



Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ - Скопје



Машински факултет - Скопје

м-р НИКОЛА АВРАМОВ

COPYRIGHT
ВЛИЈАНИЕ НА КОНСТРУКТИВНИТЕ ПАРАМЕТРИ ВРЗ С ПАСНОСТА
ОД РАЗДВОЈУВАЊЕ НА БРАНИЦИТЕ ЗА ЗАШТИТА ОД
ИЗЛЕТУВАЊЕ НА ПАТИШТАТА

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

СКОПЈЕ, 2015

Влијание на конструктивните параметри врз опасноста од раздвојување на браниците за
заштита од излетување на патиштата

изработил:

Асс. м-р Никола Аврамов

ментор:

Проф. д-р Петар Симоновски

област:

Машински елементи и технички системи

дата на јавна одбрана:

24.04.2015

COPYRIGHT

Комисија:

Проф. д-р Петар Симоновски, ментор
Машински факултет-Скопје

Проф. д-р Татјана Кандиќјан, член
Машински факултет-Скопје

Проф. д-р Милан Ќосевски, член
Машински факултет-Скопје

Проф. д-р Димитри Козинаков, член
Машински факултет-Скопје

Проф. д-р Тихомир Николовски, член
редовен професор во пензија
Градежен факултет-Скопје

COPYRIGHT

Оваа докторска работа ја посветувам на сопругата
Љупка и децата Ведрана и Филип.
Благодарам на мојата мајка за сè што направила за мене.
Без нив докторската работа немаше да биде завршена.

АПСТРАКТ:

Страничната заштита со W-облик е најчесто користениот систем за безбедност на патиштата. За заштитата да функционира како што е предвидено, одлучувачка е нејзината компатибилност согласно одредбите. Стандардите го одредуваат максималното забавување во просторот за патници, доколку се разгледува возилото како и максимално дозволената деформација на одбојникот за одреден тип на удар. Ако сите параметри се во зададените граници и останати побарувања се задоволени, како дозволената деформација не смее да го надминува просторот позади одбојникот, деловите од заштитата не треба да бидат одвоени, да продрат во просторот за патници и сл., може да се каже дека одбојникот е безбеден за употреба. Конструиран е да ја апсорбира енергијата со деформација на оградата и потпорните столбови, кои го запираат и пренасочуваат возилото додека надолжните сегменти остануваат континуирани и во контакт со него. За да се обезбеди максимална заштита односно подобрување на постоечката многу е важно да се задржи континуитетот на сегментите на оградата. Поради тоа се јавува и потребата од анализа на елементите на врска односно навојните врски кои се оптоварени како резултат на деформацијата на оградата предизвикана од ударот. Со разгледување на начините на деформација се јавува можноста за конструктивни решенија кои би ги опфатиле елементите од врска и би се овозможиле надежна врска за различни возни ситуации. Од друга страна и придобивката од можна оптимизација на веќе користените навојни врски, намалување на бројот на користени врски без да се наруши сигурноста која ја овозможуваат поради масовноста на користење на овие заштити допринесува за големината на погодностите што би се постигнале.

ABSTRACT:

Single sided W-beam guardrail segments with metal posts pressed in the ground is the most frequent type of guardrail found on the highways. The existing European normative EN1317:1998 is the framework for the guardrail design. The regulative is determining for example both the maximum deceleration in the passenger compartment considering the vehicle and the maximum guardrail deflection for specific type of impact, given in the test matrix. If all of the parameters are within the prescribed range and if other obligations are fulfilled like the vehicle motion after the impact should be in the specified exit box boundaries, nothing is allowed to penetrate in the passenger compartment and no part of the guardrail system should be separated from it becoming danger for the other road users. The guardrails are designed to absorb the energy coming from the vehicle motion safely lowering the velocity through desired vehicle path. For keeping the maximum protection or improving the existing it is important to maintain the guardrail continuity. Using this statement, comes the need for analyzing the fastener elements or the threaded joints that are subjected to high impact loads coming from the vehicle. By studying the deformation modes improvements in the fastening can be determined and this will provide maximum protection for all the accident scenarios. Also the possibility for optimization of the used connection elements, reducing the number of fastener sets without lowering the protection is also one of the improvements that can be gained.

COPYRIGHT

СОДРЖИНА:

Вовед.....	8
1 Преглед на разделните врски.....	13
1.1. Видови на разделни врски	13
1.1.1. Навојни врски.....	13
1.1.2. Навојни парови.....	14
1.1.2.1. Напони кои се јавуваат во навојните парови.....	14
1.1.2.2. Анализа на разделивост на навојната врска (тест на пропустливост)	20
1.1.2.3. Видови на навој.....	24
1.1.3. Врски со чивии.....	25
1.1.3.1. Конусни чивии	25
1.1.3.2. Цилиндрични чивии.....	26
1.1.4. Врски со клинови.....	26
1.1.5. Врски со попречни клинови.....	29
1.1.6. Зглобна врска со сликчи.....	31
1.2. Начини на деформација на ладно обликувани лимови поврзани со навојна врска	32
1.2.1. Разделување како резултат на смолкнување на ладно обликуваните плочи	33
1.2.2. Разделување како резултат на носење на материјалот пред навојниот пар	34
1.2.3. Разделување како резултат на кинење на местото на поврзување.....	35
2 Одбојници за заштита на возилата од излетување	38
2.1. Вовед.....	38
2.2. EN1317-1:1998 и EN1317-2:1998 - „Системи за задржување на патот - типови на изведба, прифатливи критериуми при тестови на удар и методи на испитување на заштитни бариери“	47
2.2.1. Општо.....	47
2.2.2. Определување на нивото на заштита на одбојникот	48
2.2.2.1. Големина на задржување.....	49
2.2.2.2. Големина на удар	49
2.2.2.3. Големина на деформација	50

2.2.3.	Критериум на задоволување на барањата на тестот на удар	51
2.2.3.1.	Однесување на страничната заштита	52
2.2.3.2.	Однесување на тест возилото	52
2.2.4.	Параметри со кои се одредува големината на ударот	52
2.2.5.	Тест на удар на возило во одбојник за заштита	53
2.2.5.1.	Подготовка за изведување на тестот на удар	53
2.2.5.2.	Тест возило	54
2.2.5.3.	Испитуван одбојник за заштита	54
2.2.5.4.	Потребни податоци за тестот	55
2.2.5.5.	Точности и отстапувања на брзината и аголот на удар	55
2.2.5.6.	Вкупни отстапувања на брзината и аголот на удар	56
2.2.5.7.	Мерна опременост на возилото за тестот на удар	56
2.2.5.8.	Видео записи	57
3	Прелиминарни истражувања	58
3.1.	Вовед	58
3.2.	На мален модел на испитување на удар на возило во одбојник	59
3.2.1.	Подготовка за испитување	59
3.2.1.1.	Предмет за испитување	59
3.2.1.2.	Мерна опрема и мерна инсталација	60
3.2.1.3.	Постапка на испитување	65
3.2.1.4.	Обработка и анализа на резултатите	66
3.3.	Примена на методот на конечни елементи (МКЕ)	69
3.3.1.	МКЕ модел на тест возило	71
3.3.2.	МКЕ модел на одбојник за заштита	72
3.3.3.	МКЕ модел на тест кукла	74
3.4.	Анализа и дефинирање на конструктивните параметри на навојниот пар	76
3.4.1.	Аналитичен метод за определување на крутоста на навојниот пар	76
3.4.2.	Дефинирање на параметрите на навојниот пар со помош на метод на конечни елементи	79

COPYRIGHT

3.4.2.1.	Дефинирање на пред-напрегање на навојната врска	79
3.4.2.2.	Дефинирање на крутоста на навојната врска	80
3.4.3.	Динамичко триење на површините во контакт.....	81
3.4.3.1.	Влијание на типот на контакт помеѓу површините	82
3.4.3.2.	Влијание на рапавоста на површините	83
3.5.	Анализа на удар на возило во заштитна ограда со помош на виртуелни методи според стандардот EN1317:1998	86
3.5.1.	Определување на големината на ударот.....	86
4	Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна врска под оптоварување	89
4.1.	Вовед.....	89
4.2.	Подготвителна аналитичка пресметка на разделната врска помеѓу двата одбојника ..	91
4.2.1.	Пресметка според јакосните карактеристики на навојниот пар.....	93
4.2.2.	Пресметка според јакосните карактеристики на одбојникот	97
4.3.	Експериментално испитување (Квази-статички експеримент бр. 01).....	101
4.3.1.	Цели на испитувањето.....	101
4.3.2.	Методологија на испитувањето.....	101
4.3.2.1.	Испитна инсталација.....	101
4.3.2.2.	Мерен објект.....	102
4.3.2.3.	Мерни величини и мерни места.....	103
4.3.2.4.	Мерен систем.....	104
4.3.3.	Режим на испитување	107
4.3.4.	Резултати	108
4.4.	Експериментално испитување (Квази-статички експеримент бр. 02).....	110
4.4.1.	Цели на испитувањето.....	110
4.4.2.	Методологија на испитување.....	111
4.4.2.1.	Испитна инсталација.....	111
4.4.2.2.	Мерни величини и мерни места.....	112
4.4.2.3.	Мерен систем.....	115

COPYRIGHT

4.4.3.	Синхронизација на податоците	116
4.4.4.	Испитување на карактеристиката на материјалот на одбојниците	117
4.4.5.	Режим на испитување	119
4.4.6.	Резултати	120
4.4.7.	Заклучоци од лабораториското експериментално испитување	138
5	Виртуелни модели	141
5.1.	Виртуелен квази-статички модел на експериментот спроведен во лабораториски услови	141
5.1.1.	Вовед	141
5.1.2.	Верификација на виртуелниот квази-статички модел со експерименталното испитување	146
5.1.3.	Анализи на лабораториското експериментално испитување	154
5.2.	Виртуелен динамички модел на удар возило-одбојник за заштита	164
5.2.1.	Вовед	164
5.2.2.	Опис на динамичкиот модел на удар на возило-одбојник	165
5.2.3.	Анализи на динамичкото виртуелно испитување	168
6	Заклучок	177
7	Користена литература	179

COPYRIGHT

НОМЕНКЛАТУРА:

d номинален дијаметар на завртката

d_c дијаметар на јадрото на завртката

d_m среден дијаметар на навојот

d_{cm} среден дијаметар на потпората

μ коефициент на триење помеѓу навојките

μ_c коефициент на триење на потпората

α аголот на профилот на навојот

b ширина на коренот на навојот

n број на навивки кои се во спрег

σ_c напон на површински притисок помеѓу навојките

σ_B напон на свиткување

x разлика во висина помеѓу најиздадените точки на главата на завртката или навртката и потпрената површина

L должина на ст. блот на завртката без навој

E модул на еластичност

F_b силата во завртката од притегнувањето

F_c сила во деловите кои се поврзани од притегнувањето

δ_B истегнување на завртката

δ_C збивањето помеѓу деловите кои се поврзани

K_b крутост на завртката

K_c крутост на деловите кои се поврзани

σ_u максимален напон на истегнување на разгледуваната плоча

φ_1 и φ_2 агли на триење на попречниот клин

e растојание од центарот на отворот до најблискиот раб на соседниот отвор или до крајот на плочата која се поврзува

b ширина на плоча

t дебелина на плочата

COPYRIGHT

A_n претставува критична површина на место на отворот

m_f фактор на корекција

C фактор на носење

S ширина на плочата поделена со бројот на отвори за завртки во напречниот пресек кој се разгледува

$T1, T2, T3$ големина на задржување

$N1, N2$ нормално задржување

$H1, H2, H3$ високо задржување

$H4a, H4b$ многу високо задржување

TB тест за испитување на одбојник

A, B, C големина на удар

W работната ширина

$W1, W2$ големина на деформација изразена преку работната ширина

D динамично поместување

ASI големината на ударот во зависност од забрзувањето

$\hat{a}_x, \hat{a}_y, \hat{a}_z$ гранични вредности на забрзувања на телото на човекот
 $\underline{a}_x, \underline{a}_y, \underline{a}_z$ забрзувања на одредена точка од возилото

$THIV$ теоретска брзина на удар на главата на возачот

PHD пост-ударно забавување на главата на возачот

fps слики во секунда

\mathcal{E} издолжување

dl релативно поместување

F надворешна сила

F_i сила на притегање

F_μ сила на триење

μ статичко статички коефициент на триење

μ динамичко динамички коефициент на триење

F_n нормална сила

X висина на нерамнини

μ средна вредност на нерамнини

σ стандардната девијација околу средната вредност

S235JRG галванизиран конструктивен челик со граница на течење $R_{eh} = 235\text{N/mm}^2$

EN10027-1 европскиот стандард за означување на челици

Z број на завртки

R_m максимален напон при истегнување

R_{eh} граница на течење при истегнување

R_t граница на течење при смолкнување

F_s напречна сила која дејствува нормално на оската на стеблото на завртката

A_b пресек на јадрото на завртката

σ_{zd} дозволен напон на истегнување

τ_{sd} дозволен напон на смолкнување

S_σ степен на сигурност при истегнување

S_τ степен на сигурност при смолкнување

F_{sp} потребна сила на притегање

T_p вртежен момент за притегање со момент клуч

F_{sp} радна сила на притегање

i број на допирни површини

A_s пресек на површина нормална на дејство на силата

d_s дијаметар на завртката при пресметка на смолкнување

σ_v сложен напон на истегнување и смолкнување

σ_{sI} напон според Тип I-разделување на одбојниците

σ_{sII} напон според Тип II-разделување на одбојниците

σ_{sIII} напон според Тип III-разделување на одбојниците

R_{70} притисок на крајот на првите 70 секунди

W_{70} поместување на крајот на првите 70 секунди

t_1 време за прво извлекување

t_2 време за второ извлекување

t_3 време за трето извлекување

σ_{xx} главен нормален напон во правец на X-оската

COPYRIGHT

ВОВЕД

Сообраќајните несреќи на патиштата се осма причина за смртност глобално и водечка за луѓето на возраст од 15-29 години. Повеќе од милион луѓе настрадаваат годишно на патиштата со материјални загуби од околу милијарда долари. Трендот на сообраќајни несреќи е до 2030 година да постанат петта водечка причина за смртност доколку не се превземат соодветни мерки. Осумдесет и осум земји во кои живеат 1.6 милијарди луѓе го намалиле бројот на жртви на патиштата во периодот од 2007 и 2010 година укажувајќи на тоа дека е возможно и дека следејќи го тој тренд уште многу животи би биле спасени ако и останатите земји дејствуваат на сличен начин. Сепак загрижувачки е фактот што 87 земји забележуваат пораст во бројот на настрадани лица од сообраќајни несреќи за ист временски период. Приближно 1.24 милиони на луѓе страдаат годишно на патиштата во светот и уште 20-50 милиони подлежат на не-фатални последици како резултат на сообраќајните несреќи. Овие смртности и повреди истотака имаат и социјално влијание врз фамилиите како и општеството во кое живееле и работеле. И покрај огромните загуби на човечки животи предизвикани од сообраќајни несреќи тие се запоставени од глобалните здравствени организации и финансирањето на интервенции на тоа поле е незначително согласно големината на тој проблем. Овој заклучок произлегува од тоа дека тие се предвидливи за разлика од некои други непогоди односно може да се спречат пред да настанат. Бројот на сообраќајни несреќи се зголемува особено во земјите со мал и среден пораст според бруто националниот приход, каде што односот е два пати поголем од земјите со висок пораст. За зголемениот број на несреќи делумно е виновна и нагло зголемената моторизација во многу земји во развој без пропратна стратегија и планирање за безбедноста во сообраќајот. Додека бројот на настрадани лица во сообраќајни несреќи се намалува во земјите со висок пораст, нагло е зголемувањето на бројот на сообраќајни несреќи во земјите со низок или среден пораст кој е и причината за глобално зголемување на нивниот број. Фактите од повеќе земји укажуваат на тоа дека драматичен успех може да се постигне преку заеднички напор на национално ниво. Голем број на земји меѓу кои се Австралија, Канада, Франција, Холандија, Шведска и Велика Британија имаат стабилен пад на бројот на сообраќајни несреќи преку координирани дејствија врз проблемот. Тие дејствија ги опфаќаат не само безбедноста на учесниците во сообраќајот туку и безбедноста на возилата, патиштата и помошта после несреќата. Само 28 земји, во кои живеат 449 милиони на луѓе или 7% од светската популација, имаат соодветни закони кои се однесуваат на сите пет ризични фактори на повреди при сообраќајни несреќи (преголема брзина, управување во алкохолизирана состојба, користење на заштитни кациги, сигуросни појаси и заштита за деца). Во периодот помеѓу 2008 и 2011 година, 35 земји кои претставуваат скоро 10% од светското население, воведоа закони кои се однесуваат на еден или повеќе од

еден од овие пет фактори. Потребните мерки превземени од овие земји укажуваат на тоа дека со соодветна посветеност на таа проблематика можни се подобрувања. Меѓутоа не постои зголемување на бројот на земји со потребните законски регулативи кои ги опфаќаат сите пет фактори на ризик на повреди при сообраќајни несреќи. Бројот од 28 земји останува непроменет до последната евалуација од 2009 година. Истотака целта е изнесените податоци да послужат како предупредување за да се посвети повеќе внимание и на не-моторизираните учесници во сообраќајот. 27% од сите смртности како резултат на сообраќајни несреќи се помеѓу пешаци или велосипедисти. Во земјите со среден пораст оваа бројка е блиску до една третина од сите смртности на патиштата но во некои земји е и поголема од 75%. Со зголемување на моторизираноста во светот, пешачењето и возењето на велосипед мора да биде безбедно и промовирано како здрав и економичен облик на транспорт. Сепак, само 68 земји имаат национални и поднационални стратегии за да се промовира пешачењето и возењето на велосипед и само 79 земји имаат стратегии за да се заштитат истите со нивно одделување од сообраќајните патишта. И покрај тоа што е препознаена потребата да се промовираат алтернативни начини на превоз потребно е да се посвети повеќе внимание да се направат тие безбедни. Однесувајќи се на безбедноста на пешаците, велосипедистите и мотоциклистите критична е потребата од намалување на вкупниот број на несреќи на глобално ниво. Се истакнува и важната улога што ја има патната инфраструктура за намалување на бројот на повреди на сите учесници во сообраќајот вклучувајќи ги и пешаците, велосипедистите и мотоциклистите [40]. Препорака е одговорните институции да воведат повремени надзори на тековни или постоечки проекти на патната инфраструктура. Потенциран е и напредокот за воведување на минималните стандарди кои треба да се исполнат за безбедност на возилата како и заедничко дејство на производителите и надлежните органи за помасовно вклучување на возилата кон тие стандарди. Реален прогрес е направен кон подобрување на безбедноста на возилата, но истотака е потенцирана и потребата од поскоро дејство за намалување на големиот број на непотребно изгубени човечки животи. Поради тоа дадени се следните препораки:

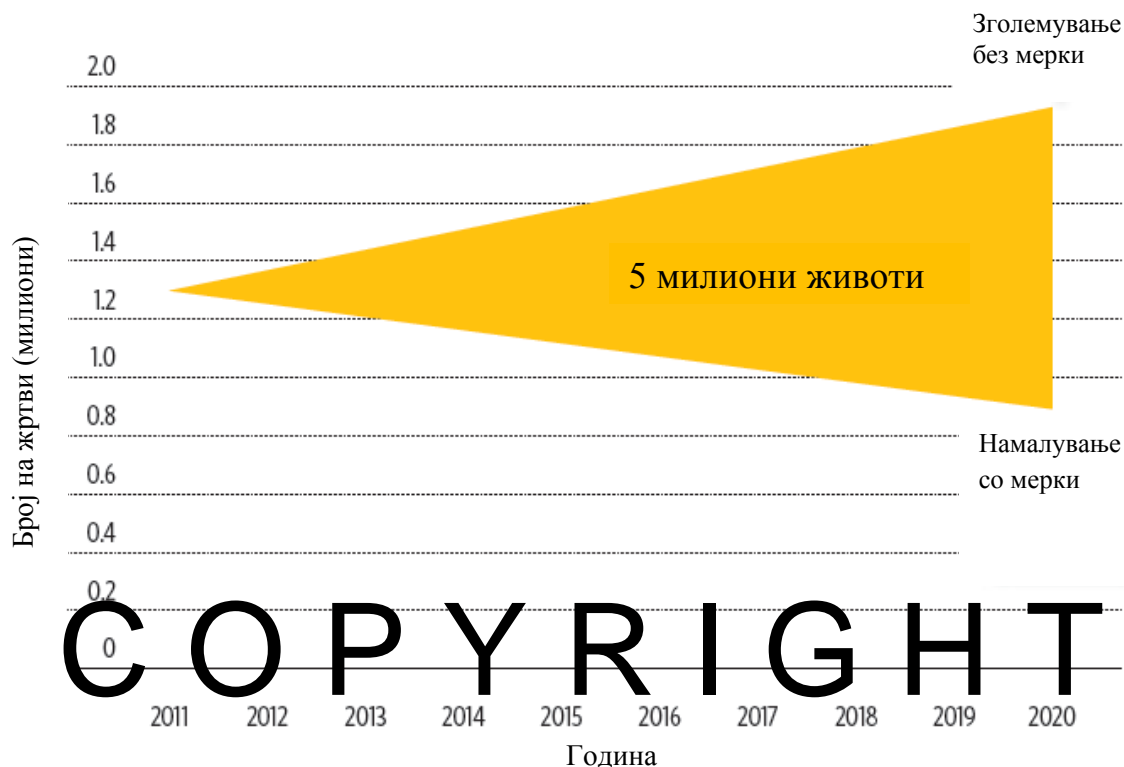
- Надлежните органи итно да дејствуваат за да се воведат регулативи кои произлегуваат од претходните искуства за да се заштитат сите пет фактори на ризик и се однесуваат на сите причини на повреди, трајни последици или во најлош случај смртност, кои може да се спречат.

- Надлежните органи потребно е да инвестираат доволно финансиски и човечки средства како неопходен дел за нивно успешно спроведување. Зголемување на свеста кај населението е важна стратегија кон подршката на тие регулативи и мерки.

- Потребен е заеднички напор за подобрување на безбедноста на патната инфраструктура за пешаци и велосипедисти. Потребата на овие учесници во сообраќајот мора да се земе во предвид порано односно при донесување на полисата за безбедност, планирањето на сообраќајот и инфраструктурата. Надлежните органи мора да ги земат во предвид и не-

моторизираниите видови на транспорт и нивната интеграција во еден повеќе оддржлив и безбеден транспортен систем.

Во 2010 година, Советот на обединетите нации ја усвои резолуцијата 64/225 со која се прогласува Декада на мерки за безбедност на патиштата. Целта на оваа декада на мерки (2011-2020) е да се стабилизира и намали зголемениот тренд на сообраќајни несреќи, намалувајќи го бројот на жртви за 5 милиони за тој период, Слика 1.



Слика 1. Цели на Декадата на мерки за безбедност на патиштата 2011-2020

На следните слики е прикажан извадок од Глобалниот извештај за безбедност на патиштата за 2013 година од Светската здравствена организација за Република Македонија [6].

Country/area	General Information			Road traffic deaths			
	Population numbers ^a for 2010	GNI per capita ^b for 2010 in US dollars	Income level ^c	Reported number of road traffic deaths ^d	Estimated number of road traffic deaths ^e		Estimated road traffic death rate per 100 000 population ^e
					Point estimate	95% Confidence Interval	
Sri Lanka	20 859 949	2 260	Middle	2 483	2 854	2 602–3 105	13.7
Sudan	43 551 940	1 300	Middle	3 582	10 935	9 644–12 225	25.1
Suriname	524 636	7 640	Middle	87	103		19.6
Swaziland	1 186 056	2 930	Middle	216	277	249–305	23.4
Sweden	9 379 687	50 580	High	266	278		3.0
Switzerland	7 664 318	71 590	High	327	327		4.3
Syrian Arab Republic	20 410 606	2 750	Middle	2 118	4 669	4 213–5 126	22.9
Tajikistan	6 878 637	810	Low	442	1 244	1 147–1 341	18.1
Thailand	69 122 232	4 150	Middle	13 365	26 312		38.1
The former Yugoslav Republic of Macedonia	2 060 563	4 600	Middle	162	162		7.9
Timor-Leste	1 124 355	2 730	Middle	99	219	193–244	19.5
Togo	6 027 798	550	Low	742	1 037	888–1 187	17.2
Tonga	104 058	3 340	Middle	6	6		5.8
Trinidad and Tobago	1 341 465	15 840	High	200	224		16.7

Country/area	Vehicles	There are policies that			Road audits		
	Number of registered vehicles	Promote walking and cycling	Promote investment in public transportation	Separate vulnerable road users from high-speed traffic	On new roads	On existing roads	Conducted by an independent assessor
Sri Lanka	3 954 311	No	Yes	No	No	No	—
Sudan	116 711	No	No	No	Yes	Yes	No
Suriname	190 746	No	No	No	No	Yes	No
Swaziland	153 000	No	No	No	Yes	Yes	No
Sweden	231 580	Yes	Yes	Yes	Yes	Partial	No
Switzerland	5 524 498	Yes	Yes	Subnational	No	No	—
Syrian Arab Republic	2 070 357	Yes	Yes	No	Yes	Yes	No
Tajikistan	357 869	Yes	Subnational	No	Yes	Yes	Yes
Thailand	28 484 829	No	Yes	No	No	No	No
The former Yugoslav Republic of Macedonia	355 131	Subnational	Yes	No	Yes	Yes	Yes
Timor-Leste	9 660	No	No	No	Yes	Partial	No
Togo	49 378	No	Yes	Subnational	No	No	—
Tonga	5 806	No	No	No	Yes	Partial	Yes
Trinidad and Tobago	321 191	No	No	No	Yes	—	—

Слика 2. Дел од извештајот на „World Health Organization“ за безбедност во сообраќајот

Цели на истражувањето:

Како дел од патната инфраструктура страничните заштити се поставуваат со цел да ги спречат возилата да скршнат од патот, удрат во крути објекти или испаднат од патот на мостови, на планински предели и сл. [28] Тоа се постигнува со задржување на возилото во контакт со заштитата, при што е потребно да се овозможи континуитетот на заштитата за

последниците врз возилото односно патниците во него да се сведат на минимални. Подобрувањата на безбедносните карактеристики на овие одбојници се во поглед на задржување на возилото на патот како и намалување на повредите на патниците. За да се достигне задоволителна структурна интеракција, важно е да постои добар контакт помеѓу елементите директно вклучени во несреќата. Тоа може да се постигне со надежни заемни врски помеѓу сегментите од заштитата [43]. Целите на докторската дисертација хронолошки може да ги поделиме како:

- Примарна цел е согледување на критичните места на разделната врска кои со прогресијата на ударот би довеле до нејзино одвојување. Спроведување на лабораториско експериментално испитување на систем од два одбојника поврзани со навојни врски. Се напоменува дека под параметри кои влијаат на разделувањето на врска директно влијание има врска завртка-навртка, а се разгледува и влијанието на сите посредни елементи од врска како што се и самите одбојници.

- Со успешно спроведување на експериментот се преминува кон валидизирање на нумерички модел со идентичен режим.

- Развивање на модел потребен за динамичка анализа, кој би претставувал соодветна замена за познатите тестови на удар односно динамички структурни анализи на удар возило-странична заштита со цел подобро разбирање на влијанието на конструктивните параметри на поврзувањата на сегментите од заштитата врз одвојувањето.

Идентификување на влијателните параметри и развој на постапки кои ќе придонесат за намалување односно спречување на последиците од несреќата.

- Покрај главните цели една од придобивките е и оптимизација на веќе користените навојни врски, намалување на бројот на користени врски, намалување на степенот на сигурност со користење на навојни парови со помал дијаметар без да се наруши безбедноста која ја овозможуваат.

1

ПРЕГЛЕД НА РАЗДЕЛНИТЕ ВРСКИ

1.1. Видови на разделни врски

Основна поделба на врските помеѓу машинските делови е на разделни и неразделни. Во групата на неразделни врски спаѓаат: заварени и споеви со заковки. Оние врски кои се одвојуваат без примена на сила односно без нивно или на некој од составните делови разурнување се наречени разделни. Разделните врски се поделени на: навојни врски, врски со чивии и клинови [2].

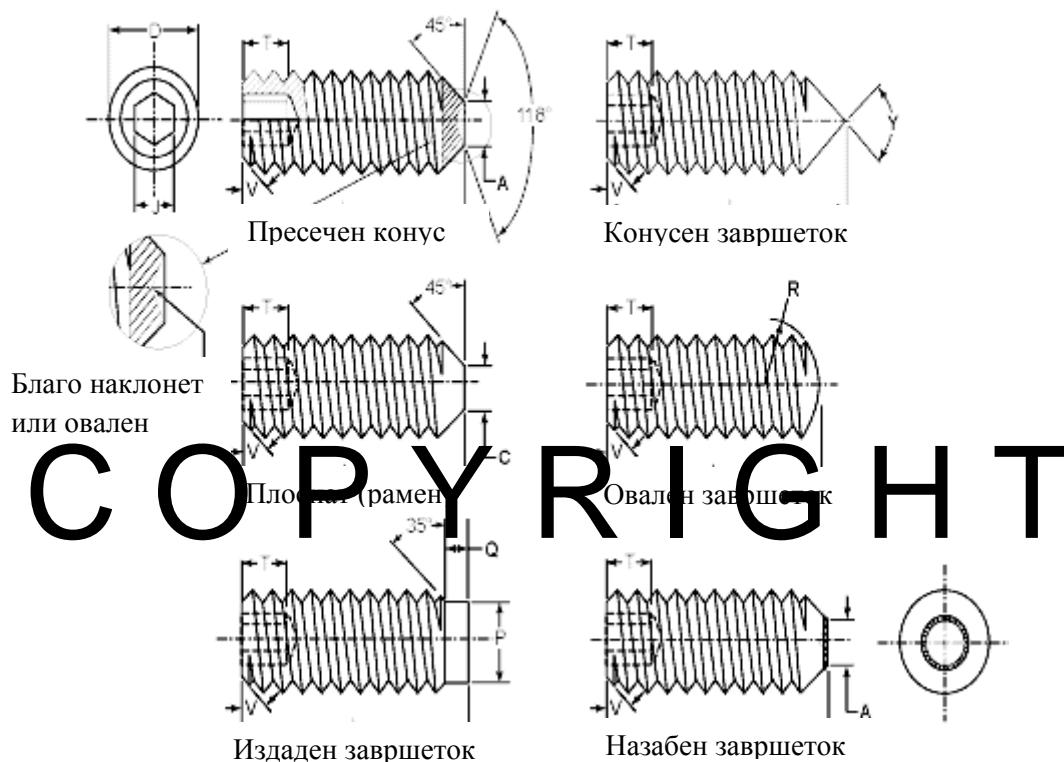
1.1.1. Навојни врски

Завртките и навртките се најчесто користени елементи на навојната врска. Завртките заедно со навртките го сочинуваат навојниот пар. Под завртки истотака се подразбираат и елементи на врска кои спојуваат меки материјали (пр. дрво, тенок метал и сл.) и се поврзуваат преку само-режачки навој. Постојат различни типови на краеви (глави) на двата типа на завртки, прикажани на Слика 3.



Слика 3. Различни видови на глави на завртки

Завртки без глава се навојни елементи кои се составени од стебло со навој и врската ја остваруваат преку отвор со навој. Овие навојни врски овозможуваат брза монтажа поради тоа што не се употребуваат навртки. Постојат два типа на завртки без глава и тоа оние кои го формираат навојот со навртувањето со промена на веќе постоечки отвор и оние кои го формираат навојот со режење без постоечки отвор. Краевите на овие завртки се обликувани со рабови за режење и истотака имаат и канали кои го водат отсечениот материјал. Завртките без глава за позиционирање се типови на врски кои се користат за поврзување на ремени, ременици, запченици на вратила и сл. Постојат различни видови на завршетоци, некои од нив се прикажани на Слика 4.



Слика 4. Различни видови на завртки без глава за позиционирање

1.1.2. Навојни парови

1.1.2.1. Напони кои се јавуваат во навојните парови

Наопходно е одредувањето на напоните кај навојните врски при статичките и динамичките напрегања за определување на нивните големини. Поради тоа при статичко оптоварување потребно е да се знаат и почетното пред-напрегање како и надворешните сили кои дејствуваат.

1.1.2.1.1. Пред-напрегања на навојните парови

При притегањето на навојниот пар, следниве видови на напонски состојби се појавуваат:

- нормален напон на истегнување како резултат на издолжувањето на завртката
- тангенцијален напон на смолкнување од вртежен момент како резултат на отпорот на триење при навртување
- тангенцијален напон на смолкнување под дејство на тангенцијални сили помеѓу навоите
- напон на површински притисок на навоите
- напон на свиткување кој се јавува доколку површината под главата на завртката или навртката на која тие се поставени не е нормална со нивната оска.

а) Напон на истегнување - поради тоа што ниту еден од горе наведените напони не може да бидат точно одредени, завртките најчесто се пресметуваат врз основа на директен напон на истегнување со голем коефициент на сигурност. Почетното притегање на завртката може да се претпостави со емпирискиот однос:

$$F_1 = 284 \cdot d [kN] ,$$

каде што номиналниот пречник на завртката се означува со d во mm. Оваа релација се користи при пресметка на тест на одвојување (пропустливост) на навојниот пар. Доколку не е потребно да се изведува тестот на пропустливост половина од горенаведениот претпоставен напон може да се земе во предвид. Поради тоа што почетното напрегање е обратно пропорционално со квадратот на дијаметарот,

$$\sigma = \frac{284 \cdot d}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2}$$

при користење на оваа релација завртки со помал дијаметар како што се М6 или М8 може да откажат при почетното притегање. Во тој случај се користат момент клучеви за да се нанесе дозволен момент при притегањето. Моментот на клучот се пресметува како:

$$T = C \cdot F_1 \cdot d$$

каде што C е константа која зависи од коефициентот на триење на површините во контакт, F_1 е силата на притегање и d е дијаметарот на завртката.

б) Напон на смолкнување од вртежен момент како резултат на отпорот на триење при навртување

$$\tau = \frac{16T}{\pi \cdot d_1^3}$$

каде што T е вртежниот момент а d_c е дијаметарот на јадрото на завртката. Може да се воспостави релација помеѓу моментот T и силата на притегање F_1 при поврзувања како прикажаните на Слика 5 (навртка и навојно вретено) и земајќи го во предвид и триењето со потпората може да се напише изразот:

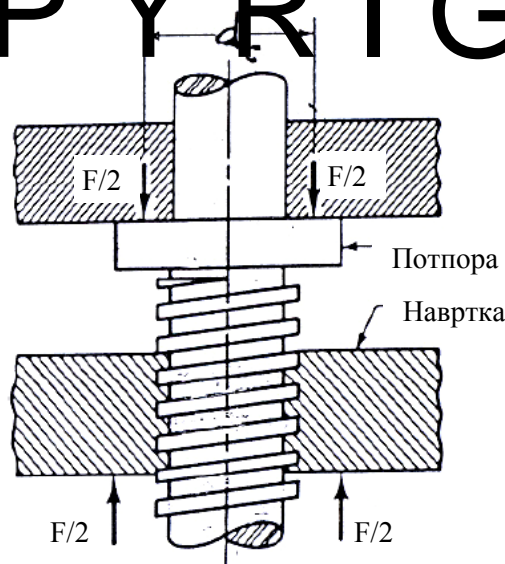
$$T = F_1 \cdot \frac{d_m}{2} \left(\frac{1 + \mu \pi d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu L \sec \alpha} \right) + \frac{F_1 \mu_c d_{cm}}{2}$$

каде што d_m и d_{cm} се средните дијаметри на навојот како и средниот дијаметар на потпората соодветно, μ и μ_c се коефициентите на триење на навојот и на потпората а α претставува аголот на навојот. Доколку се претпостави дека

$$d_{cm} = \frac{(d_m + 1.5d_m)}{2}$$

тогаш може да се напише дека $T = C \cdot F_1 \cdot d_m$ каде што C е константа за соодветната поврзаност на компонентите. Слични равенки се користени за да се добие и моментот во момент клучевите.

COPYRIGHT



Слика 5. Врска навртка-навојно вретено

в) Напон на смолкнување под дејство на тангенцијални сили помеѓу навоите

$$\tau = \frac{3F}{\pi d_1 b n} \text{ , каде што}$$

d_1 е пречникот на јадрото, b претставува ширината на коренот на навојот и n е бројот на навивки кои се во спрег.

г) Напон на површински притисок на навоите - овој напон се пресметува со формулата:

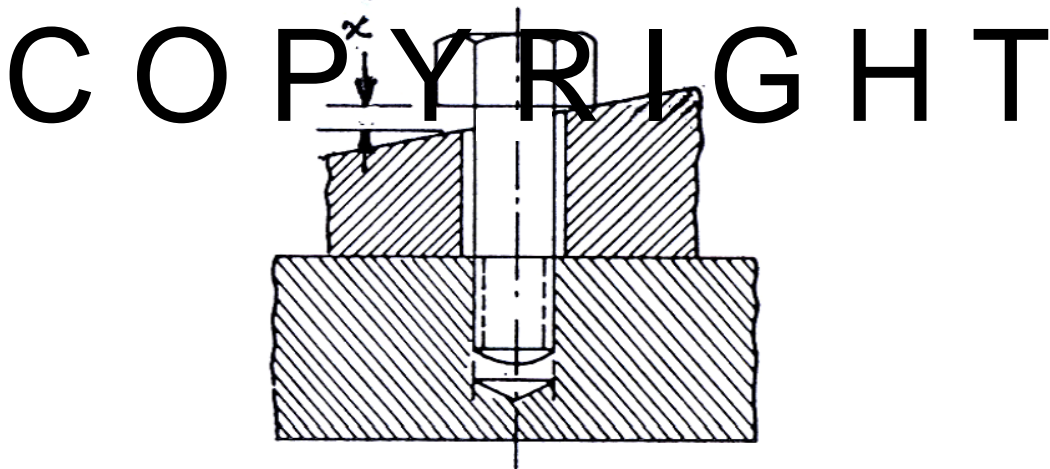
$$\sigma_c = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)n}$$

каде што d и d_1 се надворешниот и внатрешниот пречник на навојот (номиналниот и пречникот на јадрото на навојот).

