{0,2}} \right)^m + \epsilon_{0,2} & \text{за } \sigma > \sigma_{0,2} \end{cases} \quad (2.127)$$

где су $E_{0,2}$ и m дати једначинама (2.122) и (2.126), респективно.

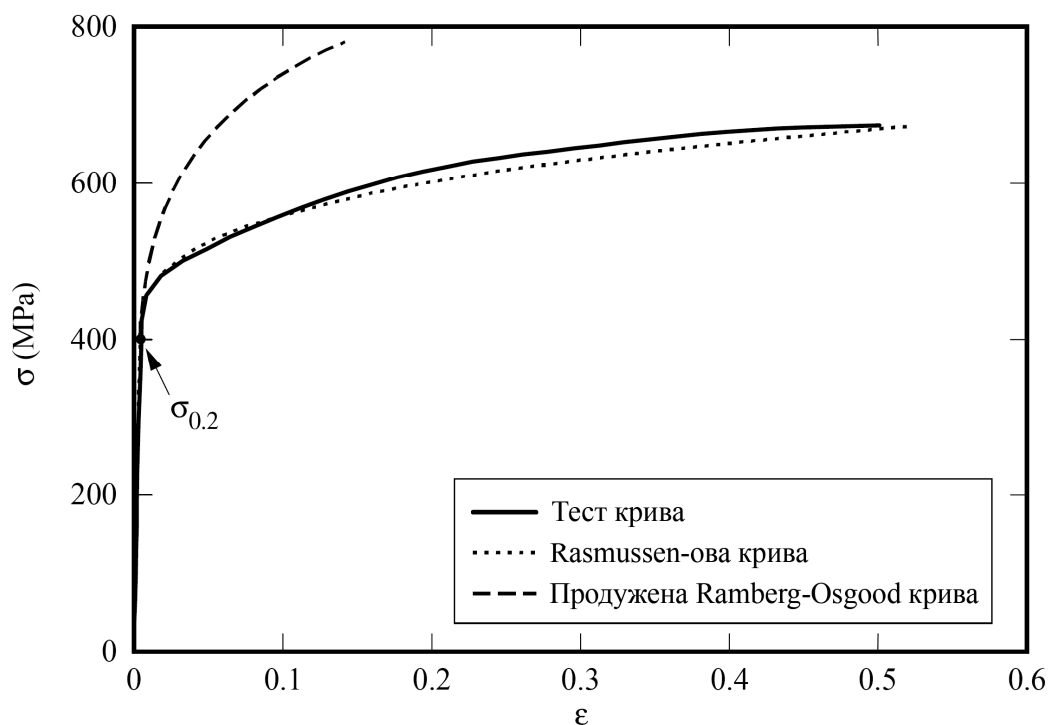
Поклапање између тест криве и криве добијене по предложеној Rasmussen-овој формулацији датој изразима (2.127) је генерално одлично, док се одступање Ramberg - Osgood-ове криве од тест криве иза референтне вредности $\sigma_{0,2}$ (границе попуштања 0,2%) инкрементално повећава (сл. 2.23).



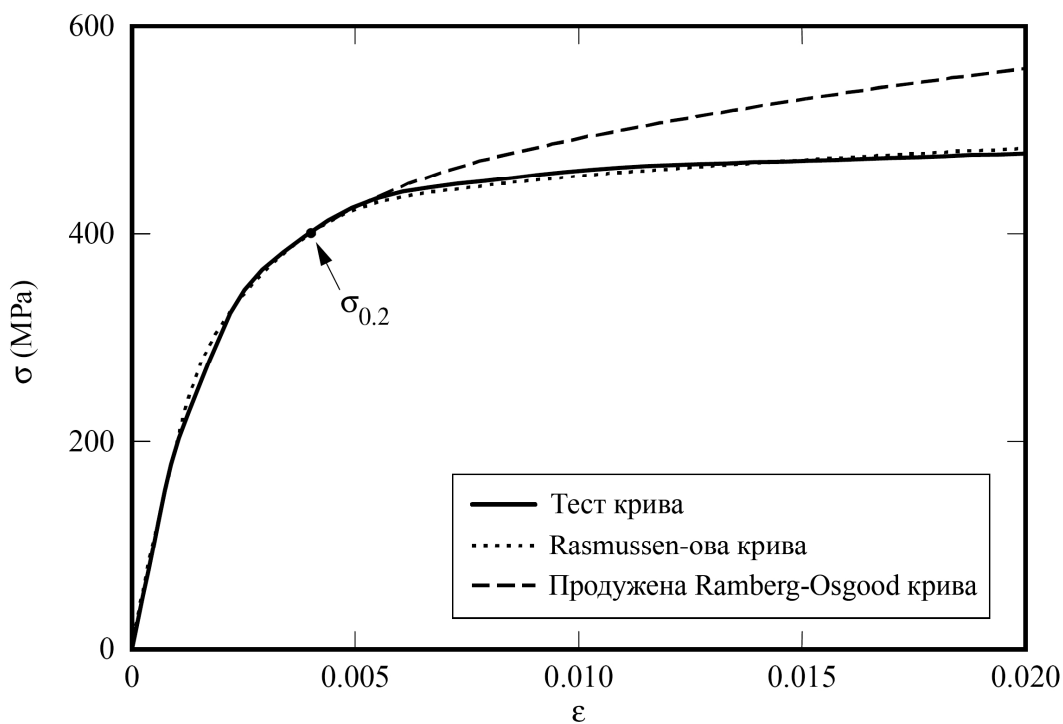
Слика 2.23: σ - ϵ криве за нерђајући челик X5CrNi1810, (Тест 9, Rasmussen & Hancock, 1993., правоугаони попречни пресек)

Rasmussen је спровео велики број тестова на различитим стандардним профилима од различитих легура нерђајућег челика и тиме доказао валидност и применљивост своје формулације на све генерално најприменљивије нерђајуће челике [13]. На сликама 2.24-2.26 приказани су само тестови које је Rasmussen радио са нерђајућим челиком

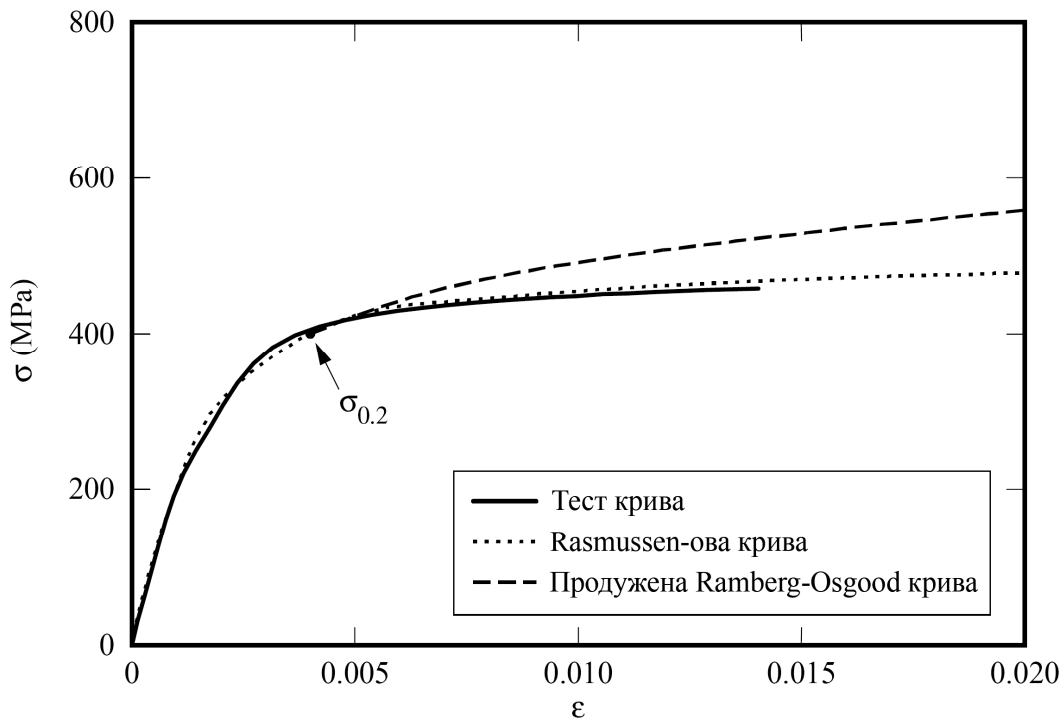
X5CrNi1810 кружног попречног пресека, пошто су ти подаци релевантни за истраживање у овом раду.



Слика 2.24: σ - ϵ криве за нерђајући челик X5CrNi1810, (Тест 10, Rasmussen & Hancock, 1993., кружни попречни пресек)



Слика 2.25: σ - ϵ криве за нерђајући челик X5CrNi1810, (Тест 11, Rasmussen & Hancock, 1993., кружни попречни пресек)



Слика 2.26: σ - ϵ криве за нерђајући челик X5CrNi1810, (Тест 12, Rasmussen & Hancock, 1993., кружни попречни пресек)

Rasmussen-ova формулација за везу између напона и деформација у нелинарној области дата једначинама (2.127) укључује три параметра коришћена у стандардној Ramberg - Osgood-овој формулацији (E_0 , n , $\sigma_{0,2}$) за област $\sigma < \sigma_{0,2}$ и два додатна параметра (ϵ_m , σ_m) за област $\sigma > \sigma_{0,2}$. У многим ситуацијама, вредности ϵ_m , σ_m нису познате или, из неког разлога, нису достижне експерименталним путем. Да би превазишао овај проблем, Rasmussen је развио аналитичке изразе за одређивање ових параметара, у функцији n и e , где је e величина коју је назвао бездимензионални референтни напон, односно еквивалентна граница течења или еквивалентна граница попуштања 0,2%, дата изразом:

$$e = \frac{\sigma_{0,2}}{E_0} \quad (2.128)$$

На основу експерименталних резултата [13], за аустенитне легуре нерђајућег челика, у које спада и X5CrNi1810, Rasmussen је формулисао следећи израз за одређивање односа $\sigma_{0,2} / \sigma_m$:

$$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_m} = 0,2 + 185e \quad (2.129)$$

као и генерални израз за одређивање односа $\sigma_{0,2} / \sigma_m$ применљив на све врсте нерђајућих челика:

$$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_m} = \frac{0,2 + 185e}{1 - 0,0375(n - 5)} \quad (2.130)$$

Једначина (2.129) даје боље резултате за аустенитне легуре нерђајућег челика, док је генерално једначина (2.130) применљивија.

Деформација ε_m при затезној чврстоћи σ_m према *Rasmussen*-у може се одредити из израза применљивог за све легуре нерђајућег челика:

$$\varepsilon_m = 1 - \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_m} \quad (2.131)$$

Коришћењем израза (2.129) - (2.131) за одређивање додатних параметара σ_m и ε_m , може се у потпуности дефинисати σ - ε крива према једначинама (2.127), коришћењем само три параметра: E_0 , n и $\sigma_{0,2}$. При томе, *Rasmussen* је показао [13] да се коришћењем израза (2.129) - (2.131) могу добити σ - ε криве са максималном грешком напона од око 7% при грешки деформације од око 2%, што је прихватљиво за многе апликације.

2.8 РАСПОДЕЛА НАПОНА ПРИ САВИЈАЊУ ЖИЦЕ ОД НЕРЂАЈУЋЕГ ЧЕЛИКА

При савијању жице од нерђајућег челика, кружног попречног пресека, око ваљка, до облика приказаног на сл. 2.15а, долази до **еласто-пластичних деформација**. То значи да је у неким тачкама материјала напрезање мање од **границе еластичности** (σ_e), сл. 2.17, док је у неким тачкама напрезање веће од **границе течења** (σ_t или $\sigma_{0,2}$).

За експеримент је, према захтеву за израду жичаних профила, коришћена жица пречника $\emptyset 2,8$ и $\emptyset 5\text{mm}$, од нерђајућег челика, стандардне ознаке X5CrNi1810, где је процес пластичног деформисања праћен деформационим ојачањем, уз гладак прелаз из области еластичности у област пластичности (нелинеарно ојачавање) [37]. Као потврда, урађено је више тестова на стандардној кидалици за испитивања затезањем. На сл. 2.27 дат је оригинални извештај са једног од извршених испитивања.

Report

11.06.2012

Parameter:

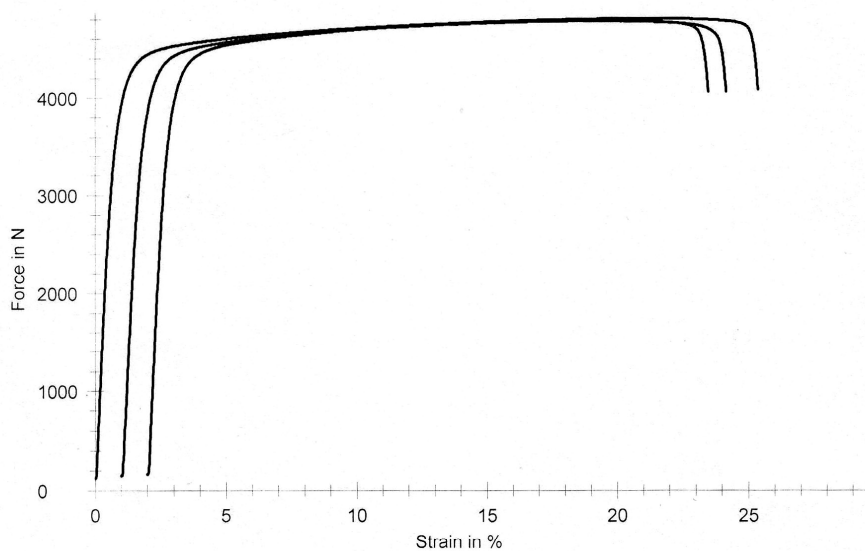
Order number : Material : C.4580 d=2.8 mm
 Charge : Extensometer (path): paknovi za metal
 Test standard : Load cell :
 Tester : Ivan Milicevic Specimen grips :
 Customer :

Pre-load : 80 N
 Pre-load speed: 20 mm/min
 Test speed : 10 mm/min

Results:

Nr	Diameter d0 mm	L0 mm	Fmax. MPa	F _{Break} MPa	ε Break %	ε Fmax %
1	2.8	150.09	777.97	660.53	23.47	19.42
2	2.8	150.08	777.28	660.19	23.15	18.46
4	2.8	150.09	781.42	663.87	23.36	18.94

Series graph:

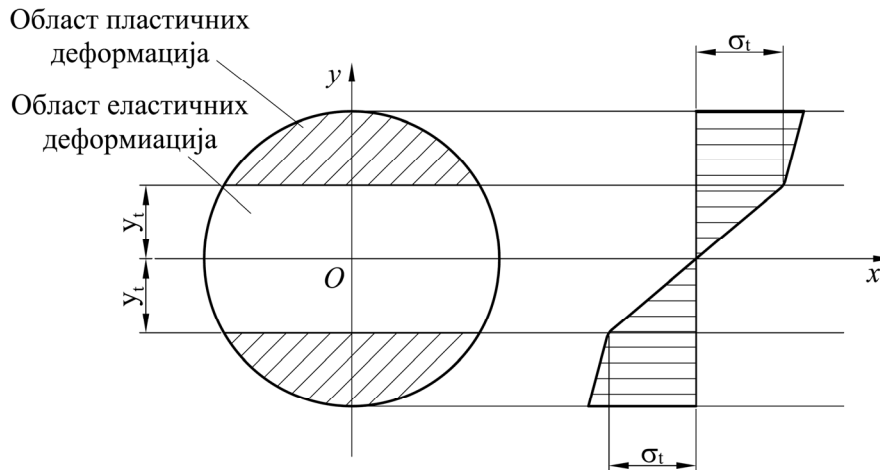


Statistics:

Series n = 3	Diameter d0 mm	L0 mm	Fmax. MPa	F _{Break} MPa	ε Break %	ε Fmax %
x	2.8	150.09	778.89	661.53	23.33	18.94
s	0.000	0.01	2.21	2.03	0.16	0.48
v	0.00	0.00	0.28	0.31	0.69	2.54

Слика 2.27: Пример извештаја са испитивања затезањем за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ од нерђајућег челика X5CrNi1810 (С.4580)

Расподела напона при еласто-пластичном савијању елемената кружног попречног пресека за материјале код којих је процес пластичног деформисања праћен нелинеарним деформационим ојачањем, према [38], дата је на сл. 2.28.

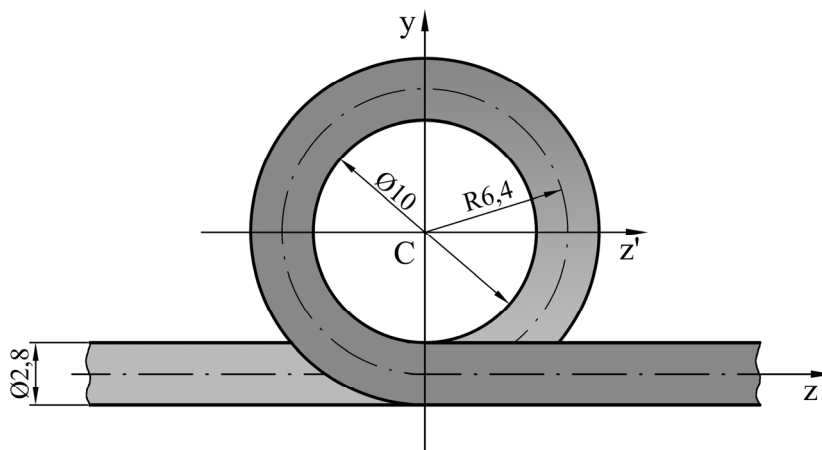


Слика 2.28: Расподела напона при еласто-пластичном савијању елемената кружног попречног пресека

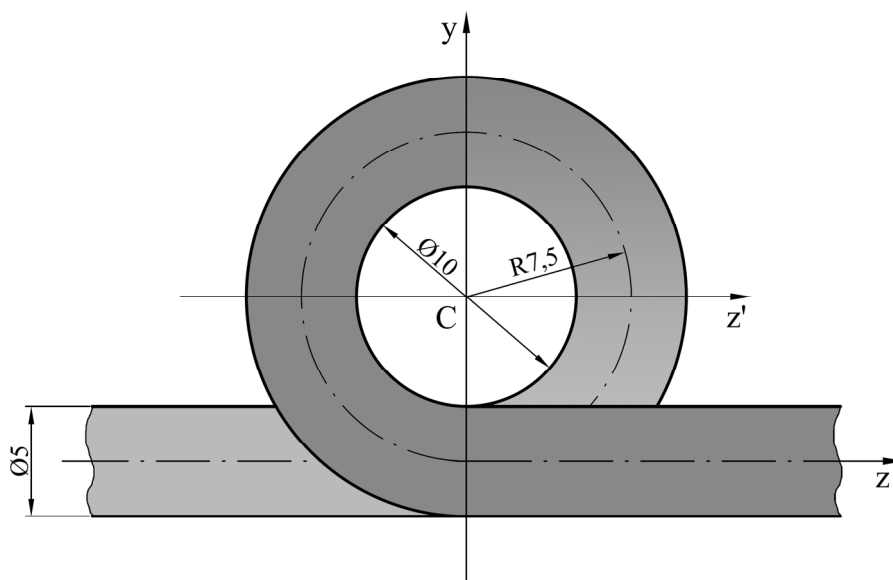
Према сл. 2.28 види се да су напони у свим тачкама, односно у свим подужним влакнима, која се налазе на истом растојању од осе савијања x , једнаког интензитета. При томе, максималан напон је у тачкама, односно подужним влакнима, која су најудаљенија од осе савијања, док је у тачкама које се налазе на осе савијања напон једнак нули. У тачкама, које се, као што је приказано на сл. 2.28, налазе на растојању y_i од неутралне осе x , напон је једнак напону на граници течења (σ_t или $\sigma_{0,2}$). Ишрафирана површина на попречном пресеку на сл. 2.28 представља област пластичног деформисања, у којој су све тачке материјала оптерећене напрезањем већим од границе течења.

2.9 АНАЛИЗА ДЕФОРМАЦИЈА ПРИ САВИЈАЊУ ЖИЦЕ ДО ЗАХТЕВАНОГ ОБЛИКА

Као што је већ напоменуто у претходном делу, разматрано је савијање праве жице кружног попречног пресека, пречника $\varnothing 2,8$ и $\varnothing 5$ mm, од нерђајућег челика, стандардне ознаке $X5CrNi1810$ око ваљка пречника $\varnothing 10$ mm, до облика приказаног на сл. 2.29.



Слика 2.29а: Геометрија савијене жице пречника $\varnothing 2,8$ mm



Слика 2.29б: Геометрија савијене жице пречника $\varnothing 5$ mm

При томе је занемарен ефекат увијања попречних пресека око подужне осе, који се јавља као последица потребе да дође до размимоилажења крајева жице по завршетку формирања петље, као што је приказано на сл. 2.29а и б, пошто би то довело до огромног усложњавања прорачуна, без већег практичног значаја за крајњи резултат. Занемарени су тангенцијални напони као минорни у односу на нормалне и сматрано је да се ради о поступку чистог савијања у y - z равни, при чему се неутрално влакно, које се на почетку процеса поклапа са z -осом, савија у кружницу полупречника $R6,4$ у случају савијања жице пречника $\varnothing 2,8$ mm, односно $R7,5$ у случају савијања жице пречника $\varnothing 5$ mm, као што је приказано на сл. 2.29а и б (према [39] померање неутралне линије код чистог савијања елемената кружног попречног пресека за већину челика може се занемарити). Неутрална површ која се на почетку процеса савијања поклапала са x - z равни, по завршетку савијања добија облик омотача ваљка полупречника $R6,4$, односно $R7,5$ mm.

При процесу савијања, до појаве течења материјала, односно до појаве пластичних деформација, прво долази у влакнима која су најудаљенија од неутралне површине, када лонгитудинални напони постану нумерички једнаки напону на граници течења σ_t или $\sigma_{0,2}$. У сваком попречном пресеку постоје две одвојене зоне пластичног деформисања, као што се види на сл. 2.28, и то област затезања и област притиска, са еласто-пластичним границама позиционираним на једнаком растојању y_t од неутралне површи.

Полазећи од претпоставке да равни попречних пресека остају равни по завршетку процеса савијања, деформације у лонгитудиналном правцу могу се израчунати по формули [28]:

$$\varepsilon_z = \frac{y}{R} \quad (2.132)$$

а у попречним правцима:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = -\frac{\nu y}{R} \quad (2.133)$$

где је:

R – полупречник закривљености неутралне површи,

y – растојање од неутралне површи,

ν – Поасонов коефицијент.

Према атесту* о квалитету материјала произвођача жице која је коришћена за експерименте, напон на граници течења σ_t или $\sigma_{0,2}$, затезна чврстоћа σ_m , модул еластичности E_0 као и друге израчунате потребне механичке карактеристике дате су у табели 2.2.

Према изразу (2.127), за $\sigma \leq \sigma_{0,2}$:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0,2}} \right)^n \quad (2.134)$$

тако да је за $\sigma = \sigma_{0,2}$:

$$\varepsilon_{0,2} = \frac{\sigma_{0,2}}{E_0} + 0,002 \quad (2.135)$$

па је, према подацима из табеле 2.2, за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$:

$$\varepsilon_{0,2} = \frac{\sigma_{0,2}}{E_0} + 0,002 = \frac{295}{194 \cdot 10^3} + 0,002 = 0,0035 = 0,35\%$$

* За даљи прорачун као меродавни коришћени су подаци из оригиналног атеста о квалитету материјала коришћене жице, јер су вредности појединих карактеристика добијене испитивањем у акредитованој лабораторији.

Табела 2.2: Механичке карактеристике жице

Пречник жице [mm]	Ø2,8	Ø5
Материјал	X5CrNi1810	X5CrNi1810
E_0 [GPa]	194	190
$\sigma_{0,01}$ [MPa]	192	178
σ_t ($\sigma_{0,2}$) [MPa]	295	261
σ_m [MPa]	654	630
$\varepsilon_m^{a)}$	0,55	0,59
$e^{\bar{b})}$	0,0015	0,0014
$n^{\bar{c})}$	6,98	7,83
$E_{0,2}^{\bar{c})}$ [GPa]	18,823	15,592
$m^{\bar{d})}$	2,6	2,5
а) према изразу (2.131) б) према изразу (2.128) в) према изразу (2.115) г) према изразу (2.122) д) према изразу (2.126)		

Према (2.132) положај еласто-пластичних граница позиционираних на растојању y_t од неутралне површи (сл. 2.28) је:

$$y = y_t = \varepsilon_{0,2} \cdot R = 0,0035 \cdot 6,4 = 0,0224 \text{ mm}$$

Највећа деформација у лонгитудиналном правцу је у влакнима која су најудаљенија од неутралне површине и израчунава се према (2.132):

$$\varepsilon_{\max} = \frac{y_{\max}}{R} = \frac{1,4}{6,4} = 0,219 = 21,9\%$$

Према изразу (2.127), за $\sigma > \sigma_{0,2}$:

$$\varepsilon = \frac{\sigma - \sigma_{0,2}}{E_{0,2}} + \varepsilon_m \left(\frac{\sigma - \sigma_{0,2}}{\sigma_m - \sigma_{0,2}} \right)^m + \varepsilon_{0,2} \quad (2.136)$$

Заменом добијене вредности максималне деформације и осталих познатих величина одређених у табели 2.2, добија се максимални напон:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{0,2}}{E_{0,2}} + \varepsilon_m \left(\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{0,2}}{\sigma_m - \sigma_{0,2}} \right)^m + \varepsilon_{0,2} \quad (2.137)$$

$$0,219 = \frac{\sigma_{\max} - 295}{18823} + 0,55 \left(\frac{\sigma_{\max} - 295}{654 - 295} \right)^{2,6} + 0,0035$$

Решавањем претходног израза итеративним поступком добија се максимални напон за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$:

$$\sigma_{\max} = 539,5 \text{ МПа}$$

За жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$, према (2.135):

$$\varepsilon_{0,2} = \frac{\sigma_{0,2}}{E_0} + 0,002 = \frac{261}{190 \cdot 10^3} + 0,002 = 0,0034 = 0,34\%$$

Према (2.132) положај еласто-пластичних граница позиционираних на растојању y_t од неутралне површи (сл. 2.28) је:

$$y = y_t = \varepsilon_{0,2} \cdot R = 0,0034 \cdot 7,5 = 0,0255 \text{ mm}$$

Највећа деформација у лонгитудиналном правцу је у влакнима која су најудаљенија од неутралне површине и израчунава се према (2.132):

$$\varepsilon_{\max} = \frac{y_{\max}}{R} = \frac{2,5}{7,5} = 0,333 = 33,3\%$$

Заменом добијене вредности максималне деформације у (2.137), као и осталих потребних величина одређених у табели 2.2, добија се максимални напон:

$$0,333 = \frac{\sigma_{\max} - 261}{15592} + 0,59 \left(\frac{\sigma_{\max} - 261}{630 - 261} \right)^{2,5} + 0,0034$$

Решавањем претходног израза итеративним поступком добија се максимални напон за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$:

$$\sigma_{\max} = 546,7 \text{ МПа}$$

Према претходно изведеним подацима, закључује се да је област еластичних деформација практично занемарљива, пошто вредност величине y_t која одређује положај еласто-пластичних граница (сл. 2.28) износи 22 хиљадита дела милиметра за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$, односно 25 хиљадитих делова милиметра за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$.

2.10 ОДРЕЂИВАЊЕ АНАЛИТИЧКОГ ИЗРАЗА ЗАВИСНОСТИ НАПОНА У ФУНКЦИЈИ ОД ДЕФОРМАЦИЈЕ

Rasmussen-ова формулација (2.127) даје везу између напона и деформација у нелинеарној области емпиријским изразом према коме је деформација изражена у функцији напона. У многим анализама, као нпр. код одређивања потребног момента савијања, потребно је познавати зависност напона у функцији деформације. Међутим,

такав аналитички израз није могуће извести једноставним математичким трансформацијама, с обзиром на сложеност једначине (2.127).

За анализе потребне у овом истраживању, до таквог аналитичког израза се дошло помоћу лиценцираног софтверског пакета *Matlab*, коришћењем алатке *cftools*, која омогућава дефинисање жељене интерполационе функције.

Поступак дефинисања инверзне функције, тј. зависности напона од деформације у *Матлаб*-у састоји се од следећих корака:

- дефинисања матрице напона, у интервалу од $\sigma = 0$ до $\sigma = \sigma_{max}$;
- израчунавања матрице деформација, према (2.127);
- дефинисања жељене функције помоћу *Матлаб*-ове алатке *cftools*, коришћењем неког од понуђених нелинеарних модела и оптимизације параметара изабране функције у циљу добијања што бољих резултата.

Према претходно описаној *Rasmussen*-овој формулацији (2.127), део криве напон-деформација (σ - ε) за напоне мање или једнаке од напона на граници течења, дефинише се као:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0,2}} \right)^n, \quad \text{за } \sigma \leq \sigma_{0,2} \quad (2.138)$$

Коришћењем *Матлаб*-ове алатке *cftools*, најбољи резултати за дефинисање зависности напона од деформације, за део криве у границама $0 \leq \sigma \leq \sigma_{0,2}$, добијају се представљањем жељене функције у облику полинома шестог реда, облика:

$$\sigma = p_1 \varepsilon^6 + p_2 \varepsilon^5 + p_3 \varepsilon^4 + p_4 \varepsilon^3 + p_5 \varepsilon^2 + p_6 \varepsilon + p_7, \quad \varepsilon \leq \varepsilon_{0,2} \quad (2.139)$$

где су p_1, p_2, \dots, p_7 коефицијенти који зависе од три параметра: E_0 , n и $\sigma_{0,2}$.

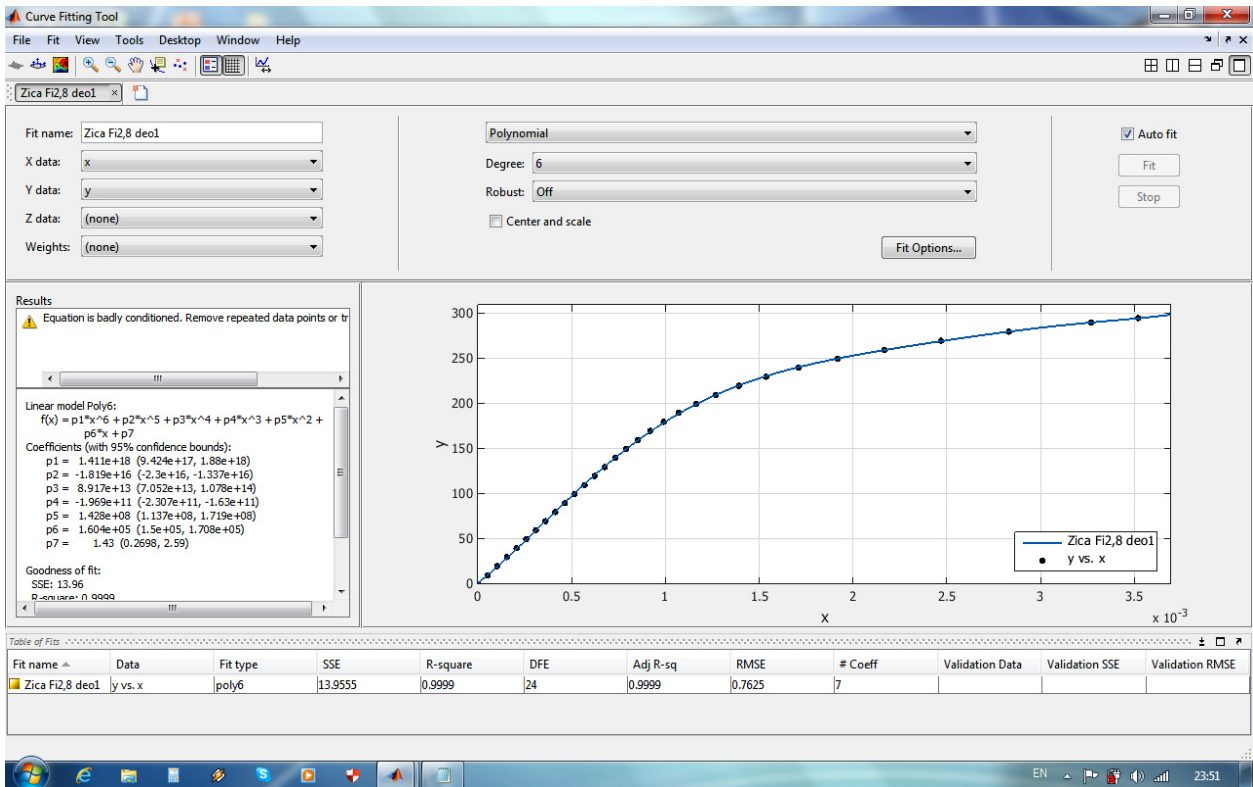
Вредности параметара E_0 , n и $\sigma_{0,2}$ за жице пречника $\varnothing 2,8$ односно $\varnothing 5\text{mm}$ дате су у табели 2.2. Тако се заменом тих параметара у једн. (2.138), за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ добија:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{194 \cdot 10^3} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{295} \right)^{6,98}, \quad \sigma \leq \sigma_{0,2} = 295\text{MPa} \quad (2.140)$$

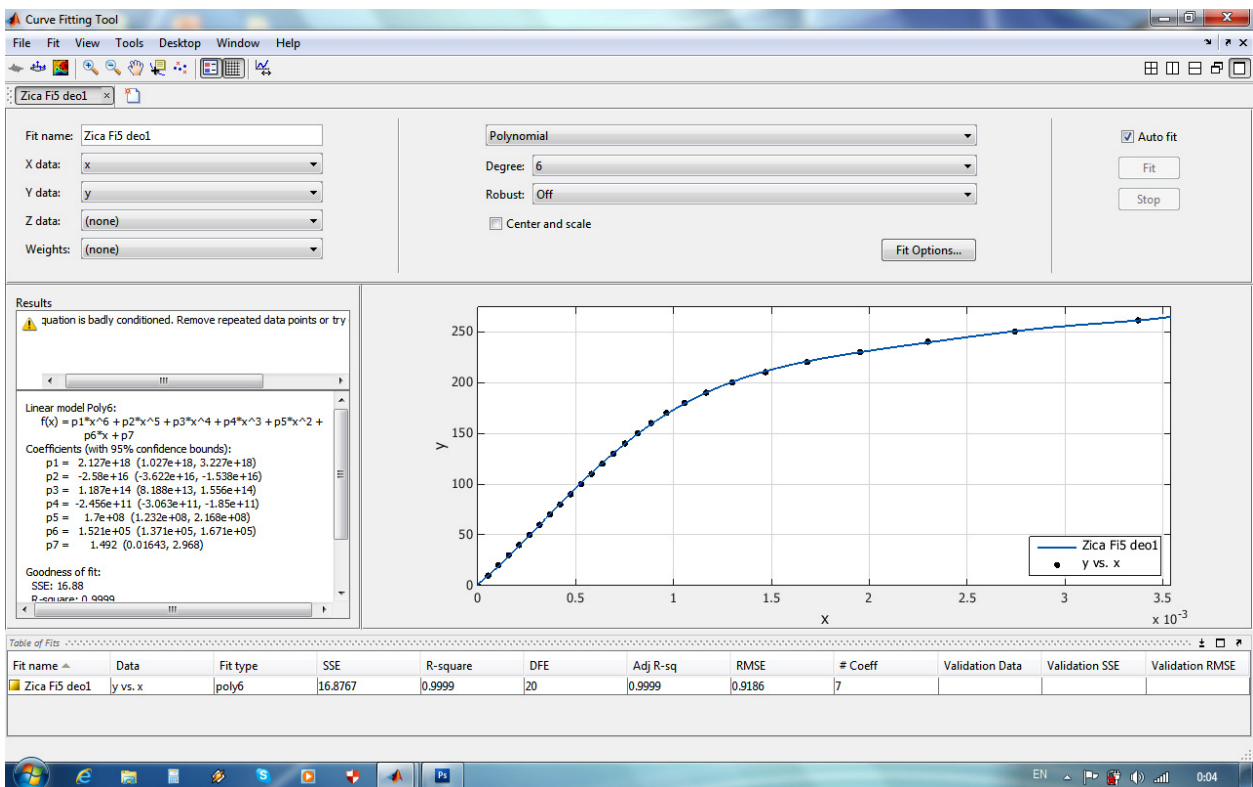
а за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{190 \cdot 10^3} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{261} \right)^{7,83}, \quad \sigma \leq \sigma_{0,2} = 261\text{MPa} \quad (2.141)$$

За жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ резултати „фитовања“ дати су на сл. 2.30, а за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$ на сл. 2.31.



Слика 2.30: Дефинисање математичког модела зависности напона од деформације за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$, за део криве $0 \leq \sigma \leq \sigma_{0,2}$



Слика 2.31: Дефинисање математичког модела зависности напона од деформације за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$, за део криве $0 \leq \sigma \leq \sigma_{0,2}$

Као што се види на сл. 2.30 и сл. 2.31, предложени математички модел представља одлично решење, јер добијене криве пролазе кроз све тачке без видљивог одступања.

Такође, приказане су вредности коефицијената добијених функција, тако да се зависност напона од деформације, за део криве у границама $0 \leq \sigma \leq \sigma_{0,2}$, за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ може дефинисати следећом једначином:

$$\sigma = 1,411 \cdot 10^{18} \varepsilon^6 - 1,819 \cdot 10^{16} \varepsilon^5 + 8,917 \cdot 10^{13} \varepsilon^4 - 1,969 \cdot 10^{11} \varepsilon^3 + 1,428 \cdot 10^8 \varepsilon^2 + 1,604 \cdot 10^5 \varepsilon + 1,43 ; \quad 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{0,2} \quad (2.142)$$

а за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$:

$$\sigma = 2,127 \cdot 10^{18} \varepsilon^6 - 2,58 \cdot 10^{16} \varepsilon^5 + 1,187 \cdot 10^{14} \varepsilon^4 - 2,456 \cdot 10^{11} \varepsilon^3 + 1,7 \cdot 10^8 \varepsilon^2 + 1,521 \cdot 10^5 \varepsilon + 1,492 ; \quad 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{0,2} \quad (2.143)$$

Табела 2.3: Вредности напона и деформација за део криве у границама $0 \leq \sigma \leq \sigma_{0,2}$

Р.бр	Жица $\varnothing 2,8\text{mm}$			Жица $\varnothing 5\text{mm}$		
	σ [MPa]	ε (према 2.140)	σ [MPa] (према 2.142)	σ [MPa]	ε (према 2.141)	σ [MPa] (према 2.143)
1.	0	0	1.4	0	0	1,5
2.	10	0,0001	10.1	10	0,0001	9,9
3.	20	0,0001	19,3	20	0,0001	19,1
4.	30	0,0002	29,0	30	0,0002	28,9
5.	40	0,0002	39,0	40	0,0002	39,0
6.	50	0,0003	49,3	50	0,0003	49,4
7.	60	0,0003	59,6	60	0,0003	59,8
8.	70	0,0004	70,1	70	0,0004	70,4
9.	80	0,0004	80,5	80	0,0004	80,8
10.	90	0,0005	90,8	90	0,0005	91,1
11.	100	0,0005	100,9	100	0,0005	101,1
12.	110	0,0006	111,0	110	0,0006	111,0
13.	120	0,0006	120,9	120	0,0006	120,7
14.	130	0,0007	130,6	130	0,0007	130,2
15.	140	0,0007	140,2	140	0,0008	139,7
16.	150	0,0008	149,8	150	0,0008	149,2
17.	160	0,0009	159,4	160	0,0009	158,9
18.	170	0,0009	169,1	170	0,0010	168,9
19.	180	0,0010	179,0	180	0,0011	179,2
20.	190	0,0011	189,1	190	0,0012	189,8
21.	200	0,0012	199,4	200	0,0013	200,5
22.	210	0,0013	209,8	210	0,0015	210,9
23.	220	0,0014	220,3	220	0,0017	220,5
24.	230	0,0015	230,6	230	0,0020	229,3
25.	240	0,0017	240,5	240	0,0023	238,4
26.	250	0,0019	250,0	250	0,0027	248,4
27.	260	0,0022	259,2	261	0,0034	256,2
28.	270	0,0025	268,8			
29.	280	0,0028	278,8			
30.	290	0,0033	287,8			
31.	295	0,0035	291,5			

У табели 2.3 дате су вредности дефинисане матрице напона, израчунате одговарајуће вредности матрице деформације према (2.138) и израчунате вредности напона према предложеном математичком моделу (2.139), где се види да су одступања израчунатих од почетних вредности напона занемарљива.

Према *Rasmussen*-овој формулацији (2.127), део криве напон-деформација (σ - ε) за напоне веће од напона на граници течења, дефинише се као:

$$\varepsilon = \frac{\sigma - \sigma_{0,2}}{E_{0,2}} + \varepsilon_m \left(\frac{\sigma - \sigma_{0,2}}{\sigma_m - \sigma_{0,2}} \right)^m + \varepsilon_{0,2}, \quad \text{за } \sigma > \sigma_{0,2} \quad (2.144)$$

Коришћењем *Matlab*-ове алатке *cftools*, најбољи резултати за дефинисање зависности напона од деформације, за део криве у границама $\sigma_{0,2} \leq \sigma \leq \sigma_{max}$, добијају се представљањем жељене зависности у облику рационалне функције, облика:

$$\sigma = \frac{p_1 \varepsilon^3 + p_2 \varepsilon^2 + p_3 \varepsilon + p_4}{\varepsilon^2 + q_1 \varepsilon + q_2}, \quad \varepsilon_{0,2} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max} \quad (2.145)$$

где су p_1, p_2, p_3, p_4, q_1 и q_2 , коефицијенти који зависе од параметра: $E_{0,2}, \sigma_{0,2}, \varepsilon_{0,2}, m, \varepsilon_m$ и σ_m .

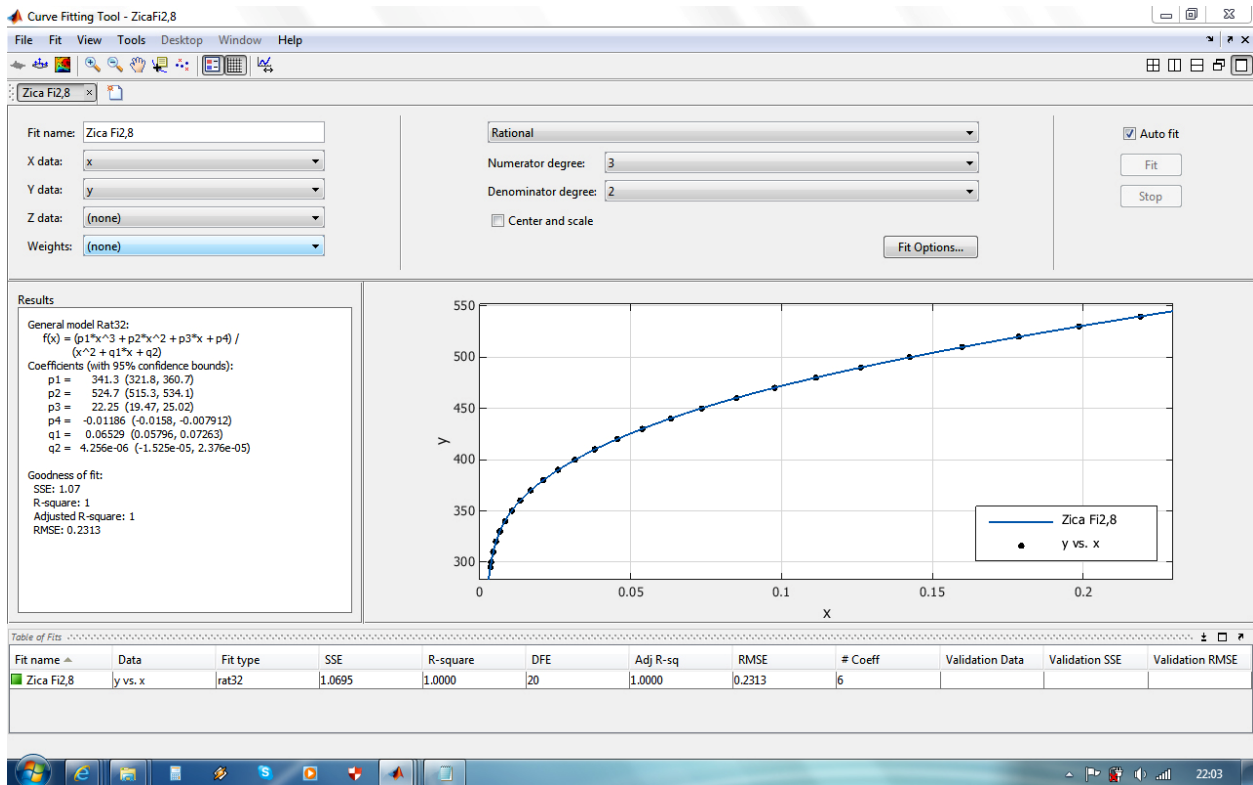
Вредности параметара $E_{0,2}, \sigma_{0,2}, \varepsilon_{0,2}, m, \varepsilon_m$ и σ_m за жице пречника $\varnothing 2,8$ односно $\varnothing 5\text{mm}$ дате су у табели 2.2. Тако се заменом тих параметара у једн. (2.144), за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ добија:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{18823} + 0,55 \left(\frac{\sigma - 295}{359} \right)^{2,6} - 0,0122, \quad \sigma_{0,2} < \sigma \leq \sigma_{max} \quad (2.146)$$

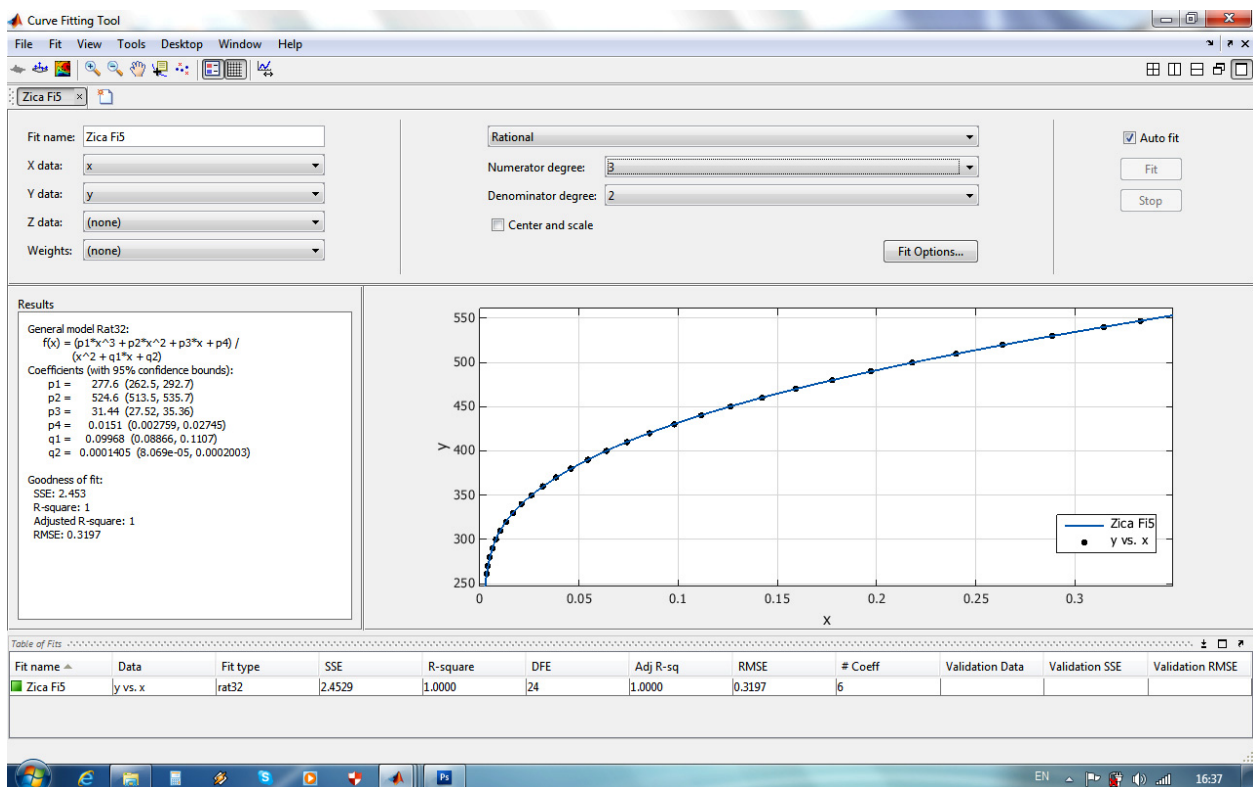
а за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{15592} + 0,59 \left(\frac{\sigma - 261}{369} \right)^{2,5} - 0,0133, \quad \sigma_{0,2} < \sigma \leq \sigma_{max} \quad (2.147)$$

За жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ резултати „фитовања“ дати су на сл. 2.32, а за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$ на сл. 2.33.



Слика 2.32: Дефинисање математичког модела зависности напона од деформације за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$, за део криве $\sigma_{0,2} < \sigma \leq \sigma_{max}$



Слика 2.33: Дефинисање математичког модела зависности напона од деформације за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$, за део криве $\sigma_{0,2} < \sigma \leq \sigma_{max}$

Као што се види на сл. 2.32 и сл. 2.33, предложени математички модел представља одлично решење, јер добијене криве пролазе кроз све тачке без видљивог одступања.

Такође, приказане су вредности коефицијената добијених функција, тако да се зависност напона од деформације, за део криве у границама $\sigma_{0,2} < \sigma \leq \sigma_{max}$, за жицу пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$ може дефинисати следећом једначином:

$$\sigma = \frac{341,3\varepsilon^3 + 524,7\varepsilon^2 + 22,25\varepsilon - 0,01186}{\varepsilon^2 + 0,06529\varepsilon + 4,256 \cdot 10^{-6}}; \quad \varepsilon_{0,2} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max} \quad (2.148)$$

а за жицу пречника $\varnothing 5\text{mm}$:

$$\sigma = \frac{277,6\varepsilon^3 + 524,6\varepsilon^2 + 31,44\varepsilon + 0,0151}{\varepsilon^2 + 0,09968\varepsilon + 0,0001405}; \quad \varepsilon_{0,2} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max} \quad (2.149)$$

Табела 2.4: Вредности напона и деформација за део криве у границама $\sigma_{0,2} < \sigma \leq \sigma_{max}$

Р.бр	Жица $\varnothing 2,8\text{mm}$			Жица $\varnothing 5\text{mm}$		
	σ [MPa]	ε (према 2.146)	σ [MPa] (према 2.148)	σ [MPa]	ε (према 2.147)	σ [MPa] (према 2.149)
1.	295	0,0035	295,2	261	0,0034	261,4
2.	300	0,0038	300,0	270	0,0040	269,7
3.	310	0,0044	309,7	280	0,0050	279,5
4.	320	0,0054	319,8	290	0,0063	289,8
5.	330	0,0067	330,1	300	0,0080	300,2
6.	340	0,0084	340,3	310	0,0103	310,4
7.	350	0,0106	350,3	320	0,0132	320,4
8.	360	0,0134	360,2	330	0,0167	330,2
9.	370	0,0169	370,0	340	0,0210	340,0
10.	380	0,0210	379,8	350	0,0260	349,8
11.	390	0,0259	389,7	360	0,0317	359,6
12.	400	0,0316	399,8	370	0,0384	369,6
13.	410	0,0381	409,9	380	0,0459	379,7
14.	420	0,0455	420,0	390	0,0543	389,8
15.	430	0,0539	430,1	400	0,0637	400,0
16.	440	0,0633	440,2	410	0,0741	410,1
17.	450	0,0737	450,3	420	0,0855	420,2
18.	460	0,0851	460,2	430	0,0980	430,3
19.	470	0,0977	470,1	440	0,1116	440,3
20.	480	0,1114	480,0	450	0,1263	450,3
21.	490	0,1264	489,9	460	0,1422	460,2
22.	500	0,1425	499,8	470	0,1593	470,0
23.	510	0,1560	509,8	480	0,1775	479,9
24.	520	0,1787	519,8	490	0,1971	489,8
25.	530	0,1987	530,0	500	0,2179	499,7
26.	539,5	0,2191	539,8	510	0,2401	509,6
27.				520	0,2635	519,7
28.				530	0,2884	529,8
29.				540	0,3146	540,1
30.				546,7	0,3329	547,1

У табели 2.4 дате су вредности дефинисане матрице напона, израчунате одговарајуће вредности матрице деформације према (2.144) и израчунате вредности напона према предложеном математичком моделу (2.145), где се види да су одступања израчунатих од почетних вредности напона занемарљива.

2.11 ОДРЕЂИВАЊЕ МОМЕНТА САВИЈАЊА

Код савијања жице у еласто-пластичном подручју, од великог значаја је правилно одређивање момента савијања којим је потребно деловати да би се могао добити жељени облик жице по завршетку процеса савијања. При томе је битно узети у обзир „*springback*“ ефекат, тј. предвидети еластично враћање жице по престанку дејства оптерећења.

У литератури се налазе многа истраживања вршена на ту тему. Тако, на пример, *Palazotto* и други [14, 15] су извршили истраживања у вези „*springback*“ ефекта који се јавља по завршетку процеса савијања жице правоугаоног попречног пресека. Њихов модел је заснован на хипотези да неутрална оса на попречном пресеку остаје у истој позицији после савијања у области пластичног деформисања. Они су користили *Ramberg - Osgood*-ов модел понашања материјала жице, сматрајући га погодним за већину инжењерских апликација. Разматрали су само жицу правоугаоног попречног пресека. Њихов модел је као резултат израчунавао угао враћања жице (*springback*) после униформног савијања до одређеног радијуса закривљености, што је подржано низом експерименталних тестова.

