

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**

Душан В. Милојевић

**Прорачун металних конструкција на
основу стандарда методом коначних
елемената
Завршни рад**

Крагујевац, 2019

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Примењена механика и аутоматско управљање

Предмет: Механика 1

Број индекса: 8/2016

Душан В. Милојевић

**Прорачун металних конструкција на
основу стандарда методом коначних
елемената**

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Владимир Миловановић-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____



Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Основне студије: **Машинско инжењерство**

Студијско подручје (усмерење): **Примењена механика и аутоматско управљање**

Име и презиме: **Душан Милојевић**

Број индекса: **8/2016**

ПРИЈАВА ЗАВРШНОГ РАДА

Тема рада: **Прорачун металних конструкција на основу стандарда методом коначних елемената**

Задатак: У оквиру завршног рада кандидат треба да прикаже поступак нумеричке анализе модела танкозидне металне конструкције методом коначних елемената. За израду МКЕ модела кандидат ће користити коначни елемент љуске. За потребе прорачуна чврстоће разматране конструкције користиће релевантне стандарде. На основу добијених резултата и захтева прописаних стандардима потребно је извести одговарајуће закључке у погледу чврстоће саме конструкције. Потребно је дати целокупан поступак израде МКЕ модела на основу добијеног CAD модела у софтверу Femap. Извршити анализу и постпроцесирање резултата добијених нумеричким прорачуном у софтверу NX Nastran. На основу свих резултата до којих је кандидат дошао прилоком израде завршног рада потребно је извести закључна разматрања и дефинисати правце будућих истраживања.

Завршни рад треба да садржи следеће целине:

1. Уводна разматрања
2. Стандарди за прорачун металних конструкција
3. Дефинисање поступка израде МКЕ модела
4. Нумеричка анализа и постпроцесирање резултата
5. Анализа резултата
6. Закључак
7. Литература

Ментор:

Проф. др Владимир Миловановић

Крагујевац, 13.06.2019.

Садржај

1. Уводна разматрања	1
2. Стандарди за прорачун танкозидних заварених конструкција	2
2.1. Заваривање као најчешћи поступак спајања делова танкозидних конструкција	2
2.2. Примена и значај стандардизације	3
2.3. Дефинисање дозвољених напона	4
2.4. Предложене варијанте конструкције	7
3. Дефинисање поступка МКЕ модела и припрема за анализу	9
3.1 Увоз CAD модела	10
3.2 Креирање средњих површина	11
3.3 Формирање мреже коначних елемената	13
3.4 Задавање оптерећења и граничних услова	14
4. МКЕ анализа наставка за виљушкар	17
4.1 МКЕ анализа конфигурације 1	17
4.2 МКЕ анализа конфигурације 2	20
5. Закључак	36
Литература	37

Abstract

The paper presents a procedure for numerical analysis of thin-walled welded metal structures using the finite element method. Based on the obtained CAD model, midsurfaces were made, which served as a starting point for making the FEM model. A finite element plate was used to create the FEM model, which is mainly used to model thin-walled structures. FEMAP software was used for preprocessing and postprocessing, while the NX Nastran solver was used for FEM analysis. Based on the requirements of the selected standards DIN15018 [1] and DIN4132 [2], two proposals for a constructive solution for the forklift attachment were considered. Stress conditions in both structures in the base material and welded joints are considered. Based on the obtained results, conclusions were made and guidelines were given for further optimization of the model.

Keywords: stress, FEM, welded joint, standardization

Резиме

У раду је приказан поступак нумеричке анализетанкозидне металнезаварене конструкције коришћењем методе коначних елемената. На основу добијеног CAD модела направљене су средње површине које су послужиле као полаз за прављење МКЕ модела. За креирање МКЕ модела коришћен је коначни елемент љуске, који се углавном користи за моделирање танкозидних конструкција. За предпроцесирање и постпроцесирање коришћен је софтверски пакет FEMAP, док је за МКЕ анализу коришћен солвер NX Nastran. На основу захтева изабраних стандарда DIN15018[1] и DIN4132[2] разматрана су два предлога конструктивног решења наставка за виљушкар. Разматрана су напонска стања у обе конструкције у основном материјалу и завареним спојевима. На основу добијених резултата изведени су закључци и дате смернице за даљу оптимизацију модела.

Кључне речи: напон, МКЕ, заварени спој, стандардизација

1. Уводна разматрања

Инжењерска пракса поступак нумеричке анализе методом коначних елемената препознаје као инжењерски алат значајне важности за модерну индустрију. Поступци који су некад коришћени за анализу оптерећења, аналитички поступци, али и практичне пробе данас у неким областима скоро па и да немају примену и потпуно се ослањају на нумеричке симулације. Рачунару и софтверу се пружа поверење и велика одговорност. Сам рачунар не грешу у прорачунима, већ увек даје резултате за какве је предвиђен и програмиран. Зато се оставља кориснику софтвера да одабрани софтверски алат користи на исправан начин. Примена рачунара је умногоме смањила време идејног развоја неког производа, његове производње и изbacивања на тржиште. Оне анализе за које су били потребни дани и месеци данас се „кликом миша“ обављају за релативно кратко време. Примена нумеричких метода у различитим гранама индустрије је заиста велика. Будућност доноси све веће захтеве у погледу квалитета резултата анализе и времена обављања истих. Са напредком хардвера напредује и софтвер који физику методе коначних елемената преводи у низ нула и јединица дајући нам слику шта ће се десити у датој ситуацији са датом конструкцијом или процесом. Струјање флуида, размена топлоте, процеси приликом заваривања, тестови удара при великим брзинама, само су неке могуће симулације које се могу анализирати методом коначних елемената.

На Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, на катедри за Примењену механику и аутоматско управљање, метода коначних елемената[1] има значајно место у наставном плану, али и ван њега. Моделирајући једноставније примере у софтверском пакету Femap и анализом у солверима ПАК и NX Nastran како би се студенти упознали са овом методом, стиче се увид о могућностима примене методе коначних елемената у пракси. Коришћењем методе коначних елемената у раду је приказан поступак нумеричке анализе танкозидне металне заварене контрукције.

Као полаз за прављење МКЕ модела послужиле су средње површине формиране од добијеног CAD модела. За креирање мреже МКЕ модела коришћен је коначни елемент љуске. За препроцесирање и постпроцесирање коришћен је софтверски пакет FEMAP, док је за МКЕ анализу коришћен солвер NX Nastran. Разматрана су два конструктивна решења наставка за виљушкар на основу захтева дефинисаних стандардима DIN15018 [2] и DIN4132[3]. Напонска стања у оба предлога конструкције у основном материјалу и завареним спојевима су предмет разматрања овог рада. На основу добијених резултата изведени су закључци и дате смернице за даљу оптимизацију модела.

2. Стандарди за прорачун танкозидних заварених конструкција

2.1. Заваривање као најчешћи поступак спајања делова танкозидних конструкција

Заваривање је процес спајања два или више метална дела истог или приближно истог хемијског састава. Спајањем се добија нераздвојива веза. Заваривање се изводи под дејством топлоте, уз додавање или понекад без додавања додатног материјала и уз примену притиска или без њега. При заваривању врши се локално загревање ивице металних делова које треба спојити (заварити). Загревање се врши до температуре при којој метал прелази из чврстог у тестасто или течено стање, што зависи од врсте и начина заваривања.

Заварени спој је део нераздвојивог споја изведен заваривањем од елемената завариваног материјала. Заварени спој се састоји из шавова, зоне утицаја топлоте и основног материјала од којег су израђени елементи који се спајају заваривањем. Шав или вар представља део завареног споја који се образује очвршћивањем растопљеног мешавине истопљеног основног и додатног материјала на месту споја. Постоје случајеви као код заваривања танких лимова где се шав образује само стапањем и очвршћивањем ивица основног материјала. Зона утицаја топлоте је она зона између шавова и неистопљеног основног материјала која је претрпела промене због високих температура при поступку заваривања, па је при експлоатацији тај део материјала најсклонији лому.

Заварени спојеви, односно шавови, са конструктивне тачке гледишта, и начина извођења могу се поделити на сучеони спој, преклопни спој, Т-спој, ивични спој и крстасти спој.

Заваривање има широку и веома разнородну примену у машинству и другим индустријским гранама. Омогућује израду машинских делова и целих конструкција спајањем делова различитих облика.

Делови који улазе у састав заварених конструкција претежно су израђени од масивних железарских полупроизвода, као што су лимови, профили итд. Заваривањем се успешно спајају метал и метал, неметал и неметал, као и неметал и метал. Поступак заваривања има широку примену у грађевинарству, бродоградњи, аутоиндустрији, процесној техници, војној индустрији и другим гранама индустрије.

Од свих радова у металопрерађивачкој индустрији, на заваривање отпада 25%. Поступцима заваривања највише се спајају челик и ливена гвожђа, алуминијум, бакар, цинк, олово, никал, калај, магнезијум и титан.

Експлоатациона сигурност заварене конструкције према лому од оптерећења је један од најважнијих захтева при њеном пројектовању, конструисању и изради. И поред правилно предвиђених и примењиваних конструктивно сигурносних мера у пракси ипак долази до ломова, што усмерава даља нова истраживања и проучавања критеријума сигурности, односно испитивања узрока и услова настајања лома као и мера потребних за добијање производа траженог квалитета. Како нема технички и економски идеалног решења, при изради неке заварене конструкције или елемента тежи се оптимизацији и рационализацији

завареног производа. Потребно је на исправан начин изабрати елементе контрукције, материјал од кога су елементи сачињени, као и технологије које ће се користити при изради саме конструкције.

Заварене конструкције израђују се од различитих врста материјала, па је веома тешко навести све карактеристике материјала које указују на погодност материјала за обраду технологијом заваривања, али се може рећи да се као мерило узимају механичке особине, границе течења, жилавост, тврдоћа...

Предности заваривања су упрошћавање конструкције и примена нових економски оправданих концепата конструкције. Применом технологије заваривања у многим случајевима можемо заменити технологију ливења и ковања, што је и те како економски оправдано, јер су наведене технологије доста скупље од заваривања. Обликовање конструкције је олакшано, па се тако заваривањем могу добити плочасте, решеткасте, коморне и кутијасте машинске контрукције. Велика предност у серијској производњи је могућност аутоматизације технологије заваривања, што води већој продуктивности и већој економској исплативости самог производног процеса. Такође, ништа мања предност ове технологије је то што конструкције чине изразито лакшим, што потврђује податак да су заварене конструкције лакше и до 20% од закованих, а чак 50% од ливених конструкција[4].

2.2. Примена и значај стандардизације

Стандардизација је делатност која обухвата утврђивање и доношење јединствених прописа—стандарда и примену истих. Стандардизација као таква има примену не само у техници, него заузима значајну функцију у духовном и културном животу свих народа и човечанства у целини (језик, писмо, бројеви су само неки од примера), јер је крајњи циљ стандардизације да унесе ред у људске делатности. Увођење стандарда у машинској индустрији, уопште у техници, води ка уштедама радног времена, материјала, простора, уз постизање жељеног квалитета продукта производње на најрационалнији и најјекономичнији начин. Стандарди се стално према научним достигнућима и потребама дограђују и стварају се нови. Стандарди у машинству имају незамењиву улогу, и без њих у модерно доба производња не би била изводљива.

Стандарди су прописи којима се:

- ограничава број различитих облика и димензија појединих машинских делова, елемената и склопова са истом функцијом;
- утврђује састав, квалитет, начин означавања и друге карактеристике машинских материјала, као и методе њиховог испитивања;
- одређују јединствен начин техничког споразумевања у погледу терминологије (ознаке физичких величина, мерних јединица, приказивања машина и њихових делова на цртежима; толеранције, налегања и др.);
- прописују мере безбедности, техничке, хигијенске и друге прописима регулисане заштите.

Користи примене стандарда су вишеструке, а неке од њих су побољшање квалитета и трајности производа, економични избор технолошких процеса, олакшан избор потребних материјала и сировина, утврђивање најбољих типова и асортимана производа, избор најцелисходнијих принципа прорачуна и метода конструисања и самих облика конструкција са циљем да се обезбеди функционалност, сигурност и рационалност олакшано конструисање као и комуницирање и споразумевање конструктора међу собом и са технолозима, произвођачима и потрошачима, отклањање неспоразума у трговини, заштита интереса потрошача и подизање општег стандарда друштва, повећање економичности конструисања и израде уз побољшање заштите на раду и смањење залихе готових производа као и олакшана разменљивост машинских делова и склопова увођењем типизације и унификације. Одређени стандарди се примењују на нивоу државе, света, па и само једне одређене корпорације или фирме.

У овом раду је разматрана примена стандарда за прорачун дизаличних конструкција и кранова. Због чињенице да разматрана конструкција – наставак за виљушкар по својој намени припада оваквој врсти конструкција. За прорачун чврстоће наставак за виљушкар и дефинисање дозвољених напона коришћени су стандарди DIN 15018 [2] и DIN 4132 [3].

2.3. Дефинисање дозвољених напона

Као што је већ напоменуто предмет разматрања овог рада је анализа чврстоће наставак за виљушкар у складу са стандардима DIN 15018 [2] и DIN 4132 [3]. Наставак за виљушкар је направљен од конструктивног челика S235JR, чије су физичке и механичке карактеристике дате у табели 1 у складу са EN 10025-2 [5].

Табела 1: Физичке и механичке особине материјала S235JR у складу са EN 10025-2 [5]

Физичке особине материјала		
Модул еластичности	Густина	Поасонов коефицијент
E [MPa]	ρ [kg/mm3]	ν [-]
2.0 10 ⁵	7.85 10 ⁻⁶	0.3
Механичке особине		
d (дебљина) [mm]	Напон течења (MPa)	Затезна чврстоћа (MPa)
d≤16	235	360
16<d≤40	225	
40<d≤63	215	
63<d≤80		
80<d≤100		

На основу дефинисаног броја радних циклуса конструкције ($N=100\ 000$), у складу са табелом 2 (табела 14 стандарда DIN 15018-1 [2]) наставак за виљушкар припада класи N1.

Табела 2: Групе према броју радних циклуса у складу са DIN 15018[2]

Број циклуса	N1	N2	N3	N4
Коначан број циклуса напона	од $2 \cdot 10^4$ до $2 \cdot 10^5$	од $2 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$	од $6 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^6$	преко $2 \cdot 10^6$
Напонски ниво	Група напона			
S_0	B1	B2	B3	B4
S_1	B2	B3	B4	B5
S_2	B3	B4	B5	B6
S_3	B4	B5	B6	B6

Конструкција наставак за виљушкар је предвиђена за рад у тешким условима (класа S3-heavy), па припада на основу табеле 2 групи оптерећења B4.

Да би одредили вредности дозвољених напона за основни материјал и заварене спојеве потребно је одредити одговарајуће класе.

За квалитет основног материјала узета је класа W1, док је за квалитет заваривања изабран K3.

На основу табеле 3 (табела 10 стандарда DIN 4132 [3]), за случај чисто једносмерног променљивог оптерећења $\chi=0$ за материјал St 37 (еквивалент S235), за групу оптерећења B4 дефинисани су дозвољени напони за основни материјал и заварене спојеве.

Цео поступак одређивања дозвољених напона приказан је табелом 3.