д) Напон на свиткување - доколку некоја од страните на која навојниот пар е потпрена не е паралелна, прикажано на Слика 6, завртката може да биде изложена на свиткување и напонот кој произлегува се пресметува со равенката:

$$\sigma_B = \frac{x \cdot E}{2L}, \quad \text{при што } x \text{ претставува разликата во висина помеѓу најиздадените точки на}$$

главата на завртката или навртката и потпрената површина, L е должина на стеблото на завртката без навој и E е модулот на еластичност.



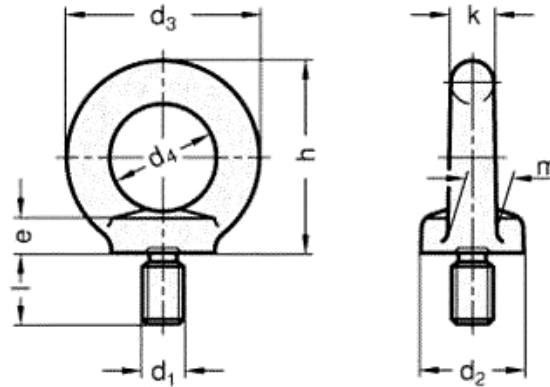
Слика 6. Појава на напрегања од свиткувања во завртката

1.1.2.1.2. Напони како резултат на надворешни оптоварувања

Доколку разгледуваме прстенеста завртка, најчесто користени за подигање и пренос на делови со поголема тежина, прикажана на Слика 7 каде целата тежина е прифатена од делот од навојот кој е во спрег, тогаш завртката е изложена на аксијални оптоварувања и најкритичен дел е јадрото на навојот. Врз основа на ова може да се дефинира равенката за пресметка на овој тип на врски:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot \sigma_t$$

каде за фин навој $d_1 = 0.88d$, а за груб навој $d_1 = 0.84d$, d претставува номиналниот пречник на навојот.

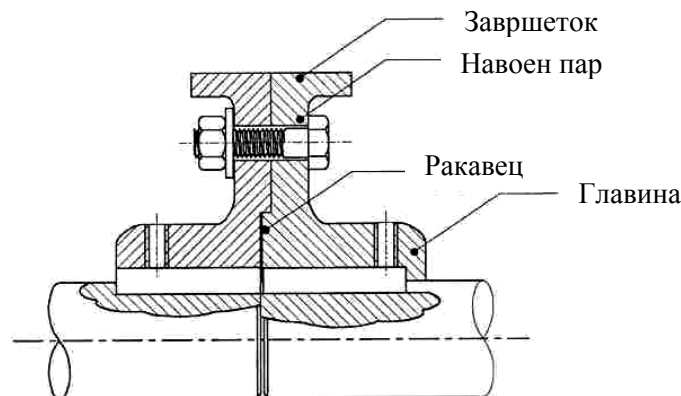


Слика 7. Прстенеста завртка

Завртките се понекогаш истотака изложени и на тангенцијални оптоварувања, на пример завртки за прицврстување на прирабници, Слика 8. Потребно е да се напомене дека при користењето на навојните врски мора да се избегнат тангенцијалните напрегања колку што е можно повеќе. Доколку тоа е невозможно рамнината на дејство на тангенцијалните напрегања потребно е да минува низ делот од стеблото на завртката без навој а не низ делот со навој. Во тој случај пречникот на завртката може да се определи од равенката:

$$T = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot \tau \frac{PQD}{2}$$

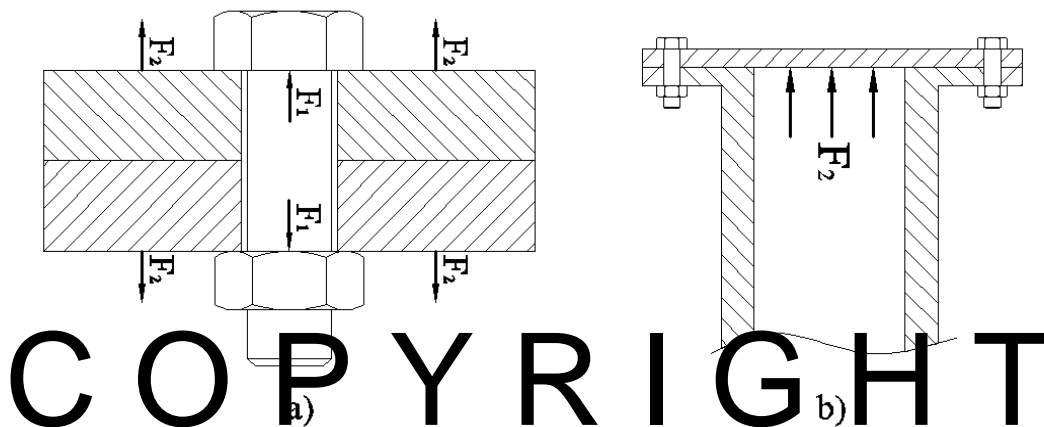
каде што n е бројот на завртки кои го примаат оптоварувањето, а τ претставува граница на течење при смолкнување на материјалот од кој е изработена. Доколку завртката е изложена на напрегање од истегнување и смолкнување, делот од стеблото без навој се пресметува на сечење а делот со навој на истегнување. Дијаметар кој е малку поголем од пресметаниот се користи за двата примери и истотака се проверуваат границите на кинење.



Слика 8. Прицврстување на прирабници

1.1.2.1.3. Вкупни напони што се јавуваат како резултат на притегањето и надворешните оптоварувања

Овој вид на напони се јавуваат доколку завртката е изложена на пред-напрегање и тоа аксијално напрегање односно збивање или истегнување како резултат на притегањето и надворешни оптоварувања. Резултантното напрегање ќе зависи од релативно еластично поместувања на завртката и елементите кои се поврзуваат. Овој тип на напрегање на пример може да се појави при притегање на цилиндар на мотор со внатрешно согорување. Во тој случај завртките се најпрво притегнати и потоа дејствува гасот кој експандира и ги издолжува завртките. Ова е прикажано на Слика 9а и Слика 9б.



Слика 9. Навојна врска изложена на почетно притегање и надворешно оптоварување

Најпрво како резултат на пред-напрегањето стеблото на завртката се издолжува и деловите кои се поврзани се збиваат. Кога надворешното оптоварување F дејствува, деформацијата на завртката се зголемува и збивањето на деловите кои се поврзани се намалува. Тука силите F_1 и F_2 прикажани на сликата се силите на истегнување на завртката како резултат на притегањето и надворешното оптоварување, соодветно. Зголемувањето на

деформацијата е дадено со равенката $\delta_B = \frac{F_b}{K_b}$ а намалување на збивањето помеѓу деловите

со $\delta_C = \frac{F_c}{K_c}$ каде што F_b е делот од силата F_2 во завртката, F_c е делот од силата F_2 во деловите

кои се поврзани, K_b и K_c се крутостите на завртката и деловите кои се поврзани. Доколку

деловите не се разделени тогаш $\delta_b = \delta_c$ и следува

$\frac{F_b}{K_b} = \frac{F_C}{K_C}$, поради тоа и вкупното надворешно оптоварување F_2 како резултат на притисокот

од гасот изнесува: $F_2 = F_b + F_C$. Од тука следува и $F_b = F_2 \cdot K$ каде што

$$K = \frac{K_b}{(K_b + K_C)}$$

Резултантното оптоварување на завртката изнесува $F_1 + K \cdot F_2$. Понекогаш деловите кои се поврзани може да се повеќе еластични во споредба со завртките што е случај при присуство на еластичните затинки помеѓу површините во контакт. Во тој случај $K_b \gg K_C$ или

$\frac{K_C}{K_b} \ll 1$ од каде и следува дека $K \approx 1$. Поради тоа и вкупното оптоварување изнесува

$$F = F_1 + F_2 \text{ [36].}$$

Нормално вредноста на K се наоѓа во интервалот од 0.25 до 0.5 за на пример затинка од бакар со поголема цврстина и завртки за поврзување со поголем пречник. Од друга страна доколку $K_C \gg K_b$, вредноста на K се приближува на нула и вкупното оптоварување F е еднакво на почетното пред-напрегање. Ова е случај доколку не постои еластична затинка тука површините во контакт се директно метал со метал, што е погоден случај. Типични вредности на K се дадени во табела 1.

COPYRIGHT

Табела 1. Коефициент на крутост на врска, K

Вид на врска	K
Метал со метал контакт со навоен пар помеѓу нив	0 - 0.1
Крута затинка од бакар со навоен пар помеѓу нив	0.25 - 0.5
Мека затинка од бакар со навоен пар помеѓу нив	0.75
Благо поврзување со навоен пар помеѓу нив	0.75
Благо поврзување само со завртка	1.0

1.1.2.2. Анализа на разделивост на навојната врска (тест на пропустливост)

Оваа анализа може да се изведе само доколку постои почетно внатрешно напрегање, пр. компресија. Доколку надворешното оптоварување е доволно големо збивањето ќе биде целосно отстрането и целото надворешно оптоварување ќе го носи навојниот пар поради што елементите во врска може да се разделат што доведува до пропустливост. Поради тоа условот

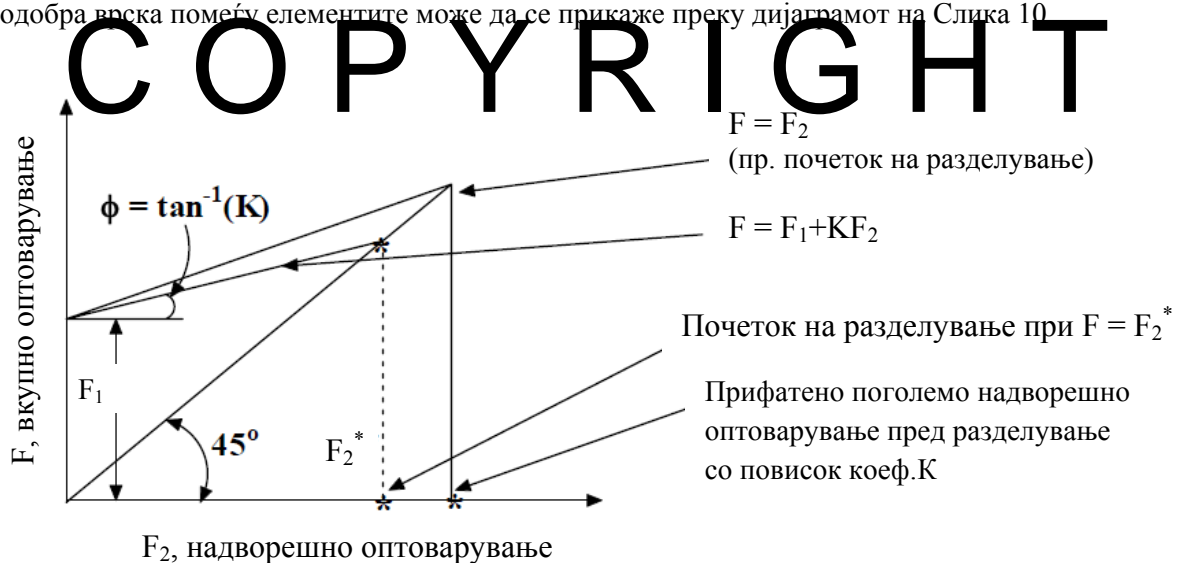
за исполнување на тестот на пропустливост е $\frac{F_1}{K_c} > \frac{F_b}{K_b}$. Заменувајќи $F_b = F_2 \cdot K$ и

$\frac{K_c}{K_b} = \frac{1-K}{K}$ условот за тестот на пропустливост се сведува на $F_1 > F_2(1-K)$. Поради тоа е

неопходно да се задржи минималното ниво на почетно притегнување за да се избегне пропустливоста.

1.1.2.2.1. Разделување на навојниот пар

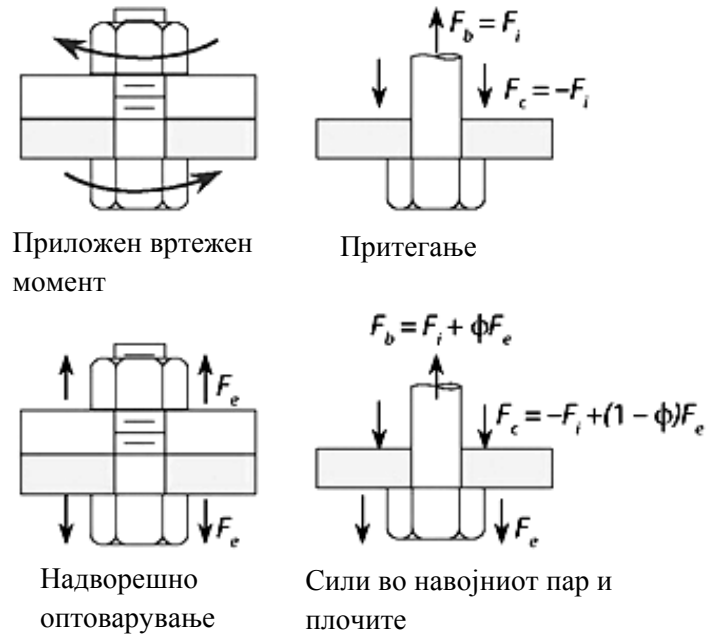
Јасно е дека доколку резултантното оптоварување на навојниот пар се изгуби, тогаш врската се разделува и тој услов се запишува со равенката $F_1 + KF_2 = 0$. Поради тоа доколку $F_1 > KF_2$ и $F_1 < A_b \cdot \sigma_{tyb}$, нема да се случи разделување на навојниот пар. Тука A_b и σ_{tyb} се површината на контакт на завртката и границата на течење при истегнување на материјалот од кој е изработена завртката и со овој услов се осигурува дека нема да се случи пластична деформација на завртката како резултат на почетното притегнување. Барањата за повисоко почетно притегнување и повисок коефициент на крутост на затинката K за да се обезбеди подобра врска помеѓу елементите може да се прикаже преку дијаграмот на Слика 10.



Слика 10. Дијаграм на промена на сила на поврзување при разделување

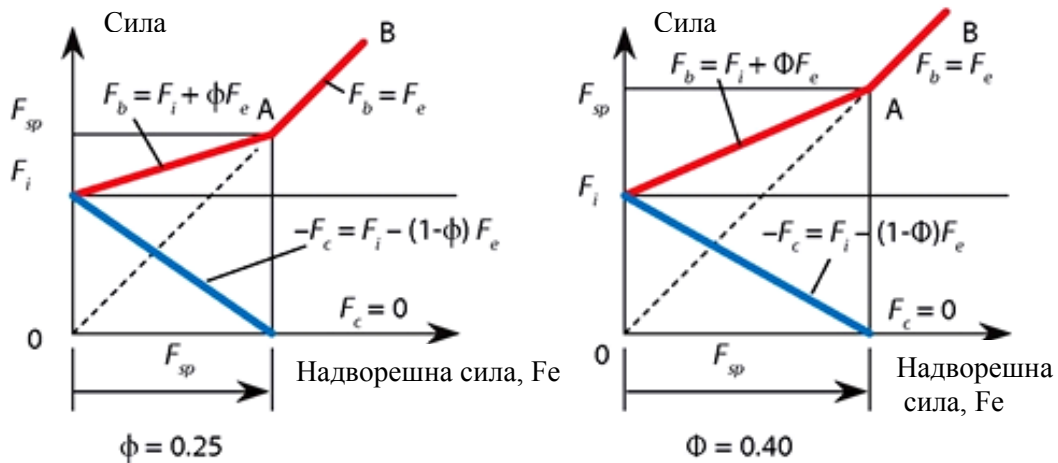
Однесување на поврзување на две плочи со навоен пар изложено на надворешно оптоварување најдобро е прикажано преку Слика 11 - Слика 14.

Овие слики го претставуваат притегањето и надворешното оптоварување на пресечена завртка од навојната врска. Слични се и силите кои дејствуваат на делот на кој е поставена навртката [5].

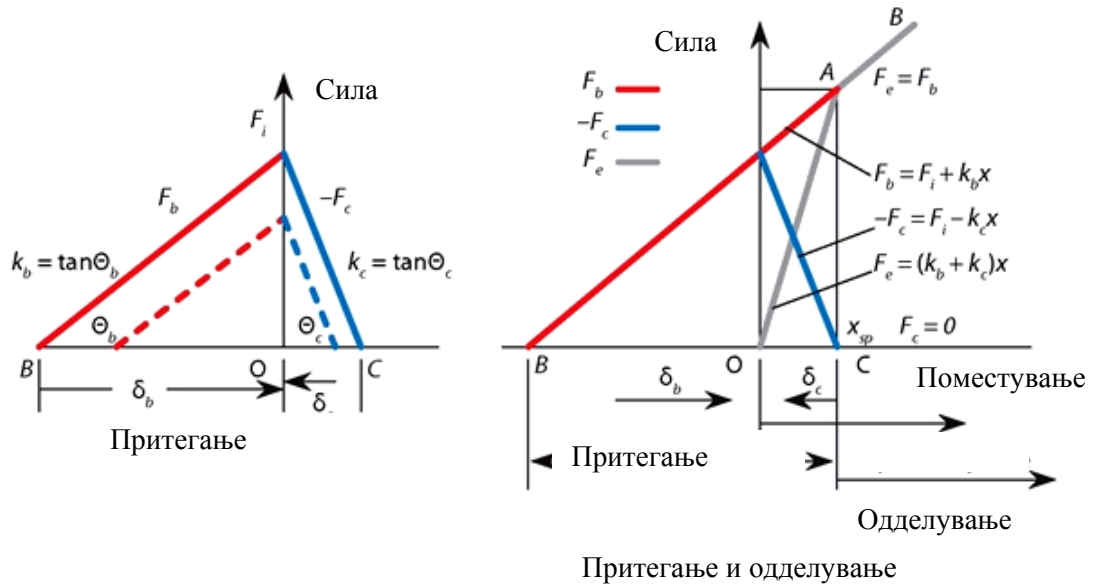


Слика 11. Однесување на навојна врска под оптоварувања

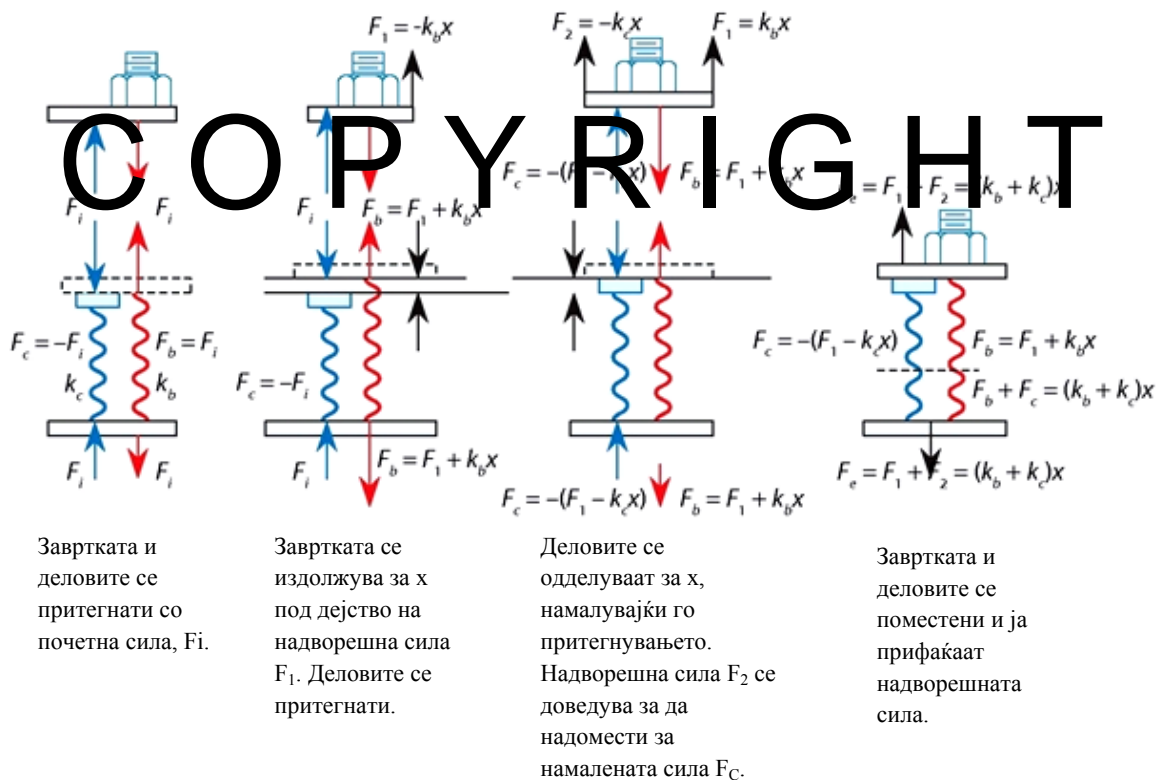
На следната слика е прикажана распределбата на сили помеѓу елементите на врска, навојниот пар и плочите кои се поврзуваат. Дијаграмите на сила се за распределба со однос од 0.25 и 0.40. Се потврдува и тоа дека силата F_c се означува со негативен предзнак поради трендот на намалување.



Слика 12. Дијаграм на распределба на сили



Слика 13. Дијаграм сила-поместување



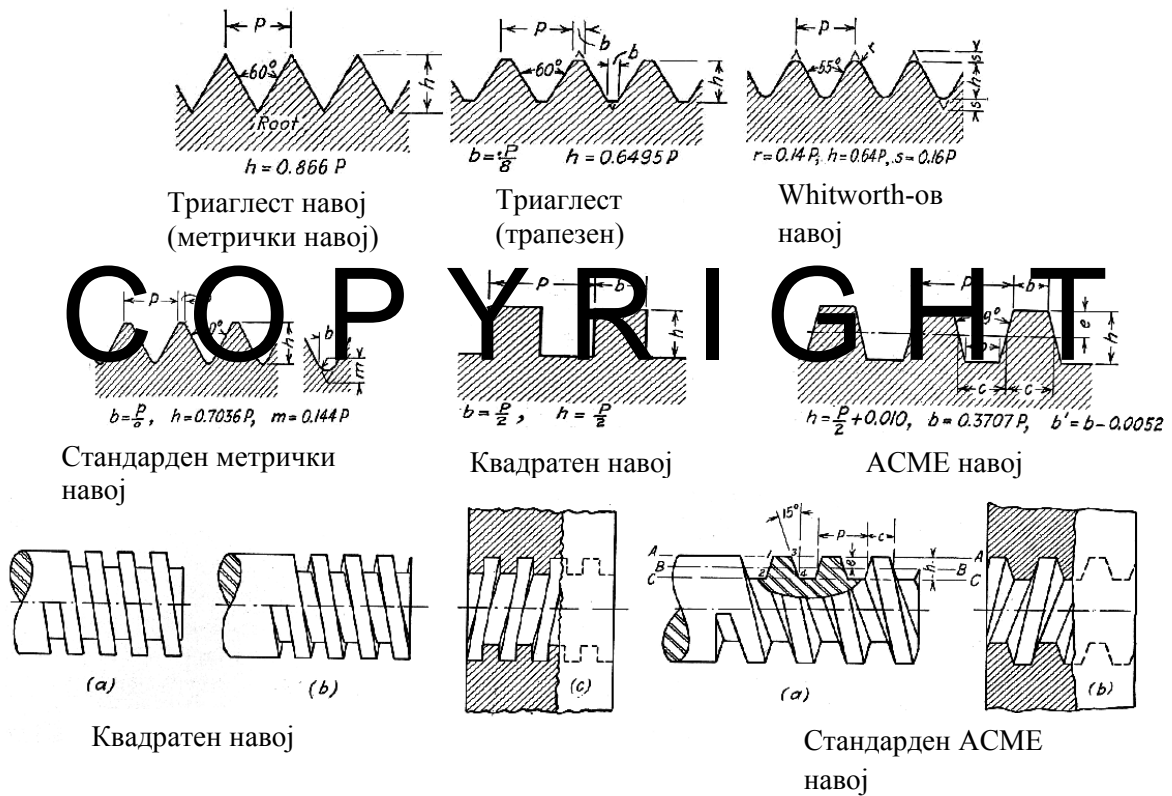
Слика 14. Влијанието на надворешното оптоварување на навојната врска

1.1.2.3. Видови на навој

Доколку се поместува точка паралелно на оската при ротација околу конус или цилиндар се создава навојната линија или т.н. навојница. Навојот се добива со засекување на жлеб со соодветен профил по навојната линија во форма на спирала околу конична или цилиндрична површина. Навоите добиени на тој начин имаат две главни функции, и тоа:

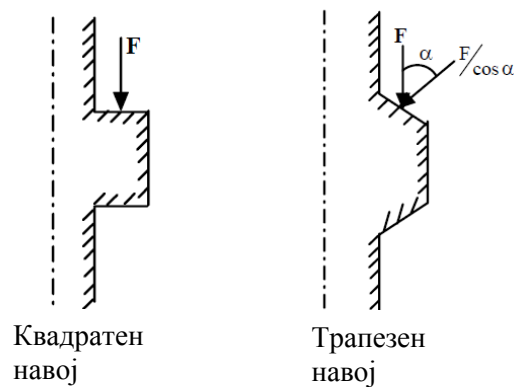
- да пренесуваат силина, квадратни типови на навој т.н. навои за потпирање
- да се прицврстат елементи, навои со триаглест профил (трапезен или метрички навој) во однос на профилната линија на навојот разгледувана во пресек.

Навој со триаглест профил (трапезен или метрички навој) се користи за прицврстување поради тоа што не се разлабавува за време на поместувањата на елементите во врска. Некои навои имаат поголема ефикасност поради помалите триења.



Слика 15. Различни видови навој

На следната Слика 16 е прикажан начинот на пренесување на силата кај различен тип на профил на навојот.



Слика 16. Оптоварување на квадратен и трапезен навој

1.1.3. Врски со чивии

Врските со чивии се користат за да се оневозможи поместувањето на едни во однос на други делови во склоп. Таков пример на прицврстување се тркала, запченици, јажници, лостови и слично со вратила. Чивиите и клиновите се користат најпрво за да се пренесе вртежниот момент и да се спречи аксијалното поместување на деловите. Поделбата на чивиите според обликот е: конусни и цилиндрични чивии.

COPYRIGHT

1.1.3.1. Конусни чивии

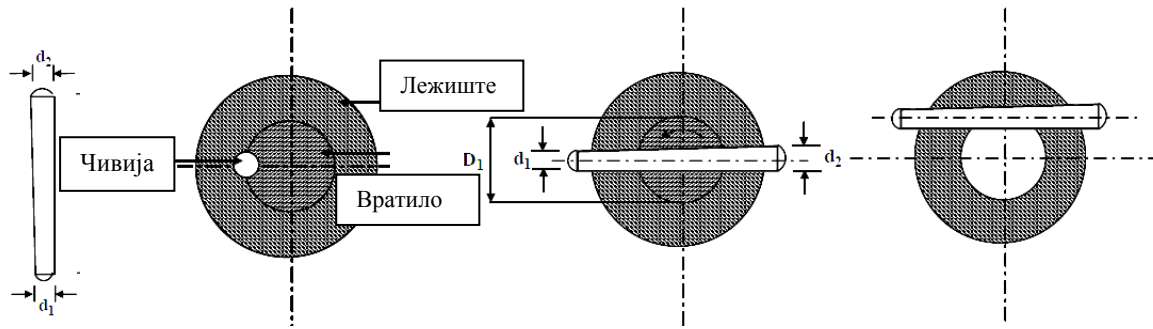
Конусните се чивии кои се стелуваат кон врвот и се користат за прицврстување на запченици, јажници или лостови на вратило. Може да се поставени така што едната половина од чивијата надолжно се наоѓа во лежиштето а другата во вратилото како што е прикажано на Слика 17 или чивијата може да се помине попречно низ лежиштето и вратилото. Овие врски се поставени со преклоп и се изложени на напрегање од смолкнување. На пример за вратилото од склопот претставен на сликата, чивијата е изложена на двојно смолкнување и се пресметува со равенката:

$$\tau \left(2 \frac{\pi}{4} d^2 \right) \cdot \frac{D_1}{2} = T \quad \text{каде што,}$$

d - дијаметарот на чивијата на поврзувањето

τ - границата на течење при смолкнување на материјалот од кој е изработена чивијата

T - вртежниот момент кој се пренесува



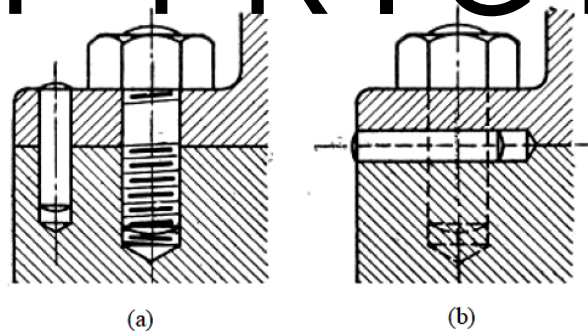
Слика 17. Различни видови на поврзувања со конусни чивии

Чивии кои се стеснуваат односно конусните се препорачуваат повеќе од континуираните цилиндрични поради тоа што полесно се вовлекуваат и поместуваат во отворите.

1.1.3.2. Цилиндрични чивии

Цилиндричните се едноставни чивии кои се континуирани по цела должина. Овој тип на чивии се користат за соодветно да се осигура положбата на еден во однос на друг дел. Слика 18 ја прикажува употребата на цилиндричните чивии. Мали цилиндрични оскички се користат за оваа намена.

COPYRIGHT

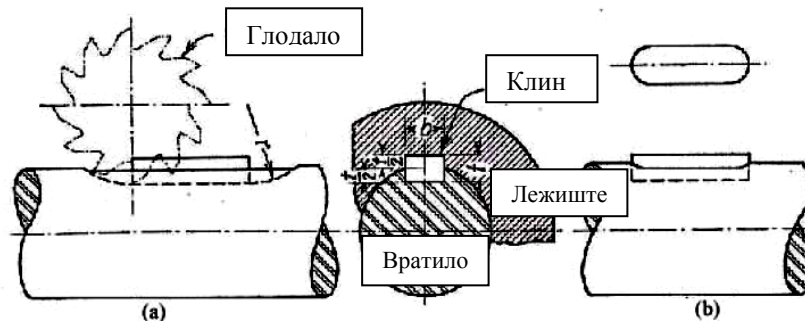


Слика 18. Цилиндрични чивии

1.1.4. Врски со клинови

Клиновите се широко употребувани за осигурување на делови на машини, како што се запченици или ременици. Постојат голем број клинови кои може да се класифицираат како: надолжни (клинови со наклон и рамни или плоснати), попречни и конкавни клинови. Надолжните клинови понатаму може да се поделат на следниве категории:

- со правоаголен напречен пресек - прикажани на Слика 19, се наједноставниот тип на клинови кои може да бидат континуирано плоснати или благо наклонети на едниот крај. Страната која е паралелна е онаа која налегнува на вратилото.



Слика 19. Клинови со правоаголен напречен пресек

Жлебовите се изработуваат со помош на глодалка како што е прикажано на сликата. При пренесување на вртежниот момент клинот е изложен на смолкнување или површински притисок. Разгледувајќи го напонот на смолкнување може да напишеме:

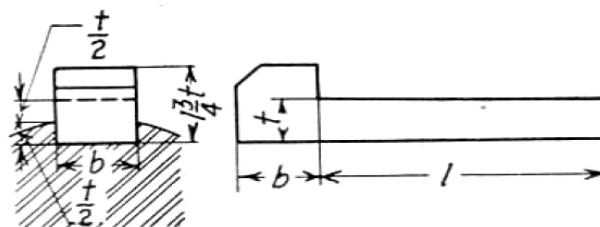
$$T = \tau \cdot b \cdot l \cdot \frac{D}{2},$$

каде τ е граница на течење при смолкнување, D е пречникот на вратилото и T е вртежниот момент кој се пренесува. Разгледувајќи го површинскиот притисок може да напишеме:

$$T = \sigma_{br} \frac{t \cdot l}{2} \cdot \frac{D}{2}$$

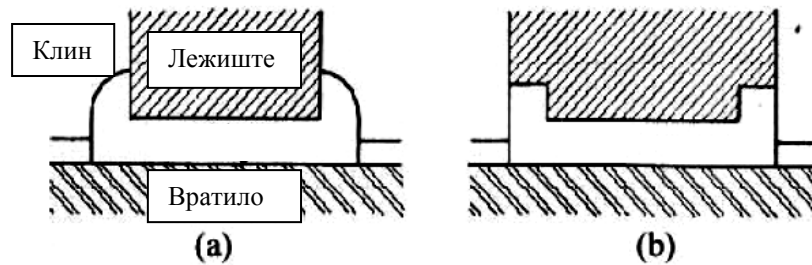
Врз основа на овие два критериуми се пресметуваат димензиите на клинот и се усвојуваат стандардните.

- клин со кука - ова се нормални клинови со наклон, кај кои на едниот крај постои издигнување за полесна негова демонтажа. Ова е прикажано на Слика 20.



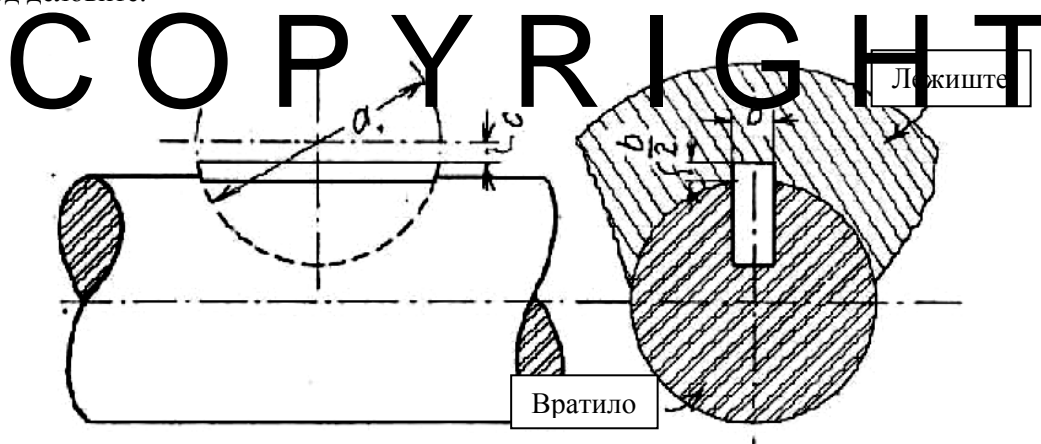
Слика 20. Клин со кука

- неподвижен клин - овој тип на клин се користи доколку еден од деловите во врска надолжно се поместува во однос на другиот. Клиноот може да биде круто врзан за вратилото и оската да навлегува во жлебот со лизгање.



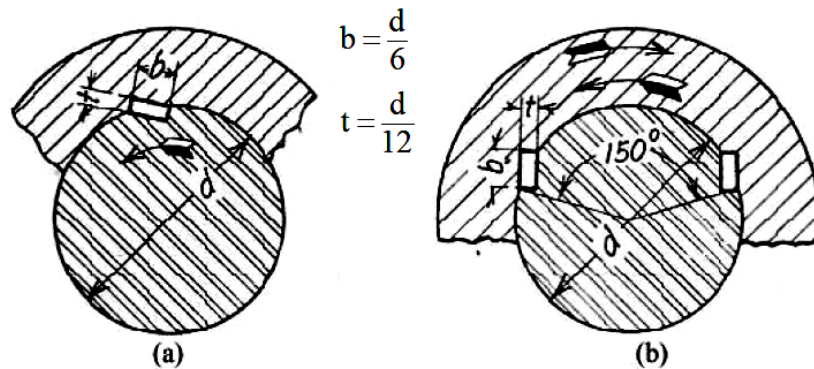
Слика 21. Неподвижен клин

- сегментни клинови - овие клинови истотака спаѓаат во групата на надолжни клинови кои навлегуваат во жлебови каде што формата на жлебот е скратен диск, прикажано на Слика 22. Најчесто се користи за вратила со дијаметар помал од 60mm и жлебот се добива со помош на глодалка. Широка е нивната употреба за поврзување на компонентите од машините како и во автомобилската индустрија поради предностите со додатната длабочина на навлегување во еден од деловите.



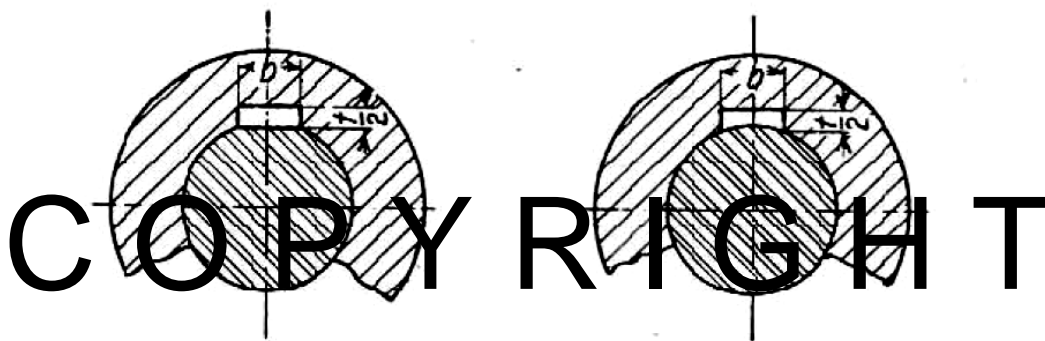
Слика 22. Сегментен клин

- тангентен клин - се посебни клинови кои се финансиски скапи за поставување меѓутоа се доста ефикасни при спојувањето. Може да се користат поединечно или двојно, доколку се поединечни поставувањето зависи од насоката на движење на вратилото. За поголеми оптоварувања се користат двојни клинови, Слика 23.