Paolini [16] је развио свој модел разматрајући еластично-идеално пластично понашање различитих материјала. Експерименталним тестовима на жицама од различито термички третираних материјала показао је велику сличност (са разликом мањом од 4%) са аналитички добијеним резултатима, али само код узорака код којих је ниво заосталих напона у жици смањен термичком обрадом.

Goes и други [17] су истраживали утицај заосталих напона који се јављају у току технолошке операције савијања челичне жице у бунтове, у процесу производње. Моделирали су расподелу напона приликом савијања и исправљања жице и накнадних тестова затезања, за различите степене савијања, користећи *Vose*-ову формулацију [9] за описивање пластичног деформисања. Модел занемарује Баушингеров ефекат* уз претпоставку да је полупречник жице доста мањи од полупречника савијања. Метод омогућава израчунавање утицаја заосталих напона на понашање материјала приликом

* Баушингеров ефекат - снижавање границе течења у другом циклусу оптерећивања ако се оптерећењу промени предзнак.

тестова затезања. Аутори су доказали да савијање у бунтове има негативан утицај на механичке особине челичне жице.

У неким радовима [40], [41] аутори су извели линеарну и нелинеарну анализу савијања танких еластичних шипки, док је у неким [42] разматрано савијање у области пластичног деформисања греда у присуству заосталих напона. У [43], аутор је користио ефекат деформационог ојачања за симулацију нелинеарног савијања кривих греда и развио прецизан аналитички модел.

Baragetti [18] је развио аналитички модел математичких једначина који омогућава кориснику да повеже радујус закривљености жице током оптерећења и растерећења у поступку савијања челичне жице, узимајући у обзир ефекте који се јављају услед нелинеарности процеса. Као резултат, могуће је одредити коначни облик жице и на основу тога одредити одговарујуће оптерећење потребно за савијање жице до жељене форме. Предложени теоријски модел разматра савијање жица правоугаоног и кружног попречног пресека, при чему су анализирана три типа модела материјала: а) еластични-идеално пластични материјал, б) еласто-пластични са линеарним очвршћавањем и в) еласто-пластични са нелинеарним очвршћавањем. За описивање понашања материјала типа в) користио је *Ludwick*-ов модел [7].

У наредном делу, развијен је математички модел за одређивање момента савијања којим је потребно деловати да би се жица од нерђајућег челика, кружног попречног пресека, могла савити до жељеног облика. Као основа, коришћен је *Baragetti*-јев модел [18]. С обзиром на то да је жица израђена од материјала код кога је процес пластичног деформисања праћен нелинеарним деформационим ојачањем, а *Baragetti* за описивање понашања таквог типа материјала користи *Ludwick*-ову једначину која у области великих деформација не даје најбоље поклапање са експерименталним подацима, у наставку је развијен нови теоријски модел, који користи *Rasmussen*-ову формулацију [13] за одређивање потребних аналитичких израза за израчунавање напона, према једначинама (2.142), (2.143), (2.148) и (2.149), развијених у претходном делу.

2.11.1 Аналитички модел за одређивање потребног момента савијања

Аналитички модел за одређивање потребног момента савијања развијен је уз претпоставке које су усвојене у одељку 2.9, тј:

- занемарује се ефекат увијања попречних пресека жице око подужне осе;

- занемарују се тангенцијални напони као минорни у односу на нормалне и сматра се да се ради о поступку чистог савијања у y - z равни;
- области затезања и притиска су симетричне по попречном пресеку, односно занемарује се померање неутралне линије;
- равни попречних пресека жице остају равни по завршетку процеса савијања, што значи да се деформације у лонгитудиналном правцу могу израчунати по формули (2.132):

$$\varepsilon_z = \frac{y}{R},$$

где је:

R – полупречник закривљености неутралне површи,

y – растојање од неутралне површи

Према теорији пластичног деформисања [18], [38], [44] момент савијања у било којој фази савијања жице кружног попречног пресека израчунава се по формули:

$$M = \int_{-d/2}^{d/2} \sigma y b(y) dy \quad (2.150)$$

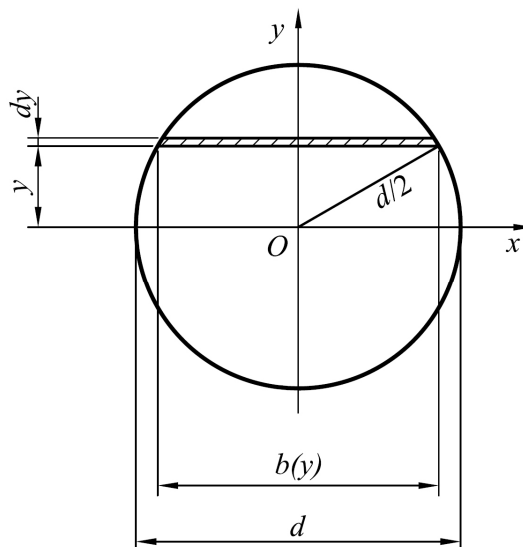
где је:

d – пречник жице;

$b(y)$ – ширина попречног пресека на растојању y од осе савијања x ; (сл. 2.34), и

израчунава се по формули:

$$b(y) = 2\sqrt{\frac{d^2}{4} - y^2} \quad (2.151)$$



Слика 2.34: Дефинисање величина потребних за израчунавање момента савијања жице кружног попречног пресека

За $\varepsilon \leq \varepsilon_{0,2}$, напон $\sigma(\varepsilon)$ рачуна се према изразу (2.139), у који када се уврсти (2.132) добија се:

$$\sigma_1 = \frac{a_1}{R^6} y^6 + \frac{a_2}{R^5} y^5 + \frac{a_3}{R^4} y^4 + \frac{a_4}{R^3} y^3 + \frac{a_5}{R^2} y^2 + \frac{a_6}{R} y + a_7, \quad 0 \leq y \leq y_t \quad (2.152)$$

а за $\varepsilon_{0,2} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max}$ према изразу (2.145), у који када се уврсти (2.132) добија се:

$$\sigma_2 = \frac{\frac{p_1}{R^3} y^3 + \frac{p_2}{R^2} y^2 + \frac{p_3}{R} y + p_4}{\frac{y^2}{R^2} + \frac{q_1}{R} y + q_2}, \quad y_t \leq y \leq d/2 \quad (2.153)$$

Заменом (2.151) до (2.153) у (2.150) добија се:

$$\begin{aligned} M &= \int_{-d/2}^{d/2} \sigma y b(y) dy = 2 \int_0^{d/2} \sigma y \cdot 2 \sqrt{\frac{d^2}{4} - y^2} dy = 4 \int_0^{y_t} \sigma_1 y \sqrt{\frac{d^2}{4} - y^2} dy + 4 \int_{y_t}^{d/2} \sigma_2 y \sqrt{\frac{d^2}{4} - y^2} dy = \\ &= 4 \int_0^{y_t} \left(\frac{a_1}{R^6} y^6 + \frac{a_2}{R^5} y^5 + \frac{a_3}{R^4} y^4 + \frac{a_4}{R^3} y^3 + \frac{a_5}{R^2} y^2 + \frac{a_6}{R} y + a_7 \right) \cdot y \sqrt{\frac{d^2}{4} - y^2} dy + \\ &+ 4 \int_{y_t}^{d/2} \frac{\frac{p_1}{R^3} y^3 + \frac{p_2}{R^2} y^2 + \frac{p_3}{R} y + p_4}{\frac{y^2}{R^2} + \frac{q_1}{R} y + q_2} \cdot y \sqrt{\frac{d^2}{4} - y^2} dy = 4 \int_0^{y_t} f_1(y) dy + 4 \int_{y_t}^{d/2} f_2(y) dy \quad (2.154) \end{aligned}$$

Добијено аналитичко решење једначине (2.154) представља збир великог броја функција, па је практичније тражити нумеричко решење за сваки конкретан случај. За добијање нумеричких решења коришћен је софтверски пакет *Wolfram Mathematica*.

За жицу пречника $\varnothing 2,8 \text{ mm}$ потребни момент савијања добија се када се у израз (2.154) уврсте константе утврђене у претходном одељку – изрази (2.142) и (2.148)

$$a_1 = 1,411 \cdot 10^{18}; \quad a_2 = -1,819 \cdot 10^{16}; \quad a_3 = 8,917 \cdot 10^{13}; \quad a_4 = -1,969 \cdot 10^{11}; \quad a_5 = 1,428 \cdot 10^8;$$

$$a_6 = 1,604 \cdot 10^5; \quad a_7 = 1,43;$$

$$p_1 = 341,3; \quad p_2 = 524,7; \quad p_3 = 22,25; \quad p_4 = -0,01186; \quad q_1 = 0,06529; \quad q_2 = 4,256 \cdot 10^{-6};$$

$$d = 2,8 \text{ mm}; \quad R = 6,4 \text{ mm}; \quad y_t = 0,0224 \text{ mm}$$

Као резултат, добија се:

$$M = 4 \int_0^{0,0224} f_1(y) dy + 4 \int_{0,0224}^{1,4} f_2(y) dy = 0,3 + 1778,4 = 1778,7 \text{ Nmm} \approx 1,779 \text{ Nm}$$

За жицу пречника $\varnothing 5 \text{ mm}$ момент потребни момент савијања добија се када се у израз (2.154) уврсте константе утврђене у претходном одељку – изрази (2.143) и (2.149)

$$a_1 = 2,127 \cdot 10^{18}; \quad a_2 = -2,58 \cdot 10^{16}; \quad a_3 = 1,187 \cdot 10^{14}; \quad a_4 = -2,456 \cdot 10^{11}; \quad a_5 = 1,7 \cdot 10^8;$$

$$a_6 = 1,521 \cdot 10^5; \quad a_7 = 1,492;$$

$$p_1 = 277,6 ; p_2 = 524,6 ; p_3 = 31,44 ; p_4 = 0,0151 ; q_1 = 0,09968 ; q_2 = 0,0001405 ;$$

$$d = 5 \text{ mm} ; R = 7,5 \text{ mm} ; y_1 = 0,0255 \text{ mm}$$

Као резултат, добија се:

$$M = 4 \int_0^{0,0255} f_1(y)dy + 4 \int_{0,0255}^{2,5} f_2(y)dy = 0 + 10071,5 = 10071,5 \text{ Nmm} \approx 10,072 \text{ Nm}$$

2.11.2 Одређивање заосталих напона

По завршетку процеса деформисања жице у технолошком процесу савијања, после престанка дејства оптерећења долази до **растерећења** жице. Део материјала у околини неутралне равни који је деформисан еластично тежи да се врати у првобитно стање, док део материјала који је претрпео пластичне деформације тежи да задржи новонастало деформисано стање. Због тога настају **самоуравнотежена напрезања** која нису последица спољашњег оптерећења [45-49]. Као последица, након пластичног деформисања жице, по завршетку процеса оптерећења, а затим и растерећења, у материјалу остају заробљени тзв. **заостали напони** (*residual stress*).

Зависност напрезања од деформације по попречном пресеку жице при растерећењу увек је **линеарна**, па се заостала напрезања могу одредити **суперпозицијом** дијаграма расподеле напрезања под оптерећењем и дијаграма напрезања који би настао кад би се еластични штап (жица) оптеретио моментом супротног смера, а интензитета једнаког интензитету момента који је проузроковао настале деформације (сл. 2.35, 2.36) [50], [51], тј.:

$$\sigma_z = \sigma - \sigma_r \quad (2.155)$$

где је:

σ – напон оптерећења

σ_r – напон растерећења

σ_z – заостали напон

Напон растерећења израчунава се према следећој једначини [42]:

$$\sigma_r = \frac{My}{I_x} \quad (2.156)$$

где је:

M – момент савијања израчунат према (2.154)

$I_x = \frac{d^4 \pi}{64}$ – аксијални момент инерције кружног попречног пресека за осу савијања x

С обзиром на то да је расподела напона по попречном пресеку при растерећењу линеарна, за цртање дијаграма расподеле напона (сл. 2.35, 2.36), довољно је одредити максимални напон, који је, ако се посматра попречни пресек, у тачкама најудаљенијим од неутралне осе, тј. у тачкама на растојању $y_{\max} = d/2$ од осе савијања x , тј.

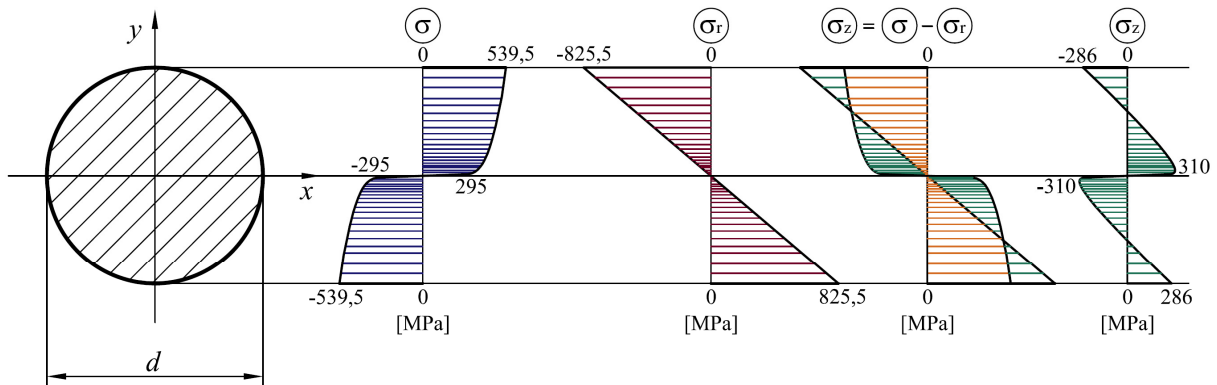
$$\sigma_{r_{\max}} = \frac{M \cdot y_{\max}}{I_x} = \frac{M \frac{d}{2}}{\frac{d^4 \pi}{64}} = \frac{32M}{d^3 \pi} \quad (2.157)$$

За жицу пречника $\varnothing 2,8 \text{ mm}$ максимални напон растерећења је:

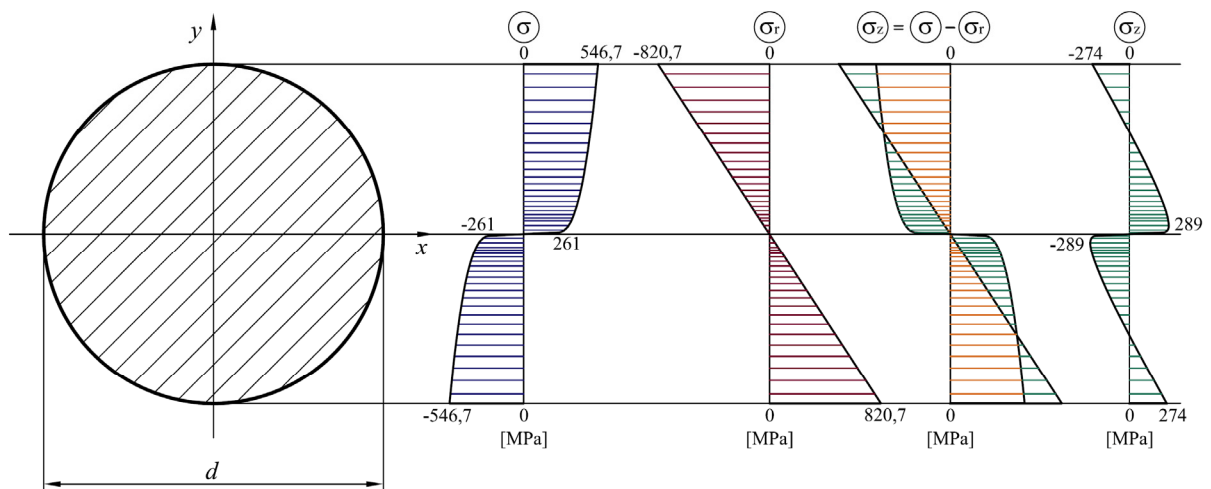
$$\sigma_{r_{\max}} = \frac{32 \cdot 1,779}{0,0028^3 \pi} = 825,5 \text{ MPa};$$

а за жицу пречника $\varnothing 5 \text{ mm}$:

$$\sigma_{r_{\max}} = \frac{32 \cdot 10,072}{0,005^3 \pi} = 820,7 \text{ MPa};$$



Слика 2.35: Расподела напона по попречном пресеку за жицу $\varnothing 2,8 \text{ mm}$ – дијаграми напона оптерећења (σ), растерећења (σ_r) и заосталих напона (σ_z)



Слика 2.36: Расподела напона по попречном пресеку за жицу $\varnothing 5 \text{ mm}$ – дијаграми напона оптерећења (σ), растерећења (σ_r) и заосталих напона (σ_z)

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОДРЕЂИВАЊЕ СТЕПЕНА ДЕФОРМИСАНОСТИ САВИЈЕНЕ ЖИЦЕ

У овом поглављу извршена је експериментална провера аналитички добијених вредности максималне деформације ε_{max} при савијању жице у технолошком поступку формирања петљи (одељак 2.9).

Експеримент је заснован на физичким појавама које прате процес пластичног деформисања метала у хладном стању, као и на самој природи пластичне деформације. Приликом процеса пластичног деформисања у хладном стању, део енергије се акумулира у металу. Та енергија омогућава покретање процеса опорављања и рекристализације, који се одвијају при загревању деформисаног метала и враћају му особине које је поседовао пре деформације [34].

3.1 КАРАКТЕРИСТИКЕ ХЛАДНО ДЕФОРМИСАНОГ МЕТАЛА И ЊЕГОВО ПОНАШАЊЕ ПРИ ЗАГРЕВАЊУ

Хладна пластична деформација метала праћена је деформационим ојачавањем, односно повећањем чврстоће и тврдоће и смањењем дуктилности метала. Са повећањем степена деформисаности повећавају се густина дислокација и број препрека које ометају њихово кретање. Такође, пластична деформација је праћена повећањем електричног отпора и смањењем густине метала. Истовремено, долази до промене потенцијалног поља решетке, а самим тим и до промене густине стања слободних електрона. Пошто је хладно деформисани метал у нестабилном стању, односно стању више слободне енергије од недеформисаног метала, то ће постојати спонтана тежња да се врати у недеформисано стање које је ближе равнотежном стању. Међутим, метал најчешће не може да пређе у недеформисано стање спонтано због комплексности деформисаног стања, већ је за то потребно обезбедити активациону енергију за одвијање процеса који се дешавају у кристалној решетки метала на атомском нивоу, као што су стварање и кретање празнина, дифузија, успињање-спуштање и попречно клизање дислокација, итд. [34]. Пошто се сви ови процеси могу термално активирати, то произилази да је потребно загрејати

деформисани метал да би он могао да поврати особине које је имао пре деформације [52-54]. Постепеним загревањем деформисаног материјала, атоми добијају енергију која им омогућава прелазак у стабилније енергетско стање, што за последицу има смањење напона у материјалу, као и смањење густине стања слободних (проводних) електрона [19].

Ова физичка појава искоришћена је за идентификацију степена деформисаности код елемената израђених савијањем жице од нерђајућег челика око ваљка одређених димензија (сл. 2.29а,б). У ту сврху, конструисан је *термопар* (сл. 3.1), механичким спајањем деформисане челичне жице и бакарног проводника.

Према *Фиковом закону*, [55], [56] при додиру два материјала са различитим концентрацијама проводних електрона ($n_2 > n_1$) долази до дифузије проводних електрона у оба смера. Већи број електрона прелази у први материјал, који услед тога постаје негативно наелектрисан, док други материјал постаје позитивно наелектрисан. Електрично поље које се том приликом формира супротставља се дифузији проводних електрона. Када се ова два деловања у равнотеже престаје протикање електрона. Између материјала се појављује *контактна разлика потенцијала*:

$$U = \frac{kT}{2e} \left(\frac{n_2}{n_1} - \frac{n_1}{n_2} \right) \quad (3.1)$$

где је:

$k = 1,3806505 \cdot 10^{-23}$ J/K – Болцманова константа;

$e = 1,60217653 \cdot 10^{-19}$ C (Кулона) – елементарно наелектрисује (наелектрисује електрона).

Ако се од таква два материјала конструише термопар чији се крајеви (спојеви) држе на различитим температурама ($T_2 > T_1$), као резултат настаје *термоелектромоторна сила* E_{tem} :

$$E_{tem} = \frac{k}{2e} \left(\frac{n_2}{n_1} - \frac{n_1}{n_2} \right) (T_2 - T_1) = \alpha \cdot \Delta T \text{ [V]} \quad (3.2)$$

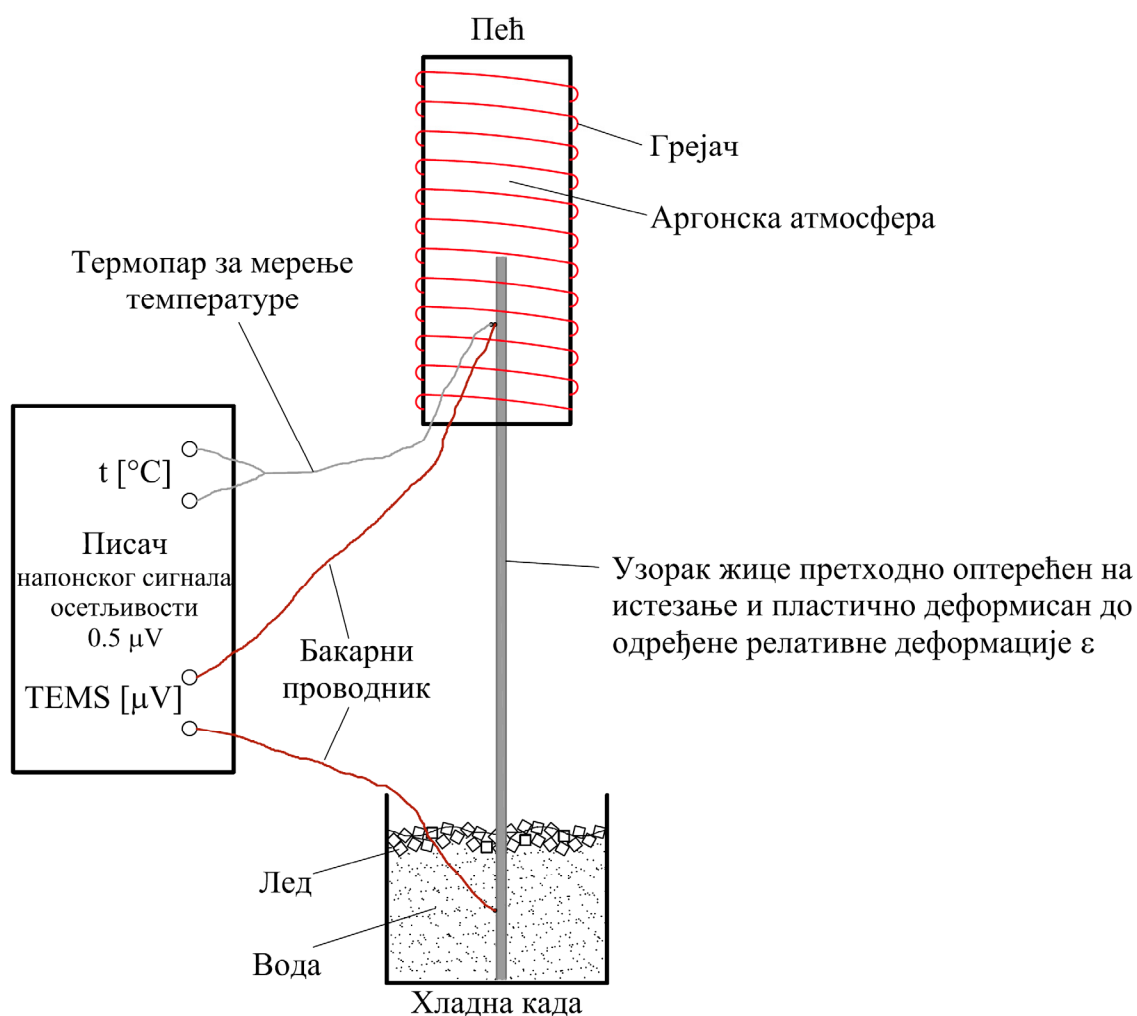
где је α – температурски коефицијент термоелектромоторне силе који зависи само од својстава материјала у контакту.

3.2 МЕТОДОЛОГИЈА МЕРЕЊА И ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА

Термопар је конструисан механичким спајањем деформисане челичне жице и бакарног проводника (код бакра је концентрација електрона проводности или слободних електрона константна у предвиђеном мерном опсегу температура). Један крај термопара

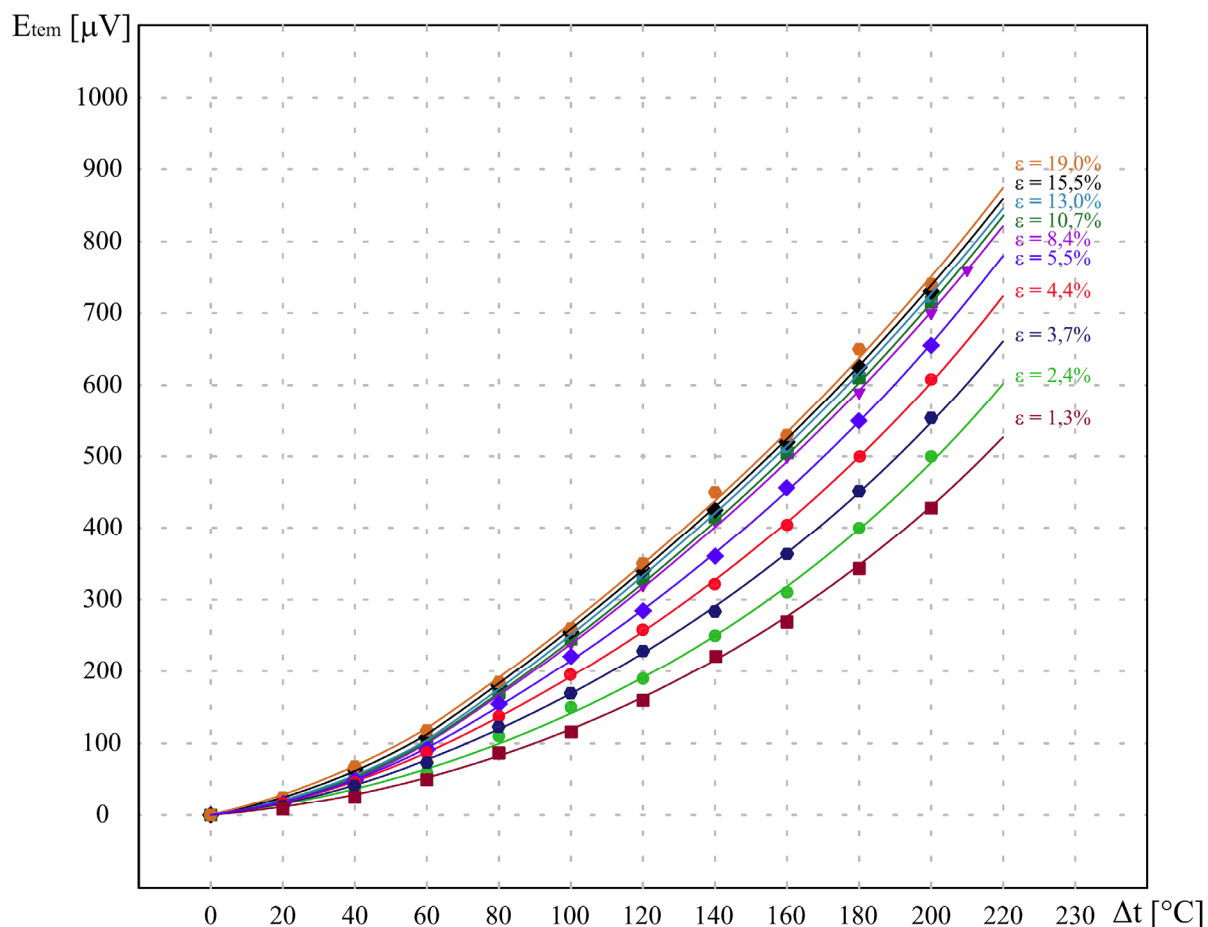
одржан је на константној температури од $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ у суду са мешавином леда и воде, док је други крај стављен у пећ где је загреван у атмосфери аргона. Помоћу волтметра са писачем осетљивости $0,5\text{ }\mu\text{V}$ мерена је термоелектромоторна сила E_{tem} , односно напонски сигнал између хладног и топлог споја термопара у току загревања. Изглед апаратуре приказан је на сл. 3.4.

Најпре су вршена мерења са узорцима од праве жице пречника $\varnothing 2,8\text{ mm}$ и $\varnothing 5\text{ mm}$, дакле од истог материјала и истих пречника као и савијене жице (сл. 3.1). Ти узорци су претходно оптерећени на истезање и пластично деформисани на хидрауличној кидалици у лабораторији за мехатронику, на Техничком факултету у Чачку. Сваки узорак је оптерећен различитом силом и пластично деформисан до различитих релативних деформација (ε).



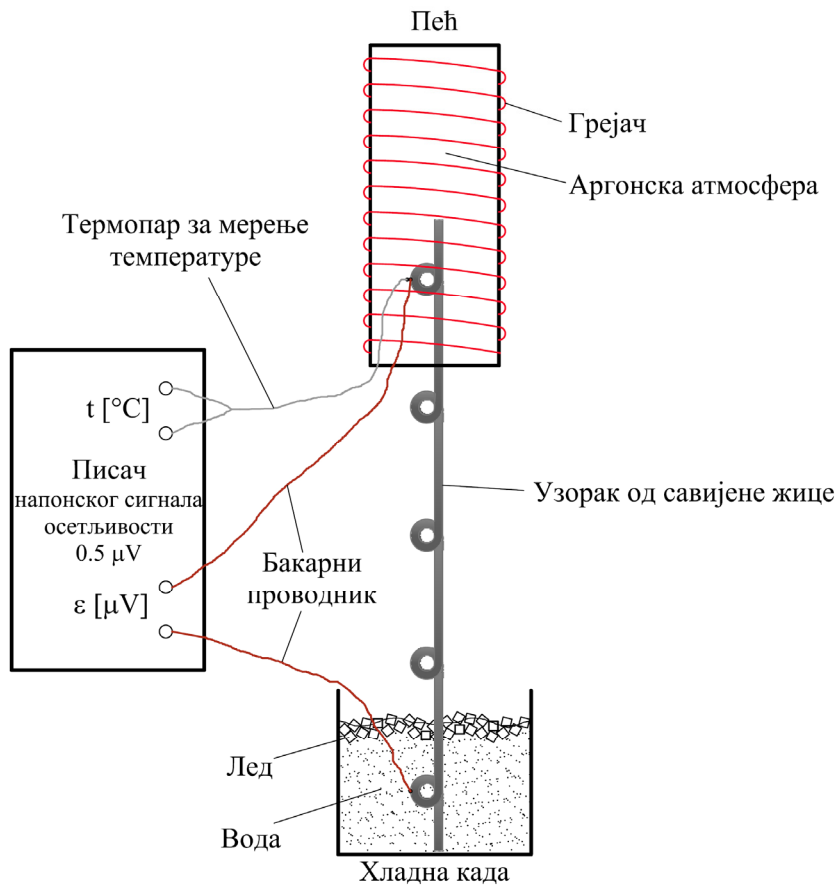
Слика 3.1: Шематски приказ апаратуре за мерење температурске зависности ТЕМС термопара добијеног спајањем бакарног проводника и узорака од праве жице претходно пластично деформисаних истезањем до одређених релативних деформација

На сл. 3.2 приказани су резултати мерења, зависност термоелектромоторне силе ($TEMC$) у функцији од температуре за узорке од праве жице пречника $\varnothing 2,8$ mm.

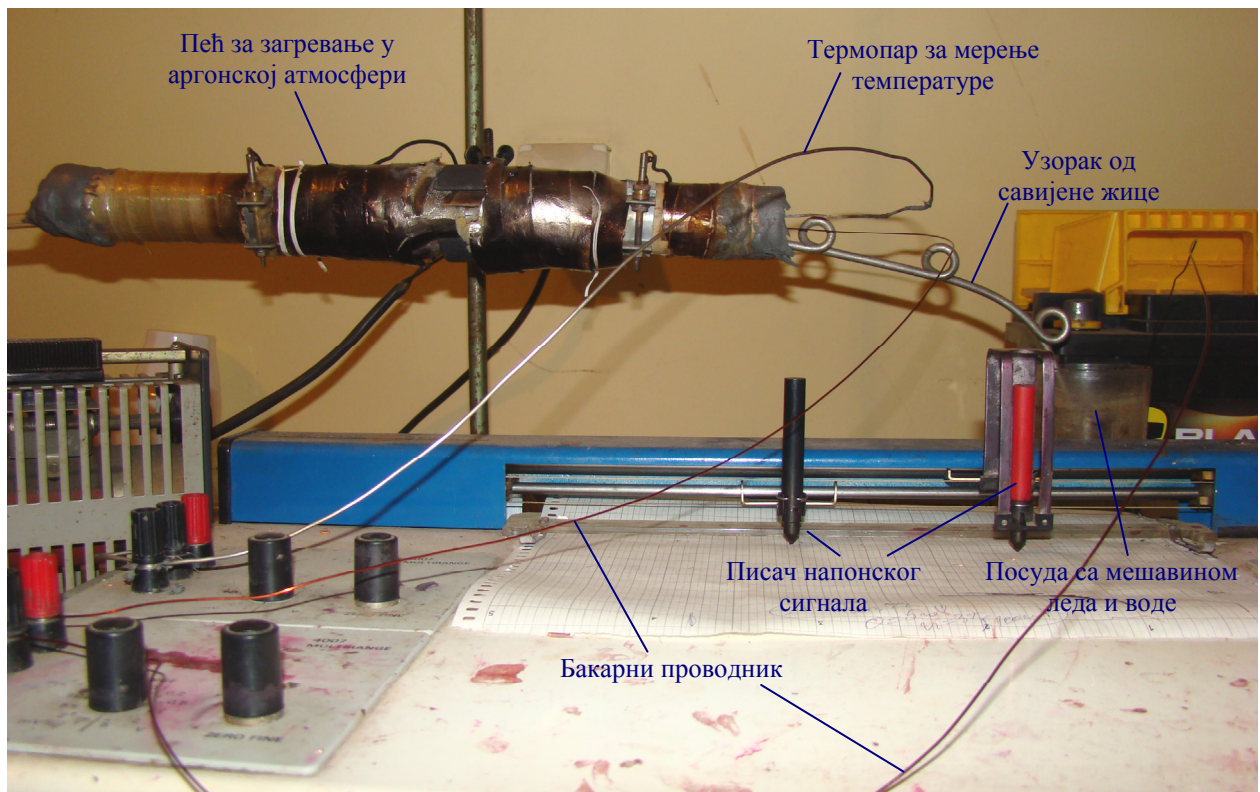


Слика 3.2: Зависност термоелектромоторне силе од температуре термопара добијеног спајањем бакарног проводника и узорка жице пречника $\varnothing 2,8$ mm, претходно пластично деформисаних до различитих релативних деформација (ϵ)

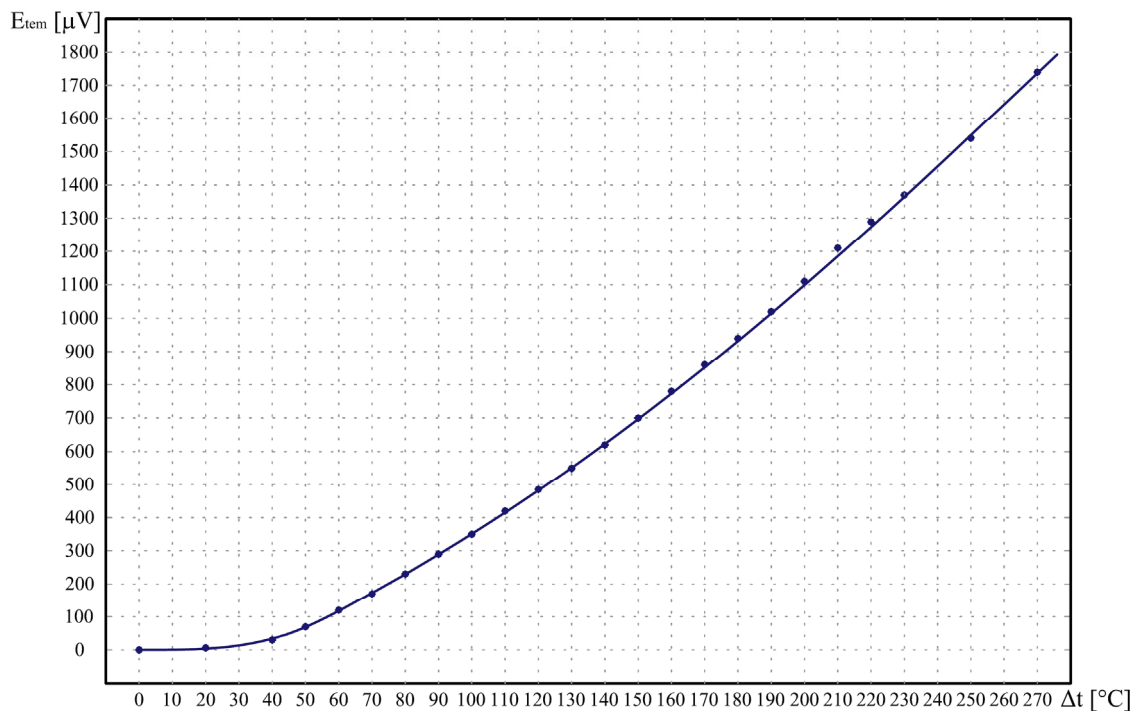
Затим су вршена мерења $TEMC$ термопара конструисаног од бакарног проводника и жице савијене до облика приказаног на сл. 2.29a,б. Оба краја бакарног проводника су везана за деформисане делове жице, односно за кружне петље (а не између петљи за раван део) (сл. 3.3). Мерења су извршена у потпуно истим условима као и претходно описана мерења са узорцима од праве жице (иста динамика загревања, иста атмосфера, итд.). Мерења су поновљена више пута, и с обзиром на то да су све кружне петље добијене на исти начин, у процесу пластичног деформисања савијањем, за узорке од исте жице, као што је и очекивано, сваки пут су добијени исти резултати, са занемарљивим међусобним одступањем. На сл. 3.5 приказани су резултати мерења, зависност термоелектромоторне силе ($TEMC$) од температуре за узорке од савијене жице пречника $\varnothing 2,8$ mm.



Слика 3.3: Шематски приказ апаратуре за мерење температурске зависности ТЕМС термопара добијеног спајањем бакарног проводника и узорак од савијене жице



Слика 3.4: Апаратура за мерење температурске зависности ТЕМС термопара добијеног спајањем бакарног проводника и узорак од савијене жице



Слика 3.5: Зависност термоелектромоторне силе од температуре термопара добијеног спајањем бакарног проводника и узорка од жице пречника $\varnothing 2,8\text{mm}$, савијене до облика приказаног на сл. 2.29

3.3 АНАЛИЗА ДОБИЈЕНИХ РЕЗУЛТАТА

Анализом резултата приказаних на сл. 3.2 може се закључити да са порастом степена деформисаности расте температурски коефицијент правца термоелектромоторне силе (α) на свим температурама.

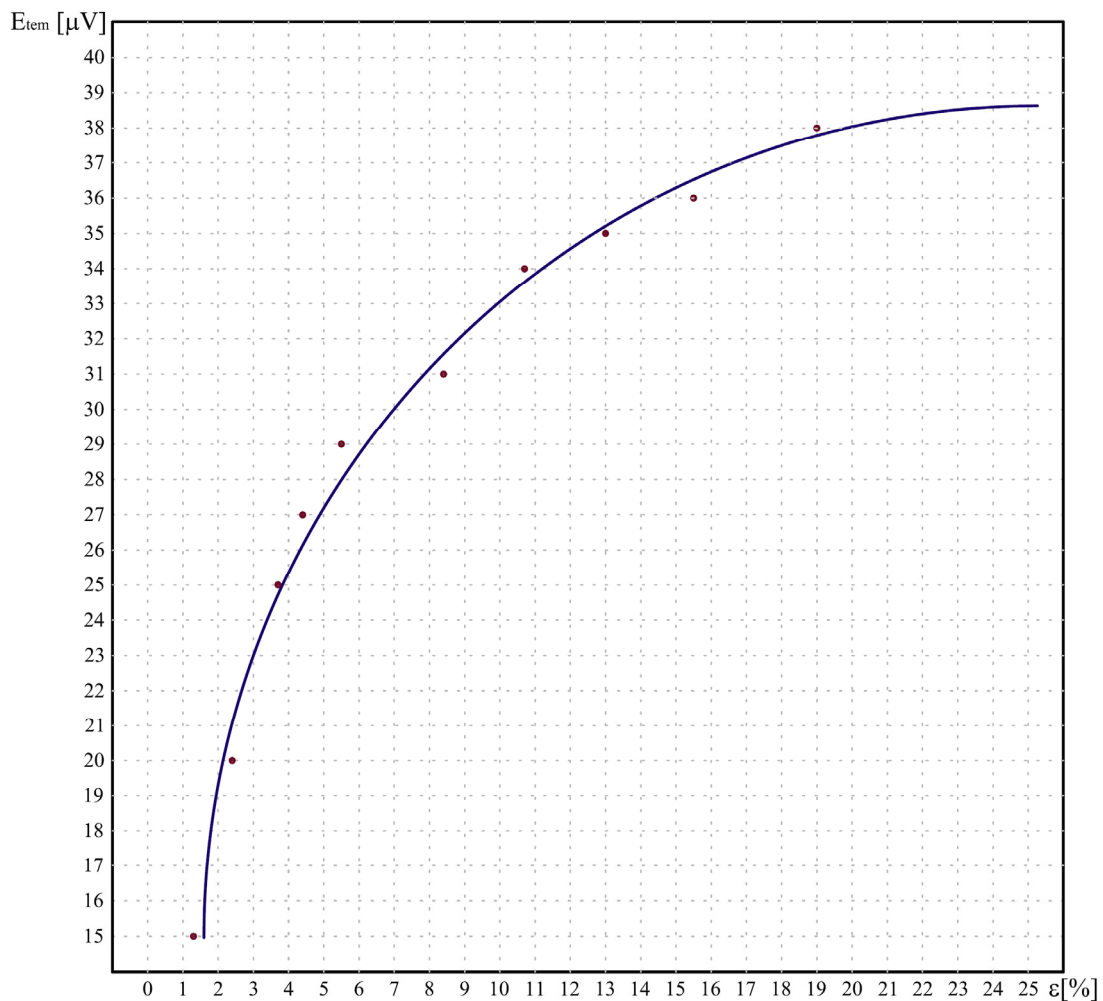
Имајући у виду да је концентрација слободних електрона (n_2) у бакарном делу термопара, у опсегу мерених температура константана, према релацији (3.2) може се закључити да на свим температурама, са повећањем релативне деформације, долази до пораста α услед смањења вредности параметра n_1 , који представља концентрацију слободних електрона у материјалу од кога је сачињен други елемент термопара, односно у материјалу челичне жице од нерђајућег челика X5CrNi1810.

Повећање коефицијента правца термоелектромоторне силе (α) са порастом температуре узроковано је већом покретљивошћу слободних електрона током процеса опорављања деформисаног метала који се одвија интензивније што је температура виша [19].

Међутим, са сл. 3.2 јасно се види да је на свакој температури коефицијент правца термоелектромоторне силе (α) пропорционалан релативној деформацији (ε) која представља меру степена деформисаности материјала.

Односно, експериментом је показано да **различитом степеноу деформисаности аксијално оптерећене челичне жице везане у термопар са бакарним проводником, одговара различита вредност термоелектромоторне силе при истој разлици температура крајева термопара.** Или, другачије речено, **једном одређеном степеноу деформисаности елемента везаног у термопар са бакарним проводником одговара тачно одређена вредност термоелектромоторне силе,** која је за одређену температуру увек иста при истим параметрима процеса мерења (иста динамика загревања, иста атмосфера, итд.).

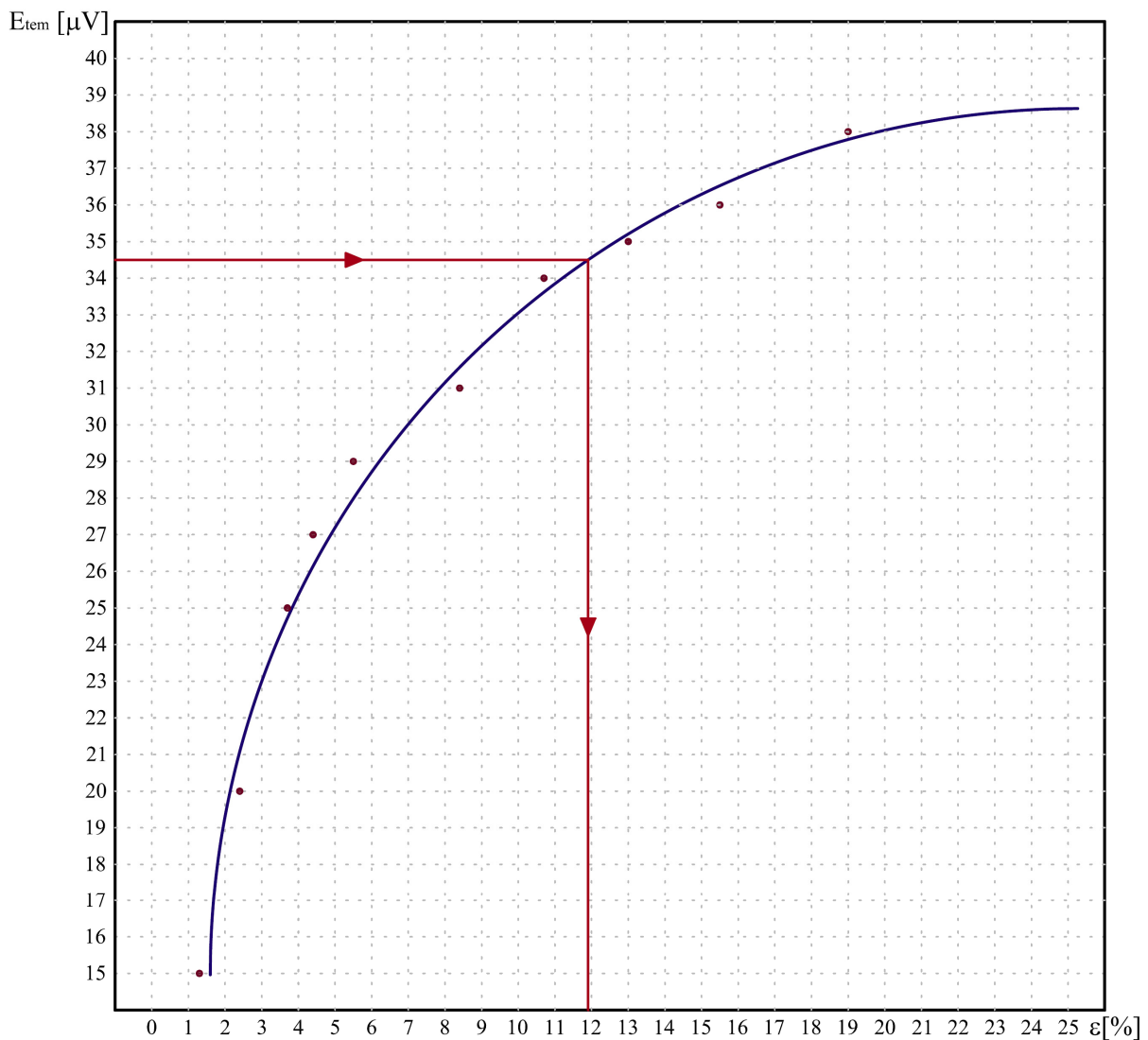
На основу резултата приказаних на сл. 3.2, конструисан је **баждарни дијаграм** (сл. 3.6), где је приказана зависност термоелектромоторне силе (E_{tem}) од релативне деформације (ε), при температури од 40 °С, за жицу од нерђајућег челика X5CrNi1810 пречника $\varnothing 2,8$ mm.



Слика 3.6: Зависност термоелектромоторне силе (E_{tem}) од релативне деформације (ε), при температури од 40 °С, за жицу пречника $\varnothing 2,8$ mm

Идеја је да се уз помоћ овог дијаграма одреди непознати степен деформисаности елемента спојеног у термопар са бакарним проводником, при истој разлици температура крајева $\Delta t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, наношењем измерене вредности термоелектромоторне силе на ординату дијаграма, повлачењем линије паралелно апциси до пресека са кривом, и читавањем вредности која се добија повлачењем нормале на апцису из пресечне тачке.

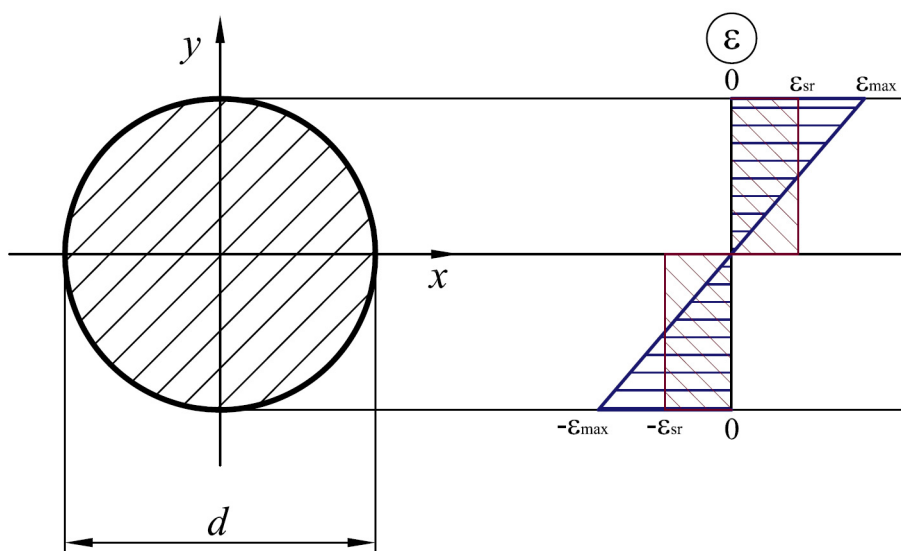
На сл. 3.7 приказано је одређивање степена деформисаности у петљи савијене жице пречника $\varnothing 2,8 \text{ mm}$, при чему је нанета вредност термоелектромоторне силе $E_{tem}=34,5 \text{ } \mu\text{V}$ очитана са претходно одређеног дијаграма приказаног на сл. 3.5, при температури од 40°C . Са баждарног дијаграма очитана је вредност степена деформисаности у износу од $11,9 \%$.



Слика 3.7: Одређивање степена деформисаности жице пречника $\varnothing 2,8 \text{ mm}$, савијене до облика приказаног на сл. 2.29

За разлику од аксијалног напрезања, где је расподела деформација по попречном пресеку жице униформна ($\varepsilon = \varepsilon_{max}$), расподела деформација по попречном пресеку при чистом савијању је *линеарна*, при чему су максималну деформацију (ε_{max}) претрпела влакна која су најудаљенија од неутралне површи, док су сва влакна која припадају неутралној површи недеформисана (сл. 3.8).

Све тачке материјала жице које се налазе на једнаком растојању од неутралне површи формирају тзв. *еквипотенцијалну површину* по којој се слободни електрони тј. електрони проводности равномерно распоређују. Према томе, добијена вредност деформације са дијаграма приказаног на сл. 3.7, представља *средњу релативну деформацију* (ε_{sr}) савијене жице. Узимајући у обзир расподелу деформације по попречном пресеку жице приказану на сл. 3.8, може се закључити да је максимална деформација једнака двоструком износу добијене средње релативне деформације и за жицу пречника $\varnothing 2,8$ mm износи $\varepsilon_{max} = 23,8$ %.



Слика 3.8: Расподела деформација по попречном пресеку при чистом савијању

Упоређивањем са теоријски добијеним резултатом у поглављу 2.4.8, где је за жицу $\varnothing 2,8$ mm рачунским путем добијена вредност максималне деформације у износу $\varepsilon_{max} = 21,9$ %, констатовано је да постоји минимално одступање добијених вредности.

У претходно описаном експерименталном мерењу добијена је нешто већа вредност максималне деформације од вредности добијене прорачуном, што се може објаснити занемаривањем ефекта увијања попречних пресека око подужне осе у процесу формирања петље жице при теоријском разматрању датом у поглављу 2.4.8.

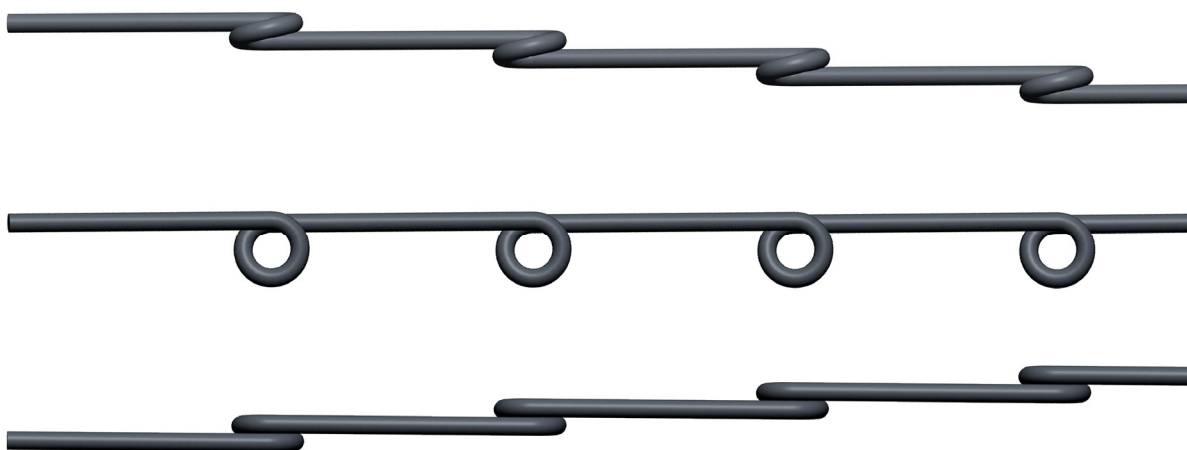
За жицу пречника $\varnothing 5$ mm спроведен је исти експеримент, који је дао сличне резултате, односно добијене су нешто веће вредности максималне деформације у односу на теоријски израчунате, као у случају жице пречника $\varnothing 2,8$ mm.