Табела 3: Поступак одређивања дозвољених напона у складу са DIN 4132 [3]

		Table 10																St 37		Loading group B 4		
		Permissible normal stresses σ_{Be} in N/mm ² for notch cases																Permissible shear stresses τ_{Be}		Permissible shear stresses and bearing stresses for riveted and bolted connections supported or in multiple shear		Stress ratio
Stress ratio	κ	W 0 Maximum stress		W 1 Maximum stress		W 2 Maximum stress		K 0 Maximum stress		K 1 Maximum stress		K 2 Maximum stress		K 3 Maximum stress		K 4 Maximum stress		in structural members	in welds	$\tau_{B, Be}$	$\sigma_{B, Be}$	κ
		Tension	Compression	Tension	Compression	Tension	Compression	Tension	Compression	Tension	Compression	Tension	Compression	Tension	Compression	Tension	Compression					
-1,0	169,7	169,7	135,6	135,6	110,0	110,0	100,0	100,0	150,0	150,0	120,0	120,0	90,0	90,0	64,0	64,0	96,0	115,6	95,0	237,6	-1,0	
-0,9	176,6	178,6	141,5	143,0	123,7	125,0	175,0	176,8	156,3	157,9	131,3	132,6	93,8	94,7	56,3	56,8	102,1	123,7	99,0	247,4	-0,9	
-0,8	164,5	188,6	147,7	151,0	129,1	132,0	182,6	186,7	163,0	166,7	137,0	140,0	97,8	100,0	58,7	60,0	106,5	129,1	103,3	258,2	-0,8	
-0,7	162,8	199,7	154,4	159,8	135,0	139,6	190,9	197,6	170,5	176,5	143,2	148,2	102,3	105,9	61,4	63,5	111,3	135,0	108,0	270,0	-0,7	
-0,6	202,0	212,1	161,7	169,8	141,4	148,5	200,0	210,0	178,6	187,5	150,0	157,5	107,1	112,5	64,3	67,5	116,6	141,4	113,1	282,8	-0,6	
-0,5	212,1	226,3	169,8	181,1	148,5	158,4	210,0	224,0	187,5	200,0	157,5	168,0	112,5	120,0	67,5	72,0	122,5	148,5	118,8	297,0	-0,5	
-0,4	253,3	(242,4)	178,7	194,1	156,3	169,7	221,1	240,0	197,4	214,3	165,8	180,0	118,4	128,6	71,1	77,1	128,9	156,3	125,0	312,6	-0,4	
-0,3	255,7		188,6	209,0	165,0	182,8	233,3		208,3	230,8	175,0	193,8	125,0	138,5	75,0	83,1	136,1	165,0	132,0	330,0	-0,3	
-0,2	(249,6)		199,7	226,4	174,7	198,0	(247,1)		220,6	(250,0)	185,3	210,0	132,4	150,0	79,4	90,0	(144,1)	(174,7)	139,8	349,4	-0,2	
-0,1			213,2	(247,0)	185,6	216,0			234,4		196,9	229,1	140,8	163,0	84,4	98,2			148,5	371,2	-0,1	
0			226,4		198,0	237,6			(250,0)		210,0	(252,4)	150,0	180,0	90,0	108,0			158,4	396,0	0	
+0,1			230,6		203,8	(244,6)					215,2		157,2	188,6	96,5	115,8			163,0	407,6	+0,1	
+0,2			235,1		210,0						220,7		165,2	198,2	104,1	124,9			168,0	420,0	+0,2	
+0,3			239,6		216,6						226,5		174,0	208,8	112,9	135,5			173,3	433,2	+0,3	
+0,4			(244,4)		223,6						232,6		183,8	220,6	123,3	148,0			178,9	447,2	+0,4	
+0,5					231,1						239,1		194,7	233,6	135,9	163,1			184,9	462,2	+0,5	
+0,6					239,1						(245,0)		207,1	(248,5)	151,4	181,7			191,3	478,2	+0,6	
+0,7					(247,7)								221,1		170,8	205,0			(198,2)	(495,4)	+0,7	
+0,8													237,2		195,9	235,1					+0,8	
+0,9													(255,8)		229,7	(275,6)					+0,9	
+1,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	240,0	138,6	169,7	182,0	480,0	+1,0	
κ 160,0	-	-	-0,622	-0,698	-0,356	-0,485	-	-	-0,843	-0,875	-0,468	-0,575	+0,136	-0,125	+0,647	+0,481						
κ 240,0	-0,268	-0,474	+0,316	-0,132	+0,617	+0,035	-0,250	-0,400	-0,063	-0,250	+0,514	-0,050	+0,816	+0,544	+0,525	+0,814						

Дозвољени напони који су дефинисани према стандардима DIN 4132 [3] и DIN 15018-1[2](према усвојеним класама приказаним табелом 4) дати су табелом 5.

Табела 4: Усвојене класе у складу са DIN 4132[3]и DIN 15018-1 [2]

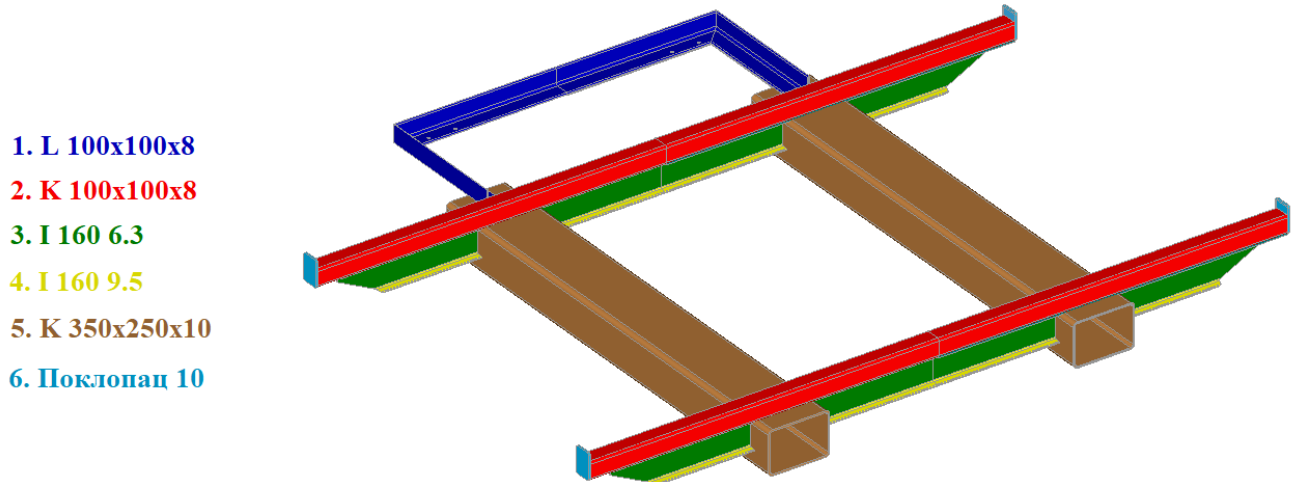
Број радних циклуса:	< 100 000
Класа:	N1
Класа радних услова:	S3 (heavy)
Класа оптерећења:	B4
Класа квалитета заваривања:	K3
Класа квалитета компоненти:	W1

Табела 5: Дозвољени напони за заварене спојеве и компоненте

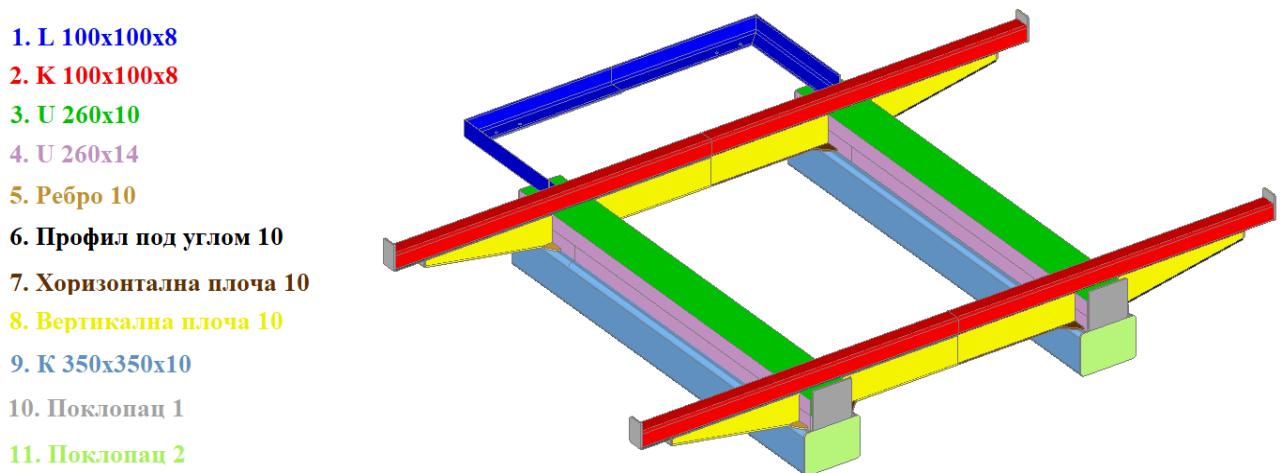
За заварене спојеве:	затезање	150 MPa
	притисак	180 MPa
За компоненте:	затезање	226.4 MPa
	притисак	235 MPa

2.4. Предложене варијанте конструкције

Као конструктивна решења наставка за виљушкар предложене су две конфигурације, односно два модела. На сликама 1 и 2 приказане су предложене конфигурације 1 и 2 респективно са својим саставним деловима.



Слика 1: Конфигурација 1



Слика 2: Конфигурација 2

Према стандардима DIN EN 10056-1[6], DIN EN 10210-2[7], DIN EN 10219-2[8]и DIN EN 10219-2[9]које се односе на правоугле, квадратне и L профиле, могућедебљине профилапо позицијама приказаним на сликама 1 и 2 дате су у табелама 6 и 7 за конфигурације 1 и 2 респективно.

Табела 6: Могуће дедљине профила по позицијама за конфигурацију 1

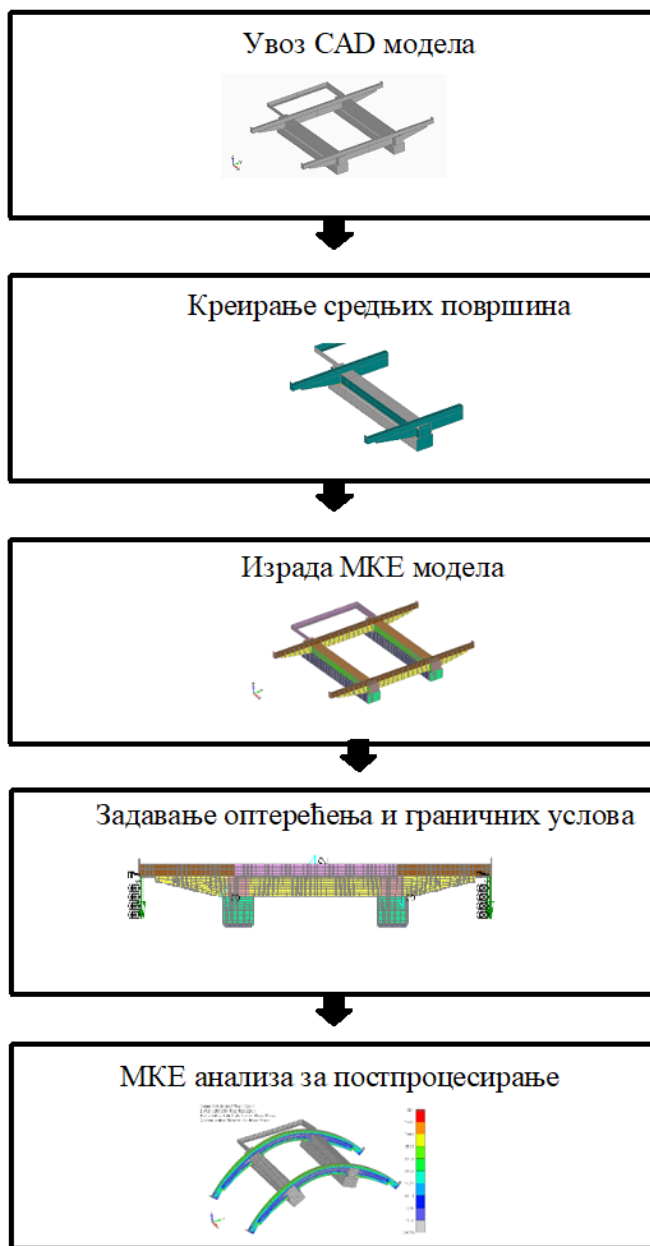
Позиција	Дебљине (mm)						
	дебљина 1	дебљина 2	дебљина 3	дебљина 4	дебљина 5	дебљина 6	дебљина 7
1	8	10	12				
2	4	5	6	6,3	8	10	
3	6,3						
4	9,5						
5	6	6,3	8	10	12	12,5	16
6	4	5	6	8	10		

Табела 7: Могуће дедљине профила по позицијама за конфигурацију 2

Позиција	Дебљине (mm)						
	дебљина 1	дебљина 2	дебљина 3	дебљина 4	дебљина 5	дебљина 6	дебљина 7
1	8	10	12				
2	4	5	6	6,3	8	10	
3	10						
4	14						
5	4	5	6	8	10		
6	4	5	6	8	10		
7	4	5	6	8	10		
8	4	5	6	8	10		
9	6	6,3	8	10	12	12,5	16
10	4	5	6	8	10		
11	4	5	6	8	10		

3. Дефинисање поступка МКЕ модела и припрема за анализу

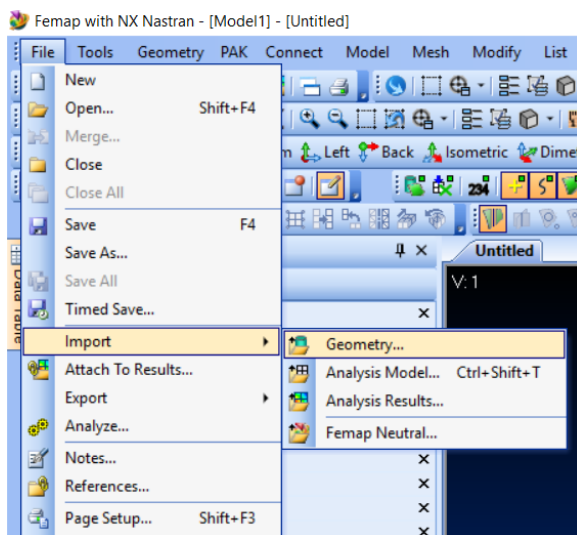
Да би се од 3D (CAD)модела добили МКЕ модел са резултатима анализе потребно је урадити низ корака. Алгоритам који илуструје како се од CAD модела долази до резултата МКЕ прорачуна приказан је на слици 3. Сваки од корака приказаног алгоритма детаљно је написан и објашњен у наставку.



Слика 3: Алгоритам који илуструје како се од CAD модела долази до резултата МКЕ прорачуна

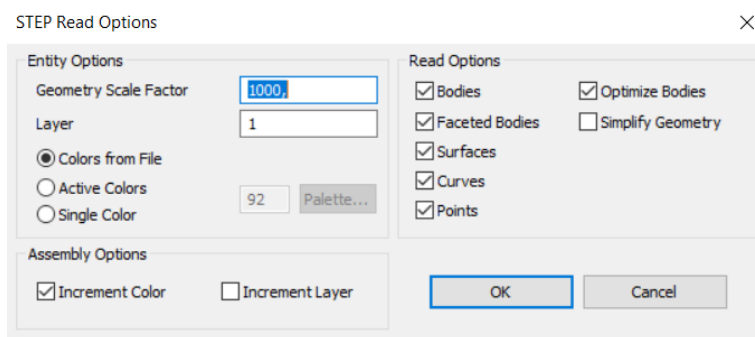
3.1 Увоз CAD модела

Софверски пакет Femap углавном подржава све формате комерцијалних CAD програма што умногом олакшава рад кориснику. Геометрија се увози на следећи начин File > Import > Geometry (слика 4).



Слика 4: Import-овање модела

При увозу геометрије, треба водити рачуна о јединицама, па је у оквиру прозора Step read option опција Geometry scale factor омогућено кориснику да изабере јединице. Уколико се као Geometry scale factor унесе 1000 тада ће јединица дужине бити у mm (слика 5).

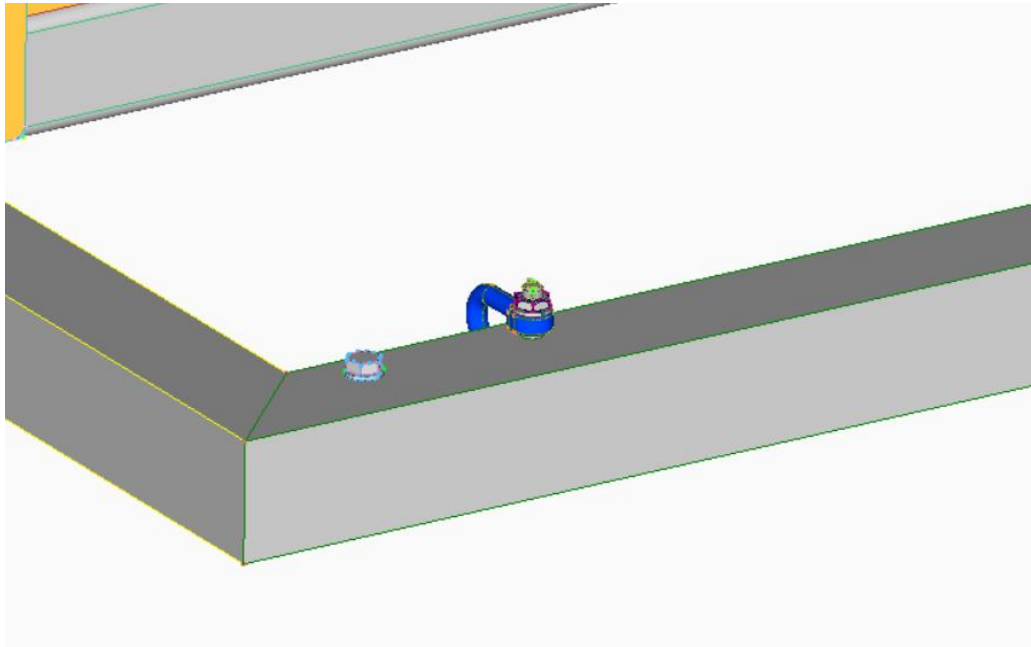


Слика 5: Опција Geometry scale factor

Ако је модел симетричан по једној равни симетрије, мрежа коначних елемената се формира за половину модела, а друга половина се симетрично пресликава. Управо из тог разлога, потребно је најпре проверити да ли је модел заиста симетричан. Сувишну геометрију на моделу која не утиче на чврстоћу конструкције је потребно уклонити (слика 6).