Слика 23. Тангентен клин

- плоснати клинови - се користат за помали оптоварувања поради тоа што целосно зависат од триењето помеѓу нив. Страните на овие клинови се паралелни меѓутоа горната страна може да биде благо наклонета за да се обезбеди цврст спој. Овие клинови се со висина скоро двојно помала од стандардните клинови кои навлегуваат во двата дела.

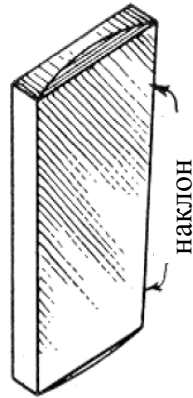


Слика 24. Плоснати и конкавни клинови

- конкавни клинови - се слични на плоснатите со таа разлика што долната страна е конкавна како и формата на жлебот во кој навлегуваат. Овие клинови истотака се поврзуваат како резултат на триењето помеѓу нив и затоа и не се користат за големи оптоварувања.

1.1.5. Врски со попречни клинови

Попречни клинови претставуваат плоснати метални клинови како што е прикажано на Слика 25. Тие се користат за круто поврзување на два дела со цилиндричен напречен пресек кои имаат слобода на движење транслаторно во насока на оските, без ротација. Овие елементи за врска може да бидат изложени на сили на збивање или истегнување во насока на оските на цилиндрите. Истотака постои и зглобно поврзување со оскички како на пример врска на клип со коленесто вратило кај мотор со внатрешно согорување и сл.

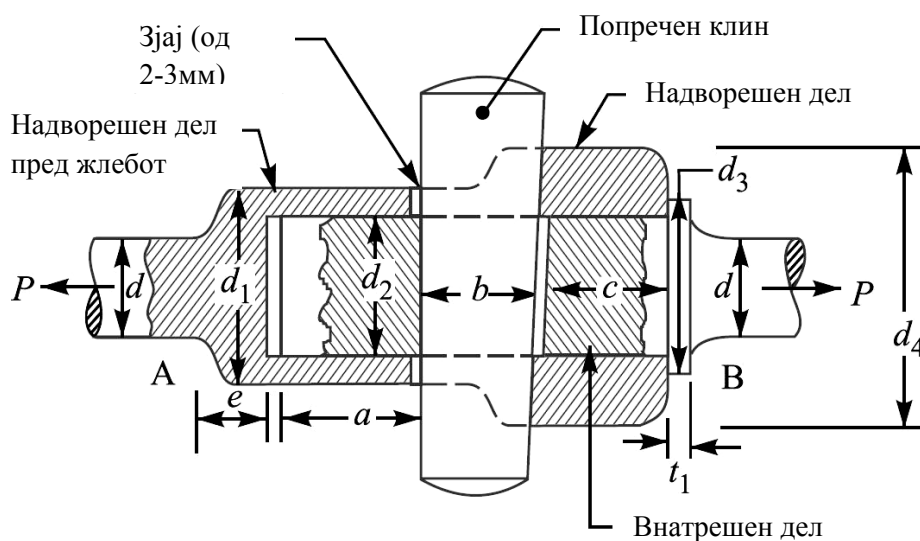


Слика 25. Типичен пример на попречен клин со наклон на едната страна

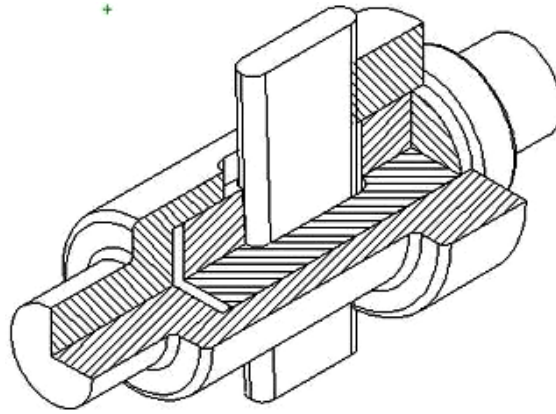
Во едниот од деловите има отвор во кој другиот дел навлегува при нивно поставување во иста оска и потоа клинот се вовлекува попречно во жлеб изработен во двата дела. Попречниот клин има наклон од околу 1:24 на една од страните и со нејзино поставување еден од цилиндрите се повлекува во отворот. Доколку постои наклон на двата краја, аголот мора да биде помал од збирот на аглите на триење за двата краја за да се обезбеди заклинување.

$\alpha_1 + \alpha_2 < \varphi_1 + \varphi_2$, каде α_1 и α_2 се аглите на наклон на крајот на отворот на цилиндарот во кој навлегува, додека φ_1 и φ_2 се аглите на триење на попречниот клин. Доколку наклонот е само на едниот од страните тогаш следува условот $\alpha < \varphi_1 + \varphi_2$ за да се овозможи заклинување.

Зјаевите помеѓу попречниот клин и жлебот во цилиндрите дозволува двата дела да се доближуваат помеѓу себе при навлегување на попречниот клин се додека крајот на клинот не дојде во контакт со крајот на цилиндарот.



Слика 26. Пресек на попречниот клин со карактеристични димензии



Слика 27. Изометриски поглед на врска со попречен клин

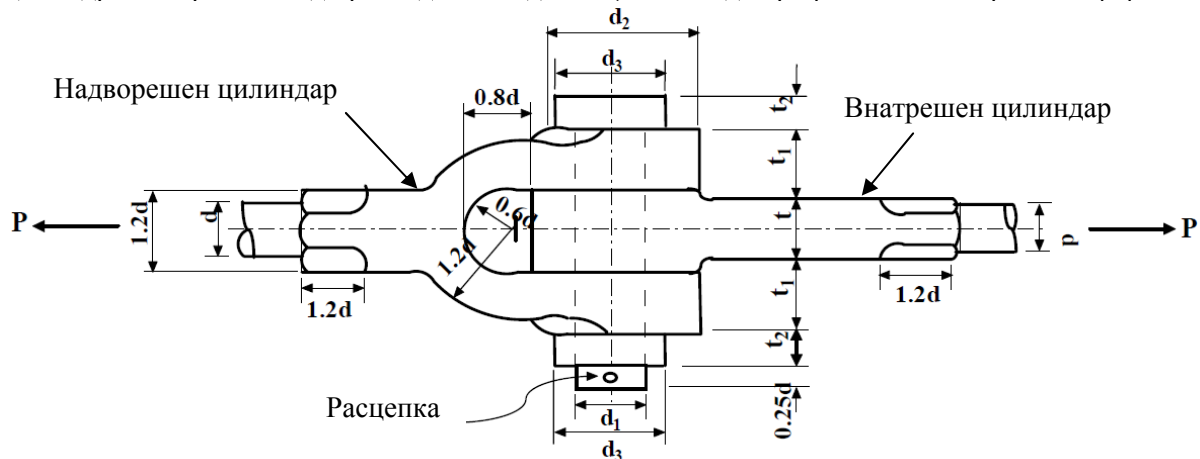
Притегањето со попречните клинови доведува до почетни напрегања кои се истотака тешки да се пресметаат, поради тоа се користат емпириски релации како наведените:

$$d_1 = 1.21d \quad d_2 = 1.75d \quad d_3 = 2.4d \quad d_4 = 1.5d \quad t = 0.31d \quad b = 1.6d$$

$$l = l_1 = 0.75d \quad t_1 = 0.45d$$

1.1.6. Зглобна врска со оскички

Зглобната врска со оскички се користи за поврзување на два цилиндрични дела изложени на дејство на сила на истекување. Оваа врска доволно агилно поместување на цилиндриците за разлика од претходно наведениот, и може да прифати сила на притисок [3].



Слика 28. Пример на зглобна врска со оскичка

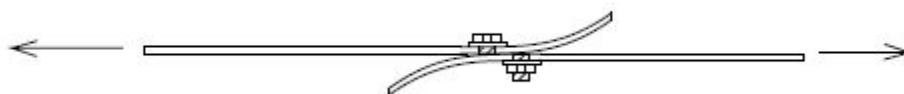
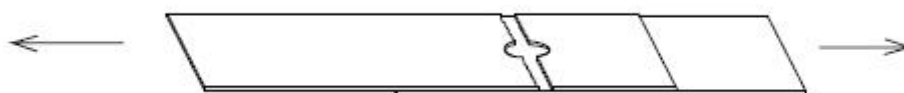
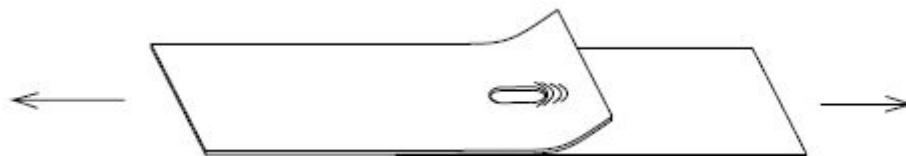
Овие видови на врска се користат за различни типови на поврзување како зглобни врски од системот за потпирање на возилата, елементи за затегнување на челични јажиња и сл. Горенаведената зглобна врска се состои од два дела кои навлегуваат еден во друг и преку отвор во секоја од преградите поминува оскичката која може да биде осигурана од испаѓање со помош на расцепка. Постојат емпириски релации со чија помош се наоѓаат димензиите на овие оскички а тоа се:

d - дијаметар на цилиндарот $d_1 = d$ $d_2 = 2d$ $d_3 = 1.5d$ $t = 1.25d$
 $t_1 = 0.75d$ $t_2 = 0.5d$ средниот дијаметар на оскичката е $0.25d$

1.2. Начини на деформација на ладно обликувани лимови поврзани со навојна врска

Користењето на ладно обликувани метали наоѓа широка примена како материјал за изработка на одбојниците за заштита од излетување на патиштата. Нивните карактеристики се мала тежина, висока надежност како и постојани карактеристики на материјалот. Користењето на навојни врски е една од најповеќе употребуваните видови на разделни врски на ладно обликувани метали кои се експериментално анализирани од многубројни истражувачи. Меѓутоа навојни врски поставени во отвори во форма на жлебови не се целосно истражени и се една од целите на оваа докторска дисертација.

Од резултатите на постоечките истражувања се доаѓа до типичните видови на деформација на ладно обликувани метали поврзани со навојни врски преку отвори во форма на жлебови, и тоа:



Слика 29. Типови на разделување на две плочи поврзани со навојна врска

Постоечкиот Американски Институт (AISI - American Iron and Steel Institute) за изработка на ладно обликувани челични конструктивни елементи дава препораки особено за три од четирите типови на разделување. Големината на отворите заедно со употребата на подлошки може значително да влијаат на разделувањето на навојните парови. Спецификацијата AISI S-100 (2007) наведува дека задолжително е поставување на подлошки или плочи за покривање на поголеми отвори или отвори во форма на жлебови на надворешната страна доколку спротивното не се докаже со помош на експерименти [18].

1.2.1. Разделување како резултат на смолкнување на ладно обликуваните плочи

Експерименти на навојни врски без подлошки се спроведени на стандардни отвори од голем број на истражувачи. Се доаѓа до заклучок дека разделувањето како резултат на смолкнување (тип I) зависи од дебелината на најмалиот напречен пресек (t), напонот на истегнување (σ_u) на разгледуваната плоча, како и од растојанието од работ на плочата со отворот во насока на дејствување на силата. Се напоменува дека ознаките се разликуваат поради користењето на литература надвор од границите на Европа. AISI S-100 (2007) наведува различни начини на пресметка на номиналното напрегање на смолкнување за различни земји како за Соединетите Американски Држави, Мексико и Канада. За Соединетите Американски Држави и Мексико, номиналната сила при смолкнување за еден навоен пар (F_n) може да се претстави согласно равенката:

$$F_n = t \cdot e \cdot \sigma_u \quad , \text{ каде што}$$

e - растојание од центарот на отворот до најблискиот раб на соседниот отвор или до крајот на плочата која се поврзува

t - дебелина на плочата без обложувањата за заштита од надворешни влијанија

σ_u - максималниот напон на истегнување на разгледуваната плоча

За Канада, номиналната сила при смолкнување за еден навоен пар зависи од растојанието до работ за начини на разделување како прикажаните на Слика 29 и може да се пресмета со равенката:

$$F_n = A_n \cdot \sigma_u$$

A_n - претставува критична површина на место на отворот

$A_n = 0.6 e t$

Се заклучува дека Тип I разделување може да се случи доколку врските имаат мал однос e/d ($e/d < 2.5$), каде d е дијаметар на завртката. Горенаведените равенки воочуваат на тоа дека влијанието на присуството на подлошки на Тип I разделување може да се занемари во фазата на конструирање, како и тоа дека типот на поврзување (со еден или два пара плочи) не е еден од одлучувачките фактори за јакоста на смолкнување на плочите која најпрво зависи од растојанието до работ, e .

1.2.2. Разделување како резултат на носење на материјалот пред навојниот пар

Доколку растојанието од отворот до крајот на плочата е доволно голем ($e/d > 2.5$), ваков тип на раздвојување помеѓу плочите може да настане. Тип-от II на разделување зависи од максималниот напон на истегнување на плочите, дебелината на потенката плоча, односот на дијаметарот на завртката со дебелината на плочата (d/t) како и од типот на поврзување на плочите (еден пар на плочи или една поставена помеѓу две плочи, присуство на подлошки итн.). Присуството на подлошки игра значителна улога во типот на разделување со носење на материјалот пред навојниот пар. Методот на пресметка на моќта на носење до разделување на плочите со стандардни отвори е претставен преку равенката:

$$F_n = m_f \cdot C \cdot d \cdot t \cdot \sigma_u$$

каде што

F_n - номиналната сила на носење на еден навоен пар

m_f - фактор на корекција (Табела 2)

C - фактор на носење (Табела 3)

d - номинален пречник на навојниот пар

t - дебелина на плочата без обложувањата за заштита од надворешни влијанија

σ_u - максималниот напон на истегнување на разгледуваната плоча

Со помош на AISI S-100 методот се користи факторот на носење C , за да се земе во предвид влијанието на односот на дијаметарот на навојниот пар со дебелината на плочите d/t . Фактор на корекција се користи за да се земе во предвид влијанието на подлошката како и за типот на поврзување (смолкнување како резултат на разделување на две плочи или разделување помеѓу две плочи). За смолкнување на две плочи без подлошки, со отвор со стандардни димензии, факторот на корекција изнесува 0.75, додека за смолкнување помеѓу две плочи без подлошки факторот на корекција на внатрешната плоча изнесува 1.33.

Табела 2. Фактор на корекција, m_f , за навојни врски на поголеми отвори (согласно препораките на AISI S100 2007)

Вид на поврзување	m_f
Смолкнување на еден пар на плочи како и надворешните плочи при смолкнување на плоча поставена помеѓу две плочи со подлошка под главата на завртката и подлошка над навртката	1.00
Смолкнување на еден пар на плочи како и надворешните плочи при смолкнување на плоча поставена помеѓу две плочи без подлошка под главата на завртката и навртката, или само со една подлошка	0.75
Внатрешна плоча при смолкнување на плоча поставена помеѓу две плочи со или без подлошки	1.33

Табела 3. Фактор на носење, C , на навојни врски (согласно препораките на AISI S100 2007)

Однос на дијаметарот на навојниот пар со дебелината на плочата, d/t	C
$d/t < 10$	3
$10 \leq d/t \leq 22$	$4 - 0.1 (d/t)$
$d/t > 22$	1.8

Потребно е да се напомене дека од претходните истражувања за разделувањето како резултат на носење на материјалот пред навојниот пар при поврзувања на еден пар на плочи како и на разделувањето при носење на надворешните плочи при поврзување на плоча поставена помеѓу две други плочи имаат слични карактеристики на оптоварувањето поради тоа овие два типа на разделувања согласно AISI S100 2007 препораките се третираат подеднакво во насока на пресметка на номиналните оптоварувања и вредностите на факторите при конструирањето.

1.2.3. Разделување како резултат на кинење на местото на поврзување

Кинење на местото на поврзување настанува доколку растојанието од отворот до работ е доволно големо и дебелината на разгледуваната плоча е доволно мала ($d/s < 0.5$). Максималната сила на истегнување до кинење на местото на поврзување, Тип III на разделување, со една навојна врска прикажана на Слика 29, зависи од најмалата површина на местото на поврзување (A_n) на плочата како и од максималниот напон на истегнување на рамна плоча (σ_u). Препораките на AISI S100 (2007) даваат неколку начини на пресметка на

максималната сила на истегнување на местото на поврзување за една навојна врска до кинење, F_n .

За Соединетите Американски Држави и Мексико препораките за пресметка на F_n се:

$$F_n = A_n \cdot \sigma_t, \text{ каде што}$$

F_n - максимална сила на истегнување до кинење на местото на поврзување

A_n - критична површина на место на отворот на плочата

σ_t - номинален напон на истегнување на рамна плоча

Доколку не се поставени подлошки под главата на завртката и навртката или доколку е поставена само една од нив, за една или повеќе навојни врски поставени во една редица нормално во правец на дејствување на силата на разделување, напонот е еднаков на:

$$\sigma_t = \left(2.5 \frac{d}{s} \right) \sigma_u \leq \sigma_u$$

d - номинален пречник на навојниот пар

s - ширината на плочата поделена со бројот на отвори за завртки во напречниот пресек кој се разгледува

σ_u - максималниот напон на истегнување на разгледуваната плоча

За Канада се пресметува номинален отпор на разделување при истегнување, F_n , според равенката:

$$F_n = A_n \cdot \sigma_u$$

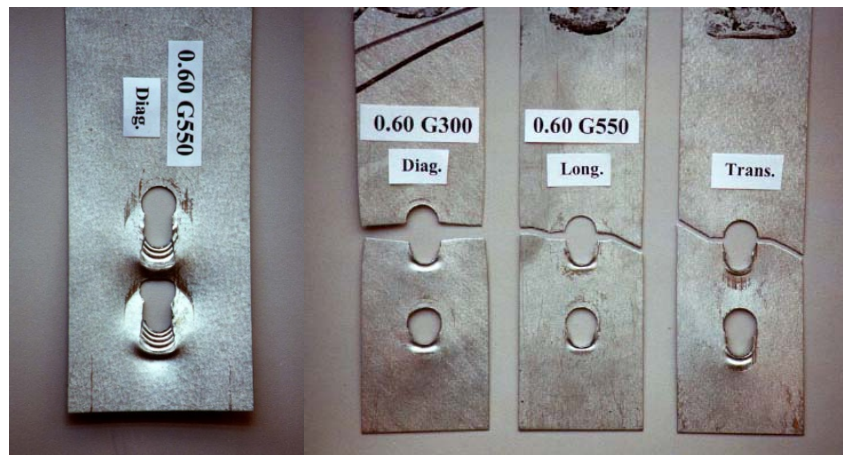
A_n - критична површина на место на отворот на плочата

за кинење нормално на правецот на дејство на силата на разделување како резултат само на истегнување без да се земат во предвид локалните промени на правецот

$$A_n = L_t \cdot t$$

σ_u - максималниот напон на истегнување на разгледуваната плоча

C O P Y R I G H T



Слика 30. Експериментално испитување на Тип II и Тип III начин на разделување

COPYRIGHT

2

ОДБОЈНИЦИ ЗА ЗАШТИТА НА ВОЗИЛАТА ОД ИЗЛЕТУВАЊЕ

2.1. Вовед

Постојат неколку видови на заштити на патот, кои се разликуваат по крутоста како и по цената на поставувањето. Некои од нив се: странична заштита со јаже, со метални потпорни столбови и ограда со брановиден профил (W-облик), бетонски заштити и сл. Страничната заштита со W-облик е најчесто користена опрема за безбедност на патиштата (Слика 31). За заштитата да се однесува како што е предвидено, одлучувачка е нејзината компатибилност согласно одредбите. Стандардите ги одредуваат, максималното забрзување во просторот за патници во возилото и дозволената деформација на одбојникот како најзначајни и овие параметри задолжително се наведуваат од страна на оној кој ги одобрува тие одбојници. Деловите од заштитата не смеат да продрат во просторот за патници од возилото и не смеат да бидат прекинати. Конструирани е да ја апсорбира енергијата со деформација на оградата и потпорните столбови, кои го запираат и пренасочуваат возилото додека надолжните сегменти остануваат континуирани и во контакт со него.



Слика 31. Поставување на одбојници за заштита на патиштата

Оградата за заштита на возилата од излетување претставува дел од патната инфраструктура и се поставува на крајот на патот, на мостови, пред бетонски потпори или слични конструкции каде што постои опасност за излетување, вертикален пад на возилото или да се намали опасноста од директен удар доколку се поставени на средината на патот. Оградата освен главната има и додатни функции како заштита за пешаци или останати

учесници во сообраќајот. Страничната заштита која најчесто се употребува во Европа и во нашата држава, особено на делници од патот со нормална заштита е составена од:

- сегменти односно шини - основна задача на сегментите е да го прифатат возилото и да го вратат по правилна траекторија под мал агол повторно на патот [13]. Една од обврските кои мора да се исполнат за правилна монтажа на сегментите е нивното преклопување да биде во насока на текот на сообраќајот. Доколку се спротивно поставени постои опасност при раздвојување сегментот да навлезе во просторот за патници во возилото. Често сретнуван тип на профил на сегмент на одбојник е т.н. W-профил или брановиден профил. Тоа се должи на неговиот едноставен облик, а има голем аксијален отпорен момент.

- конзоли - се поставуваат помеѓу сегментите и столбовите за да прифатат дел од енергијата на ударот. Се сретнуваат конзоли со различен облик и може да бидат изработени од материјал со голема еластичност како гума. Нивната еластичност истотака е важна за намалување на максималните забрзувања на патниците кои настануваат како резултат на ударот во столбот.

- потпори односно столбови - столбовите се најчесто набиени во земја на предвидена длабочина освен ако не е на друг начин одлучено од конструкторот и во тој случај тие се поставуваат на бетонски основи или се прицврстуваат за подлогата.

- навојни парови - поврзувањето на елементите помеѓу себе е со помош на навојни врски и тоа е еден навојен пар на поврзувањето на столбови е со двата сегмента и осум навојни парови на поврзувањата на сегмент со сегмент.

Битно е да се напомене дека местоположбата, начинот на почеток и крај на оградата, преминот од еден на друг тип на сегменти мораат да ги исполнуваат барањата пропишани во стандардот EN1317.

Подолу се наведени одбојници со специфична конструкција коишто се среќаваат во Скандинавските земји:

а) Birsta 1P - Одбојник за заштита на средината на патот - се користи како замена за челичните јажиња за заштита, конструиран е да го задржи возилото со минимална штета. Со експериментални тестови се докажува дека профилот се враќа во првобитната позиција после ударот без да биде свиткан односно деформиран [32].



Слика 32. Одбојник за заштита на средината на патот

Табела 4. Класа на заштита согласно EN1317 на одбојникот Birsta-1P

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растояние помеѓу столбови	Големина на удар
1P	N2	W4	4 m	A
1P	H1	W5	4 m	A

б) Birsta K - Одбојник за заштита на патишта и мостови - се користи на места каде бројот на преживевани лица и можноста за задржување е критичен. Со дебелина од 6mm може да се спротивстави на благи удари без значителни деформации. Се користи на предели со наноси на снег поради ниско поставениот профил и можноста снегот да биде истуркан на крајот до заштитата на патот.



Слика 33. Одбојник за заштита на патишта и мостови

COPYRIGHT

Табела 7. Класа на заштита согласно EN 1317 на одбојникот Birsta-K

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растојание помеѓу столбови	Големина на удар
К	N2	W5	2 m	A
К	N2	W6	4 m	A
К на мост	H2	W3	1.8m	B

в) Birsta W2 - Одбојник кој според европските стандарди има ниво на заштита W2 со профил со 2mm дебелина - изработен од квалитетен челик со мала дебелина се користи за широка потрошувачка поради достапната цена на изработка и поставување.



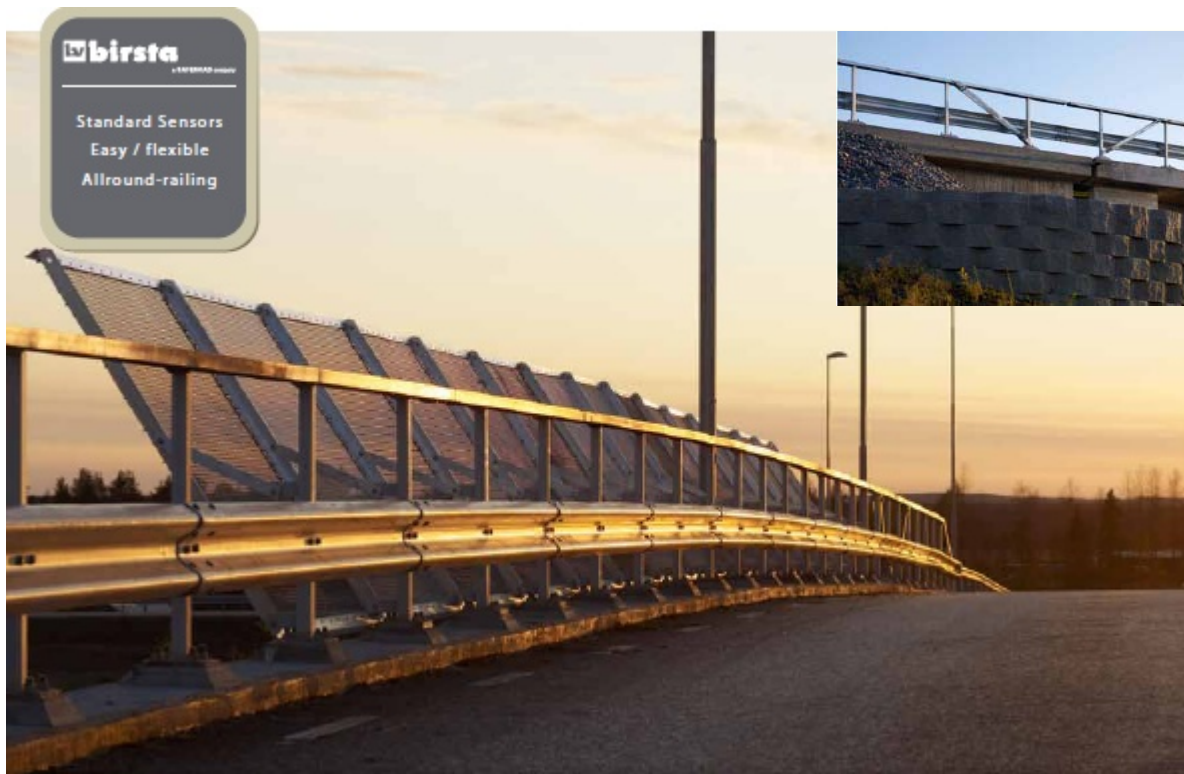
Слика 34. Одбојник за заштита на патишта со W профил

COPYRIGHT

Табела 6. Класа на заштита согласно EN1317 на одбојникот Birsta-W1

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растојание помеѓу столбови	Големина на удар
W2	N2	W4	4 m	A
W2	N2	W4	2 m	A

г) Birsta W3 - Одбојник за заштита најчесто на мостови кој има ниво на заштита W3 и профил со 3mm дебелина - најмногу употребуван тип на одбојник за заштита во светот, посебно за заштита на мостови. Достапен е за поставување на основата на бетонска или земјена подлога.



Слика 35. Одбојник за заштита на мостови со W профил

COPYRIGHT

Табела 7. Класа на заштита согласно EN 1317 на одбојникот Birsta-W

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растојание помеѓу столбови	Големина на удар
W3	N2	W4	2 m	A
W3	N2	W5	4 m	A

д) Birsta 2P - Одбојник за заштита на патишта со кружен профил (составен од две кружни цевки) - изработен со стандардни кружни профили поради што и цената е достапна. Поради провидноста се користи за атрактивни предели. Се поставува доста лесно и за краток период. При испорака столбот е веќе поврзан за сегментите, со што се намалува и времето на монтажа.



Слика 36. Одбојник за заштита на патишта со кружен профил

COPYRIGHT

Табела 8. Класа на заштита согласно EN 1317 на одбојникот Birsta-2P

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растојание помеѓу столбови	Големина на удар
2P	N2	W4	3 m	A
2P	N2	W3	1.5 m	A

ѓ) Birsta Bridge 3P - Одбојник за заштита на мостови со кружен профил (составен од три кружни цевки) - се поставува истотака на места каде е битна провидноста (локации со атрактивен изглед, културни места итн.). Предвиден е за мостови со стандарден раб на кој одбојникот се поставува со навојни врски без посебно прилагодување. Може да се набави со должина на сегмент од максимум шест метри и е предвиден за поставување од страна на двајца оператори.



Слика 37. Одбојник за заштита на мостови со кружен профил

COPYRIGHT

Табела 9. Класа на заштита согласно EN1317 на одбојникот Birsta-3P

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растојание помеѓу столбови	Големина на удар
Bridge 3P	H2	W3	2 m	B
Bridge 3P	H2	W3	1.8 m	B

е) Birsta High Capacity - Одбојник за висока заштита - конструиран за заштита на големи удари на возила со тежина до 38 t. Се поставува на високо ризични места каде е потребна дополнителна заштита како присуство на големи свиоци на патот и сл. Неговата конструкцијата дозволува лесно да ги следи сите свиоци и се користи на патишта и на мостови.



Слика 38. Одбојник за висока заштита на мостови

COPYRIGHT

Табела 10. Класа на заштита согласно EN1317 на одбојникот Birsta-НС

Име	Големина на задржување	Големина на деформација	Растојание помеѓу столбови	Големина на удар
High Capacity	H1 - H4b	W4-W8	-	-

2.2. EN1317-1:1998 и EN1317-2:1998 - „Системи за задржување на патот - типови на изведба, прифатливи критериуми при тестови на удар и методи на испитување на заштитни бариери“

2.2.1. Општо

Европскиот стандард EN1317 ги дефинира барањата за однесувањето на заштитните бариери и додатоците за заштита на патот при удар на возило, го дефинира однесувањето за различни големини на задржување, карактеристиките на тестовите на удар и методите на испитување [23]. Со овој стандард се одредени критериумите за испитување на одбојници при удар на возило кои мораат да бидат задоволени за да се одобри тој тип на одбојник. Во него се пропишани неколку нивоа на однесување на системот за заштита (го сочинуваат возилото заедно со одбојникот) за трите главни критериуми со кои понатаму се одредува класата на заштитата на одбојникот.

- големина на задржување, T1, T2, итн
- големина на удар, A и B
- големина на деформација изразена преку работната ширина, W1, W2 итн.

Нивото на заштита на одбојникот кое треба да биде исполнето на различни делници од патот го означуваат надлежните органи и зависи од деформацијата на возила, најчесто сретнувани типови на возила на таа делница, максимална дозволена брзина, присуство на свиоци и сл. Потребно да се провери однесување на заштитата за соодветното ниво на заштита согласно критериумите пропишани во стандардот. Сложеноста произлегува од различните видови на можни удари на возило со одбојник кои произлегуваат од различната брзина, агол на удар, тип на возила и други патни услови [27]. Во реалноста ударот може да биде различен од испитуваниот согласно пропишаната тест матрица во стандардот, меѓутоа соодветно применување на стандардот значи и максимална безбедност за сите возни ситуации.

Земји членки на ЕУ кои го применуваат стандардот EN1317:1998 за одбојници против излетување од патиштата:

- Finland - Finnish Transport Agency
„Barriers bearing the CE mark and complying with standard SFS-EN 1317-5 are used on roads if they satisfy the requirements set out in this guide.“
- Germany - Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen (FGSV)
„Vehicle restraint systems must meet the requirements of DIN EN 1317 - Restraint systems on roads. The compliance with the requirements must be verified by presenting the relevant test reports.“
- Norway - The Directorate of Public Roads

„...it has been harmonized with the common European guidelines for testing and approval of vehicle restraint systems - NS EN 1317, which was prepared under the auspices of CEN and set by Norwegian Standard.“

- United kingdom - The Highways Agency

„This Standard describes the procedures to be followed by the various parties involved in the design and provision of various types of Road Restraint Systems.“

2.2.2. Определување на нивото на заштита на одбојникот

Страничните заштити потребно е да си задоволат доленаведените барањата при испитувањето соодветно на тест матрицата дефинирана во Табела 11 [15].

Табела 11. Тест матрица на удар на возило во странична заштита

Тест	Брзина на удар [km/h]	Агол на удар [°]	Вкупна маса на возилото [kg]	Тип на возило
ТВ 11	100	20	900	Патничко
ТВ 21	80	8	1300	Патничко
ТВ 22	80	15	1300	Патничко
ТВ 31	80	20	1500	Патничко
ТВ 32	110	20	1500	Патничко
ТВ 41	70	8	10 000	Товарно
ТВ 42	70	15	10 000	Товарно
ТВ 51	70	20	13 000	Автобус
ТВ 61	80	20	16 000	Товарно
ТВ 71	65	20	30 000	Товарно
ТВ 81	65	20	38 000	Товарно (со полуприколка)

Табела 12. Големина на задржување

Големина на задржување	Тест за прифатливост
Задржување од мал агол на удар	
T1	ТВ 21
T2	ТВ 22
T3	ТВ 41 и ТВ 21
Нормално задржување	
N1	ТВ 31
N2	ТВ 32 и ТВ 11
Високо задржување	

N1	ТВ 42 и ТВ 11
N2	ТВ 51 и ТВ 11
N3	ТВ 61 и ТВ 11
Многу високо задржување	
N4a	ТВ 71 и ТВ 11
N4b	ТВ 81 и ТВ 11

2.2.2.1. Големина на задржување

За да се одреди големината на задржување на заштитните бариери потребно е да се задоволат барањата од соодветниот тест од Табела 12 при испитувања зададени во тест матрицата од Табела 11. При испитување на големината на задржување на бариерите на Т3, N2, N1, N2, N3, N4a и N4b се изведуваат два различни теста [16]:

- тест за определување на максималната големина на задржување за разгледуваниот систем
- тест за патничко возило (900kg), со цел да се провери дали испитуваната бариера со максималната големина на заштита исто така овозможува и заштита за лесни патнички возила. Односно премногу крута бариера (потребна за задржување на тешки товарни возила) може да предизвика големи последици по патниците за лесни патнички возила.

COPYRIGHT

2.2.2.2. Големина на удар

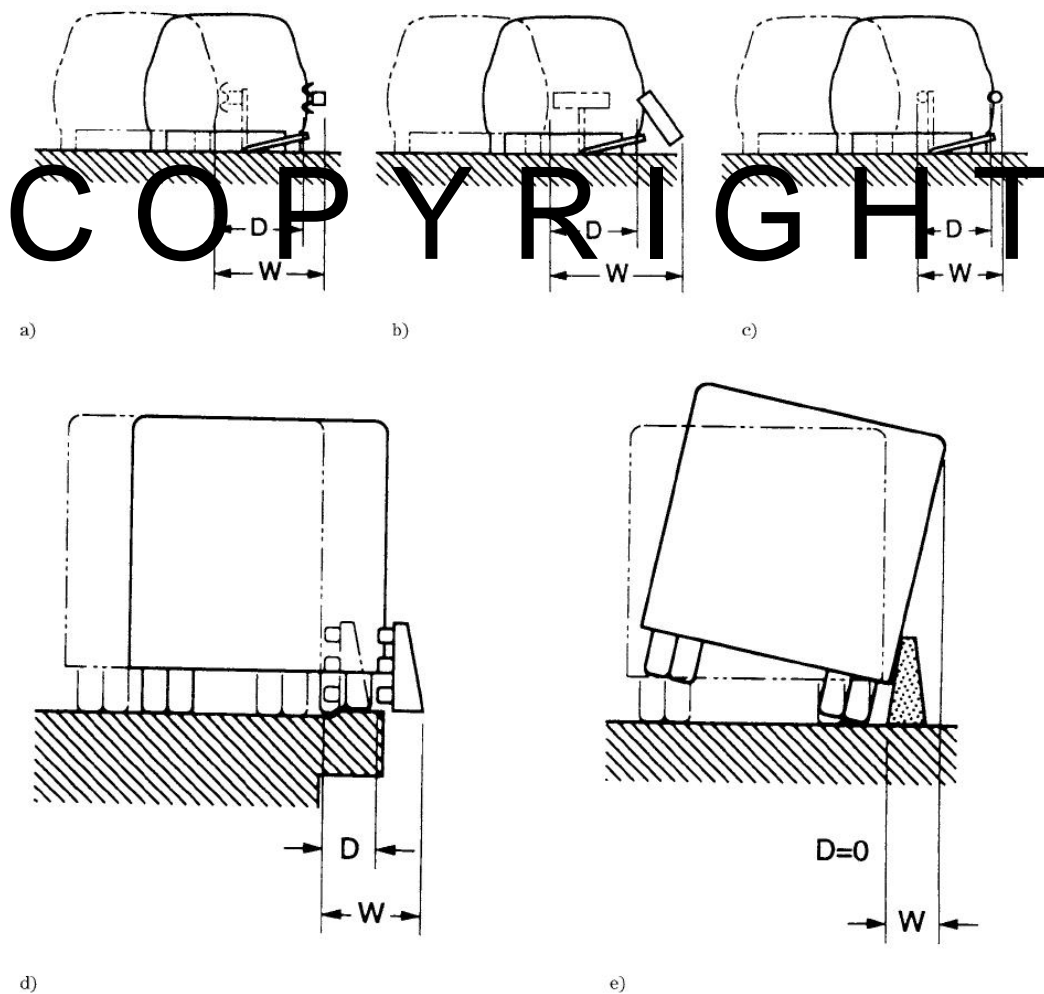
Големината на ударот (Acceleration Severity Index-ASI) се однесува на патниците во возилото и се одредува преку параметрите на големината на ударот: големината на ударот во зависност од забрзувањето, теоретската брзина на удар на главата на возачот и пост-ударно забавување на главата на возачот. Големината на ударот се претставува преку нивоата А, В, С дефинирани во Табела 13. Нивото А овозможува поголемо ниво на заштита за патниците во возилото кое удира во заштитата во споредба со нивото В, а нивото В поголема од С. Вредностите добиени со експерименталните мерења се споредуваат со дадените во табелата.