Иако је истезање узорака жице потребних за израду баждарне криве, као и савијање жице до облика приказаног на сл. 2.29 вршено на собној температури, због недовољне осетљивости волтметра којим је вршено мерење, коришћене су вредности термоелектромоторне силе измерене за све узорке при температури од 40 °C. То никако није могло довести до значајне грешке, с обзиром на то да је време загревања до тренутка постизања наведене разлике температуре било релативно кратко, и исто за сва мерења, тако да до тог тренутка процес опорављања деформисаног материјала практично није ни започео. Ипак, констатовано је да би се још тачнији резултати могли добити коришћењем волтметра осетљивости 0,1 μV при мерењима извршеним на истој температури на којој је извршено и деформисање жице.

Описана метода може се користити као изузетно поуздана за одређивање степена деформисаности машинских елемената изложених не само аксијалном напрезању и савијању, већ и другим типовима напрезања, као и сложеним напрезањима, уз услов познавања расподеле деформације по попречном пресеку.

4. АНАЛИЗА НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНОГ СТАЊА И СИМУЛАЦИЈА ТЕХНОЛОШКОГ ПРОЦЕСА САБИЈАЊА САВИЈЕНЕ ЖИЦЕ

По завршетку процеса савијања добијају се жичани профили изгледа приказаног на сл. 4.1.



Слика 4.1: Изглед жичаног профила по завршетку технолошког процеса савијања

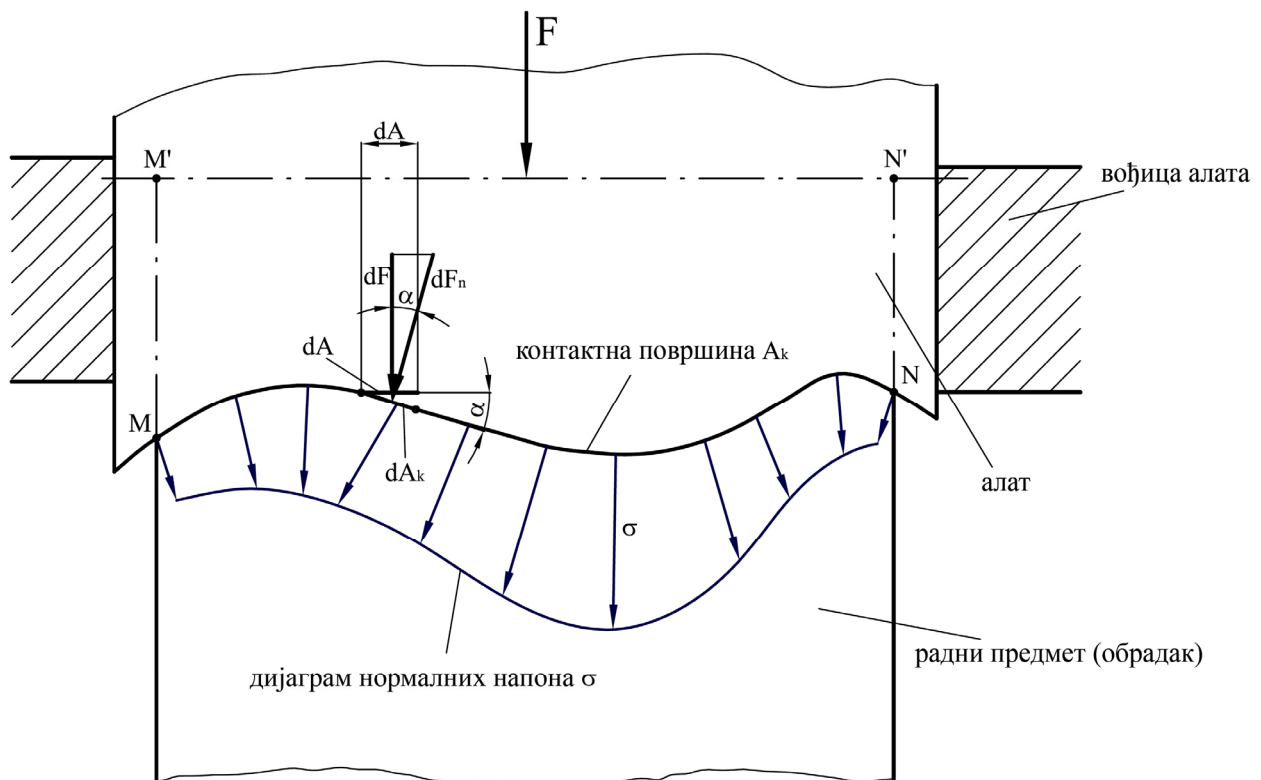
Тако добијене профиле потребно је даље обрадити уз помоћ *технологије пластичног деформисања* у технолошком процесу *сабијања* на хидрауличној преси, у растављеном калупу, до завршне форме (сл. 1.3б). У овом поглављу извршена је анализа напона и деформација у процесу сабијања, са циљем одређивања оптималних параметара обраде.

4.1 ГЛАВНИ ФАКТОРИ ОБРАДЕ У ТЕХНОЛОШКОМ ПОСТУПКУ САБИЈАЊА

Код обраде метала пластичним деформисањем, главни параметри процеса (главни фактори обраде) су *деформациона сила (F)* и *деформациони рад (W)*.

Познавање деформационе силе и деформационог рада потребно је за прорачун чврстоће елемената алата и избора машине са одговарајућим техничким карактеристикама за одређени метод обраде пластичним деформисањем.

Код технолошког процеса сабијања, као и код највећег броја операција обраде метала пластичним деформисањем, алат који је причвршћен на радни орган машине (на притискивач пресе, маљ ковачког чекића, итд.), креће се праволинијски у процесу обраде. Активна сила коју мора да развије машина и да је преко алата пренесе на радни предмет назива се деформациона сила и за правилан избор машине потребно је познавати њен интензитет. Да би се тај интензитет могао одредити, претходно треба одредити расподелу напона на контактної или додирної површини алата и радног предмета, која је у општем случају веома сложена (сл. 4.2).



Слика 4.2: Одређивање деформационе силе у процесу сабијања

Активна деформациона сила F има правац транслаторног кретања алата. Она делује на контактної површини A_k (одређена кривом M-N), а правац и интензитет нормалних напона σ одређен је дијаграмом расподеле нормалног напона (сл. 4.2). Елементарна сила dF_n која делује у правцу нормале на елементарну контактну површину dA_k одређена је изразом:

$$dF_n = \sigma dA_k \quad (4.1)$$

У правцу кретања алата делује елементарна активна сила dF :

$$dF = dF_n \cos \alpha = \sigma dA_k \cos \alpha \quad (4.2)$$

где је α угао између правца нормалног напона σ у посматраној тачки елементарне површине и правца кретања алата (правца деловања активне силе).

Производ $dA_k \cos \alpha$ представља елемент површине dA , односно пројекцију посматраног елемента контактне површине dA_k на раван нормалну на правац кретања алата, односно на правац деловања активне силе F .

$$dA = dA_k \cos \alpha \quad (4.3)$$

Следи:

$$dF = \sigma dA \quad (4.4)$$

Укупна деформациона сила израчунава се према изразу:

$$F = \iint_A \sigma dA \quad (4.5)$$

Овај интеграл није увек могуће решити, па се уместо тражења функције напона од координата, уводи појам радног притиска (p) који представља средњу вредност контактне површине (σ) [28] па је:

$$F = p \cdot A \quad (4.6)$$

Радни притисак (p) се најчешће доводи у везу са деформационим отпором k преко израза:

$$p = m \cdot k \quad (4.7)$$

где је $m > 1$ – коефицијент који зависи од контактне површине, геометрије комада и врсте обраде и дефинише се анализом напонско-деформационог стања у конкретном процесу обраде.

Овакав приступ у дефинисању деформационе силе је веома погодан код запреминског обликовања. Код обликовања лимова, до коначног израза долази се анализом сила и напона сваког процеса обликовања појединачно, без коришћења радног притиска [28].

Деформациони рад карактерише енергетски аспект обраде и представља укупно потребан рад за извођење одређеног процеса обраде током радног хода машине и алата.

$$W = \int_{h_0}^{h_1} F dh \quad (4.8)$$

У идеализованом случају, када се занемари контактна површина ($m = 1$), према (4.7) је $p = k$, па се деформациона сила може изразити у функцији деформационог отпора k :

$$F = k \cdot A \quad (4.9)$$

У том случају, деформациони рад је:

$$W = \int_{h_1}^{h_0} kAdh \quad (4.10)$$

где су границе интеграла замењене, будући да се тражи апсолутна вредност рада.

Укупан деформациони рад битно зависи од тога да ли је деформација извршена у топлом или у хладном стању.

За случај сабијања у потпуно топлом стању, специфични деформациони отпор је константан, па је деформациони рад:

$$W = k \int_{h_1}^{h_0} Adh = k \int_{h_1}^{h_0} lbdh = k \int_{h_1}^{h_0} lbh \frac{dh}{h} = kV \int_{h_1}^{h_0} \frac{dh}{h} = kV \varphi_h = kV_{ih} \quad (4.11)$$

где је V_{ih} – истиснута запремина (одељак 2.6.2).

За случај сабијања у хладном стању, специфични деформациони отпор није константан, па је деформациони рад:

$$W = \int_{h_1}^{h_0} kAdh = \int_{h_1}^{h_0} klbdh = \int_{h_1}^{h_0} klbh \frac{dh}{h} = V \int_{h_1}^{h_0} k \frac{dh}{h} = \bar{k}V \varphi_h = \bar{k}V_{ih} \quad (4.12)$$

где је \bar{k} средњи специфични деформациони отпор.

Стварни деформациони рад W_d је већи од идеалног за износ губитака услед контактеног трења (трење између додирних површина алата и радног предмета). Ови губици се могу обухватити степеном корисног дејства деформације η_d , тако да је:

$$W_d = \frac{W}{\eta_d} \quad (4.13)$$

Степен корисног дејства процеса деформисања зависи од врсте технолошког процеса обраде, врсте материјала, стања контактних површина, мазива, геометрије радног предмета, температуре при којој се одвија процес и низа других фактора. Емпиријски подаци за степен корисног дејства процеса деформисања могу се наћи у литератури (нпр. према *E. Siebel*-у [60] за технолошки процес обраде сабијањем у хладном стању $\eta_d = 0,85 \div 0,95$, у топлом стању $\eta_d = 0,60 \div 0,80$, итд.).

Из наведеног примера се види да се вредности за η_d налазе у веома широким интервалима. Тачну вредност је веома тешко проценити, јер на њу битно утиче и геометрија радног предмета као и услови обраде. Због тога се образац (4.13) користи код брзих и апроксимативних прорачуна, а за озбиљнији прорачун анализира се вредност деформационог отпора са трењем из равнотежних услова за сваки процес обраде посебно.

4.2 ПРИМЕНА НУМЕРИЧКИХ МЕТОДА ЗА АНАЛИЗУ ПРОЦЕСА ОБРАДЕ МЕТАЛА ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМИСАЊЕМ

У литератури се могу наћи многи емпиријски аналитички изрази за одређивање деформационе силе и деформационог рада за разне карактеристичне случајеве обраде (радни предмети правилне геометрије и сл.), али сви дају задовољавајуће резултате само при одређеним условима.

Генерално, не постоје аналитички изрази који се са довољном тачношћу могу применити на било који проблем обраде метала пластичним деформисањем, па су у новије време развијене многобројне нумеричке методе [61], [62] које обезбеђују моћан алат за анализу проблема и синтезу решења са комплексним факторима, код којих није могуће (или је то веома тешко изводљиво) добити адекватне резултате применом само конвенционалних метода које су засноване на затвореној форми аналитичких решења [63], [64], [65]. Ретко се јављају случајеви када се само аналитички или емпиријски приступ може употребити у решавању проблема, а да се при томе добију решења која ће бити од практичног значаја. Комплексан број променљивих са недовољно јасним суштинским функционалним зависностима, нехомогена и нелинеарна природа проблема, указују на недостатке у емпиријским и аналитичким решењима. До апроксимативних решења се може доћи и применом симулација заснованих на некој од нумеричких метода [66], [67], [68].

Укупан деформациони рад је, у ствари, површина испод криве ефективних (стварних) напона, која, иначе, представља криву ојачања. Као што је већ речено у одељку 2.4.5, челик и други метали показују приближно параболичну зависност између стварног напона и стварне деформације [6], при чему већина нерђајућих челика има ниску границу пропорционалности и повећану способност деформационог ојачања, односно зависност стварног напона од стварне деформације је *нелинеарног карактера*.

У *нелинеарној анализи* не може се наћи одзив система решавањем система линеарних једначина. Нелинеарне структуре могу се анализирати применом серије итерација линеарних апроксимација, са корекцијама. *Нелинеарна структурна анализа* предвиђа одзив нелинеарних структура уз помоћ симулација заснованих на моделу [69], [70], [71]. Симулација подразумева комбинацију математичког модела, дискретизације и нумеричке анализе. За такву анализу најпогоднија и најчешће коришћена је метода коначних елемената [72], [73], [74].

Метода се заснива на физичкој дискретизацији континуума, деловима коначних димензија и једноставног облика (коначним елементима). Основу за разматрање представља коначни елемент [75] за који се успостављају основне статичке, кинематичке, динамичке и друге везе. Потом се те везе проширују на цео домен, односно до границе континуума. Силе се преносе кроз континуум преко чворних тачака, па се проблем анализира у функцији скупа чворних сила и њихових помераја. Компоненте релативног помераја у оквиру коначног елемента се добијају у зависности од помераја његових чворних тачака. Дефинисањем првог извода ових помераја, израчунава се релативна деформација коначног елемента. Вредност напона добија се повезивањем релативног помераја и крутости разматраног континуума. Укупна крутост добија се сабирањем појединачних крутости свих коначних елемената којима је дискретизован разматрани континуум. Овако добијена крутост повезује се са спољашњим оптерећењем и укупним померајем континуума.

Развој рачунара последњих година омогућио је настанак многобројних софтвера у којима се ефикасно могу решавати како линеарни, тако и нелинеарни проблеми. Већина таквих софтвера, као што су *ANSYS* [32], [76], [77], *ABAQUS* [78], [79], *MARC* [80], [81], *SIMUFACT.FORMING* [82] и др., за прорачуне методом коначних елемената при решавању нелинеарних проблема користе итеративни поступак за решавање нелинеарних једначина који се назива **Њутн-Рапсонова** метода [83], [84].

4.3 ЊУТН – РАПСОНОВА МЕТОДА

Њутн-Рапсонова метода представља основ за решавање нелинеарних једначина у већини софтвера који се баве нелинеарном структурном анализом применом методе коначних елемената [85]. Процес дискретизације методом коначних елемената резултује низом симултаних једначина типа:

$$\{F^a\} = [K]\{u\} \quad (4.14)$$

где је:

$\{F^a\}$ – вектор примењеног оптерећења;

$[K]$ – матрица крутости;

$\{u\}$ – вектор помераја.

Ако матрица крутости $[K]$ није константна, већ је и сама функција примењеног оптерећења, тада систем једначина (4.14) постаје **систем нелинеарних једначина**. Њутн-Рапсонова метода представља **итеративни процес** за решавање таквог система једначина, који се према [30], [32] и [86] математички описује као:

$$[\mathbf{K}_i^T]\{\Delta \mathbf{u}_i\} = \{\mathbf{F}^a\} - \{\mathbf{F}_i^{nr}\} \quad (4.15)$$

где је:

$[\mathbf{K}_i^T]$ – тангентна матрица крутости;

i – индекс који представља текућу равнотежну итерацију;

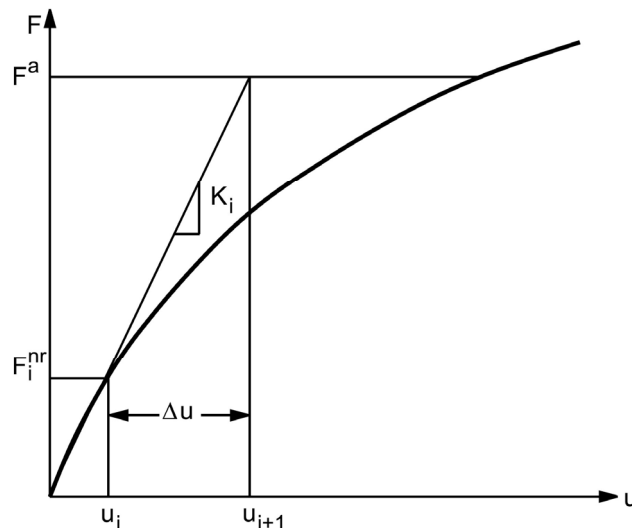
$\{\mathbf{F}_i^{nr}\}$ – вектор повратног оптерећења које одговара унутрашњем оптерећењу елемента;

$\{\Delta \mathbf{u}_i\}$ – инкремент вектора помераја.

$$\{\Delta \mathbf{u}_i\} = \{\mathbf{u}_{i+1}\} - \{\mathbf{u}_i\} \Rightarrow \{\mathbf{u}_{i+1}\} = \{\mathbf{u}_i\} + \{\Delta \mathbf{u}_i\} \quad (4.16)$$

Разлика $\{\mathbf{F}^a\} - \{\mathbf{F}_i^{nr}\}$ представља **резидијум** или **дебаланс вектора оптерећења**. Систем је у равнотежи када је та разлика, односно дебаланс вектора оптерећења, довољно мала (тежи нули), односно када добијемо **конвергентно решење**.

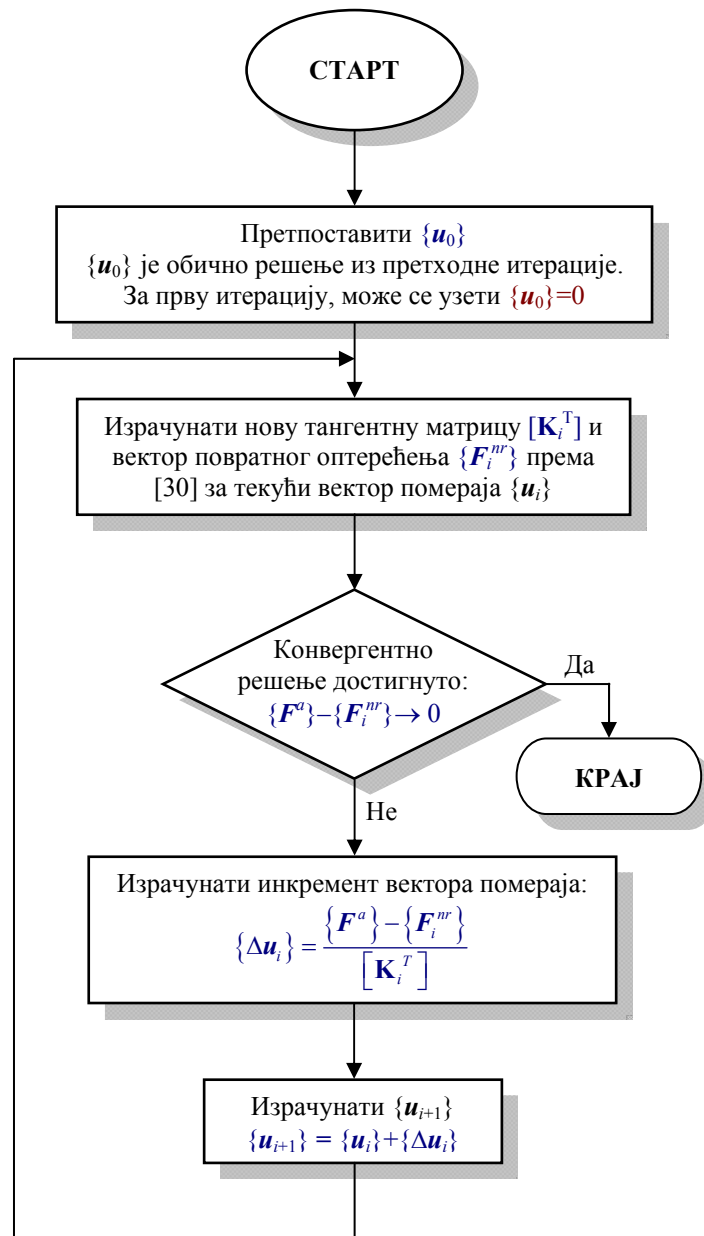
На сл. 4.3 је графички приказана једна итерација, за систем са једним степеном слободе, на пример код једноосног напрезања истезањем.



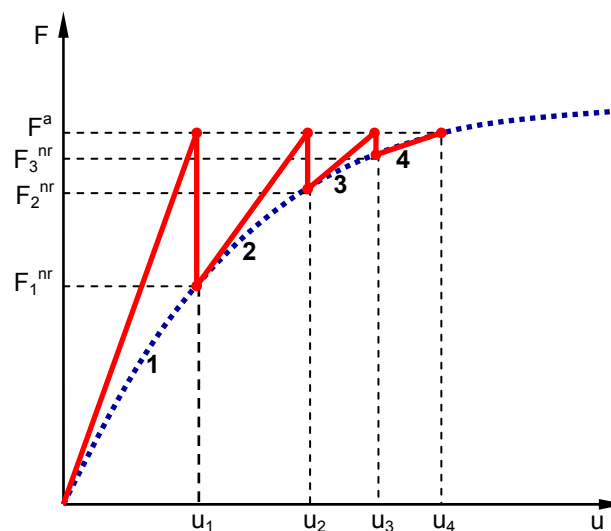
Слика 4.3: Графички приказ примене Њутн-Рапсонове методе, једна итерација

Као што се види са слике, потребно је више од једне итерације да би се добило конвергентно решење.

На сл. 4.4 приказан је алгоритам за примену Њутн-Рапсонове методе. Према њему, решење добијено у последњој итерацији треба да одговара вектору примењеног оптерећења $\{\mathbf{F}^a\}$. Финално конвергентно решење ће бити у равнотежи, тако да ће вектор повратног оптерећења $\{\mathbf{F}_i^{nr}\}$ израчунат из текућег напонског стања бити једнак вектору примењеног оптерећења $\{\mathbf{F}^a\}$, или ће од њега одступати у унапред одређеним толеранцијама. На примеру приказаном на сл. 4.5, систем постиже равнотежу и добија се конвергентно решење после четврте итерације.

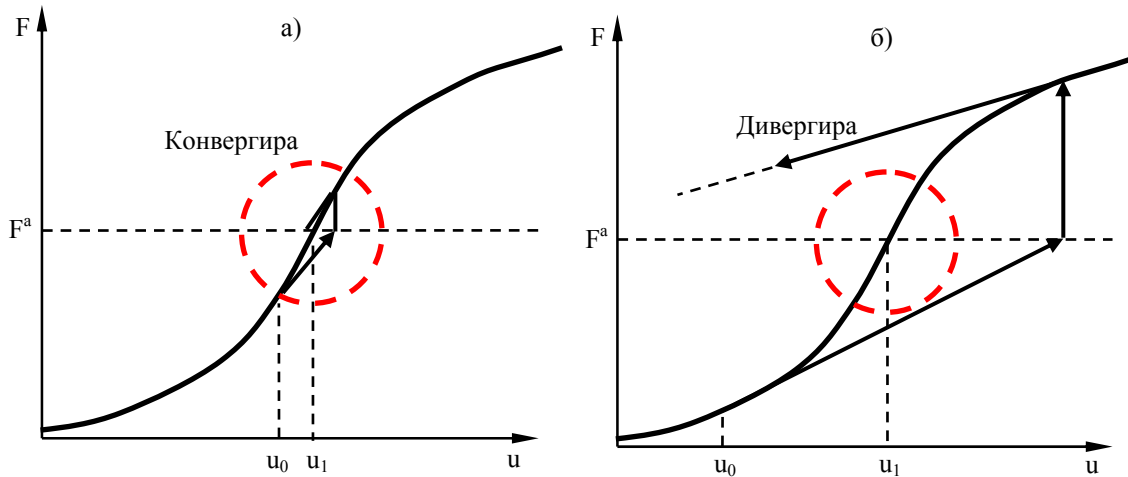


Слика 4.4: Алгоритам извршења процедуре по корацима



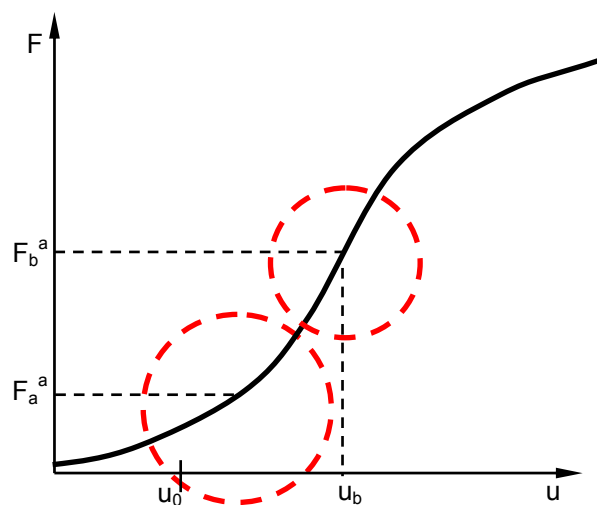
Слика 4.5: Пример добијања конвергентног решења Њутн-Рапсоновом методом

Међутим, није загарантовано да ће у свим случајевима доћи до конвергенције. Конвергентно решење ће се добити само ако је почетна вредност вектора помераја u_0 одабрана тако да после прве итерације новодобијена вредност u падне унутар тзв. радијуса конвергенције (сл. 4.6а). У супротном, доћи ће до дивергенције (сл. 4.6б). Проблем је, међутим, што је радијус конвергенције непознат.



Слика 4.6: а) Стартна тачка унутар радијуса конвергенције - решење конвергира;
 б) Стартна тачка изван радијуса конвергенције - решење дивергира

Нагле промене у било ком аспекту система могу довести до тешкоћа у добијању конвергентног решења. Једна од техника за превазилажење овог проблема састоји се у инкременталној примени оптерећења ради приближења циља стартној тачки (сл. 4.7). На тај начин знатно се смањује могућност да дође до дивергенције, односно да не дође до проналажења конвергентног решења.



Слика 4.7: Инкрементална примена оптерећења

4.3.1 Инкрементална Њутн-Рапсонова метода

Ако је нелинеарност узрокована материјалом, односно последицама физичких својстава материјала, напон је нелинеарна функција од деформација. Међутим, ова зависност између напона и деформација је такође и „*path dependent*“ - зависна од путање (осим у случају нелинеарне еластичности и хипереластичности), што значи да напон зависи и од тога да ли је материјал претходно већ деформисан, тзв. „*strain history*“ (у области пластичности, нпр.). Ако анализа укључује и тај ефекат нелинеарности, добија се комплексан одзив, па процес решавања захтева да се постигне равнотежа у одређеним међукорацима у циљу добијања конвергентног решења. Ово се може ефикасно постићи инкременталном корак-по-корак анализом, односно, коначни вектор оптерећења $\{F^a\}$ се достиже применом оптерећења инкрементално и израчунавањем Њутн-Рапсонових итерација у сваком кораку, према једначини (4.17). Када се добије конвергентно решење у једном кораку, прелази се на следећи корак, све до коначног оптерећења $\{F^a\}$. Овај поступак се назива **Инкрементална Њутн-Рапсонова метода** [83], [87]. Чак и без узимања у обзир „*path dependent*“ ефекта нелинеарности, понекад је неопходно користити овај инкрементални поступак да би се дошло до конвергентног решења.

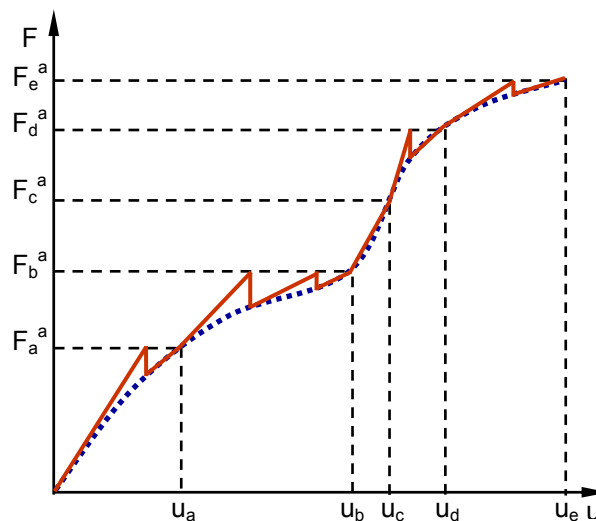
$$[K_{n,i}^T]\{\Delta u_i\} = \{F_n^a\} - \{F_{n,i}^{nr}\} \quad (4.17)$$

где је:

$[K_{n,i}^T]$ – тангентна матрица крутости за корак n , i -та итерација;

$\{F_n^a\}$ – вектор примењеног оптерећења у кораку n ;

$\{F_{n,i}^{nr}\}$ – вектор повратног оптерећења за корак n , i -та итерација.



Слика 4.8: Инкрементална Њутн-Рапсонова метода

На примеру приказаном на слици (сл. 4.8), због комплексности одзива, неопходно је оптерећење применити инкрементално. F_a^a , F_b^a , F_c^a , и F_d^a су међукораци, а F^a је коначно оптерећење за које треба добити конвергентно решење. Када се постигне конвергенција за F_a^a , примењује се следеће оптерећење и тако редом, корак по корак, до коначног оптерећења F^a . Итерације између црних испрекиданих линија (сл. 4.8) називју се равнотежне итерације и оне представљају корективно решење у циљу постизања конвергенције у међукорацима.

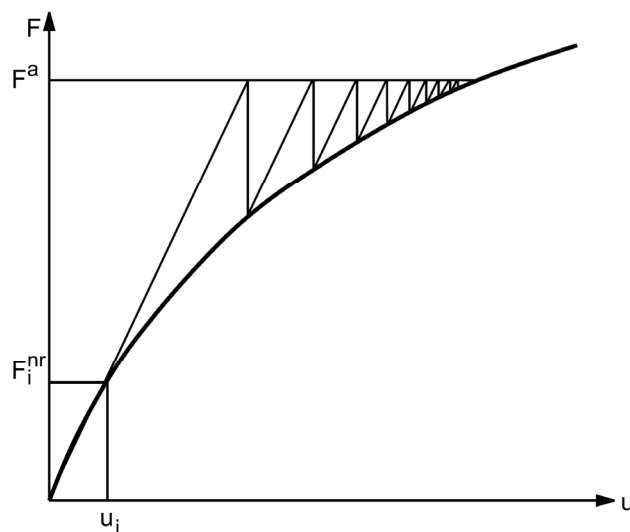
Претходно приказане процедуре (регуларна и инкрементална) спадају у тзв. потпуне Њутн-Рапсонове методе. Највише се користе код изразито нелинеарних проблема, јер се конвергентно решење може добити при врло малом броју итерација. Недостатак је што оне захтевају прорачунавање тангентне матрице крутости после сваке итерације, што захтева већи утрошак времена и ресурса (бржи процесор, више меморије, простор на хард-диску, итд.)

Као алтернативе, могу се користити:

- Њутн-Рапсонова метода са дефинисаном почетном крутости, [32], [87], [88] или
- Модификована Њутн-Рапсонова метода [32], [87], [88].

4.3.2 Њутн-Рапсонова метода са дефинисаном почетном крутости

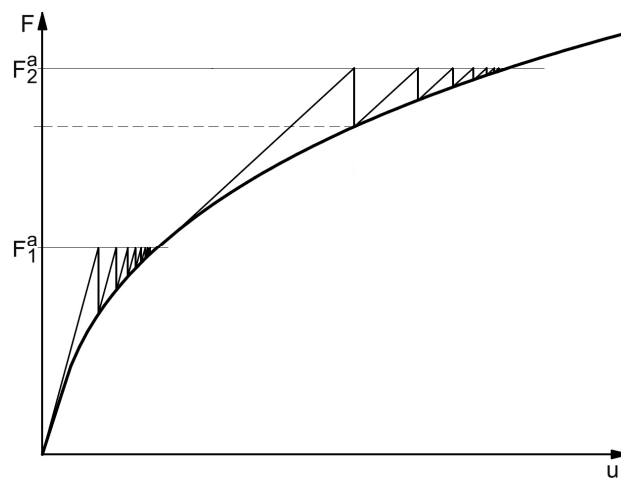
Код ове методе, приказане на (сл. 4.9), тангентна матрица крутости прорачунава се само за прву итерацију. После сваке итерације прорачунава се само вектор повратног оптерећења $\{F_i^{nr}\}$ за текући вектор помераја $\{u_i\}$ и инкремент вектора помераја $\{\Delta u_i\}$.



Слика 4.9: Њутн-Рапсонова метода са дефинисаном почетном крутости

4.3.3 Модификована Њутн-Рапsoнова метода

Ова метода (сл. 4.10) представља комбинацију инкременталне и Њутн-Рапsoнове методе са дефинисаном почетном крутошћу [87]. То значи да се оптерећење задаје инкрементално, али се тангентна матрица крутошћу прорачунава само за прву равнотежну итерацију у сваком кораку, док се у свим следећим итерацијама у оквиру једног међукорак прорачунавају само вектор повратног оптерећења $\{F_{n,i}^{nr}\}$ за текући, n -ти корак и инкремент вектора помераја $\{\Delta u_i\}$.



Слика 4.10: Модификована Њутн-Рапsoнова метода

Модификована и Њутн-Рапsoнова метода са дефинисаном почетном крутошћу не захтевају прорачунавање тангентне матрице крутошћу после сваке итерације, али је потребан велики број итерација да би се достигло конвергентно решење. При томе су време и ресурси потребни за извршење једне итерације знатно мањи у односу на потпуне Њутн-Рапsoнове методе. Ове методе су ефикасније при разматрању проблема са слабије израженом нелинеарношћу. Код изразито нелинеарних проблема може доћи до веома споре конвергенције или чак дивергенције.

4.4 СИМУЛАЦИЈА ПЛАСТИЧНОГ ДЕФОРМИСАЊА У ТЕХНОЛОШКОМ ПРОЦЕСУ САБИЈАЊА

За анализу процеса пластичног деформисања жичаних профила (приказаних на сл. 4.1) у технолошком процесу сабијања на хидрауличној преси, коришћен је софтверски пакет *Simufact.forming**.

Simufact.forming је развијен за анализу и симулацију готово свих апликација обликовања материјала, независно од температуре процеса, коришћене машине, материјала обратка, врсте процеса, типа процеса, и сл. [89], [90], [91]. Такође, нуди обједињена решења за симултану анализу течења материјала и понашања алата, напрезања, хабања и процене лома. У *Simufact.forming*-у се могу користити методе коначних елемената [92] и коначних запремина [62], а приказивање резултата је могуће у било којој фази процеса,.

Да би се симулација могла успешно извршити, потребно је дефинисати основне улазне податке [91], као што су:

- тип процеса;
- геометрија покретних и непокретних делова алата;
- геометрија обратка;
- карактеристике материјала;
- тип и карактеристике радне машине (пресе);
- триболошке карактеристике (трење);
- температурне карактеристике (температура околине, калупа и обратка, коефицијенти прелаза топлоте, итд.);
- услови симулације (ход притискивача пресе, максимална деформациона сила, термичка обрада, величина коначног елемента или коначне запремине, итд.);
- позиционирање обратка и алата, итд.

Симулирано је пластично деформисање сабијањем за жицу пречника $\varnothing 2,8$ mm, као и $\varnothing 5$ mm. Спроведен је читав низ симулација, у циљу одређивања потребних параметара процеса.

У наредном делу приказани су резултати симулације пластичног деформисања жице пречника $\varnothing 5$ mm, до облика профила који захтева највећи степен деформисаности, као технолошки најзахтевнијег.

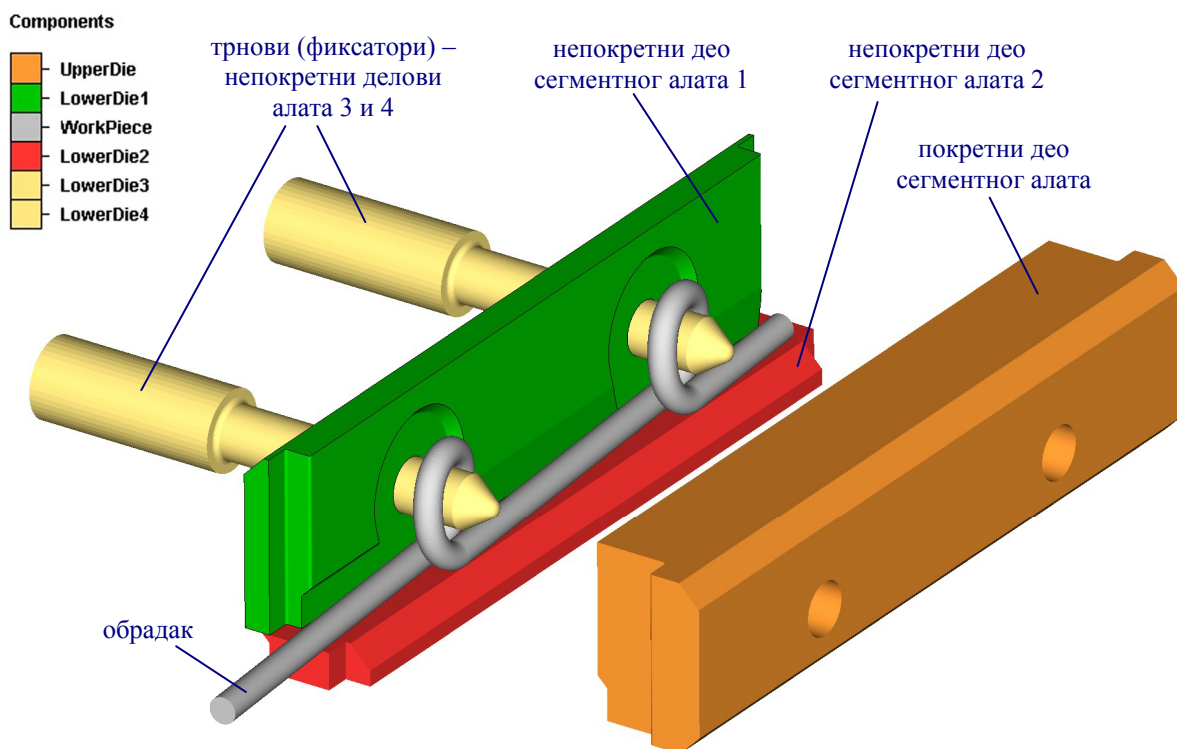
* Све симулације пластичног деформисања жичаних профила сабијањем извршене су у ЦЕВИП-у на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу, коришћењем лиценцираног софтверског пакета *Simufact.forming*

4.4.1 Дефинисање улазних података

У наредном делу дат је преглед основних улазних података које је било неопходно дефинисати како би се могла успешно извршити симулација процеса пластичног деформисања жичаних профила.

Као тип процеса одабрано је сабијање у отвореном калупу на собној температури (20°C), при чему је коришћена метода коначних запремина.

Изглед геометрије обратка, као и покретних и непокретних делова алата приказан је на сл. 4.11, при чему су, ради прегледности, приказани само делови алата који директно дефинишу геометрију изратка. За дефинисање свих потребних 3D модела коришћен је лиценцирани софтверски пакет *SolidWorks*.



Слика 4.11: Геометрија обратка и алата

За дефинисање материјала обратка, искоришћени су подаци из базе стандардних материјала *Matilda* (саставни део софтверског пакета *Simufact.forming*). С обзиром на то да је обрадак израђен од нерђајућег челика X5CrNi1810 у облику вучене жице која се испоручује у нормализованом стању, за пластично деформисање на собној температури дефинисана је нова крива ојачања материјала на основу података из атеста о квалитету материјала добијеног од произвођача жице. Приказ основних података о материјалу обратка дат је на сл. 4.12 и 4.13, а дефинисана крива ојачања на сл. 4.14.

Definition of Material Properties for:

Material Number	1.4301	Modification	i	Norm Standard	DIN EN 10088
Denomination	X 5 CrNi 18-10				
in Germany	X 5 CrNi 18-10				
in USA	AISI 304; UNS S30400				
in Japan	SUS 304-CSP (JIS G 4313-1996)				
Material Group	Steels in cold forming			Data source:	Defined by user
Comment					
Stauchten 20 - 600 °C					

Use Material Properties From:

Chemical Composition	X 5 CrNi 18-10 - 1.4301 - EN	Details	Mean
Stress Strain Curve	X 5 CrNi 18-10 - 1.4301 - GMT - Compression 20 - 600 °C	Chart	Parameter
Strain Curve corrected to		67.000%	
Physical Properties	X 5 CrNi 18-10 - 1.4301 - GMT	Chart	Input
Structure Modelling	structure model not selected	Chart	Details
Continous TTT-Diagram	no TTT diagram selected	TTT	
Decision Tree	Calculate phase transformation from decision tree		<input type="checkbox"/> Select AR1/AR3

Слика 4.12: Приказ података о материјалу обратка

Material Number:	1.4301	Modification:	EN
Denomination:	X 5 CrNi 18-10		
in Germany:	X 5 CrNi 18-10		
in USA:	AISI 304; UNS S30400		
in Japan:	SUS 304-CSP (JIS G 4313-1996)		
Norm/Standard:	DIN EN 10088-1:1995, 10088-2:1995, 10088-3:1995		
Comments:	austenitisch, nichtrostend		
<input type="button" value="Use"/>			

Additional Rules:

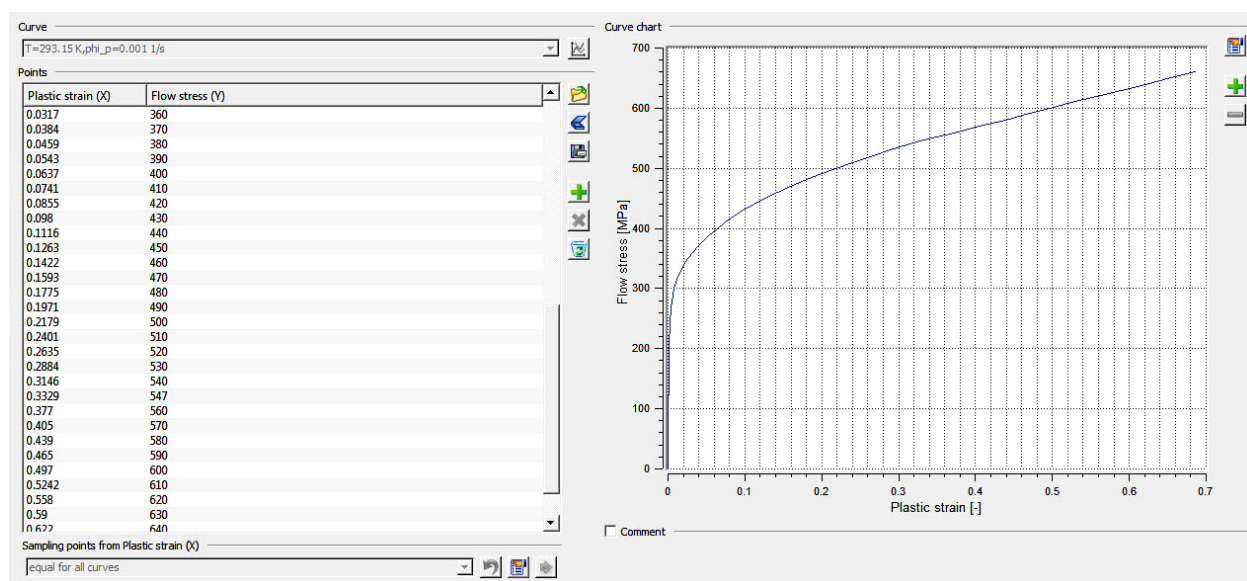
to Composition:

Melting Point:	1450	°C
Modulus of Elasticity:	200000.000	MPa
Horizontal Contraction:	0.2760	
Thermal Expansion:	0.00001580	m/(m*°C)

Composition, weight-%

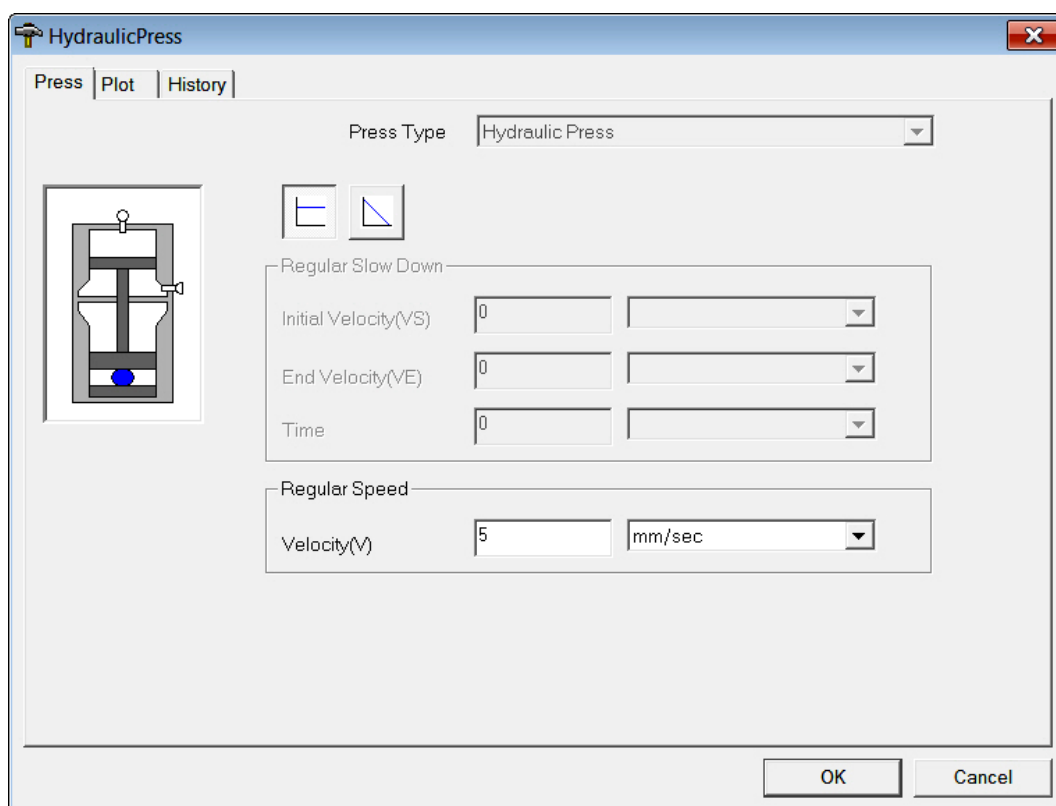
Element	min.	max.
C	0.0000	0.0700
Cr	17.0000	19.5000
Mn	0.0000	2.0000
Mo	0.0000	0.0000
Ni	8.0000	10.5000
Si	0.0000	1.0000
Ag	0.0000	0.0000
Al	0.0000	0.0000
Au	0.0000	0.0000
Cu	0.0000	0.0000
Co	0.0000	0.0000
Fe	0.0000	0.0000
Mg	0.0000	0.0000
Nb	0.0000	0.0000
Pb	0.0000	0.0000
Sn	0.0000	0.0000
Ti	0.0000	0.0000
V	0.0000	0.0000
W	0.0000	0.0000
Zn	0.0000	0.0000
Zr	0.0000	0.0000
N	0.0000	0.1100
O	0.0000	0.0000
P	0.0000	0.0450

Слика 4.13: Хемијски састав и неке карактеристике материјала обратка



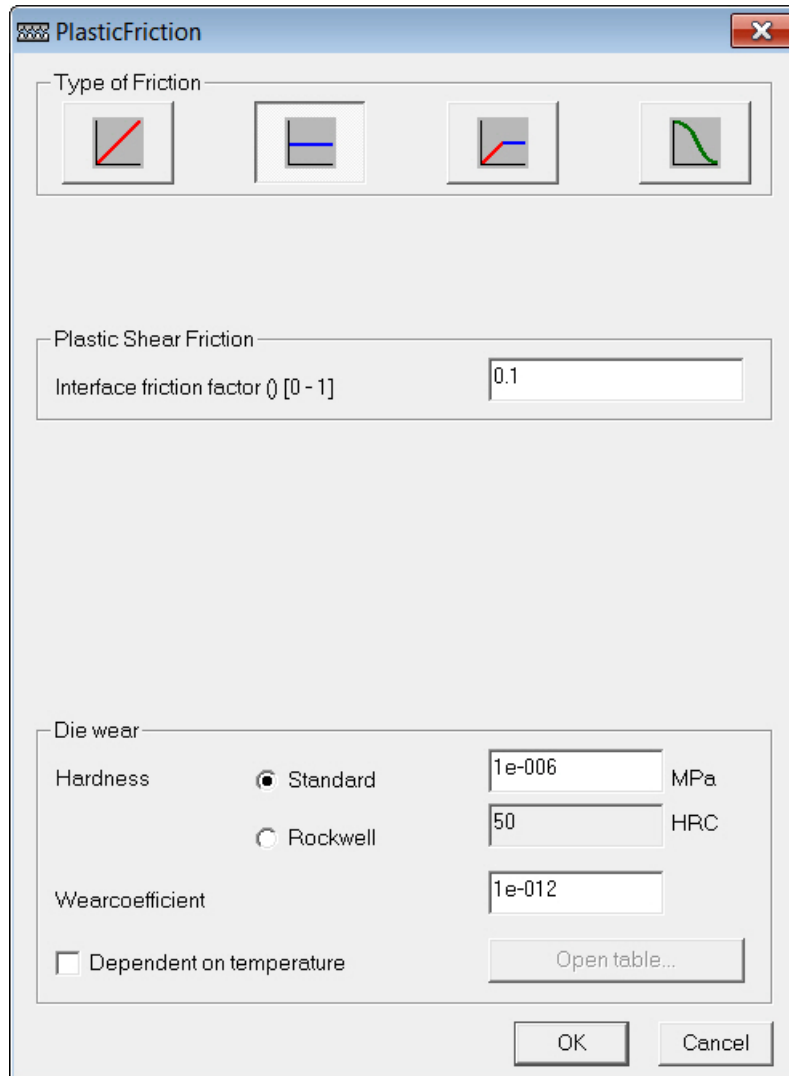
Слика 4.14: Крива ојачања за материјал обратка X5CrNi1810 при температури $t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$

На сл. 4.15 дат је приказ дефинисања типа радне машине (хидраулична преса) и брзине деформисања (5 mm/s).



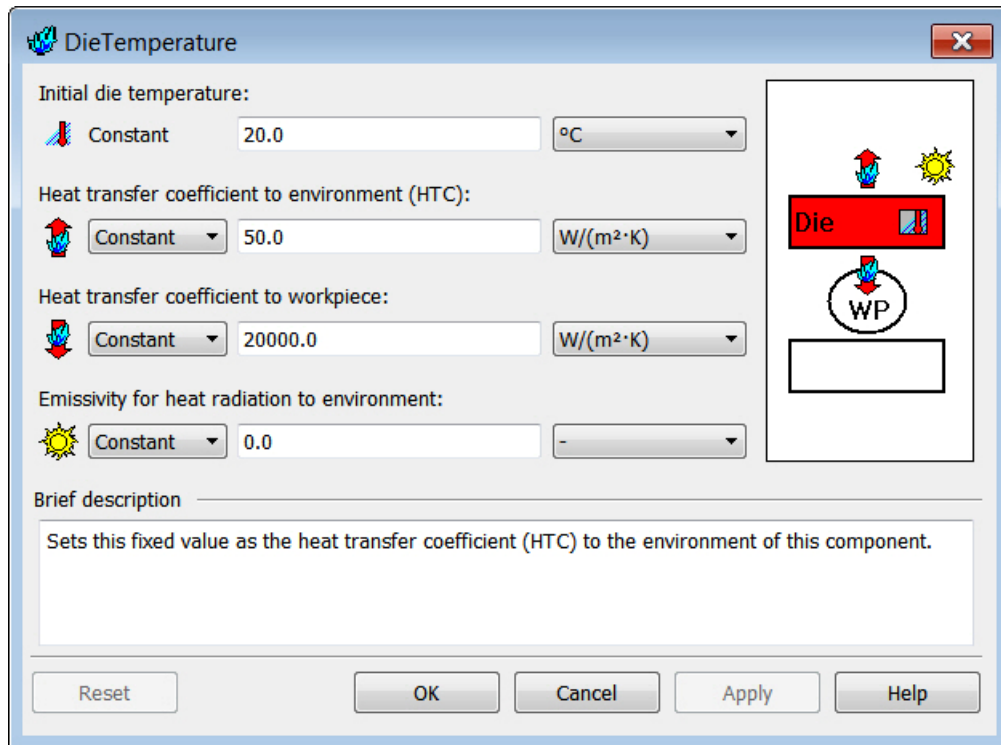
Слика 4.15: Дефинисање радне машине и брзине деформисања

На сл. 4.16 дат је приказ дефинисања триболошких карактеристика (трења између материјала обратка и алата). С обзиром на то да је предвиђено да се у току процеса врши подмазивање машинским уљем, унета је вредност коефицијента трења у износу од 0,1.