Често се због визуелног приказа или због самог поступка конструисања модела у исти убацује геометрија која је непотребна (на пример људска фигура, навртке и завртњи који

нису релевантни за анализу или додатне линије и тачке које су креиране као помоћни елементи).



Слика 6: Сувишна геометрија на моделу

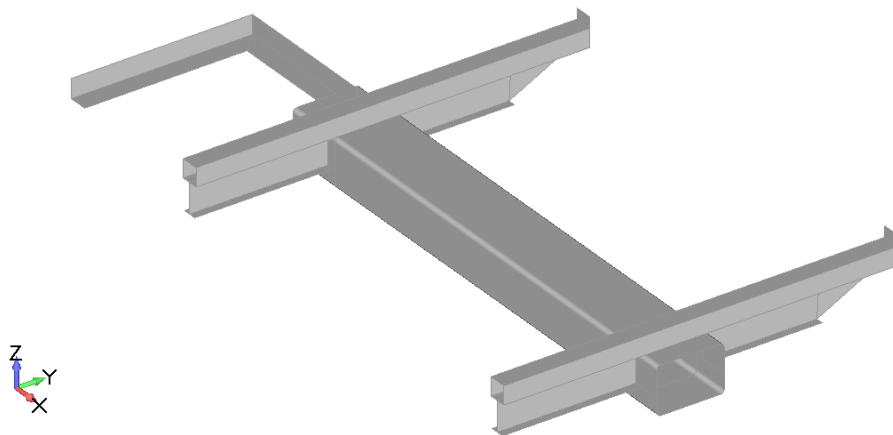
Уколико желимо да рад учинимо комфорнијим повољно је да геометрију и рад са средњим површинама распоредимо по layer-има.

Најпре треба направити слојеве тј. layer-е на моделу опцијом View > Visibility > Layer > Newlayerпри чему у раду треба водити рачуна о активном layer-у. Активан layerје онај у којем се чувају све тренутне промене на моделу.

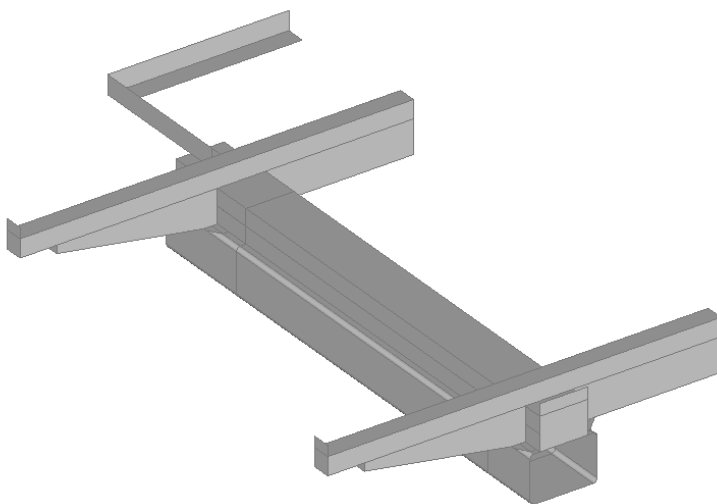
3.2 Креирање средњих површина

Танкозидне конструкције су састављене од плоча чија је дебљина обично мања од осталих димензија.

Затим од 3D модела потребно је формирати модел средњих површина. Модел средњих површина конфигурација 1 и 2 креирани су за половину солида, јер су модели симетрични по једној равни (слика 7 и 8).



Слика 7: Средње површине на половини модела конфигурације 1



Слика 8: Средње површине на половини модела конфигурације 2

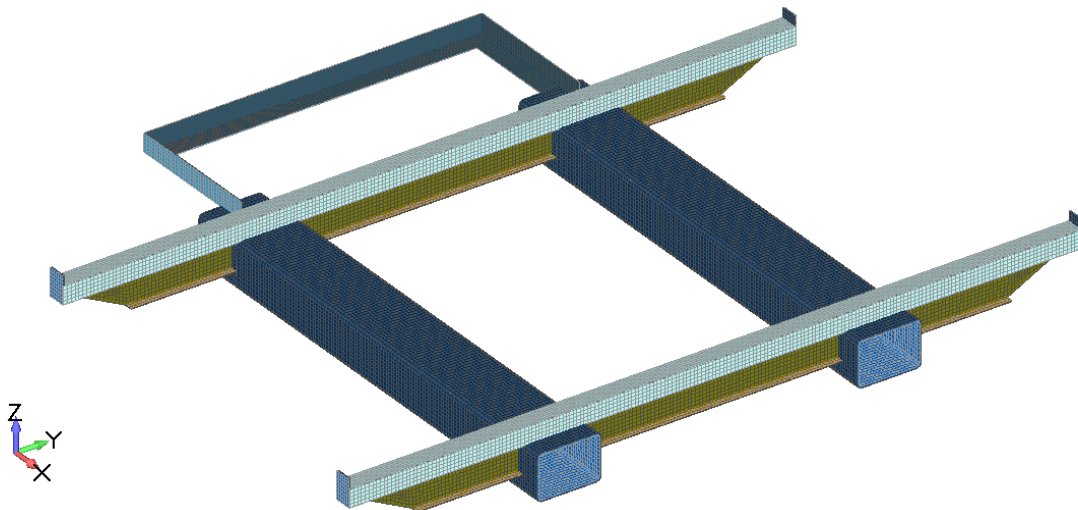
Средње површине се креирају опцијом Geometry > Midsurface > Automatic при чему ће се површина креирати између две површи солида. Корисник треба обратити пажњу да се изабере само половина модела у оквиру ког ће се формирати средње површине, затим и задати максималну дебљину између које ће се формирати средње површине. При изради габаритне мере модела остају исте, из тог разлога спојеви који постоје на солиду нису присутни и код средњих површина. Такозвани зазор који постоји само код средњих површина представља удаљење површина за половину дебљине површине.

3.3 Формирање мреже коначних елемената

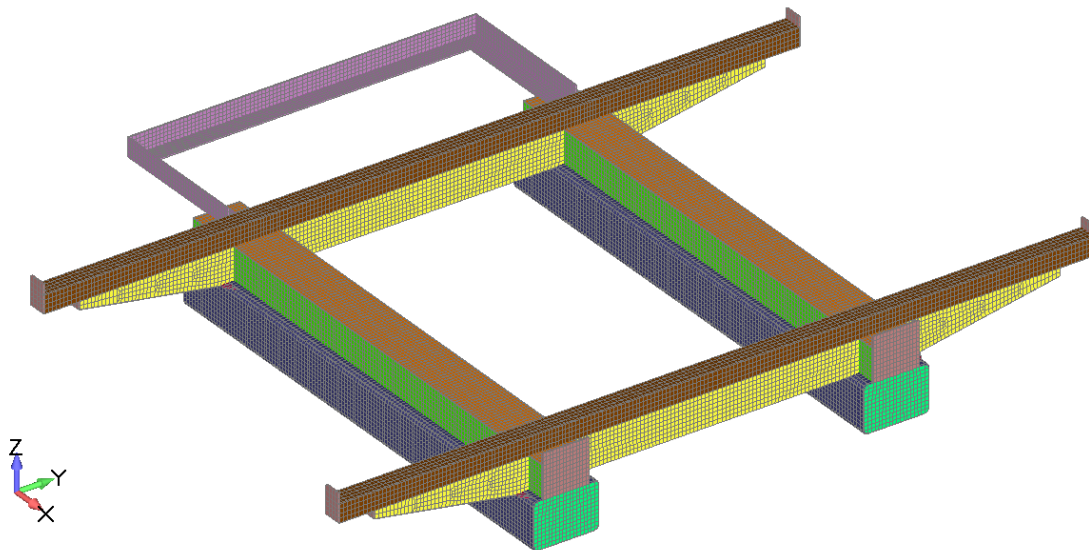
Након формирања правилне геометрије средњих површина, прелази се на креирање мреже коначних елемената. Уз помоћ опције Mesh формира се мрежа коначних 2D елемената љуске. Води се рачуна, уколико је могуће, да сваки елемент буде четвороугаоног облика.

Опције које се користе за креирање мреже су дате су командама Mesh > Mesh control где се за задавање величине елемента користи опција Size on Surface. Величина елемента на овим моделима је приближно 20mm. Потребно је поменути и опцију Size along curve којом се манипулише поделом на линијама. На крају, мрежа на моделу се креира опцијом Mesh > Geometry > Surface.

Након задате величине елемента и појединачног одабира површина за креирање мреже на половини модела формирана је мрежа коначних елемената, а затим је мрежа рефлектована и на другу половину модела (слика 9 и 10).



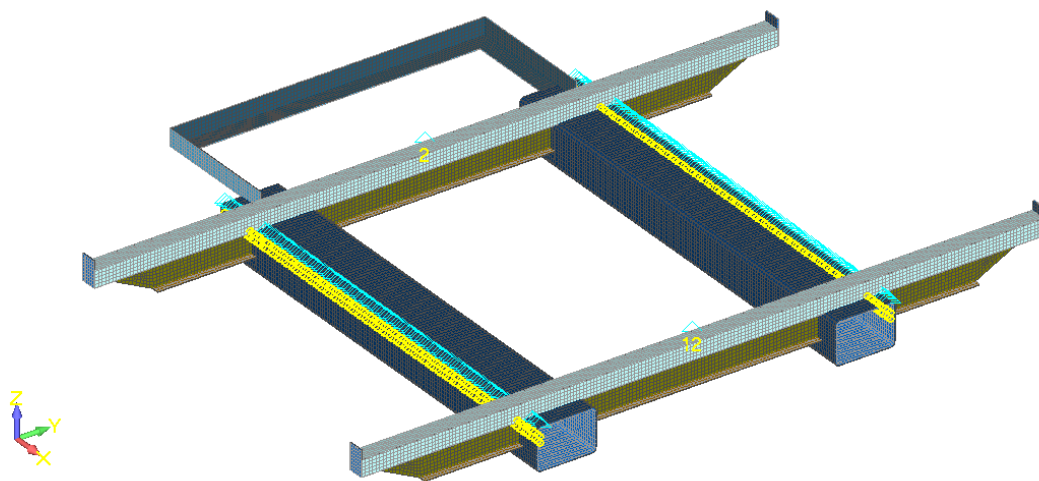
Слика 9: Мрежа коначних елемената за конфигурацију 1



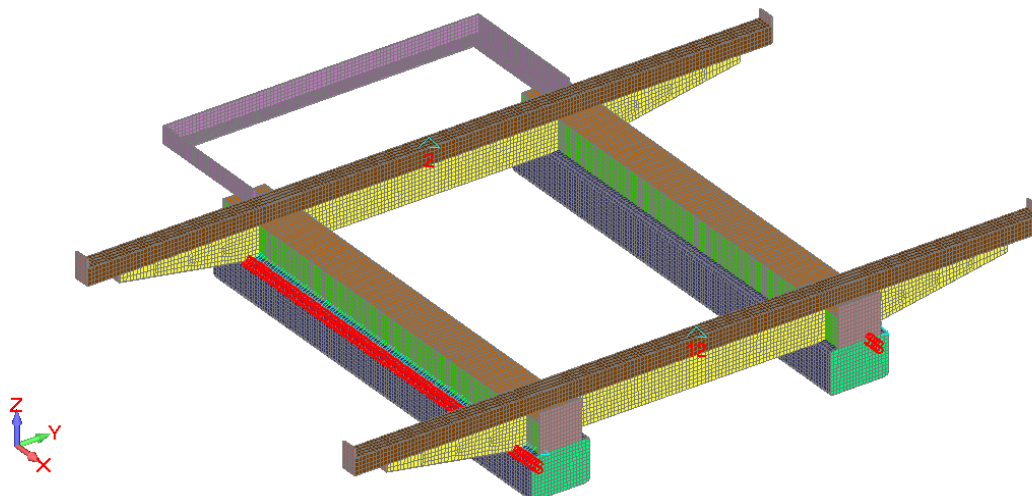
Слика 10: Мрежа коначних елемената за конфигурацију 2

3.4 Задавање оптерећења и граничних услова

У циљу добијања тачнијих резултата анализе потребно је на што реалнији начин задати оптерећења и граничне услове самог модела. Задати гранични услови за обе конфигурације приказани су на сликама 11 и 12.

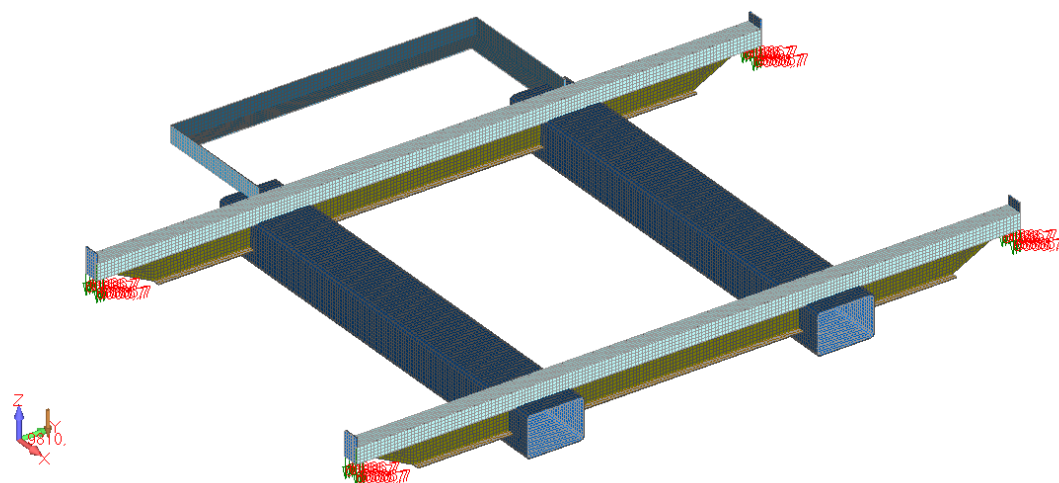


Слика 11: Гранични услови за конфигурацију 1

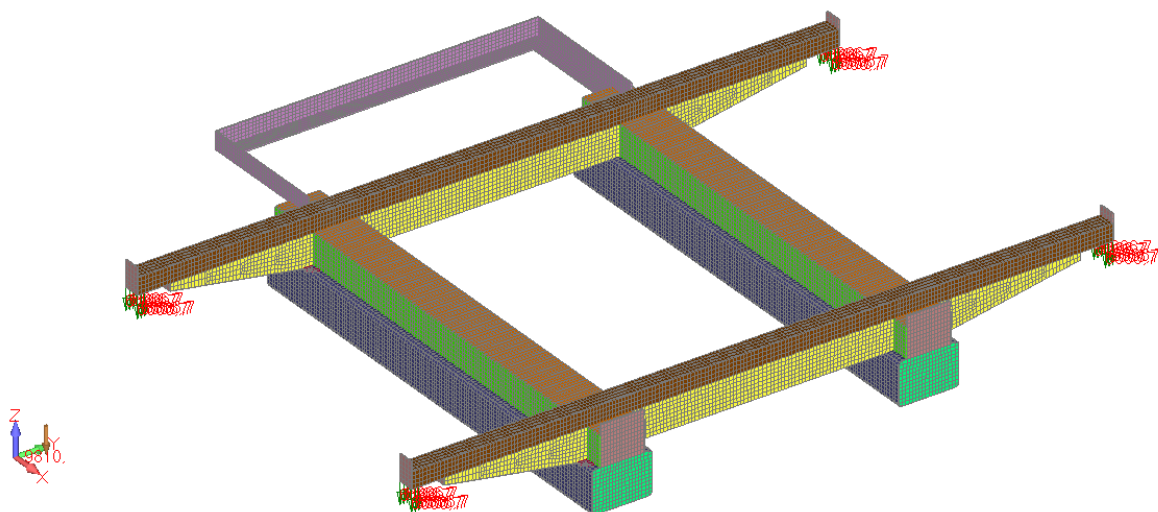


Слика 12: Гранични услови за конфигурацију 2

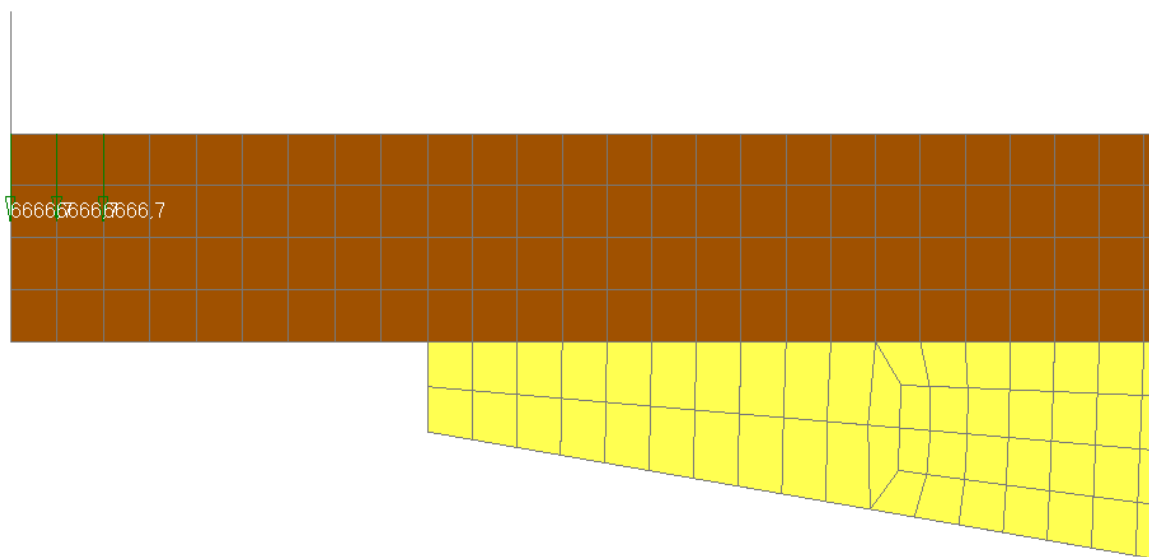
Конструкција је предвиђена да поднесе оптерећење од 16t. Пошто се терет распоређује на 4 једнака дела, сваки део треба да преузме по 4t оптерећења (слика 13 и 14). Оптерећење је равномерно распоређено на 24 чвора (слика 15). Поред оптерећења од 16t распоређених у 24 чвора конструкције, задато је и убрзање Земљине теже у вертикалном правцу модела ($g_z=9810\text{mm/s}^2$).