Табела 13. Вредности со кои се одредува големината на удар

Ниво	Големина на удар		
А	$ASI \leq 1,0$	и	$THIV \leq 33\text{km/h}$ $PHD \leq 20\text{g}$
В	$1,0 \leq ASI \leq 1,4$		
С	$1,4 \leq ASI \leq 1,9$		

2.2.2.3. Големина на деформација

Деформацијата на испитуваните одбојниците за странична заштита од тестот на удар е одредена преку динамично поместување и од т.н. работна ширина, Слика 39. Важно е да поместувањето биде помало од расположливиот простор позади заштитата. Работната ширина (W) е растојанието помеѓу страната на одбојникот насочена кон текот на сообраќајот пред ударот и максималното попречно поместување на било кој дел од системот возило - заштита. Доколку страничната заштита целосно се деформира така што понатаму не може да се користи за мерење на работната ширина, максималната попречна должина до било кој дел од возилото се зема како алтернатива. Динамично поместување (D) претставува максималното попречно поместување на страната на одбојникот насочена кон патот. За крути системи за заштита динамичкото поместување е тешко да се измери и може да се земе дека е еднакво на работната ширина. Деформацијата на страничната заштита мора да соодветствува со вредностите дадени во Табела 14.



Слика 39. Динамичко поместување и работна ширина

Табела 14. Големина на работната ширина

Ниво на работна ширина	Големина на работната ширина [m]
W1	$W \leq 0,6$
W2	$W \leq 0,8$
W3	$W \leq 1,0$
W4	$W \leq 1,3$
W5	$W \leq 1,7$
W6	$W \leq 2,1$
W7	$W \leq 2,5$
W8	$W \leq 3,5$

2.2.3. Критериум на задоволување на барањата на тестот на удар

Со изведување на тестот на удар дефиниран во тест-матрицата од Табела 11, потребно е страничната заштита како и возилото да ги задоволат наведените барања. Параметрите на прифатливост кои треба да се применат за одреден испитен тест се наведени во Табела 15 во зависност од нивото на задржување.

COPYRIGHT

Табела 15. Параметри на прифатливост на страничните заштити

Ниво на задржување	Параметри			
	Однесување на страничната заштита и возилото	Големина на удар ASI-THIV (PHD)	Деформација на возило (VCDI)	Деформација на странична заштита
T1	TB21	TB21	TB21	TB21
T2	TB22	TB22	TB22	TB22
T3	TB41+TB21	TB21	TB21	TB41
N1	TB31	TB31	TB31	TB31
N2	TB32+TB11	TB32+TB11 ^a	TB32+TB11 ^a	TB32
H1	TB42+TB11	TB11	TB11	TB42
H2	TB51+TB11	TB11	TB11	TB51
H3	TB61+TB11	TB11	TB11	TB61
H4a	TB71+TB11	TB11	TB11	TB71
H4b	TB81+TB11	TB11	TB11	TB81

Доколку за време на тестот на удар се појави дополнителен удар на возилото со одбојникот, овие дополнителни удари не се земаат во предвид при определувањето на прифатливоста на заштитата.

2.2.3.1. Однесување на страничната заштита

Одбојникот е конструиран да ја прифати енергијата којашто доаѓа со движењето на возилото, безбедно намалувајќи ја неговата брзина преку посакувана траекторија. Ниту еден од елементите на одбојникот не смеат да бидат целосно одделени од системот за заштита претставувајќи опасност за останатите учесници во сообраќајот. Елементи од страничната заштита не смеат да навлезат во просторот за патници на возилото предизвикувајќи сериозни последици врз патниците. Прицврстувањата со подлогата мора да се однесуваат согласно очекуваното.

2.2.3.2. Однесување на тест возилото

Тежиштето на возилото не смее да ја помине средната линија на деформираниот систем. Возилото мора да остане во првобитната положба за време и после ударот, и покрај тоа што мало лулање, пливање или галопирање се дозволени. Возилото мора да се оддели од контактот со одбојникот после ударот така што трагот на возилото не смее да ја помине линијата паралелна на почетната положба на одбојникот од страната на текоц на сообраќајот, на растојание A заедно со ширината на возилото и 16% од должината на возилото до растојание B од последната пресечна точка на трагот на возилото со почетната положба на заштитата. За патнички и други типови на возила растојанијата A и B се дефинирани во Табела 16 [10].

Табела 16. Должински граници на одделување на возилото од одбојникот

Тип на возило	A [m]	B [m]
Патнички	2,2	10,0
Друг тип на возила	4,4	20,0

2.2.4. Параметри со кои се одредува големината на ударот

Големината на ударот или нивото на повреда на патниците се одредува преку доленаведените параметри. Доколку некој од овие параметри има вредност поголема од пропишаната тоа би значело посериозни повреди на патниците или фатални во најлош случај.

- Големината на ударот во зависност од забрзувањето (ASI)

Преку овој параметар се мери големината на забрзувањето кое се соопштува како резултат на движење на возилото врз возачот во одредена точка за време на ударот. Кога се пресметува вредноста на ASI потребно е да биде во пропишаните граници.

$$ASI(t) = \sqrt{\left[\left(\frac{\overline{ax}}{\hat{ax}} \right)^2 + \left(\frac{\overline{ay}}{\hat{ay}} \right)^2 + \left(\frac{\overline{az}}{\hat{az}} \right)^2 \right]}$$

каде \hat{ax} , \hat{ay} , \hat{az} се граничните вредности на забрзувања на телото на човекот, а \overline{ax} , \overline{ay} , \overline{az} се забрзувањата на одредена точка од возилото, пресметани за временски интервал од 50ms. Генерално користените гранични забрзувања за патници кои имаат сигурносни појаси се $ax = 12g$, $ay = 9g$, $az = 10g$.

- Теоретска брзина на удар на главата на возачот (THIV)

Овој параметар ја одредува брзината на удар на објект кој слободно се движи во површина од внатрешноста на возилото. Се пресметува средна вредност за време на ударот во однос на глобалниот систем или возилото како референтен објект. После ударот се претпоставува дека возилото и теоретската положба на главата се во контакт за претстајатото време.

$$THIV = \sqrt{[Vx^2(T) + Vy^2(T)]}$$

- Пост-ударно забавување на главата на возачот (PHD)

Ова е максималната средна вредност на надолжно и попречно компонентно забрзување на тежиштето на возилото за време од 10 ms.

$$PHD = \max \sqrt{\left(x''_c \right)^2 + \left(y''_c \right)^2}$$

2.2.5. Тест на удар на возило во одбојник за заштита

2.2.5.1. Подготовка за изведување на тестот на удар

Подлогата потребно е да биде генерално рамна, со наклон не поголем од 2.5%, да има крута површина и да нема присуство на вода, лед или снег за време на тестот. Да биде доволно голема за да може возилото да се забрза до посакуваната брзина и стабилно да се управува до местото на удар. За да се запре возилото после напуштање на местото на удар подлогата треба

да биде со должина над 40 метри после местото на удар и ширина од 15 метри пред одбојникот за заштита на местото на контакт со возилото. Соодветни мерки се превземаат за да се намали присуството на прашина од околината на која се изведува тестот и во возилот за да не се попречи видливоста на снимените материјали. Истотака потребно е да се согледа дали е попречена траекторијата на напуштање на возилото на местото на удар со друг објект кој дополнително ќе ја зголеми неговата деформација и ќе влијае на параметарот за споредба на деформацијата на предната структура на возилото (Vehicle cockpit deformation index - VCDI).

2.2.5.2. Тест возило

Возилата за изведување на тестот за испитување на одбојниците потребно е да бидат модели соодветни на користените во Европа, со карактеристики и димензии во рамките на дефинираните во EN1317-1 [6]. Пневматиците потребно е да бидат исполнети со воздух согласно пропишаниот притисок на производителот. Состојбата на возилото да биде задоволителна во зависност од препораките за безбедност на патиштата кои се однесуваат на пневматиците, потпирањето, геометријата на тркалата и каросеријата. Не се дозволени поправки или промени кои би ги нарушиле карактеристиките на возилото. Возилото потребно е да биде исчистено од прашина или други нечистотии пред изведувањето на тестот. Маркери се поставуваат на надвојешките површини на тест возилото кои би помогнале за понатамошните анализи. Движењето на возилото не смее да биде ограничено од системот за управување или на некој друг начин за време на ударот (додатно кочење, ABS, блокирање на тркалата и сл.).

Сите течности се вклучени во вкупната маса на инерција на возилото. Додатните тежини се соодветно прицврстени за возилото на начин што не ја нарушува предвидената од производителот распределба на маса во надолжен и попречен правец.

2.2.5.3. Испитуван одбојник за заштита

Детален опис и техничка спецификација на одбојникот потребно е да бидат вклучени во извештајот за да се овозможи сообразност со системот кој се тестира.

Должината на одбојникот за заштита потребно е да биде доволно долга за да се демонстрираат целосно однесувањето на системот. Доколку во одбојникот се јавува истегнување потребно е прицврстување на краевите. Поставувањето на основата на столбовите потребно е да биде согласно карактеристиките на фундаирање при монтажа на одбојниците.

Местото на удар на возилото потребно е да биде во точка од околу една третина по должина на одбојникот за заштита од крајот од кој надоаѓа возилото. Точката на удар ќе биде избрана така

што ги прикажува најлошите услови на удар на одбојникот за заштита и би ги вклучила сите негови критични делови.

2.2.5.4. Потребни податоци за тестот

Следниве параметри во зависност од тоа кое е нивото на изведување на тестот потребно е да бидат забележани:

а) Пред-удар

- маса на возиото и положба на тежиштето на возилото за време на тестот, заедно со додадената тежина
- внатрешни и надворешни фотографии од возилото
- фотографии од местоположбата и конструкцијата на одбојникот за заштита. Препорачано е да се забележат и моментите на инерција доколку се познати.

б) Удар

- брзина на возилото на местото на удар
- аголот на надоаѓање на возилото
- линиски забрзувања и аголни брзини
- динамички поместувања и работна ширина на системот на одбојник со една најблиска децимална вредност.
- снимки од високо брзинска камера од агол кој го опфаќа целосно однесувањето на возилото и одбојникот за заштита, заедно со деформациите и поместувањата.

в) Пост-удар

- оштетување и деформации на тест возилото
- оштетување на одбојникот за заштита
- фотографии потребни за извештајот

2.2.5.5. Точности и отстапувања на брзината и аголот на удар

Брзината на удар на возилото се мери во правец на надоаѓањето на возилото, не повеќе од 6 метри пред местото на удар. Вкупната точност на измерената брзина не треба да се менува за повеќе од $\pm 1\%$. Отстапувањата на брзината на удар може да бидат во границите $\begin{matrix} +7 \\ 0 \end{matrix} \%$.

Аголот на надоаѓање на возилото се мери во насока на неговото движење не повеќе од 6 метри пред местото на удар со соодветни методи. Вкупната точност на измерениот агол на удар не

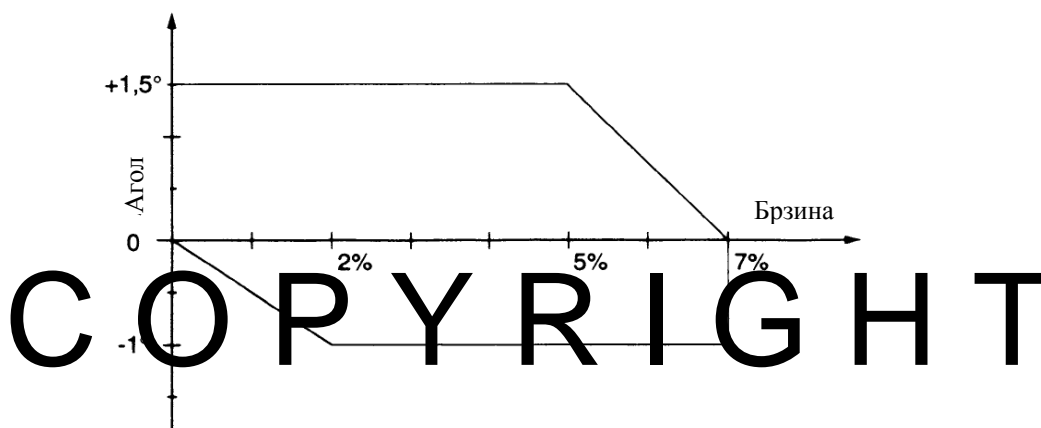
треба да се менува за повеќе од $\pm 0.5^\circ$. Отстапувањата на аголот на надоаѓање може да бидат во

границите $+1.5^\circ$
 -1.0°

2.2.5.6. Вкупни отстапувања на брзината и аголот на удар

За да се избегнат големи разлики во енергијата на удар, максималните отстапувања на брзината и аголот не треба да се комбинираат. На горната граница на отстапување на аголот од $+1.5^\circ$ горното отстапување на брзината е намалено на $+5\%$, додека на отстапување на аголот од -1.0° долното отстапување на брзината е зголемено на $+2\%$. Вкупните отстапувања се прикажани на Слика 40.

Прикажаните гранични отстапувања може да служат како основа за различни подготовки или методи за изведување на тестот на удар а не како можност за избор на енергијата на удар.



Слика 40. Вкупни отстапувања на брзината и аголот на удар

2.2.5.7. Мерна опременост на возилото за тестот на удар

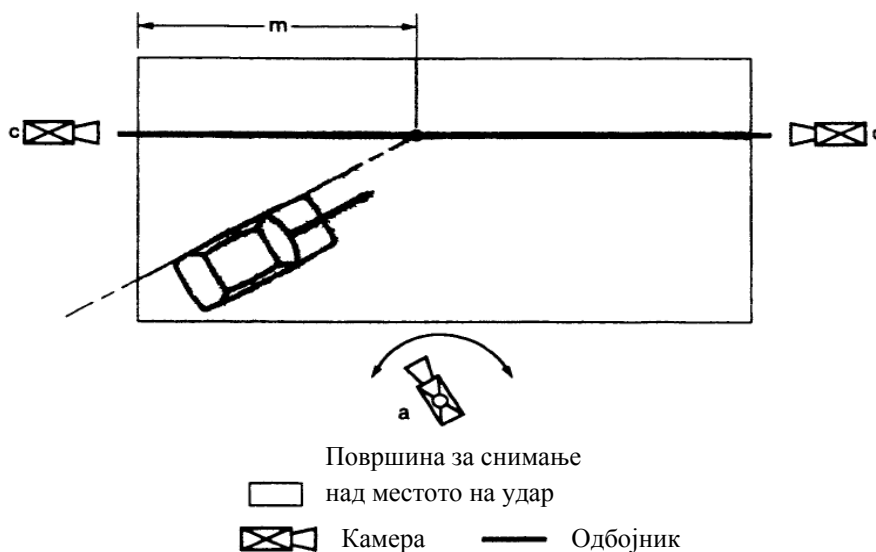
Минималната опременост на возилото за запишување на линиски забрзувања и аголни брзини се состои од група на три линиски давачи за забрзување, меѓусебе нормално поставени, во правец на насоките на возилото (надолжно, попречно и вертикално), по можност и еден мерач на аголната брзина за да се забележи и аголот на пливање на возилото. Согласно со EN1317-1 трите давачи на забрзување и едниот на аголна брзина се поставуваат на заедничка крута основа колку што е можно најблиску до тежиштето на возилото. Давачите за забрзување и аголната брзина како и соодветните канали од мерно-засилувачкиот уред потребно е да бидат согласно стандардот ISO6487, класата на фреквенцијата со користен филтер CFC180 за обработка или CFC60 за прикажување на резултатите.

2.2.5.8. Видео записи

Видео записите потребно е да бидат доволни за јасно да ги опишуваат однесувањето на одбојникот и возилото за време и после ударот. Потребно е да се користат високо-брзински камери со најмалку 200 слики/секунда. Најмалку потребните камери и нивната поставеност за безбедно изведување на тестот е прикажана на Слика 41. Потребата од додатни камери е препорачана и треба да се разгледа за снимање на делови од посебно значење.

- а) Една камера која може да се поместува со соодветна брзина поставена на место која ќе го снима движењето на возилото.
- б) Една или две високо-брзински камери поставени над возилото кои би го снимале движењето на возилото најмалку 6 метри пред местото на удар до растојание кое ќе го снима однесувањето на одбојникот за заштита од излетување.
- в) Една високо-брзинска камера која го снима одбојникот за заштита пред местото на удар за да се забележи секое превртување како и вертикално подигање на возилото, пенетрација односно однесување на одбојникот за време на ударот.
- г) Една камера која е поставена на спротивна страна од камерата опишана во точката в).

За одбојници за заштита или останати додатни заштитни системи за задржување на возилата кои се поставуваат на мостови, потпорни ѕидови или други структури следниве параметри потребно е да бидат измерени со соодветна мерна опрема: временска историја на максималните сили и моменти на точките на врзување за време на ударот, максимално странично навлегување на тркалото мерено од страната насочена кон патот на одбојникот после ударот.



m - растојание помеѓу камерата и местото на удар

Слика 41. Поставеност на камерите за видео запис на тестот

3

ПРЕЛИМИНАРНИ ИСТРАЖУВАЊА

3.1. Вовед

Во периодот на истражување со текот на докторската работа беа отворени доста прашања околу самите одбојници како на пример начинот на испитување, влијанието на нивното поврзување, влијанието на конструктивните параметри на разделните врски и сл. Како резултат на тоа следеа и прелиминарните истражувања за некои од овие области. Се напоменува и тоа дека овие истражување се спроведени во периодот на разработка на докторската дисертација односно пред насочување кон конкретните цели на истражување. Поради тоа дел од спроведените анализи се наведени како инженерски заклучоци и препораки за идни подлабоки научни студии. Во услови на истражување со ограничени финансиски можности се наметнува и потребата од алтернативни начини на испитување кои би биле замена за реалните тестови на удар. Таков начин на испитување претставува и виртуелното кое претставува и тренд кој е веќе присутен како основа за структурни динамички анализи [20]. Денес веќе е стандардна постапка да се докаже сообразност согласно некои нормативи со помош на докажан виртуелен модел. Првичната идејата за реален тест на удар и докажување на идентичност во однесувањето со моделот беше преголема за истражување со ограничени средства. Поради тоа таа идеја е заменета со експеримент изведен во лабораториски услови и верификација на соодветен виртуелен модел. Намалениот модел на испитување на удар на возило во одбојник ја прикажува методологијата односно планските активности кои би се спровеле во услови на реален тест на удар. Во период од работа на докторската дисертација кога уште не се познати влијателните параметри на раздвојување на врска помеѓу сегментите од одбојникот се поставува и прашањето на учеството на конструктивните параметри на навојната врска, тука се разгледуваат крутоста и притегањето на навојниот пар како и динамичкото триење директно зависно од рапавоста на површината на сегментите во контакт. Во следните точки се оценува нивното влијание на модел кој сеуште не е верифициран меѓутоа претставува начин на моделирање на тестовите кои следат. Анализата на удар на возило во заштитна ограда според стандардот EN1317:1998 со помош на виртуелни методи е спроведена со цел да се истакнат поволностите од ваков тип на испитување со помош на алатките кои се на располагање особено во услови во кои се истражува.

3.2. Намален модел на испитување на удар на возило во одбојник

Реалниот тест на удар на возило во одбојник се користи како задолжителен дел од стандардот за одобрување на одбојниците за заштита од излетување. Овој намален модел се изведува со цел да се осознае методологијата на испитување на реалниот тест, која може да се подели на три дела. Првиот дел припаѓа на подготовката за испитувањето односно избор на мерна опрема која би се користела при мерењето, поставеноста на мерната инсталација и сл. Во вториот дел припаѓа прибирањето на податоците. Тука е многу важно да се зачуваат само податоците кои се битни за испитувањето и голема улоги има навременото активирање на почетокот на снимање на податоците. Во третиот дел е обработката на резултатите и прикажувањето на оние резултати кои е потребно да се согласно пропишаните граници во стандардот. Јасно е дека резултатите добиени со намалениот тест не се основа за оценување на одбојниците за заштита на патиштата меѓутоа во голема мерка оваа методологија е иста како и при реалниот тест. Целата на намалениот тест е да се спроведе стандардот во лабораториски услови при намалени параметрите на удар на возилото како што се масата и големината како и брзината на удар.

3.2.1. Подготовка за испитување

COPYRIGHT

Во првиот дел од методологијата на испитување спаѓаат неколку активности меѓу кои се избор и прилагодување на објектите кои учествуваат во тестот на удар. Како модуларен е објектот кој го прима ударот и може да се менува согласно посакуваната крутост на предната структура на возилото.

3.2.1.1. Предмет за испитување

Објекти кои учествуваат во тестот на удар се тест возило, предмет кој го прима ударот и крута бариера. Тест возилото претставува подвижна платформа поставена на тркала која по посакуваната траекторија се води преку цилиндар и нажлебен дел по средината на дрвена рапава подлога која симулира патна подлога. Триењето помеѓу нив е намалено со подмачкување. Возилото е круто и се движи праволиниски. Тоа е со димензии должина 200mm, ширина 150 mm и висина 120 mm, со маса од 1.2kg и е придвижувано со помош на електромотор со моќност од 12W.

Предметот со кој возилото удира и го претставува предниот дел од структурата на возилото кој е изложен на деформација во изведениот тест е пластична чаша која може да се замени со некој објект со поголема крутост.

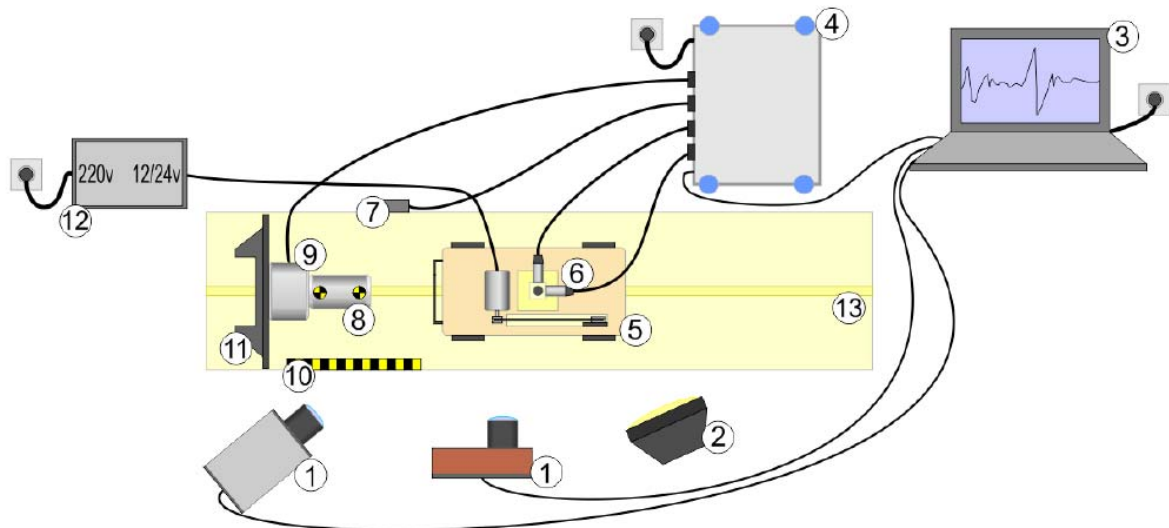
Крутата бариера е метална плоча со димензии 150x150 mm и дебелина од 3 mm, зајакната со аголник на задната страна. Таа е поставена под агол од 90° меѓутоа може да се ротира и смени аголот на удар согласно посакуваниот тест од матрицата пропишана во стандардот.



Слика 42. Тест возило и мерна инсталација

3.2.1.2. Мерна опрема и мерна инсталација

Во продолжение е претставена шема на поставеност на сите компоненти за изведување на овој експеримент.



Слика 43. Испитна инсталација на тест модел на удар на возило во одбојник

- | | |
|---------------------------|-------------------|
| 1. високо-брзински камери | 8. пластична чаша |
| 2. извор на светлина | 9. давач за сила |

- | | |
|--------------------------------------|----------------------------------|
| 3. компјутер | 10. маркер |
| 4. мерно-засилувачки уред (Spider 8) | 11. крута бариера |
| 5. тест возило | 12. извор на електрична енергија |
| 6. давачи за забрзување | 13. патна подлога |
| 7. прекинувач за синхронизација | |

3.2.1.2.1. Високо-брзински камери

Високо-брзинска камера е уред кој што се користи за снимање на голем број слики во единица време. Се користат за снимање на објекти кои што релативно брзо се движат т.е. промените не се забележливи со конвенционална камера или од човечкото око. Обичната слика во движење се снима и репродуцира 24 слики во секунда, додека телевизијата користи 25 слики/сек (PAL) или 29,97 слики/сек (NTSC).

Високо-брзинските камери се уреди кои може да снимаат до неколку стотици илјади слики во секунда кои се зачувуваат во дел за складирање. После снимањето тие може да се репродуцираат забавено. Со користење на оваа техника може да се “продолжи” една секунда во повеќе минути (супер бавно движење). Високо брзинските камери се широко користени за научни истражувања како и за развој во индустријата. Голема е примената во автомобилската индустрија кај тестовите на удар за да се документира деформацијата на автомобилите и движењето на патниците за време на несреќата. Високо брзинската камера комплетно ја замени филмската камера кај тестовите на удар.

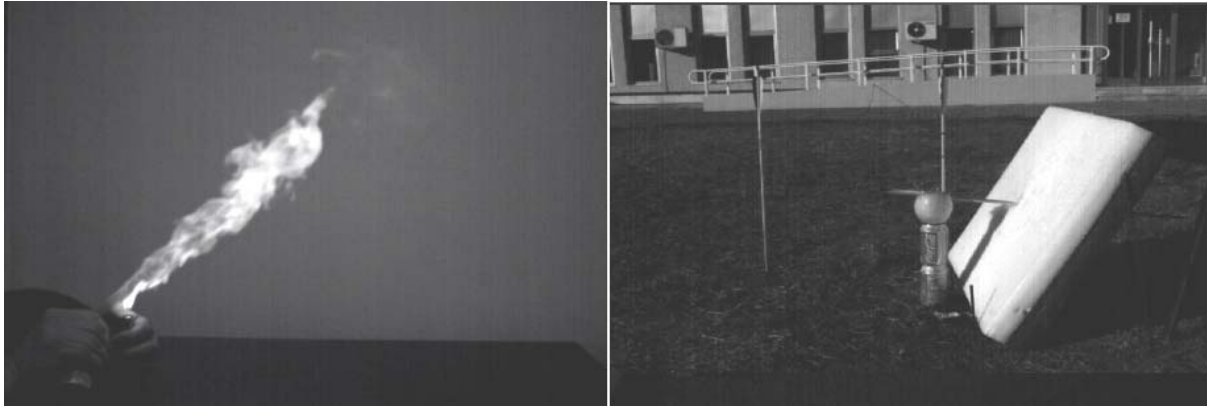
Зачувувањето на снимките снимени со високо брзински камери може да одземе одредени ресурси, бидејќи најновите камери денес имаат резолуција до четири милиони точки и доколку се снима со 1000 слики во секунда, значи една секунда ќе содржи над 11 GB на податоци. Поради тоа за да се намали веројатноста на непотребно искористување на ресурсите огромно е значењето на навременото активирање на почетокот на снимањето. Еден од недостатоците на високо-брзинските камери е потребната експозитура за снимање, односно неможноста доволно да се отвори блендата за да навлезе доволно количество на светлина при снимање со потребните слики во секунда поради краткото време на случување на дејството. Монохроматското снимање (црно/бело) понекогаш се користи за да намали односно редуцира потребната светлина.

Табела 17. Високо-брзински камери и нивни технички карактеристики

AOS S-PRI високо-брзинска камера		AOS TRI-VIT високо-брзинска камера	
			
Сензор (тип, резолуција)	CMOS APS, 1280x1024 mono/color	Сензор (тип, резолуција)	CMOS APS, 1280x1024, monochrome
Големина на сензорот	11.20 x 8.4 mm, 14 µm	Големина на сензорот	15.36 x 12.28 mm, 12 µm
Чувствителност на светлина	ISO 3200 (monochrome), ISO 1600 (color)	Чувствителност на светлина	ISO 1600 (monochrome)
Број на слики во секунда	1250 fps (500 fps @ 1280x1024)	Број на слики во секунда	1250 fps (1000 fps @ 1280x1024)
Капацитет на меморија	1.3 GB	Капацитет на меморија	1.3 GB
Врадена батерија	NiMH, 30 min	Врадена батерија	NiMH, 30 min
Димензии	72 x 72 x 122 mm, 900gr	Димензии	143 x 94 x 46 mm, 900gr
Тип на леќа	PENTAX TV LENS 12.5 mm 1:1.4	Тип на леќа	PENTAX TV LENS 12.5 mm 1:1.4



Слика 44. Високо-брзинско видео со 1000 fps снимано во боја



Слика 45. Високо-брзинско видео со 1500 fps снимано монохроматски

Управувањето на камерите и подесување на квалитетот на снимениот материјал (резулucија, осветленост, број на слики во секунда) се прави со соодветен програм AOS Imaging Studio v3. Софтверот овозможува синхронизирано снимање на двете (повеќе) камери одеднаш. Со веќе снимениот материјал (без разлика во каков видео формат е зачуван) може да се пристапи кон негова анализа. За таа цел користен е друг програм Photron FASTCAM Analysis, поради можностите кои ги нуди за обработка на снимените видео клипови. Тој овозможува следење на група пиксели (дел од слика) во секоја наредна. Во зависност од промената на позиционираноста на групата пиксели во функција од времето може да се пресмета нивното поместување како и брзина и забрзување. Поради потребата од точно определување на соодветниот дел од сликата кој се следи врз основа на примерок се лепат маркери со унифицирана форма и боја. Крајните измерени податоци се запишуваат во форма на дијаграм.

3.2.1.2.2. Давач за забрзување HBM B12

Давачите за забрзување кои се користат при мерењето се од типот B12/200 Hottinger Baldwin Measurements (HBM). Тие претставуваат индуктивни сензори со работна фреквенција од 0...100 Hz и мерно подрачје до 200 m/s². Точноста на овој сензор се декларира со грешка до ± 2% при мерењето.



Слика 46. Давач за забрзување HBM B12

Табела 18. Технички карактеристики за давачот за забрзување HBM B12

Тип	B12/200
Примена	Константно и променливо забрзување, вибрации
Карактеристична фреквенција	200 Hz
Работна фреквенција	0...100 Hz
Номинално забрзување	$\pm 200 \text{ m/s}^2$
Осетливост	$\pm 80 \text{ mV/V}$
Отстапување	$\pm 8 \text{ mV/V}$

3.2.1.2.3. Давач за сила HBM HLC A1

Давач за сила кој ја конвертира силата во соодветен електричен сигнал. Има примена во ваги за мерење на тежина на транспортни линии, платформи, односно генерална примена за мерење на тежина. Конструираан е да нема влијание бучавата врз мерењето и е со капацитет од 200kg до 10t. Изработен е од нерѓосувачки челик, со мала висина и одредена точност во зависност од тоа на која класа и припаѓа.



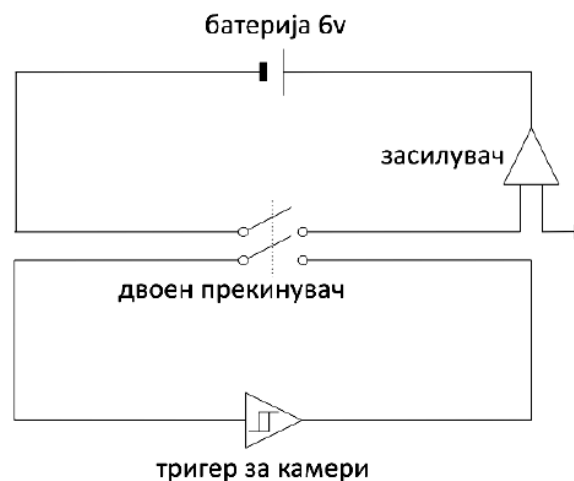
Слика 47. Давач за сила HBM HLC

Табела 19. Технички карактеристики за давачот за сила HBM HLC

Тип	HLC
Номинална тежина	550kg
Осетливост	1.94 mV/V
Влезен отпор	$>350\Omega$
Излезен отпор	$350 \Omega \pm 2$
Побуден напон	0.5.....15V
Попречно оптоварување	100% од номиналното
Оптоварување до кинење	300% од номиналното

3.2.1.3. Постапка на испитување

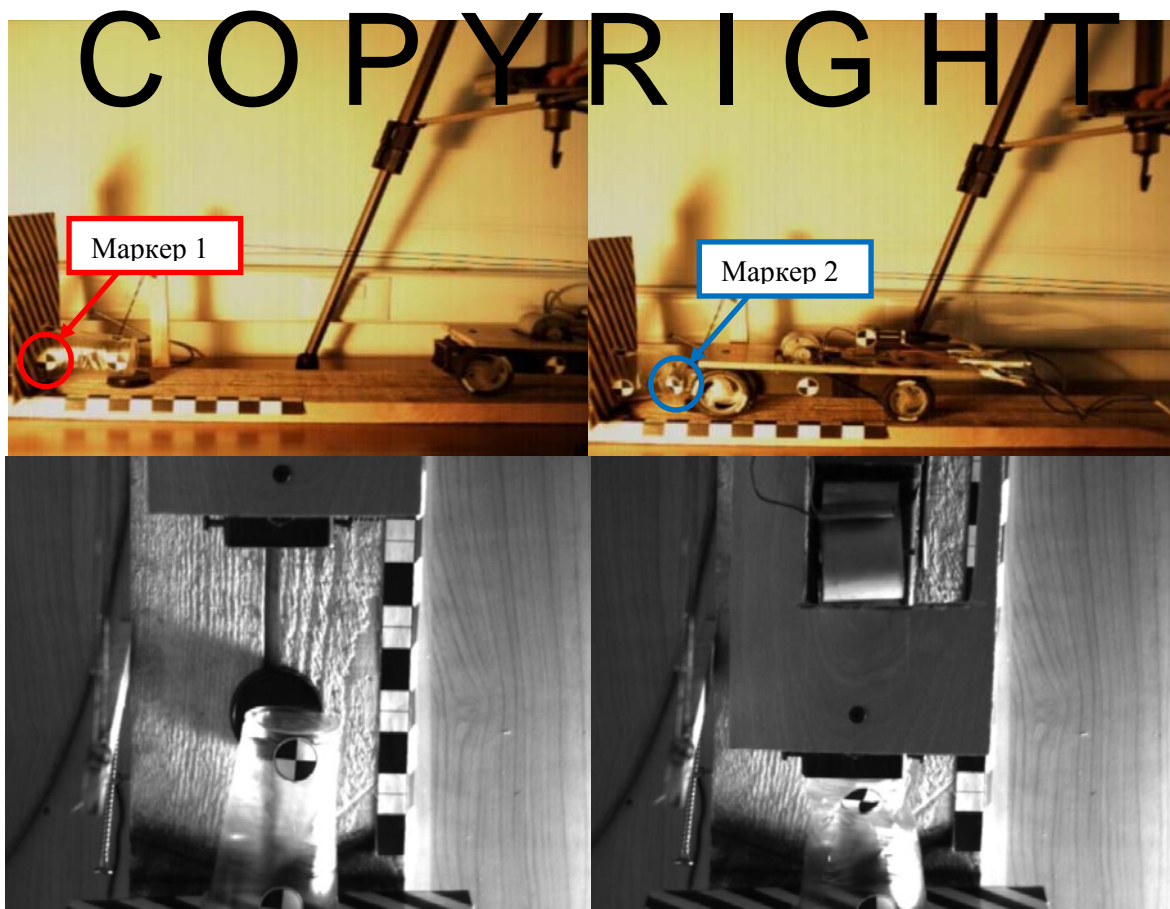
Главен елемент при постапката на испитување поради користење на различен тип на мерна опрема е нивната синхронизација. Постои можност давачите за забрзување и давачот за сила да се внесат во еден мерно-засилувачки уред. Тогаш е поедноставна нивната синхронизација поради тоа што снимањето се врши на иста временска оска. Меѓутоа проблемот е различен тип на опрема како високо-брзинските камери да се доведе на иста временска скала со останатите уреди за мерење. Под синхронизација се подразбира истовремен старт на давачите за забрзување и високо-брзинските камери за снимање на податоците и за претходно одредена иста промена на состојба може да се споредат нивните излезни податоци. Промената на состојба кај камерите е изразена преку слики во секунда а кај давачите преку фреквенција на зачувување на податоците. За таа цел посебно е изработен двоен механички прекинувач кој прекинува две засебни електрични кола. Едното коло се користи како механички тастер за почетокот на снимањето на камерите а во второто коло е вметнат уште еден елемент а тоа е батерија од 6V. Задачата на батеријата е како нов извор на енергија да се појави импулсен сигнал кој ќе биде регистриран од програмот со кој се прибираат податоците од давачите како сигнал за почеток на зачувување на податоците. При притискање на тастерот се затвараат двете кола, едното за почетокот на снимањето а другото за појава на импулсен сигнал од 6V (Слика 48). Двете камери снимаат со 1250 слики во секунда, а фреквенцијата за зачувување на податоците на двата давачи за забрзување и кој за сила е и исто така 1250 s⁻¹. Времетраењето на снимањето е 2 секунди.