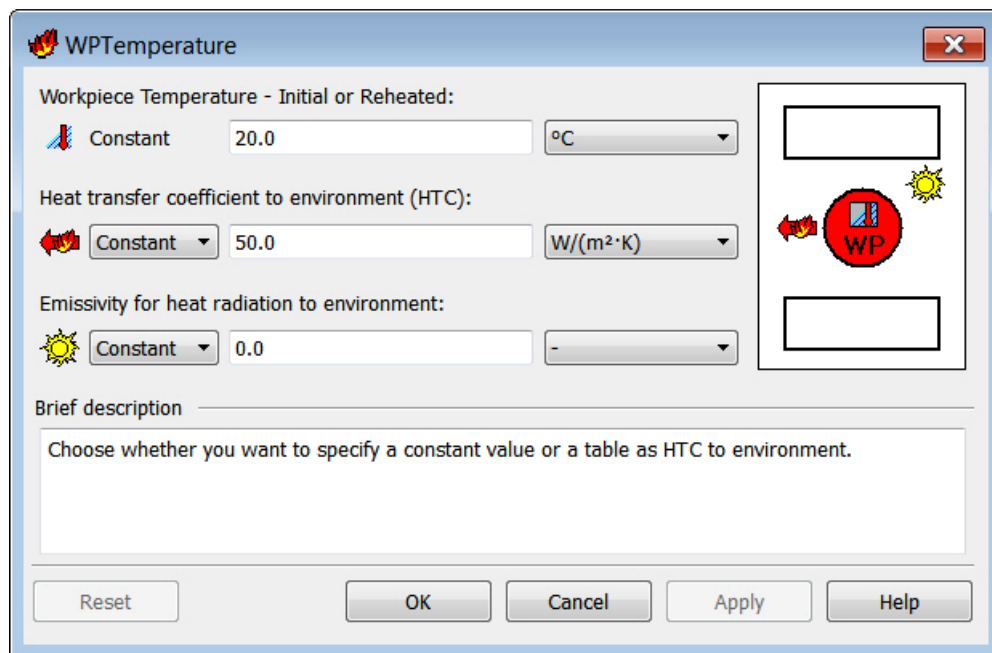


Слика 4.16: Дефинисање триболошких карактеристика

Затим су дефинисане температурне карактеристике (температура околине, калупа и обратка, коефицијенти прелаза топлоте, итд.), сл. 4.17, 4.18. Предвиђена је симулација пластичног деформисања у хладном стању, при собној температури ($t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$).

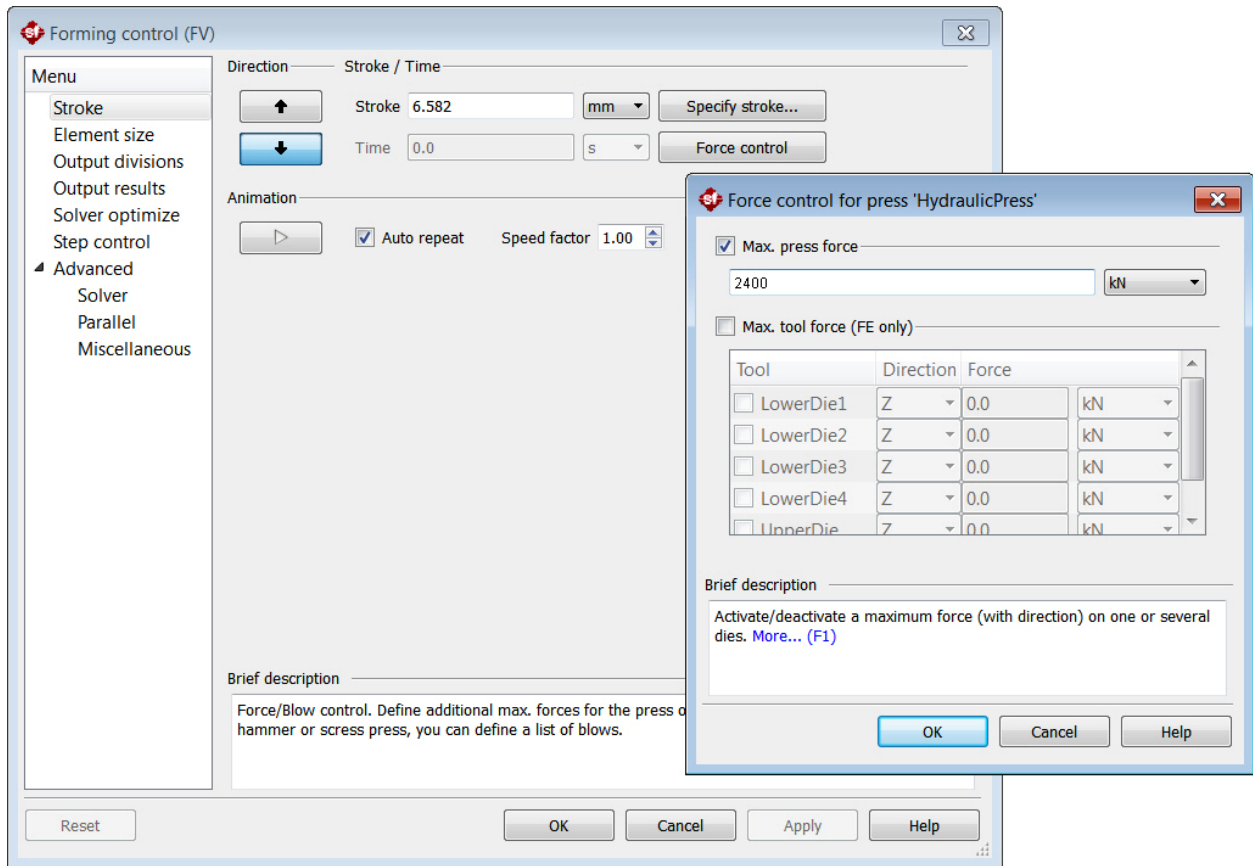


Слика 4.17: Дефинисање температурних карактеристика алата

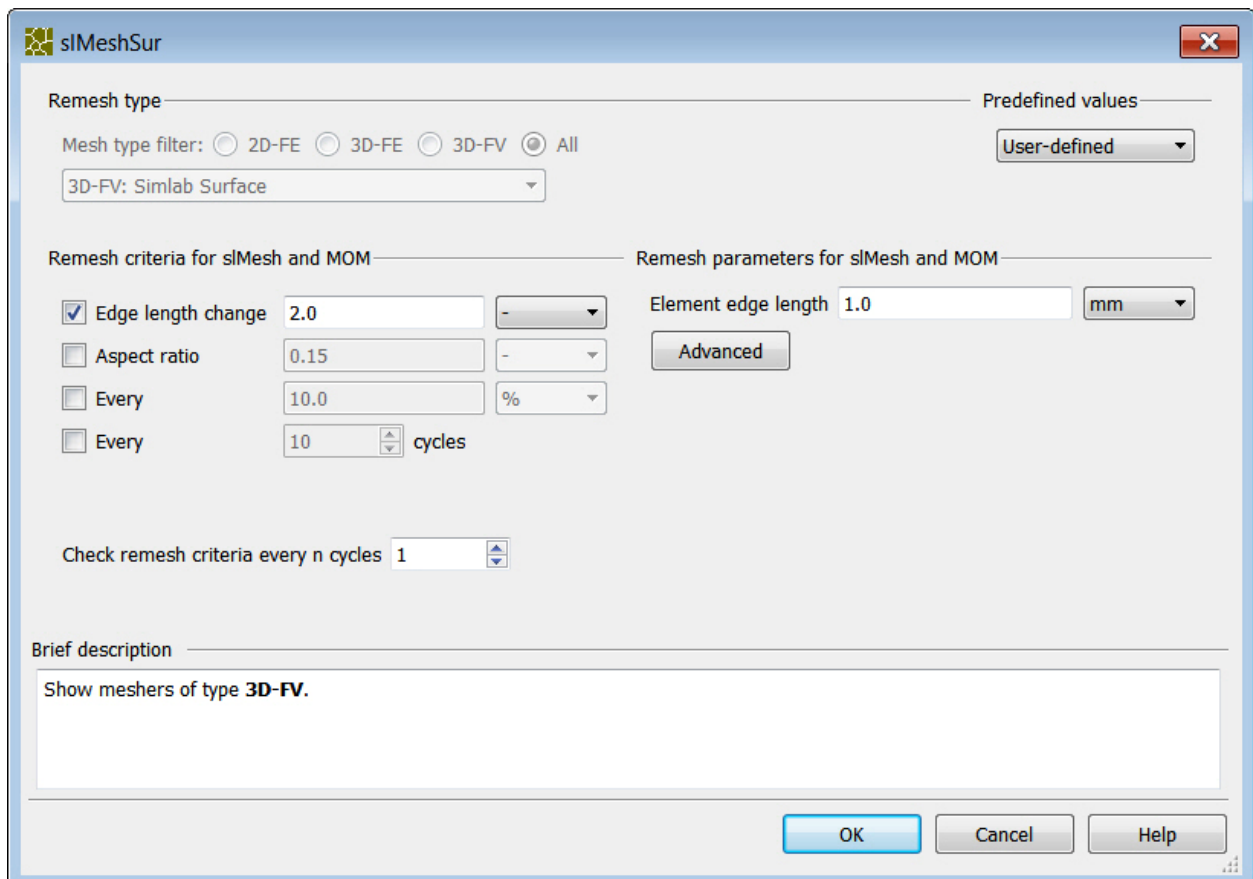


Слика 4.18: Дефинисање температурних карактеристика обратка

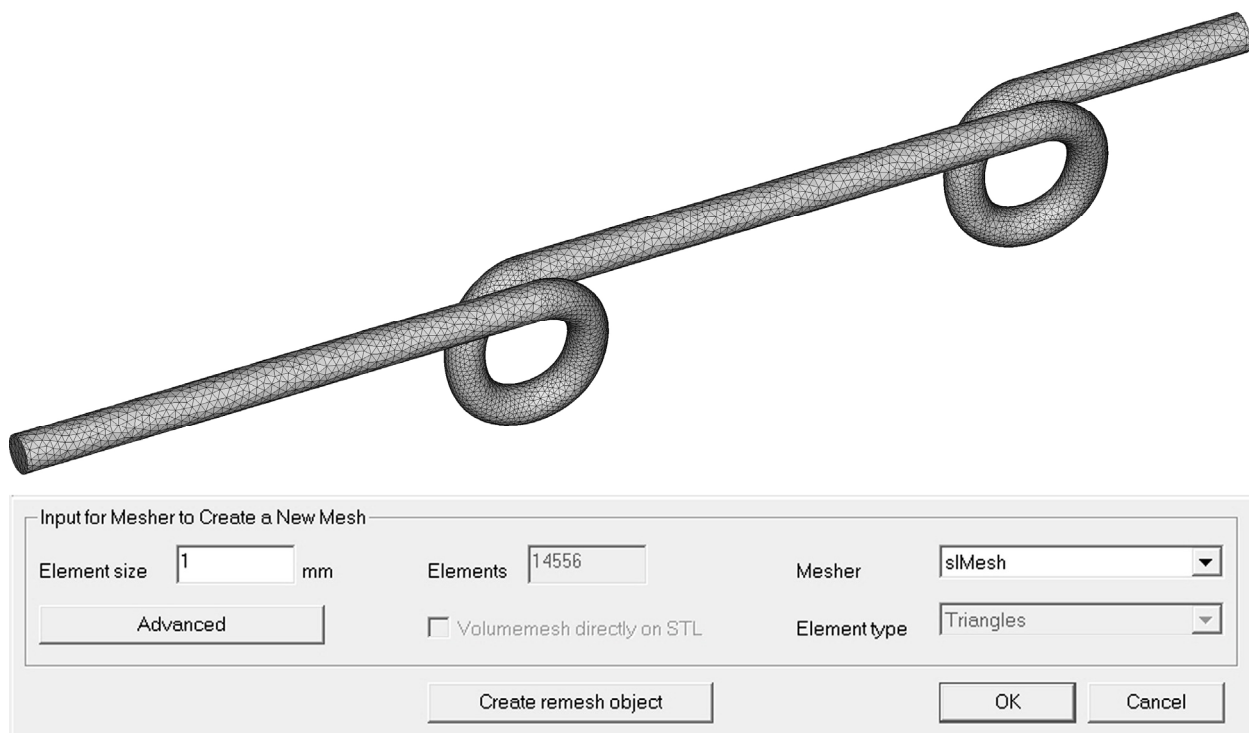
Дефинисани су ход притискивача, максимална деформациона сила и величина коначне запремине (сл. 4.19), а затим тип и карактеристике мреже коначних запремина (сл. 4.20). На сл. 4.21 приказан је обрадак са формираном мрежом, где се у пратећој табели види дефинисана величина једног елемента као и укупан број формираних елемената који се добија по завршетку процеса формирања мреже коначних запремина.



Слика 4.19: Дефинисање хода притискивача и максималне деформационе силе

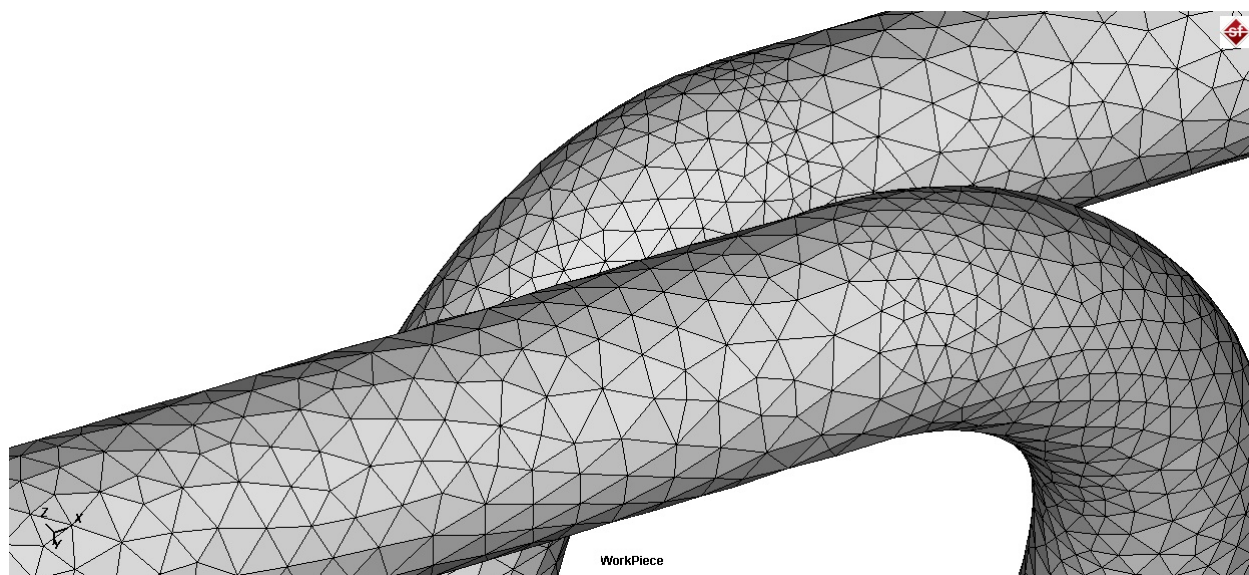


Слика 4.20: Дефинисање типа и карактеристика мреже коначних запремина



Слика 4.21: Обрадак са формираном мрежом коначних запремина

На сл. 4.22 приказан је увеличан детаљ обратка са дефинисаном мрежом коначних запремина, где се виде облик и расподела елемената коначних запремина.

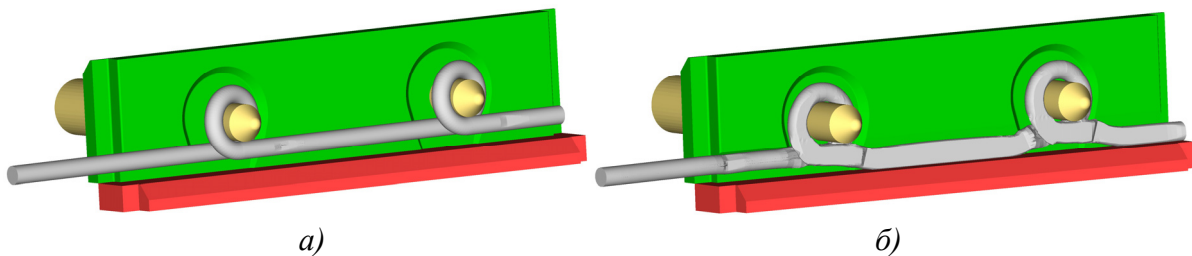


Слика 4.22: Увеличан детаљ обратка са дефинисаном мрежом коначних запремина

4.4.2 Приказ и анализа добијених резултата

Анализом резултата добијених симулацијом технолошког процеса обраде пластичним деформисањем дошло се до веома значајних закључака.

С обзиром на геометрију алата која је дефинисана према технолошким условима који су морали бити задовољени да би се добио финални производ захтеваних димензија (сл. 1.3в), већ после прве симулације деформисања жичаног профила приказаног на сл. 4.1, видело се да такав облик припремка неће довести до жељених резултата (сл. 4.23). Жица савијена у петљу која формира отвор кружног облика (сл. 4.23а) позиционира се у алату преко трнова тако да не належе на доњи део алата чији је задатак да формира крајњи профил жице. У процесу сабијања, течење материјала у околини трнова не одвија се у жељеном правцу, па се као последица добија геометрија крајњег производа која не одговара захтевима (сл. 4.23б).



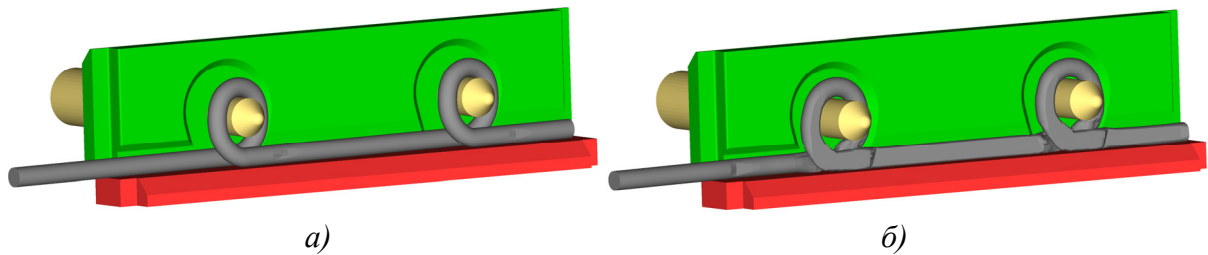
Слика 4.23: Симулација деформисања жичаног профила са петљама које формирају кружни отвор; а) на почетку процеса, б) на крају процеса

Проблем је превазиђен кориговањем геометрије припремка у процесу савијања, формирањем петљи на жици, тако да се добије елипсасти облик отвора (сл. 4.24), димензија дефинисаних према техничком цртежу датом на сл. 1.3в.



Слика 4.24: Изглед жичаног профила (кориговане геометрије) по завршетку технолошког процеса савијања

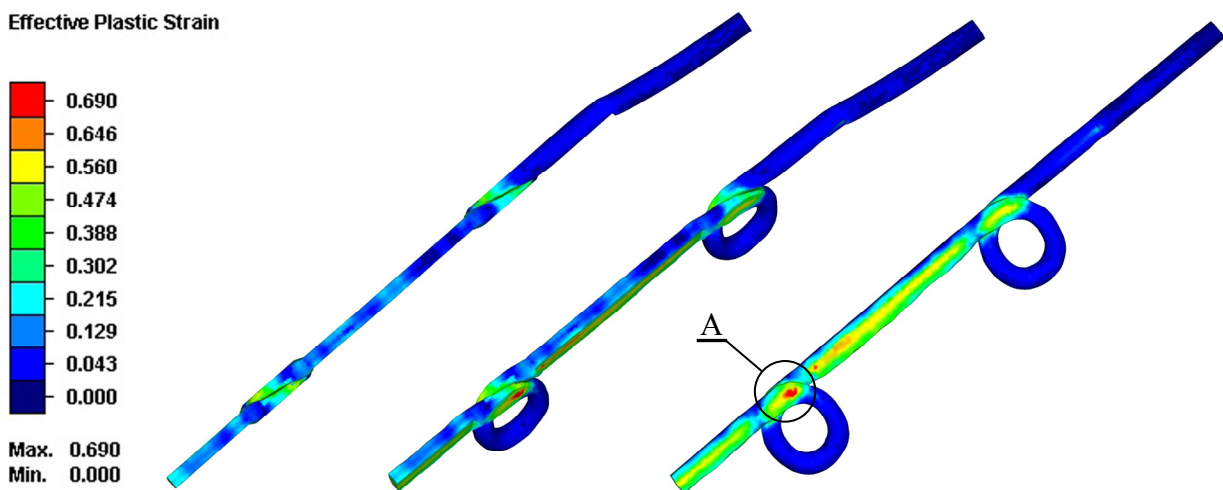
Геометрија модификованог припремка омогућила је да приликом позиционирања у алату буде обезбеђено налегање жице на доњи део алата (сл. 4.25а), а изглед отпреска по завршетку процеса деформисања приказан је на сл. 4.25б.



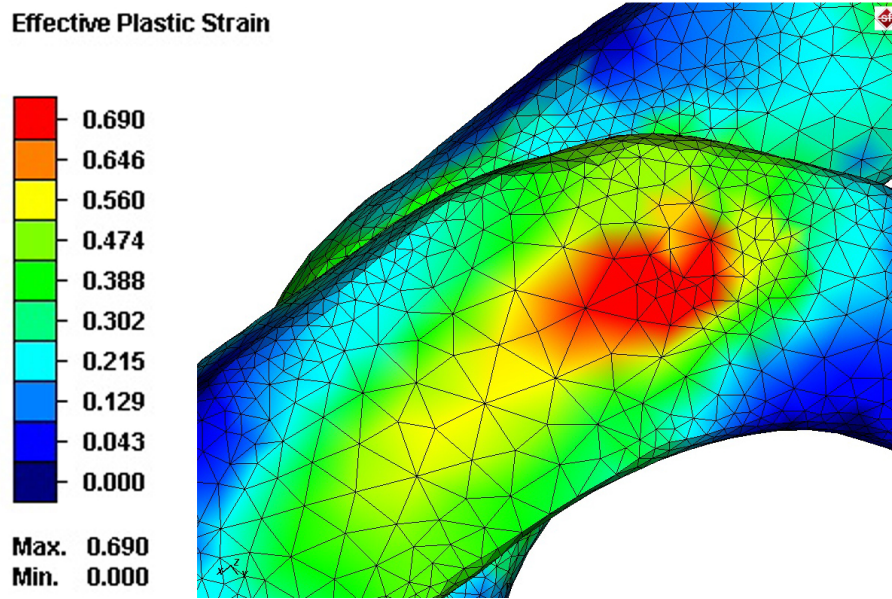
Слика 4.25: Симулација деформисања жичаног профила са петљама које формирају елипсasti отвор; а) на почетку процеса, б) на крају процеса

Симулирање процеса пластичног деформисања са новим моделом припремка дало је очекиване резултате у погледу геометрије добијеног отпреска. Коришћењем алатки за мерење у софтверу *Simufact.forming* установљено је да су све мере дефинисане захтевима у прописаним толеранцијама, односно да се по завршетку процеса сабијања добија производ жељених димензија и облика.

Расподела ефективних деформација добијена симулацијом дата је на сл. 4.26. Према приказаној нумеричкој процени, максималне вредности ефективних деформација прелазе вредност деформације при напону једнаком затезној чврстоћи, која за жицу $\varnothing 5$ износи $\varepsilon_m = 0,59$ само локално, у веома малој зони (сл. 4.26, детаљ А). Чак и да дође до стварања микропукотина у материјалу на том месту, то свакако не би имало утицаја на квалитет производа, с обзиром на његову намену. На челу профила, које је изложено хабању у процесу филтрирања (просејавања) радне супстанце, вредности ефективних деформација су далеко испод критичних. Блага несиметричност расподеле која се уочава на петљама узрокована је дефинисаном геометријом алата (сл. 6.8).

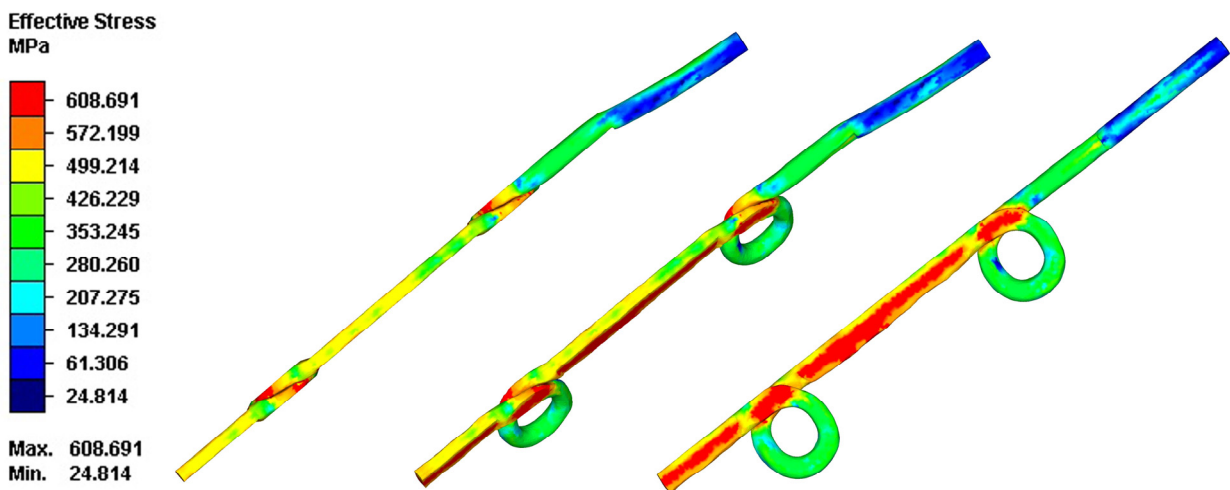


Слика 4.26: Расподела ефективних деформација на крају процеса деформисања



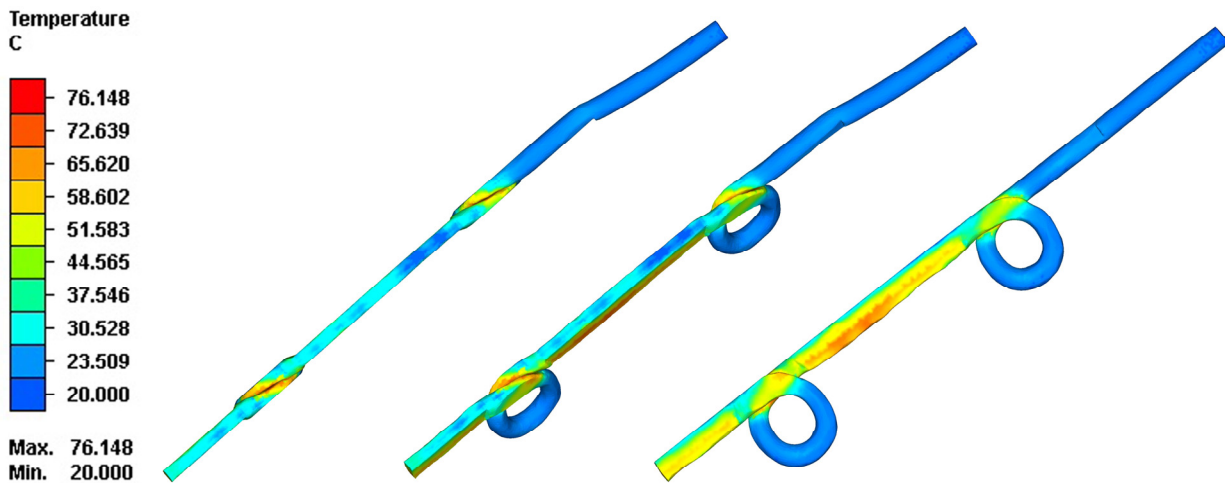
Слика 4.27: Расподела ефективних деформација на крају процеса деформисања–деталъ А

Анализа расподеле ефективних напона (сл. 4.28) добијене симулацијом пластичног деформисања у хладном стању на собној температури показала је да се напони високог интензитета јављају у областима које су претрпеле највеће пластичне деформације, али максималан напон не прелази вредност затезне чврстоће, која за жицу $\varnothing 5$ износи $\sigma_m = 630$ МПа.



Слика 4.28: Расподела ефективних напона на крају процеса деформисања

Температурна расподела добијена симулацијом приказана је на сл. 4.29. Са слике се види да се материјал обратка загрева у процесу пластичног деформисања, највећим делом у распону $30 \div 60^\circ\text{C}$. Максималне вредности од око 76°C јављају се само локално, у зонама које су претрпеле највеће пластичне деформације.



Слика 4.29: Расподела температуре на крају процеса деформисања

Варирањем брзине деформисања при симулирању процеса примећено је да, код обраде на собној температури, брзина деформисања (а самим тим и брзина деформације) не утиче значајно на процес. При већим брзинама деформисања долази до благог пада вредности ефективних напона, док се расподела ефективних деформација видљиво не мења.

Симулацијом је одређена и вредност деформационе силе коју хидраулична преса мора да развије и да је преко алата пренесе на обрадак. За задати ход притискивача (сл. 4.19) извршен је велики број симулација, при чему је постепено повећавана максимална вредност силе коју хидраулична преса треба да оствари (сл. 4.19). Да би се процес пластичног деформисања у растављеном калупу извршио до краја (да би се постигао задати ход притискивача, а самим тим и жељена геометрија изратка), установљено је да је потребна **деформациона сила интензитета 2400 kN**.

С обзиром на то, да у дефинисању параметара симулације нису узети у обзир заостали напони од претходне обраде савијањем (одељак 2.11.2), и имајући у виду да су вредности напона добијене нумеричком проценом (сл. 4.28), иако мање од затезне чврстоће, ипак прилично високе, констатовано је да постоји могућност појаве пукотина, односно разарања материјала у најкритичнијим зонама, па због тога треба предвидети могућност загревања жице пре почетка процеса сабијања како би се елиминисали заостали напони.

За материјал жице X5CrNi1810 карактеристичне температурне тачке су [93], [94]:

$t_f = 1420 \div 1470$ °C – температура топљења

$t_r \approx 570 \div 590$ °C – температура рекристализације

$t_o \approx 285 \div 295$ °C – температура почетка опорављања (процес опорављања материјала одвија се и на нижим температурама, али тече врло споро).

При деформисању у хладном стању долази до повећања чврстоће и смањења пластичности материјала [95], што је, имајући у виду намену производа, веома повољно. Насупрот томе, при деформисању у топлом стању долази до смањења чврстоће и повећања пластичности материјала при чему се добија нижи квалитет површине и нижа тачност димензија, што је неповољно. Такође, обрада у топлом стању условљава и веће трошкове производње због загревања.

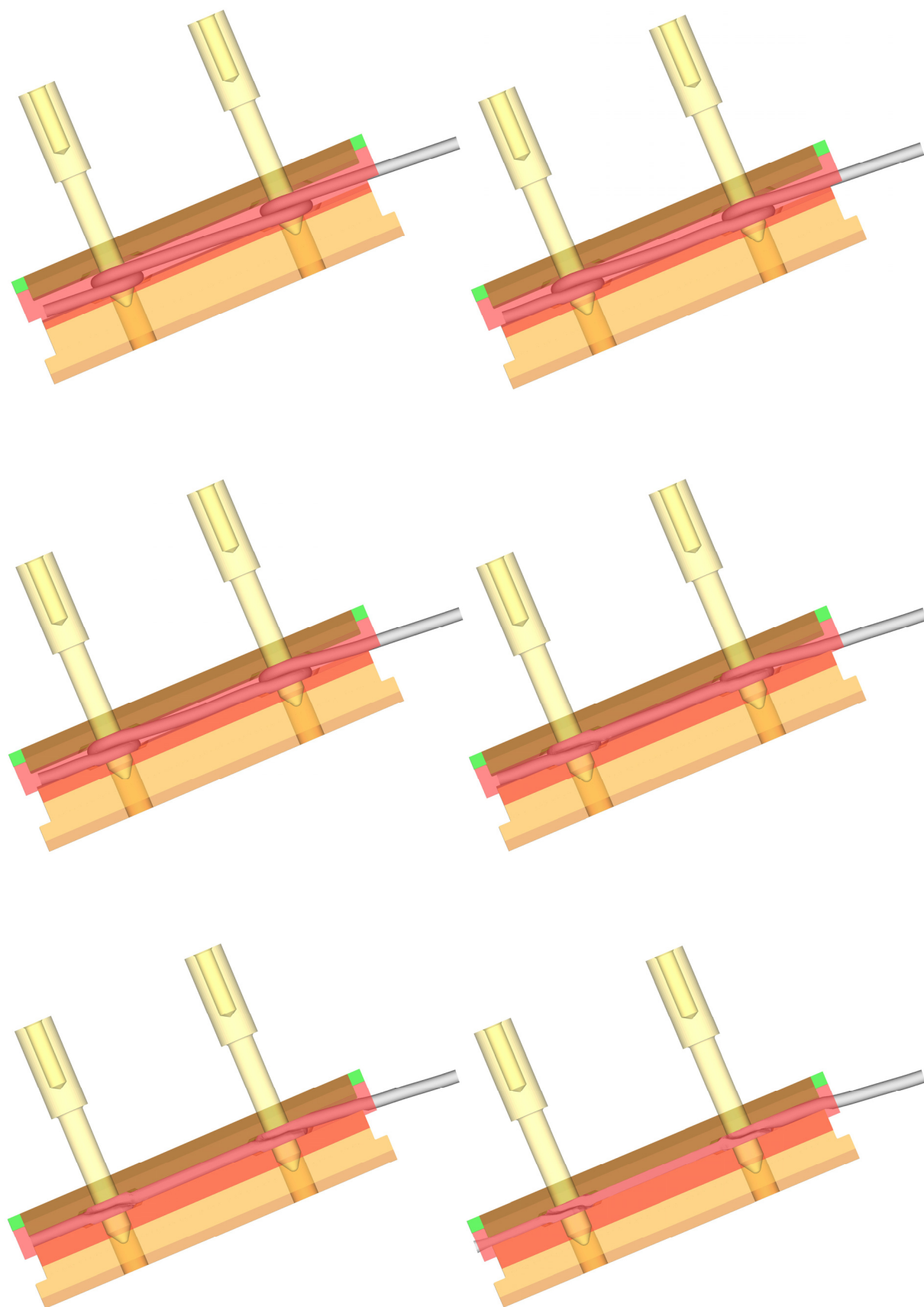
Анализирањем претходно наведеног, закључено је да без обзира на релативно високе вредности ефективних напона добијених симулацијом обраде у хладном стању и постојање заосталих напона од претходне обраде савијањем (одељак 2.11.2), најпре треба експериментално извршити деформисање у хладном стању, без загревања, па тек у случају неповољних резултата (појава пукотина, односно разарања материјала) применити обраду *непотпуним хладним деформисањем* [58], [59], које се одвија при температурама вишим од температуре почетка опорављања, а нижим од температуре почетка рекристализације. ($T_o \leq T \leq T_r$).

У случају потребе, предвиђено је локално индуктивно загревање савијене жице до температуре од око 500 °С, које би се одвијало у простору између подсистема за обликовање петљи и подсистема за пресовање (сл. 1.14). На тај начин би се елиминисали заостали напони настали у технолошком процесу савијања жице. Истовремено, у процесу обраде сабијањем на хидрауличној преси, у материјалу жице би се добили ефективни напони знатно нижег интензитета него при обради деформисањем у потпуно хладном стању. С обзиром на то да би се загревање вршило до температуре ниже од температуре почетка рекристализације, не би дошло до значајног смањења чврстоће и повећања пластичности материјала које би могло негативно утицати на квалитет површине и тачност димензија.

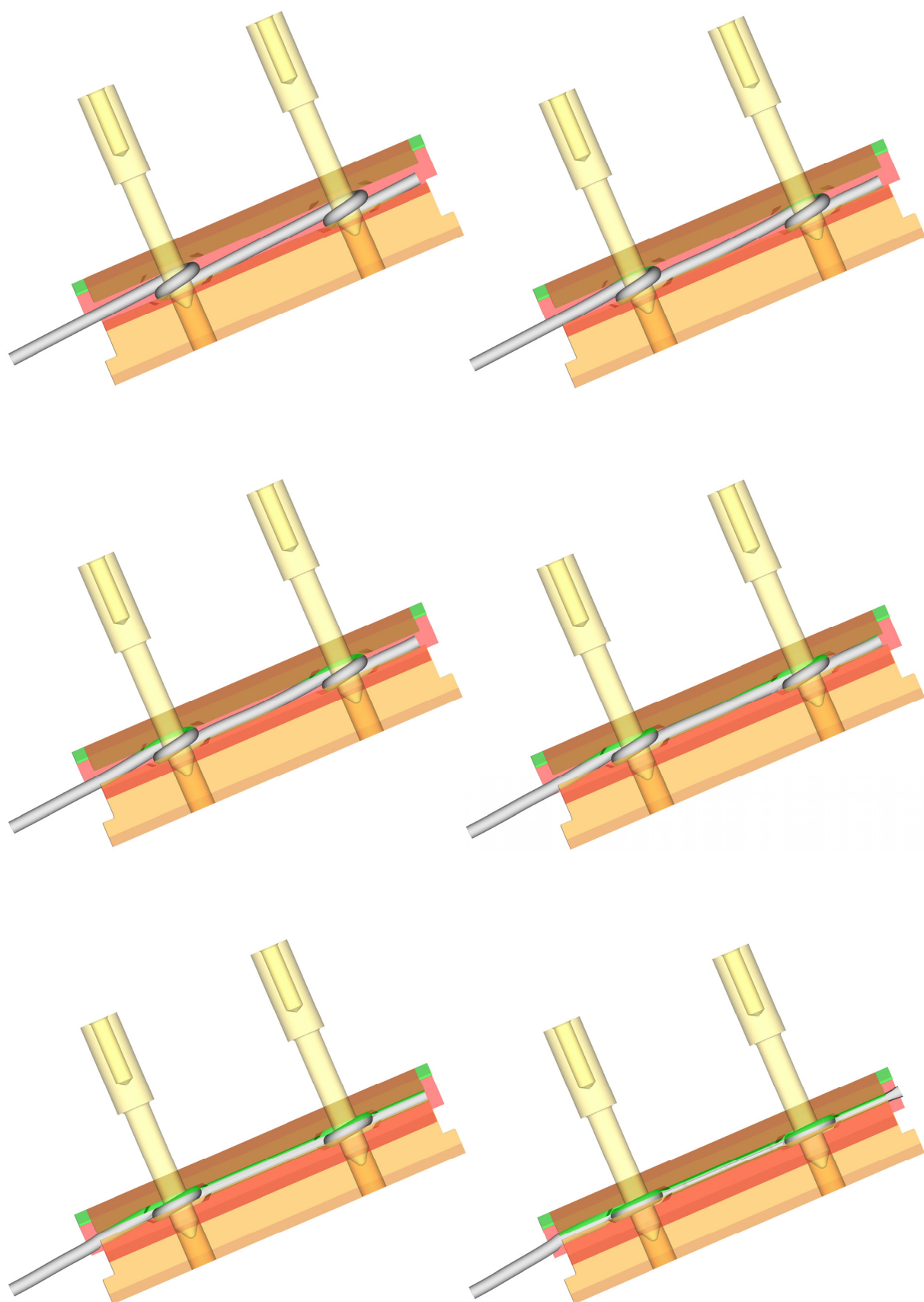
Микроскопском анализом материјала жичаног профила добијеног експериментално пластичним деформисањем у хладном стању на собној температури, утврђено је да **није дошло до појаве пукотина, односно разарања материјала. Димензије, као и квалитет површине** жичаног профила, добијеног експериментално пластичним деформисањем у хладном стању на собној температури, биле су у **прописаним толеранцијама**.

Имајући у виду задовољавајуће експерименталне резултате како у погледу чврстоће, тако и у погледу квалитета површине и димензија, експеримент пластичног деформисања у топлом стању (непотпуним хладним деформисањем) није ни спроведен.

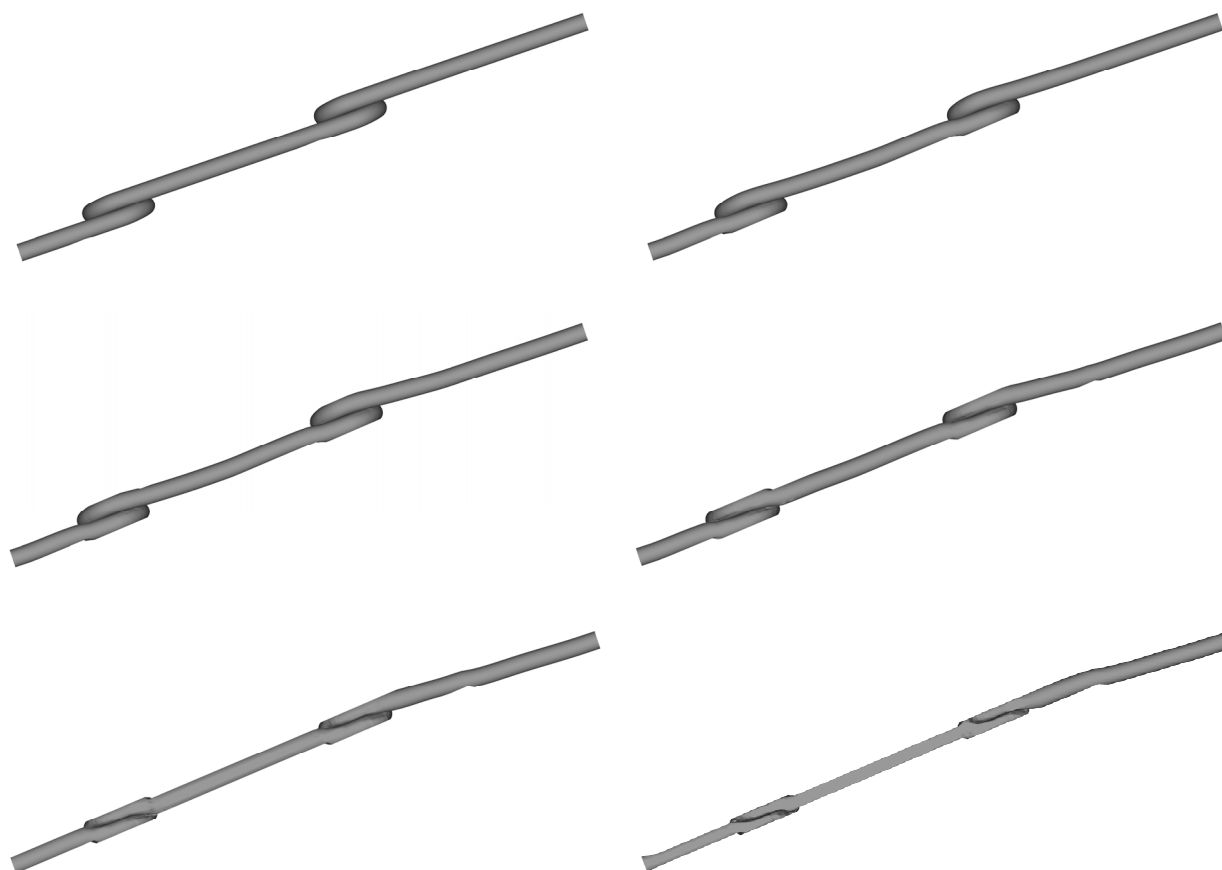
На сликама 4.30 – 4.33 приказана је симулација пластичног деформисања жичаног профила у технолошком процесу сабијања, у различитим фазама процеса.



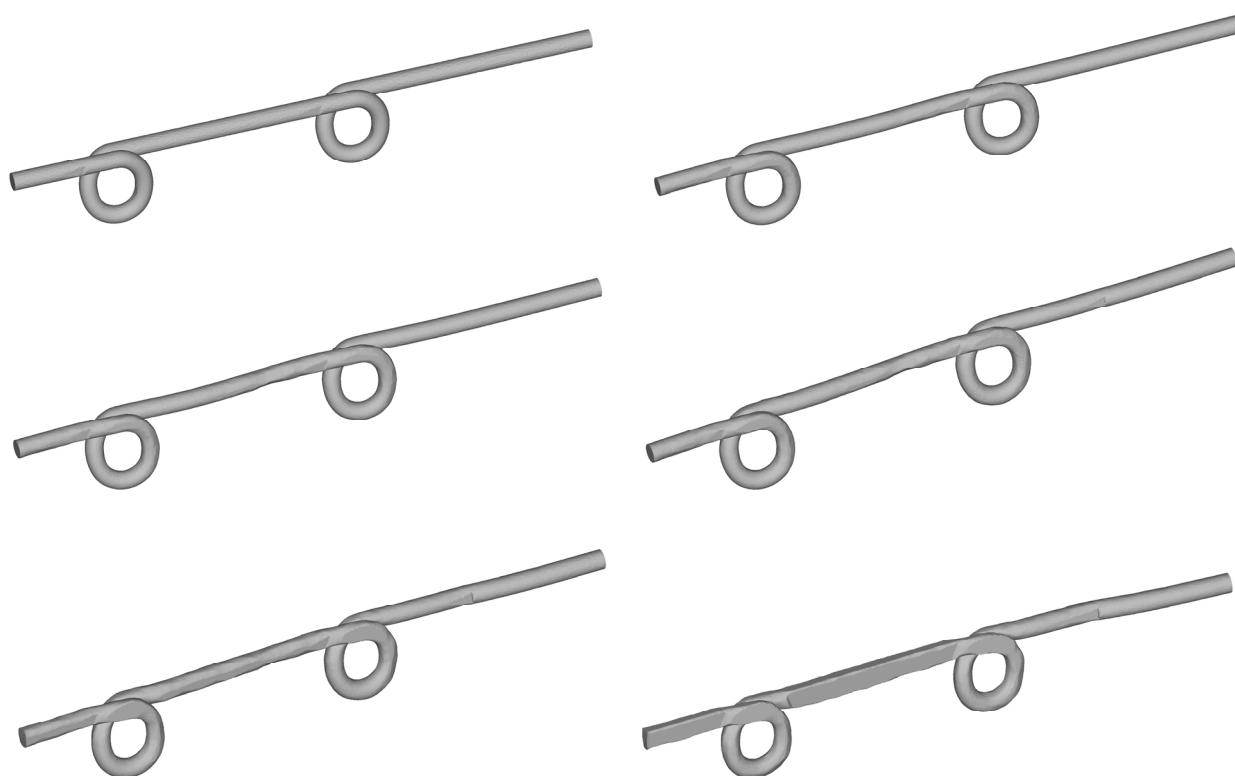
Слика 4.30: Симулација процеса сабијања у растављеном калупу у различитим фазама процеса – поглед са чела профила



Слика 4.31: Симулација процеса сабијања у растављеном калупу у различитим фазама процеса – поглед супротно од чела профила



Слика 4.32: Симулација деформисања жичаног профила у различитим фазама процеса – поглед са чела профила



Слика 4.33: Симулација деформисања жичаног профила у различитим фазама процеса – бочни поглед

5. ПРОЈЕКТОВАЊЕ И СИМУЛАЦИЈА УПРАВЉАЊА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА ЗА ИЗРАДУ СПЕЦИЈАЛНО ОБЛИКОВАНИХ ЖИЧАНИХ ПРОФИЛА

У овом поглављу су приказани детаљи који се односе на пројектовање хидрауличког система, система управљања и симулацију процеса рада мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила.

5.1 ТЕОРИЈСКА РАЗМАТРАЊА

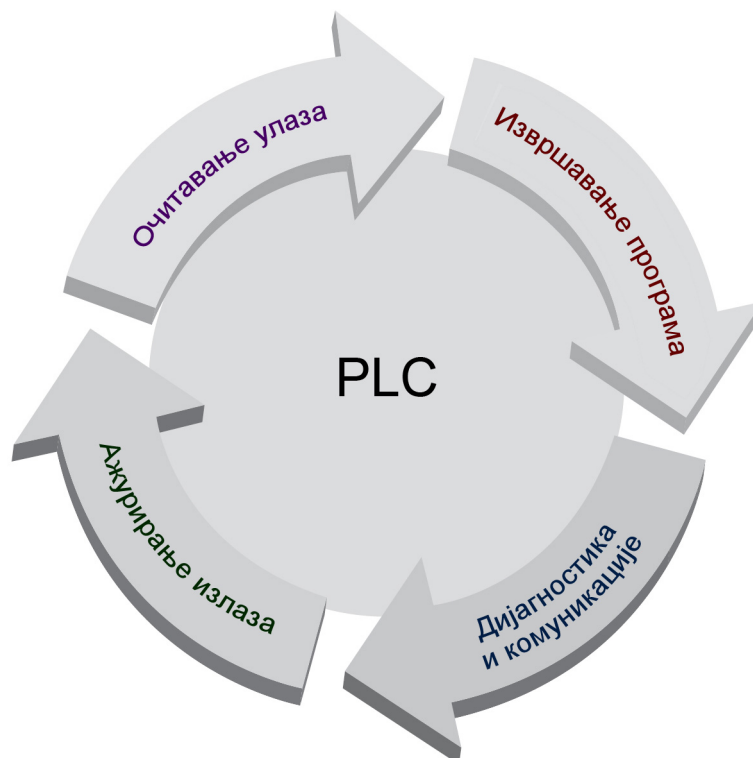
С обзиром на сложеност самог система, који се састоји од више међусобно повезаних функционалних целина, (сл. 1.14) као и техничких услова који захтевају високу прецизност израде финалног производа, неопходно је систем управљања дефинисати као затворени систем са *секвенцијалним управљањем* [96], [97].

Секвенцијално управљање је управљање које се извршава према редоследу програма који одређује дејство на систем по унапред одређеном редоследу. При томе нека дејства зависе од извршења претходних дејстава или од испуњења одређених услова. У оквиру сваког корака одвија се нека акција чије је трајање одређено или протоком времена или настанком неког спољњег догађаја. То надаље значи да се активности у оквиру једног корака могу представити помоћу логичке функције која повезује стање на процесу са активношћу на улазу у процес. У складу са тиме може се рећи да се секвенцијално управљање састоји из *логичког управљања* које дефинише логичку функцију и *секвенцирања* у оквиру кога се на основу протока времена или испуњености одређених услова одређује редослед извођења логичких функција [97].

Да би се могао реализовати велики асортиман финалних производа, неопходно је систем управљања пројектовати тако да се сви параметри процеса могу лако и брзо мењати. Због тога је пројектовано управљање овим мехатроничким системом помоћу

програмабилног логичког контролера (PLC) – рачунара специјалне намене за реализацију секвенцијалног управљања.

PLC је у ствари индустријски микрорачунарски систем у коме су хардвер и софтвер специфично адаптирани индустријском окружењу [98-103]. PLC надзире улазе, доноси одлуке на бази уграђеног програма и контролише излазе, а преко њих читав процес или машину. *Процесор* (CPU) је „мозак“ PLC-а. Типичан процесор састоји се од микропроцесора који извршава програм и управља комуникацијом између модула. Процесору је неопходна меморија у коју се смештају резултати логичких операција које извршава микропроцесор. Потребна је меморија типа *EPROM (Erasable Programmable Read-Only Memory)* или *EEPROM (Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory)* у којој се чува програм, и меморија типа *RAM (Random Access Memory)*– радна меморија. CPU управља свим активностима PLC-а и пројектован је тако да корисник може да инсталира потребне програме написане у релејној лествичастој логици (RLL). PLC извршава програм као поступак који се може понављати, а једно извођење програма зове се *циклус* (сл. 5.1).



Слика 5.1: Типичан циклус извршавања PLC програма

Типичан PLC циклус почиње тиме што CPU читава стање на улазима PLC система. Затим се извршава апликативни програм. Након извршавања програма, CPU

обавља послове интерне дијагностике и комуникација. Затим ажурира стање на излазима PLC система. Цео описани поступак непрекидно се понавља док је PLC у радном режиму.

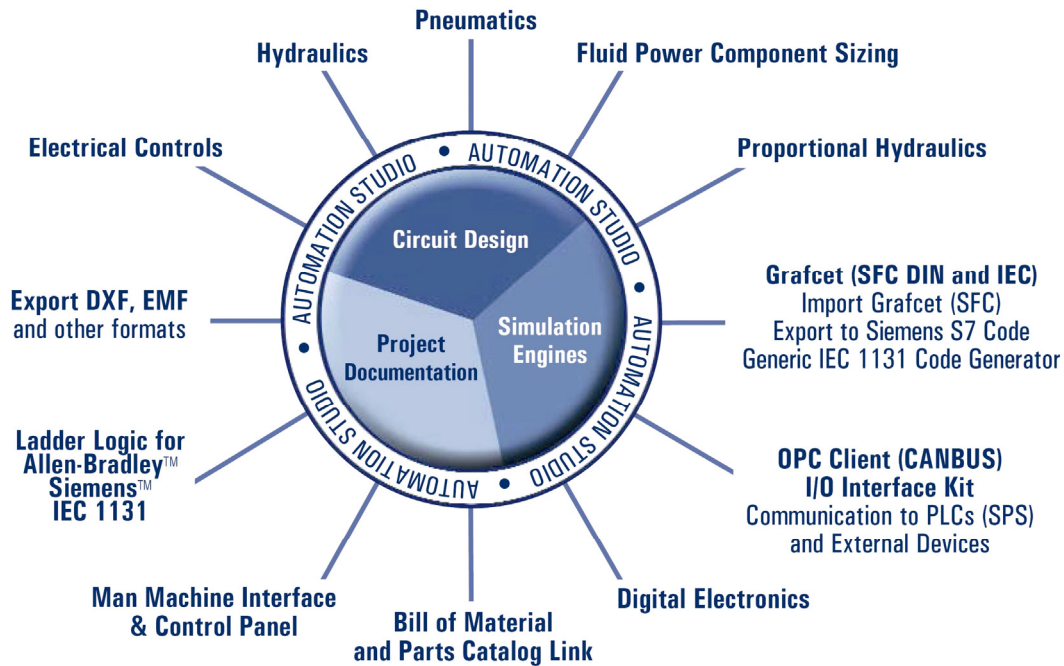
За програмирање PLC-а најчешће се користи персонални рачунар (PC). Већина произвођача PLC-а нуди свој софтвер који омогућава да се PC користи као уређај за програмирање PLC-а. Тај софтвер омогућава кориснику да пише, мења, документује, чува и исправља програме написане у релејној лествичастој логици (сл. 5.9). Персонални рачунар комуницира с процесором PLC-а преко серијског или паралелног кабла за размену података, или преко *Ethernet* мреже.