Слика 13: Равномерна расподела оптерећења за конфигурацију 1



Слика 14: *Равномерна расподела оптерећења за конфигурацију 1*



Слика 15: *Равномерна расподела оптеречења по чворовима за обе конгуфурације*

4. МКЕ анализа наставка за виљушкар

4.1 МКЕ анализа конфигурације 1

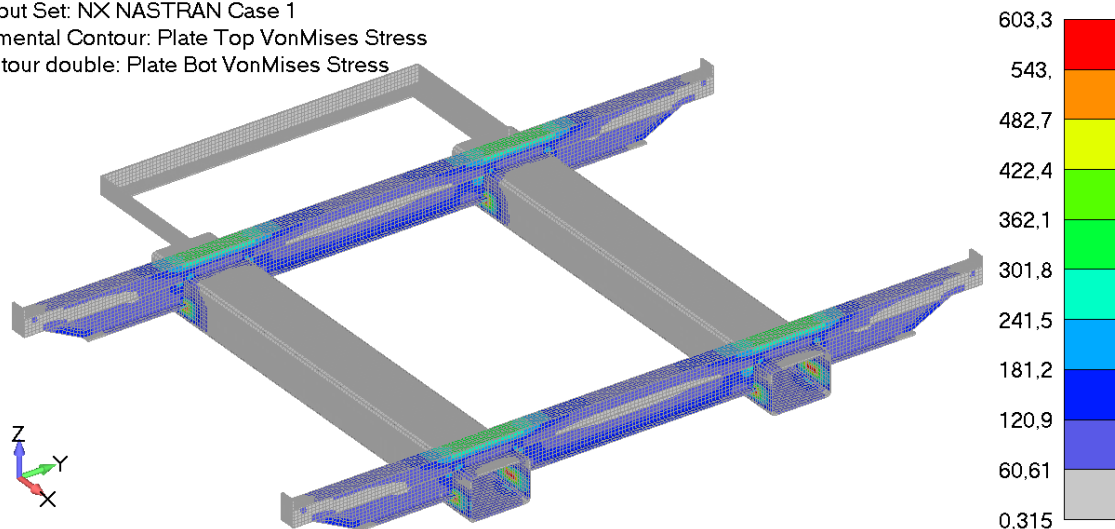
Конструкција кофигурације 1 (слика 9) детаљно је моделирана са 31384 коначна елемента и 31060 чворова. Боје у моделу приказаном на слици означавају различите дебљине профила и плоча дефинисаних у поглављу 2.4. Оптерећења и гранични услови модела су описани у поглављу 3. На основу табеле 6 у којој су дефисане могуће дебљине делова конструкције одабрана је конфигурација са почетним дебљинама одговарајућих позиција. Вредности дебљина почетне конфигурације 1 приказане су у табели 8.

Табела 8: Почетне вредности дебљина одговарајућих позиција за конфигурацију 1

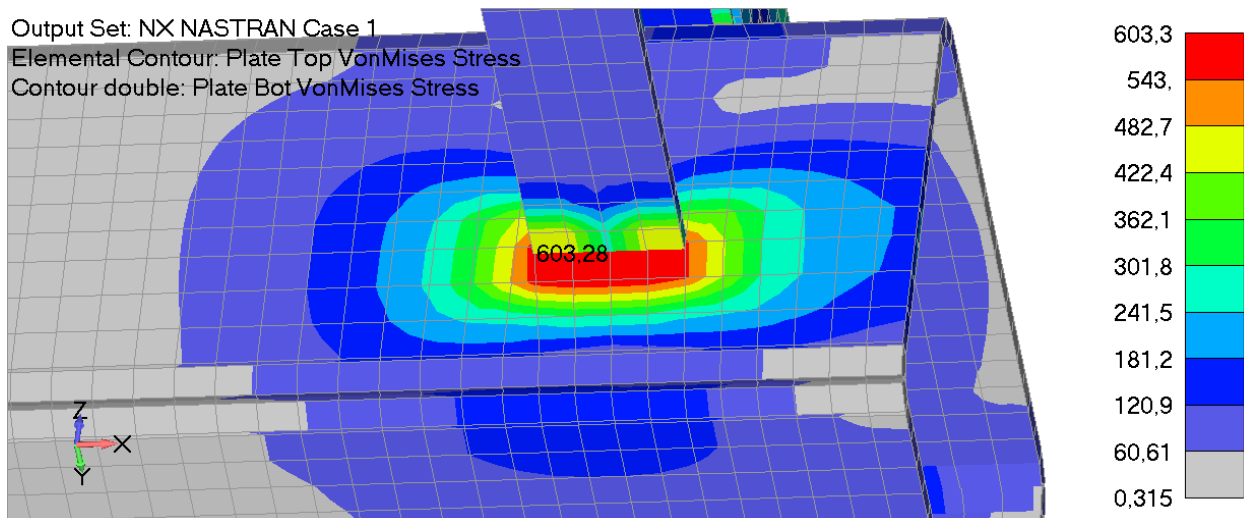
Позиција	дебљина (mm)
1	8
2	8
3	6,3
4	9,5
5	10
6	10

Резултати прорачуна конфигурације 1 и поље ефективног (VonMises Stress) напона модела приказани су на слици 16. Вредност максималног напона приказана је на слици 17.

Output Set: NX NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
Contour double: Plate Bot VonMises Stress



Слика 16: Резултати прорачуна конфигурације 1 за вредности дебљина приказаних табелом 8



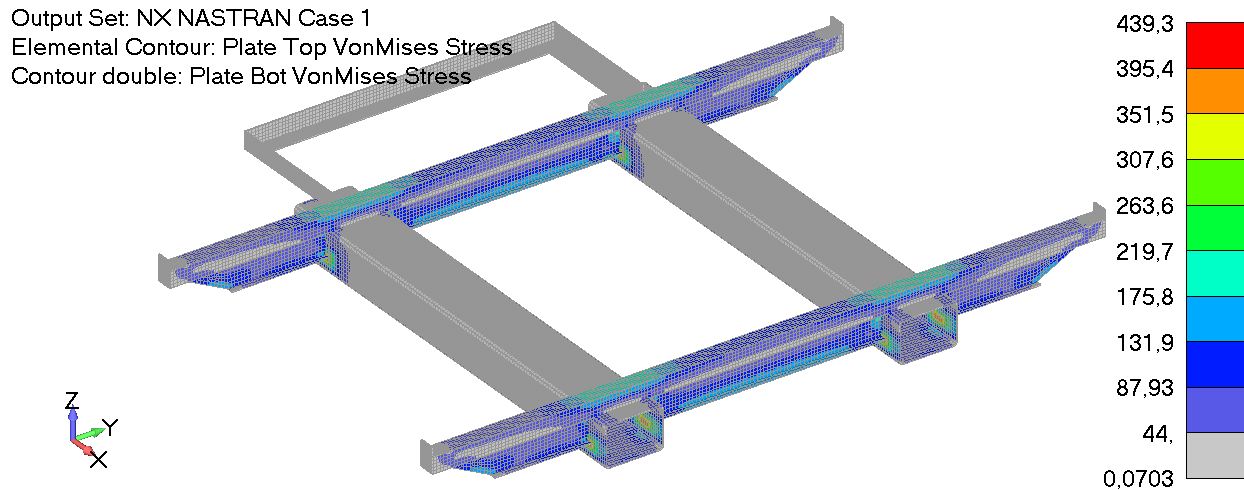
Слика 17: Вредност максималног напона за вредности дебљина приказаних табелом 8 конфигурације 1

На основу добијених резултата модел са овим дебљинама зидова профила не задовољава постављене захтеве дефинисане дозвољеним напонима у поглављу 2. Према задатим стандардима промењене су дебљине профила тако да су узете из табеле 6 максималне вредности дебљина свих позиција (табела 9) и спроведена је поновна анализа. У циљу задовољења постављених критеријума покушано је да се конструкција (конфигурација 1) оптимизује.

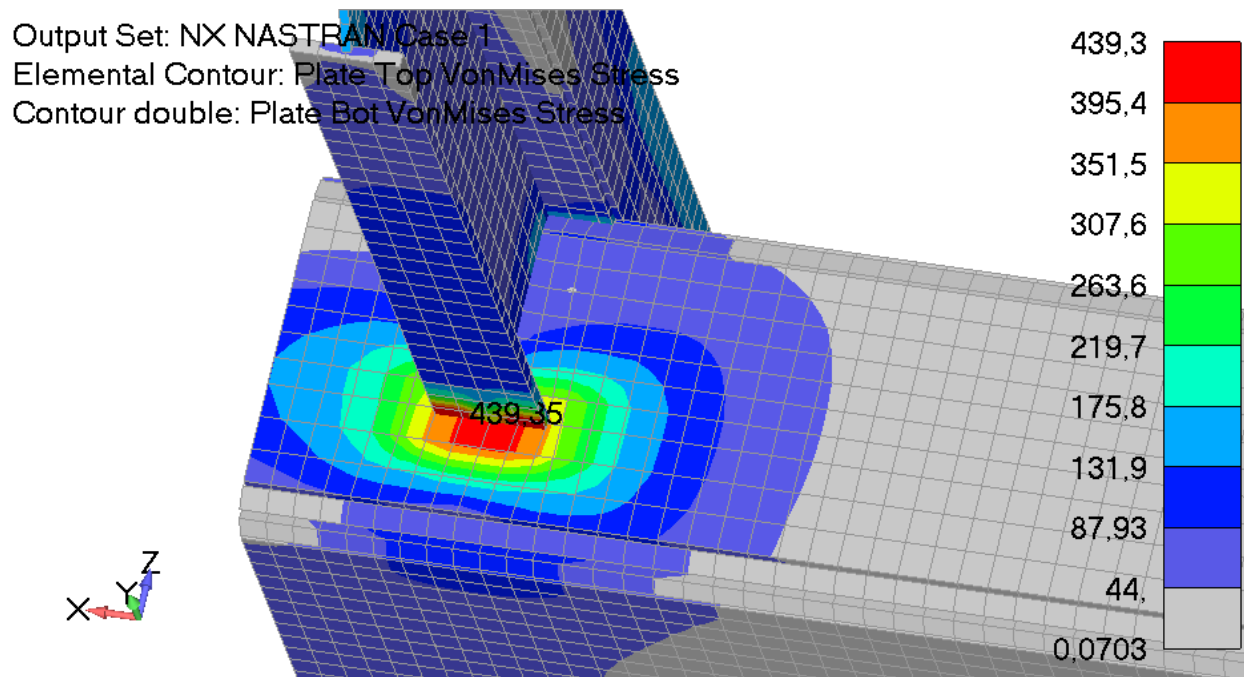
Табела 9: Максималне вредности дебљина одговарајућих позиција за конфигурацију 1

Позиција	дебљина (mm)
1	12
2	10
3	6,3
4	9,5
5	16
6	10

Резултати прорачуна конфигурације 1 и поље ефективног (VonMises Stress) напона модела приказани су на слици 18. Вредност максималног напона приказана је на слици 19.



Слика 18: Резултати прорачуна конфигурације 1 за максималне вредности дебљина



Слика 19: Вредност максималног напона за вредности дебљина приказаних табелом 9 конфигурације 1

Долазимо до закључка да предложена конфигурација 1 ноставка за виљушкар не задовољава критеријум дозвољених напона. Вредност максималног ефективног напона је далеко изнад дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 2, за максималне вредности дебљина.

4.2 МКЕ анализа конфигурације 2

Конструкција конфигурације 2 детаљно је моделирана са 41546 коначна елемента и 37004 чворова. Боје у моделу приказаном на слици 10 означавају различите дебљине профила и плоча дефинисаних у поглављу 2. Оптерећења и гранични услови модела су описани у поглављу 2.

На основ табеле 7 у којој су дефинисане могуће дебљине делова конструкције одабрана је конфигурација са почетним дебљинама одговарајућих позиција. Вредности дебљина почетне конфигурације 2 приказане су у табели 10.

Табела 10: Почетне вредности дебљина одговарајућих позиција за конфигурацију 2

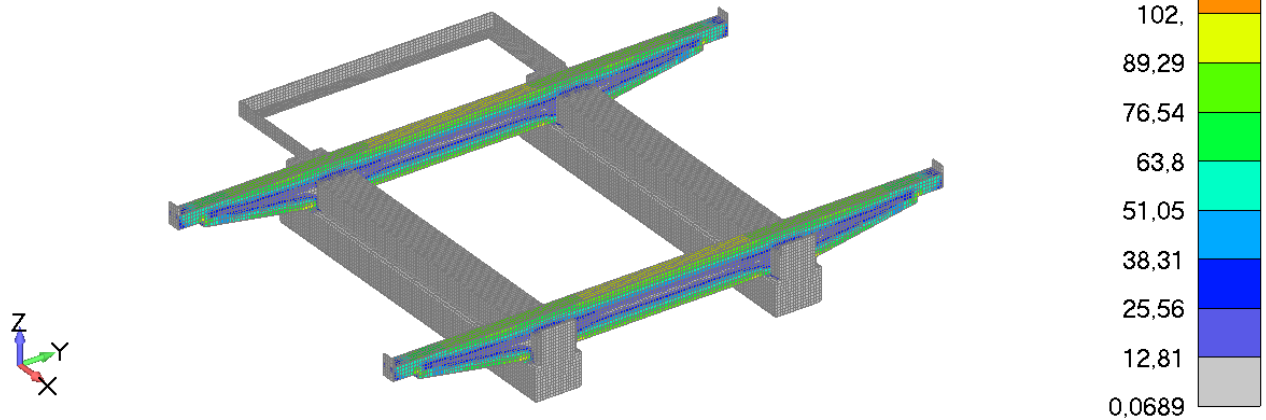
Позиција	дебљина (mm)
1	8
2	8
3	10
4	14
5	10
6	10
7	10
8	10
9	10
10	10
11	10

Резултати прорачуна конфигурације 2 и поље ефективног (VonMises Stress) напона модела приказани су на слици 20. Вредност максималног напона приказана је на слици 21.

Место максималног напона налази се у завареном споју (слика 21), што је испод дозвољених вредности дефинисаних у поглављу 2.