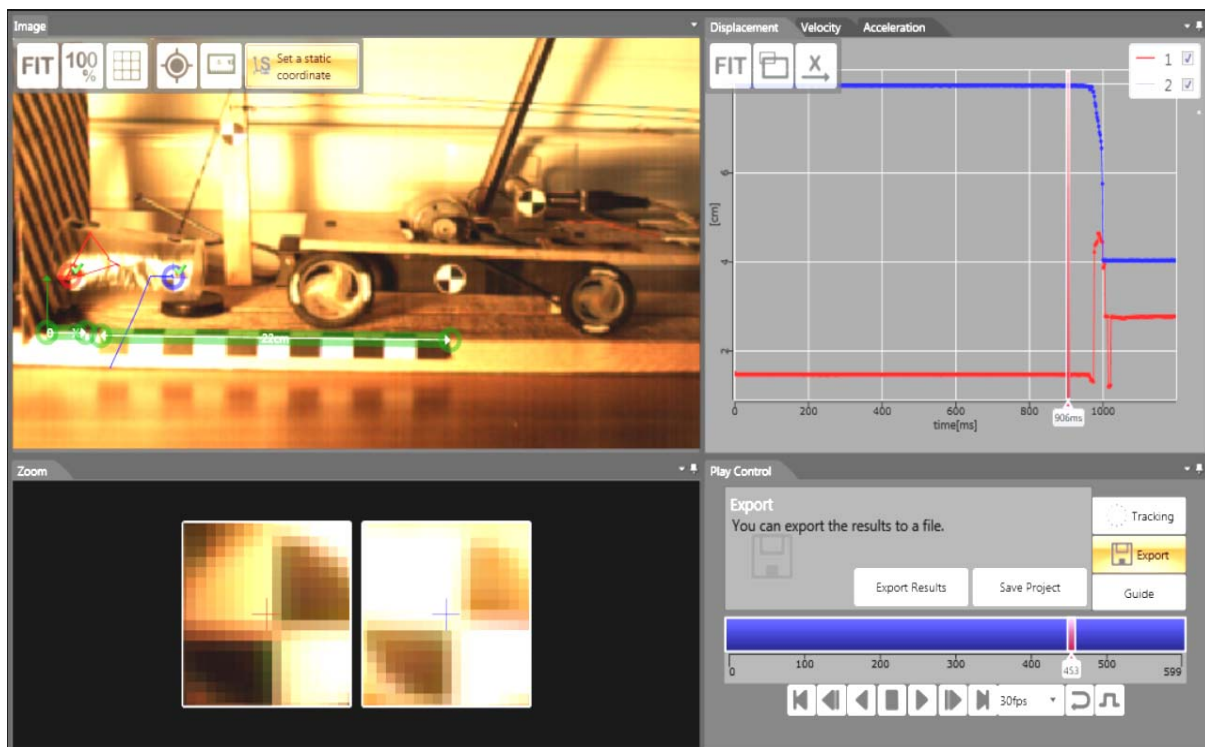
Слика 48. Електрична шема на синхронизацијата на мерната опрема

3.2.1.4. Обработка и анализа на резултатите

Двете камери го снимаат ударот во времетраење од две секунди со 1250 fps (слики во секунда) односно вкупно 2500 fps. Тие се поставени нормално една во однос на друга со тоа што едната го снима возилото од страна, а другата од горе. Со веќе сниманиот материјал се пристапува кон негова обработка (Слика 50). Дефинираните точки т.н. маркери се поставени на соодветните места и тоа: два на тежиштето на возилото (секој поставен нормално на видното подрачје на камерите), два на објектот кој се деформира (еден на место до кое не достигнува деформацијата и еден на крајот на објектот) и еден на референтна неподвижна точка. Програмот за обработка го препознава дефинираниот маркер со соодветните контрасни бои во секој од следните слики и го прикажува на секоја од нив. Тоа прикажување е со цел да се забележи секоја промена на точка која не е соодветниот маркер а самиот програм го препознава како таков односно доколку на пример маркерот поставен на крајот на чашата се изгуби со самата деформација од подрачјето кое се снима а програмот препознава и следи некоја соседна точка која не е од интерес. На тој начин се добиваат промените на посакуваните точки на временска скала односно со текот на времето а со тоа и нивната брзина односно забрзување. Глобалниот координатен систем е поставен така што x-оската е во правец на движење на возилото односно надолжно, y-оската попречно и z-оската вертикално нагоре.



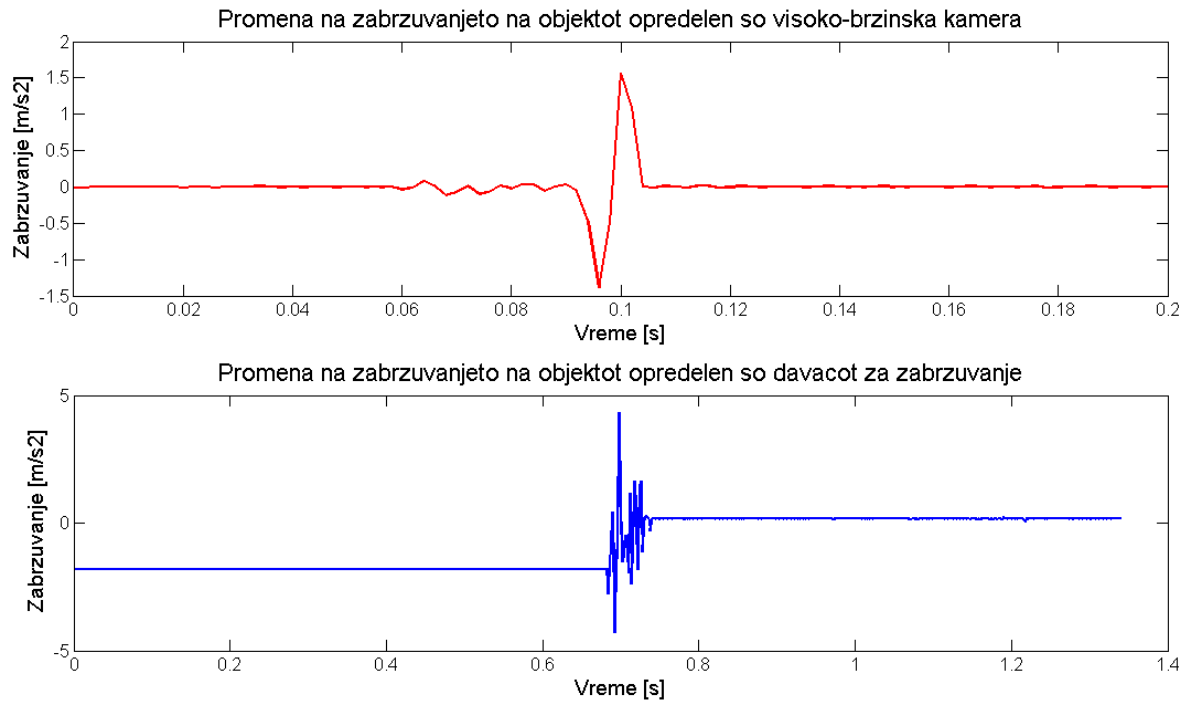
Слика 49. Видео снимки од почетната положба и ударот на возило во објект



Слика 50. Програм за обработка на снимениот материјал

COPYRIGHT

Во Сликата е прикажан дијаграм на забрзувањето на маркерот поставен на крајот на објектот односно маркер 2 означен на Слика 49 и забрзувањето на тежиштето на возилото што настануваат како резултат на ударот на возилото. Првиот е добиен со обработка на снимките од видео камерите и следење на поместувањето на соодветната точка во однос друга која е неподвижна, маркер 1. Промената на релативното растојание помеѓу нив ја дава и брзината односно забрзувањето на точката. Вториот дијаграм се добива со помош на давач за забрзување поставен на место на тежиштето на возилото. Двата дијаграми се прикажани само како пример за развивање на методологија на прибирање и обработка на податоци и како еден од начините на нивно прикажување. Со понатамошна обработка преку познатите теории за задржување на енергијата и изедначување на кинетичката енергија што ја има возилото со потенцијалната на објектот кој мирува за позната маса и брзина на возилото од една страна и деформација на објектот што се добива како поместувањето на точката од другата страна, може да се изрази и силата со која возилото дејствува на објектот.

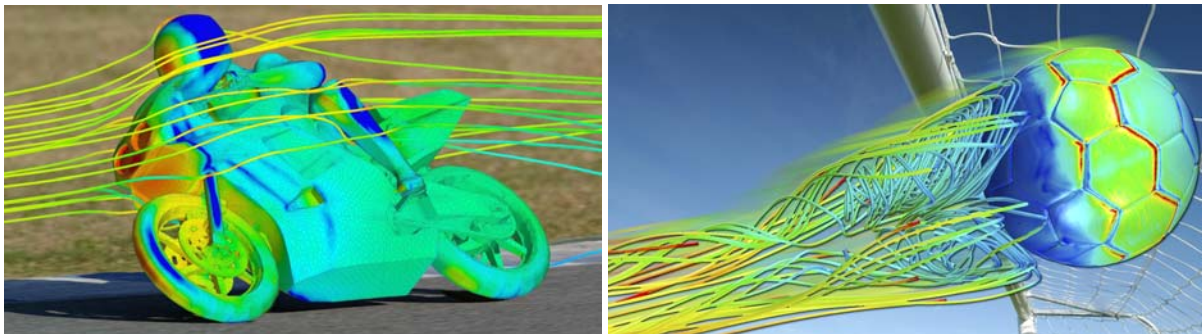


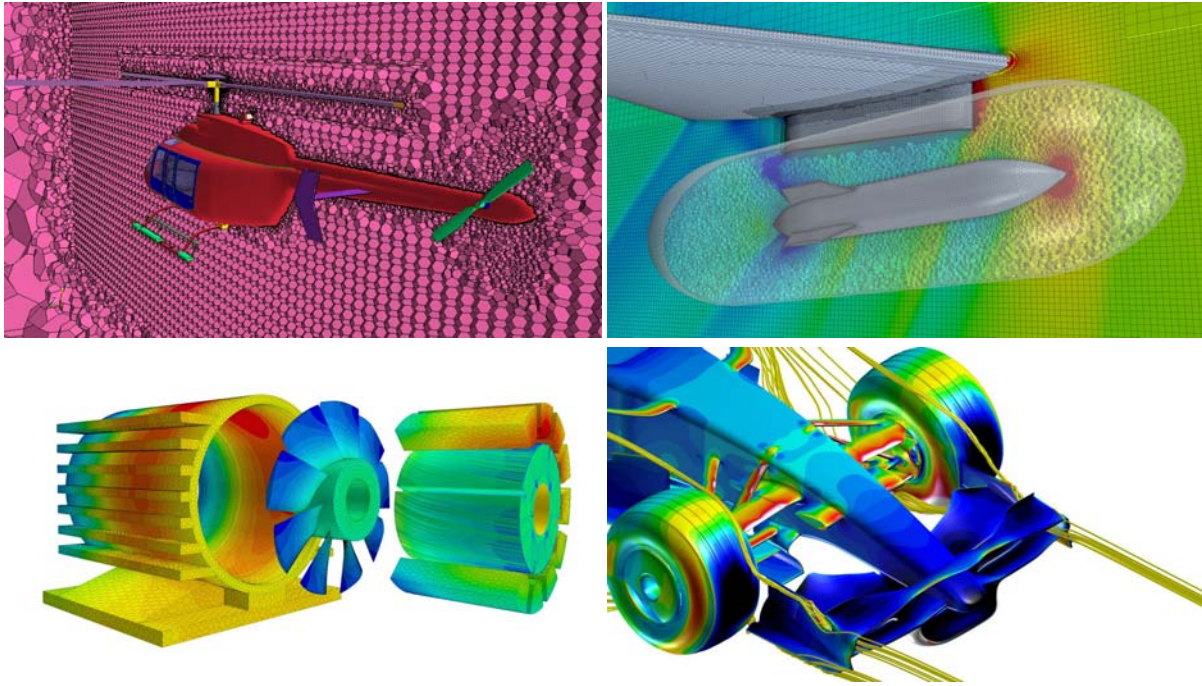
Слика 51. Дијаграм на забрзување на крајната точка на објектот при удар и забрзувањето на тежиштето на возилото

COPYRIGHT

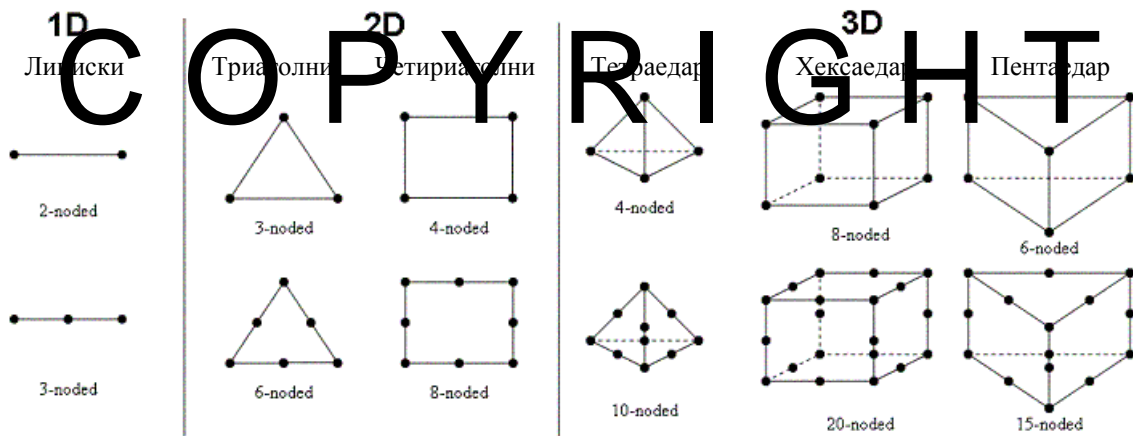
3.3. Примена на методот на конечни елементи (МКЕ)

Во следниот параграф ќе бидат објаснети клучните работи кои е потребно да се знаат за точно дефинирање на деловите со МКЕ методот. Генерално секоја површина може да биде поделена на бесконечно мали рамнински и просторни полигони кои заедно ја формираат т.н. мрежа на елементи. Пресечните точки на секој од овие елементи се наречени јазли на елементите. Овој познат метод врз основа на нумерички пресметки го пресметува векторот на положба на секој од јазлите од елементите во однос на глобалниот координатен систем, доколку не е поинаку дефинирано, и неговата промена со текот на времето. Поради тоа што овие модели претставуваат дискретни системи на времето од познато поместување може да се одредат и брзината односно забрзувањето во секоја од точките, понатаму од структурните анализи со познато поместување односно деформација и карактеристика на материјалот се наоѓа и напонот во таа точка, со познат напон и површина на елементот се добива силата итн. Многу параметри влијаат врз квалитетот на мрежата и е многу битен фактор за точноста на добиените резултати. Доста често се прави компромис помеѓу бројот на елементи и компјутерските ресурси кои се на располагање. Ситна мрежа или мрежа со голем број на елементи води кон решение на проблемот кое би било поблиску до реалното меѓутоа времето за решавање е доста поголемо, до овој тип на модели се доста ретки. Недостатоците на овие посложени модели се освен го времето за решавање така и на големината на самиот модел и на добиените податоци со што се отежнува и преносот и складирањето на тие податоци. Поради тоа потребно е да се искористи секоја можност за поедноставување на моделот која секако нема да има значително влијание на резултатите, тука главната улога ја има конструкторот и неговото искуство со таков тип на модели [46][48].





Слика 52. Примена на МКЕ методот за анализа на динамика на флуиди и термички анализи



Слика 53. Различни видови на линиски, површински и волуменски елементи

Формата на елементите се менува зависно од примената на МКЕ методот. Познато е дека за термички анализи и оние од областа на динамика на флуиди најчеста примена имаат елементите во форма на тетраедар, Слика 53.

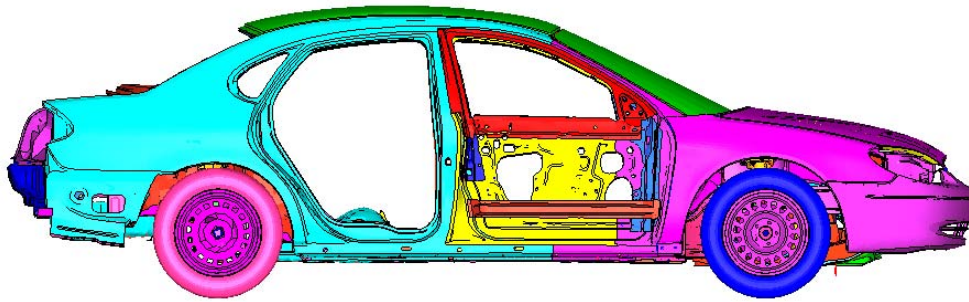
При јакосите анализи деловите од системот зависно нивната реална структура најчесто може да бидат дефинирани преку четириаголни или комбинација на четириаголни заедно со триаголни површински елементи и просторни во форма на хексаедар или хексаедар заедно со пентаедар. Доколку тие драстично не ја менуваат формата со промена на нивната дебелина

односно доколку не е од интерес промената на напонската состојба по дебелината на делот, може да се претстават само преку површина со зададена виртуелна негова дебелина [47]. Така на пример еден дел кој е изграден од цевка со квадратен напречен пресек и одредена дебелина на сид може да се моделира како површина на цевка со помош на површинските видови на елементи а дебелината на сидот се внесува само како параметар кој ќе влезе во пресметките. На тој начин се дефинираат делови изградени од метални плочи, цевки, носачи и сл. Составните делови од испитната инсталација за квази-статичкиот тест прикажана на Слика 119 се дефинирани со површински четириаголници а на местата со отвори се користат двата типа на елементи односно четириаголници и триаголници. Деловите на навојниот пар, завртки, навртки и подлошки се дефинирани со помош на просторни елементи во форма на хексаедар заедно со пентаедар поради кружната форма или присуство на отвор и тие се просторни поради тоа што е значајна промената на напонската состојба по дебелината на делот, особено за стеблото на завртката. Поврзувањето на завртката со навртка е остварено со линиски елемент составен од два јазли. На тој начин се дефинираат пружини и греди кои имаат релативно по еден степен на слобода по нивната оска [34].

3.3.1. МКЕ модел на тест возило

Како модел на возило дојден со помош на метод на конечни елементи се користи Форд Таурус (година на моделот 2001) поради блискоста со европските модели на средна класа на возила [41]. Моделот е развиен за општа употреба и поради тоа се потребни некои промени за намалување на недостатоците при удар на возило во одбојник за заштита од излетување. Измените на моделот беа во насока на доведување на однесувањето поблиску до реалното и намалување на времето на симулација.

- изоставување на делови кои се помалку важни за однесувањето на возилото
- додавање на „маса на елемент“ соодветно на изоставената маса на деловите. Масата на елементите е додадена на Б-столбовите од возилото поради позицијата на тежиштето на средишната рамнина помеѓу столбовите надолжно на возилото.
- ограничување на слободната ротација на тркалото со првиот контакт со одбојникот а со тоа и промената на патеката на дејство на силата. За време на истражувањето од видео записите на тест на удар на возило во одбојник беше утврдено дека тркалото благо се наклонува при контакт на удар под агол.
- додадена маса на мерачите на забрзување за пригушување на високите амплитуди на шумот на осцилациите и добивање на постабилни резултати.



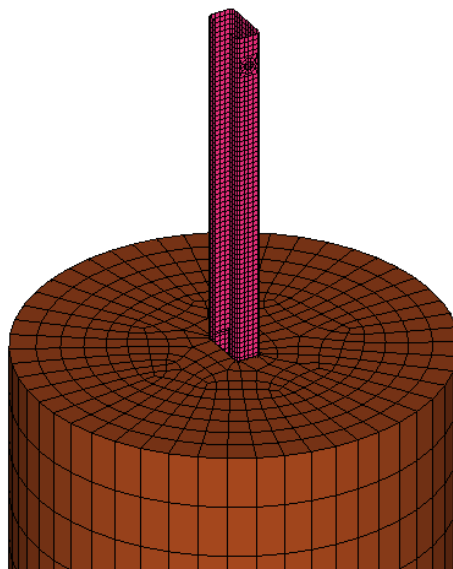
Слика 54. Поедноставен геометриски модел на возило

3.3.2. МКЕ модел на одбојник за заштита

Одбојникот се состои од дванаесет сегменти и тринаесет потпорни столбови набиени во земја. За поврзување на сегментите се користени осум пара на навојни врски, а за сегмент со столб еден навоен пар. За поточно претставување на моделот на одбојник се направени одредени модификации:

- врска на завртка и навртка е моделирана со помош на врска со греда, со наведена крутост, површина на напречен пресек како и густина. Елементите на врска, завртка и навртка се моделирани со нивните стандардни димензии освен навојот кој во литературата е наведен како неопределен фактор кој влијае на резултатите.

- почвата е моделирана како полн цилиндар о mreжен со помош на хексагонални елементи, со централен отвор добиен со отсекување на дел како проекција на столбот (Слика 55). Влијанието на почвата е постигнато преку дефинирање на коефициент на триење помеѓу допирните елементи од почвата и столбот [29].

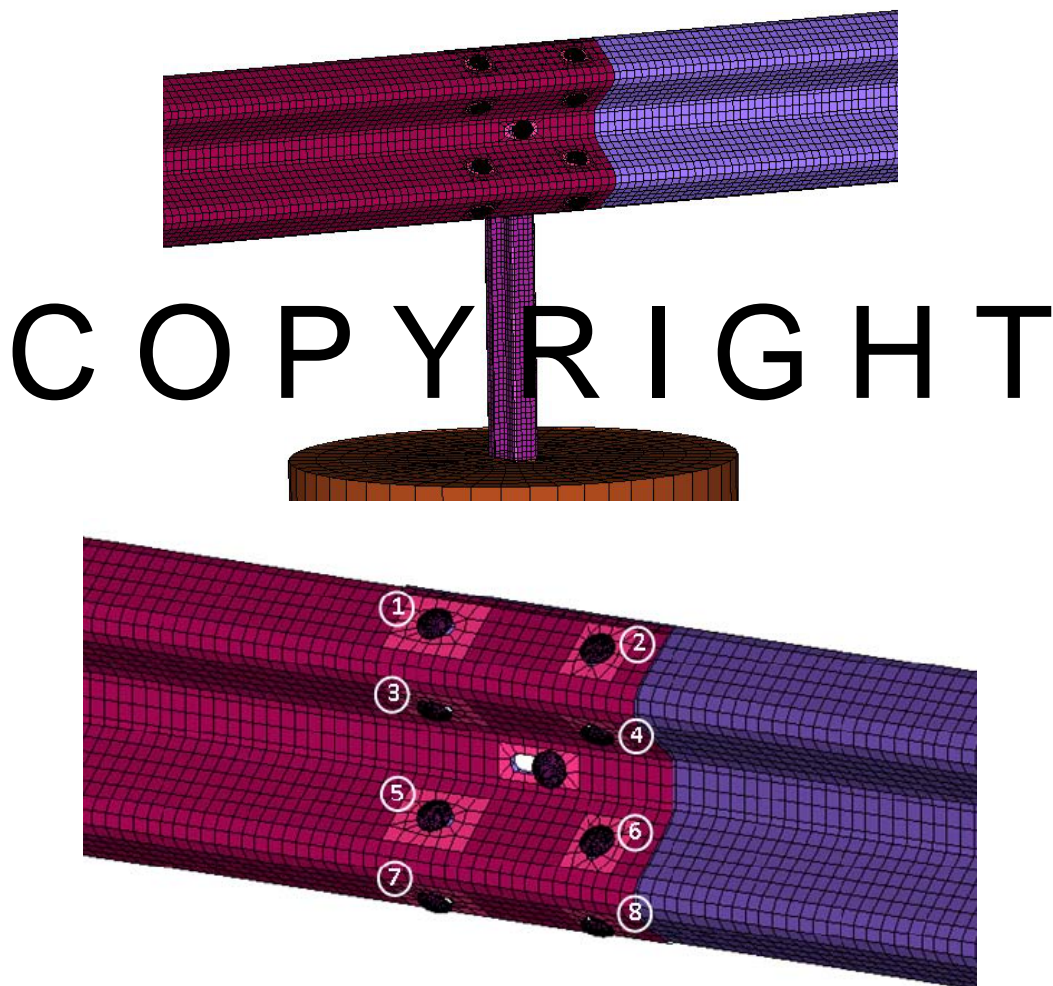


Слика 55. МКЕ модел на почва со столб

- триењето на одделни делови е дефинирано како контакт со динамички и статички коефициент на триење помеѓу сегментите, столбовите и почвата, како и помеѓу возилото и елементите од одбојникот.

- крајните елементи на одбојникот се поврзани со помош на пригушувачи со крути потпори. Пригушувачите се користат поради тоа што имаат карактеристика на прифаќање на енергијата, што кореспондира со деформацијата на соседните сегменти од одбојникот.

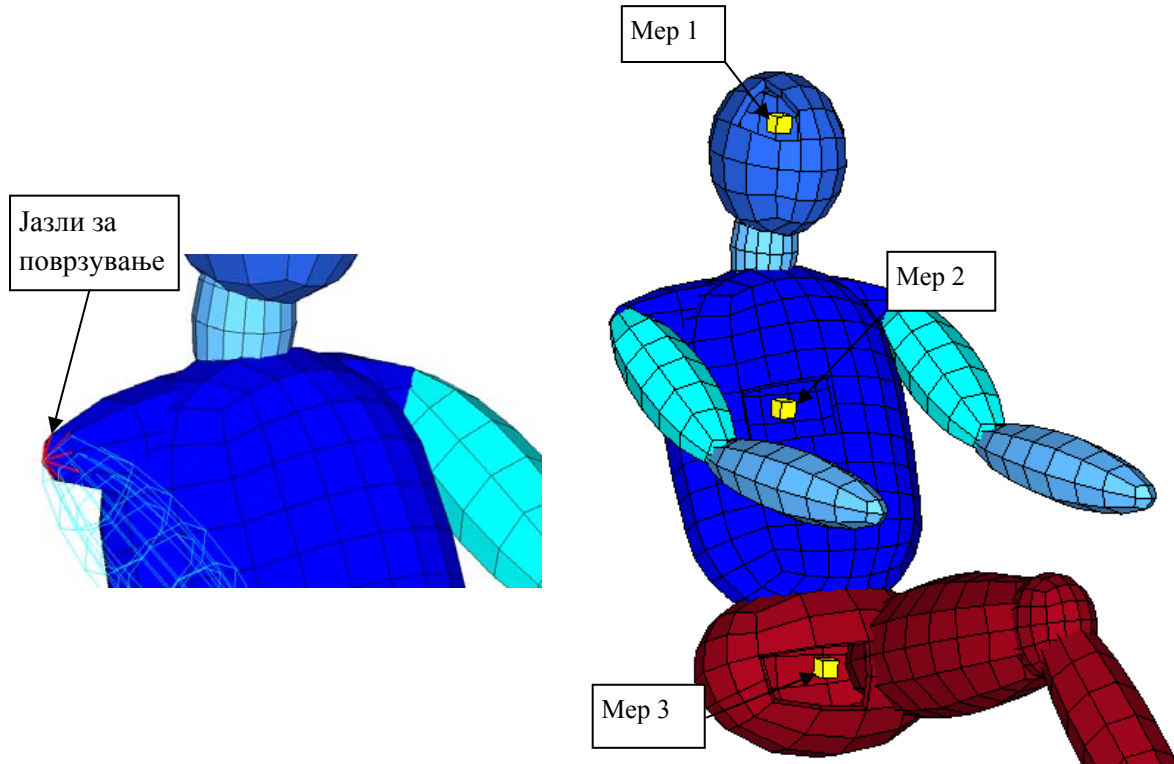
- локално ослабување околу отворите за навојните парови. Со испитувањето на реални ситуации на несреќи може да се заклучи дека главата на завртката се извлекува низ отворот на сегментот. Овие локални деформации може да се постигнат во моделот со ослабување на елементите околу отворите кои ќе овозможат извлекување на навојните парови, тие елементи се прикажани како посветли (Слика 56).



Слика 56. МКЕ модел на одбојник и врска на сегмент со сегмент

3.3.3. МКЕ модел на тест кукла

Моделот на тест кукла соодветствува на 50 перцентилен маж од Hybrid III тип, 175cm висок и со тежина од 90kg. Сите делови од телото се елипсоидни, моделирани со хексагонални 3D солид елементи потребни за дефинирање на посакуваниот материјал. За поврзување на деловите од телото се користени група на јазли за врска помеѓу соседните делови. Поврзувањето е помеѓу два јазли, првиот како централен на мрежа од ригидни елементи околу крајните елементи од едниот дел и вториот како централен на другиот елемент во врска, Слика 57. И двата јазли во врска се ограничени во сите степени на слободи, освен соодветните ротации околу нивните заеднички оски. Со тоа е моделирано и зглобното движење помеѓу деловите. Во тежиштето на главата и градите како и во близина на точката на седење на возачот се поставени три аксијални мерачи на забрзување [37]. Општ метод на поставување на мерачи на забрзување е употреба на ригиден солид елемент во форма на коцка. Таа е поставена на посакуваната позиција и ригидно поврзана со соодветниот дел. Информациите за поместувањата на тој елемент може да се добијат од локалниот координатен систем кој се состои од јазлите на рабовите од мерачот на забрзување или од глобалниот координатен систем. Забрзувањата на главата се одредуваат за пресметување на параметарот на теоретската брзина на удар на главата (или мерач бр.1 на Слика 57) како и забрзувањето во точката на седење на возачот измерено во тежиштето на пелвисот на возачот потребно за пресметување на параметарот на голедината на ударот (мерач бр.3 на Слика 57). Само за прикажување се користи и мерач поставен во тежиштето на градите, кој не се користи во пресметката (мерач бр.2 на Слика 57). Како материјал на деловите од телото на тест куклата се користи пена со ниска густина со дефинирани материјални карактеристика како густината, модул на еластичност и карактеристична крива на однос на номинален напон и деформација. Овој материјал се користи поради сличноста со карактеристиките на деловите на човекот како копресибилни делови со ниска густина. Моделот на тест кукла е поедноставен со тоа што не сите делови од анатомијата на човекот се моделирани. Прифаќањето на дел од енергијата на тие што не се присутни се зема во предвид со коефициентот на пригушување на материјалот. Добро е да се напомене дека сите делови се моделирани како засебни делови поради можноста на слобода во однесувањето на тие делови моделирани на тој начин [17].



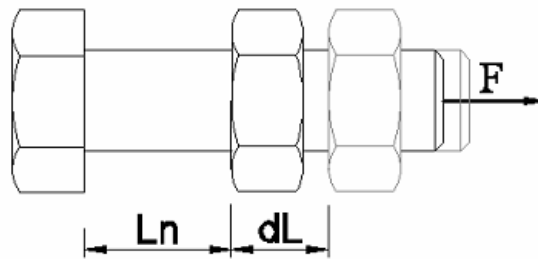
Слика 57. Тест кукла со јазли за поврзување и позиција на мерачи на забрзување

COPYRIGHT

3.4. Анализа и дефинирање на конструктивните параметри на навојниот пар

3.4.1. Аналитичен метод за определување на крутоста на навојниот пар

За определување на крутоста на навојниот пар се користи споредба на аналитичен и метод на конечни елементи (МКЕ) на навојна врска помеѓу две плочи. Навојните врски во виртуелните модели најчесто се претставуваат како врзувања со помош на пружина. Во овој случај како елемент за поврзување на навојниот пар се користи греда (лост), поради можноста да се внесе пречникот и силата на притегање во програмскиот пакет кој се користи за пресметка.



Слика 58. Пресметка на крутоста на навојниот пар

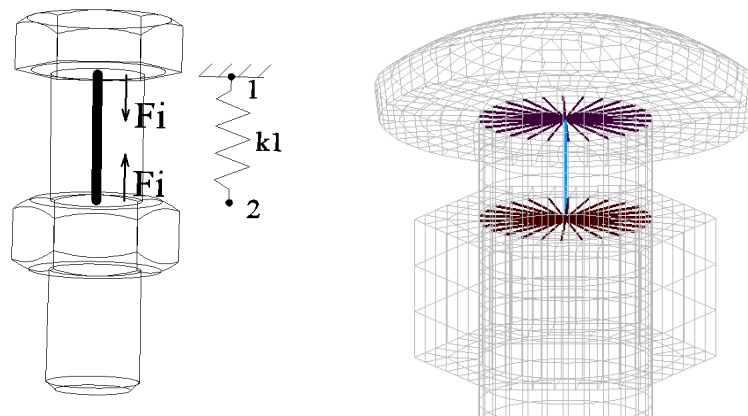
$$\sigma = F / A = E \cdot \varepsilon \quad \text{напонот при збивање/истегнување}$$

$$\varepsilon = \frac{dl}{l_n} \quad ; \quad \frac{F}{A} = \frac{E \cdot dl}{l_n} \quad \text{односно} \quad dl = \frac{F \cdot l_n}{E \cdot A}$$

$$dl = \frac{F}{k} \quad ; \quad k = \frac{E \cdot A}{l_n}$$

Крутоста на пружината може да се најде преку експериментални или аналитички анализи, при ова истражување се користи аналитичкиот начин кој потоа се верифицира со помош на МКЕ моделите. Скрипта напишана со алатката MATLAB се користи за пресметување на глобалната матрица на крутоста на континуирана односно непроменлива по должина греда изложена на издолжување како дискретен, временски независен, постојан систем. Се внесуваат почетните параметри меѓу кои спаѓаат граничните услови, бројот на елементи, степени на слобода и структурните карактеристики како модулот на еластичноста или напречниот пресек на гредата за поврзување. Склопот се состои од две плочи со дебелина од 3мм (исто како и дебелината на сегментот на одбојникот) меѓусебе притегнати. Гредата има пречник како дијаметарот на стеблото на завртката и должина еднаква на дебелината на

притегнатите плочи. Почетниот аналитички модел на гредата за притегнување е претставен како еден-елемент кој се поместува само во една насока, потоа се зголемува бројот на елементи се додека не се добијат прифатливи резултати со најмалку елементи и степени на слобода. Наведеното поедноставување на моделот доаѓа поради разгледувањето само на еластичниот регион на деформација на гредата односно не се разгледува нејзината пластичност. Крутоста на гредата во соодветниот МКЕ модел е онаа добиена со помош на аналитичкиот метод претставена преку поместување на крајниот јазол (крајната точка на гредата) со еден степен на слобода симулирајќи навојна врска изложена на збивање/издолжување на стеблото на завртката (Слика 59) [25].



Слика 59. а) Аналитички модел со пружина за притегнување, б) МКЕ модел со гредата за притегнување

COPYRIGHT

За валидизација на однесувањето на моделот, различни вредности во табелата ги прикажуваат поместувањата на крајните точки за еден референтен пример на вредности помеѓу аналитичкиот и МКЕ моделите со исти почетни параметри како Јунговиот модел на еластичност, силата која дејствува и геометриските карактеристики на навојната врска како што е номиналниот пречник. Референтните вредности се номинален дијаметар од 14 [mm], модул на еластичност од 210000 [N/mm²] и сила која дејствува од 15000 [N]. Споредбата на поместувањето на крајните точки помеѓу двете методи се врши за иста пресметана крутост.

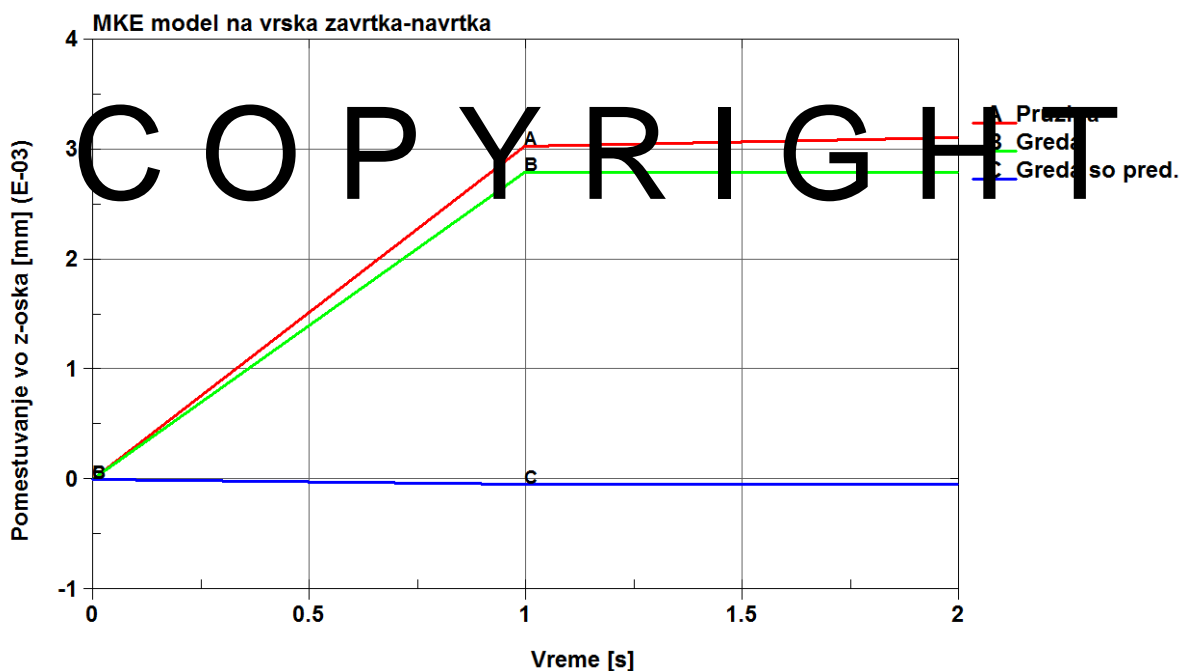
Табела 20. Поместување на крајните точки на поврзувањата под дејство на иста сила со промена на методот на пресметка

	Аналитички модел	МКЕ модел со пружина	МКЕ модел со гредата
Поместување на крајните точки	0.0028	0.0031106	0.0027993

Табела 21. Поместување на крајните точки на поврзувањата под дејство на иста сила и притегање со промена на методот на пресметка

	Аналитички модел	МКЕ модел со пружина	МКЕ модел со греда
Поместување на крајните точки	-4.64e-05	/	-4.2737e-05

Вредностите покажуваат дека МКЕ моделот дава слични резултати на поместувањето на јазлите со користење на матрицата на крутост добиена преку аналитичкиот метод. Заклучокот од паралелната симулација на аналитичкиот и МКЕ моделот е дека за да се достигнат точните резултати, матрицата на крутост потребно е да биде за соодветната група на параметри. Најпрво потребно е да се најде аналитичкото решение како и матрицата за иста група на параметри која понатаму се користи при МКЕ моделот. Секоја промена на параметар во моделот како дијаметар, модул на еластичност, силата која дејствува, пред-напрегањето итн. повлекува различни матрици на крутост кои се пресметуваат аналитички.