Програм је низ наредби које аутор програма задаје да би PLC извршавао одређене акције. *Програмски језик* одређује правила за комбиновање наредби да би се покренуле жељене акције. Релејна лествичаста логика (RLL) је стандардни програмски језик који се користи за програмирање PLC-а. Потиче од управљачке логике изведене на основу електромеханичких релеја. RLL програм садржи графичке представе низова контактних клема, намотаја мотора и специјалних блокова наредби (*Ladder diagram*). RLL је првобитно осмишљен тако да се лако користи и разуме, а затим је измењен у складу с растућим потребама индустрије.

Као што је већ напоменуто, већина произвођача PLC-а нуди свој софтвер који се може користи за програмирање PLC-а помоћу рачунара. Међутим, ниједан од тих софтвера, такође, нема могућност пројектовања и симулације рада читавог производног процеса којим треба управљати помоћу PLC-а. Већина од њих, поред могућности програмирања PLC-а, нуди само симулацију извршења самог програма написаног у релејној лествичастој логици (RLL), тако да је кориснику тешко да сагледа читав процес и уочи евентуалне недостатке у програму пре преношења програма у PLC контролер, односно пре уградње PLC-а у производни погон.

У ту сврху коришћен је софтверски пакет *Automation Studio*, који омогућава пројектовање и симулацију рада читавог система аутоматског управљања [104], као и израду пројектне документације.

Automation Studio је потпуно интегрисани софтверски пакет (сл. 5.2) који омогућава пројектовање и симулацију рада система аутоматског управљања, као и израду пројектне документације. При томе су кориснику на располагању базе компонената које укључују пнеуматику, хидраулику, пропорционалну хидраулику, PLC контролере, секвенцијалне аутомате, електрокоманде и др. [105]. Захваљујући томе, могуће је детаљно разрадити и тестирати систем управљања још у фази пројектовања и одабрати најоптималније решење, што увелико смањује трошкове и време производње реалног система.



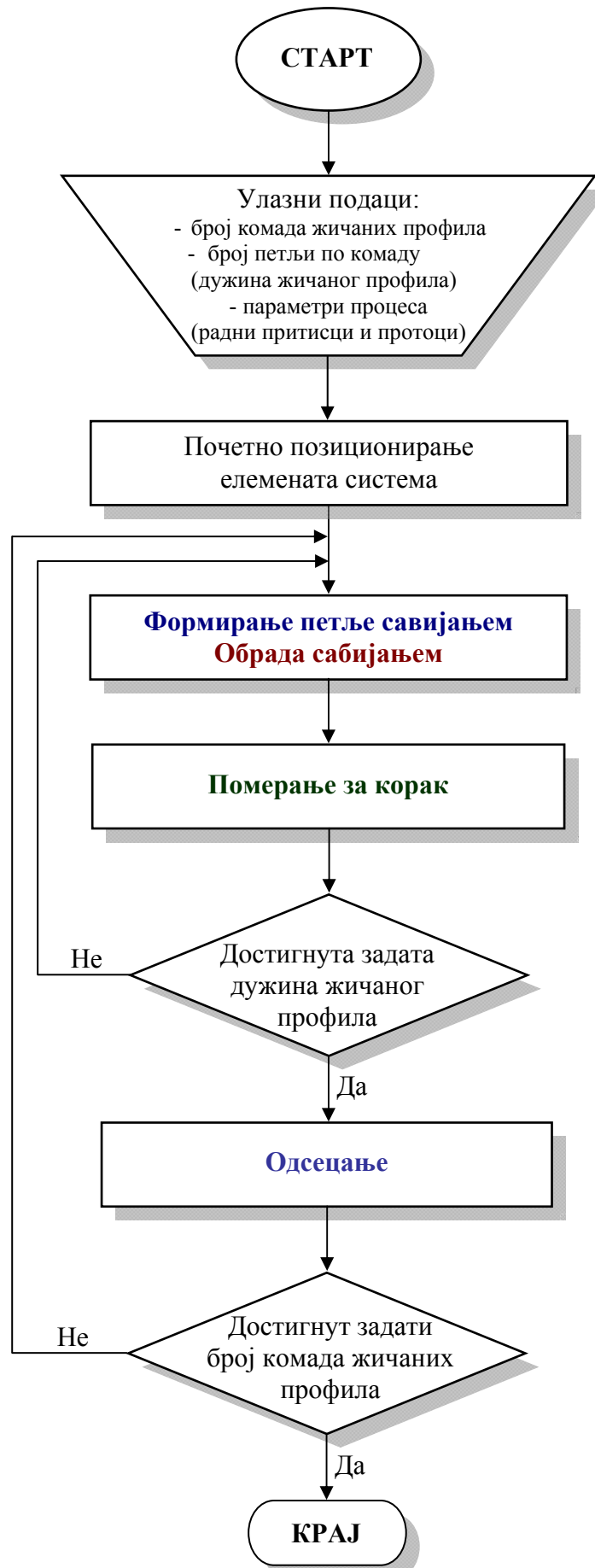
Слика 5.2: Подручје примене софтвера *Automation Studio* (преузето са официјелног сајта произвођача софтвера) [105]

У окружењу *Automation Studio*-а, све дизајнерске алатке су лако доступне. Језгро система садржи три компоненте: *Diagram Editor*, *Project Explorer* и *Library Explorer*. *Diagram Editor* омогућава генерисање и симулацију дијаграма и креирање извештаја, док *Project Explorer* служи за рад са фајловима и класификацију свих докумената у вези са пројектом симулације система управљања. *Library Explorer* служи за претраживање симбола компонената неопходних за креирање блок дијаграма жељеног система из база података и њихово читавање.

Овај софтвер је искоришћен за пројектовање детаљне електро-хидрауличне шеме, као и за симулацију рада читавог система.

5.2 АЛГОРИТАМ ФУНКЦИОНИСАЊА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА И АНАЛИЗА КРЕТАЊА ЕЛЕМЕНАТА МЕХАНИЧКОГ ДЕЛА

На основу потребних технолошких операција које се морају извршити да би се произвео жичани профил приказан на сл. 1.3б, формиран је алгоритам према коме треба пројектовати управљање мехатроничког система (сл. 5.3).

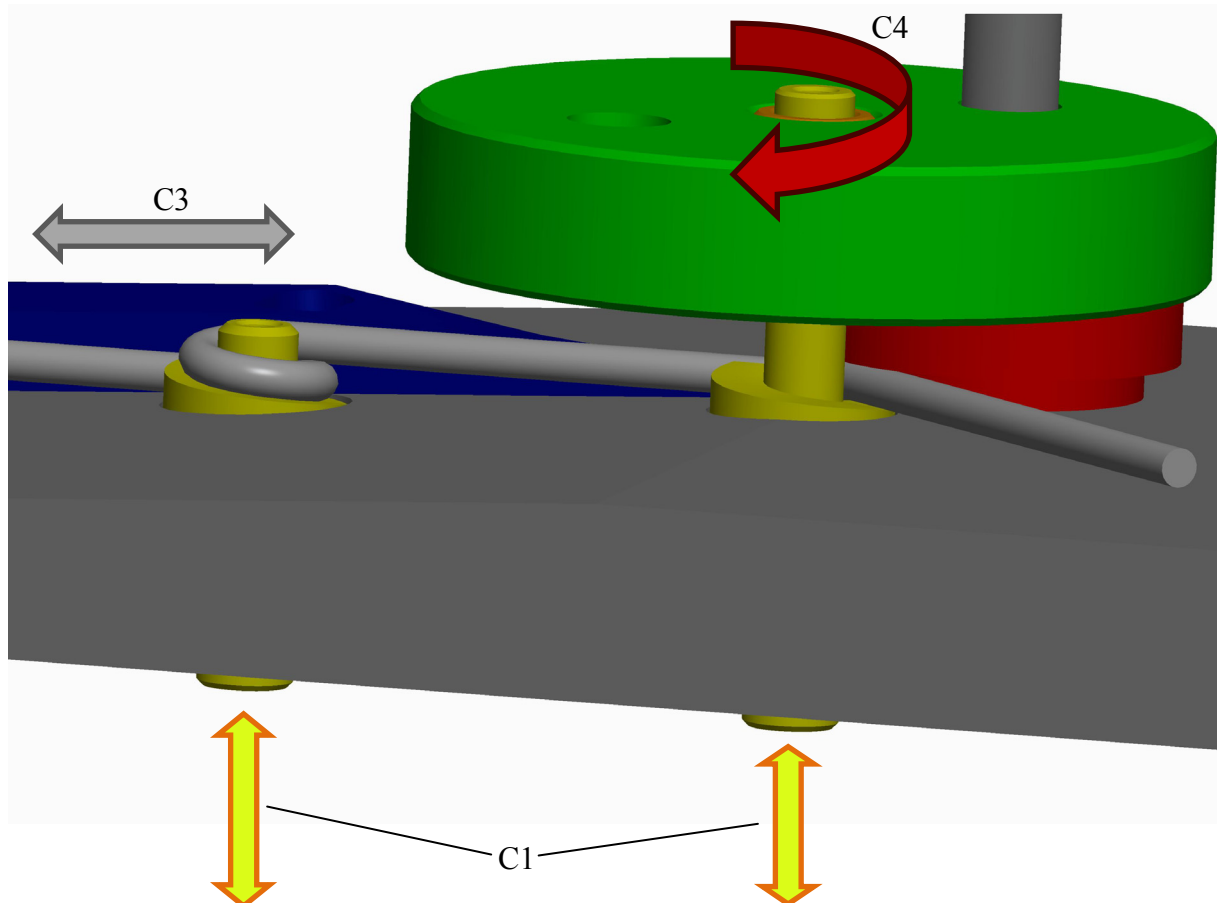


Слика 5.3: Алгоритам функционисања мехатроничког система

Предвиђено је да се сва кретања елемената механичког дела врше уз помоћ хидрауличког система који се састоји из две пумпе и шест хидрауличних цилиндара, повезаних преко електромагнетних разводника и вентила управљаних помоћу PLC контролера. Циклограм кретања хидрауличких цилиндара приказан је на сл. 5.6, и формиран је на основу потребних кретања за обликовање, померање, пресовање и сечење жице. Сва неопходна кретања су међусобно зависна и изводе се помоћу 6 хидрауличних цилиндара.

Да би се могло континуално вршити савијање жице до облика приказаних на сл. 4.1, 4.24, неопходно је остварити три међусобно зависна кретања (сл. 5.4), уз помоћ три хидраулична цилиндра.

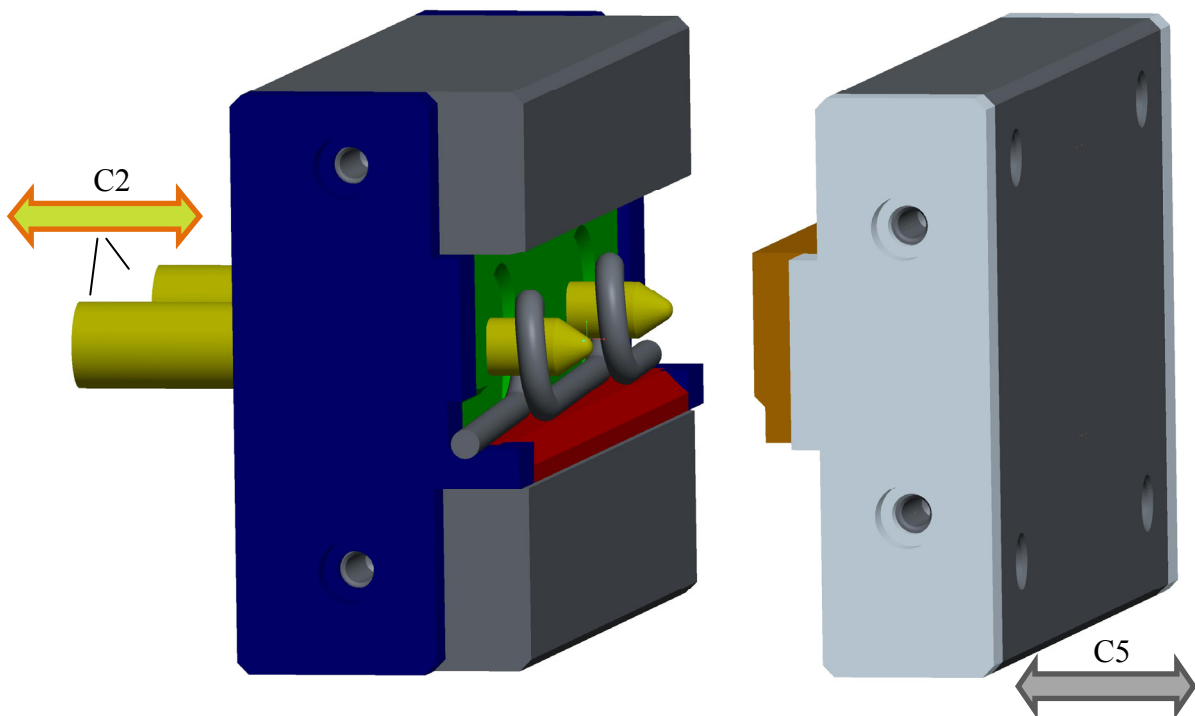
- прво кретање, које треба да омогући савијање жице око специјалних трнова за формирање завојне петље – **цилиндр обртача (C4)**
- друго кретање, које треба да омогући кретање трнова како би се петља могла формирати, а затим ослободити већ формирана петља – **цилиндр фиксатора додавача (C1)**
- треће кретање, које треба да омогући померање жице за корак (растојање између две петље) – **цилиндр додавача (C3)**



Слика 5.4: Кретања којима је потребно управљати у процесу савијања жице

У делу мехатроничког система у коме се врши обрада сабијањем претходно савијених жичаних профила, поред померања за корак које се остварује помоћу хидрауличног цилиндра С3, потребна су још два међусобно зависна кретања (сл. 5.5), која се остварују помоћу два хидраулична цилиндра:

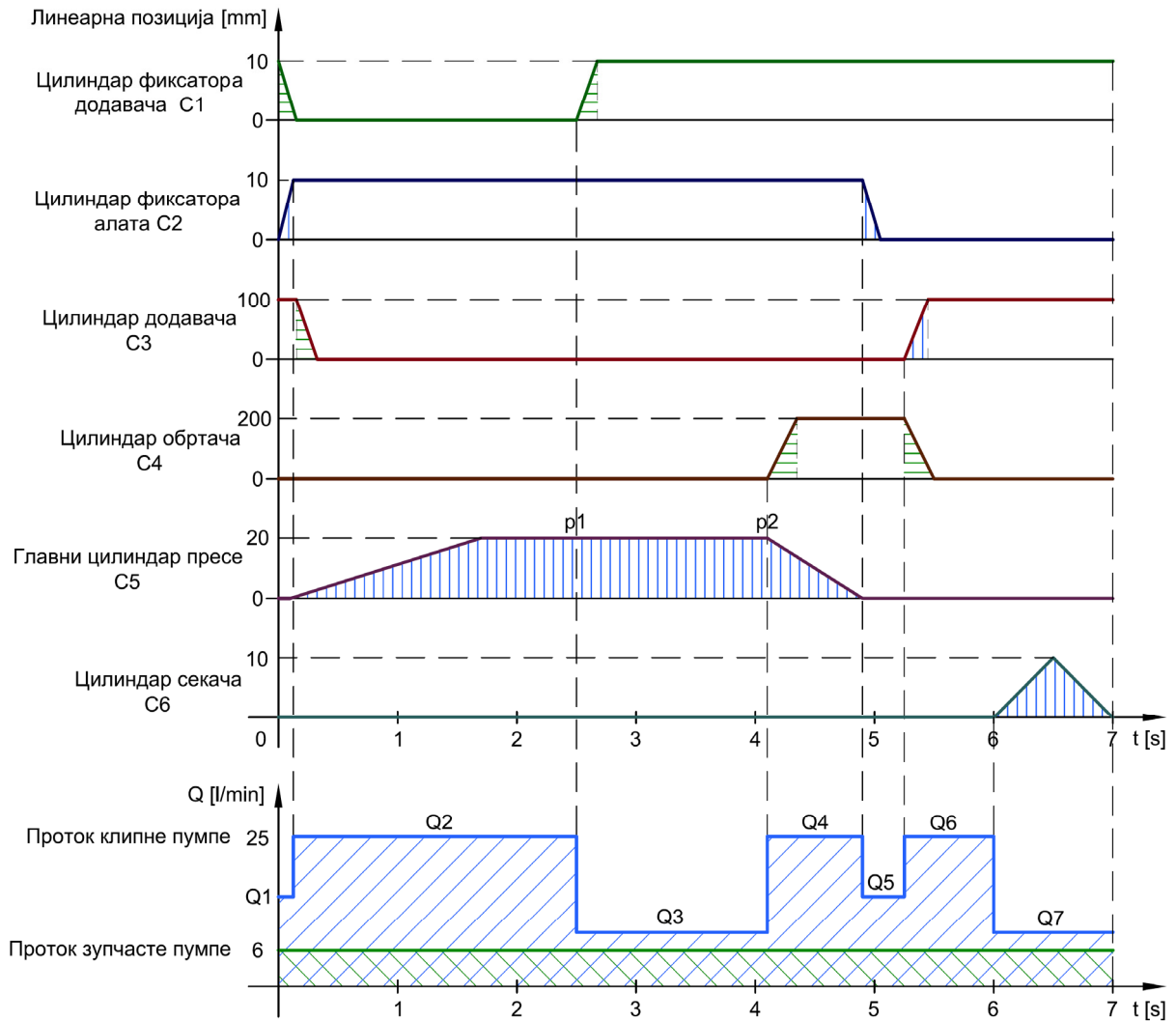
- четврто кретање, које треба да омогући померање покретног дела пресачког алата – **главни цилиндар пресе (С5)**
- пето кретање, које треба да омогући увлачење трнова у алат како би се правилно формирао профил петље, а затим и њихово извлачење из алата како би се ослободила отпресована петља – **цилиндар фиксатора алата (С2)**



Слика 5.5: Кретања којима је потребно управљати у процесу сабијања жице

На крају, после одређеног броја циклуса, потребно је извршити одсецање добијеног жичаног профила на одређену дужину. Последњи, шести хидраулични цилиндар, има улогу да покреће алат за одсецање – **цилиндар секача (С6)**

Сва кретања су међусобно зависна, а нека од њих се временски преклапају. Предвиђено је да читав циклус траје око 6 s [106], [107], [108].



Слика 5.6: Циклограм кретања хидрауличких цилиндара са дефинисаним протоцима пумпи

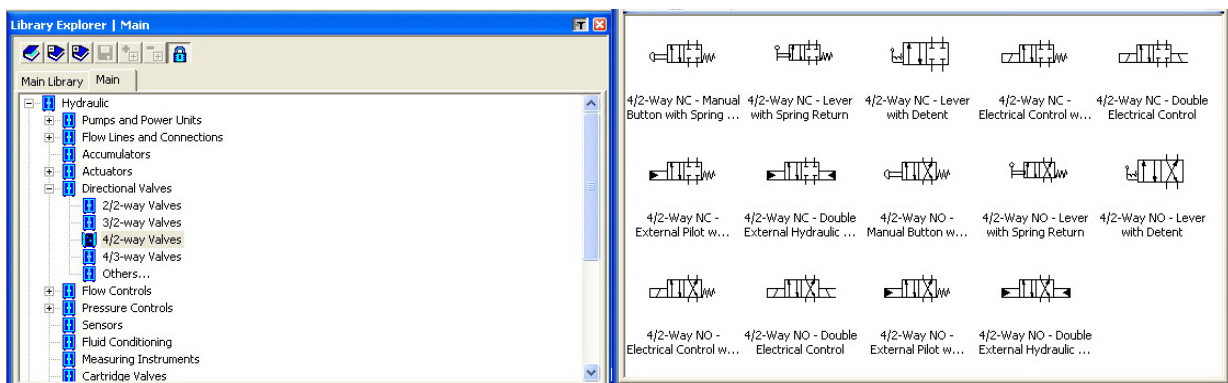
С обзиром на интензитет прорачунате деформационе силе коју је потребно остварити у процесу пластичног деформисања сабијањем, за добијање жељеног профила од прохромске жице пречника до 5 mm, прорачунато је [109], [110] да потребни притисак који треба остварити у главном цилиндру (пречника клипа 320 mm), који отвара и затвара алат за пресовање, буде 240 bar (максимална вредност, за жицу пречника 5 mm) [106]. При томе је узето у обзир да се процес пластичног деформисања сабијањем врши тако што се у једном кораку практично пресује само једна петља, иако је алат изведен тако да се у сваком циклусу пресују две петље (сл. 4.30, 4.31), али се померање врши за један, а не за два корака, тако да се свака петља пресује два пута. Таквим технолошким поступком постиже се константан корак између две петље (што је неопходно због повезивања више жичаних профила у финални производ) и врши се калибрација облика петље. Такође, потребна је дупло мања деформациона сила него при истовременом сабијању две петље, јер је притиснута површина дупло мања.

За добијање енергије флуида потребне за погон главног цилиндра, као и свих цилиндара за остваривање помоћних кретања која се временски не преклапају са кретањем клипа главног цилиндра, предвиђена је клипна пумпа променљивог протока 0-25 l/min и макс. притиска 250 bar при малим протоцима. Ради остваривања свих осталих потребних кретања, предвиђена је зупчаста пумпа константног протока од 6,3 l/min и максималног притиска 160 bar.

С обзиром на захтевано време трајања циклуса, прорачунато је [106] да максимални проток клипне пумпе треба да буде 25 l/min. Узимајући у обзир димензије главног цилиндра и радни притисак који треба остварити, прорачунате су и вредности протока у појединим фазама циклуса, што је приказано на циклограму кретања (сл. 5.6).

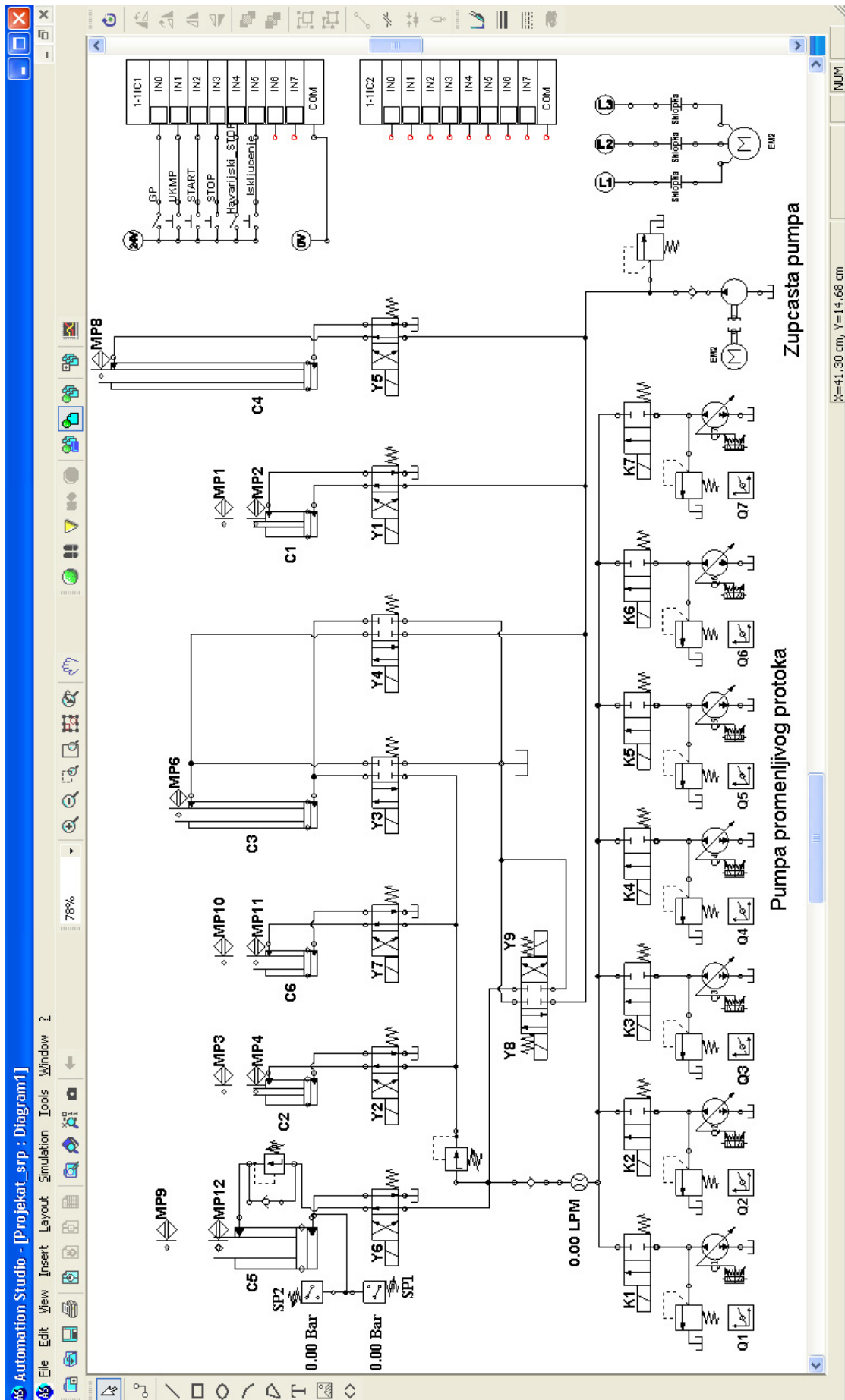
5.3 ЕЛЕКТРОХИДРАУЛИЧНА ШЕМА И СИМУЛАЦИЈА ПРОЦЕСА РАДА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА

На сл. 5.8 приказана је хидраулична шема прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила, моделована у софтверу *Automation Studio*. Све коришћене хидрауличне и електричне компоненте преузете су из библиотеке компонената *Library Explorer* (сл. 5.7), и сви параметри појединих компонената подешени су према пројектованим вредностима (димензије и ходови хидрауличких цилиндара, протоци, радни притисци, итд.) [106], [107], [108].

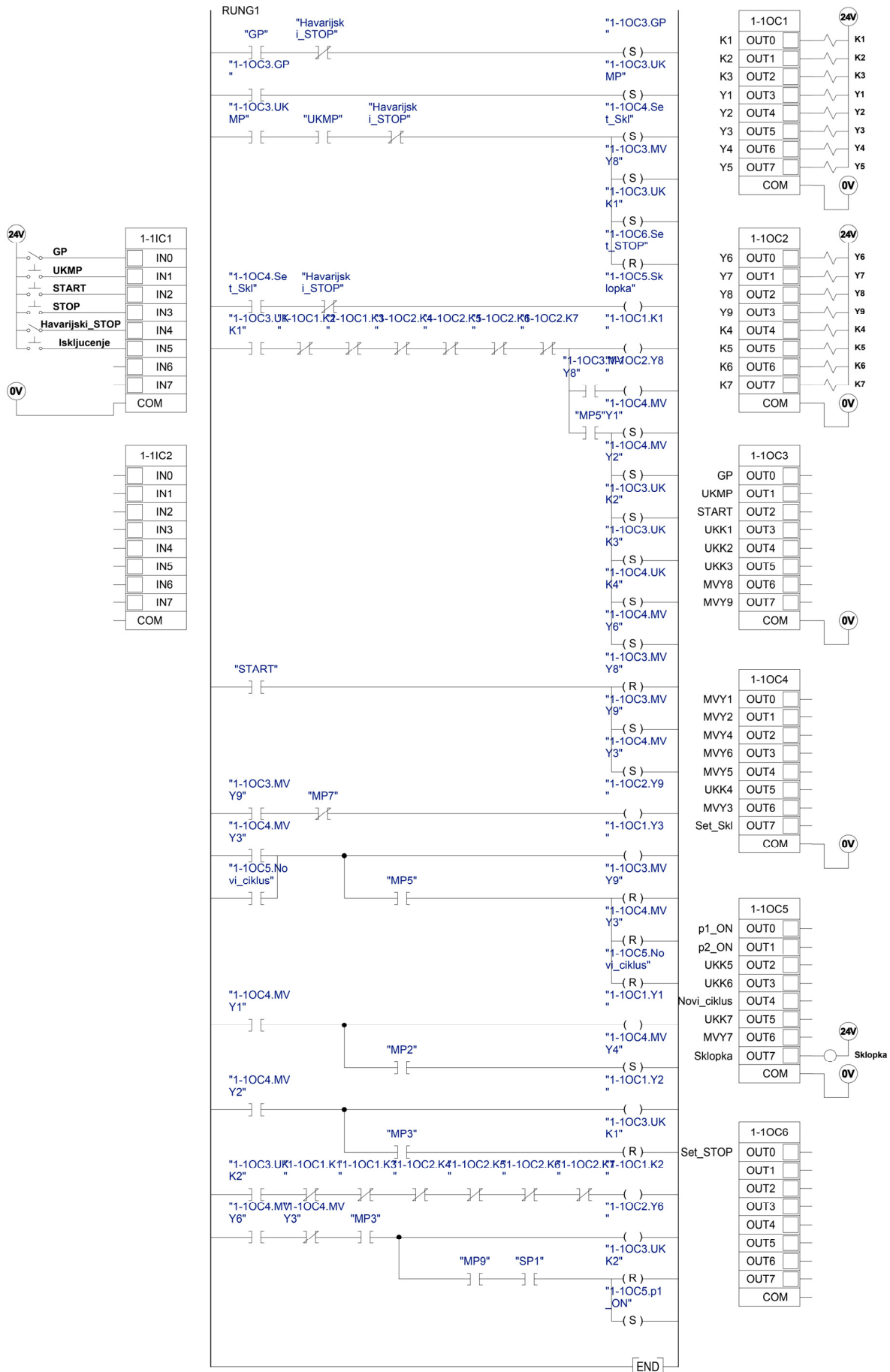


Слика 5.7: База хидрауличких, пнеуматских и електро компонената

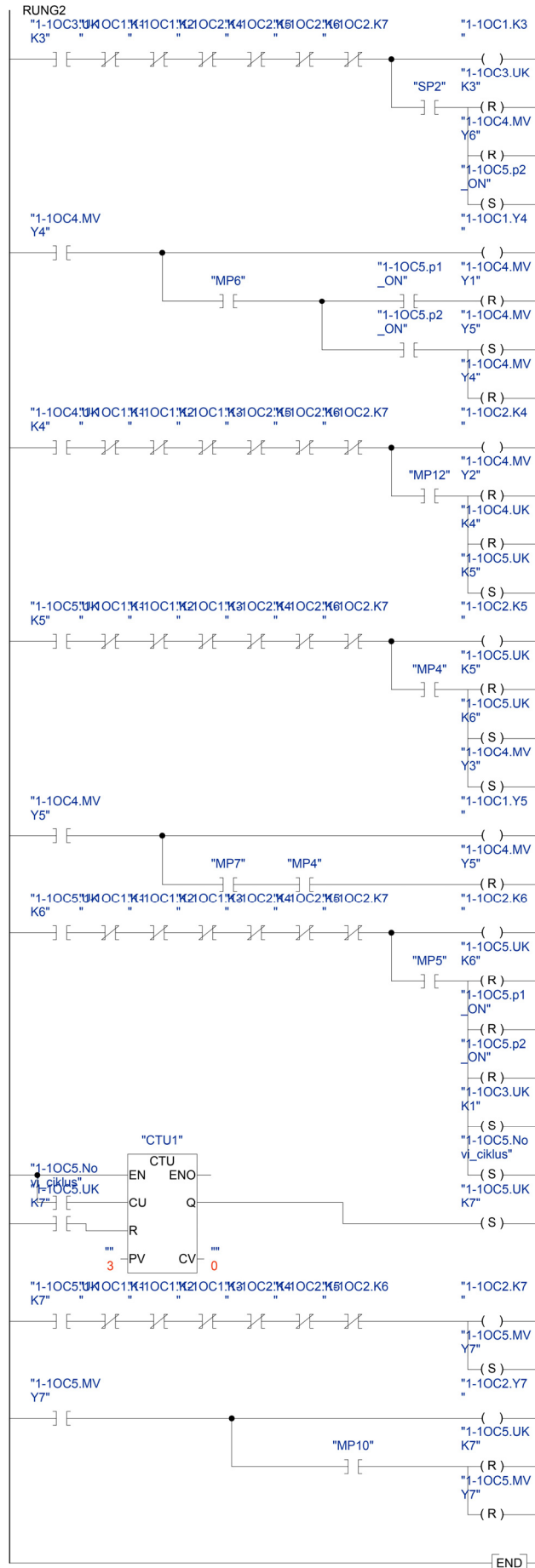
На сл. 5.9а,б,с приказан је извршни програм PLC контролера за управљање мехатроничког система приказаног хидрауличном шемом на сл. 5.8 реализованог методом *Ladder* дијаграма. Улазни сигнали PLC контролера доводе се са граничних микропрекидача индуктивног типа, означених са МР, и са тастера за укључење и искључење мотора пумпи.



Слика 5.8: Хидраулична шема мехатроничког система



Слика 5.9а: Извршни програм PLC контролера са свим улазима и излазима – део 1



Слика 5.96: Извршни програм PLC контролера – део 2



Слика 5.9в: Извршни програм PLC контролера – део 3 и 4

У наставку, ради лакшег разумевања функционисања читавог система, приказана је симулација рада, корак по корак, као и резултати симулације. При томе су за све фазе циклуса приказани само део 1 и 2 извршног програма PLC контролера, с обзиром да се 3 и 4 (сл. 5.9в) односе на део програма који се извршава у непредвиђеним и хаваријским ситуацијама. У регуларним условима рада система нема активности у том делу *Ladder* дијаграма, па из тог разлога није приказан у наставку, да би се избегло непотребно понављање.

После укључења главног прекидача „GP“ и притиска на тастер означеног са „УКМР“ укључују се оба мотора пумпи као и електромагнетни вентил Y8, при чему клипна пумпа ради на протоку Q_1^* (сл. 5.10).

* С обзиром на то да пумпа променљивог протока као таква није била расположива у бази компонената, моделирана је помоћу више пумпи константног протока (Q1–Q7) различитих интензитета протока. На тај начин, укључивање одговарајуће карактеристике решено је укључивањем једне од седам пумпи одговарајућег протока помоћу хидрауличких разводника типа 2/2.

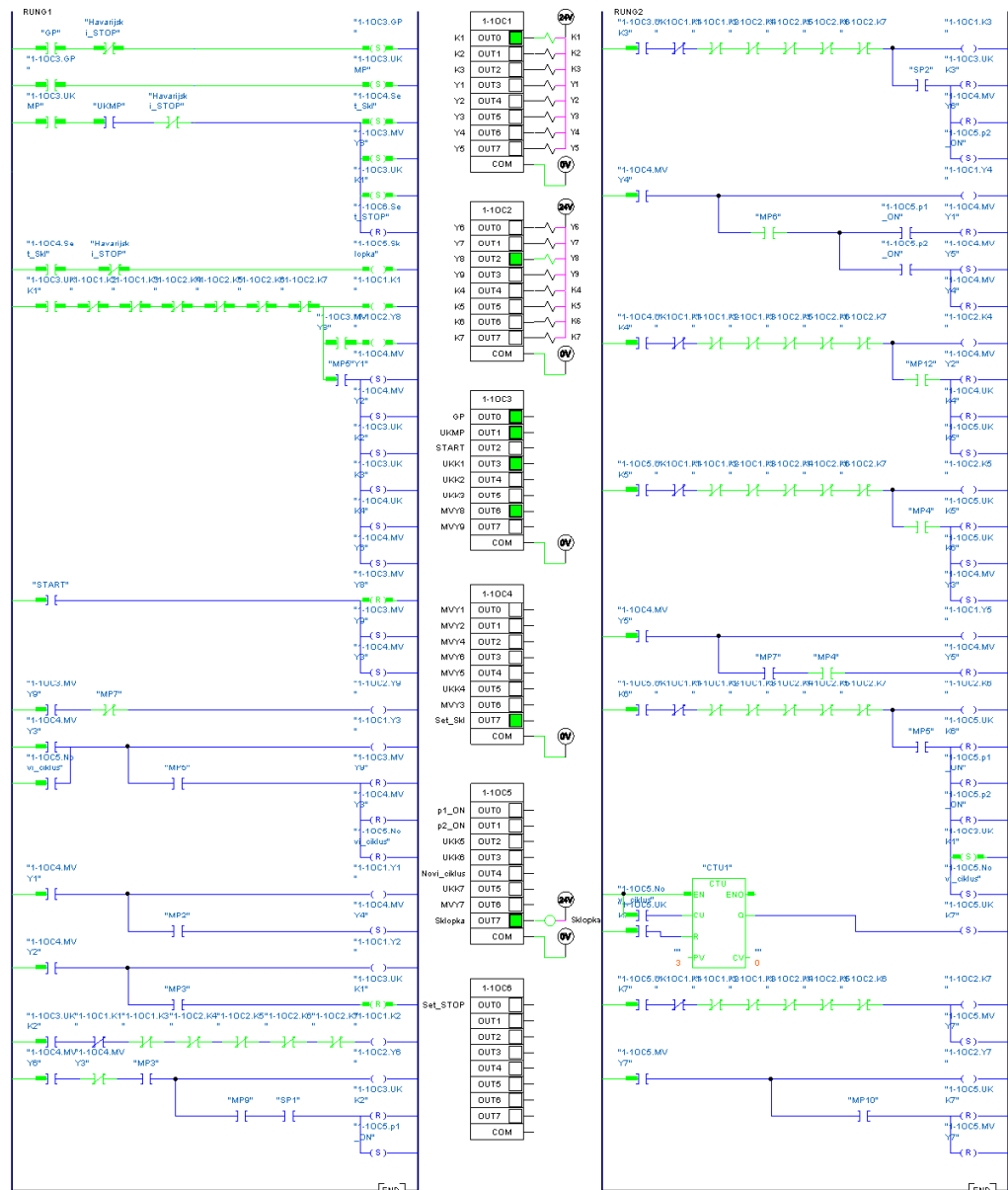
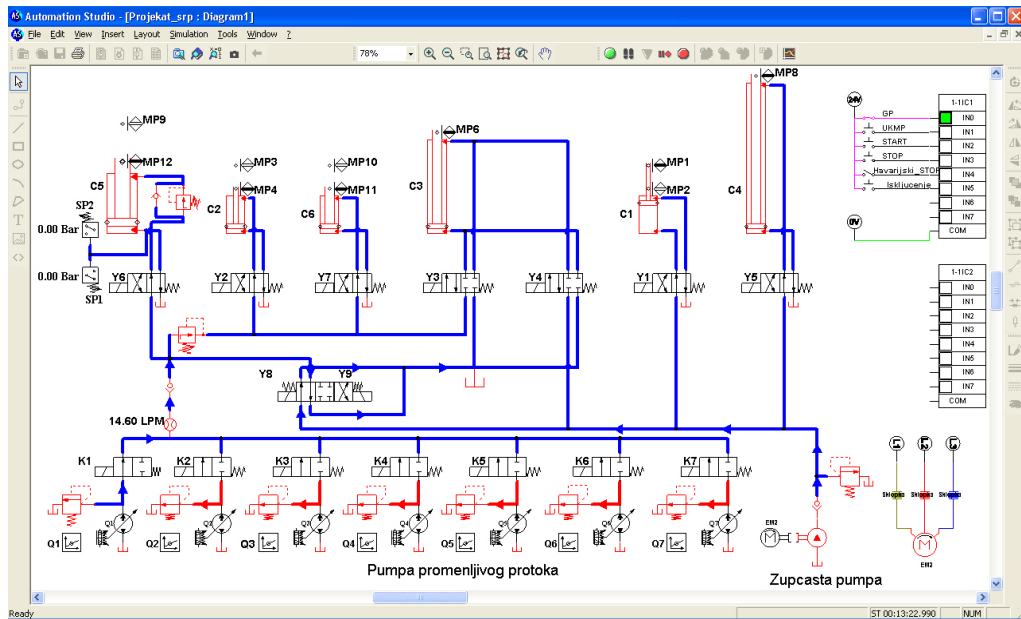
Притиском на тастер „START“ почиње рад. Укључују се електромагнетни вентили Y3 и Y9, а искључује Y8. Пумпе доводе цилиндрице у почетни положај (сл. 5.11).

Затим се искључују електромагнетни вентили Y3 и Y9, а укључују Y1 и Y2 – почиње циклус. Увлачи се цилиндар фиксатора додавача (да би се ослободила петља савијена у претходном циклусу како би у следећем кораку цилиндар додавач могао да се врати), а извлачи се цилиндар фиксатор алата (увлаче се трнови у отворе петље да би процес пластичног деформисања сабијањем могао да започне у следећем кораку), (сл. 5.12).

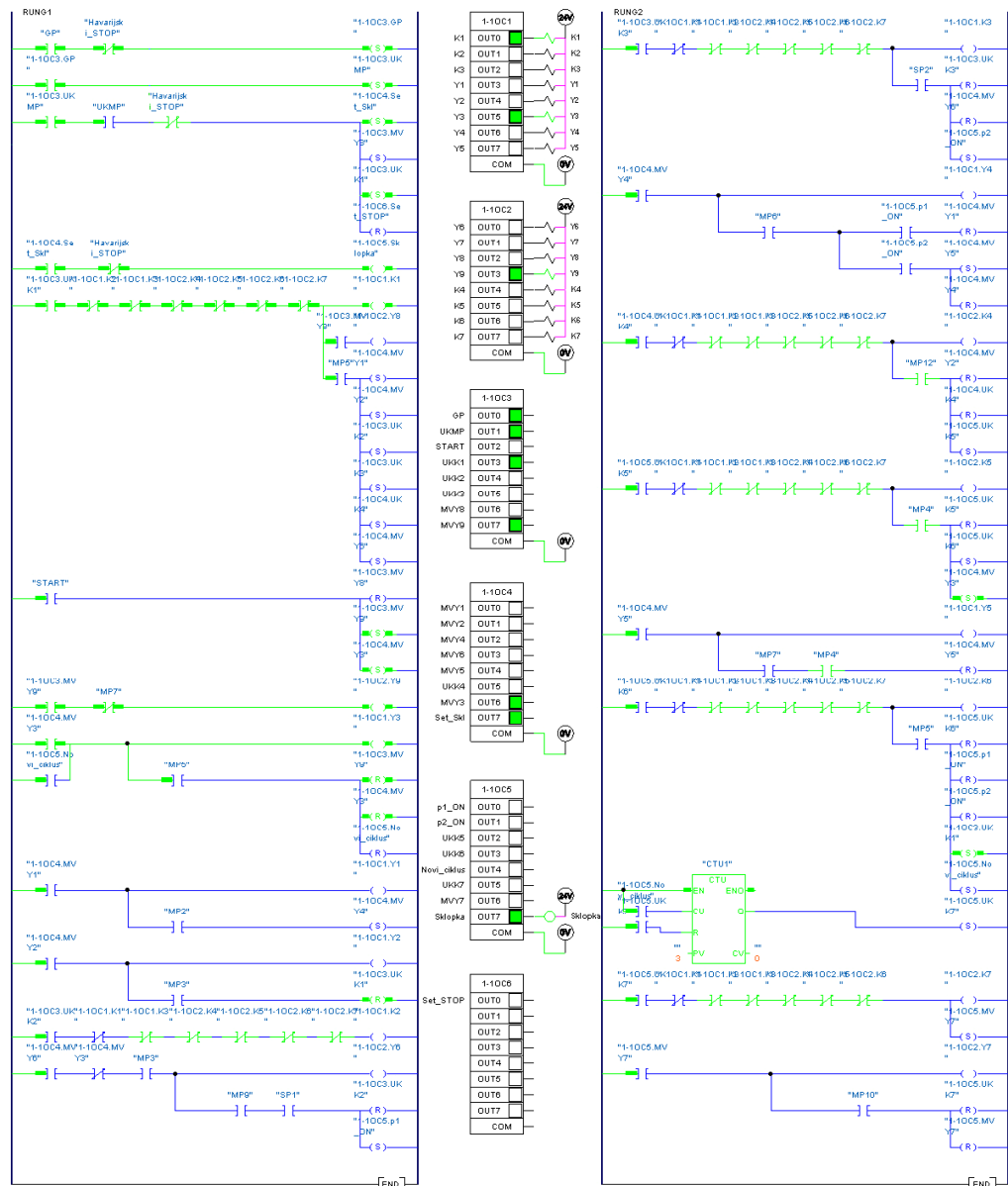
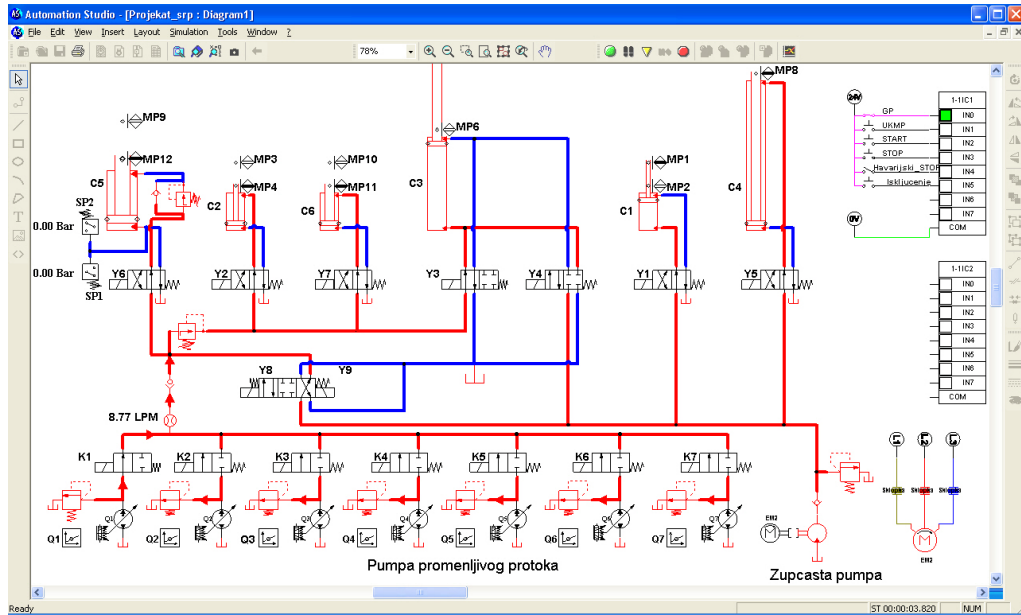
Када се цилиндар фиксатор додавача увуче и извуче цилиндар фиксатора алата, укључује се истовремено електромагнетни вентил Y4 - увлачи се цилиндар додавача и Y6 - почиње кретање клипа главног цилиндра пресе максималним протоком који је обележен са Q2 (сл. 5.13), док се не постигне притисак p_1 (добијен сигнал са давача притиска SP1), што је уз сигнал са граничног микропрекидача MP6 (увучен цилиндар додавача) услов за искључење електромагнетних вентила Y1 и Y4 и извлачење фиксатора додавача. На крају његовог хода, активирањем граничног микропрекидача MP1, уз истовремено испуњен услов завршетка процеса сабијања (постигнут притисак p_2 , добијен сигнал са давача притиска SP2), укључује се електромагнетни вентил Y5 и почиње извлачење цилиндра обртача. Од тренутка постизања притиска p_1 , почиње процес сабијања жице у алату са протоком клипне пумпе Q3, како би се могао постићи дефинисани радни притисак пресе p_2 (сл. 5.14).

После достизања притиска p_2 (добијен сигнал са давача притиска SP2), искључује се електромагнетни вентил Y6 и почиње одмицање клипа главног цилиндра пресе, сада са максималним протоком клипне пумпе Q4, због што бржег отварања алата за пресовање (сл. 5.15). После отварања алата, добијањем сигнала са граничног микропрекидача MP12, искључује се електромагнетни вентил Y2 и почиње увлачење фиксатора алата, са протоком Q5 (сл. 5.16). Када се добије сигнал са граничног микропрекидача MP4 (завршено увлачење фиксатора алата) уз истовремено испуњен услов завршеног извлачења цилиндра обртача – формирана нова петља (добијен сигнал са граничног микропрекидача MP7), искључује се електромагнетни вентил Y5, а укључује Y3 – истовремено почиње увлачење цилиндра обртача и извлачење цилиндра додавача са протоком клипне пумпе Q6 (сл. 5.17). На крају хода цилиндра додавача искључује се електромагнетни вентил Y3.

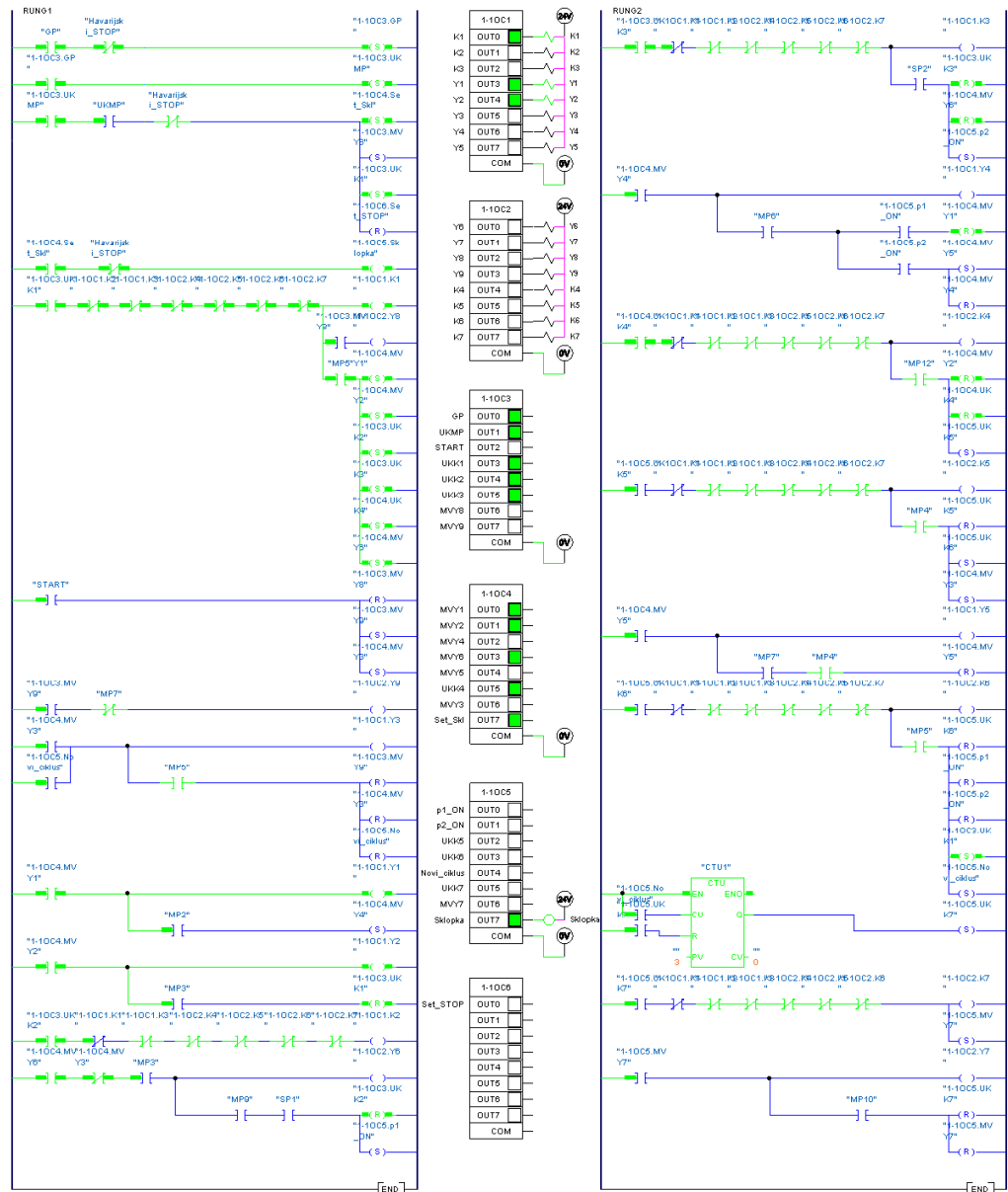
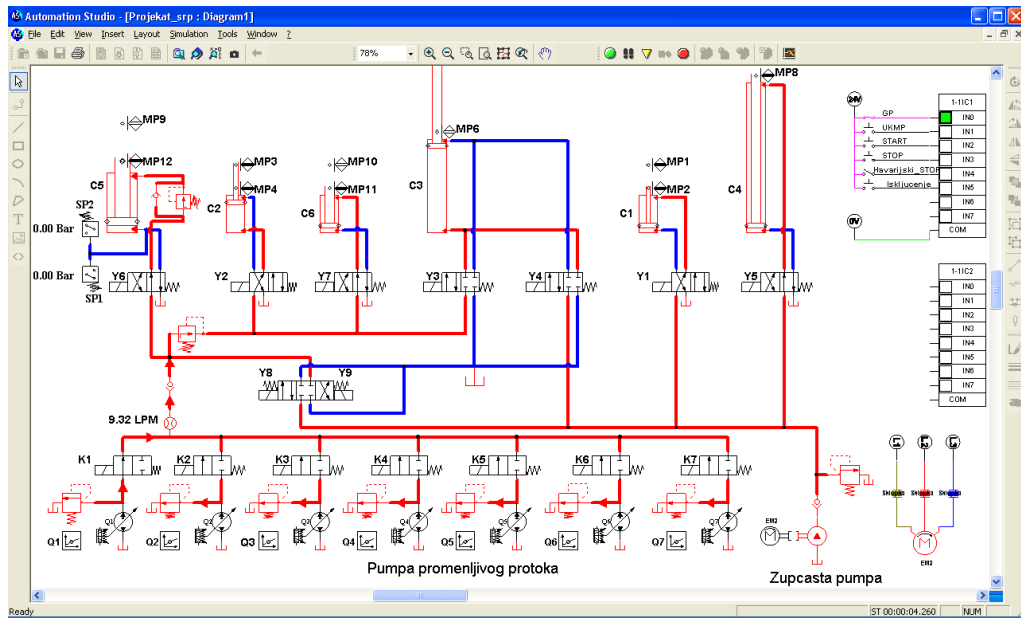
Нови циклус аутоматски почиње укључењем електромагнетних вентила Y1 и Y2, када је претходни завршен, односно постигнути почетни положаји хидрауличких цилиндара (сл. 5.18).