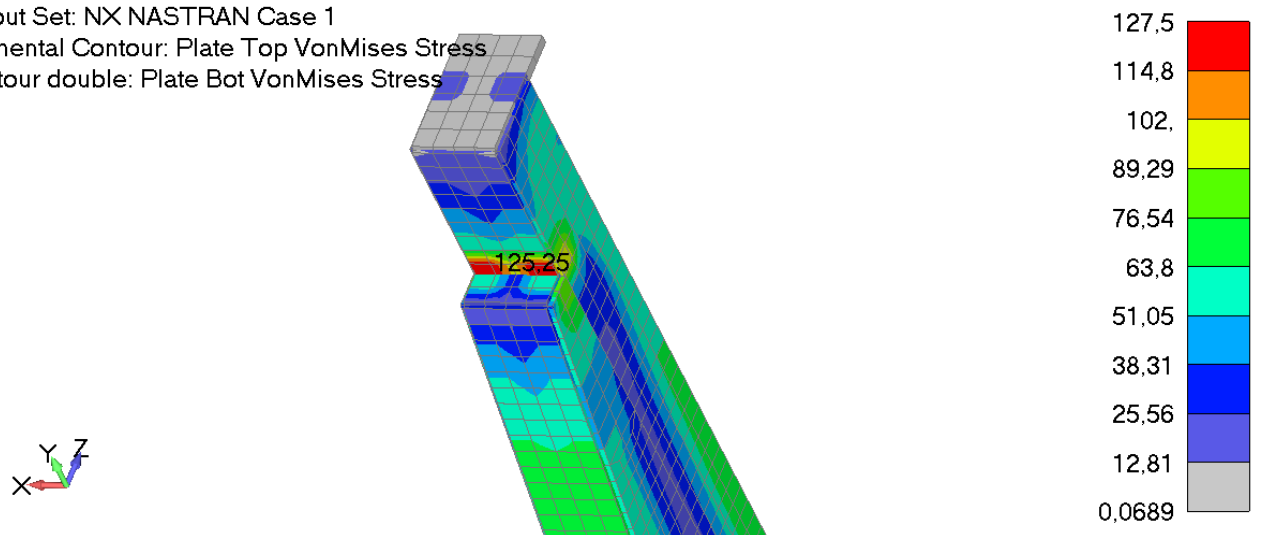
Расподела напона дуж завареног споја у коме је израчуната максимална вредност напона приказана је на слици 22.

Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress

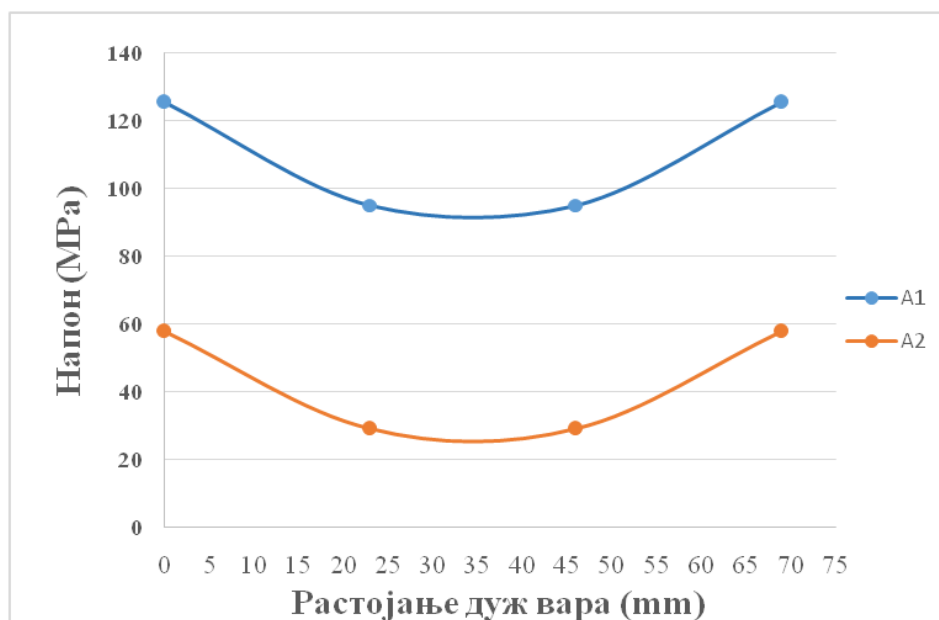


Слика 20: Резултати прорачуна конфигурације 2 за вредности дебљина приказаних табелом 10

Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress



Слика 21: Вредност максималног напона за вредности дебљина приказаних табелом 10 конфигурације 2



Слика 22: Расподела напона дуж завареног споја приказаног сликом 21

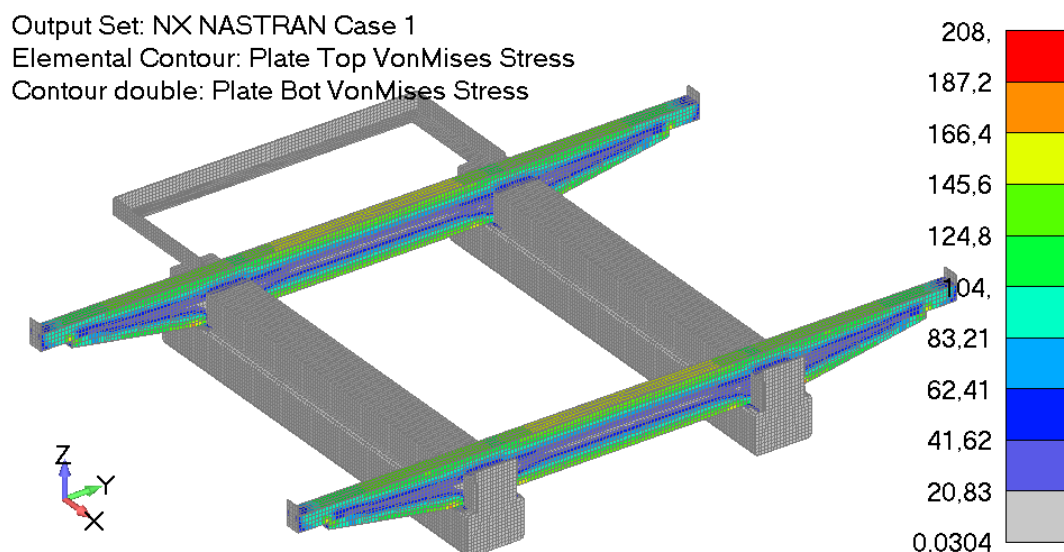
На основу вредности добијених напона у основном материјалу и завареним спојевима и вредности дозвољеног напона евидентно је да код ове конфигурације постоји резерва и могућност даље оптимизације модела.

Резултати прве оптимизације са дебљинама приказани су табелом 11 која је у складу са дебљинама дефинисаним у табели у поглављу 2 приказани су на сликама 23 и 24.

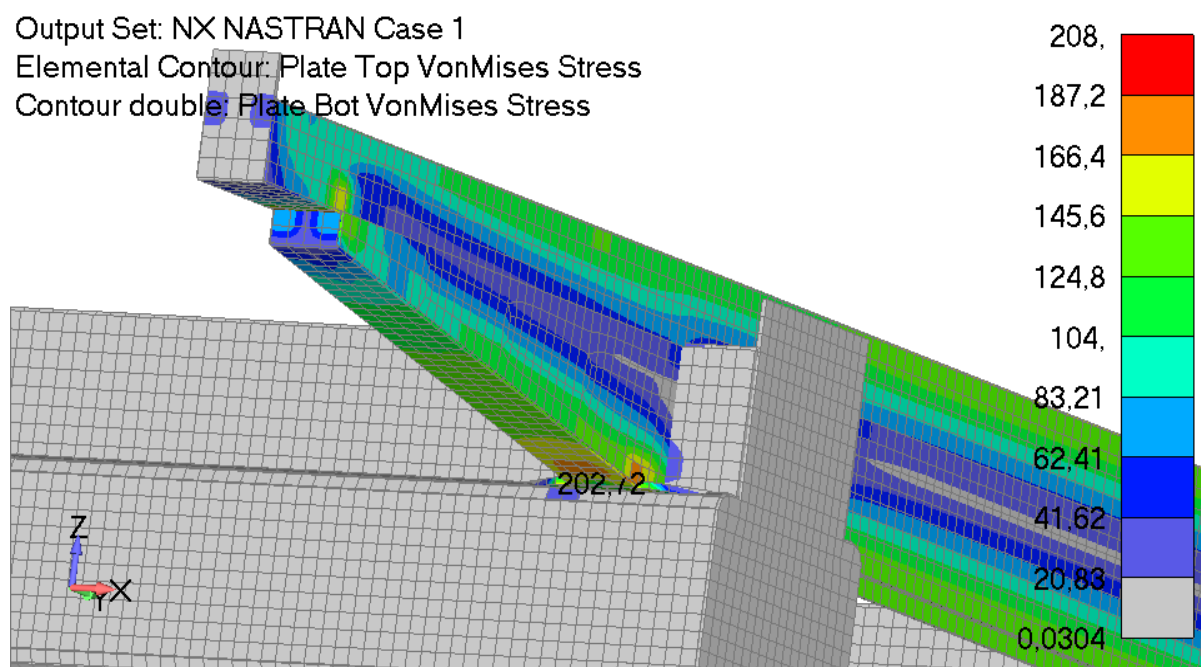
Табела 11: Вредности дебљина за прву оптимизацију

Позиција	дебљина (mm)
1	8
2	5
3	10
4	14
5	6
6	6
7	6
8	6
9	6
10	6
11	6

Резултати прорачуна првог полкушаја оптимизације конфигурације 2 и поље ефективног (VonMises Stress) напона модела приказани су на слици 23. Вредност максималног напона приказана је на слици 24.



Слика 23: Резултати прорачуна конфигурације 2 за вредности дебљина приказаних табелом 11



Слика 24: Вредност максималног напона за вредности дебљина приказаних табелом 11 конфигурације 2

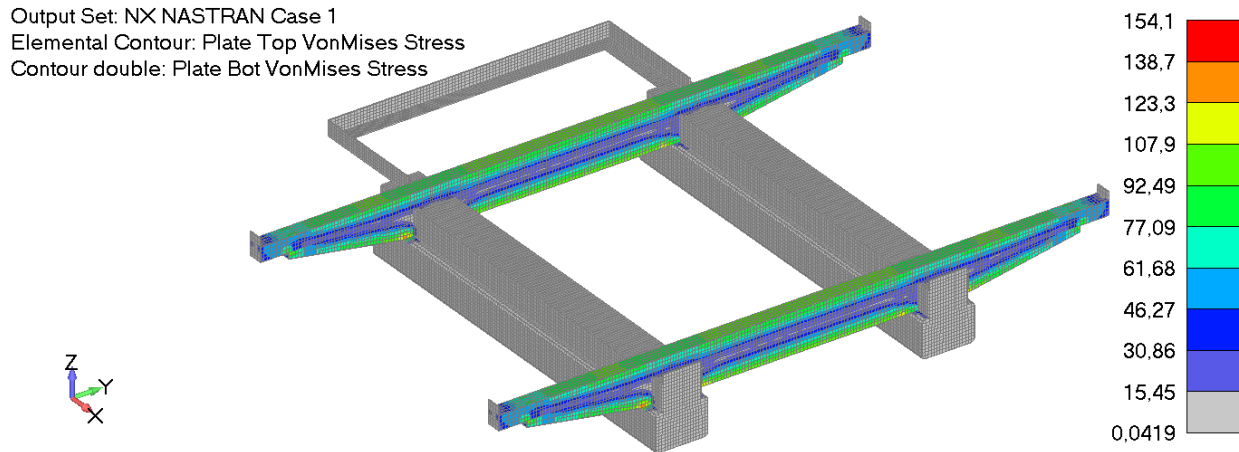
Вредност максималног ефективног напона у завареном споју је изнад дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 11.

Последња оптимизација извршена је са дебљинама приказаним табелом 12 која је у складу са дебљинама дефинисаним у табели у поглављу 2.

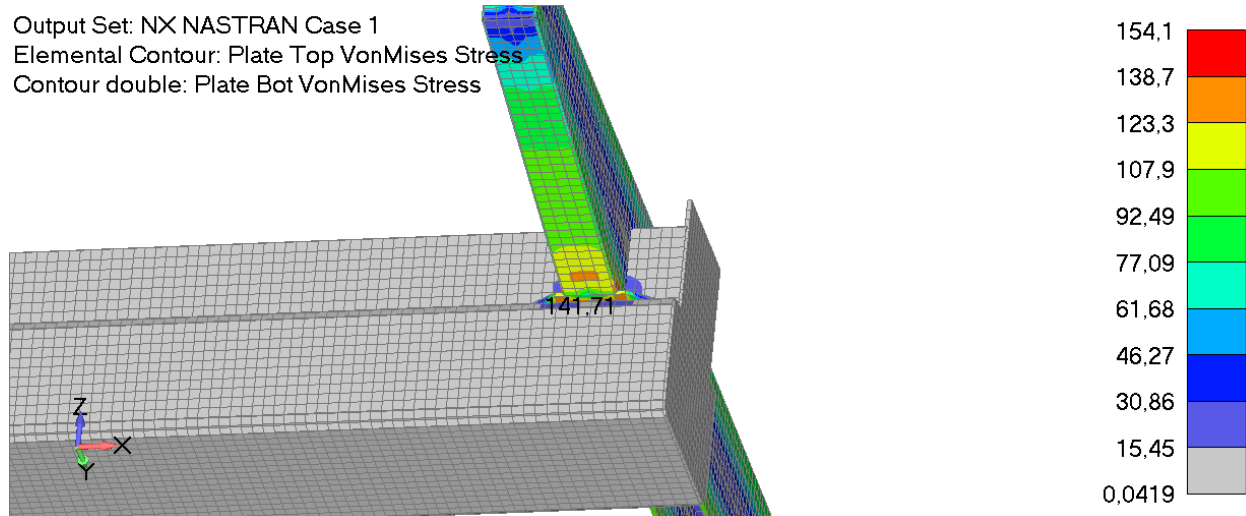
Поље ефективног (VonMises Stress) напона модела приказано је на слици 25.

Табела 12: Вредности дебљина за финалну оптимизацију

Позиција	дебљина (mm)
1	8
2	8
3	10
4	14
5	8
6	8
7	8
8	8
9	8
10	8
11	8

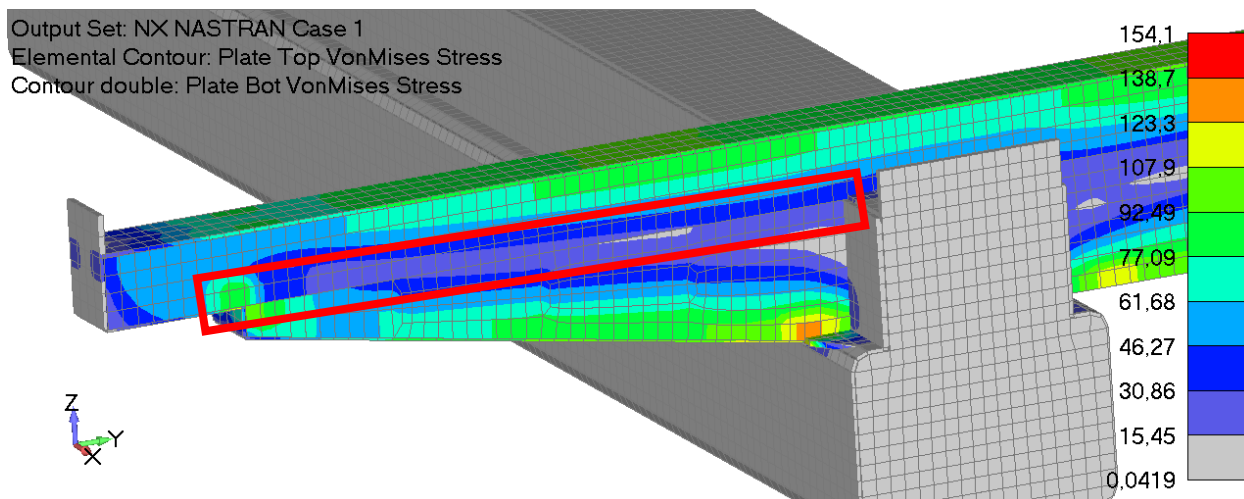


Слика 25: Поље ефективног напона конфигурације 2 за вредности дебљина приказаним у табели 12

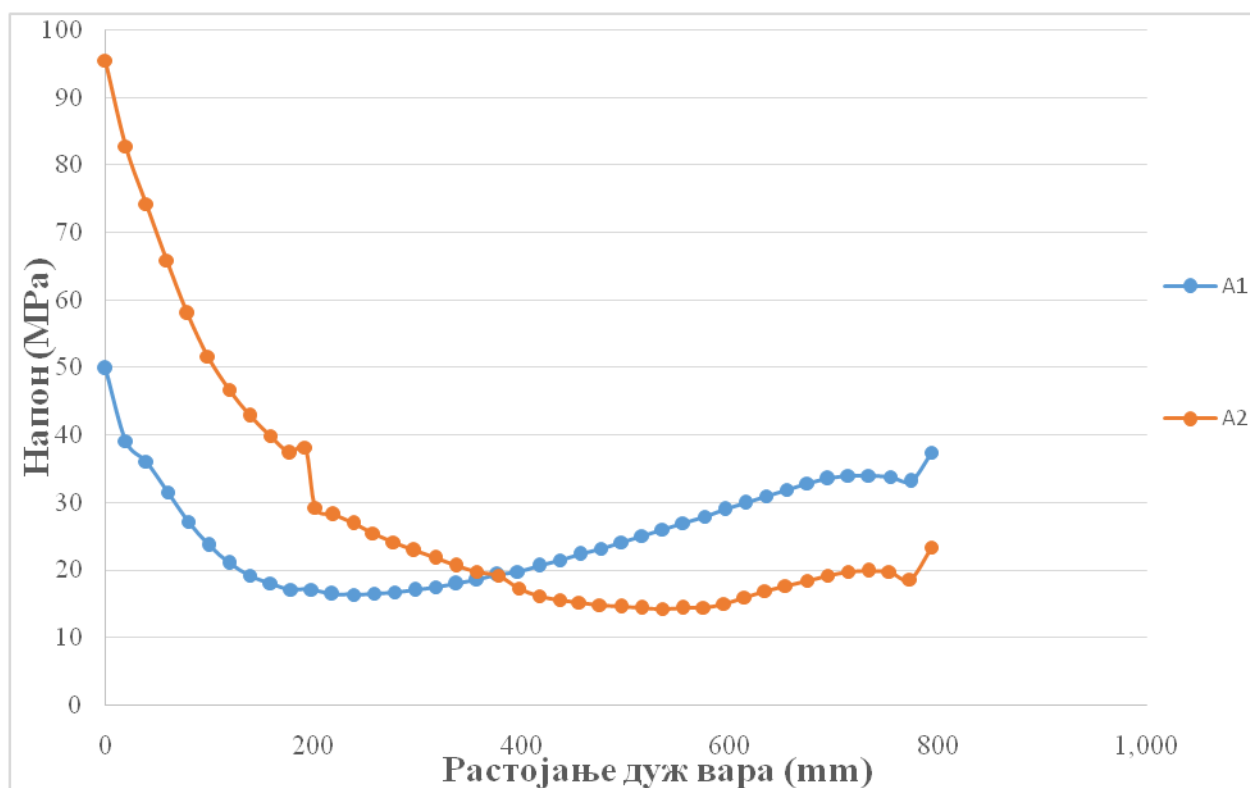


Слика 26: Вредност максималног напона за вредности дебљина приказаних табелом 12 конфигурације 2

На сликама (27 - 44) приказана су места заварених спојева и расподела напона дуж заварених спојева.