Слика 60. Поместување на крајната точка од МКЕ модел со пружина, МКЕ модел со греда и МКЕ модел со греда со вклучена сила на притегање

На Слика 60 е прикажано поместувањето на крајната точка од пружината и гредата за поврзување, под влијание на надворешна сила во правец на оската на завртката. Реално ова е ситуација на две плочи меѓусебе поврзани со навоен пар кои се изложени на сила на истегнување во правец на стеблото на завртката и најчесто резултира со сечење на навојот. За добивање на реална слика за системот потребно е да се земе во предвид и силата на

притегнување која се појавува поради притегањето на навртката и збивањето на стеблото на завртката. Поместувањата под дејство само на нападната сила се позитивни односно издолжување на гредата додека трендот кон негативно поместување односно збивање е она со вклучено притегнување. Во овој случај силата на притегање е поголема отколку нападната сила или доминира силата на притегање и крајното поместување на точката од гредата е со спротивен наклон од онаа без притегање (надворешна сила од $F = 15000\text{N}$ и сила на притегање $F_i = 15250\text{N}$). Разликата помеѓу двете линии го претставуваат влијанието на притегнувањето. МКЕ алатката која се користи понатаму дава можност на дефинирање на силата на притегање на гредата која дејствува во правец на нејзината оска и тоа е силата F_i прикажана на сликата. Резултатите од аналитичкиот и МКЕ моделот се споредуваат во однос на поместувањето на крајните точки и се заклучува дека за сите параметри дава блиски вредности. Врз основа на тоа моделот реално ја прикажува навојната врска со помош на крутоста на гредата за поврзување добиена аналитички но за одредена група на параметри, односно потребно е да се пресмета за секоја група на параметри одделно.

3.4.2. Дефинирање на параметрите на навојниот пар со помош на метод на конечни елементи

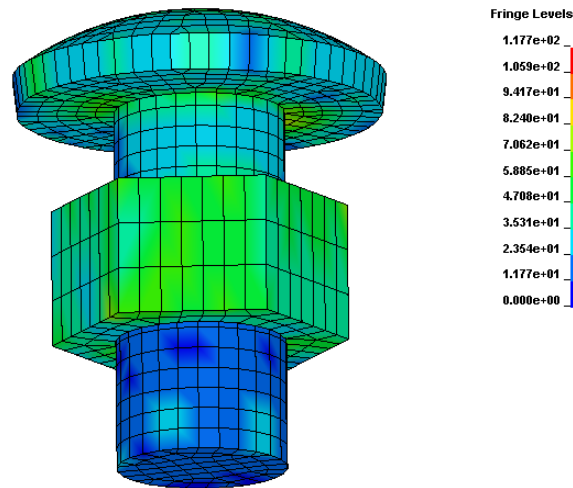
3.4.2.1. Дефинирање на пред-напрегање на навојната врска

Состојбата на пред-напрегање на гредата при аналитичкиот метод е доведена преку намалена должина на гредата, најповеќе користена е должината на прикleshтување или дебелината на двете плочи прикleshтени заедно. Добиената глобална матрица на крутост за намалена должина е онаа која се користи при МКЕ моделот. Добро е да се забележи дека оваа постапка само ќе го промени коефициентот на крутост на гредата помеѓу плочите или е исто како и поставување на покрута греда помеѓу нив, меѓутоа не го претставува пред-напрегањето во завртката како и напонската состојба која се јавува на контактната површина помеѓу плочите и главата на завртката на едната и навртката на спротивната страна [45]. Оваа состојба се постигнува со почетна сила која дејствува во насока на гредата која ги поврзува двете плочи. Греди за поврзување се препорачуваат за моделирање на навојни врски во споредба со пружини поради можноста за прифаќање на усуквање и свиткување и предноста при дефинирање на напречниот пресек на гредата, густината на материјалот и почетната сила на пред-напрегање. Почетната сила се зема како подобар пристап во споредба со веќе познатите методи на температурна разлика на завртката и плочите што доведува до температурно проширување и аналогно и појава на сила на притегање како и методот на почетна деформација којшто се смета за повеќе индиректен метод со пред-напрегање настанато како

резултат на почетната деформација, поради тоа и потешко се предвидува пред-напрегањето во споредба со методот на дефинирање почетна сила особено при високо напонски состојби како ударни оптоварувања [14]. Параметрите кои ја дефинираат гредата за поврзување на навојниот пар се одредени за овој случај кој се разгледува. Тие може да се поделат на конструктивни карактеристики во кои спаѓа и номиналниот дијаметар (M16) кој го определува и напречниот пресек на гредата, неговата должина, густината на материјалот за подобрен челик кој се користи за производство на овие навојни парови, почетна сила на притегање и деформација до кинење под дејство на притисок/истегнување се параметри кои се дадени како јакосни карактеристики. Изведен параметар е коефициентот на крутост добиен преку аналитичкиот метод за греда од еден елемент со два степени на слобода претходно објаснети.

3.4.2.2. Дефинирање на крутоста на навојната врска

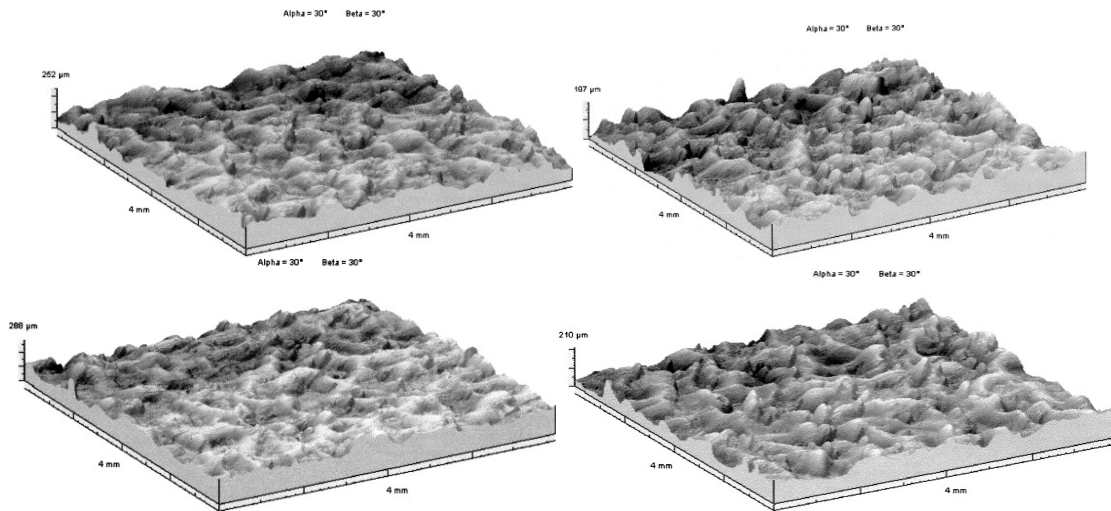
Сите компоненти се моделирани со помош на солид-хексагон (волуменски) елементи со константна напонска состојба по нивниот волумен. Материјалот од кој се изработени плочите е конструктивен челик со модул на еластичност $E=210000$ МПа и густина од $Rho=7.85$ g/cm³ и за навојниот пар $E=207000$ МПа и $Rho=7.85$ g/cm³. Навојната врска, завртка и навртка, е моделирана со нивните стандардни димензии меѓутоа без навојот за што во литературата се сретнува дека не е влијателен фактор врз резултатите. Тие се меѓусебе поврзани преку јазли за поврзување, првиот како центар кој се поврзува со ригидни елементи со сите јазли по кружницата под главата на завртката и вториот со јазлите од отворот на навртката. За гредата на поврзување на овие два јазли е одредена крутоста, напречниот пресек и густината на материјалот а за навојниот пар модулот на еластичност, Поисоновиот коефициент, густината на материјалот, границата на течење и кривата на односот напон-деформација со која се карактеризира однесувањето над границата на течење. Причината за користење на овој тип на МКЕ модел на врзување и покрај тоа што е потребно повеќе време за моделирање и решавање на моделот поради користење на волуменски елементи, дава најголема точност на симулацијата и ги опфаќа сите видови на контакти помеѓу елементите од системот [21]. За потребите на ова истражување крутоста на навојниот пар се менува преку менување на коефициентот на крутост. Досега и во текот на анализите крутоста на навојниот пар не е вистинскиот параметар кој произлегува од карактеристиките на материјалот туку се однесува на крутоста на елементот за поврзување односно на гредата помеѓу нив.



Слика 61. Состојба на пред-напрегање на МКЕ модел на поврзување на две плочи

3.4.3. Динамичко триење на површините во контакт

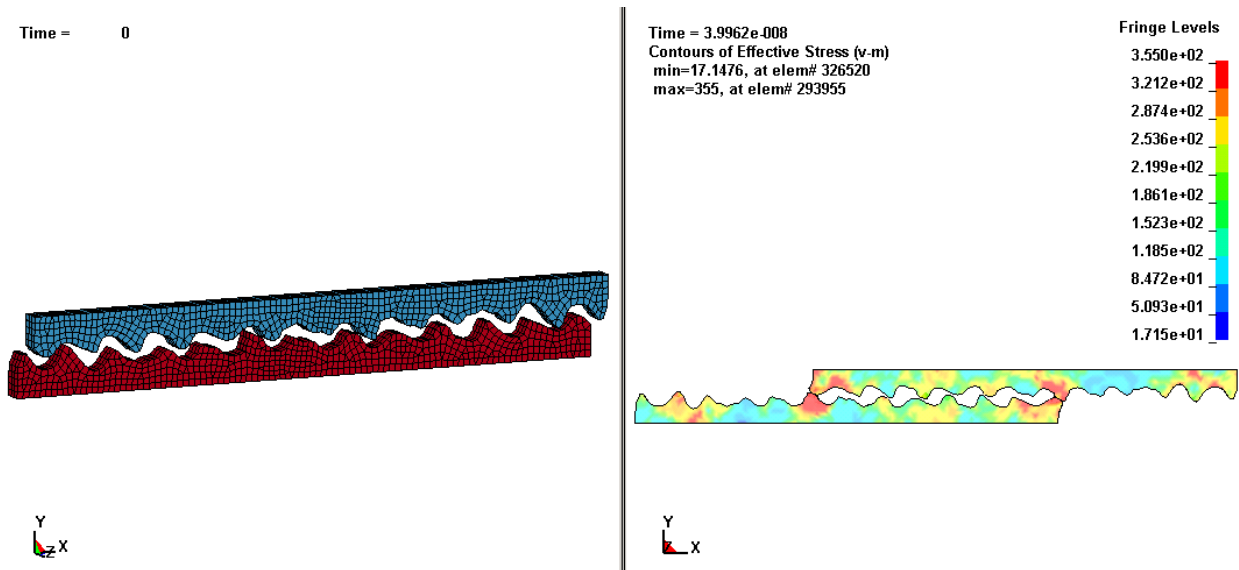
Со оваа анализа се оценуваат различните услови кои влијаат на големината на силата на триење настаната помеѓу две површини во контакт во од кои едната е статична а другата е подвижна. Условите кои се разгледуваат се контакт на метал-метал и површини со различна рапавост. Двете површини се разгледуваат преку бесконечно мал дел т.н. сегмент на површина. Дел од кинетичката енергија на делот од површина кој надоаѓа се пренесува преку триењето на површините со зголемување на температурата и деформација на врвовите на нерамнините. Деформацијата на врвовите на нерамнините и зголемувањето на температурата ја намалуваат вкупната енергија која ја носи делот. Двете површини кои се во контакт се идентични во однос на нивните карактеристики или се земени како примероци од ист елемент. За изоставување на влијанието кое што може да се појави како резултат на различната топографија на површините овој влијателен фактор се отстранува со анализирање на идентични површини.



Слика 62. Различни топографии на површина

3.4.3.1. Влијание на типот на контакт помеѓу површините

Овој тип на контакт е контакт помеѓу две метални површини. Моделот се состои од две микро-површини и е моделиран со помош на МКЕ (методот на конечни елементи) со 8 јазлени волуменски елементи. Долната површина ја претставува статичната и е со ограничено движење во сите насоки. Материјалот од кој површините се изработени е конструктивен челик означен со S355. Параметарот кој го разгледуваме односно главниот параметар од интерес е силата на контакт која се јавува помеѓу површините односно напонската состојба на допирната површина (Слика 63). Генерален проблем е воспоставување на јасна слика за динамичкото триење и неговата промена со текот на времето за разлика од статичкото триење кое е константно и кое не се менува со текот на времето $F_{\mu} = \mu \cdot F_n$. Статичко триење помеѓу две површини во контакт се јавува кога не постои релативно поместување помеѓу нив. За да се придвижи едната, статичкото триење потребно е да биде совладано и кога двете површини се во релативно движење динамичкото триење преовладува, притоа $\mu_{\text{статично}} > \mu_{\text{динамично}}$. Различните механизми за пренесување на енергијата кои се разгледуваат понатаму зависат од големината на реалната површината на контакт, односно од бројот и големината на точките на допир. Со мерење на големината на триењето на елементите од едната површина се доаѓа до заклучок дека коефициентот на триење се зголемува со брзината на лизгање додека не се достигне максимумот кој понатаму опаѓа. Генерално, триењето е функција од брзината на лизгање.



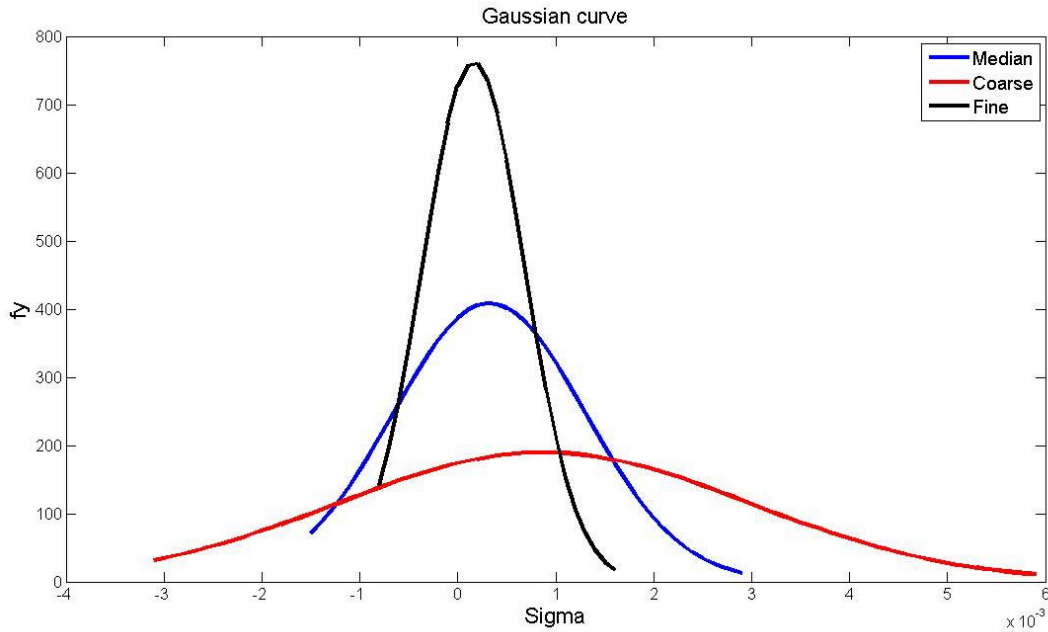
Слика 63. Напонска состојба на контакт на метал со метал

3.4.3.2. Влијание на рапавоста на површините

Секој од врвовите на нерамнините може да се анализира како случајно распределена точка околу некоја средна линија. Со оваа истражување се спроведува статистичка анализа на координатите на точките кои ги дефинираат висините на нерамнините на површината. Свие точки потоа намерчки се обработуваат и се добива Гаусова крива за нормална распределба.

$$f(x, \mu, \sigma^2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2}$$

Од равенката може да се види дека функцијата на нормална распределба е пропорционална од висината на нерамнините, означена како „x“ во равенката, средната вредност „μ“ и стандардната девијација околу средната вредност „σ“. Стандардна девијација оддалечена подалеку од средната линија значи поголеми нерамнини односно случај на површина со поголема рапавост. Ова е еден од начините за определување на рапавоста на површините користејќи ги висините на нерамнините. Во ова истражување се вклучени различни рапавости на површини користејќи ја нормална распределба и два параметри, едниот е средната вредност а другиот е стандардната девијација околу неа [31].

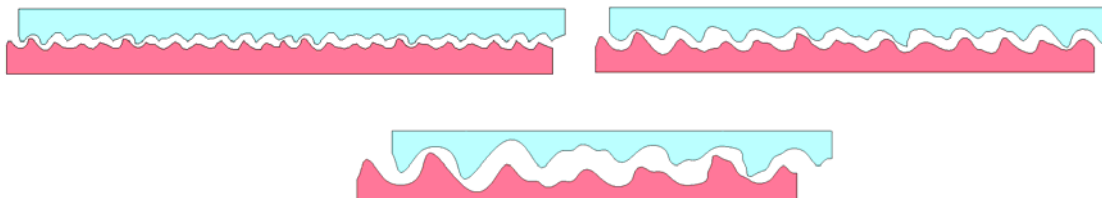


Слика 64. Гаусова крива за површини со различна рапавост

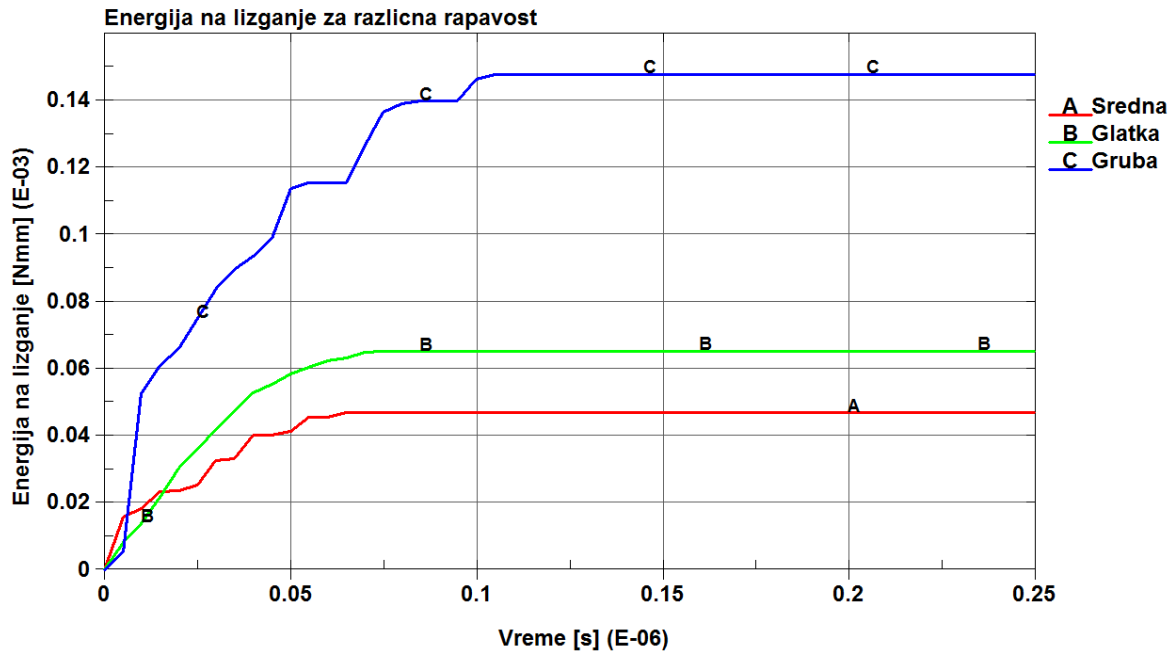
Гаусовите криви (Слика 64) се прикажани за една топографија на површина, менувајќи ја висината на нерамнините и тоа за коефициент $k=2$ за ист сегмент. Референтниот е наречен среден, тој со висина на нерамнини погледна за два пати е груба, и оној со висина помала за два пати е глатка. Стандардната девијација се пресметува како [19].

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2}$$

Откако ќе се согледа топографијата на површините преку анализа на нормалната распределба на врвовите на нерамнините се разгледува и рапавоста со наголемување и намалување на висината на нерамнините за фактор $k=2$. Влијанието на рапавоста е прикажано преку големината на енергијата на лизгање која се јавува меѓу површините.



Слика 65. Модел на глатка, средна и груба рапавост на површина



Слика 66. Енергија на лизгање за површини со различна рапавост

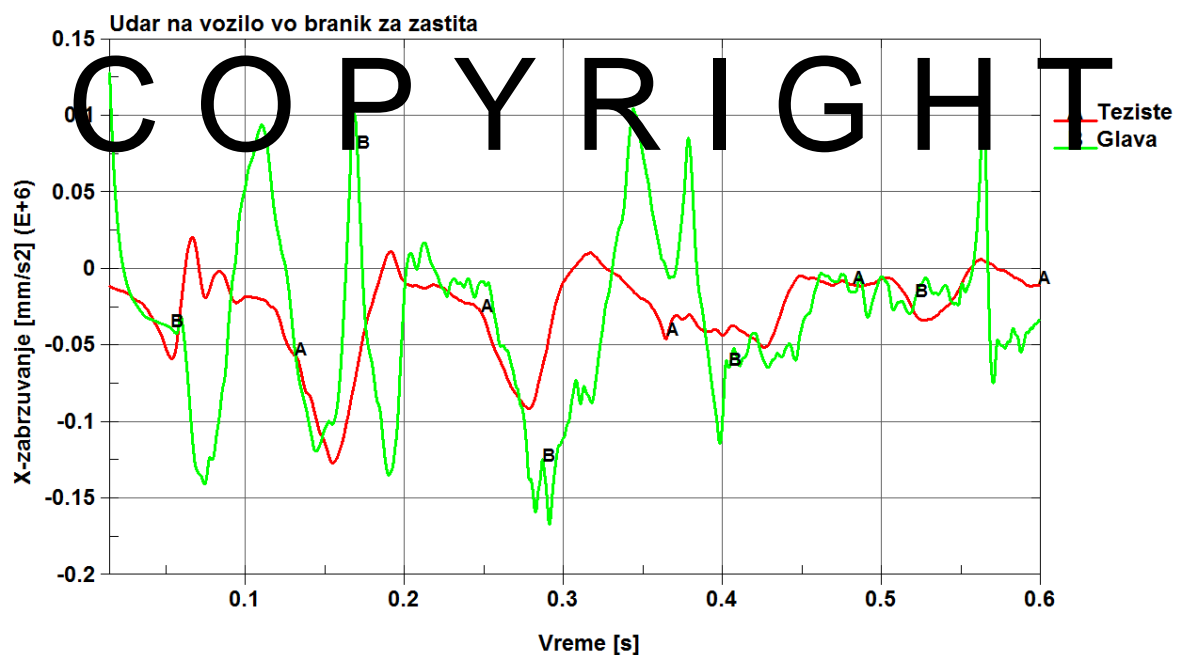
На Слика 66. е прикажана промената на енергијата на лизгање помеѓу сегменти на површини во контакт со различна рапавост. Енергијата на лизгање е претставена како енергијата на контакт и зависи од силата на триење. Најголема енергија на лизгање се јавува помеѓу површини со груба рапавост поради фактот што поголема енергија е потребна за деформација на високите нерамнини за разлика од останатите. Прекршувањето на кривата на енергијата на лизгање го покажува времето за да следната нерамнина дојде во контакт со претходната. Рамноста на кривата која ја претставува глатката рапавост на површина прикажува дека времето поминато помеѓу две соседни нерамнини да дојдат во контакт е мало. Интересно да се напомене е дека на површината означена како глатка се јавува повисока енергија на лизгање споредено со онаа со средна рапавост. Едно од можните објаснувања е поголемиот број на врвови од нерамнината во контакт.

3.5. Анализа на удар на возило во заштитна ограда со помош на виртуелни методи според стандардот EN1317:1998

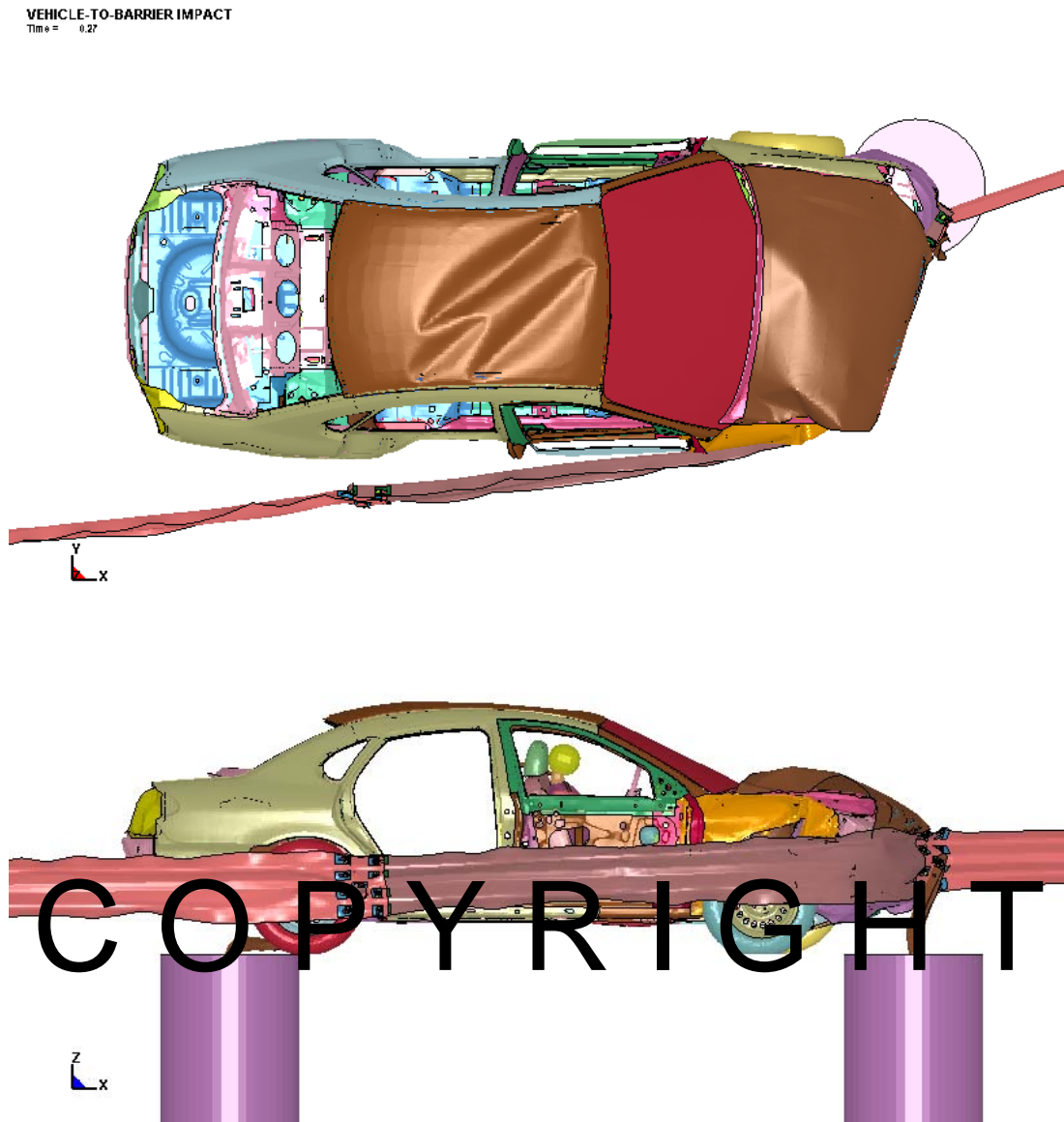
Постапките на експериментално испитување кои ги предвидува стандардот се исклучително сложени, бавни и скапи. Развивањето на виртуелни методи за испитување може да ги намали таквите ограничувања и истовремено да претставуваат ефикасно средство за анализа на сообраќајни незгоди кај кои возилото удира во заштитна ограда [21]. Во таа насока е развиена виртуелната метода која се потпира на методата на конечни елементи (МКЕ).

3.5.1. Определување на големината на ударот

Карактеристиките на удар на возилото се дефинирани во зависност од реална сообраќајна несреќа. Возилото за тестирање е патничко возило со маса од 1500kg, брзина на движење од 140km/h и агол на удар во однос на одбојникот од 20°, како удар поголем од највисокото ниво на заштита на одбојникот за оваа класа на возила, согласно стандардот EN1317 [35].



Слика 67. Забрзувања на тежиштето на возилото и главата на тест-куклата



Слика 68. Начин на деформација на возилото за време од 0.27 секунди

На Слика 67. прикажана може да се види кривата на забрзување на тежиштето на возилото и главата на тест-куклата. Почетните делови од кривата изразени во милисекунди се отстранети поради максимално иницирање на забрзување на главата кое произлегува од нагло зголемување на брзината на возилото на почетокот на симулацијата. Пресметката на забрзувањето почнува со моментот кога возачот се потпира на седиштето и неговото движење заедно со возилото. Во продолжение некои од карактеристичните точки за текот на симулацијата се објаснети. Првиот контакт на возилото со одбојникот започнува на 0.01 секунди. За време од 0.06сек тркалото на возилото доаѓа во контакт со столбот на одбојникот меѓутоа не се случува навлегување на тркалото во возилото тука тоа се лизга надвор од столбот. Вториот контакт на возилото со столбот започнува на 0.17 секунди кога настанува

4

ЛАБОРАТОРИСКО ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСПИТУВАЊЕ НА ОДНЕСУВАЊЕ НА ОДБОЈНИК СО НАВОЈНА ВРСКА ПОД ОПТОВАРУВАЊЕ

4.1. Вовед

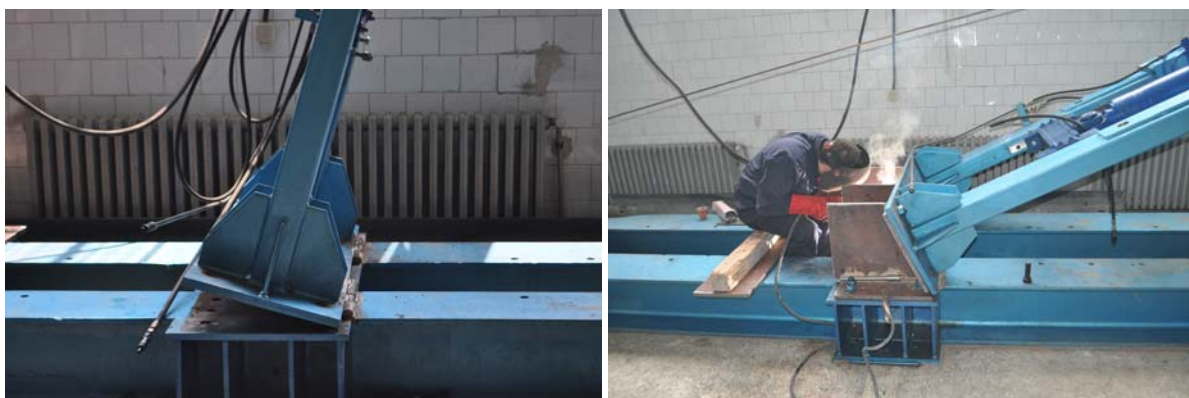
Лабораторискиот експеримент претставува квази-статичко оптоварување соопштено од страна на хидрауличен цилиндар на местото на поврзување на два одбојници. Под поимот на статички тест се подразбираат временски долготрајни испитувања кои константно се менуваат и се независни од времето. Доколку влезниот параметар е брзината, овие испитувања се изведуваат со константа брзина, односно непроменлива со текот на времето. Првиот извод на брзината во однос на времето за овие тестови е еднаков на нула. За разлика од нив динамичките тестови се најчесто кратко трајни со трансфер на поголемо количество на енергија предизвикан од моментална промена на состојба. Динамички тестови претставуваат на пример ударните тестови или тестот на удар на возило во бариера. Квази-статичкиот тест може да се подели на низа засебни статички тестови кај кои постои промена на состојба меѓутоа таа не е битен фактор за целиот систем. Ваков тип на тестови се одвиваат значително бавно и се разгледуваат одредени излезни параметри. Целата на ваков тип на експеримент е преку контролирано управување на движењето да се добие сознание за начинот на деформација на одбојниците, особено во пределот околу навојните врски.

Согласно стандардот EN1317 и пропишаната тест матрица, како најтежок критериум за одобрување се зема тестот на удар на возило во одбојник под агол од 20 степени. За да се добие посакуваниот агол на удар можни се две решенија и тоа: поставување на конструкцијата на одредениот агол или поставување на сегментите од одбојникот на тој агол. Поради големата должина на одбојниците и потребната додатна конструкција која би служела само како потпора, одлучено е како испитна инсталација да се користи истата конструкција наклонета до посакуваниот агол а одбојникот да биде хоризонтално поставен. Вертикалните профили заедно со носачот и хидрауличниот цилиндар имаат тежина од околу 700kg. Хидрауличниот цилиндар остварува сила од 10t. Промената односно навалувањето од аголот на поставеност од 90 степени во однос на подлогата до агол од 20 степени е извршено со помош на стручни лица и опрема од ФАКОМ АД-Скопје, друштво за проектирање, производство и монтажа на челични конструкции.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 69. Конструкција за задавање удар во првобитна состојба



Слика 70. Чекори за навалување на конструкцијата за испитување



Слика 71. Крајна положба на конструкцијата за испитување

4.2. Подготвителна аналитичка пресметка на разделната врска помеѓу двата одбојника

COPYRIGHT

На Слика 72 просторно е прикажана насоката на дејство на силата добиена како резултат на извлекување на хидрауличниот цилиндар. Тој дејствува со нападна точка по средината на делот кој се преклопува помеѓу двата одбојника. Краевите на одбојниците се зглобно прицврстени и се дозволува еден степен на слобода односно ротација околу една оска, додека поврзувањето помеѓу двата одбојника е со девет навојни врски. Аналитичка пресметка се користи за да се докажат инженерските претпоставки за критичните места кои се јавуваат на местото на поврзување како и причините за откажување на навојните парови и одвојување на навојните врски.

Почетните услови познати за системот се:

- максимална сила на дејство на цилиндарот $F = 100000 \text{ N}$. Оваа сила е добиена од притисокот во хидрауличниот цилиндар и напречниот пресек на клипот на цилиндарот.
- нападан агол на силата $\alpha = 20^\circ$. Овој агол е добиен од поставеноста на конструкцијата после навалувањето.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

- растојание од краевите на потпирање на одбојниците односно лежиштата до нападната точка на силата. Тоа растојание е еднакво и изнесува $l = 1700 \text{ mm}$.

- отпорен момент на инерција при свиткување, Табела 22.

- материјалот од кој е изработен одбојникот е S235JRG кој според европскиот стандард за означување на челици EN10027-1 претставува галванизирани конструктивен челик со граница на течење од $R_{eH} = 235 \text{ N/mm}^2$, испитан со тестот на жилавост на температура од 20°C и при енергија на удар од 27J.

- димензиите на профилот на одбојникот се дадени на Слика 77.

- бројот на завртки изнесува $z = 9$.