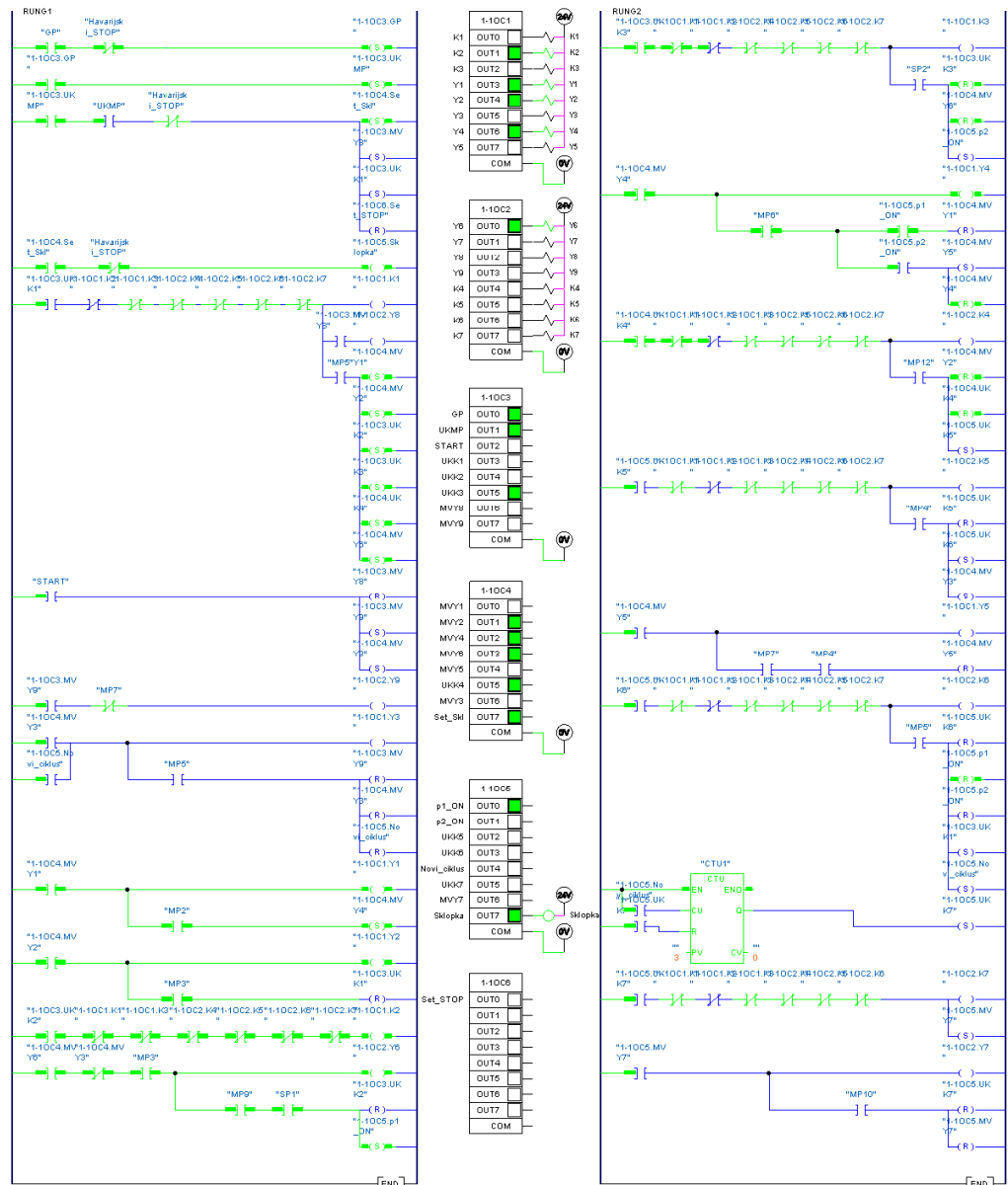
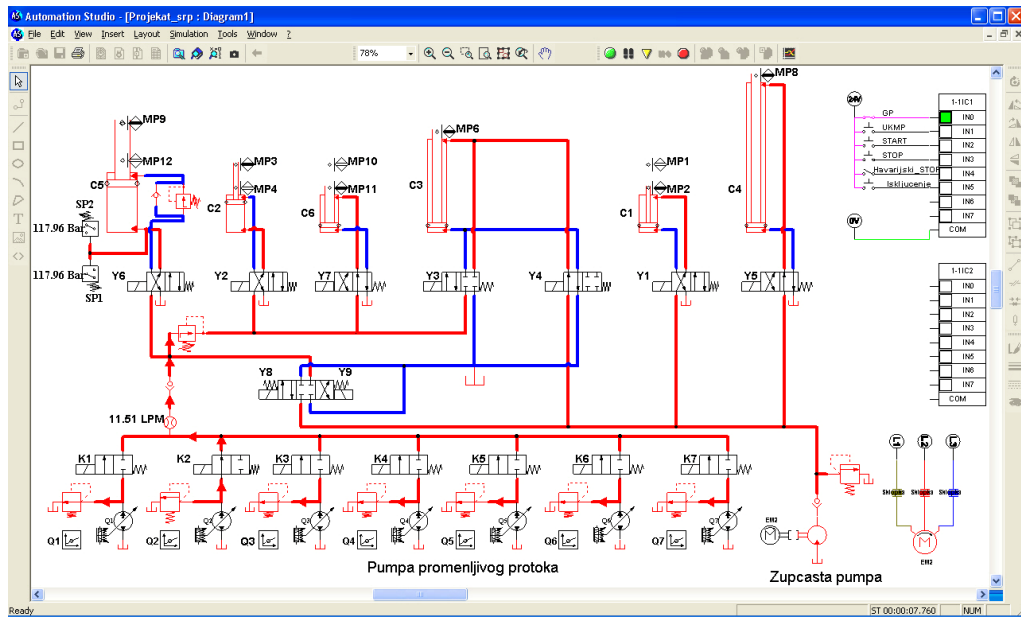
Слика 5.10: Пумпе укључене, систем у приправном стању



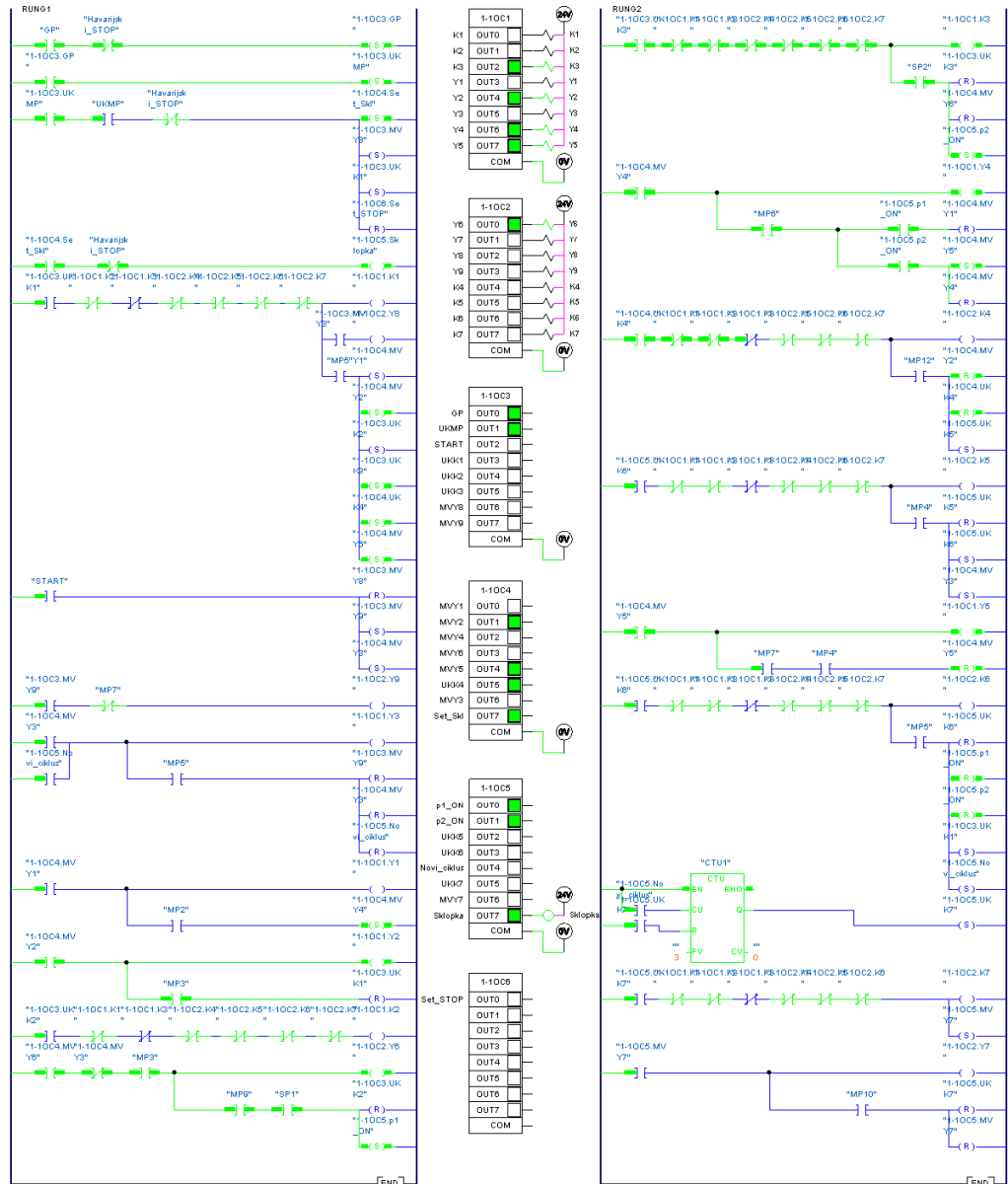
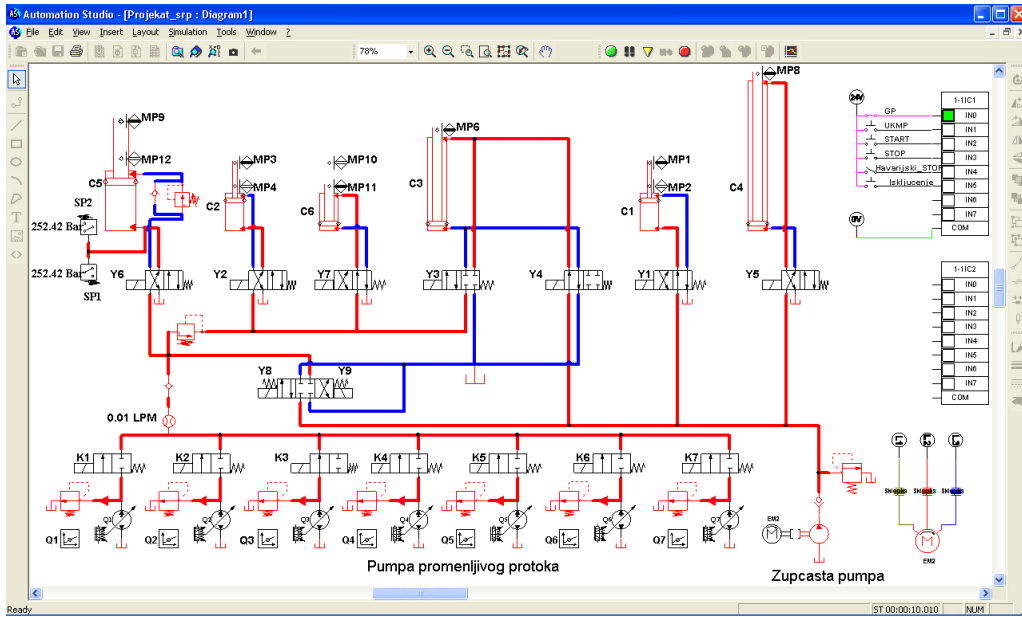
Слика 5.11: Почетни положај хидрауличких цилиндара



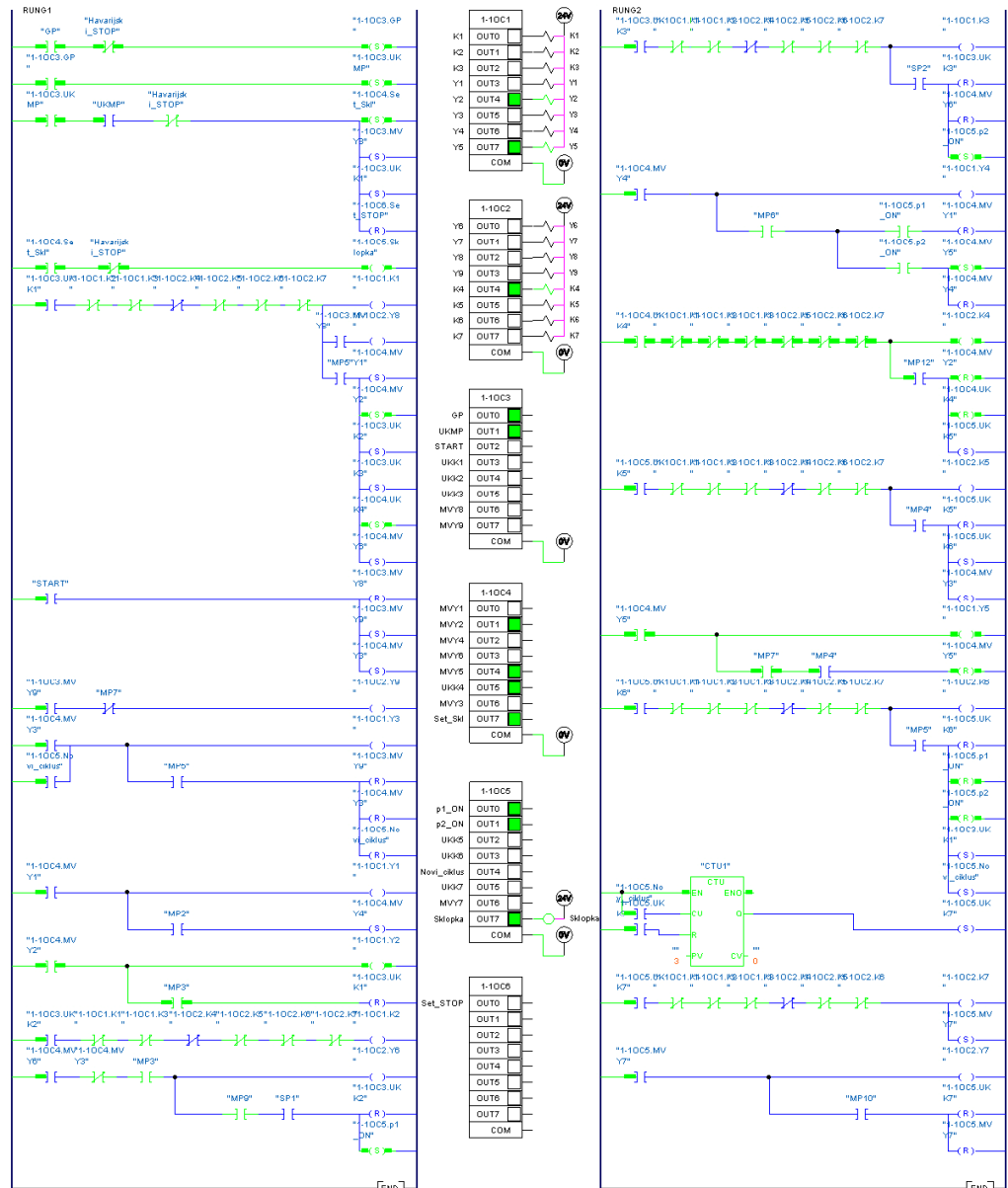
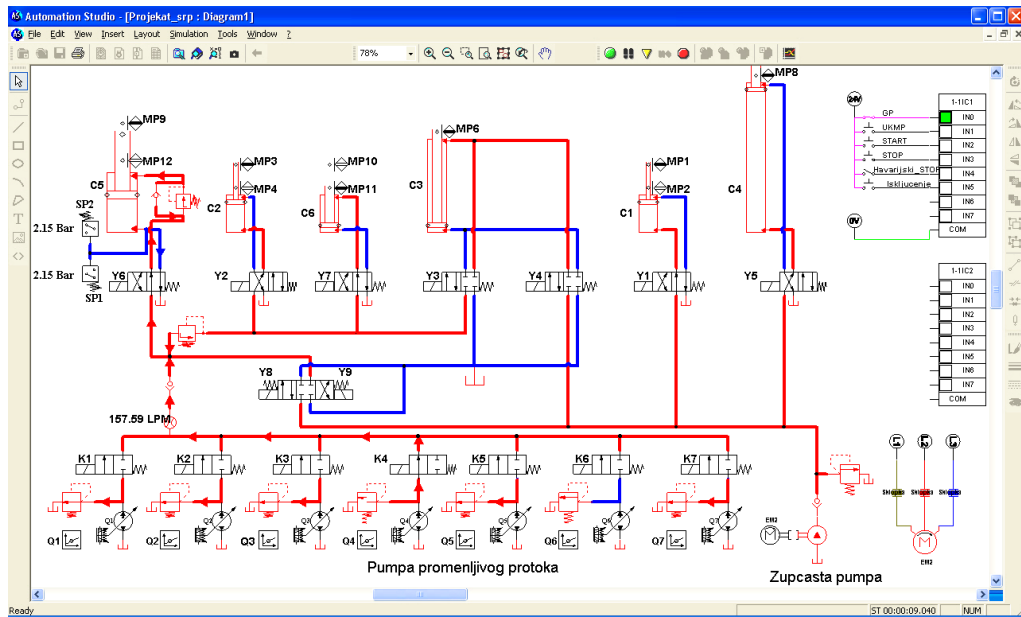
Слика 5.12: Почетак циклуса



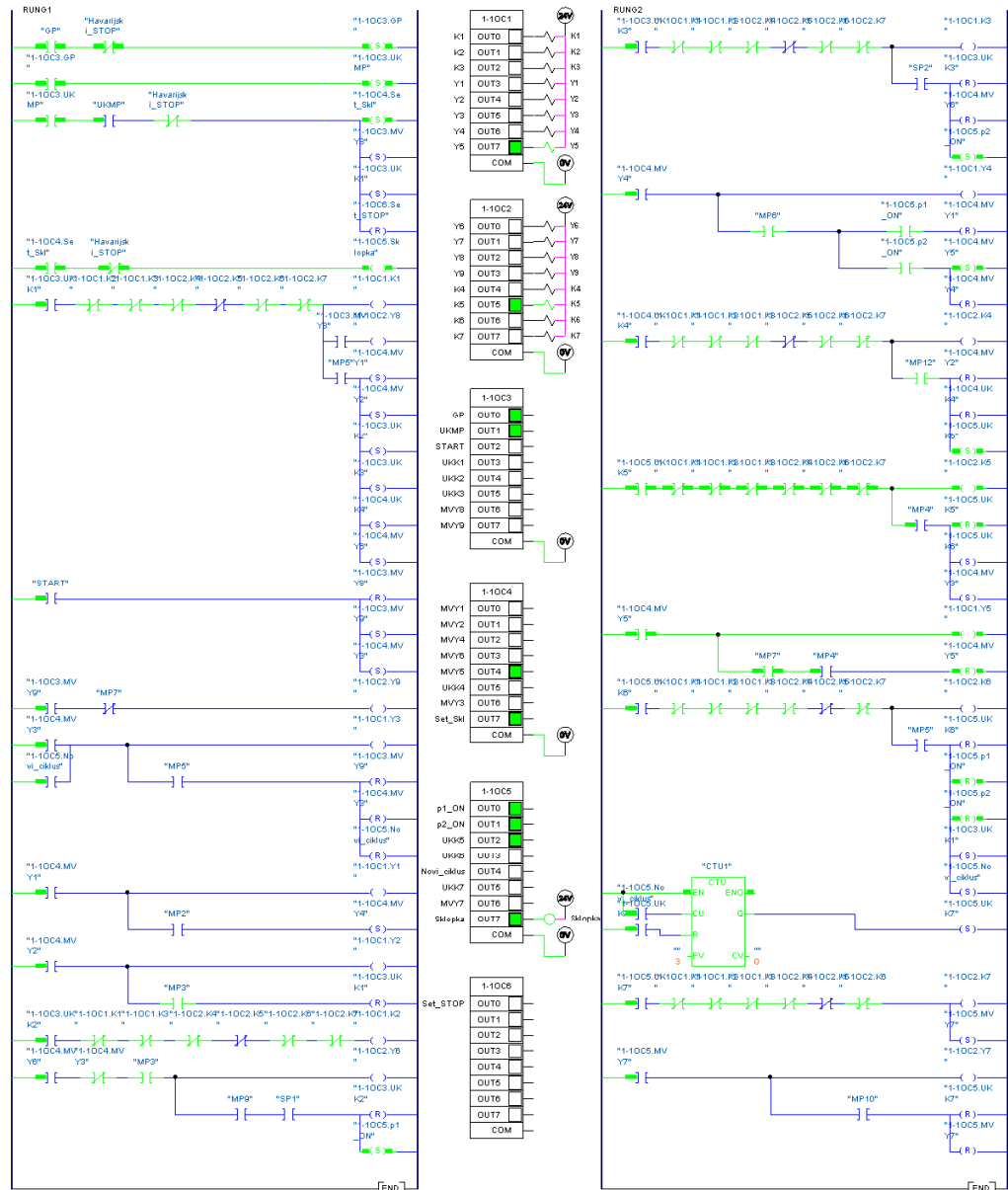
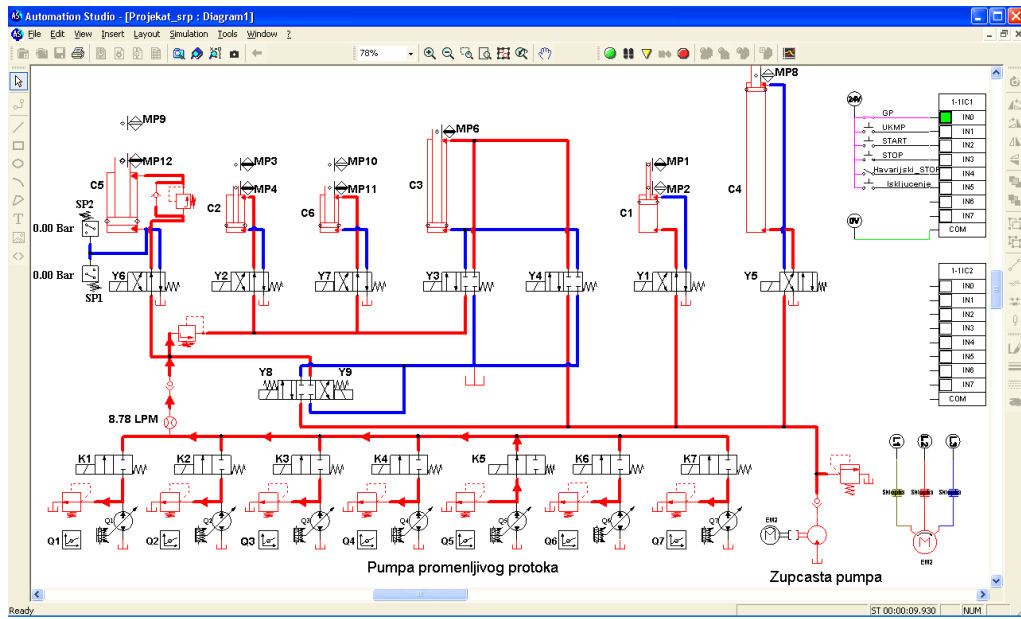
Слика 5.13: Сабјајање до притиска p_1 , максималним протоком клипне пумпе Q_2



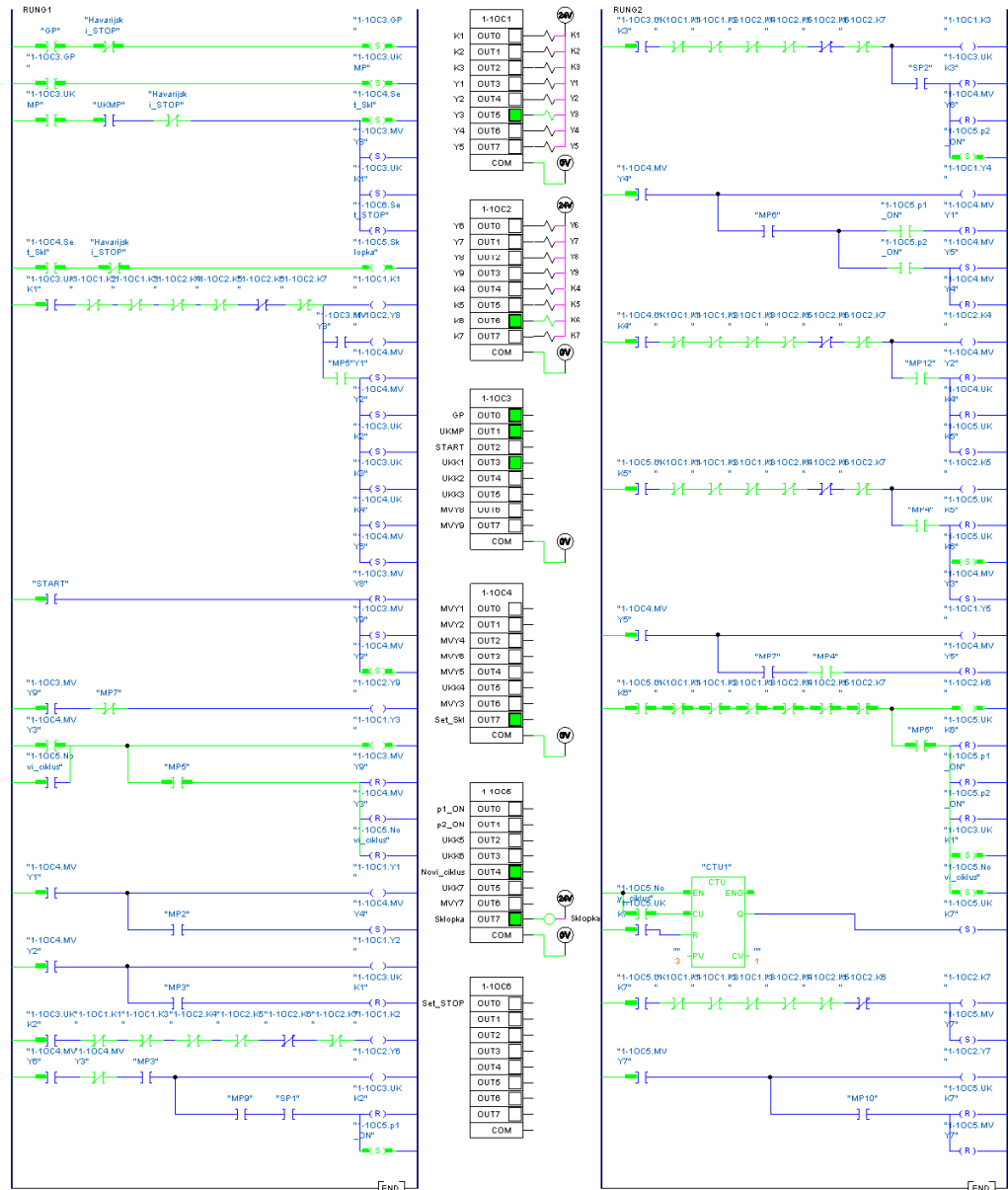
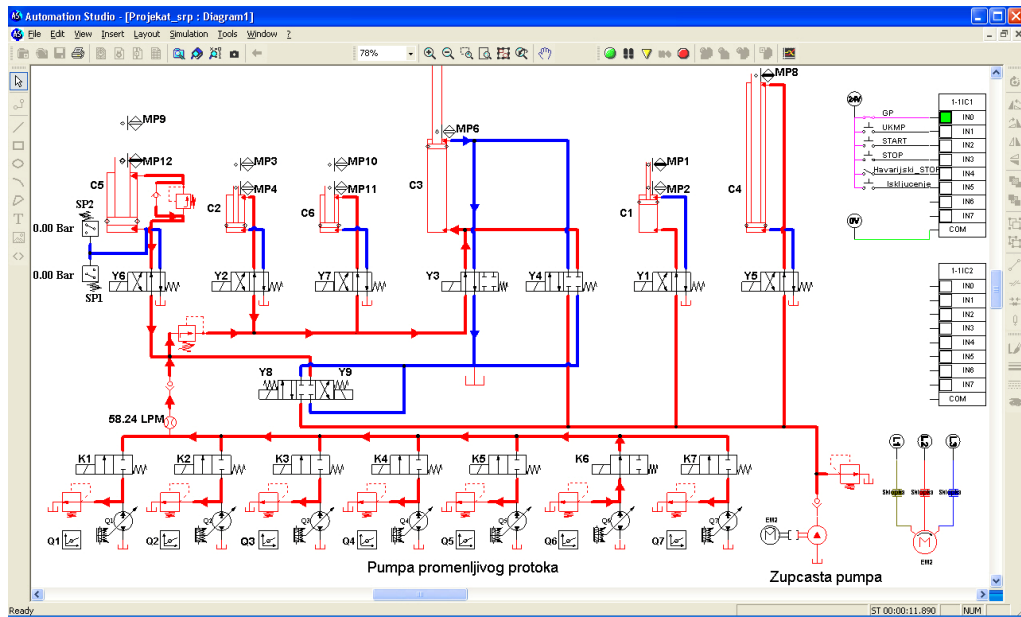
Слика 5.14: Завриетак процеса сабијања, достигнут макс. притисак p_2 , почиње савијање



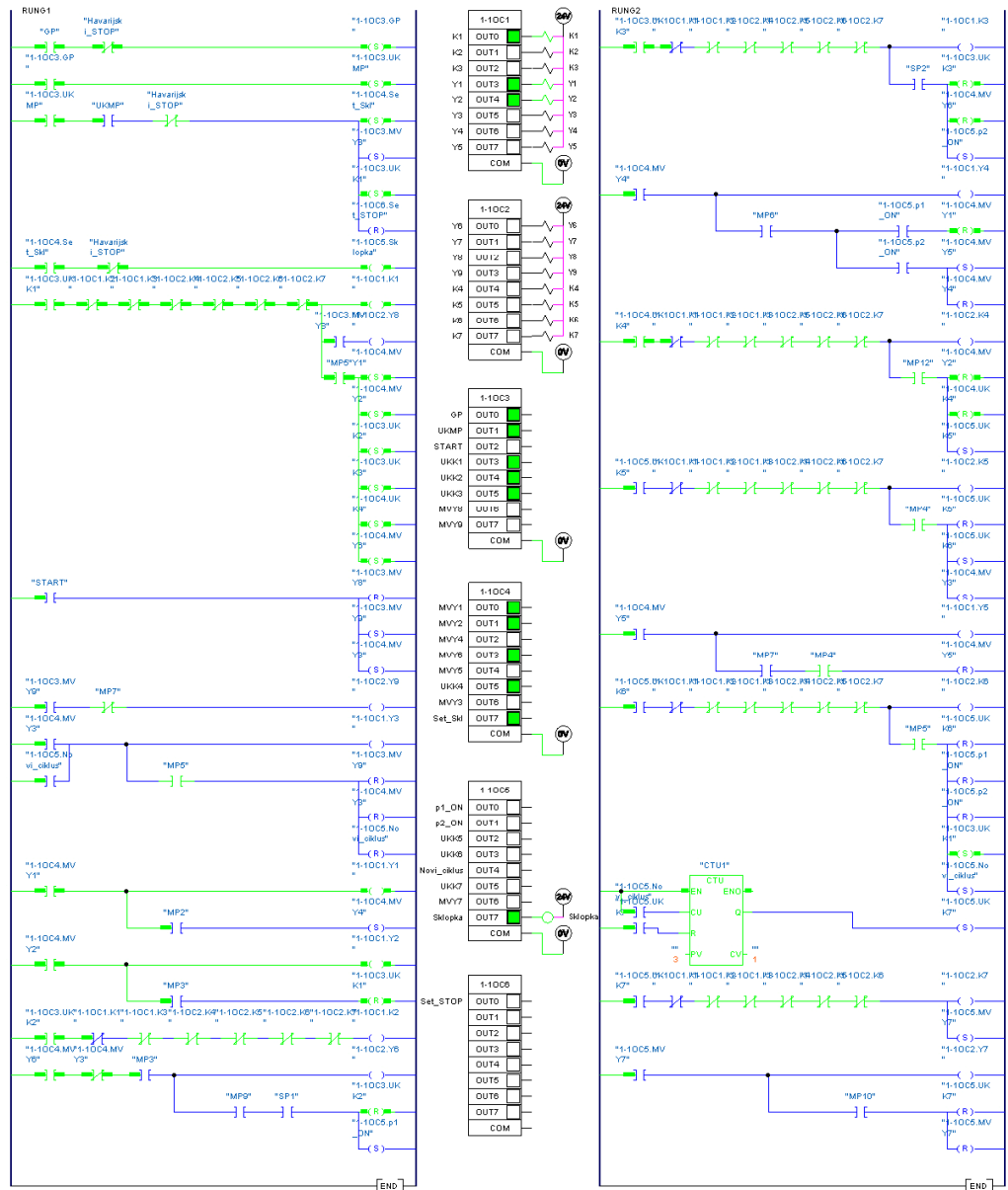
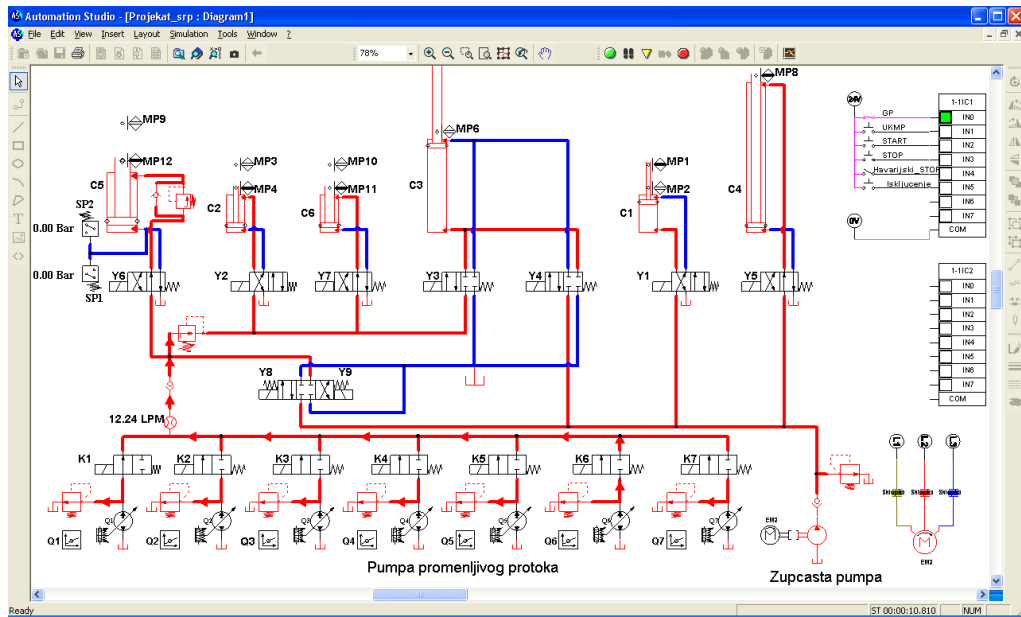
Слика 5.15: Формирана нова петља, отварање алата за пресовање



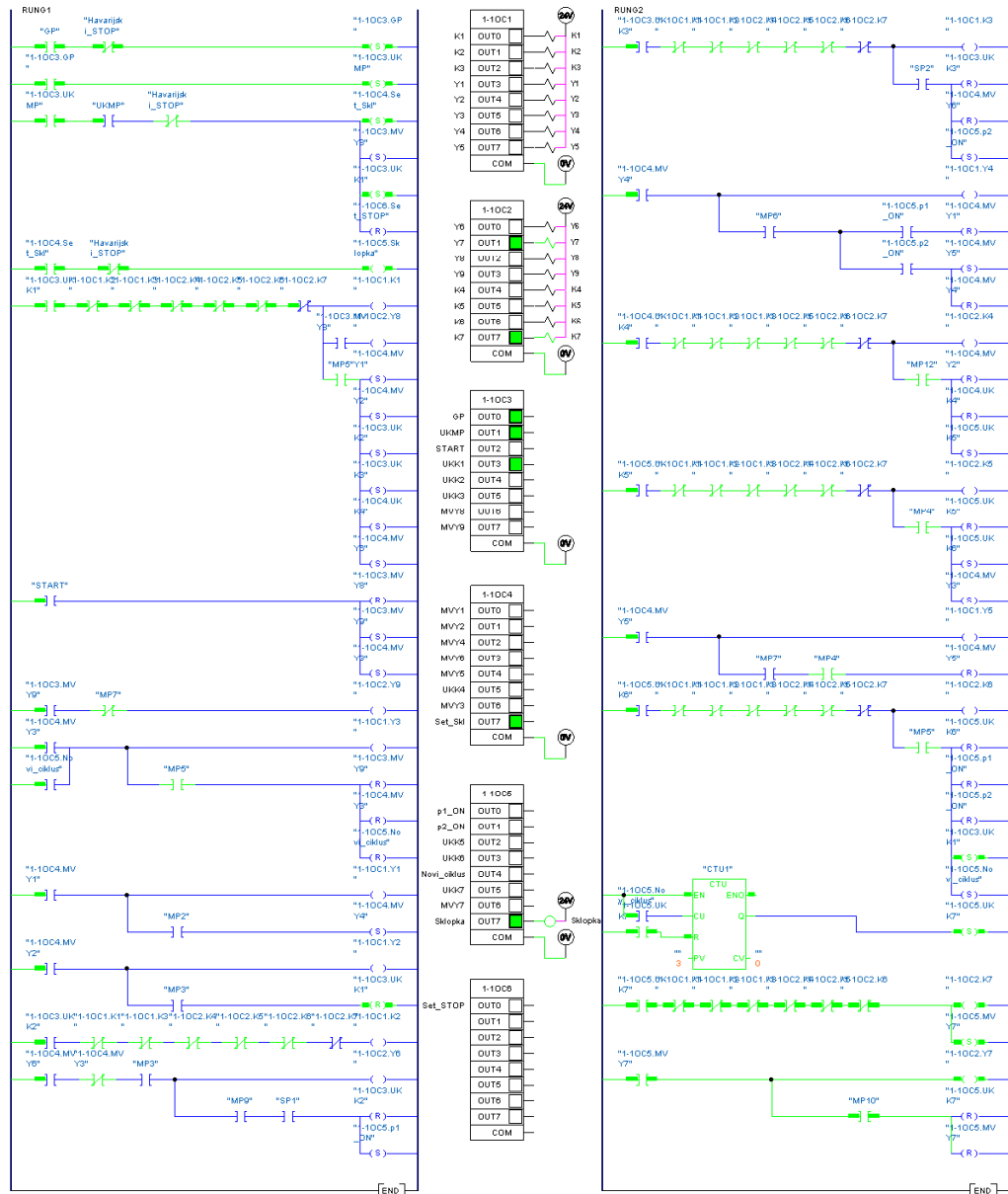
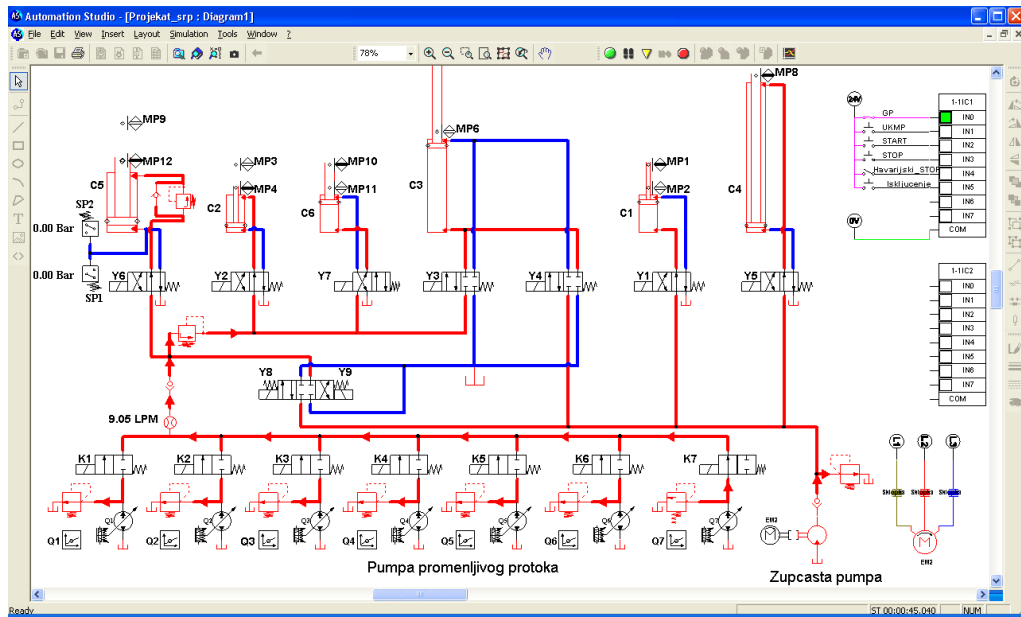
Слика 5.16: Алат за пресовање отворен, завршено увлачење трнова фиксатора



Слика 5.17: Извршено померање за корак, бројач померен за 1



Слика 5.18: Завршен циклус, сви цилиндри и електромагнетни вентили у почетном положају



Слика 5.19: Извршено одсецање после задатог броја циклуса, бројач ресетован

Када се изврши одређени број циклуса задатих на панелу PLC контролера, после завршетка последњег циклуса укључује се електромагнетни вентил Y7 при протоку клипне пумпе Q7, извлачи се цилиндар секача и врши се одсецање формираног жичаног профила (сл. 5.19). После тога, искључује се електромагнетни вентил Y7, ресетује бројач на задати број циклуса и увлачи се цилиндар секача, након чега може започети нови циклус, укључењем електромагнетних вентила Y1 и Y2 са протоком Q1.

Програмом су предвиђене и разне хаваријске ситуације. Притиском на тастер „STOP“ у току рада, сви хидраулични цилиндри се најпре доводе у почетни положај, и тек тада се искључују сви електромагнетни вентили и мотори пумпи.

Притисак на тастер „Havarijski stop“ моментално прекида рад, искључују се сви електромагнетни вентили и мотори пумпи. После отклањања квара, поновно покретање система врши се притиском на тастер „UKMP“ а затим и „START“.

5.4 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА СИМУЛАЦИЈЕ

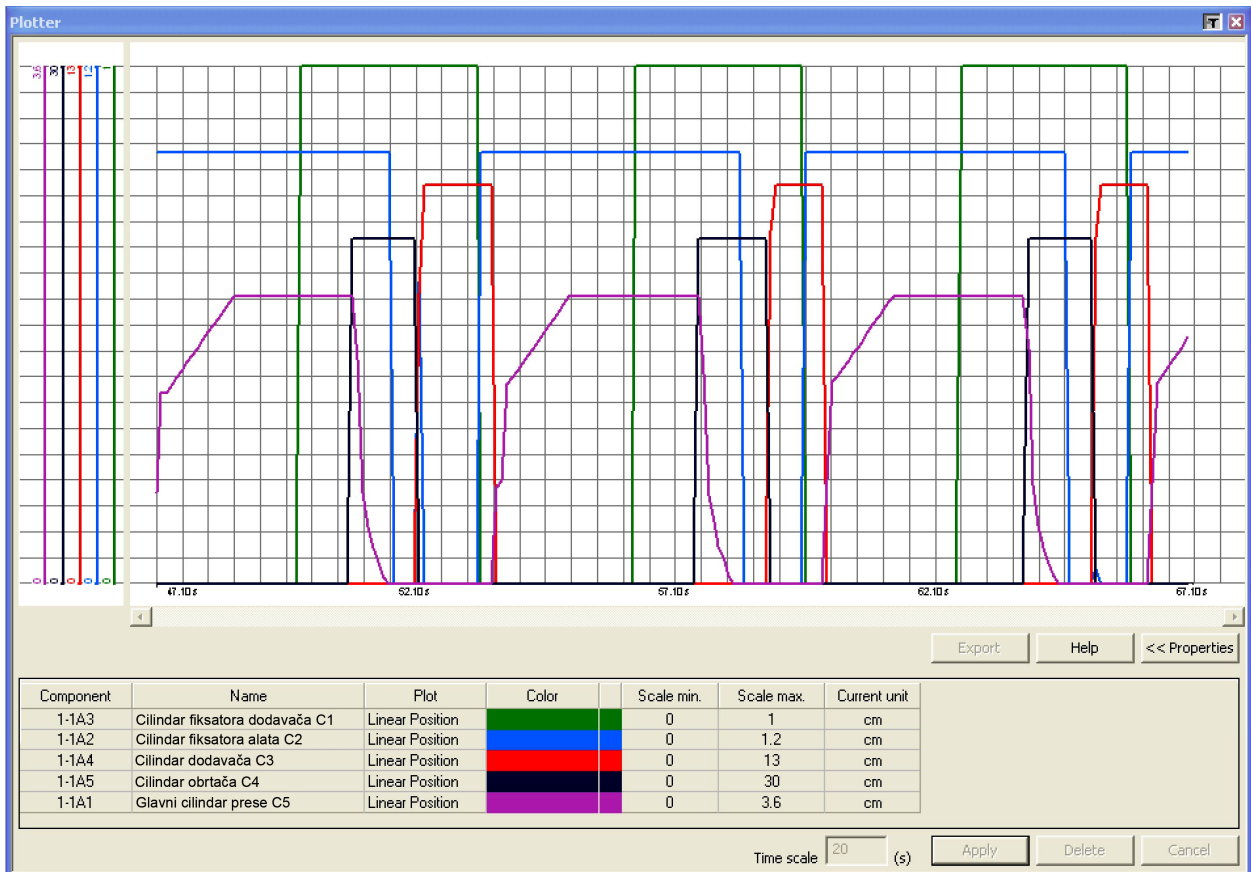
У оквиру овог софтвера могу се континуално пратити радни параметри појединих компонената (положај, брзина, убрзање, притисак, итд.) у функцији времена током симулације рада система, при чему се може извршити трансфер података у текстуални фајл који се може касније користити у било ком софтверу за рад са базама података.

Тестирање система програмом приказаног на сл. 5.9а,б,ц извршено је према пројектованим параметрима система (радни притисци, протоци хидрауличних пумпи, димензије хидрауличних цилиндара – пречници клипова, максимални ходови, итд.), при чему су резултати симулације били задовољавајући.

На сл. 5.20 приказан је циклограм кретања хидрауличких цилиндара добијен симулацијом рада система. Време трајања циклуса износи око 6,2 s. Одступање од предвиђеног времена трајања циклуса које је било основа за прорачун компонената система износи:

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{t_1} = \frac{6,2 - 6}{6} = 0,033 = 3,3\%$$

При томе треба нагласити да је симулација рађена са максимално могућим ходом клипа цилиндра додавача, који је у реалном процесу углавном краћи, што је свакако морало имати утицај на добијено нешто дуже време трајања циклуса. Иначе, ход клипа цилиндра додавача је одређен кораком циклуса, односно растојањем између две петље и дефинише се положајем граничног микропрекидача МР6 (сл. 5.8).

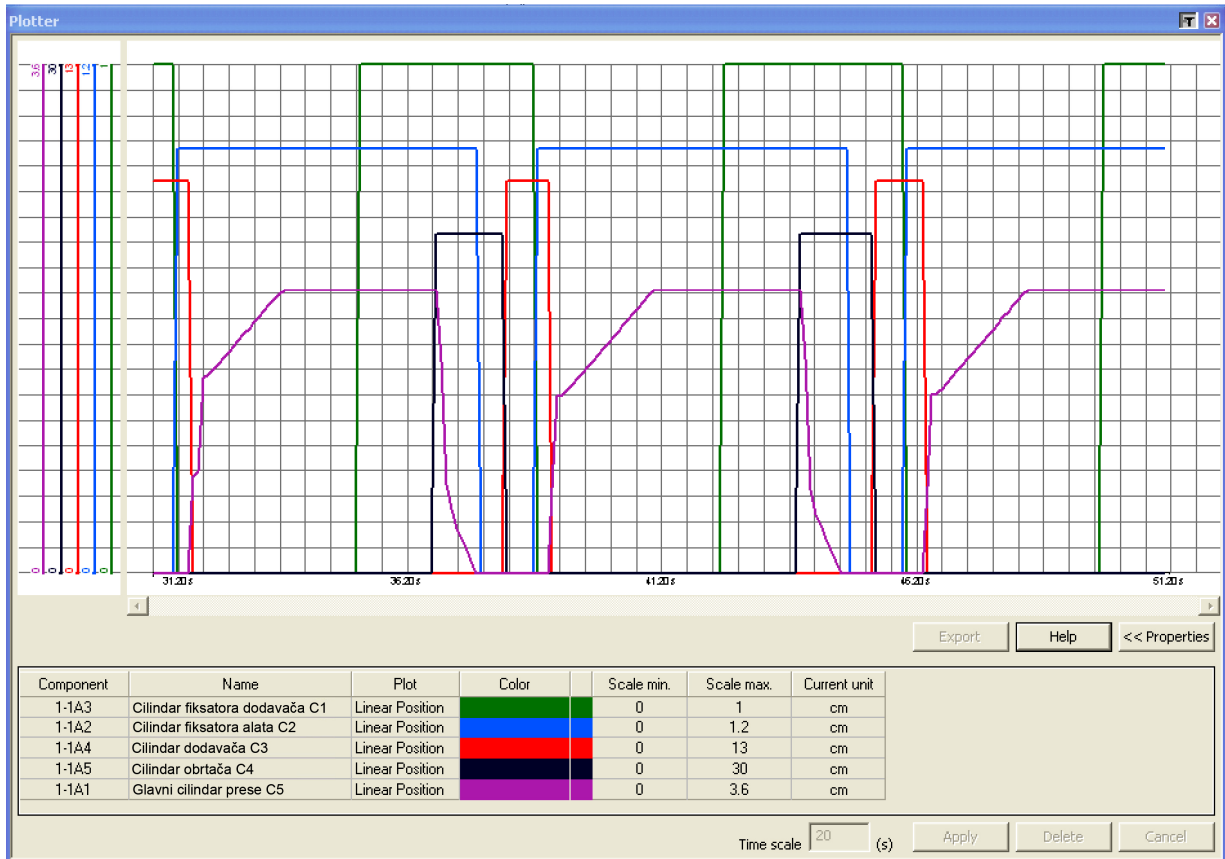


Слика 5.20: Циклограм кретања хидрауличних цилиндара при максималном протоку клипне пумпе 25 l/min

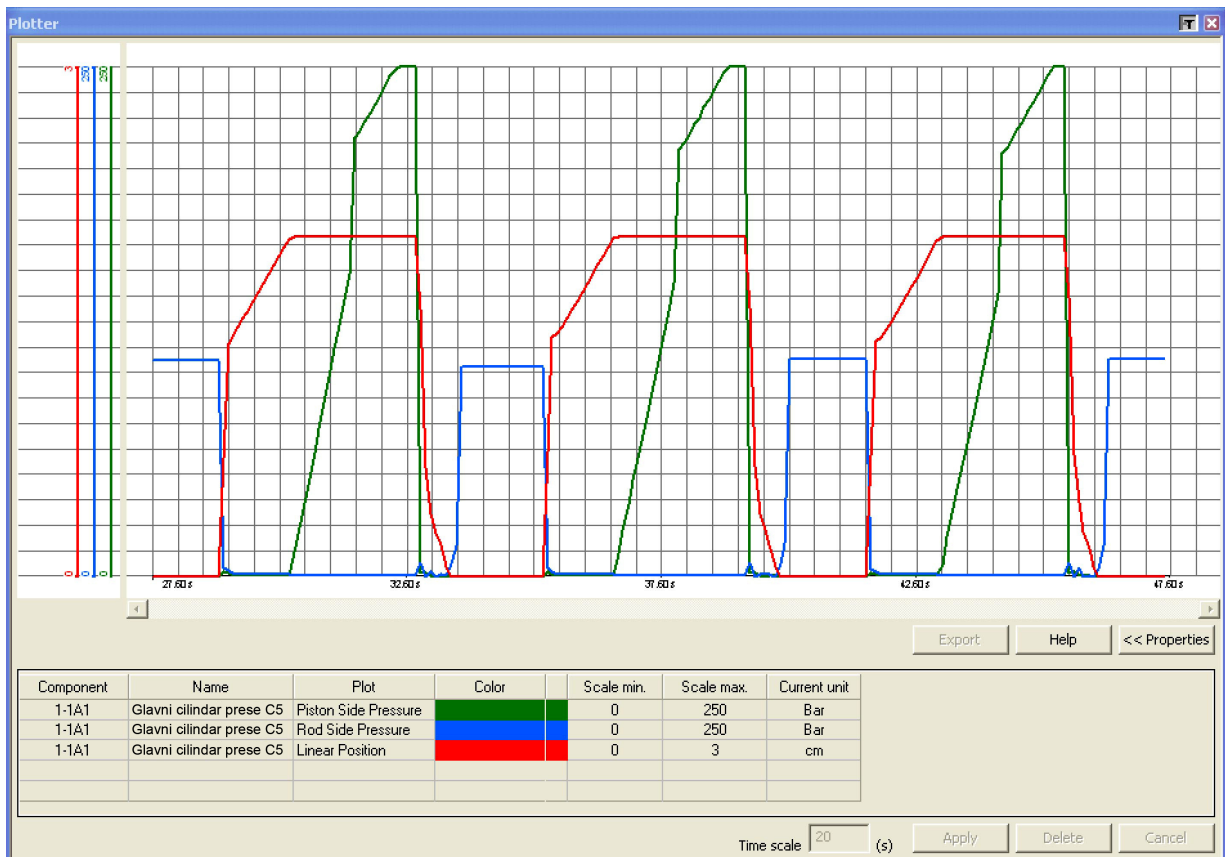
Утицај промене било ког параметра било које компоненте на одређене карактеристике система лако се могу пратити симулацијом рада система и мониторингом жељених параметара.