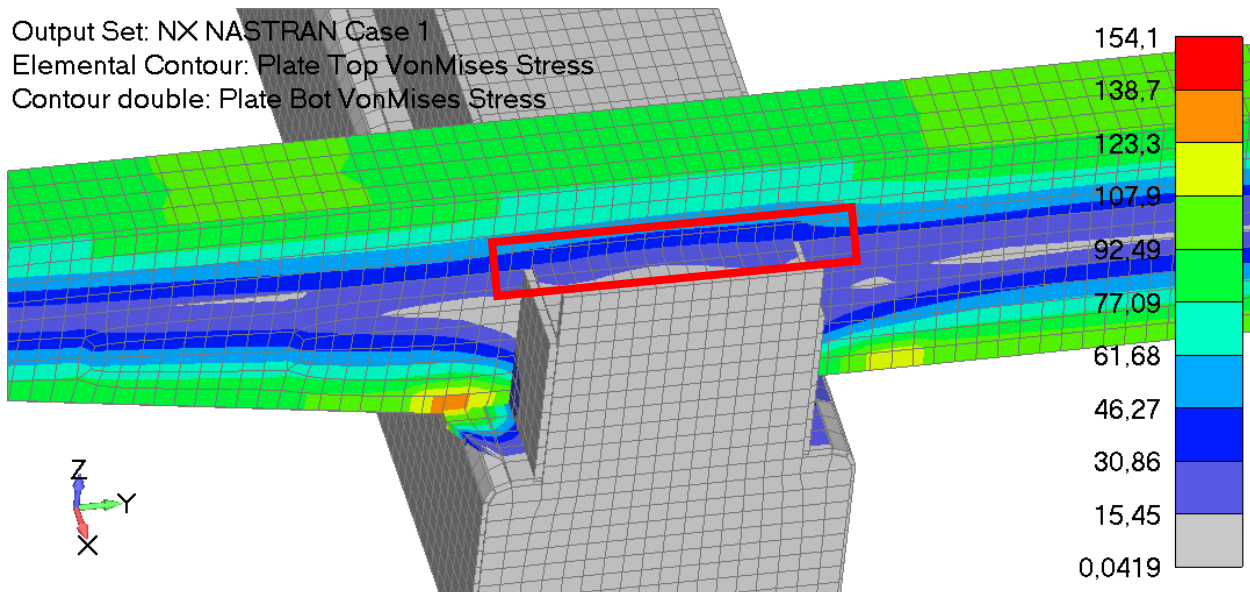


Слика 27: Заварен спој 1

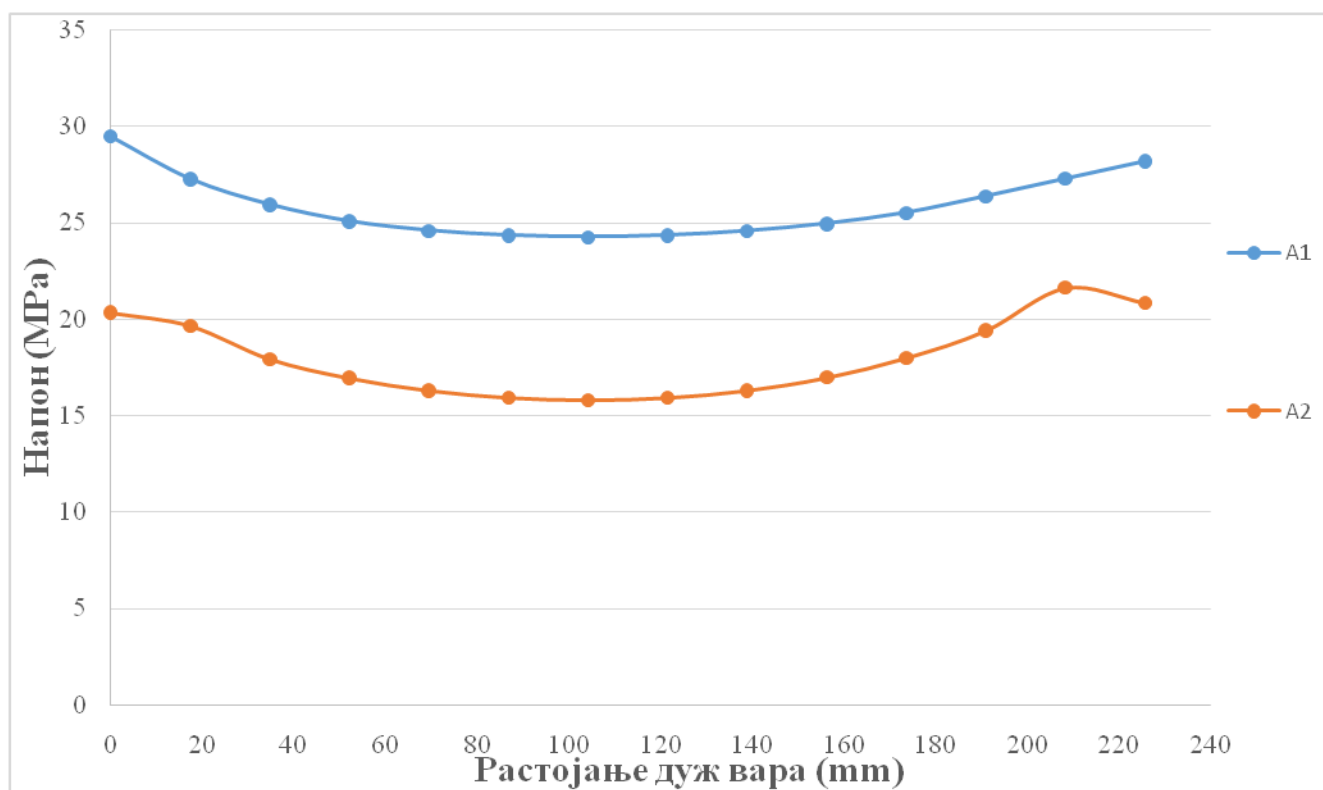


Слика 28: Расподела напона дуж завареног споја 1

Вредности ефективног напона (слика 27 и 28) у завареном споју 1 су испод дозвољеног напона који износи 150 МПа, за вредности дебљина приказане табелом 12.

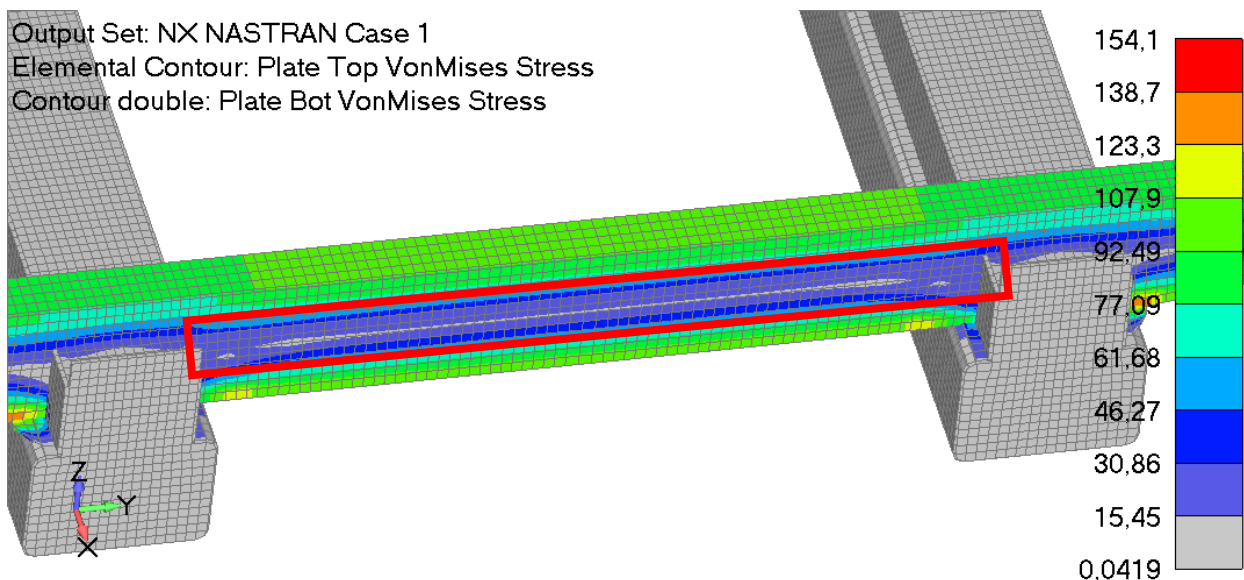


Слика 29: Заварен спој 2

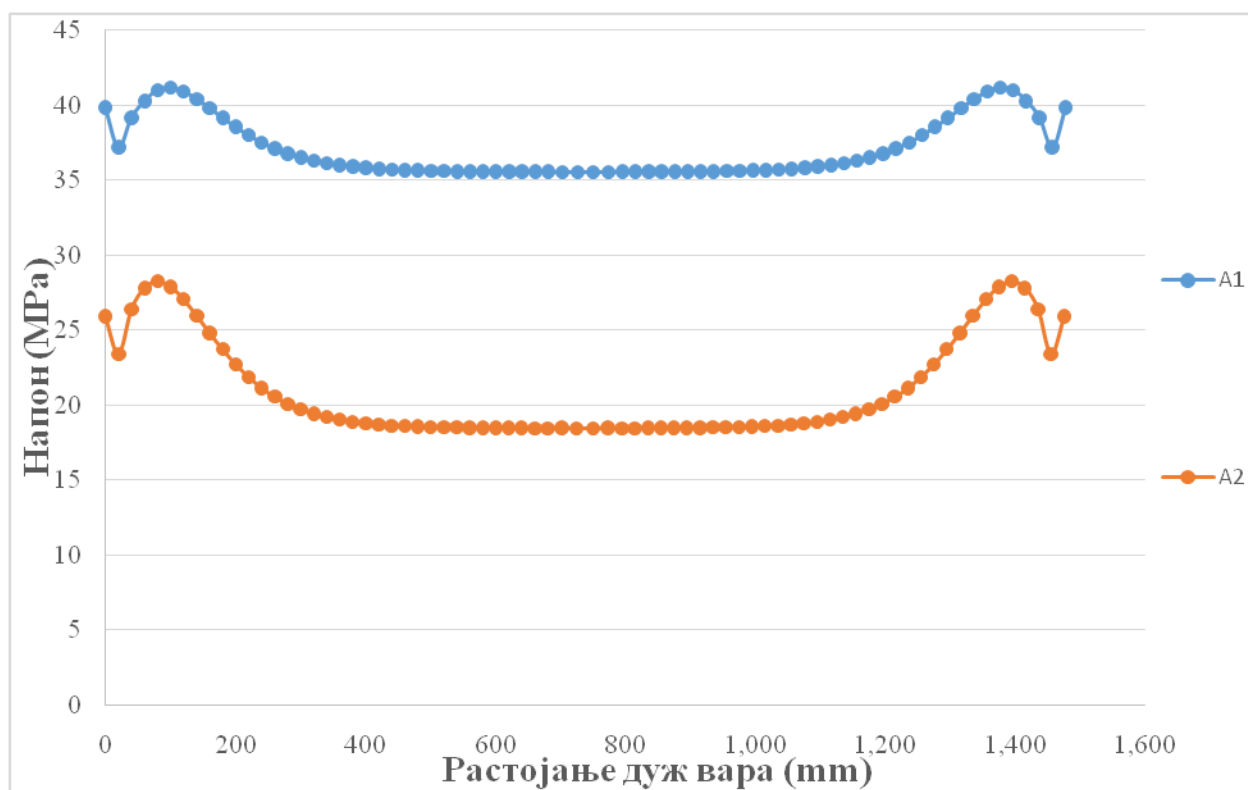


Слика 30: Расподела напона дуж завареног споја 2

Вредности ефективног напона (слика 29 и 30) у завареном споју 2 су испод дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12. На слици 30 графички је приказана је расподела напона дуж завареног споја 2.