Табела 22. Параметри кои произлегуваат од масата и геометријата на одбојникот

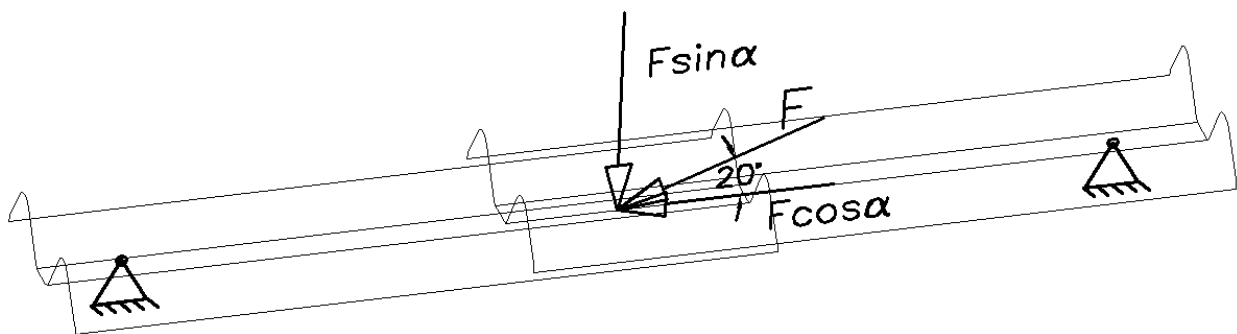
Тежина [t]	0.019125	
Матрица на масени (материјални) моменти на инерција [kg mm²]		
2.474628E+05	2.208608E+04	-6.94900E+03
2.208608E+04	2.423773E+04	6.942601E+04
-6.94900E+03	6.942601E+04	2.279883E+05
Геометриски моменти на инерција		
Површина на напречен пресек [mm ²]	1386.9026	
Периметар на напречен пресек [mm]	930.5749	
Центар на површина [mm]	X: 39.4916	Y: 0.0000
Моменти на инерција [mm ⁴]	$I_{xx}: 12394201.0621$	$I_{yy}: 3093416.8090$
Центрифугален момент на инерција [mm ⁴]	$I_{xy}: 46.9855$	

Радиус на инерција [mm]	X: 94.5336	Y: 47.2276
Главни моменти на инерција во X-Y насоки околу центарот [mm ⁴]	I: 930419.0095	J: 12394201.0615

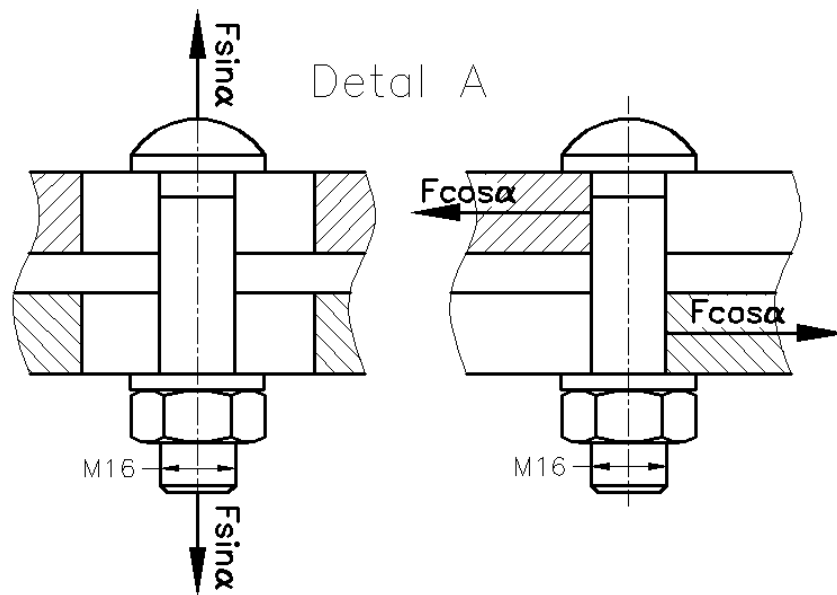
4.2.1. Пресметка според јакосните карактеристики на навојниот пар

Силата може да се подели на две компонентни сили кои дејствуваат на телото на завртката. Во општ случај поради тоа што станува збор за ненагодени завртки односно постои зјај помеѓу завртката и отворот (жлебот) во кој е таа поставена завртката е изложена на напрегање од истегнување и свиткување кој поради малата должина на стеблото на завртката не се пресметува. Меѓутоа поради тоа што завртката има тенденција со лизгање на двата одбојника да биде вкештена помеѓу нив се зема во предвид и напрегање од смолкнување, Слика 73 и Слика 74. Како основа за пресметка на навојните парови се пресметува еден од нив поради тоа што тие се геометриски идентични и исто оптоварени со сила која еднакво се распоредува помеѓу нив.

COPYRIGHT



Слика 72. Просторен приказ на дејство на силата која тежнее да ги раздвои одбојниците



Слика 73. а) Состојба на истегнување на навојниот пар б) Состојба на смолкнување при
вклетена завртка

Завртките кои се користат за поврзување на одбојниците не се со дефинирана класа, поради тоа за потреба на пресметката се зема најниската која се користи во широка
потрошувачка од класа 5.6

COPYRIGHT

$$R_m = 5 \cdot 100 = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{eh} = 5 \cdot 6 \cdot 10 = 300 \text{ N/mm}^2$$

а) Пресметка според напрегањето на истегнување на стеблото на завртката

Надолжната сила која дејствува во правец на оската на стеблото на завртката е еднаква на:

$$F_b = \frac{F \sin \alpha}{z} = \frac{100000 \cdot \sin 20^\circ}{9} = 3800.2 \text{ N}$$

Следи пресметка на степенот на сигурност на пресекот на јадрото на завртката

$$\sigma_{zd} = \frac{F_b}{A_b} = \frac{3800.2}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{3800.2}{\frac{16^2 \cdot 3.14}{4}} = \frac{3800.2}{200.96} = 18.91 \text{ N/mm}^2$$

$$S_\sigma = \frac{R_{eh}}{\sigma_{zd}} \Rightarrow S_\sigma = \frac{300}{18.91} = 15.86$$

препорака за $S = 1.1 \div 1.4$

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Може да се заклучи дека користениот навоен пар за поврзување на одбојниците M16 е со степен на сигурност поголем од препорачаниот за напрегањето на истегнување на стеблото на завртката. Се препорачува 70% од испитаната границата на носење на навојниот пар.

Од напонот на истегнување на завртките до границата на течење на материјалот, следува силата на истегнување до граница на еластичност

$$\sigma_{Zdoz} = \frac{F_N}{A} \Rightarrow$$

$$F_N = \sigma_{Zdoz} \cdot A = 300 \cdot \frac{16^2 \pi}{4} = 60288 \text{ N}$$

Пресметка според максималната сила на притегање на секоја од завртките до појава на пластична деформација

$$F_N = \frac{T}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_V)}$$

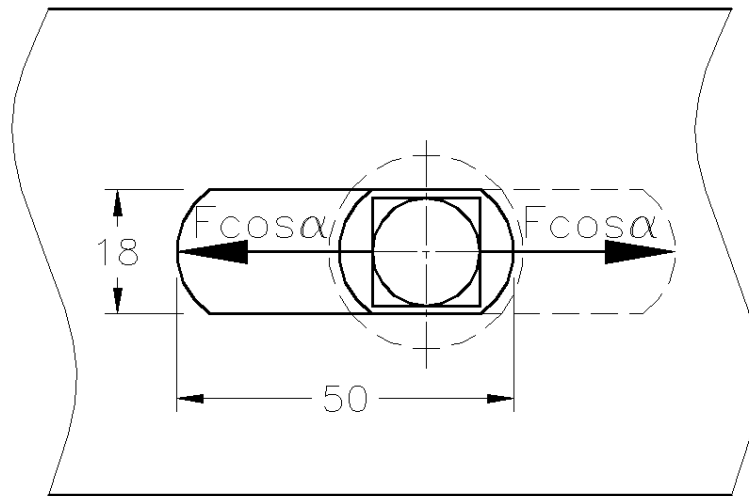
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F}{\pi \cdot d_2} = \frac{60288}{3.14 \cdot 14.701} = 0.043 \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} 0.043 = 2.46 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$\operatorname{tg} \rho_V = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0.13}{\cos 30^\circ} = 0.15 \Rightarrow \rho_V = \operatorname{arctg} 0.15 = 8.53 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$T = F_N \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_V) = 60288 \cdot \frac{14.701}{2} \cdot \operatorname{tg}(2.462 + 8.53) = 86074 \text{ [Nm]} = 86.074 \text{ [Nm]}$$

за $\mu = 0.1 \div 0.16$

б) Пресметка според напрегањето на смолкнување на стеблото на завртката



Слика 74. Вклетување на стеблото на завртката помеѓу два одбојника

Границата на течење односно границата до линеарна еластична деформација при напрегање на смолкнување на завртката, изнесува

$$R_{\tau} = 0.8 \cdot R_{eh} = 0.8 \cdot 300 = 240 \text{ N/mm}^2$$

Напречната сила која дејствува нормално на оската на стеблото на завртката е еднаква на:

$$F_s = \frac{F \cos \alpha}{z \cdot i} = \frac{100000 \cdot \cos 20^\circ}{9} = 10441 \text{ N}$$

$$\tau_{sd} = \frac{F_s}{A_s} = \frac{F_s}{d \cdot l} = \frac{10441}{16 \cdot 6} = \frac{10441}{108.76} = 96 \text{ N/mm}^2$$

l - должина на стеблото на завртката кој е изложен на смолкнување. Во случајот тоа е притегнатиот дел од стеблото помеѓу двете плочи и е приближно еднаков на нивната вкупна дебелина ($l = 6 \text{ mm}$).

$i = 1$ - број на допирни површини

$$S_{\tau} = \frac{R_{\tau}}{\tau_{sd}} = \frac{240}{96} = 2.5 \quad \text{препорака за } S = 2 \div 2.5$$

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Може да се заклучи дека користениот навоен пар за поврзување на одбојниците M16 е со степен на сигурност во граници на препорачаниот за напрегањето на смолкнување на стеблото на завртката.

в) Пресметка според сложеното напрегање на истегнување и смолкнување на стеблото на завртката

Сложениот напон и резултантниот степен на сигурност за користените завртки изнесува:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{zd}^2 + 3\tau_{sd}^2} = \sqrt{18.91^2 + 3 \cdot 96^2} = 167.35 \text{ N/mm}^2$$

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{15.86 \cdot 2.5}{\sqrt{15.86^2 + 2.5^2}} = \frac{39.65}{16} = 2.45 > 1$$

Сите пресметани напони се во граници на дозволените и со тоа се заклучува дека навојниот пар нема да биде изложен на пластична деформација или кинење со дефинираната нападната сила.

COPYRIGHT

4.2.2. Пресметка според јакосните карактеристики на одбојникот

Пресметан е напонот на истегнување под дејство на силата на хидрауличниот цилиндар на место на напречен пресек на одбојникот со најмногу пет отвори кои може да се појават во линија. Надолжната сила која дејствува нормално на профилот на одбојникот изнесува:

$$F_s = \frac{F \cos \alpha}{2} = \frac{100000 \cdot \cos 20}{2} = 46984 \text{ N}$$

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A} = \frac{46984}{1116.9} = 42 \text{ N/mm}^2$$

Површината која е изложена на истегнување претставува разлика помеѓу напречниот пресек на одбојникот и површината на пет отвори:

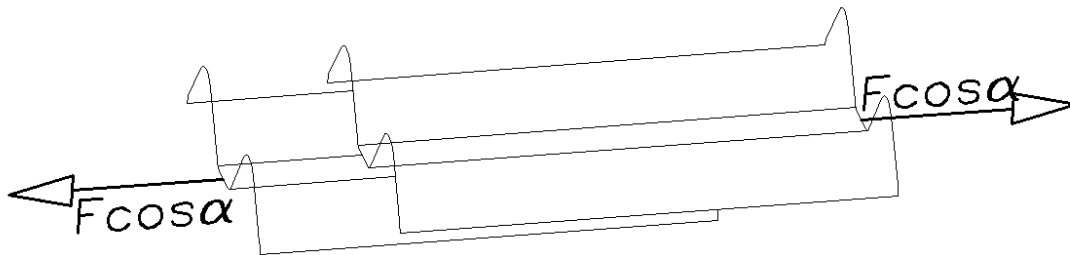
$$A = A_1 - A_2 = 1386.9 - 270 = 1116.9 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = z \cdot b \cdot h = 5 \cdot 18 \cdot 3 = 270 \text{ mm}^2$$

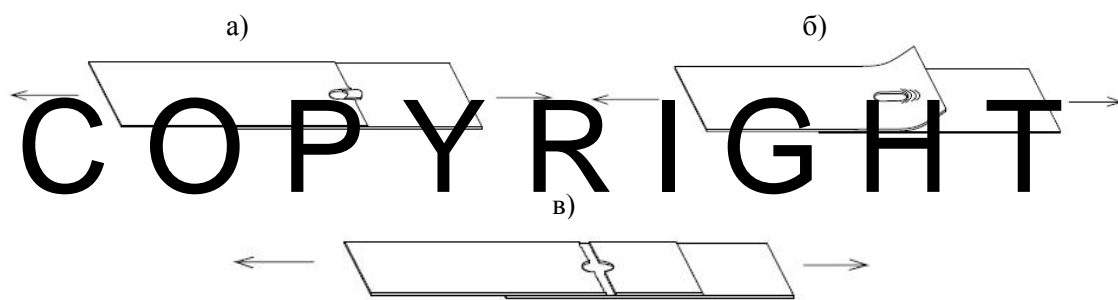
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Во Точка 1.2 беа разгледани сите начини на деформација на ладно обликувани лимови поврзани со навојна врска и тоа: Тип I-разделување како резултат на смолкнување, Тип II-разделување како резултат на носење на материјал пред навојниот пар, Тип III-разделување како резултат на кинење.

а) Пресметка според Тип I-разделување на одбојниците како резултат на смолкнување



Слика 75. Дејство на силата да ги раздели одбојниците



Слика 76. Трите начини на деформација на одбојниците

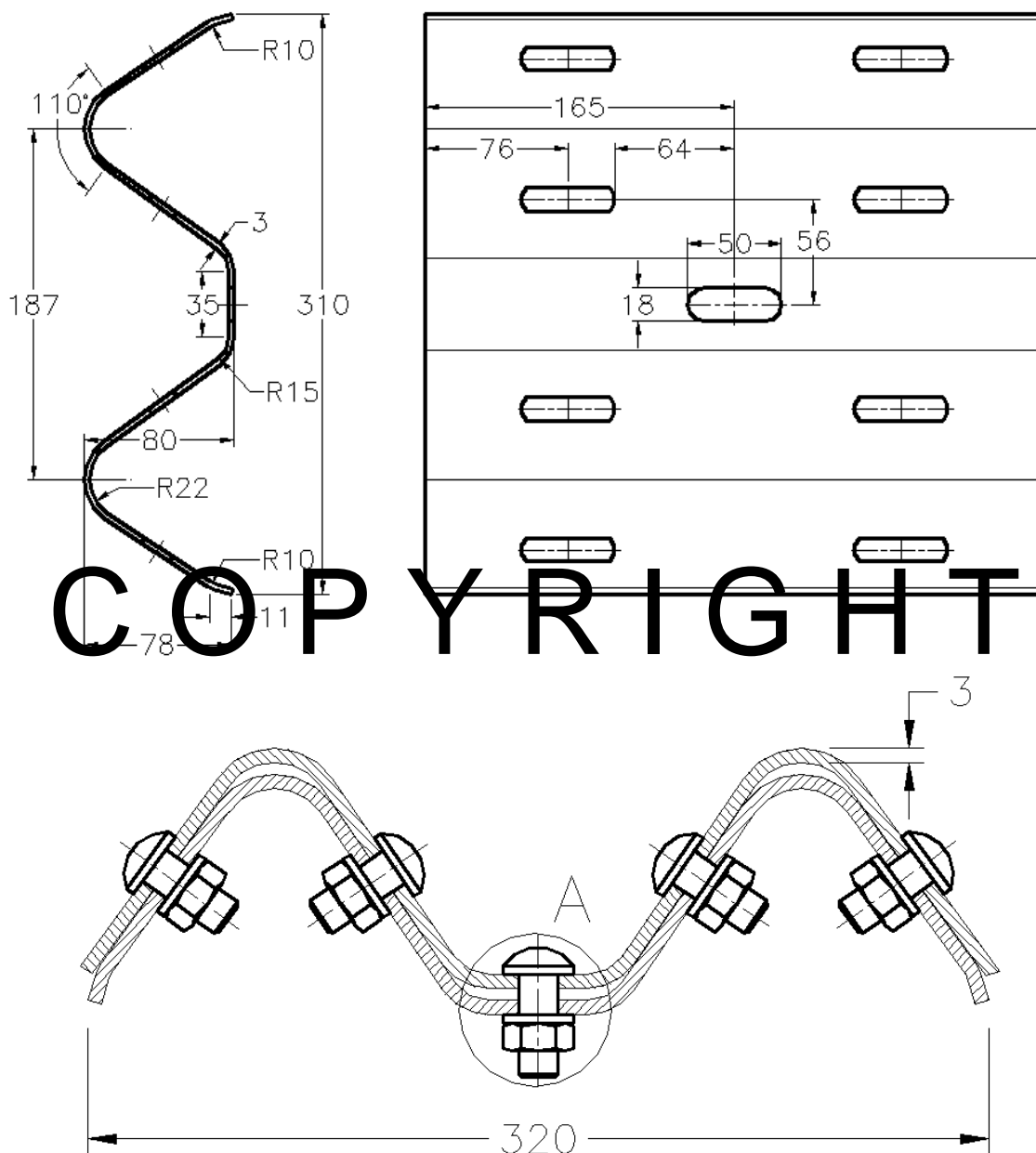
Површината која е изложена на смолкнување се добива како растојанието помеѓу центарот на отворот до најблискиот раб од соседниот отвор или растојанието од центарот на отворот до крајот на одбојникот, помножена со дебелината на профилот. Во случајот тоа е растојанието $e = 64\text{mm}$ (Слика 77).

Границата на течење на материјалот од кој е изработен одбојникот $R_{eh} = 235\text{N/mm}^2$

$$\sigma_{sl} = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{e \cdot t} = \frac{46984}{64 \cdot 3} = 244.7 \text{ N/mm}^2$$

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Се забележува дека пресметаниот напон е блиску над границата на еластичност за материјалот од кој е изработен одбојникот. Постои опасност за пластична деформација на место на појава на најголемите напони а тоа е заоблувањето на отворот. Таа состојба на напрегање се намалува со доволно притегнати навојни врски кои би оневозможиле лизгање помеѓу сегментите од одбојникот.



Слика 77. Технички цртеж и пресек на местото на поврзување на обојниците

За да се избегне опасноста од разделување како резултат на смолкнување на жлебот од одбојникот во кој е поставена навојната врска генерална препорака е да се задржи односот поголем од зададениот.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

$$\frac{e}{d} > 2.5 \quad \text{во нашиот случај} \quad \frac{e}{d} = \frac{64}{16} = 4 > 2.5 \quad \text{односно условот е задоволен}$$

б) Пресметка според Тип II-разделување на одбојниците како резултат на носење на материјалот

$$\sigma_{sII} = \frac{F_s}{m_f \cdot C \cdot d \cdot t} = \frac{46984}{0.75 \cdot 3 \cdot 16 \cdot 3} = 435 \text{ N/mm}^2$$

$$m_f = 0.75$$

$$\frac{d}{t} = \frac{16}{3} = 5.3 < 10 \Rightarrow C = 3$$

Од Табела 2 (стр. 35) и Табела 3 (стр. 35)

Пресметаниот напон укажува на тоа дека од сите три начини на разделување на ладно обликувани плочи поврзани со навојна врска оваа состојба на разделување е возможно да се случи. Напонот е далеку поголем од останатите и е во зоната на пластична деформација и кинење.

COPYRIGHT

в) Пресметка според Тип III-разделување на одбојниците како резултат на кинење

Од Табела 22 напречниот пресек на одбојникот $A_1 = 1386.9 \text{ mm}^2$, додека површината на жлебовите во кои се поставени навојните врски

$$\sigma_{sIII} = \frac{F_s}{A} = \frac{46984}{1116.9} = 42 \text{ N/mm}^2$$

$$A_2 = z \cdot b \cdot h = 5 \cdot 18 \cdot 3 = 270 \text{ mm}^2$$

$z = 5$ - поради тоа што кинењето може да настане низ максимум 5 отвори поставени поперечно во линија

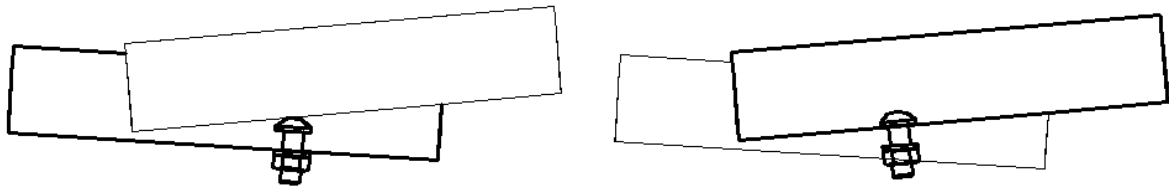
Површината која е изложена на смолкнување претставува разлика помеѓу двете

$$A = A_1 - A_2 = 1386.9 - 270 = 1116.9 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{sIII} = \left(2.5 \frac{d}{s} \right) R_{eh} = 2.5 \cdot \frac{16}{62} \cdot 235 = 151.61 \text{ N/mm}^2 < R_{eh}$$

=> условот е задоволен

$$s = \frac{b}{z} = \frac{310}{5} = 62 \text{ mm} \quad b - \text{ ширина на плоча}$$



Слика 78. Начини на разделување при одвоени одбојници

На прикажаната слика разликата во начинот на разделување при веќе одвоени одбојници е во тоа дали низ отворот од горниот одбојник поминува главата на завртката од навојниот пар (првиот пример на сликата) или низ отворот од долниот одбојник поминува подлошката заедно со навртката (вториот пример на сликата).

4.3. Експериментално испитување (Квази-статички експеримент бр. 01)

COPYRIGHT

4.3.1. Цели на испитувањето

Првиот тест на удар на одбојник е изведен на 15.08.2014 со цел да се види генералното однесување на системот. Мерењето на одредени големини не е од интерес при овој тест односно се изведува само со мерна опрема која може да се постави без посебни прилагодувања. Поради специфичноста на овој тип на испитување целта на овој тест е да се избегнат сите несакани ситуации кои би можеле да се појават понатаму.

4.3.2. Методологија на испитувањето

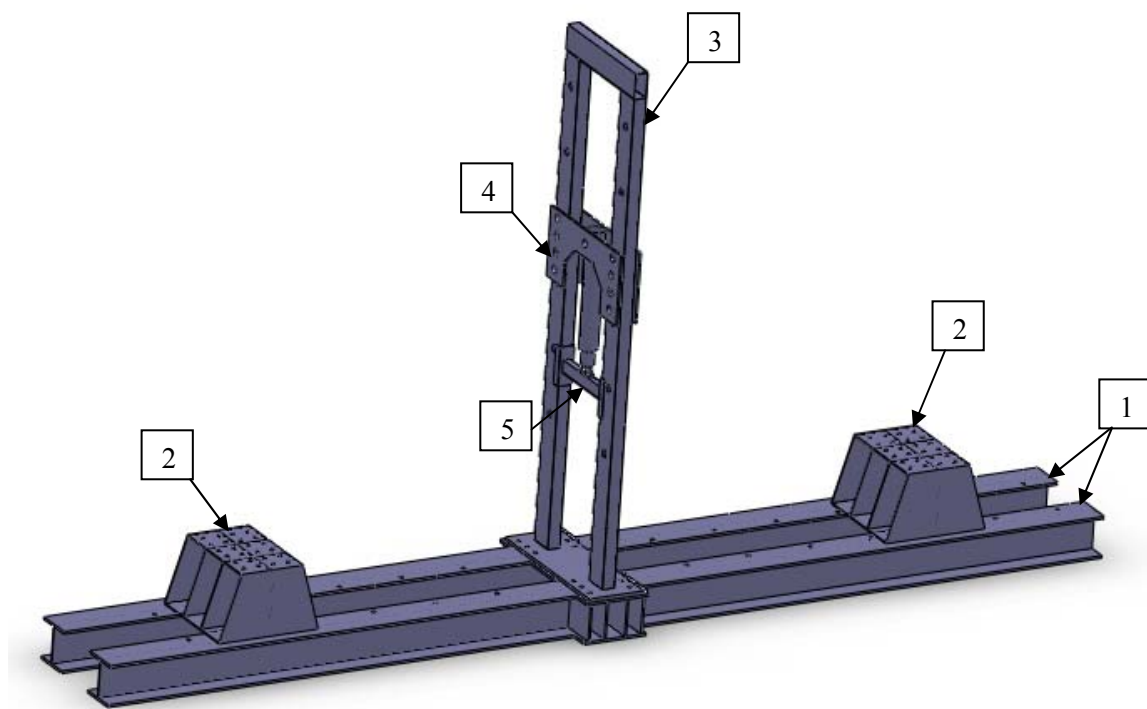
4.3.2.1. Испитна инсталација

Составни делови на конструкцијата која е користена за експериментот се:

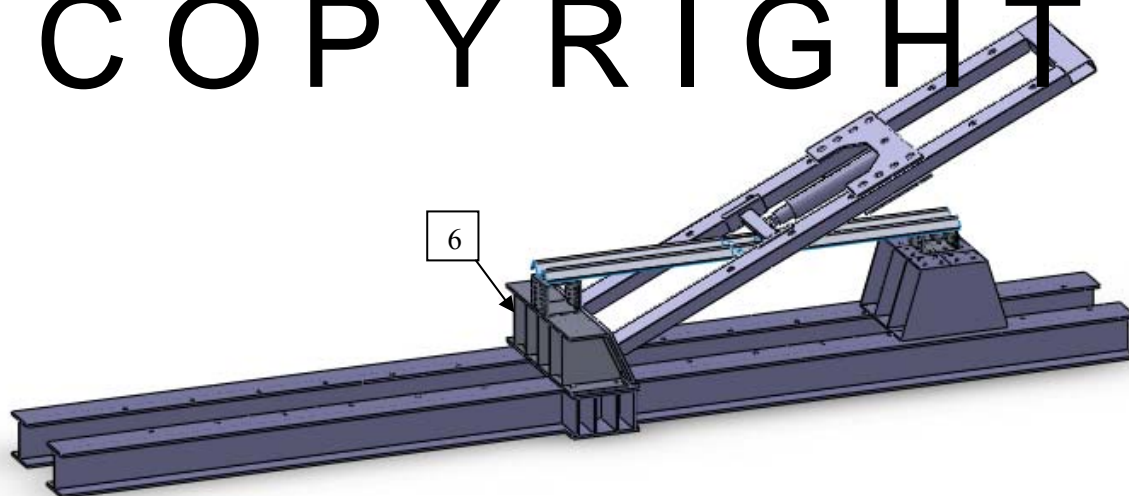
1. Два IPN - носачи поставени на подлога
2. Потпори кои се користат за поставување на одбојникот
3. Вертикална конструкција
4. Носач на цилиндарот кој може да се нагодува по висина

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

5. Хидрауличен цилиндар со водилка која претставува и објект кој задава удар
6. Додатна потпора за вертикалната конструкција после навалувањето



COPYRIGHT



Слика 79. КАД модел на испитната инсталација пред и после промената за тест бр.01

4.3.2.2. Мерен објект

Врзувањето помеѓу двата сегменти е најчесто употребуваниот начин на поврзување односно осум навојни парови кои се составени од торбан завртки со големина M16 заедно со навртки и подлошки и еден навоен пар со кој се поврзуваат сегментите со потпорниот столб.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна врска под оптоварување

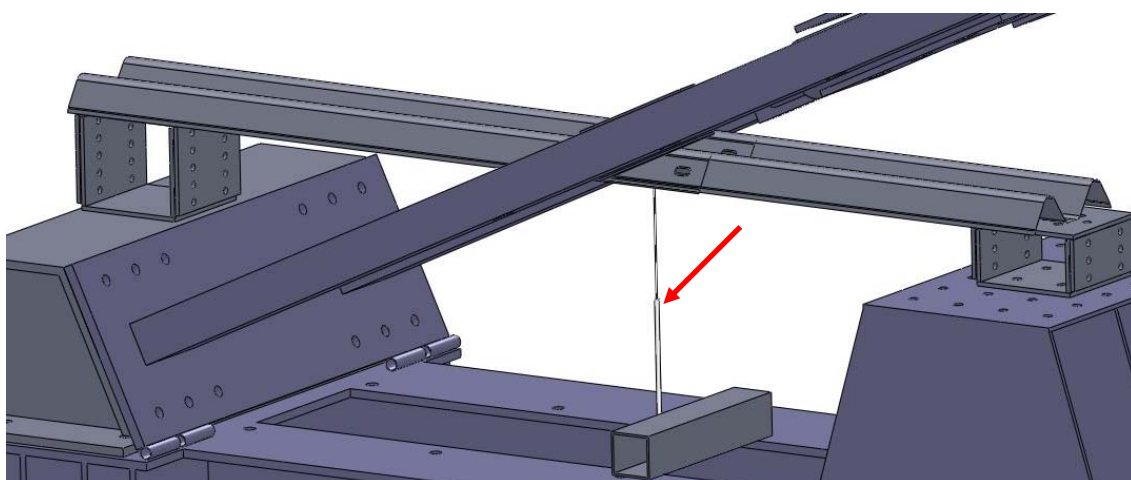
Откако конструкцијата се доведува на посакуваниот агол, се прицврстуваат сегментите од одбојникот на краевите и се соопштува удар во најкритичната точка за поврзувањето на двата сегменти. Оваа точка на удар истотака е пропишана со стандардите како најопасно место за разделување на елементите од одбојникот.

„Постојат две критични точки на удар при испитување на одбојниците за заштита: едната е онаа која има најголем потенцијал за предизвикување на заглавување на возилото или заклининување на тркалото и другата е онаа која предизвикува најголемо оптоварување на критични места на одбојникот како што е местото на поврзување на сегментите. Доколку местото на поврзување се наоѓа на столбот, што е најчест случај со страничните и оние по средината на патот, и двете критични точки се совпаѓаат и доволно е да се изведе по еден тест од потребните удари.“ - извадок од извештајот NCHRP 350 на Federal Highway Administration, Washington D.C. [12]

4.3.2.3. Мерни величини и мерни места

Давачот за мерење на поместување HBM W100 е поставен за едниот сегмент во близина на местото на поврзување на двата сегменти на едниот крај кој се придвижува и круто поврза помеѓу двата I/P-носачи за другиот крај кој е неподвижен. Слика 80. Давачот го мери вертикалното растојание односно нагибот на точка во близина на местото на удар.

Давачот за мерење на притисок HBM P11 е поставен на доводот на хидраулична течност во цилиндарот која дејствува движејќи го клипот надолу. Со познат притисок и напречен пресек на клипот од 140mm може да се изведе и силата со која тој дејствува врз одбојниците.



Слика 80. Поставување на давачот за мерење на поместувањето

4.3.2.4. Мерен систем

Поради изведување само на пробен тест користени се два основни давачи и тоа:

а) давач за мерење на поместување HBM W100

Давачот за помест спаѓа во групата на индуктивни давачи или LVDT (Linear variable displacement transformer). Тие можат да го мерат растојанието односно линиското поместување во ранг од 10^{-5} до 400mm, имаат висока резолуција и се независни од брзината на поместувањето. Величини кои може да бидат измерени се:

- бавни или брзи поместувања на машински елементи
- поместувања на фундаменти на згради
- промена на должина, свиткувања или други деформации

Тој ја конвертира промената на позицијата од некоја референтна точка (нула или почетна позиција) во пропорционален електричен сигнал кој содржи фаза која ја одредува насоката и амплитуда која ја одредува големината на поместувањето. За работата на давачот не е потребен електричен контакт помеѓу делот кој се придвижува а тоа е јадрото и делот во кој навлегува јадрото а тоа се намотките поставени во куќиште, туку претставува само електромагнетна врска. Со навлегување на јадрото во куќиштето почетната врска со двете секундарни намотки се менува што доведува до промена на излезниот напон на состојба. Кога јадрото се наоѓа во средината на куќиштето се јавува состојба на рамнотежа помеѓу двете секундарни намотки односно се индуцираат еднакви напонски состојби на секоја од намотките кои се поништуваат и со тоа излезниот напон е теоретски еднаков на нула. Фазата на излезниот напон ја одредува насоката на поместувањето а амплитудата ја одредува големината на тоа поместување.

Табела 23. Технички карактеристики за давачот за помест HBM W100

Тип		W100
Номинално поместување	mm	± 100
Вкупно поместување	mm	200
Номинален излезен сигнал	mV/V	0.4 (0.2)
Отстапување при мерењето	%	$80 \pm 1\%$
Грешка на промена	%	$< \pm 1$
Грешка на линеарност	%	$< \pm 0.4 (0.2)$
Коефициент на влијание на температура при номинално поместување	%	$< \pm 0.2$

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Коефициент на влијание на температура при нула поместување	%	< ±0.05
Номинална температура	°C	-55.....+100
Работна температура	°C	-200.....+100
Температура на складирање	°C	-200.....+100
Ниво на заштита		IP20
Номинален напон за напојување на мерниот мост	V	2.5 ± 5%
Работен напон за напојување на мерниот мост	V	1.....6
Фреквенција	kHz	5
Индуктивност	mH	8....10kHz
Отпор	Ω	56
Тежина на: куќиштето	g	200
јадрото	g	20
Дозволено забрзување на: куќиштето	m/s ²	50
јадрото	m/s ²	100

COPYRIGHT

б) давач за мерење на притисок НВМ Р11

Давачот за мерење на надпритисокот се состои од цилиндрично куќиште со мембрана и навоен завршеток М22 x 1 за номинални притисоци до 20bar и М27 x 1.5 за номинални притисоци од 50 до 200bar. Флуидот дејствува директно на мембраната која е поставена на навојниот завршеток. Поместувањето на мембраната е право пропорционално со појавениот надпритисок не надминувајќи го номиналниот. Атмосферскиот притисок е присутен на другата страна од мембраната. Во внатрешноста на куќиштето се наоѓаат две намотки кои формираат индуктивен полу-мост со подвижно јадро. Поместувањето на мембраната се мери со помош на давач за поместување W1 и се конвертира во соодветен електричен сигнал. Принципот на работа е ист како и давачот за поместување W100 односно со придвижување на феро-магнетно јадро во правец на заедничка ооска со две намотки, притоа зголемувајќи ја индуктивноста на едната и намалувајќи ја на другата. Намотките го прикажуваат сигналот како фазна разлика преку систем на отпорници врзани во Wheatston-ов мост.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Табела 24. Технички карактеристики за давачот за притисок НВМ Р11

Тип		P11
Класа на точност		0.5
Номинален притисок 0...	bar	200
Сопствена фреквенција на мембраната	kHz	15
Номинален излезен сигнал	mV/V	8
Отстапување при мерењето	%	$\leq \pm 1\%$ од атмосферски пр.
Референтна вредност на мерењето		Атмосферски притисок
Коефициент на влијание на температура при номинален притисок	%	$\leq \pm 0.5$
Коефициент на температура при нула притисок	%	$\leq \pm 1$
Грешка на линеарност	%	$\leq \pm 0.5$
Стандардна мерна неодреденост при повторливост	%	$\leq \pm 0.1$
Начин на мерење		Фазна разлика
Фреквенција	kHz	5
Напон на напојување на мерниот мост	V	$2.5 \pm 5\%$
Препорачан напон за напојување	V	1...6
Индуктивност	mH	14
Отпор	Ω	54
Референтна температура	$^{\circ}\text{C}$	+23
Номинална температура	$^{\circ}\text{C}$	-10.....+80
Работна температура	$^{\circ}\text{C}$	-20.....+100
Температура на складирање	$^{\circ}\text{C}$	-50.....+100

в) уред за аквизиција НВМ Spider8 со 8 мерни канали

Мерните величини од страна на давачите се измерени како промена на напон. Нивното регистрирање и понатамошна соодветна обработка се прави со помош на мерно-засилувачки уред. Во таквиот уред во основа се вградени повеќе функции важни за мерењето на механичките величини, меѓу кои и напојување со соодветен напон на давачот, засилување и филтрирање на измерениот сигнал и др.