Примера ради, на *сл. 5.21* приказан је циклограм кретања хидрауличних цилиндара који је добијен при максималном протоку клипне пумпе од 20 l/min, при непромењеном односу осталих протока и свих других параметара. Време трајања циклуса било је око 7,4 s, што је значајно више од захтеваних 6 s.

На *сл. 5.22* дата је промена притиска у главном цилиндру пресе, са стране клипа и са стране клипњаче, као и промена положаја у функцији времена, што се такође поклапа са пројектованим вредностима.



Слика 5.21: Циклограм кретања хидрауличних цилиндара при максималном протоку клипне пумпе 20 l/min



Слика 5.22: Промена притиска и положаја у главном цилиндру prese

Мониторинг жељених параметара омогућава оптимизацију избора електро-хидрауличних компонената, како би се добиле захтеване карактеристике система.

Комплетна симулација рада система, како у нормалним условима рада, тако и при настајању нерегуларних услова у радном процесу, омогућила је да се читав процес лакше сагледа и уоче евентуални недостаци у програму још пре преношења програма у PLC контролер, односно пре уградње PLC-а у разматрани мехатронички систем.

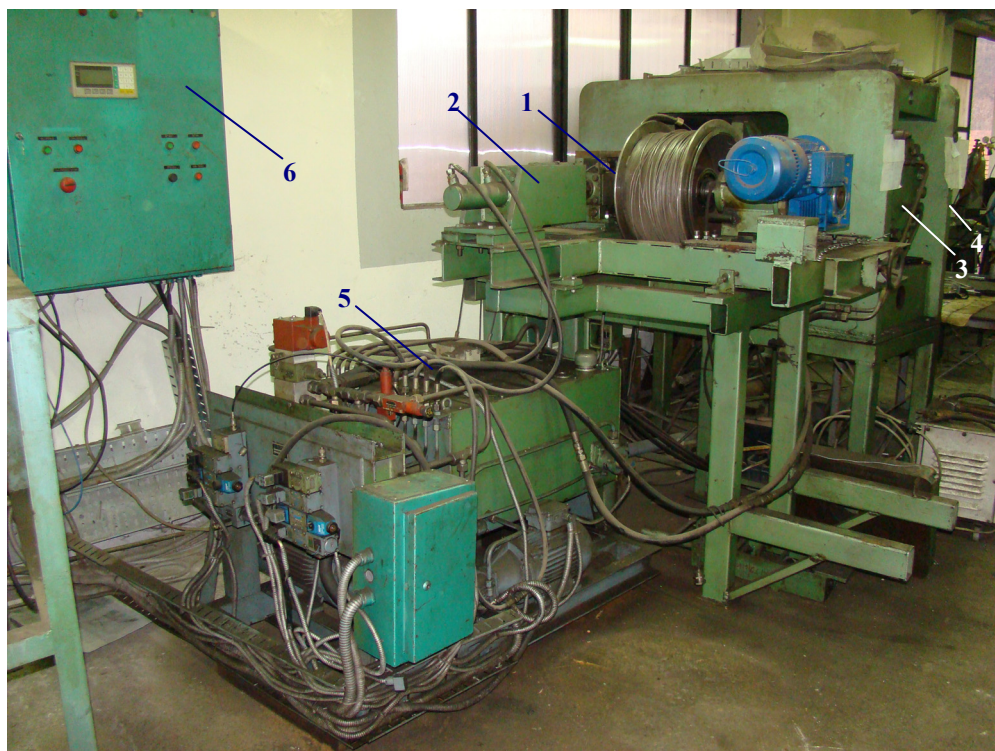
6. ПРИКАЗ РЕАЛИЗОВАНОГ ПРОТОТИПА МЕХАТРОНИЧКОГ СИСТЕМА ЗА ИЗРАДУ СПЕЦИЈАЛНО ОБЛИКОВАНИХ ЖИЧАНИХ ПРОФИЛА

У овом одељку дати су сновни сегменти реализованог прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила у неким важнијим детаљима, док се комплетна документација налази у пројекту линије МСЖ [106].

Линију МСЖ чине следећи подсистеми:

- 1 - обликач петље (обртач),
- 2 - корачни додавач (додавач),
- 3 - хидраулична преса са алатом за пресовање,
- 4 - секач,
- 5 - хидраулички систем,
- 6 - управљачки систем.

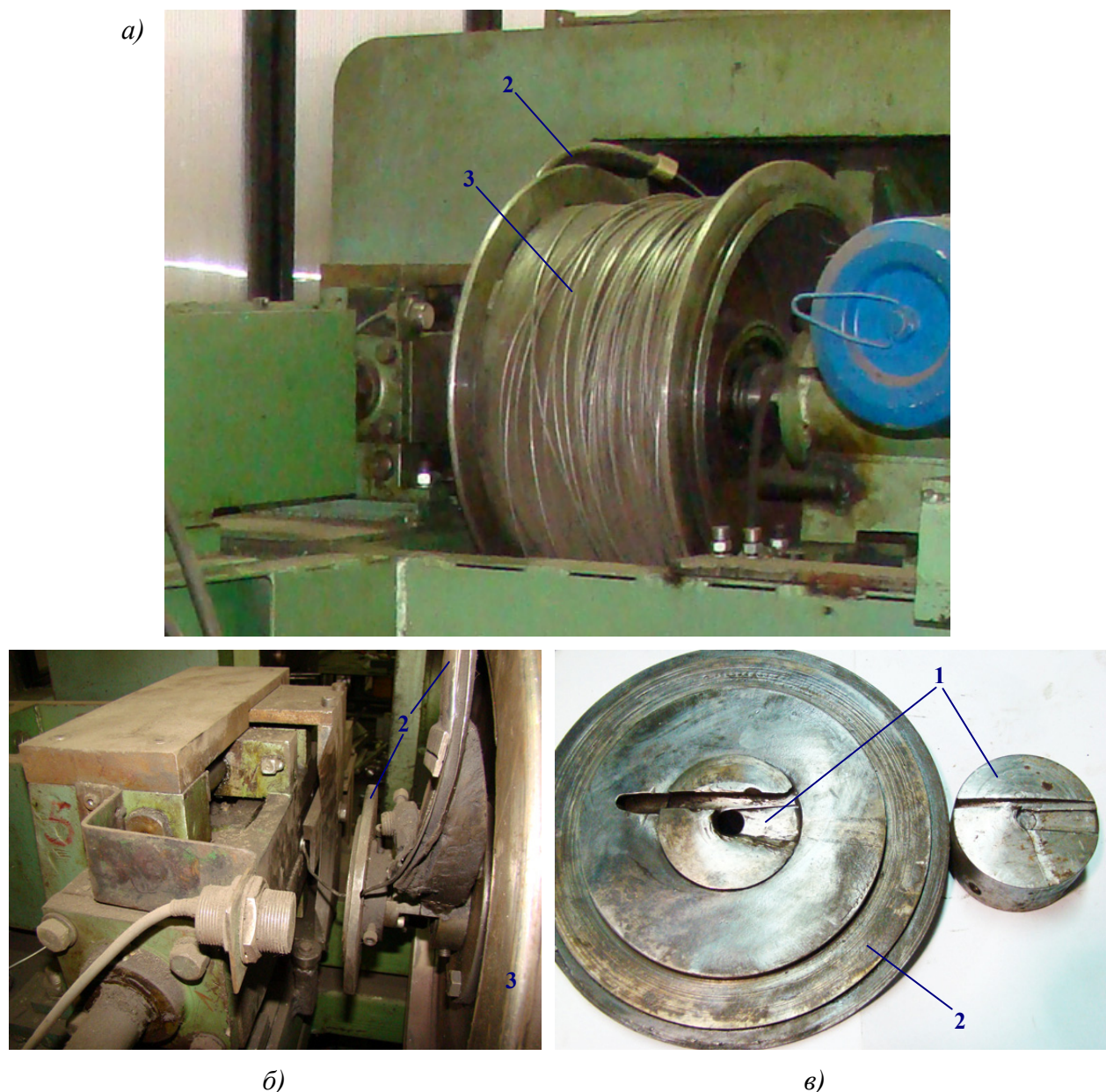
Принцип и опис рада МСЖ показан је на *сл. 1.14*, а у овом делу се издвајају неки важнији детаљи. Општи изглед прототипа линије МСЖ показан је на *сл. 6.1*.



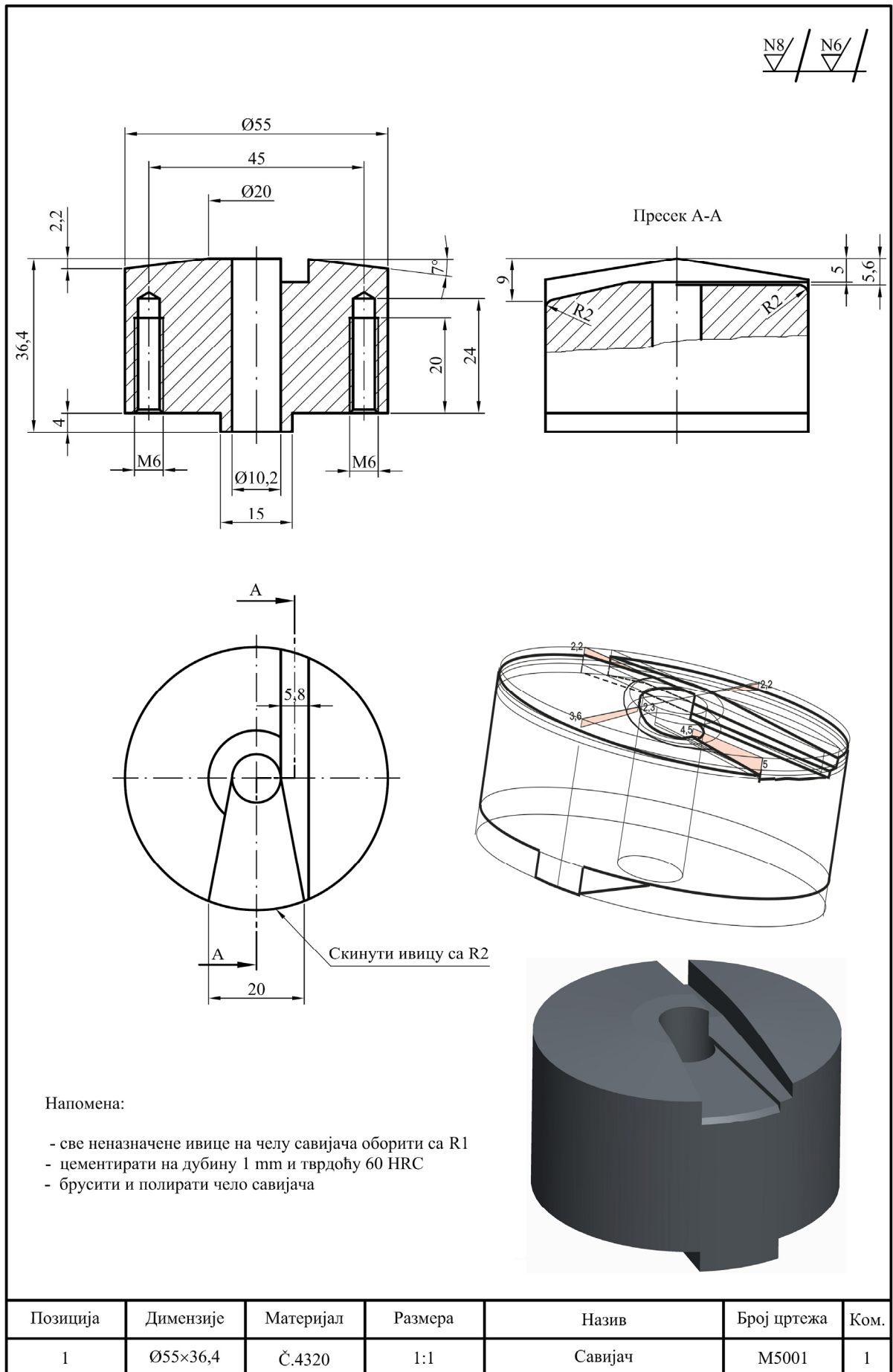
Слика 6.1: Изглед прототипа линије МСЖ

6.1. ОБЛИКАЧ ПЕТЉЕ (ОБРТАЧ)

На сл. 6.2 показан је комплетан систем релизованог прототипског решења обликача петље који се састоји од: добоша са жицом и кочницом, савијача, трна, подупирача, носача, водилица и уводника. Кретања на обртачу се реализује помоћу хидрауличног цилиндра С4 (сл. 5.7) који се укључује управљањем преко *PLC* контролера сагласно циклограму кретања (сл. 5.5) и чији се ходови кретања ограничавају магнетним сензорима (гранични микропрекидачи индуктивног типа, означени са МР, на сл. 5.7) и додатно, ради прецизности, механичким подесивим граничницима кретања. Најважнију улогу у савијању петље жице има алат за савијање приказан на сл. 6.2в и 6.3.



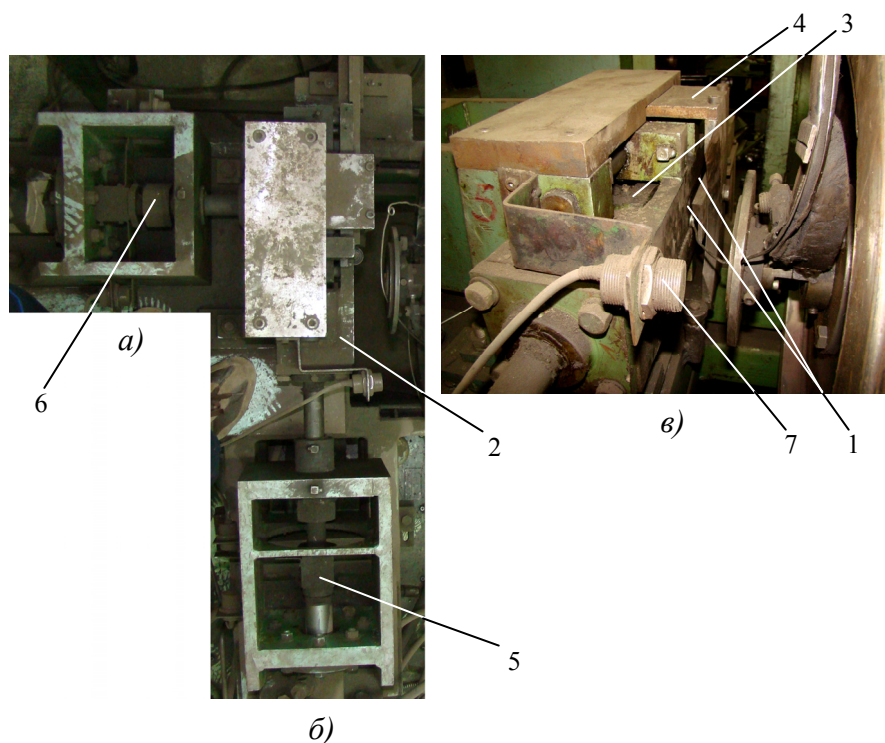
Слика 6.2: Обликач петље (обртач): а) обртач са добошем (3), б) детаљ обликовања петље, в) алат за савијање (1) и уводник жице (2)



Слика 6.3: Алат савијач петље

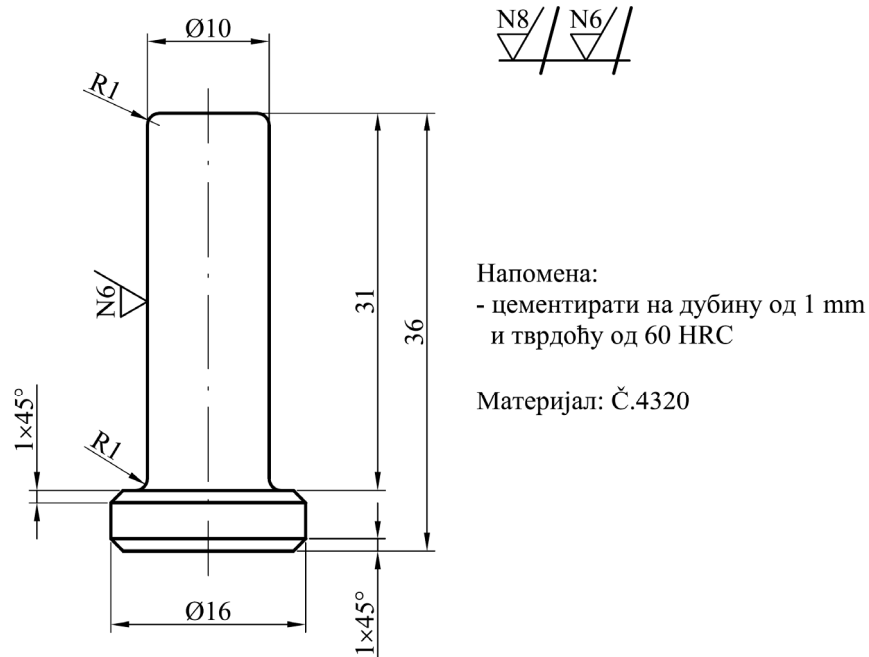
6.2 КОРАЧНИ ДОДАВАЧ (ДОДАВАЧ)

На сл. 6.4 приказан је реализовани прототип корачног додавача (додавач) код кога се остварују два кретања: увлачење и извлачење трнова око којих се намотава петља (сл. 1.14, кретање *X1*) и транслаторно премештање жице са петљама за један корак ради убацивања жице у алат пресе и остваривање повратног хода додавача (*X3*). Додавач се састоји од: трнова за обликовање петље, носача трнова, увлакача трнова и контратрна (прихватног трна). Кретање додавача остварује се преко хидрауличких цилиндара *C1* и *C3* (сл. 5.7), а управљање преко *PLC*-а сагласно циклограму кретања (сл. 5.5) и чији се ходови кретања, такође, ограничавају магнетним сензорима и додатно, ради прецизности, механичким подесивим граничницима кретања. Контратрн има задатак да жицу задржи у достигнутом положају при повратном ходу додавача.



Слика 6.4: Корачни додавач: а) увлачење и извлачење трнова; б) корачно померање; в) савијање петље

- 1 – трнови за обликовање петље
- 2 – носач трнова
- 3 – увлакач трнова
- 4 – носач прихватног трна (контратрна)
- 5 – цилиндар додавач
- 6 – цилиндар фиксатора додавача
- 7 – гранични микропрекидач

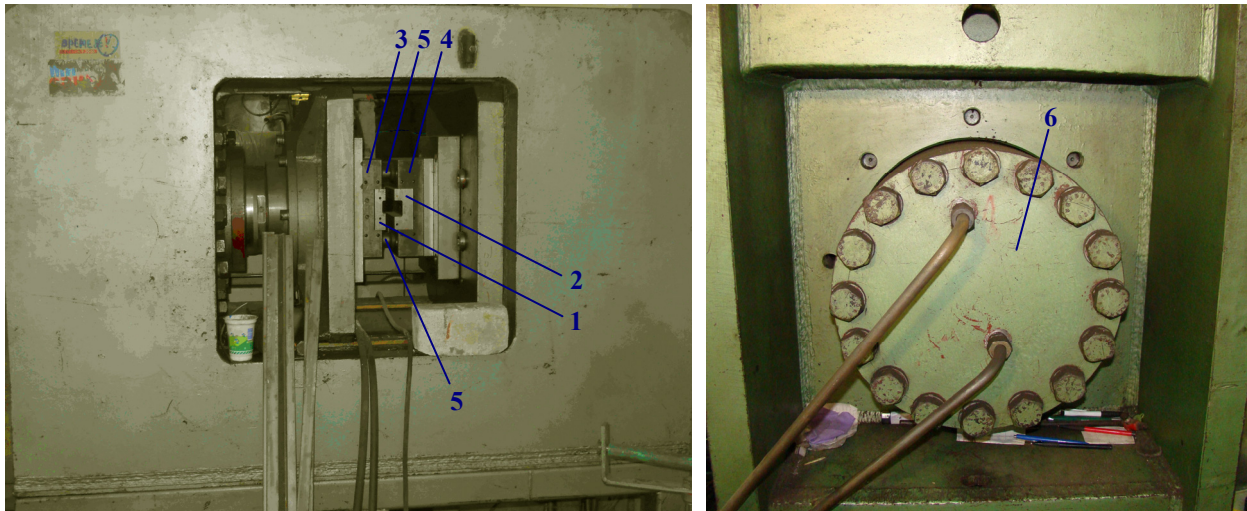


Слика 6.5: Трн - алат за намотавање петљи и транслацију жице

6.3 ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСА

На сл. 6.6 приказан је реализован прототип хидрауличне пресе, максималне силе од 2000 kN, на којој се остварује технолошки процес сабијања жице до коначне форме, тј. жељеног профила. У овом функционалном подсистему се остварују два кретања: увлачење и извлачење фиксатора алата (сл. 1.14, кретање X2) и затварање и отварање алата у процесу сабијања (X5). Кретање фиксатора остварује се преко хидрауличког цилиндара C2, чији се ход кретања ограничава магнетним сензорима и додатно, ради прецизности, механичким подесивим граничницима. Кретање покретног дела алата за пресовање врши се преко главног цилиндра пресе C5 (сл. 5.7). На основу ограничења деформационе силе (преко сензора давача притисака) и граничним микропрекидачима одређен је ход алата у процесу сабијања. Управљање се остварује преко PLC-а, сагласно циклограму кретања (сл. 5.5). Одвајање отпресоване жице од алата врши се специјаним уводницима и довољним одмицањем алата. Померање отпресоване жице из алата контролише се сензором - ласерским бројачем који шаље сигнал за континуитет процеса.

Носећа структура пресе израђена је од челичних лимова заваривањем и нормализацијом заварених структура, одређених пресека димензионо прорачунатих према номиналном оптерећењу од 2000 kN. Носеће померљиве плоче алата обезбеђују паралелност преко зглобне везе реализоване на одређеном месту у притисном ланцу пресе.



Слика 6.6: Хидраулична преса

- 1 – покретни носач алата
- 2 – непокретни носач алата
- 3 – покретна ослона плоча алата
- 4 – непокретна ослона плоча алата
- 5 – водећи стубови алата
- 6 – главни цилиндар пресе

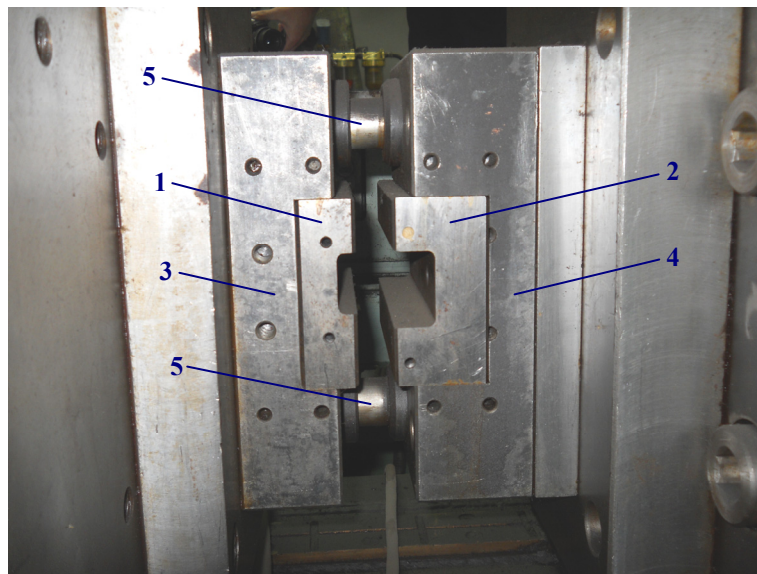
6.4 АЛАТ ЗА ПРЕСОВАЊЕ

Реализовани алат за пресовање код прототипа линије постављен је између померљивих носећих плоча и састоји се од носеће структуре алата израђеног од специјалних челика (сл. 6.7) и сегментног алата од три изменљиве плочице (сл. 6.8, 6.10) високе тврдоће (62 HRC). Појава концентрације напона у алату захтевале су да се примени сегментни алат укомпонован у носеће основне плоче са стубним вођењем. Саставни део алата су и трнови - фиксатори (сл. 6.9, 6.10) цементирани до дубине од 1 mm, због интензивног хабања. На сл. 6.10 показан је сегментни алат и фиксатори у расклопљеном стању. Остваривање одређене геометрије пресованих жичаних профила постиже се одговарајућом геометријом сегмената алата и фиксатора и остварењем неопходних зазора потребних за правилно функционисање алата и спречавање заглављивања жице у алату. Развијен је теоријски модел^{*}, на принципу параметарског моделирања, за прорачун димензија гравуре сегментних алата у функцији пречника жице и жељених зазора сита, при чему је узето у обзир еластично враћање жице које се јавља после завршетка процеса деформисања у технолошком поступку сабијања, а по престанку дејства оптерећења [106].

^{*} Пројектовање алата за пресовање разрађено је у потпуности у [106], а у овом раду се, због обимности, наводе само поједини детаљи

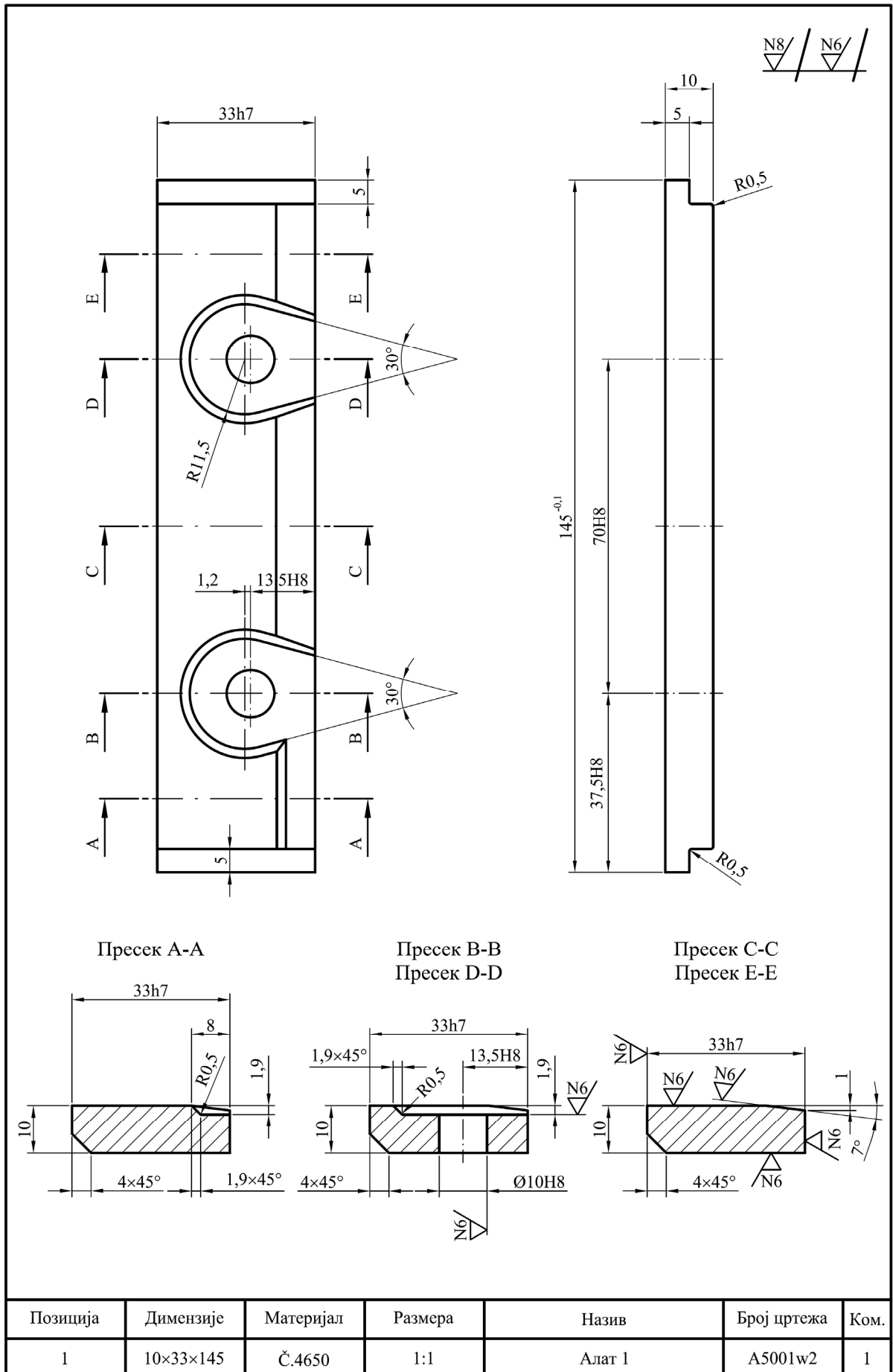
Жица се из подсистема за обликовање петљи специјалним уводницима спроводи до подсистема за пресовање, где се уз помоћ трнова (фиксатора) правилно позиционира у алату. Ради смањења контактнoг трења и спречавања приањања жице за зидове алата, вршено је континуално подмазивање машинским уљем.

У случају да ипак дође до лепљења отпресоване жице у алату, кад корачни додавач изврши померање, ласерски бројач постављен на излазном делу алата региструје да на излазу није дошло до померања жице и процес се аутоматски зауставља, како не би дошло до нагомилавања материјала у алату, што би резултовало озбиљним застојем у раду.

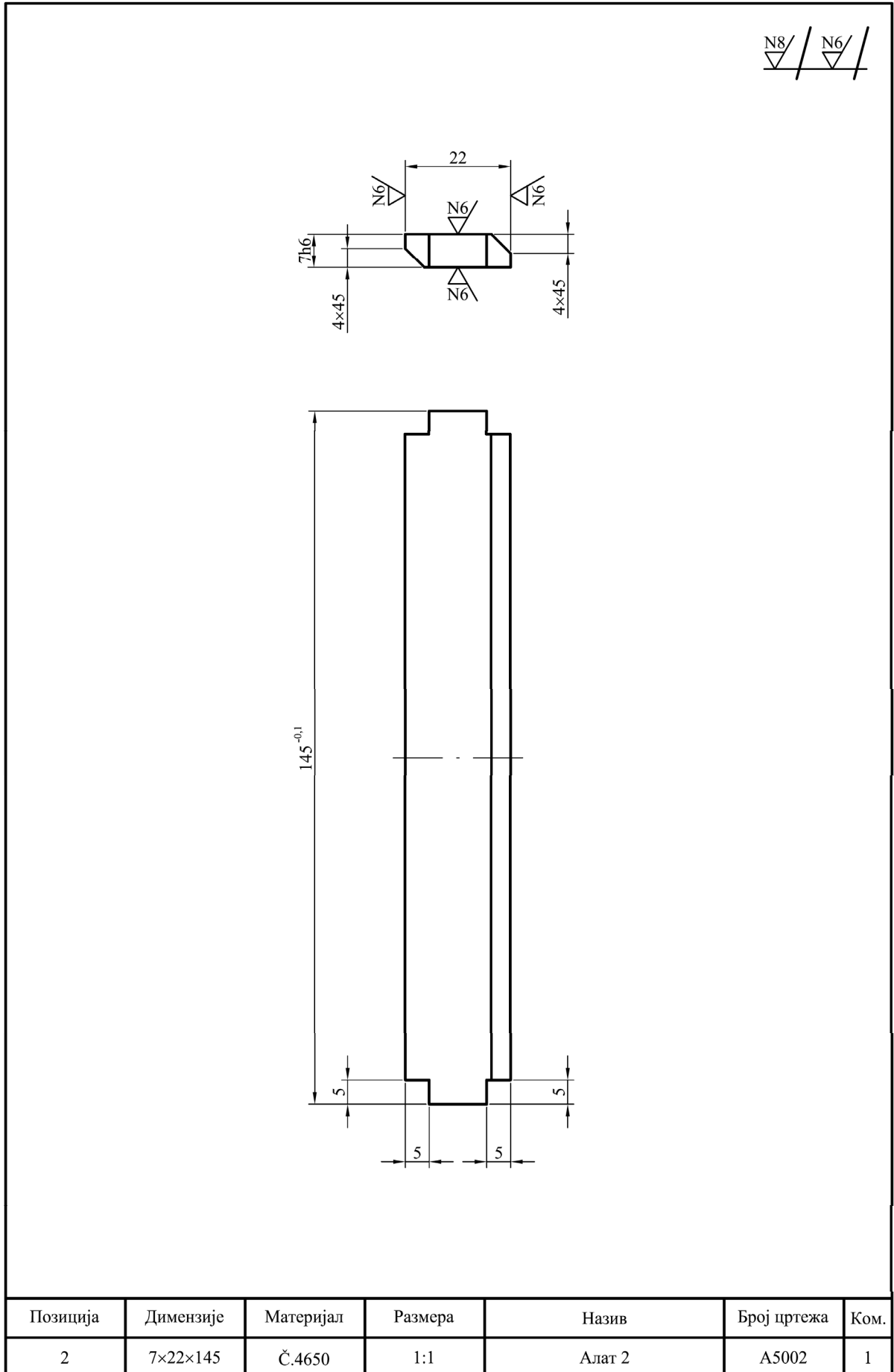


Слика 6.7: Носећа структура сегментног алата за пресовање

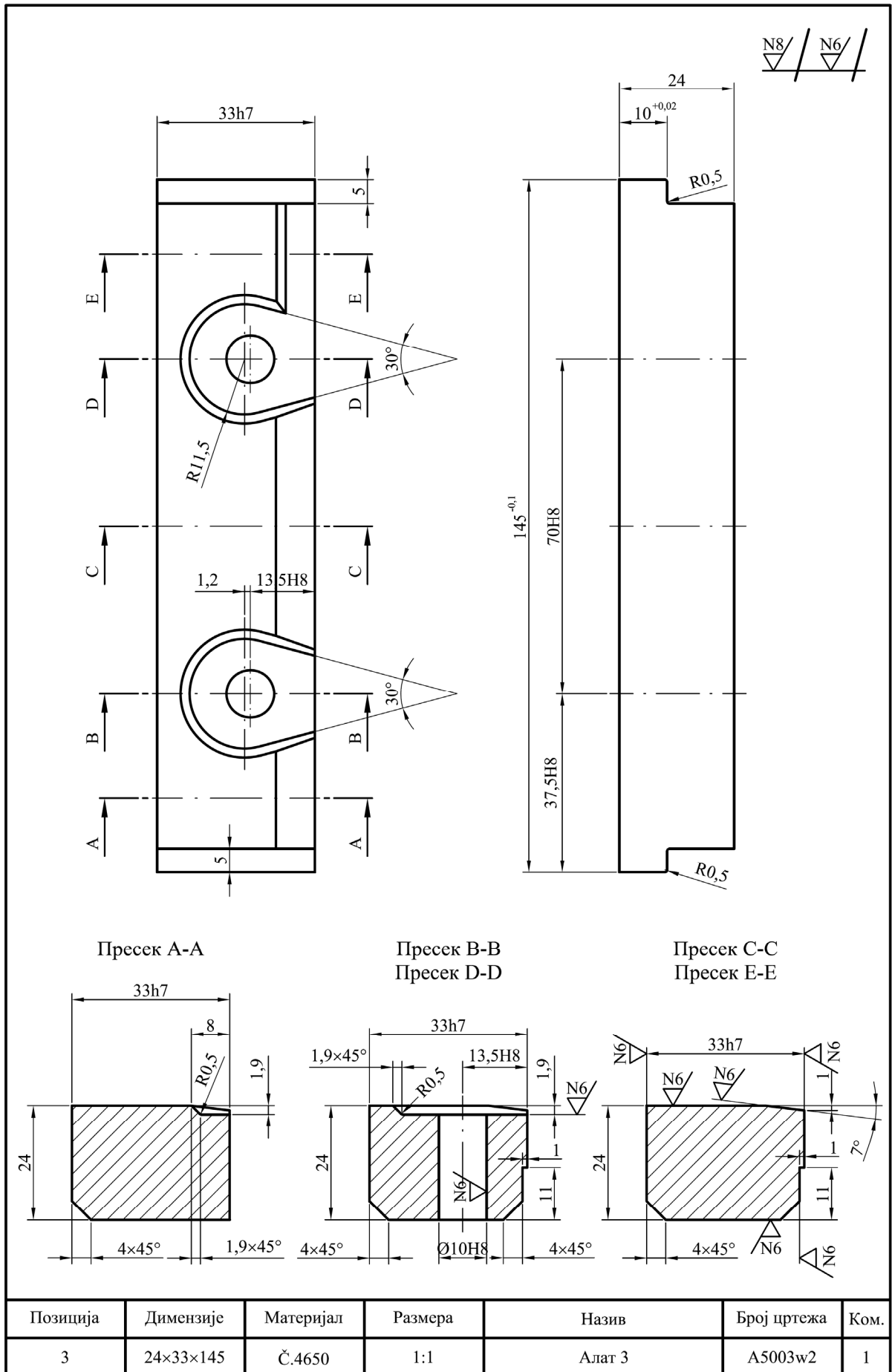
- 1 – покретни носач алата
- 2 – непокретни носач алата
- 3 – покретна ослона плоча алата
- 4 – непокретна ослона плоча алата
- 5 – водећи стубови алата



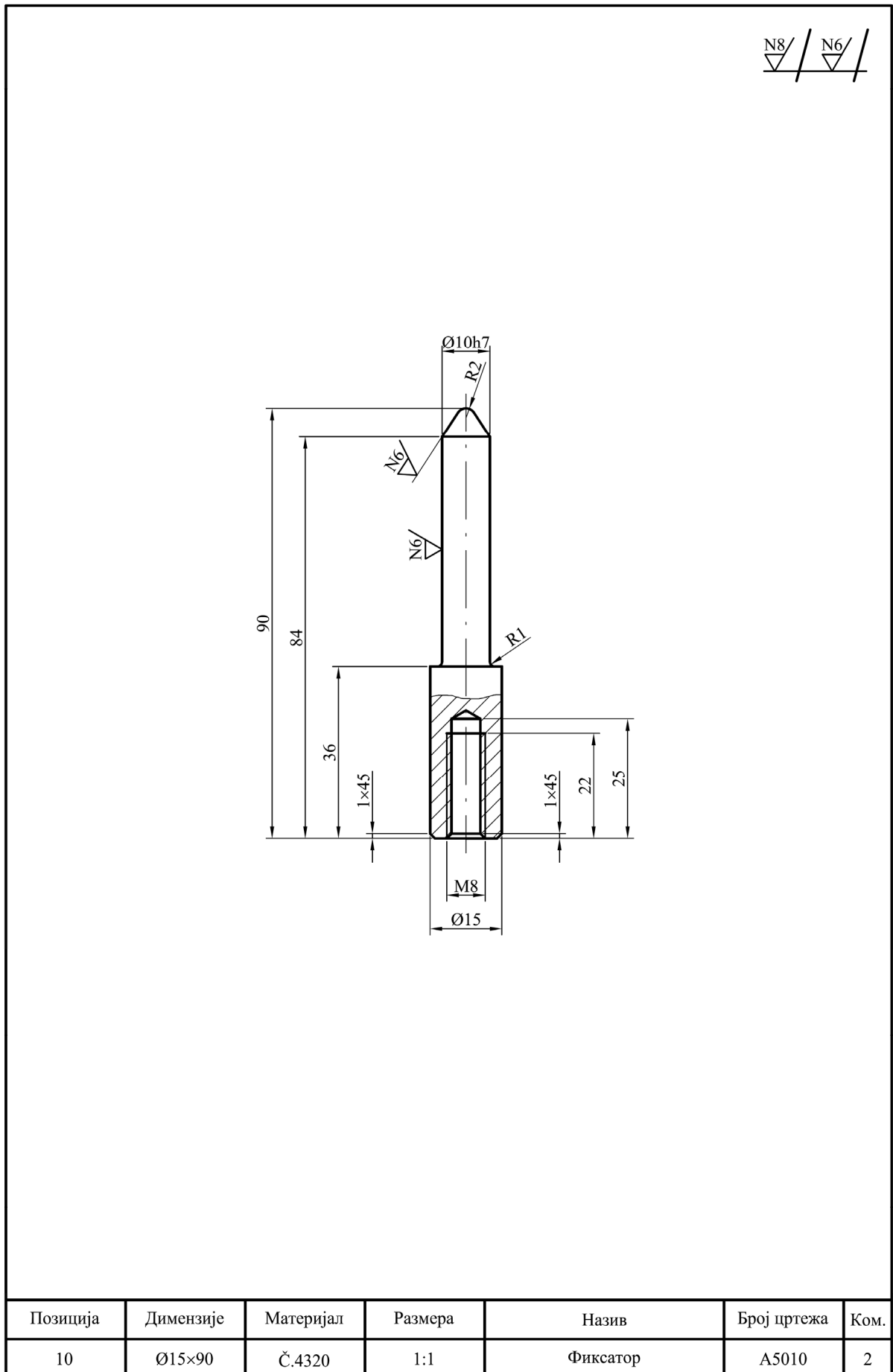
Слика 6.8а: Сегментни алат за пресовање - алат 1



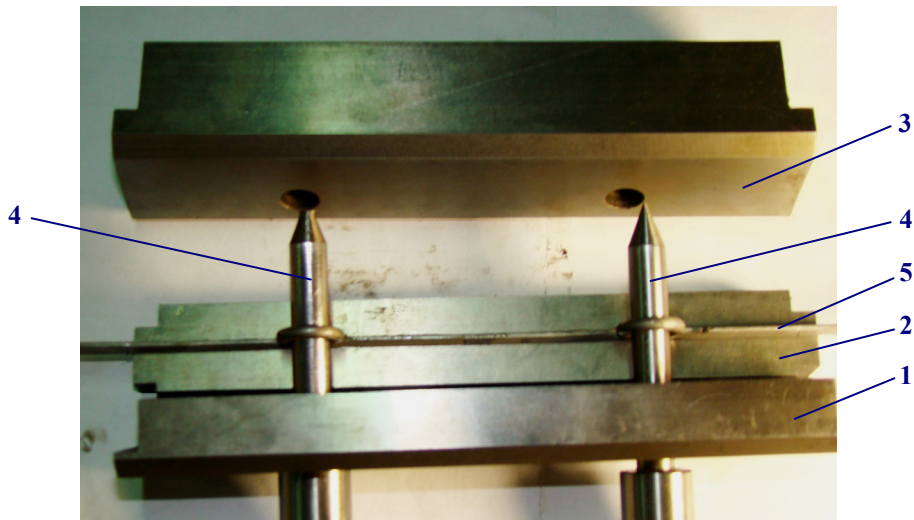
Слика 6.8б: Сегментни алат за пресовање - алат 2



Слика 6.86: Сегментни алат за пресовање - алат 3



Слика 6.9: Фиксатор алата за пресовање

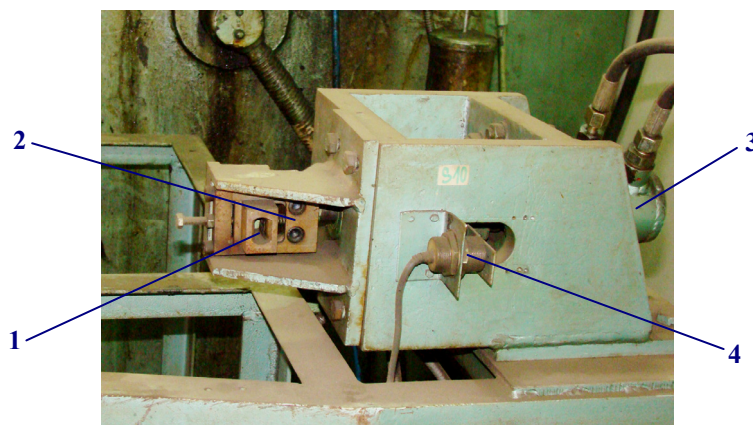


Слика 6.10: Сегментни алат за пресовање са фиксаторима у склопу

- 1, 2, 3 – изменљиви алати
- 4 – фиксатори алата (трнови)
- 5 – изглед жичаног профила по завршетку обраде деформисањем

6.5 СЕКАЧ

После одређеног броја циклуса, врши се одсецање добијеног жичаног профила на секачу (сл. 6.11). Реализовани секач се састоји од два ножа који се померају помоћу хидрауличког цилиндра Сб (сл. 5.7) остварењем померања Хб (сл. 1.14) и управљањем преко PLC-а сагласно циклограму кретања (сл. 5.5). Бројач на PLC-у региструје број извршених циклуса и после задатог броја укључује се одсецање на програмирану дужину, односно број корака, након чега се бројач ресетује.

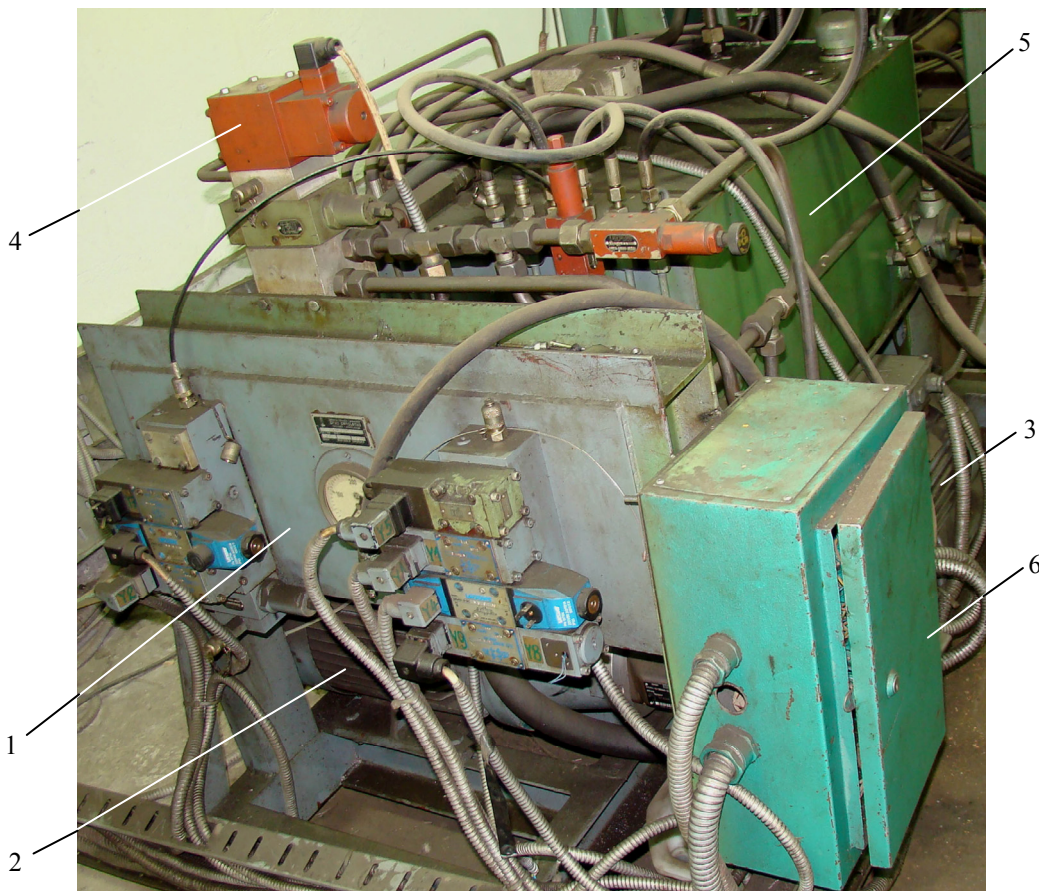


Слика 6.11: Изглед секача

- 1 – уводник жице
- 2 – покретни део ножа за сечење
- 3 – хидраулични цилиндар секача
- 4 – гранични микропрекидач

6.6 ХИДРАУЛИЧКИ СИСТЕМ

У одељку 5.3 дати су детаљи пројектованог хидрауличког система линије МСЖ са детаљном хидрауличком шемом и симулацијом процеса рада. Систем се састоји од две пумпе и шест хидрауличних цилиндара, повезаних преко електромагнетних разводника и вентила управљаних помоћу PLC контролера. На слици 6.12 приказан је релизован прототип хидрауличког система за линију МСЖ.



Слика 6.12: Изглед хидрауличког система линије МСЖ

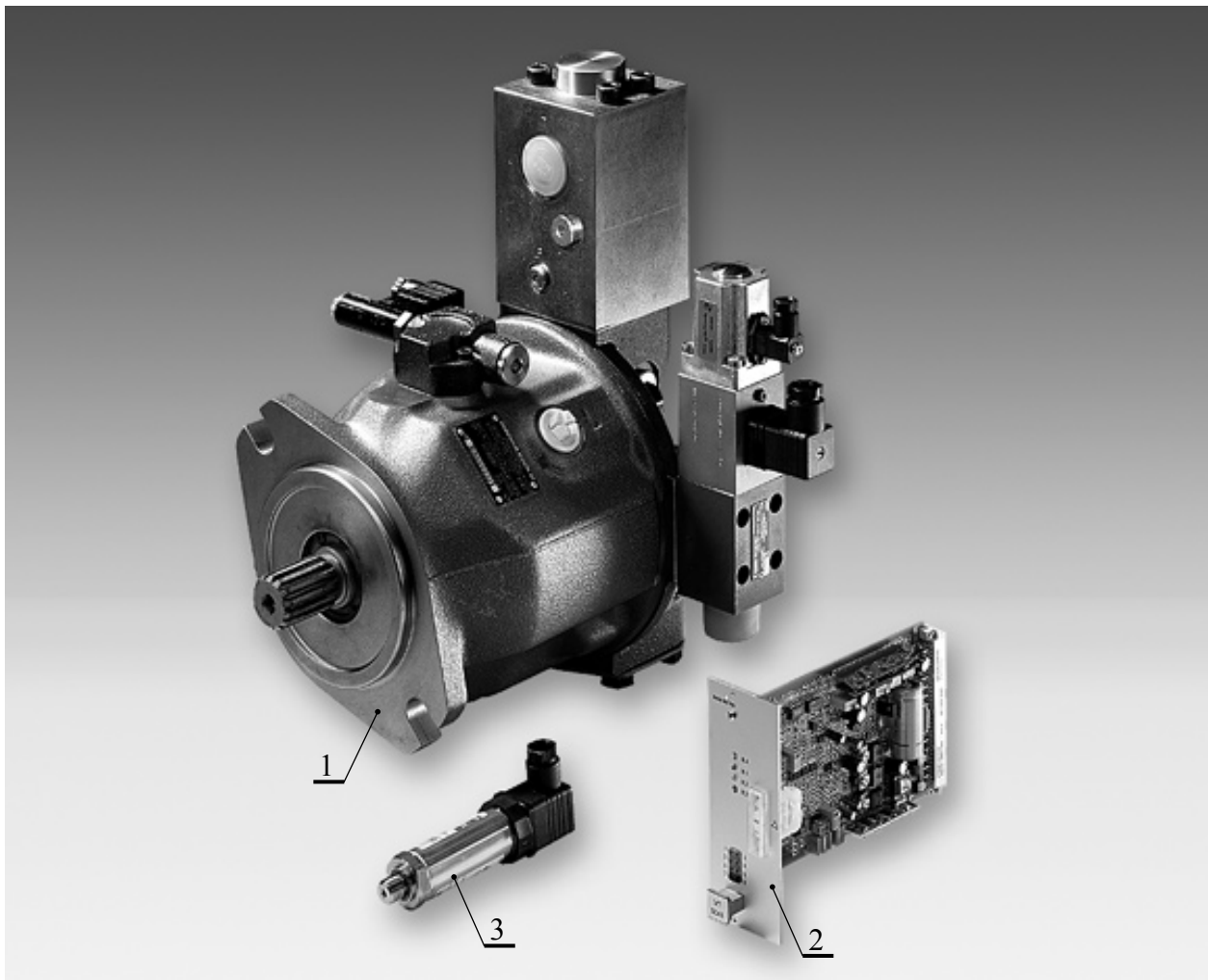
- 1 – табла са хидрауличким разводницима и манометром
- 2 – аксијална клипна пумпа променљивог протока
Mannesmann Rexroth тип *A10VSO*
- 3 – зупчаста пумпа *Прва петолетка* тип 3113.473.29М
- 4 – регулатор протока
- 5 – хладњак радног флуида (хидрауличног уља)
- 6 – електроорман хидрауличког система

Срце хидрауличног система линије МСЖ је електрохидраулични затворени систем управљања протока и притиска радног флуида, *Mannesmann Rexroth SYDFE1* (сл. 6.13). Систем се састоји од следећих елемената:

1 – Аксијална клипна пумпа променљивог протока *A10VSO*;

2 – Електронска картица типа *VT 5041* – аналогни појачавач за обраду свих електричних сигнала и реализацију свих функција које су потребне за управљање параметрима клипне пумпе (проток и притисак);

3 – Претварач притиска типа *HM 12* – за мерење притиска и конвертовање измерене вредности у електрични сигнал.