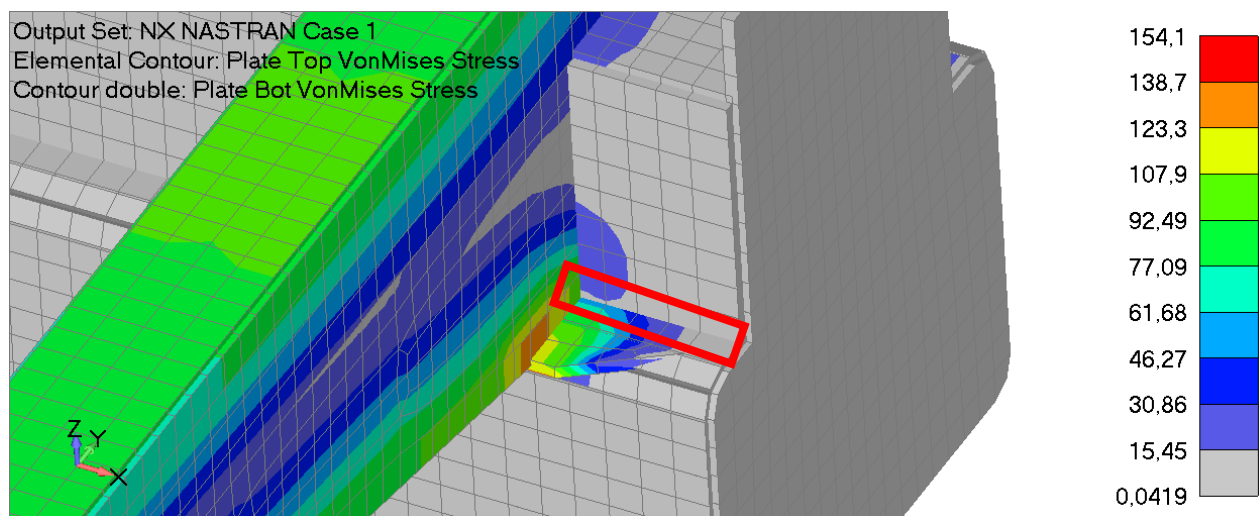


Слика 31: Заварени спој 3

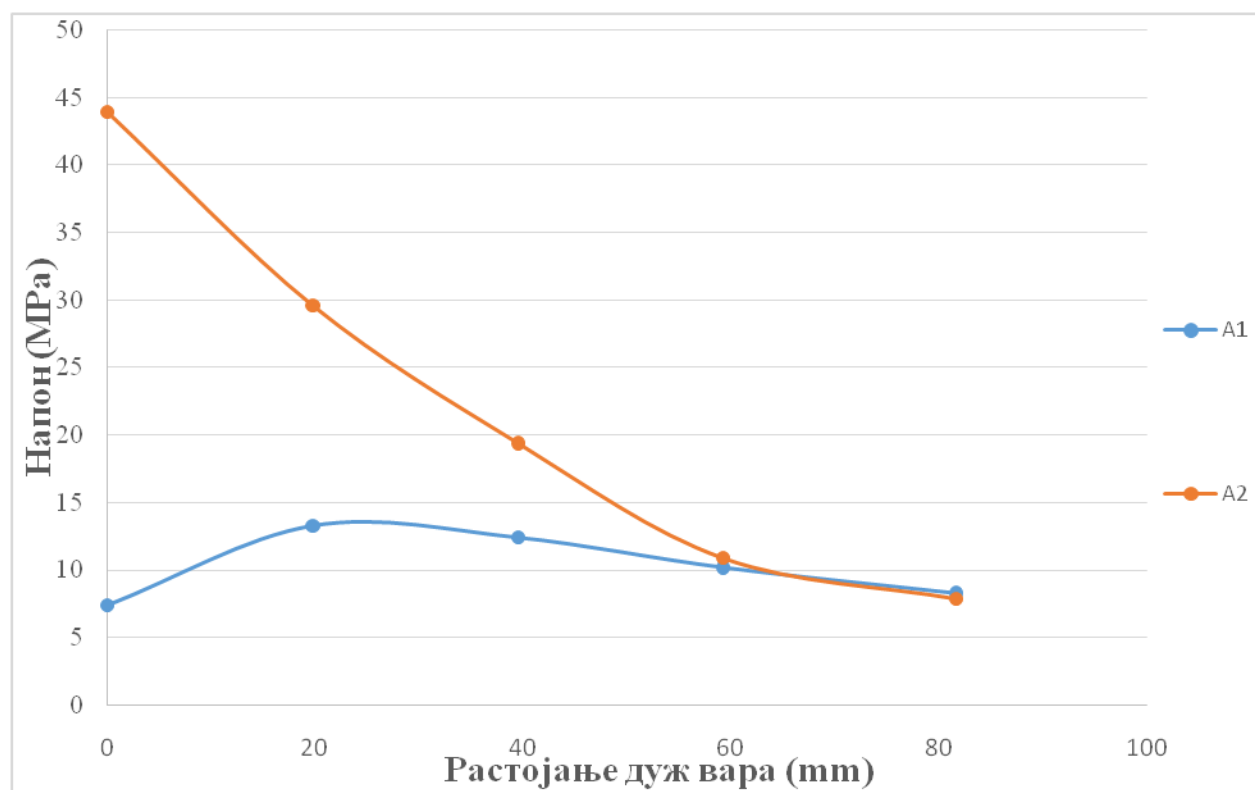


Слика 32: Расподела напона дуж завареног споја 3

Вредности ефективног напона (слика 31 и 32) у завареном споју 3 су испод дозвољених вредности напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12. На слици 32 уочава се да је напон у завареном споју 3 симетричан, што је последица симетричности геометрије модела, као и симетричности граничних услова и оптерећења.

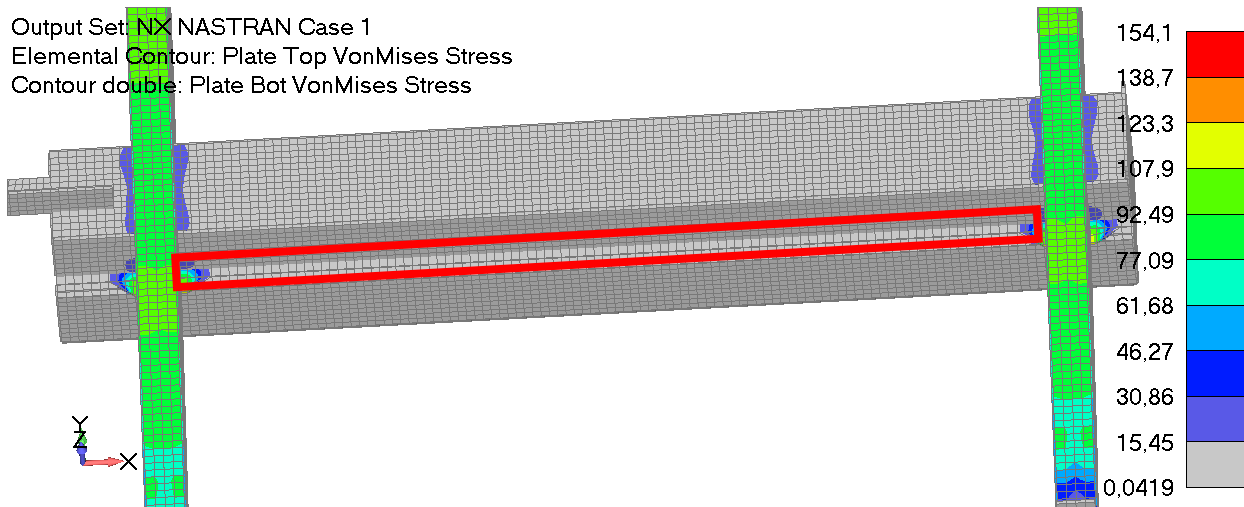


Слика 33: Заварени спој 4

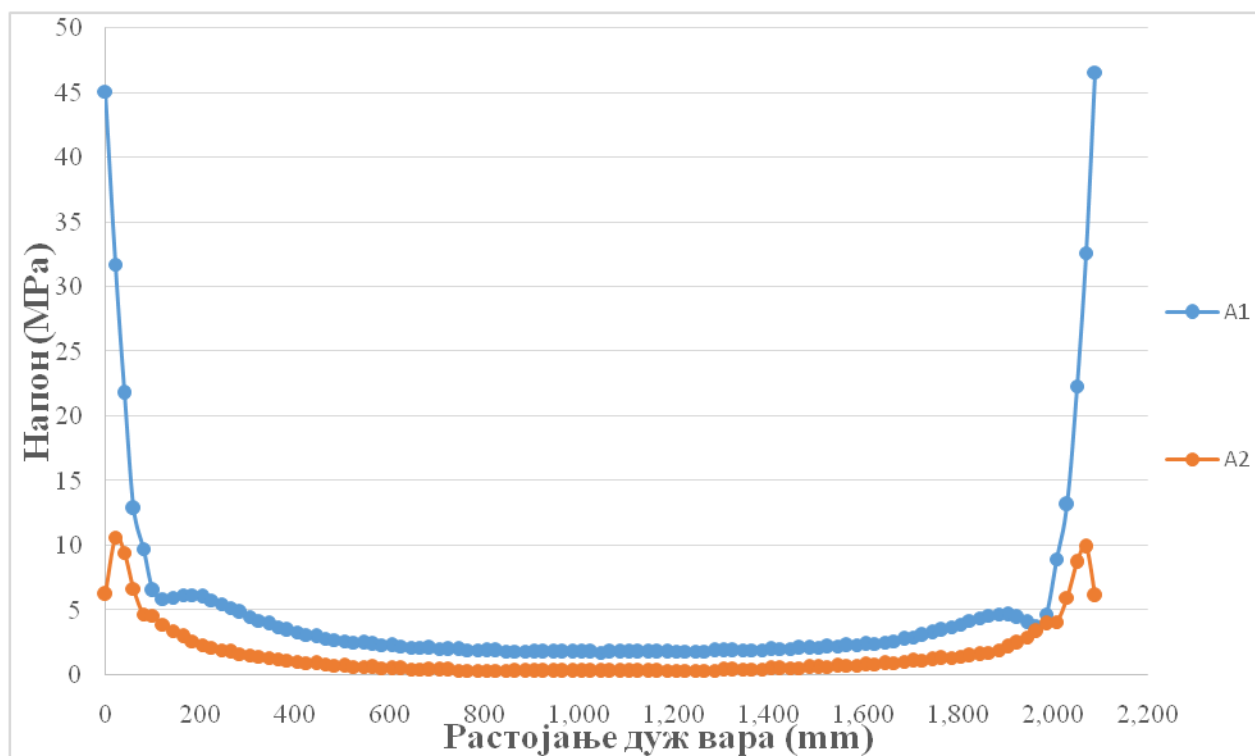


Слика 34: Расподела напона дуж завареног споја 4

Вредности ефективног напона (слика 33 и 34) у завареном споју 4 су испод границе дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12.



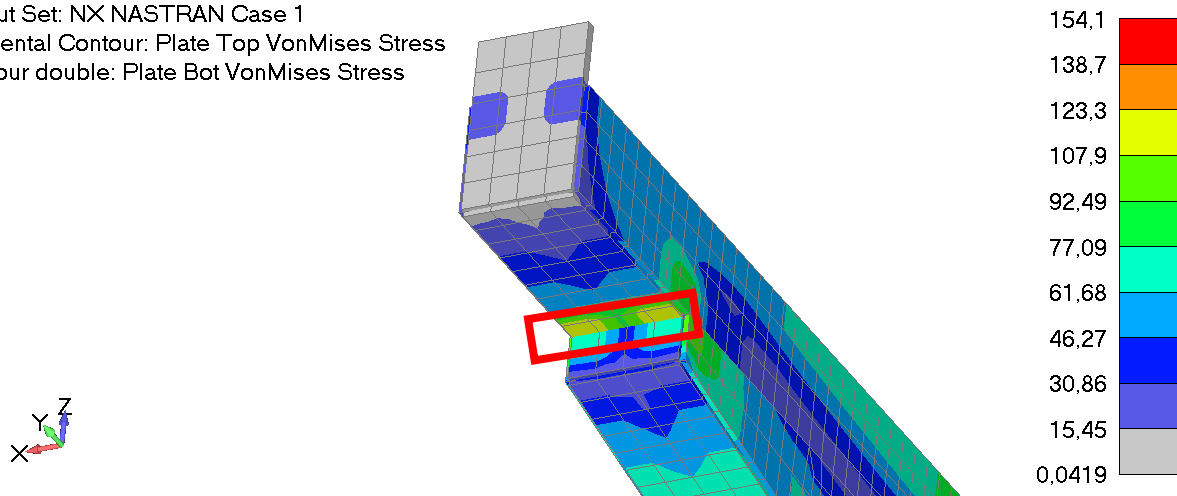
Слика 35: Заварени спој 5



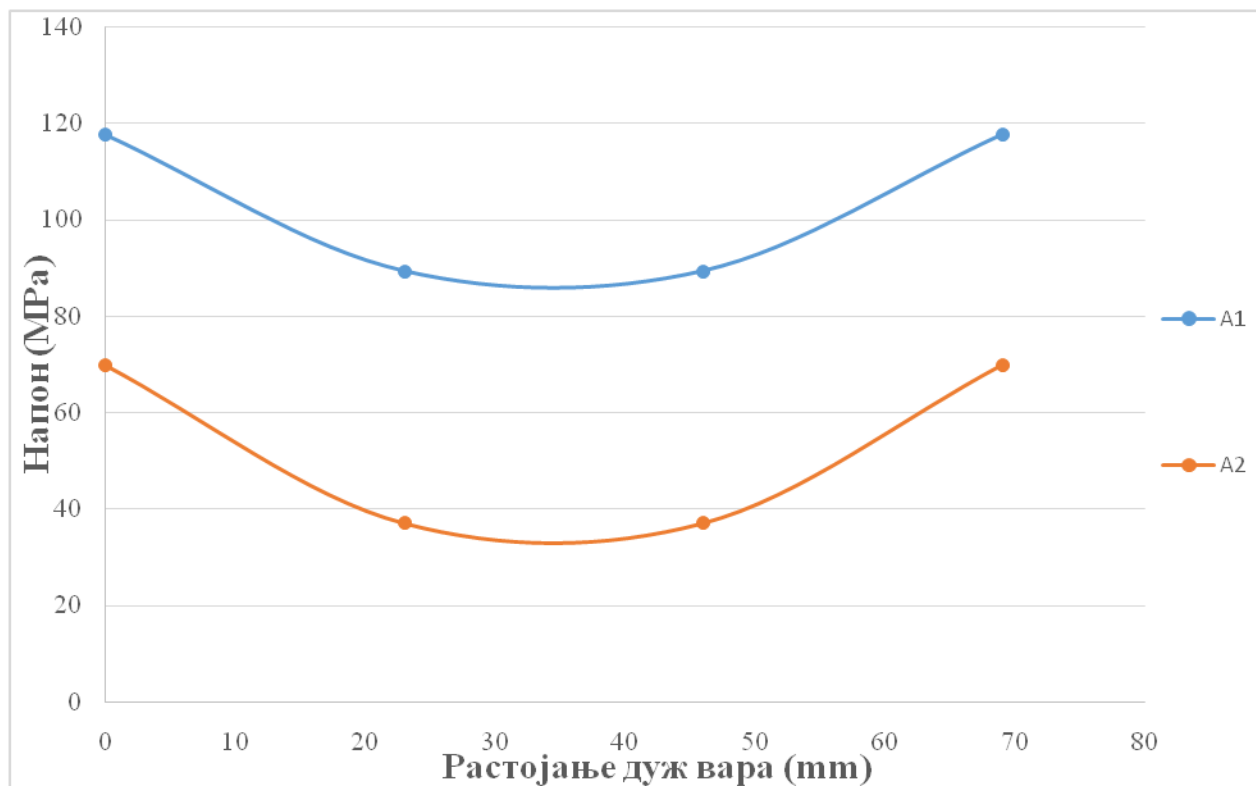
Слика 36: Расподела напона дуж завареног споја 5

Вредности ефективног напона (слика 35 и 36) у завареном споју 5 су далеко испод дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12, што се може уочити и по бојама које представљају вредности напона (слика 33).

Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress

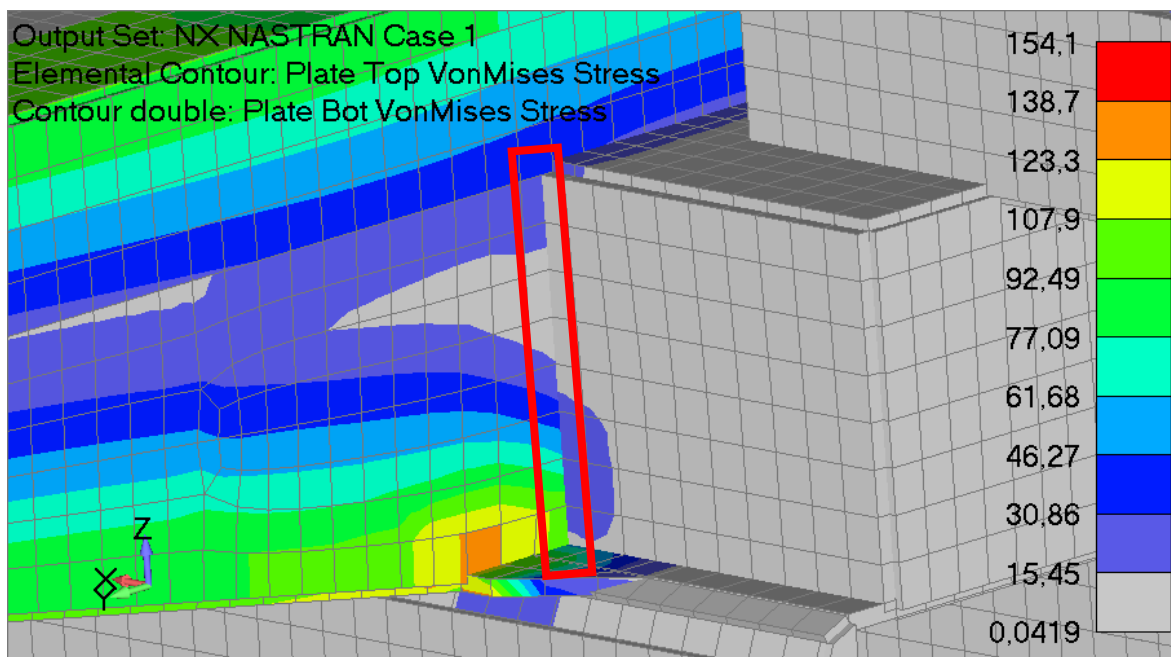


Слика 37: Заварени спој 6

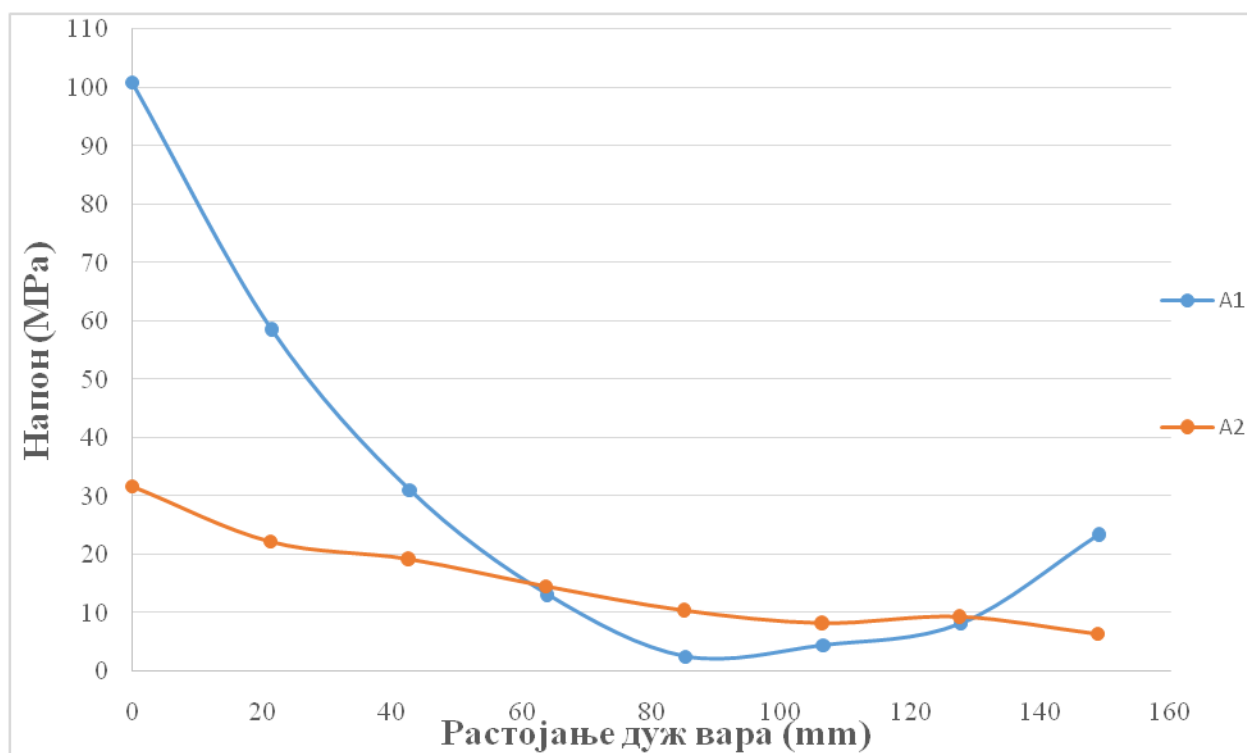


Слика 38: Расподела напона дуж завареног споја 6

Вредности ефективног напона (слика 37 и 38) у завареном споју 6 су испод дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12.



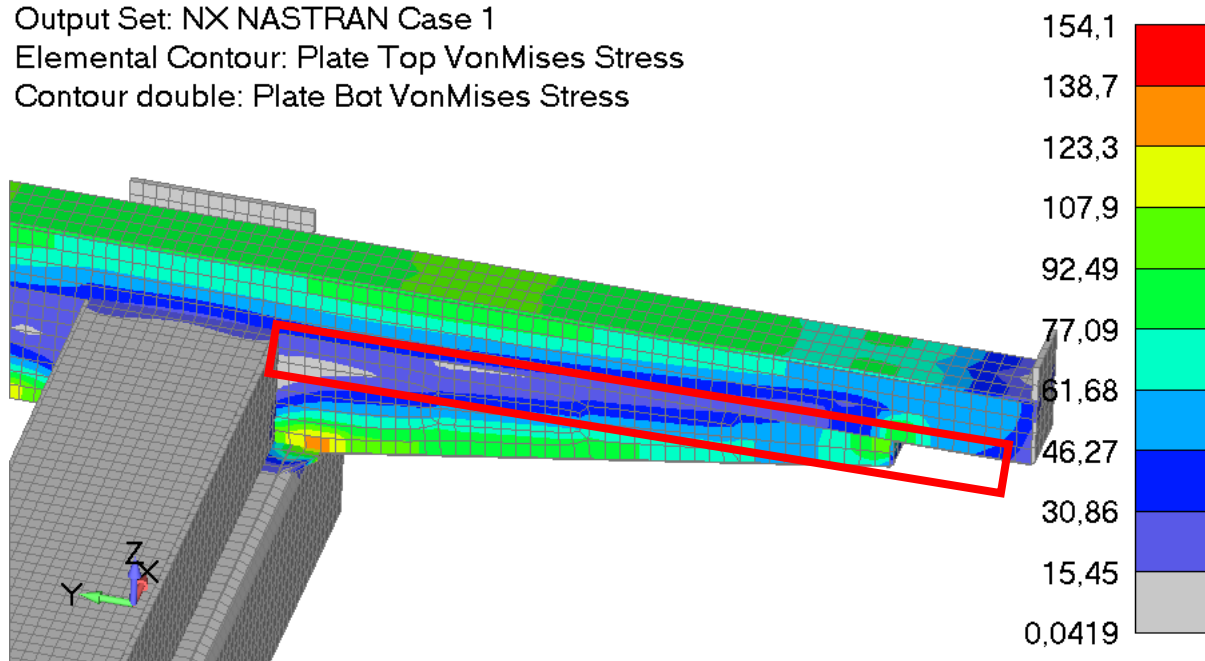
Слика 39: Заварени спој 7



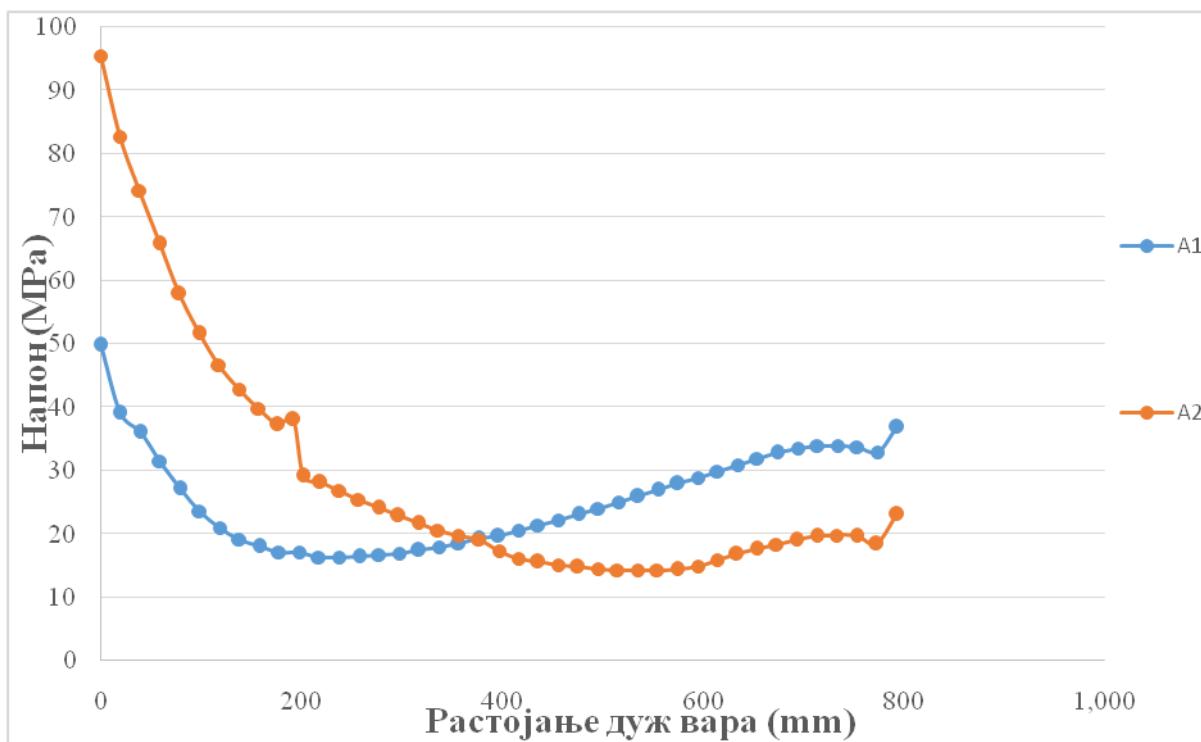
Слика 40: Расподела напона дуж завареног споја 7

Вредности ефективног напона (слика 39) у завареном споју 7 су испод дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12, што је детаљније приказано сликом 40.

Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress



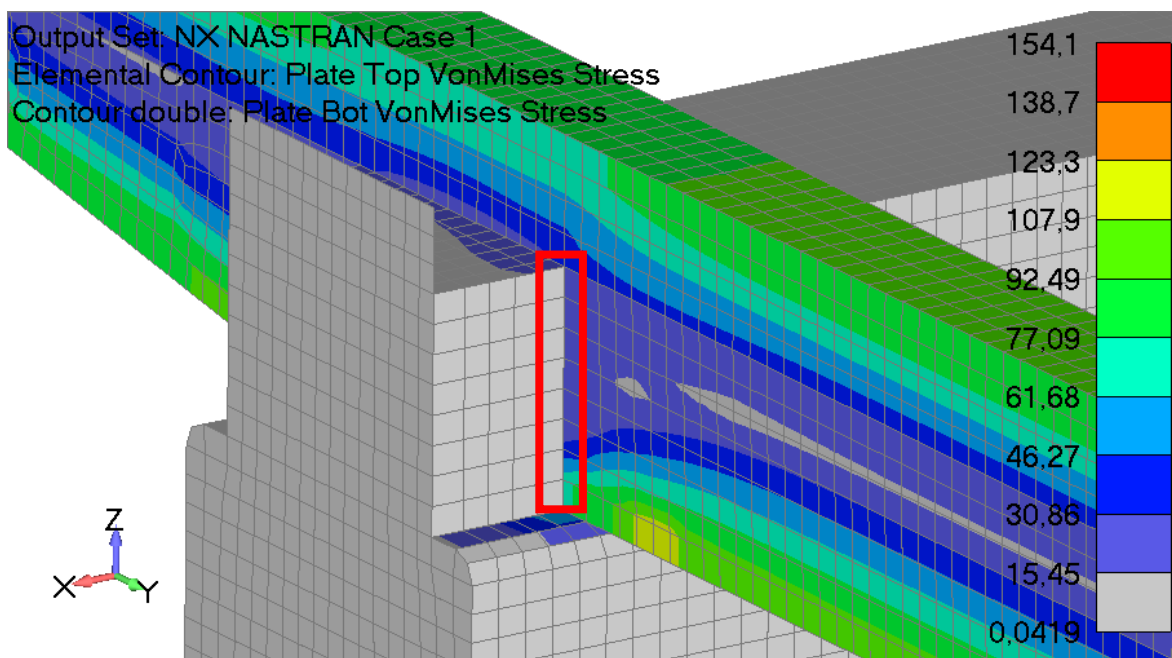
Слика 41: Заварени спој 8



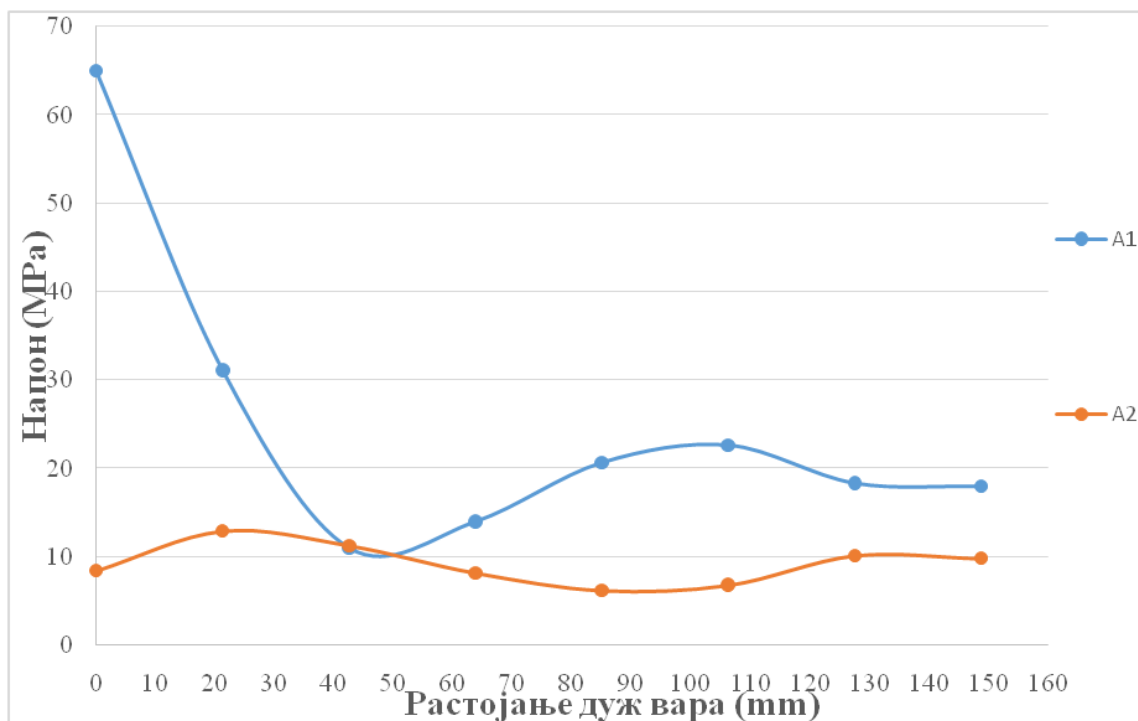
Слика 42: Расподела напона дуж завареног споја 8

Вредности ефективног напона (слика 41 и 42) у завареном споју 8 су испод дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12. Расподела

напона приказана на слици 42 је идентична као на слици 28, што је показатељ симетричности.



Слика 43: Заварени спој 9



Слика 44: Расподела напона дуж завареног споја 9

Вредности ефективног напона (слика 43 и 44) у завареном споју 9 су испод дозвољених напона дефинисаних у поглављу 2, за вредности дебљина приказане табелом 12.

Остале заварене спојеве на конструкцији није било потребе приказивати, јер су због симетричности геометрије, граничних услова и оптерећења поља ефективног напона идентична приказаним.

На основу вредности добијених напона у основном материјалу и завареним спојевима и вредности дозвољеног напона евидентно је да конфигурација 2 са дебљинама приказаним у табели 7 задовољава постављене захтеве дефинисане у поглављу 2.

Конфигурација са вредностима дебљина приказаним у табели 12 олакшана за 0.13t у односу на конфигурацију са дебљинама приказаним у табели 10. Маса конфигурације 2 је оптимизацијом смањена са 1,29t на 1.16t, односно смањена је 10%.

5. Закључак

У раду је приказан поступак оптимизације наставка за виљушкар применом одабраних стандарда. Уводна разматрања се тичу технологије заваривања и стандардизације. Изабрани стандарди су анализирани и одређени су максимални дозвољени напони за основни материјал и заварене спојеве разматране конструкције у складу са дефинисаним радним условима и оптерећењима.

Конструктивна решења наставка за виљушкар су представљена кроз две предложене конфигурације. Према стандардима које се односе на правоугле, квадратне и L профиле одређене су почетне дебљине профила саставних делова конструкције, као и дебљине плочастих делова у циљу оптимизације предложених конфигурација разматране конструкције.

Како би се приказао поступак анализе чврстоће разматране конструкције, извршен је увоз предложене геометрије у софтвер Femap на основу CAD модела наставка за виљушкар. На креираним моделима средњих површина наставка за виљушкар демонстриран је процес израде мреже коначних елемената разматраних модела. Задати су гранични услови и оптерећења на моделима, а затим је извршена анализа у софтверу NX Nastran. Анализа резултата и постпроцесирање извршени су у софтверу Femap у циљу процене чврстоће разматраних конфигурација наставка за виљушкар.

Резултатима анализе је показано да се прва конфигурација одбацује као предлог, јер ни после покушаја оптимизације у правцу ојачања не задовољава захтеве дефинисане стандардима. Анализом друге конфигурације дошло се до закључка да предложена конструкција задовољава захтеве прописане стандардима и да је могућа њена даља оптимизација.

Оптимизацијом, након више корака, усвојено је коначно решење конструкције, где је смањена почетна маса конструкције за 10%. Извршена је детаљна анализа резултата са циљем провере чврстоће сваког завареног споја. Дијаграмски су дате вредности напона дуж сваког завареног споја са циљем јасног увида у ком делу је заварени спој јачи или слабији.

На овај начин приказан је поступак детаљне анализе чврстоће танкозидне заварене конструкције. Коришћењем приказане методологије рада могуће је у будућности анализирати и неке сложеније конструкције са великим бројем заварених спојева, где би једна оваква анализа имала велики значај и примену.

Будуће смернице које би проистекле из овог рада су даља оптимизација заварених спојева у циљу смањења трошкова заваривања одабиром прекидних заварених спојева где је то могуће.

Литература

- [1] Милош Којић, Радован Славковић, Мирослав Живковић, Ненад Грујовић, Метод коначних елемената 1- Линеарна анализа, Крагујевац, 1998.
- [2] DIN 15018Cranes; steel structures; verification and analyses
- [3]DIN 4132 Craneways; steel structures; principles for calculation, design and construction
- [4] Недић Б., Лазић М.: Производне технологије (Обрада метала резањем), скрипта, Машинскифакултет, Крагујевац, 2007.
- [5] EN 10025-2
- [6]DIN EN 10056-1
- [7] DIN EN 10210-2
- [8] DIN EN 10219-2
- [9]DIN EN 10219-2