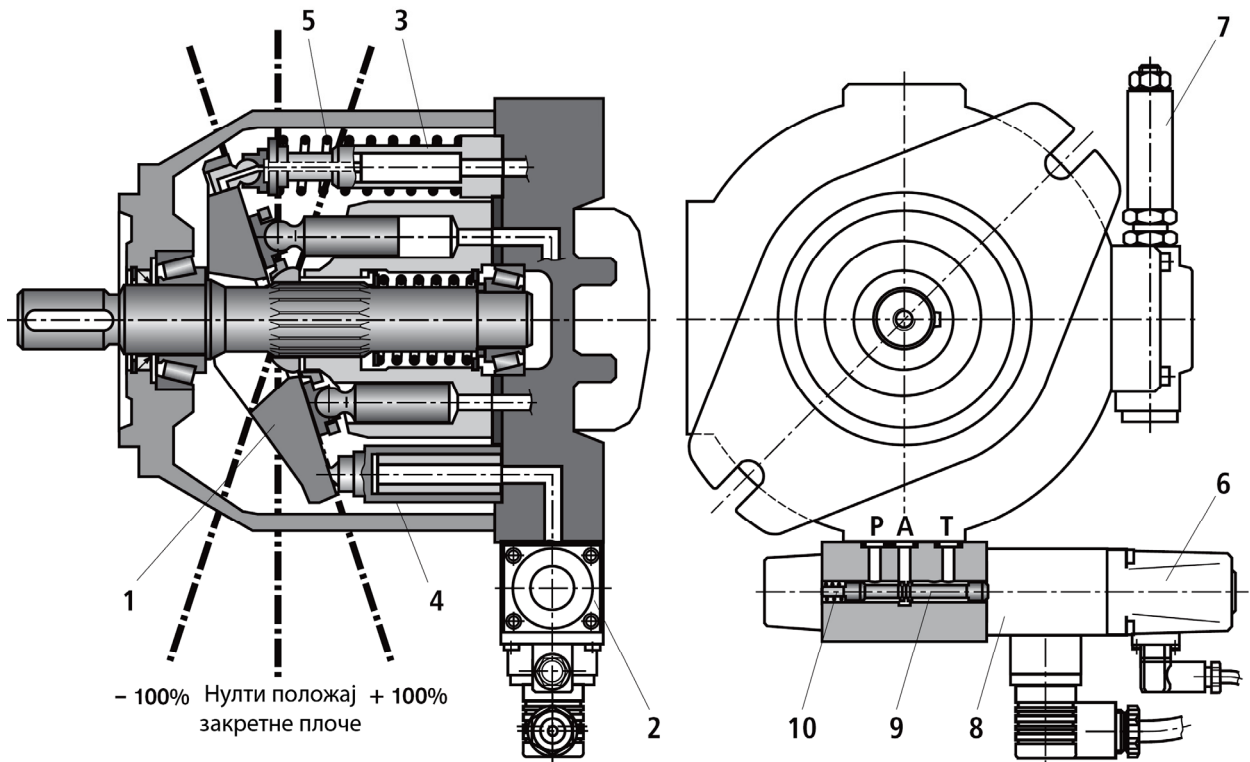
Слика 6.13: Електрохидраулични затворени систем управљања протока и притиска радног флуида, *Mannesmann Rexroth SYDFE1*

1 – Аксијална клипна пумпа променљивог протока, тип *A10VSO*

2 – Електронска управљачка картица, тип *VT 5041*;

3 – Претварач притиска, тип *HM 12*

На сл. 6.14 дата је детаљна функционална шема аксијалне клипне пумпе променљивог протока, са уграђеним пропорционалним вентилом (2) и индуктивним давачем положаја (6) за читавање угла закретања плоче (1) и позиције вентила. Подешавање притиска пумпе променљивог протока врши се управљањем преко пропорционалног вентила (2). Пропорционални вентил одређује положај закретне плоче (1) преко потисног клипа (4). Проток је пропорционалан положају закретне плоче. Клип (3), претходно оптерећен дејством опруге (5), јесте континуално изложен притиску пумпе. Када пумпа не ради и нема притиска, закретна плоча је у положају +100% (сл. 1.14) под дејством опруге (5). Када је пумпа у погону и соленоид пропорционалног вентила (8) под напоном, систем је у положају нултог притиска јер се котва вентила (9) под дејством опруге (10) налази у свом основном положају, па се притисак пумпе p преко прикључка А вентила примењује на потисни клип (4). Равнотежа између силе притиска на потисном клипу (4) и силе у опрузи (5) остварује се на притиску од 8 до 12 bar. Систем се враћа у овај основни положај (нулти положај закретне плоче) када је управљачка електроника неактивна.



Слика 6.14: Функционална шема аксијалне клипне пумпе променљивог протока A10VSO

Електронска управљачка картица VT 5041 обрађује све сигнале који су потребни за рад пумпе променљивог протока, на принципу повратне спреге. Повезана је са аналогним модулом PLC контролера. На њој се задају командне улазне вредности за притисак и угао

закретања плоче. Стварна вредност притиска добија се преко претварача притиска (сл. 6.13, позиција 2). Стварна вредност угла закретања плоче добија се преко давача положаја (7) на пумпи. Добијени сигнали се процесирају у појачавачу и упоређују са задатим командним вредностима. На основу одступања од жељених вредности врши се корекција. Стварна вредност позиције котве вентила добија се путем индуктивног давача положаја (6). Излазна вредност контролера положаја вентила одређује јачину струје кроз соленоид пропорционалног вентила (8) преко појачавача излаза. У статичким условима, чим је радна тачка достигнута (командна вредност притиска једнака стварној вредности или командна вредност угла закретања плоче једнака стварној вредности), котва пропорционалног вентила (9) је у централном положају.

Сагласно циклограму кретања хидрауличких цилиндара (сл. 5.5), клипна пумпа променљивог протока напаја следеће хидрауличке цилиндрице:

- главни цилиндар пресе С5,
- цилиндар фиксатора алата С2,
- цилиндар секача С6, и
- радни ход цилиндра додавача С3.

Максимални проток који ова клипна пумпа може постићи је $Q=25$ l/min (при ниским притисцима). Снабдевена је сигурносним вентилом фабрички подешеним на $p=250$ bar. Покреће је електромотор снаге $P=7,5$ kW и $n=1450$ o/min.

За остваривање преосталих кретања, која се временски преклапају са кретањима која се остварују посредством клипне пумпе, искоришћена је зупчаста пумпа високог притиска са спољашњим озубљењем, Прва петолетка тип 3113.473.29М. Константног је протока – $Q=6,3$ l/min. Осигурана је вентилом за ограничење притиска, подешеним на $p=160$ bar. Покреће је електромотор снаге $P=2,2$ kW и $n=1410$ o/min. Сагласно циклограму кретања хидрауличких цилиндара (сл. 5.5), зупчаста пумпа променљивог протока напаја следеће хидрауличке цилиндрице (сл. 5.7):

- цилиндар обртача С4,
- цилиндар фиксатора додавача С1, и
- повратни ход цилиндра додавача С3.

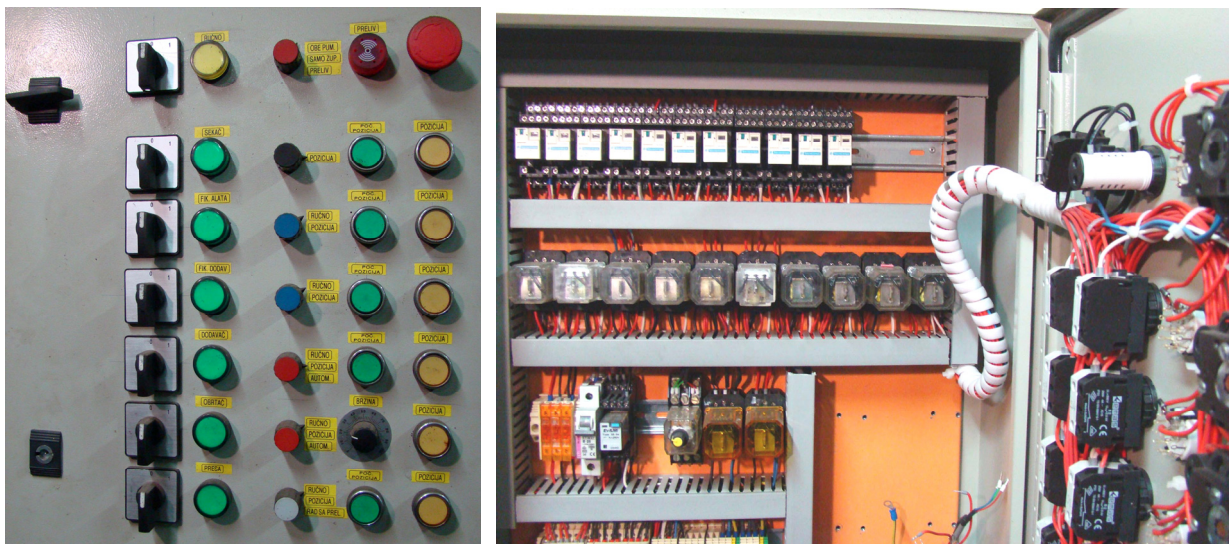
Сви остали коришћени елементи хидрауличног система линије МСЖ, као што су: хидраулички цилиндри, електромагнетни разводници и вентили, гранични микро-прекидачи, разни мерачи и сензори, итд., стандардне су компоненте и због обимности рада нису детаљно описивани (комплетна документација садржана је у [106]).

6.7 УПРАВЉАЧКИ СИСТЕМ

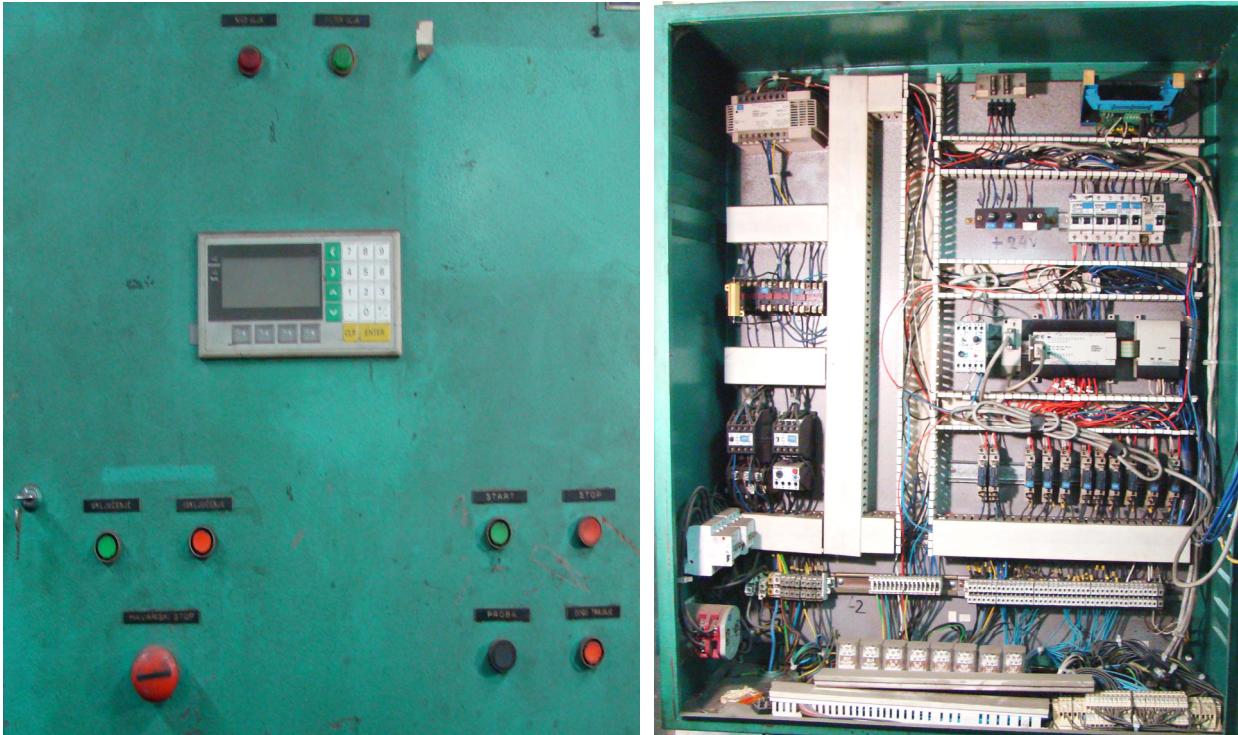
Процесом рада линије МСЖ управља се помоћу програмабилног логичког контролера (PLC) - индустријског микрорачунарског система намењеног за реализацију секвенцијалног управљања. Коришћен је PLC *Omron*, снабдевен великим бројем дигиталних улаза и излаза, као и аналогним модулом (због повезивања са електронском управљачком картицом клипне пумпе променљивог протока). Детаљна анализа елемената и структуре управљања, дефинисаног извршног програма PLC контролера реализованог методом *Ladder* дијаграма, као и симулације радног циклуса дати су у 5. поглављу. Овде се наводе само детаљи изведеног решења заснованог на извршеним истраживањима.

На сл. 6.15 приказан је изглед управљачког пулта линије МСЖ за ручно управљање које се користи у пробама, подешавању и пуштању у рад линије. На сл. 6.16 приказан је управљајући пулт за укључење линије, програмирање циклуса (дисплеј за задавање параметара) и електроорман са PLC-ом за аутоматско управљање системом.

За различите параметре и пречнике жице потребно је унети улазне податке (сл. 5.3), извршити почетак рада линије коришћењем система за пуштање у рад, па тек тада укључити аутоматски програм рада.



Слика 6.15: Изглед управљачког пулта линије МСЖ - пуштање у рад (ручно управљање)



Слика 6.16: Електроника управљачког система линије МСЖ - аутоматско управљање

6.8 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ПРОВЕРА РЕАЛИЗАЦИЈЕ ОСНОВНИХ ФУНКЦИЈА ЛИНИЈЕ МСЖ

Реализовани прототип линије МСЖ је проверен експериментално, извршена су поређења са резултатима прорачуна и симулације циклуса, извршене су одређене дораде и исправке и одређена алтернативна решења. Глобално, на бази одређених искустава до којих се дошло експерименталним путем тестирањем изведеног прототипа линије МСЖ, закључено је следеће:

- Циклус израде специјално обликованог жичаног профила реализован је, најпре, у потпуности ручним управљањем.
- Проблем почетног увођења жице у обликач решен је на следећи начин: најпре се ручним управљањем формира једна петља која се монтира у почетни положај (на средњи трн додача, сл. 1.14, позиција 4). Затим се, такође ручним управљањем, изради друга петља и прво корачно померање додавачем (5), увуку се трнови додача (4), контратрн (7) прихвати претходно формирану петљу и додавач (5) се врати у почетни положај (увуче клип), након чега се извуку трнови (4). Та позиција линије представља почетну позицију за аутоматско стартовање рада машине.

- При тесту реализације једног циклуса израде специјално обликованог жичаног профила у аутоматском режиму рада установљено је да постоји велика подударност трајања циклуса са временом трајања циклуса добијеног анализом и симулацијом рада система – одступање је било занемарљиво.
- При тесту циклуса до одсецања (одбројавања проласка одређеног броја корака) систем функционише нормално, с тим што се мора контролисати да ли је одсецање тачно на средини између две петље, па ако има потребе, врши се линијско подешавање.
- При тесту тачности корака отпресоване жице (осно растојање између две петље) контролисана је тачност корака за више одсечених жичаних профила, низањем жица на трнове за монтажу сита, после чега је контролисан и процеп између жица. Вршена је комплет димензиона анализа и тек после позитивних резултата контроле планирана серија је пуштана у производњу.
- Пробним пресовањем жице одређених пречника експериментално су одређени потребни параметри процеса: радни притисци (дефинишу деформациону силу), померања и протоци. Упоређивањем са прорачунски добијеним вредностима, за све коришћене пречнике жице, констатовано је да су одступања прорачунаских од експериментално одређених параметара врло мала, те да се прорачунате вредности са великом поузданошћу могу користити као улазни параметри процеса и да се одлични излазни резултати добијају уз њихову минималну корекцију.

Добијени резултати доказују да је интегрисани приступ пројектовању линије МСЖ потпуно оправдан.

6.9 ПРЕДЛОГ АЛТЕРНАТИВНИХ РЕШЕЊА ЗА ПОЈЕДИНЕ СЕГМЕНТЕ ЛИНИЈЕ МСЖ

Приликом тестирања изведеног прототипа линије МСЖ, уочени су и одређени недостаци у појединим сегментима реализације процеса производње, па су дефинисана и нека алтернативна решења.

Приликом технолошког процеса савијања жице и формирања петљи у подсистему обликача (сл 6.2, 6.3), уочени су следећи недостаци:

- Због остваривања завојног облика петље у покретном делу алата обликача (алат савијач петље, сл 6.3) потребна је велика прецизност при позиционирању алата за

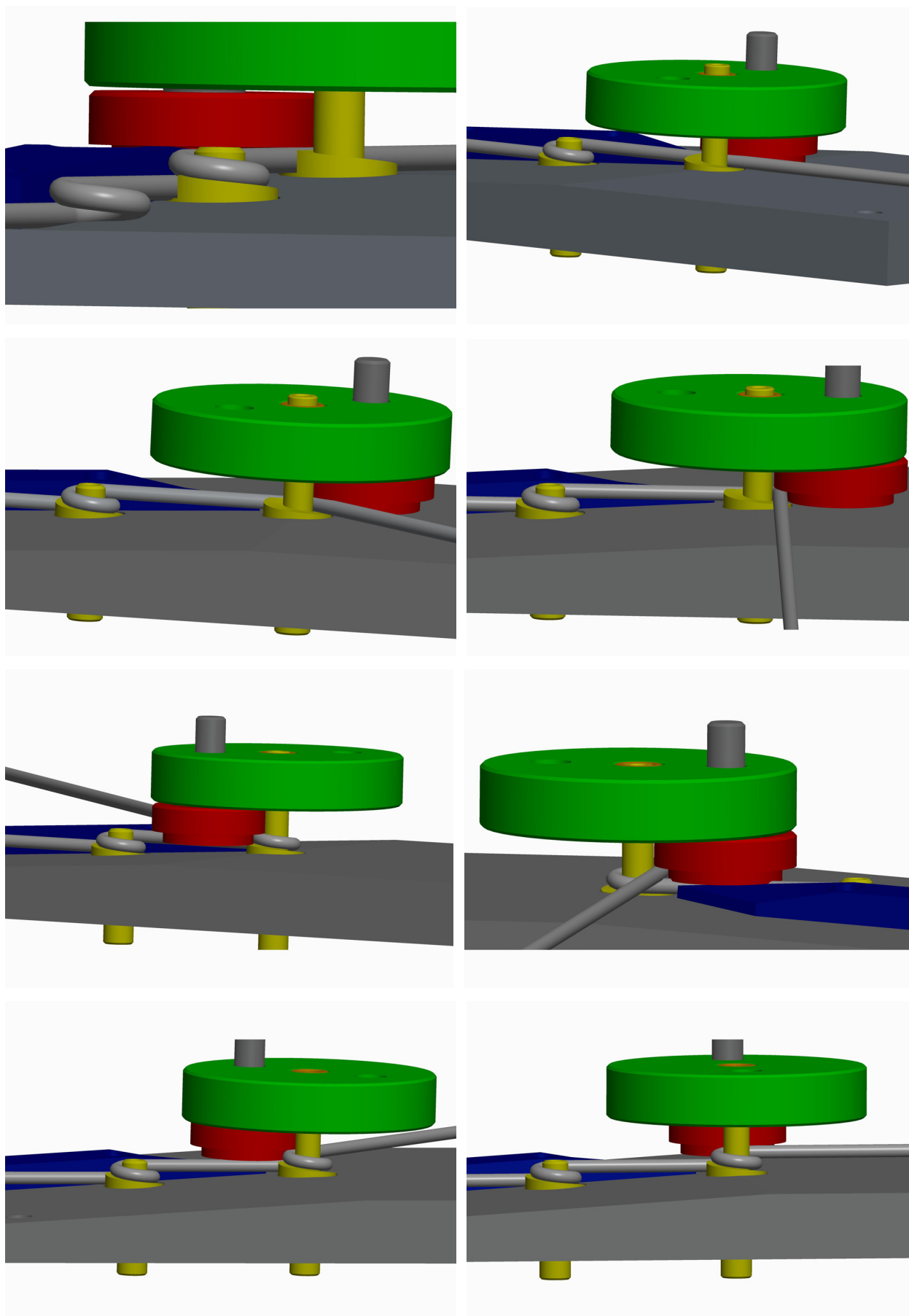
савијање са уводником жице (сл б.2в) у односу на део подсистема обликача на коме се налазе трнови (сл б.2б), где се око првог од три трна (сл б.5) врши савијање петље. С обзиром на то да се уводник жице, алат за савијање и трнови разликују у зависности од пречника жице која се обрађује, свака њихова замена и поновно позиционирање представљају мукотрпан посао који захтева значајно време.

- Због специфичне геометрије алата савијача петље (сл б.3), неопходне да се формира завојни облик петље, између површина жице и алата савијача долази до контактнoг трења великог интензитета, што временом може довести до прекомерног хабања алата савијача.

- При савијању жице великих пречника ($\emptyset 5$), због малог крака силе, потребно је деловати силом великог интензитета да би се остварио потребни момент савијања.

Због тога је предложено алтернативно решење, којим се превазилазе наведени недостаци у технолошком процесу савијања жице и формирања петљи у подсистему обликача. На следећим сликама приказан је процес формирања петље алтернативним решењем, где су због прегледности приказани само основни елементи који директно утичу на процес.

Код решења приказаног на сл. б.17, завојни облик петље остварује се у делу алата који је непокретан у току процеса формирања петље, односно коришћењем трна око кога се врши савијање са прилагођеном геометријом која омогућава формирање завојног облика петље. На овај начин потпуно се елиминише проблем позиционарања покретног дела алата за савијање са уводником, као и проблем контактнoг трења, и значајно се повећава крак силе чиме се омогућава постизање потребног момента савијања деловањем силе знатно мањег интензитета.



Слика 6.17: Алтернативно решење процеса савијања жице и формирања петљи

Следећи недостатак који је уочен односи се на процес увођења жице са формираним петљама у подсистем за пресовање. Наиме, приликом сваког формирања петље, прави део жице између две петље се помера за дебљину жице у правцу осе петље (сл. 6.18), односно добијени жичани профил по дужини није у једној равни, већ се суседни сегменти између две петље налазе у међусобно паралелним равнима на растојању једнаком дебљини жице. То доводи до отежаног кретања жице кроз уводник у подсистем за пресовање што, у најгорем случају, може довести до кривљења жице и лошег позиционирања у алату за пресовање, што на крају може резултовати заглављивањем жице у алату за пресовање, а самим тим и застојем у процесу производње.



Слика 6.18: Изглед жичаног профила пре увођења у подсистем за пресовање

Алтернативно, додатним померањем трна може се реализовати утискивање жице на месту преклапања како би се прав део жице довео у исту раван, односно може се извршити процес претпресовања малом силом како би се превазишао наведени проблем.

7. ЗАКЉУЧАК

Развој мехатроничких система оптерећен је низом недовољно истражених сегмената. Постојећа знања и референтна литература не објашњавају и не дају препоруке у довољној мери на начин који би омогућио ефикасан и генерално применљив концепт решавања сложених техничких проблема и пројектовања сложених производних система.

Пројектовање сложених мехатроничких система врло често се изводи у фазама, појединачним разматрањем компонената система које припадају различитим научним областима, без довољно интеракције у појединим фазама пројектовања. При томе, неретко се дешава да више тимова пројектаната учествује у пројектовању неког сложеног мехатроничког система, где нпр. један тим пројектује механички део система, други се баве решавањем система актуатора, а трећи пројектују систем управљања, при чему се свако базира само на свом делу задатка, без превеликог залажења у суштину целокупног проблема и уз минималну међусобну кореспонденцију. Такав приступ, без свеобухватне анализе, врло често се базира на искуственим информацијама, претпоставкама и разним апроксимацијама, што при пројектовању неког новог сложеног система најчешће доводи до решења које је далеко од оптималног.

Мехатронички приступ инжењерском пројектовању сложених техничких система базира се на интегрисању различитих научних дисциплина које је потребно применити у свакој фази пројектовања, у циљу постизања оптималног решења. Такво решење не може бити постигнуто класичним приступом, појединачним разматрањем компонената система које припадају различитим научним областима, већ захтева свеобухватну анализу читавог система као целине.

У овом раду извршена су теоријско-експериментална истраживања пројектовања сложених техничких система на практичном примеру реализације и остварења мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила (скраћено линија МСЖ). Сложена концепција изабране линије омогућила је да се укаже на комплексност пројектовања мехатроничких система, изведу потребне анализе, аналитичког и експерименталног карактера, и синтезом релевантних података дефинише најповољнија структура система.

При пројектовању овог сложеног техничког система постављени су одређени захтеви и решен је велики број проблема од теоријског и практичног значаја. Извршена су одређена експериментална мерења, као верификација добијених аналитичких резултата. Моделирањем, анализом и симулацијом дефинисани су поједини параметри процеса и одређена решења за поједине сегменте система. Развијен је функционални виртуелни модел управљања читавог мехатроничког система и извршена симулација рада система у реалном времену. Резултати истраживања верификовани су извођењем физичког прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила (линија МСЖ).

Анализом напонског и деформационог стања у технолошком процесу савијања жице при формирању петљи, коришћењем *Rasmussen*-ове формулације [22] и софтверског пакета *MATLAB*, дефинисани су аналитички изрази за везу напон-деформација у нелинеарној области, развијени специјално за нерђајуће челике. Одређено је аналитичко решење као и нумеричка решења за поједине пречнике жица. Коришћењем *Baragetti*-јевог модела [34] као основе, и развијеног модела зависности напона од деформације, дефинисан је оригинални аналитички модел за одређивање потребног момента савијања за формирање петљи. Дефинисани аналитички модел даје боље резултате од постојећих модела који се могу наћи у литератури јер је развијен специјално за нерђајуће челике (при чему је коришћен модел зависности напона од деформације за који је показано да има изузетно добро поклапање са експерименталним резултатима у целом опсегу σ – ε криве за најчешће коришћене нерђајуће челике, међу којима је и X5CrNi1810, од кога је израђена жица коришћена у експериментима). Коришћењем софтверског пакета *MATHEMATICA* одређено је аналитичко решење као и нумеричка решења за поједине пречнике жица.

Анализирањем физичких појава које прате процес пластичног деформисања метала у хладном стању, као и саме природе пластичне деформације, развијена је и оригинална метода за експериментално одређивање степена деформисаности жице на месту формиране петље, засноване на мерењу термоелектромоторне силе термопара [48], [49] конструисаног од бакарног проводника и деформисане жице. Развијена метода може имати доста шири значај од конкретне примене у овом истраживању, јер се може користити као изузетно поуздана за проверу стања конструкција одређивањем степена деформисаности појединих машинских елемената изложених оптерећењу непознатог интензитета, и то не само аксијалном напрезању и савијању, већ и другим типовима напрезања (нпр. сложеним напрезањима), уз услов познавања расподеле деформације по попречном пресеку.

Интеграцијом *CAD/CAM/CAE* софтверских алата у процес пројектовања, извршена је анализа напона и деформација у технолошком процесу сабијања жице на хидрауличној преси, са циљем одређивања оптималних параметара процеса. Спроведен је читав низ симулација, у циљу одређивања потребних параметара процеса. Добијени резултати су анализирани и донесени су одговарајући закључци. За анализу процеса пластичног деформисања жичаних профила у технолошком процесу сабијања на хидрауличној преси, коришћен је софтверски пакет *SIMUFACT.FORMING*.

За пројектовање система управљања, детаљне електрохидрауличне шеме, као и за симулацију рада читавог система коришћен је софтверски пакет *AUTOMATION STUDIO*. Извршена је анализа захтева потребних кретања за остварење производног циклуса. Дефинисан је циклограм кретања извршних елемената система. За реализацију потребних кретања по одређеним условима, као погонски систем дефинисан је електрохидраулички систем са одговарајућим сензорима. Дефинисан је извршни програм PLC контролера реализованог методом *Ladder* дијаграма за управљање мехатроничким системом. Анализом појединих параметара извршена је оптимизација избора електрохидрауличких компонената, у циљу добијања захтеваних карактеристика система. Комплетна симулација рада система, како у нормалним условима рада, тако и при настајању нерегуларних услова у радном процесу, омогућила је да се читав процес лакше сагледа и уоче евентуални недостаци у програму још пре преношења програма у PLC контролер, односно пре уградње PLC-а у пројектовану линију.

На основу свих претходних анализа и добијених резултата, реализован је и физички прототип мехатроничког система за специјално обликовање жичаних профила. Реализовани прототип линије МСЖ је проверен експериментално, извршена су поређења са резултатима прорачуна и симулације циклуса, извршене су одређене дораде и исправке и одређена алтернативна решења. Добијени резултати доказују да је интегрисани приступ пројектовању линије МСЖ потпуно оправдан. Реализовањем прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила, развијена је методологија интегрисаног пројектовања која може послужити као пример за даљи развој мехатроничких система.

Имајући у виду сложеност процеса испитивања физичких прототипова, може се закључити да мехатронички (интегрисани) приступ пројектовању даје велику предност у односу на класични приступ при реализацији сложених техничких система, као што је *Мехатронички систем за израду специјално обликованих жичаних профила* приказан у овом раду. Основа оваквог приступа је у развоју и примени виртуелних модела, који у

овом случају не само да имају задатак да визуелно прикажу конструкцију појединих сегмената система, већ и да опишу и симулирају његово физичко понашање, што је од великог значаја како у циљу исправног димензионисања и дефинисања појединих сегмената система, тако и сагледавања функционисања читавог система као целине. Такође, за разлику од физичких прототипова, виртуелни модели могу искористити све предности савремене рачунарске технике, што омогућава да се тежиште процеса пројектовања премести из физичког у виртуелно окружење. Виртуелни модели могу се користити за симулацију рада и проверу својстава читавог мехатроничког система пре реализације физичког прототипа, чиме се остварује знатна уштеда времена и средстава потребних за израду и модификовање физичког прототипа.

Такође, од значаја је напоменути, да се жичани профили приказани на сл. 1.3б произведени на реализованом прототипу – линији МСЖ, користе за формирање тзв. **пукотинастих сита** (у свету позната као *Looped Wedge Wire Screens*), која имају веома широку примену. Користе се у индустрији прераде воде, у целулозној и папирној индустрији, а нарочито у рударској и прехрамбеној индустрији. Због високе продуктивности, велике отпорности на хабање и дугог радног века практично су незаменљива у процесу издвајања угља од јаловине у рудницима угља, затим за мокру сепарацију магнезита и кварцног песка. Користе се у фабрикама шећера, соланама, пиварама, итд. Међутим, према извршеним истраживањима, у нашој земљи не постоје компаније које се озбиљно баве овом производњом. Постоји мали број фирми које производе узак асортиман производа од оваквих жичаних профила, али је производња нископродуктивна, готово мануфактурна, због непоседовања одговарајуће технолошке опреме и немогућности њене набавке, јер исту нико не нуди на тржишту.

Због свега тога, истраживања приказана у овом раду, поред теоријског, имају и значајан практичан допринос који се огледа у развијању читаве једне технологије за производњу пукотинастих сита реализацијом прототипа мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила.

Развијањем прототипа линије МСЖ, реализована су и нека оригинална техничка решења, као на пример:

- решење алата за савијање које омогућава континуално формирање петљи савијањем око трна $\varnothing 8$ и $\varnothing 10$ mm челичне жице пречника 2 - 5 mm која се одмотава са добоша. Одмотани крај жице није слободан, не може се слободно обртати приликом процеса формирања петљи, већ је „заробљен“ у подсистему

за пресовање. При томе је избегнуто увијање жице приликом одмотавања са доброша које може довести до прекомерног деформационог ојачања;

- корачно померање жице (решење додавача);
- сегментни алат за пресовање деформационом силом до 2000 kN – решење које елиминише појаву концентрације напона на местима где треба остварити оштре ивице деформисаног профила и које омогућава брзу и једноставну демонтажу и монтажу другог алата у случају промене производног програма, односно производње жичаних профила различитих облика и димензија;
- сечење сегмената жице за филтере на одређену толерисану дужину (секач са бројачем) и
- аутоматско управљање процесом рада линије МСЖ применом PLC-а и одговарајућих сензора.

Као и код сваког прототипског решења, приликом тестирања линије МСЖ, уочене су и могућности за одређена алтернативна решења у појединим сегментима реализације процеса производње. Стога, будућа истраживања везана за проблематику реализације мехатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила треба усмерити на решавање следећих проблема:

- Истраживање могућности прилагођавања геометрије алата за савијање петље, јер између површина жице и алата долази до контактеног трења великог интензитета, што временом може довести до прекомерног хабања алата савијача (детални проблеми и предлог алтернативног решења дати у одељку 6.9).
- Истраживање могућности претпресовања жице на месту савијања петље због отежаног кретања жице кроз уводник у подсистем за пресовање (детални проблеми и предлог алтернативног решења дати су у одељку 6.9).
- Истраживање могућности реализације алата за пресовање са системом избијача (под опругама или са хидрауличним дејством), како би се спречило евентуално заглављивање отпреска у алату и омогућио мањи ход главног цилиндра пресе, чиме би се смањило време потребно за реализацију једног циклуса, па би производни процес био још продуктивнији.
- Истраживање могућности реализације компактнијег система, у коме би се технолошки процеси савијања и сабијања жице реализовали у једном подсистему.
- Истраживање могућности проширења функције мехатроничког система додавањем новог подсистема за аутоматску монтажу пукотинастих сита.

8. ЛІТЕРАТУРА

- [1] Arai, E., Arai, T.: *Mechatronics for Safety, Security and Dependability in a New Era*, ISBN 978-0-08044-963-0, Elsevier Ltd., Great Britain, 2007.
- [2] Bishop, R.H.: *Mechatronics: An Introduction*, ISBN 0-8493-6358-6, CRC Press, Taylor & Francis Group, US, 2006.
- [3] Onwubolu, G.C.: *Mechatronics: Principles and Applications*, ISBN 0-7506-6379-0, Elsevier Ltd., Great Britain, 2005.
- [4] Craig, K.: *Mechatronic System Design*, ISBN 978-0-791-80049-2, American Society of Mechanical Engineers, US, 1997.
- [5] Brezina, T., Jablonski, R.: *Recent Advances in Mechatronics*, ISBN 978-3-642-05021-3, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
- [6] Holloman, J. H.: *Tensile deformation*, Trans. AIME, 162, 268–290, 1945.
- [7] Ludwick, P.: *Elemente DER technologischen mechanik*, Springer Verlag, Berlin, 1909.
- [8] Swift, H.W.: *J. Mech. Phys. Solids*, vol. 1, pp.1-18, 1952.
- [9] Voce, E.: *The relationship between stress and strain for homogeneous deformation*, J Inst. Metals, 74, p. 537-562, 1948.
- [10] Ramberg, W., Osgood, W. R.: *Description of Stress-Strain Curves by Three Parameters*, Tec. Note 902, National Advisory Comm. Aeronaut., Washington, D.C., 1943.
- [11] MacDonald, M., Rhodes, J., and Taylor, G.T.: *Mechanical Properties of Stainless Steel Lipped Channels*, Proceedings, 15th International Specialty Conference on Cold-formed Steel Structures. Eds RA LaBoube and W-W Yu, University of Missouri-Rolla, p. 673-686., 2000.
- [12] Olsson, A.: *Stainless Steel Plasticity – Material Modelling and Structural Applications*, PhD thesis, Department of Civil and Mining Engineering, Luleå University of Technology, Sweden, 2001.
- [13] Rasmussen K.JR.: *Full-range stress-strain curves for stainless steels alloys*, Journal of Constructional Steel Research, ISSN: 0143-974X, Elsevier, 59:47-61, 2003.
- [14] Kruger, J.B. and Palazotto, A.N.: *An investigation of springback in wire products*, ASME, J. Eng. Indust. 329–335, 1972.
- [15] Palazzotto, A.N. and Seccombe Jr., D.A.: *Springback of wire products considering natural strain*, ASME J. Eng. Indust. 809–814, 1973.

- [16] Paolini, G.: *Il comportamento dei fili di acciaio sotto sforzi di flessione, con particolare riferimento al campo delle medie deformazioni*, Ingegneria Meccanica 10–11–12 (1960).
- [17] Goes, B., Gil-Sevillano, J. and D'Haene, U.: *Modelling the evolution of residual stresses during tensile testing of elastoplastic wires subjected to a previous bending operation*, International Journal of Mechanical Sciences 41, 1031–1050, 1999.
- [18] Baragetti, S.: *A Theoretical Study on Nonlinear Bending of Wires*, Meccanica 41, 443–458, Springer, 2006.
- [19] Maričić, A., Spasojević, M., Kalezić-Glišović, A., Ribić-Zelenović, L., Djukić, S. Mitrović, N.: *The stress effect on electrical resistivity sensitivity of FeBSiC morphous ribbon*, Sensors and Actuators A 174, pp.103–106, 2012.
- [20] Голубовић, Д., Којић, М., Премовић, К., *Техничка механика – општи курс*, Технички факултет, Чачак, 1997.
- [21] Ugural, A., C, Fenster, S., K.: *Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity*, ISBN 0-13-707920-6, Pearson Education, Inc., Boston, 2012.
- [22] Young, W., C., Budynas, R., G.: *Roark's Formulas for Stress and Strain*, ISBN 0-07-072542-X, McGraw-Hill, New York, USA, 2002.
- [23] Pilkey, W., D.: *Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices*, ISBN 0-471-03221-2, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2005.
- [24] Милићевић, И.: *Примена матрица трансформација при решавању кинематике и динамике манипулационих робота*, Магистарски рад, Технички факултет, Чачак, 2006.
- [25] Milićević, I., Slavković, R., Golubović, D., Jugović, Z., Popović, M.: *Transformation Matrix Approach for Solving of Dynamics of Systems of Multibody Mechanisms*, Technics technologies education management - TTEM, Vol.7, No3, 1224-1232, 2012.
- [26] Brinson, H.F., Brinson, L.C.: *Polymer Engineering Science and Viscoelasticity*, ISBN 978-0-387-73860-4, Springer Science+Business Media, LLC, New York, USA, 2008.
- [27] Трајановић, М.: *Моделирање и оптимизација производних процеса – Моделирање за анализу методом коначних елемената*, ауторизована предавања, Машински факултет, Ниш, 2001.
- [28] Александровић, С., Стефановић, М.: *Tehnologija plastičnog oblikovanja metala*, Машински факултет, Крагујевац, 2010.
- [29] Vable, M.: *Mechanics of Materials*, ISBN 978-0195133370, Michigan Technological University, USA, 2012.
- [30] Bathe, K.J.: *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall, ISBN 0-13-301456-4, New Jersey, USA, 1996.

- [31] Bonet, J. & Wood, R.D.: *Nonlinear continuum mechanics for finite element analysis*, Cambridge University Press, ISBN 0-521-57272-X, Cambridge, United Kingdom, 1997.
- [32] *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference*, edited by Kohnke, P. ANSYS, Inc. Canonsburg, USA, 2011.
- [33] Zakharov, Y.V., Okhotkin, K.G.: *Nonlinear bending of thin elastic rods*, Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, Vol.43, No.5, pp. 739-744, 2002.
- [34] Дробњак, Ђ.: *Физичка металургија, Физика чврстоће и пластичности*, Технолошко – металуршки факултет Универзитета у Београду, Београд, 1990.
- [35] Branch, N.A., Subhash, G., Arakere, N.K., Klecka, M.A.: *Material-dependent representative plastic strain for the prediction of indentation hardness*, Acta Materialia 58, 6487–6494, 2010.
- [36] Kucharski, S., Mroz, Z.: *Identification of yield stress and plastic hardening parameters from a spherical indentation test*, International Journal of Mechanical Sciences 49, 1238–1250, Elsevier Ltd., 2007.
- [37] Bayoumi, M.R., Abd El Latif, A.K.: *Characterization of cyclic plastic bending of austenitic AISI 304 stainless steel*, Engineering Fracture Mechanics Vol.51, No.6, pp. 1049-1058, Elsevier Science Ltd, 1995.
- [38] Chakrabarty, J.: *Theory of Plasticity*, ISBN 0-7506-6638-2, Elsevier Butterworth-Heinemann, Burlington, UK, 2006.
- [39] Daunysa, M., Rimovskis, S.: *Analysis of circular cross-section element, loaded by static and cyclic elastic-plastic pure bending*, International Journal of Fatigue 28, 211–222, 2006.
- [40] Schuricht, F., Werner, B.: *Paradoxical bending behavior of shearable nonlinearly elastic rods*, J. Elast. 50, 27–48, 1998.
- [41] Zakharov, Y.V., Okhotkin, K.G.: *Nonlinear bending of thin elastic rods*, J. Applied Mech. Tech. Phys. 43(5), 739–744, 2002.
- [42] Koursunsky, A.M. and Withers, P.J.: *Plastic bending of residually stressed beam*, Int. J. Solids Structures 34(16), 1985–2002, 1997.
- [43] Dadras, P.: *Plane strain elastic-plastic bending of a strain-hardening curved beam*, Int. J. Mech. Sci. 43, 39–56, 2001.
- [44] Yu, T., H., Zhang, L., C.: *Plastic Bending - Theory and Applications*, ISBN 9-81-022267-X, World Scientific Publishing Co Inc, Singapore, 1996.
- [45] Pustaić, D., Cukor, I.: *Teorija plastičnosti i viskoelastičnosti*, autorizovana predavanja, Fakultet strojarsva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 2009.

- [46] Kobelev, V.: *Elastic-plastic work-hardening deformation under combined bending and torsion and residual stresses in helical springs*, The international journal of material forming, ISSN: 1960-6206, Vol. 3, Issue 1 Suppl., 869– 881, Springer, 2010.
- [47] Goes, B., Gil-Sevillano, J., D'Haene, U.: *Modelling the evolution of residual stresses during tensile testing of elastoplastic wires subjected to a previous bending operation*, International Journal of Mechanical Sciences 41, 1031-1050, 1999.
- [48] Martinez-Perez, M.L. et al.: *Measurement and modelling of residual stresses in straightened commercial eutectoid steel rods*, Acta Materialia 53, 4415–4425, Elsevier Ltd., 2005.
- [49] Stranart, J.C.: *Mechanically Induced Residual Stresses: Modelling and Characterisation*, PhD thesis, Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Toronto, 2000.
- [50] Rees, D.W.A.: *Basic Engineering Plasticity*, ISBN 0-7506-8025-3, Elsevier Ltd., Jordan Hill, Oxford, UK, 2006.
- [51] Doltsinis, I.: *Elements of Plasticity, Theory and Computation*, WIT Press, ISBN: 978-1-84564-428-4, Ashurst Lodge, Ashurst, Southampton, UK, 2010.
- [52] Zeren, A.: *Effect of thermomechanical heat treatment on stress relaxation behavior of cold drawn carbon steel wires*, Ph.D. Thesis, Yildiz Technical University, 1993.
- [53] Zeren, A., Kaluc, E., Zeren, M., Tulbentci, K.: *Stress relaxation behaviour of thermomechanical heat treated cold drawn steel wires*, Wire industry, ISSN 0043-6011, Vol.65, No.771, pp.313-316, 1998.
- [54] Zeren, A., Zeren, M.: *Stress relaxation properties of prestressed steel wires*, Journal of Materials Processing Technology 141, 86–92, Elsevier Science, 2003.
- [55] Ивановић, Д.: *Квантна механика*, Научна књига. Београд, 1974.
- [56] Singh, J.: *Quantum mechanics; Fundamentals and Applications to Technology*, John Wiley, New York, 1993.
- [57] Калајџић, М.: *Технологија машиноградње*, ISBN: 978-86-7083-630-3, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2008.
- [58] Мусафија, Б.: *Обрада метала пластичном деформацијом*, Универзитет у Сарајеву, Сарајево, 1972.
- [59] Губкин, С.И.: *Пластическая деформация металлов*, Том I, II, III, Металлургиздат, Москва, 1961.
- [60] Siebel, E., Beisswanger, H.: *Tiefziehen*, Carl Hanser Verlag, Munchen, 1955.
- [61] Potts, D., Axelsson, K., Grande, L., Schweiger, H., Long, M.: *Guidelines for the use of advanced numerical analysis*, ISBN 07277 3125 4, Thomas Telford Ltd, UK, 2002.

- [62] Vrushali A.B., Nathan L.G.: *Finite Difference, Finite Element and Finite Volume Methods for the Numerical Solution of PDEs*, Department of Mathematics, Oregon State University, Corvallis, OR, 2007.
- [63] EA de Souza N., Peric, D., Owen, DRJ.: *Computational methods for plasticity - theory and applications*, ISBN 978-0-470-69452-7, John Wiley & Sons Ltd, UK, 2008.
- [64] Wong, MB.: *Plastic Analysis and Design of Steel Structures*, ISBN: 978-0-7506-8298-5, Elsevier Ltd, UK, 2009.
- [65] Chakrabarty, J.: *Applied Plasticity*, ISBN 978-0-387-77673-6, Springer LLC, 2010.
- [66] Adewole, K.K., Bull, S.J.: *Simulation of the wire reverse bending test*, Journal of Civil Engineering and Construction Technology Vol.3(1), pp.116-126, 2012.
- [67] Jiang, W.G.: *A concise finite element model for pure bending analysis of simple wire strand*, International Journal of Mechanical Sciences 54, 69–73, Elsevier Ltd., 2012.
- [68] Shirasua, K., Wakabayashib, N., Yoneyamac, T., Igarashi, Y.: *Non-linear finite element stress analysis of plastic deformation in Co–Cr wrought-wire clasps*, Dental materials 24, pp.1518–1524, Elsevier Ltd., 2008.
- [69] Zimmerman, W.B.J.: *Process Modelling and Simulation with Finite Element Methods*, ISBN 981-238-793-5, World Scientific Publishing Co. Re. Ltd, 2004.
- [70] Cook, R.D.: *Finite Element Modeling for Stress Analysis*, ISBN 0-471-10774-3, John Wiley & Sons Ltd, UK, 1995.
- [71] Farhoumand, A., Khoddam, S., Hodgson, P.D.: *A study of plastic deformation during axisymmetric forward spiral extrusion and its subsequent mechanical property changes*, Modelling Simul. Mater. Sci. Eng. 20, 085005 (15pp), 2012.
- [72] Belytschko, T., Liu, W.K., Moran, B.: *Nonlinear Finite Elements For Continua And Structures*, ISBN 0-471-98773-5, John Wiley & Sons Ltd, UK, 2001.
- [73] Owen, D.R.J., Hinton, E.: *Finite elements in plasticity: theory and practice*, ISBN 0-906674-05-2, Pineridge Press Limited, UK, 1980.
- [74] Kwon, Y.W., Bang, H.: *The Finite Element Method Using MATHLAB*, ISBN 0-8493-9653-0, CRC mechanical engineering series, 1997.
- [75] Narasaiah, G.L.: *Finite Element Analysis*, ISBN: 978-81-7800-140-1, BS Publications, 2008.
- [76] Lu, J., Tan, Z., Ma, F., Sheldrake, T.: *Simulating contact behavior between the Flexlok wires*, International ANSYS Conference, Wellstream International Limited, Newcastle upon Tyne, UK, 2008.
- [77] Stolarski, T.A., Nakasone Y., Yoshimoto, S.: *Engineering Analysis With ANSYS Software*, ISBN 0 7506 6875 X, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2006.

- [78] Helwany, S.: *Applied Soil Mechanics with ABAQUS Applications*, ISBN: 978-0-471-79107-2, John Wiley & Sons, Inc., 2007.
- [79] *Abaqus Theory Manual*, Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, USA, 2012.
<http://abaqus.me.chalmers.se/v6.12/books/stm/default.htm>
- [80] *MSC.Marc, Nonlinear Analysis for Engineering Applications & Manufacturing Processes*, MSC.Software Corporation, USA, 2005.
<http://www.mssoftware.com/assets/MA2005JULZZZLTDAT.pdf>
- [81] *MSC.Marc 2012, Volume A: Theory and User Information*, MSC.Software Corporation, USA, 2012.
<http://simcompanion.mssoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC10193&actp=LIST>
- [82] *Simufact.Forming User manual*, Simufact Engineering GmbH, 2011.
- [83] Milićević, I., Slavković, R., Golubović, D., Jugović, Z., Popović, M.: *Application of the Newton-Raphson procedures as a base for the computations by finite elements method in nonlinear structural analysis*, The 7th International Symposium, KOD 2012, 24 - 26 May, Balatonfüred, Hungary, 2012.
- [84] Wriggers, P.: *Nonlinear Finite Element Methods*, ISBN: 978-3-540-71000-4, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 2008.
- [85] Bonet, J., Wood, R.D.: *Nonlinear continuum mechanics for finite element analysis*, ISBN 0-521-57272-X, Cambridge University Press, UK, 1997.
- [86] Doyle, J.F.: *Modern experimental stress analysis*, John Wiley & Sons Ltd, ISBN 0-470-86156-8, West Sussex, England, 2004.
- [87] *Finite Element Analysis User's Manual*, Edited by Manie, J. & Kikstra, W.P. TNO DIANA, Netherlands, 2008.
- [88] Anderson, B.: *Second Order Analysis of Structures: Newton-Raphson Iteration vs. Constant Stiffness Iteration*, Brigham Young University, 2007.
- [89] Мандић, В., *Виртуелни инжењеринг*, Машински факултет, Крагујевац, 2007.
- [90] Mandić, V., Erić, D., Adamović, D., Janjić, M., Jurković, Z., Babić, Ž., Ćosić, P.: *Concurrent engineering based on virtual manufacturing*, Technical Gazette, ISSN 1330-3651, Vol.19, No4, pp.885-892, 2012.
- [91] Мандић В.: *Моделирање и симулација у обради метала деформисањем*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2005.
- [92] Мандић, В., *FE симулације процеса, Виртуелна производња – изазов за будућност*, Машински факултет, Крагујевац, 2007.
- [93] Surpi, D.: *Stainless Steels*, Lucefin S.p.A., Italy, 2011.

- [94] Stainless Steels at High Temperatures, Materials and Applications Series, ISBN 978-2-87997-064-6, Vol.18, Euro Inox, 2012.
- [95] Wang, H.S., Yang, J.R., Bhadeshia, H.K.D.H.: *Characterisation of severely deformed austenitic stainless steel wire*, Materials Science and Technology, Vol.21, No.11, pp.1323-1328, 2005.
- [96] Зарић, С.: *Аутоматизација производње*, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 1981.
- [97] Турлајић, С.: *Управљање процесима помоћу рачунара*, Ауторизована скрипта, Електротехнички факултет, Београд, 2011.
- [98] Турлајић, С.: *Програмабилни логички контролери*, Ауторизована скрипта, Електротехнички факултет, Београд, 2011.
- [99] Матић, Н.: *Увод у индустријске PLC контролере*, ISBN 978-86-84417-12-3, Микроелектроника, Београд, 2007.
- [100] John, K.H., Tiegelkamp, M.: *Programming Industrial Automation Systems*, Springer, New York, 2001.
- [101] Jack H.: *Automating Manufacturing Systems with PLCs*, Version 6.0, 2009.
- [102] Bolton, W.: *Programmable Logic Controllers*, Elsevier Newnes, Oxford, UK, 2006.
- [103] Bryan, L.A., Bryan, E.A.: *Programmable controllers: theory and implementation*, Industrial Text Company, Marietta, Georgia, 1997.
- [104] Smelker, T.: *Movable Bridge Control Systems: Simulation, Testing, Verification and Methods*, Heavy Movable Structures INC., Tenth Biennial Symposium, Paper No. 41, Orlando, 2004.
- [105] Automation Studio – User’s guide, Famic Technologies Inc.
- [106] Голубовић, Д., Милићевић, И, Славковић, Р.: *Истраживање и развој мекатроничког система за израду специјално обликованих жичаних профила*, истраживачки пројекат сарадња са привредом – „Недимил“ Ариље, Технички факултет, Чачак, 2005-2011.
- [107] Milicevic, I., Boskovic, N., Slavkovic, R., Golubovic, D., Jugovic, Z., Popovic, M.: *Design and simulation of automation control of mechatronic system for production of stainless steel wired profiles wedge shaped*, Metalurgia international, vol. XVII, No.3, ISSN 1582-2214, pp.25-32, 2012.

- [108] Milićević, I., Bošković, N., Slavković, R., Golubović, D., Dučić, N., *Design and Simulation of Automation Control System for Mechatronic System Prototype for Production of Wired Profiles Wedge Shaped*, 11th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry", Proceedings Vol.1, pp. 545-549, Soko Banja (Serbia), September, 2011.
- [109] Chapple, P.: *Principles of Hydraulic System Design*, Coxmoor Publishing Company, Oxford, UK, 2003.
- [110] Митровић, П., Радојевић, З.: *Хидраулика и Пнеуматика*, Завод за уџбенике и наставна средства, Београд 2003.