4.3.3. Режим на испитување

Почетни параметри на тестот се:

- агол на оптоварување: 20 степени (аголот е дефиниран со наклонот на вертикалната конструкција во однос на поставениот одбојник)

- брзина на оптоварување: $\approx 0.3 \text{ mm/s}$ (поради начинот на изведување на тестот односно квази-статички тест брзината на удар не е константна. Прикажана е просечната брзина во време од целосното изведување на тестот на удар)

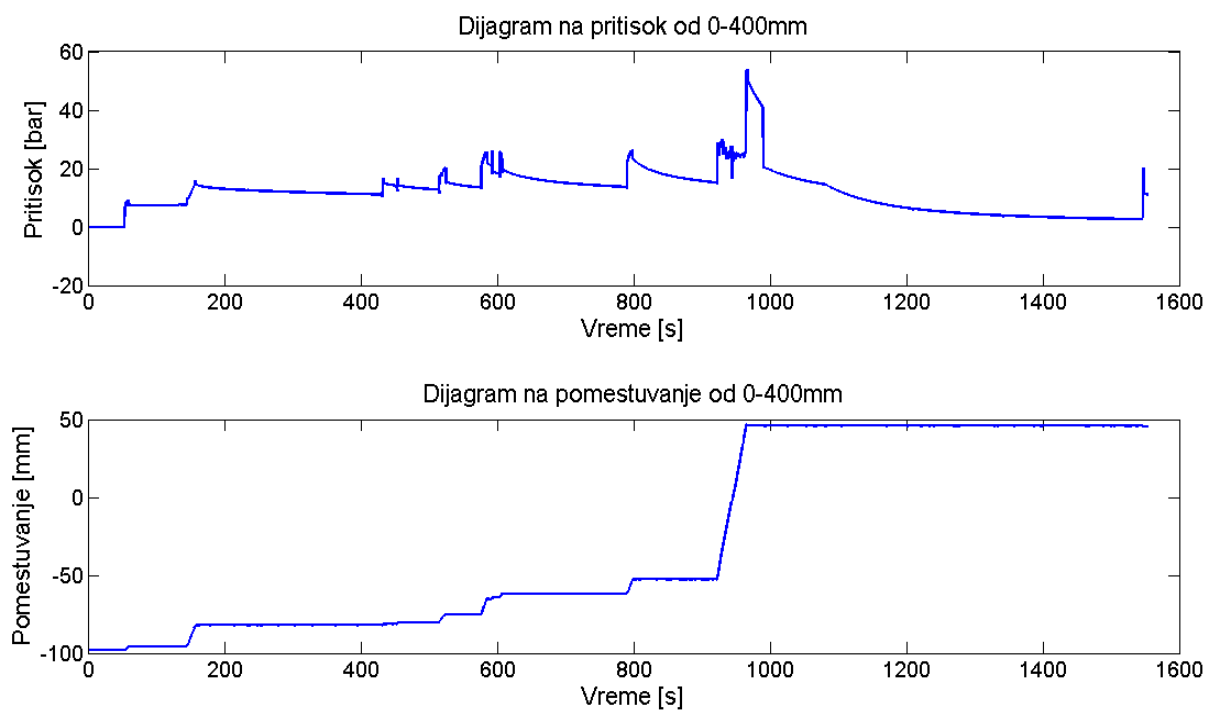
- должина на одбојниците: 1770 mm

- од на хидрауличниот цилиндар: 800 mm

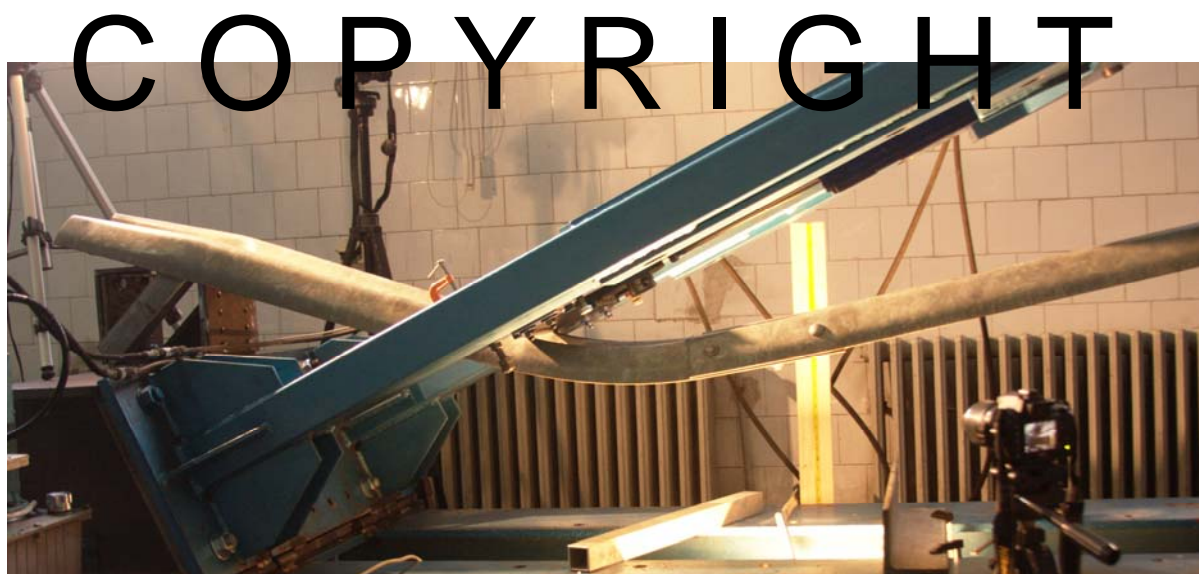
- почетна положба на критичната точка на оптоварување: 1430 mm (координатниот систем во однос на кој се изразува точката на удар вообичаено се наоѓа на врзувањето на следниот соседен столб после местото на удар. Во нашиот случај тој е поставен на местото на врзување на сегментот кон кој доаѓа ударот со потпората. Критичната точка на удар е еднаква на растојанието од центарот на врзувањето на сегментот до потпората до напредната точка од хидрауличниот цилиндар со кој се задава ударот)

- врзувања на краевите на сегментите: врзувањето е круто со помош на навоен пар со завртка M16 (класа 10.9) и правоаголна подлошка 50x30x5mm

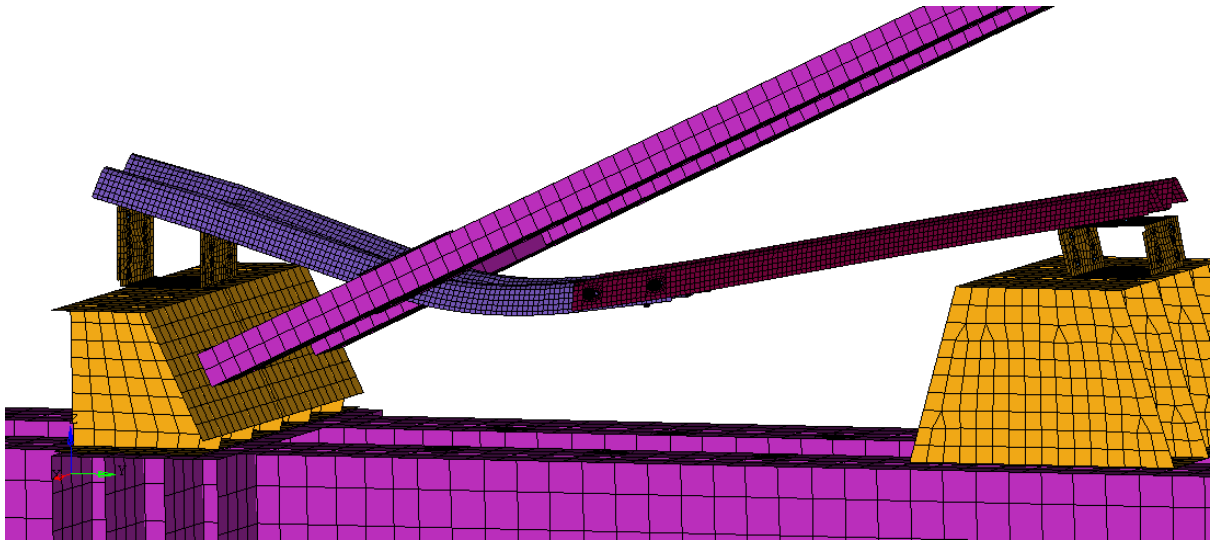
4.3.4. Резултати



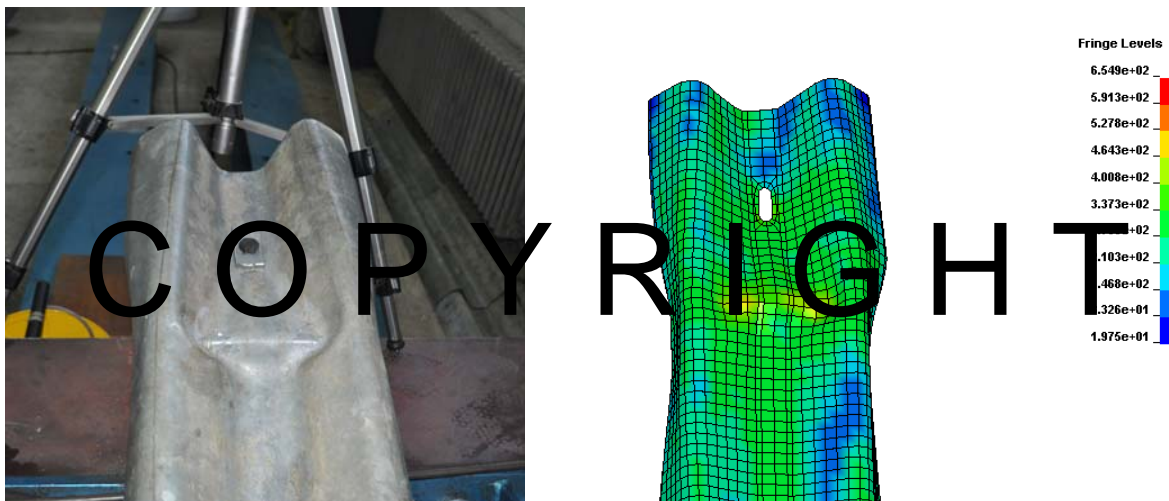
Слика 81. Дијаграм на притисок и поместување измерени од мерните места при поместување од 0-400mm на хидрауличниот цилиндар



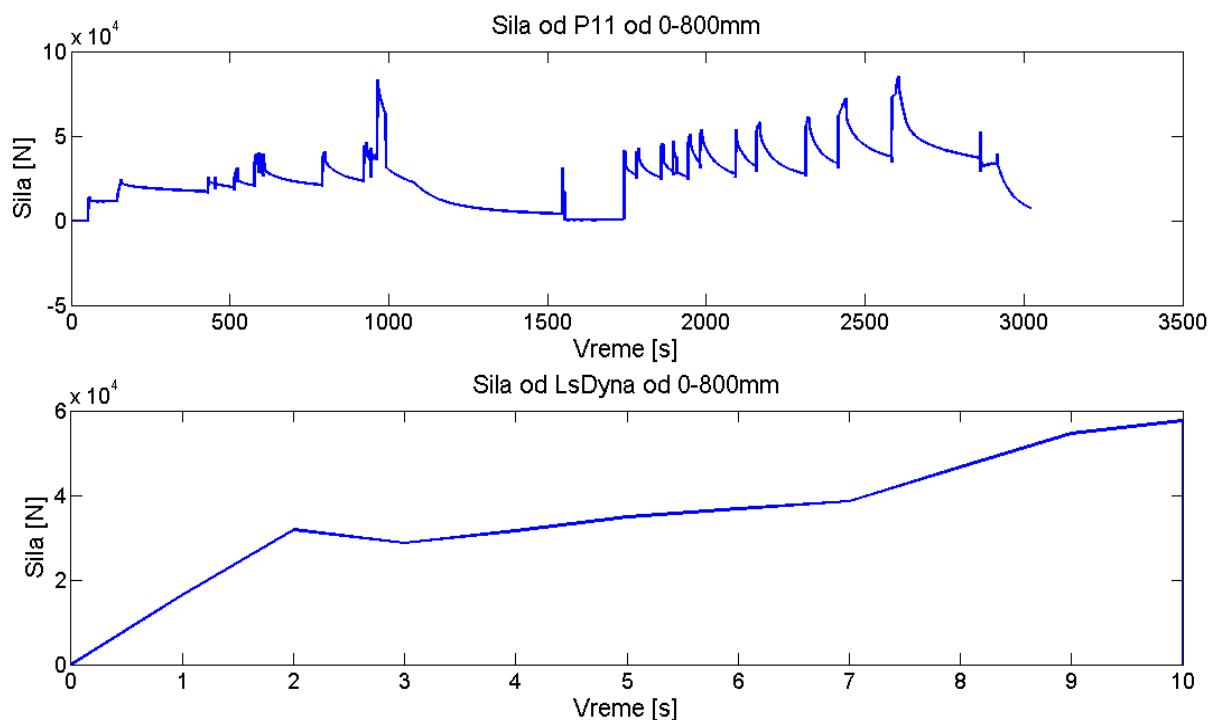
Слика 82. Крајната положба на одбојникот при реалниот експеримент за тест бр.01



Слика 83. Крајната положба на одбојникот при виртуелниот експеримент за тест бр.01



Слика 84. Деформација на одбојникот на местото на потпирање при реалниот и виртуелниот експеримент во LsDyna



Слика 85. Дијаграм на сила изведена од давачот за притисок P11 и силата добиена со виртуелната симулација во LsDyna

COPYRIGHT

4.4. Експериментално испитување (Квази-статички експеримент бр. 02)

4.4.1. Цели на испитувањето

По изведување на првиот тест и согледување на однесувањето на испитната инсталација беше изведен и вториот тест на удар на одбојник на ден 20.12.2014г. Намерата со овој тест е целосно да се осознаат карактеристиките на поврзувањето на одбојниците кои се предмет на анализа. Овој тест со сите потребни детални мерења на деловите кои се од интерес ќе послужи како основа за споредба со идентичен виртуелен модел. Понатамошниот тек на истражувањето е со извршена верификација на квази-статичкиот модел да се премине кон динамички модел, односно удар на возило во одбојник. На тој начин верифицираниот модел би можел да се користи за следни истражувања а тоа се посериозни деформации кои би настанале при удар на возило во одбојник за заштита [7]. Овој тест се врши во лабораториски услови согласно ограничените можности со кои се располага за негово изведување. Споредбата помеѓу резултатите добиени по експериментален и виртуелен метод е извршена помеѓу

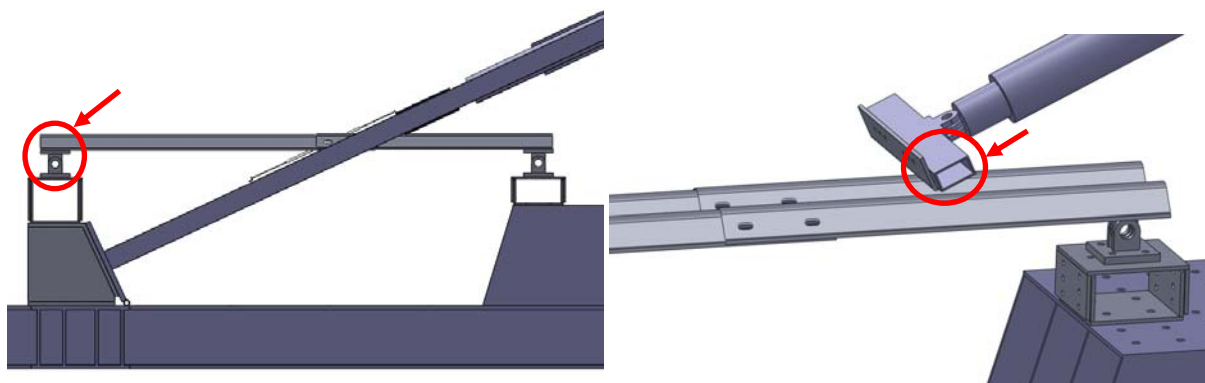
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување
издолжувањата на претходно одредени места кои се определени со помош на аналитичка
пресметка и инженерски искуства.

4.4.2. Методологија на испитување

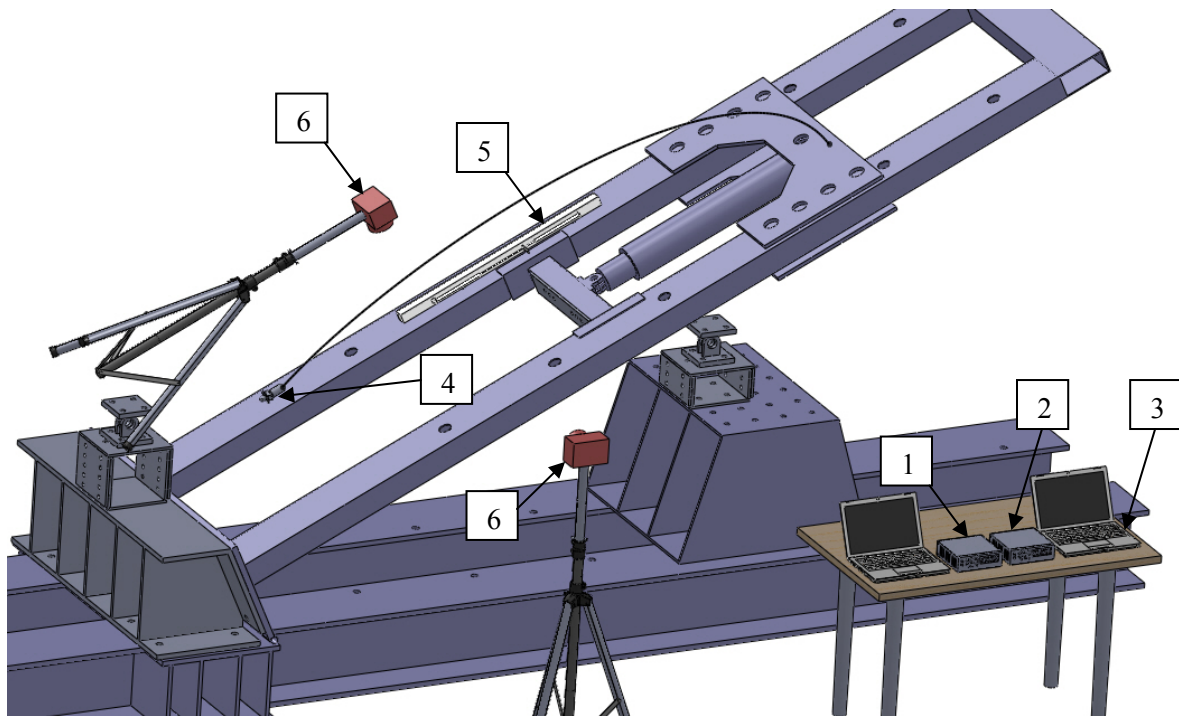
4.4.2.1. Испитна инсталација

Со тестот бр.01 изведен на 15.08.2014 година беа воочени неколку недостатоци во насока на посакуваното однесување на целиот систем кој ги вклучува испитната инсталација заедно со поставените одбојници. Краевите на одбојниците при првиот тест беа круто вклетшени за потпорите, прикажано на Слика 79. Непосакуваните резултати беа несоодветен начин на деформација на одбојниците како и нивно прекршување изразено кај потпирањето од левата страна додека на спротивната поради екстремно високите напрегања дојде до деформација на потпората добивајќи од правоаголна геометриска форма, облик на ромбоид. Овие недостатоци се надминати со тоа што крутото вклетштување беше заменето со зглобни непосредни елементи кои дозволуваат само ротација околу една оска. Истотака беа поставени и додатни аголници како елементи за вкртување на самите потпори со цел да се зачува нивниот почетен облик.

Следниот недостаток е во насока на настаналото зерижување на водичката од хидрауличниот цилиндар која претставува и елемент кој задава удар во одбојникот наместо посакуваното лизгање по него. Оваа ситуација се јавува како резултат на острите рабови на тој елемент и е отстранета со поставување на додатен посреден елемент со страна заоблена со поголем радиус на местото кое доаѓа во контакт со одбојникот. КАД моделот на испитната инсталација во целост заедно со одбојниците и камерите кои го снимаат текот на експериментот се прикажани на Слика 87.



Слика 86. Согледани недостатоци со првиот тест



Слика 87. КАД модел на испитна инсталација за тест бр.02

Составни делови на испитната инсталација се:

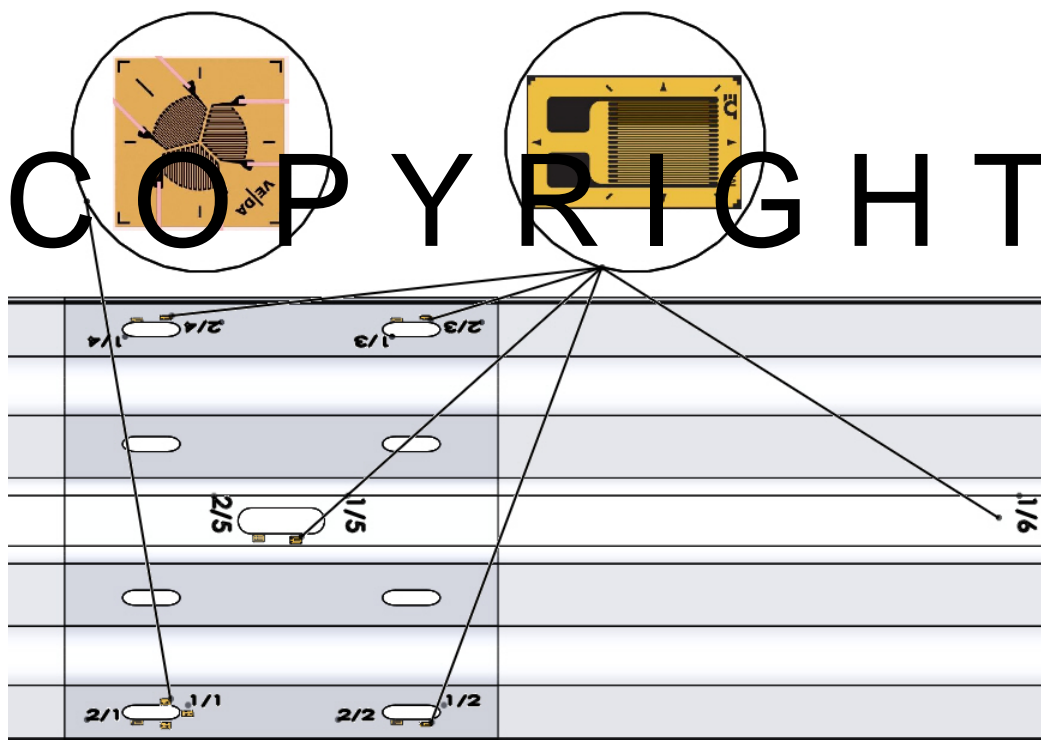
1. Мерно-записувачки уред MGC Plus
2. Мерно-записувачки уред Spider3
3. Два преносни компјутери
4. Давач за мерење на притисокот на хидрауличната течност P11
5. Давач за мерење на поместувањето на хидрауличниот цилиндар W100
6. Две видео камери нормално поставени на одбојникот и хидрауличниот цилиндар

4.4.2.2. Мерни величини и мерни места

Мерни ленти го следат напонот во одредени точки од одбојникот. На Слика 88 и Слика 89 е прикажана поставеноста на мерните ленти на КАД моделот на самиот одбојник. Може да се забележи дека како критични места во кои би се појавила концентрација на напони се определени жлебовите за поставување на навојните парови. Навојната врска односно големината на завртката M16 е доволна за да се спротивстави на соопштените напрегања и при послаб квалитет и поради тоа таа не е предмет на испитување. Аналитичката пресметка во точка 4.2.1 укажува на тоа дека навојниот пар е предимензиониран за оптоварувањето соопштено од хидрауличниот цилиндар при експериментот и при разделна врска на овие одбојници со користениот навоен пар одбојникот е тој кој прв би откажал поради неговите

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

јакосни карактеристики. Како резултат на аналитичка пресметка и инженерски проценки мерните ленти се залепени во околината на надворешните жлебови (оние подалеку од централниот жлеб) на горниот и долниот одбојник. Означените на Слика 88 со 1/1, 1/2, 1/3, 1/4 се мерните ленти поставени од горната страна на горниот одбојник и 2/1, 2/2, 2/3, 2/4 се соодветните на долниот одбојник меѓутоа од долната страна. Од сите жлебови еден се анализира подетално во повеќе насоки со помош на мерни ленти од типот розети кои имаат за цел да ја прикажат комплетно напонската состојба и прогресијата на напоните околу жлебот а останатите го следат површинското оптоварување во една насока. Истотака се залепени и мерни ленти на централниот жлеб на двата одбојника означени со 1/5 и 2/5, една на место помеѓу двата одбојника залепена од долната страна на горниот одбојник 1/5' и една на горниот одбојник одалечена од местото на удар на хидрауличниот цилиндар означена со 1/6. Мерното место 1/6 се очекува да ни овозможи приказ за промена на силата која се јавува во одбојникот со исклучени влијанија како нападна точка на удар, концентрација на напони поради присуство на жлебови, пластична деформација и сл. поради доволно големата оддалеченост од 500mm од почетокот на одбојникот.

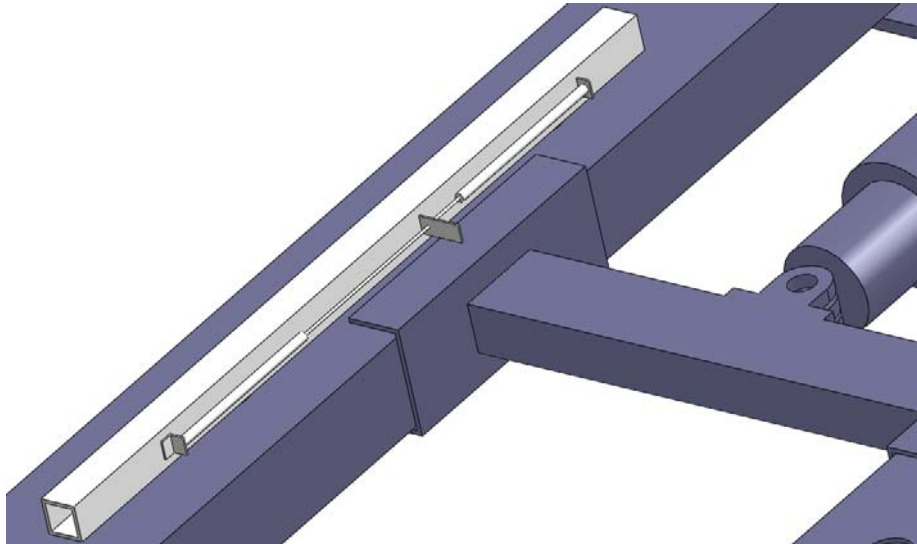


Слика 88. Шема на тип и позиција на поставување на сите мерните ленти



Слика 89. Позиција на поставување на мерни ленти на горниот одбојник

Давачот за мерење на поместувањето од типот НВМ W100 го мери одот на хидрауличниот цилиндар. Поради големиот помест кој го остварува хидрауличниот цилиндар од приближно 400mm за мерната опрема со која се располага, односно на големиот мерен опсег на давачот за поместување кој изнесува вкупно 200mm одлучено е да се искористат два такви давачи кои се сервиски поврзани. Принципот на работа на двата давачи заедно е да откага ќе измине максималниот мерен опсег на едниот да почне со мерење вториот давач. Тие се поставени на заедничка основа односно на еден квадратен профил со определена должина. Цилиндарот со максималното извлекување ќе го помине максималниот помест и потоа заедно со носачот на цилиндар кој може да се нагодува по висина се поместува надолу по вертикалната конструкција. Оваа постапка се повторува два пати колку што и дозволува растојанието до подлогата. Предлогот за поставување на двата давачи на заедничка основа произлегува од тоа да тие се поместат заедно со секое поместување на носачот на цилиндарот а притоа да не се промени релативното растојание помеѓу нив односно да не се изгубат почетните нагодени вредности на мерењето.



Слика 90. Начин на поврзување на два сериски давачи за мерење на поместувањето

4.4.2.3. Мерен систем

Покрај претходно споменатите давачи за мерење на поместувањето и давачот за притисок користени се и мерни ленти за определување на напонската состојба:

а) линиска мерна лента - претставува типична мерна лента со определена должина и тенка спроводлива жица превиткана повеќе пати. При состојба на напрегање со мал интензитет во правец на паралелните линии се доведува до повеќекратно поголемо измерено издолжување во однос на ефективната должина на спроводливата жица а со тоа и повеќекратно поголема промена на отпорот во однос на една непревиткана жица. Мерните ленти се поставуваат со адхезија или лепење на површината која се разгледува во правец на прогресијата на напрегањата на тоа место. Со издолжување или намалување на должината на материјалот, отпорот на мерната лента се менува и со мерење на таа промена може да се измери и напонската состојба на тоа место [20].

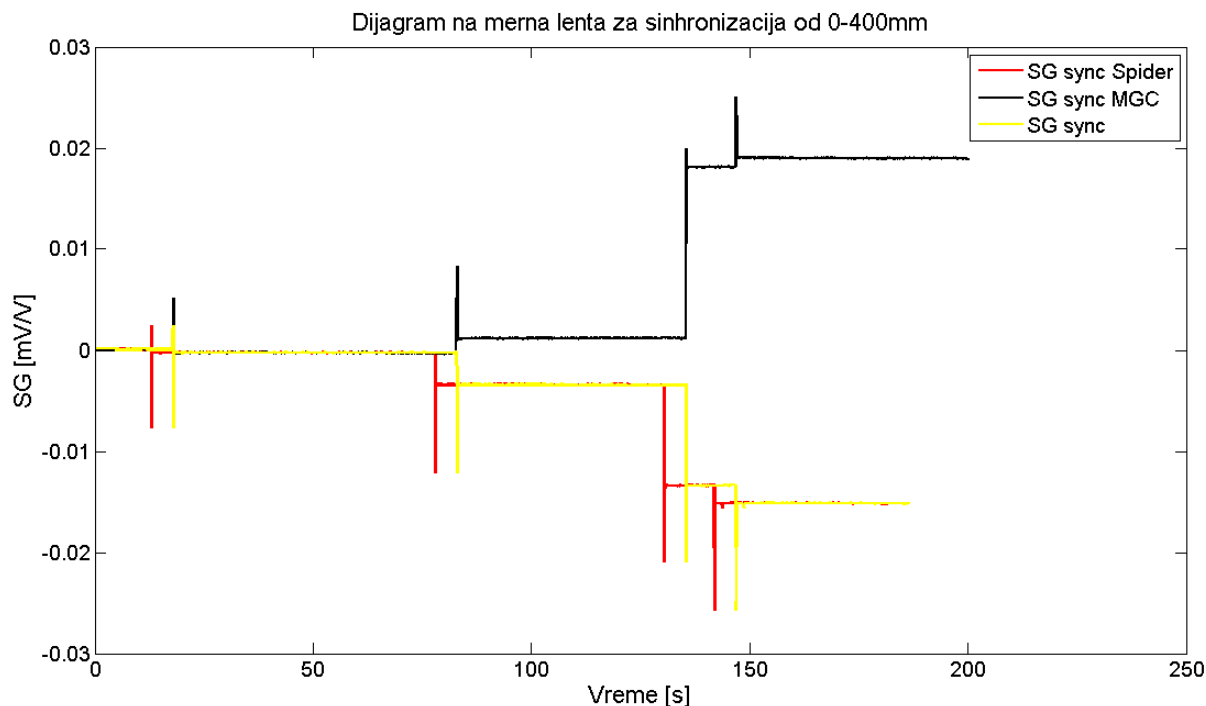
б) мерна лента тип розета - линиската мерна лента може да измери издолжување само во еден правец. За да се определат сите три независни компоненти на вкупното површинско издолжување, потребни се три одделни мерења на издолжувањето, односно три линиски мерни ленти поставени во одреден распоред формираат розета. Мерна лента тип розета е по дефиниција поставеност на две или повеќе мерни ленти, во непосредна близина и различно насочени со цел да се најдат нормалните издолжувања во тие правци на површината на која се поставени. Потврдено е дека за вообичаено напрегање во две оски, со непознати главни правци на напрегањето, три независни мерења на издолжувањето (во различни насоки) се потребни за

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

да се одредат главните напони и издолжувања. Истотака доколку главните правци на напрегањето се однапред познати, две независни мерења на издолжувањето се потребни за да се одредат главните напони и издолжувања [20].

4.4.3. Синхронизација на податоците

Прибирањето на податоци за време на експериментот се врши со помош на два уреди за аквизиција и тоа MGC Plus (32 канали) и Spider8 (8 канали) поради големиот број на потребни активни канали. Мерните ленти се поставени на уредот за аквизиција MGC Plus а давачите за поместување и притисок на уредот Spider8. Синхронизацијата на двата уреда за аквизиција е постигната преку две т.н. паразитски мерни ленти. Овие мерни ленти се залепени на метална плочка на две спротивни површини. Тие не се користат при мерењето туку нивна основна задача е да преку соопштување на удар на иста основа на која се поставени се прикаже импулс на секој од уредите за аквизиција на кои се тие поврзани. Потребата за синхронизација се јавува поради разликата во временскиот домен при активирање на почетокот на снимањето на податоците. Односно не е возможно истовремено активирање на двата уреда за прибирање на податоци без соодветна синхронизација која може да се изврши пред почетокот на снимањето или како во нашиот случај со обработката на податоци. Задолжително за синхронизацијата се соопштува со определена честеност, со почетокот на секое мерење и неколку пати во текот на мерењето, по слободен пад. Синхронизацијата се добива со обработката на податоците добиени од двете мерни ленти со тоа што двата импулса од кои едниот е референтен се доведуваат во исто време Слика 91.



Слика 91. Синхронизација на паразитските мерни ленти

4.4.4. Испитување на карактеристиката на материјалот на одбојниците

COPYRIGHT

Во техничката документација за одбојниците кои се користат на нашите патишта за материјал од кој се изработени се наведува C0363, односно согласно EN10027 ознаките S235J2G3. Тоа е челик со граница на течење од 235 N/mm², со загарантирана жилавост на температура од -20 °C и е поцинкуван. Овие вредности се табеларни и ја одредуваат карактеристиката на материјалот меѓутоа до границата на појава на пластична деформација. За потребите од една страна на обработката на податоците добиени од експериментот при кој на некои од мерните места се јавува и пластична деформација и од друга страна поради правилно однесување на виртуелниот модел потребно е дефинирање на карактеристиката на материјалот во текот на целото подрачје. Отсечени се три примероци од истиот одбојник кој се користеше при експерименталното испитување и во акредитирана лабораторија за испитување на материјалите беа напрегнати на истегнување до кинење. Елонгацијата односно издолжувањето на епруветите беше измерено со високо-брзинска камера која го следи релативното поместување на два реда поставени маркери на самата епрувета.

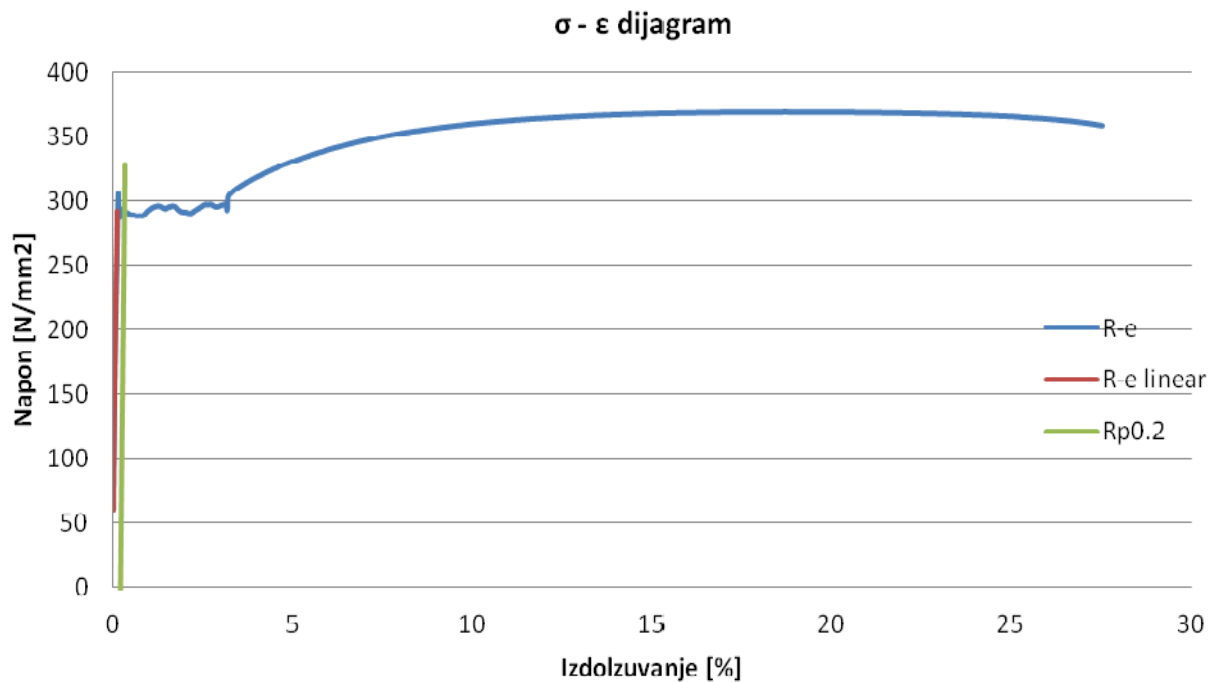


Слика 92. Испитување на механичките карактеристики на материјалот на одбојниците

COPYRIGHT



Слика 93. Испитните епрувети после истегнувањето до кинење



Слика 94. Дијаграм напон-издолжување за материјалот на одбојниците

Од добиениот дијаграм на карактеристиката на материјалот од кој е изработен одбојникот користен при експерименталното испитување се утврдува дека пресечната точка на паралелната линија на линеарниот пораст повлечена низ 0.2% издолжување ја пресекува линијата од дијаграмот во точка од $R_{eh} = 290 \text{ N/mm}^2$. Со тоа и границата на течење односно појава на пластична деформација е повисока во споредба со очекуваната. Зајакнувањето на материјалот е карактеристично и настанува при процесот на ладно валање до посакуваниот профил на одбојниците. Максималниот напон е $R_m = 370 \text{ N/mm}^2$ и се јавува на 18.5% издолжување и границата на кинење $R_f = 360 \text{ N/mm}^2$, на 27.4%. Како почетна големина се користи еталон со должина од 50mm и при процентуалното изразување на издолжувањето во дијаграмот за карактеристика на материјалот, издолжувањето е изразено како промена на должина во проценти во однос на почетната големина од 50mm.

4.4.5. Режим на испитување

Почетни параметри на тестот се:

- агол на оптоварување: 20 степени
- брзина на оптоварување: $\approx 0.34 \text{ mm/s}$

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

- должина на одбојниците: лево - 1864 mm и десно - 1280 mm

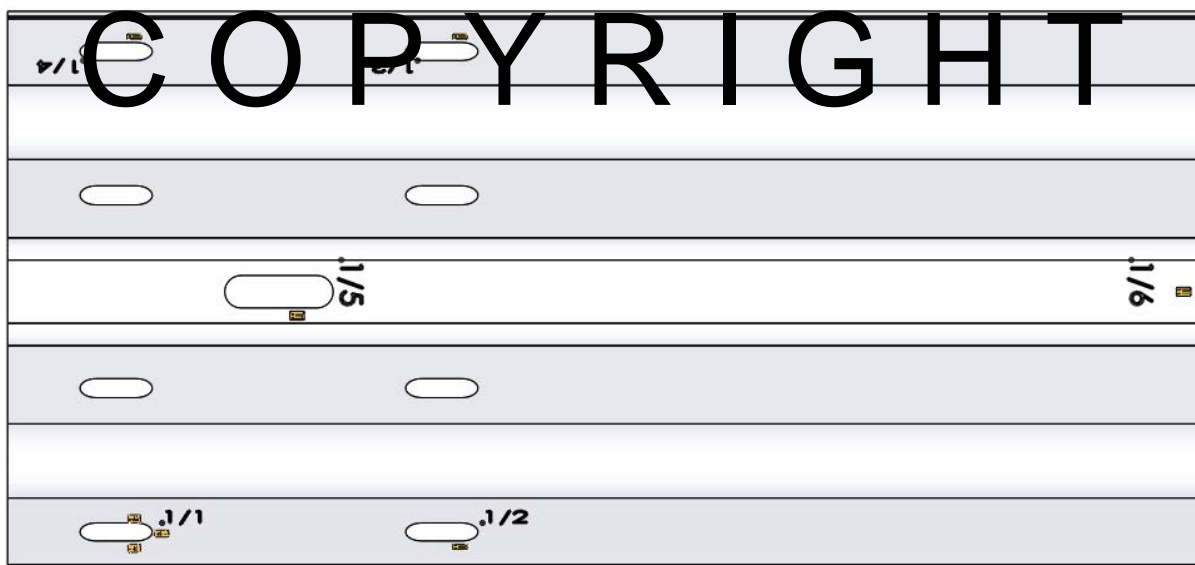
- од на хидрауличниот цилиндар: 1135 mm

- почетна положба на критичната точка на оптоварување: 1970 mm (Критичната точка на удар како и на претходниот тест е еднаква на растојанието од центарот на врзувањето на сегментот кон кој доаѓа ударот со потпората до нападната точка од хидрауличниот цилиндар со кој се задава ударот)

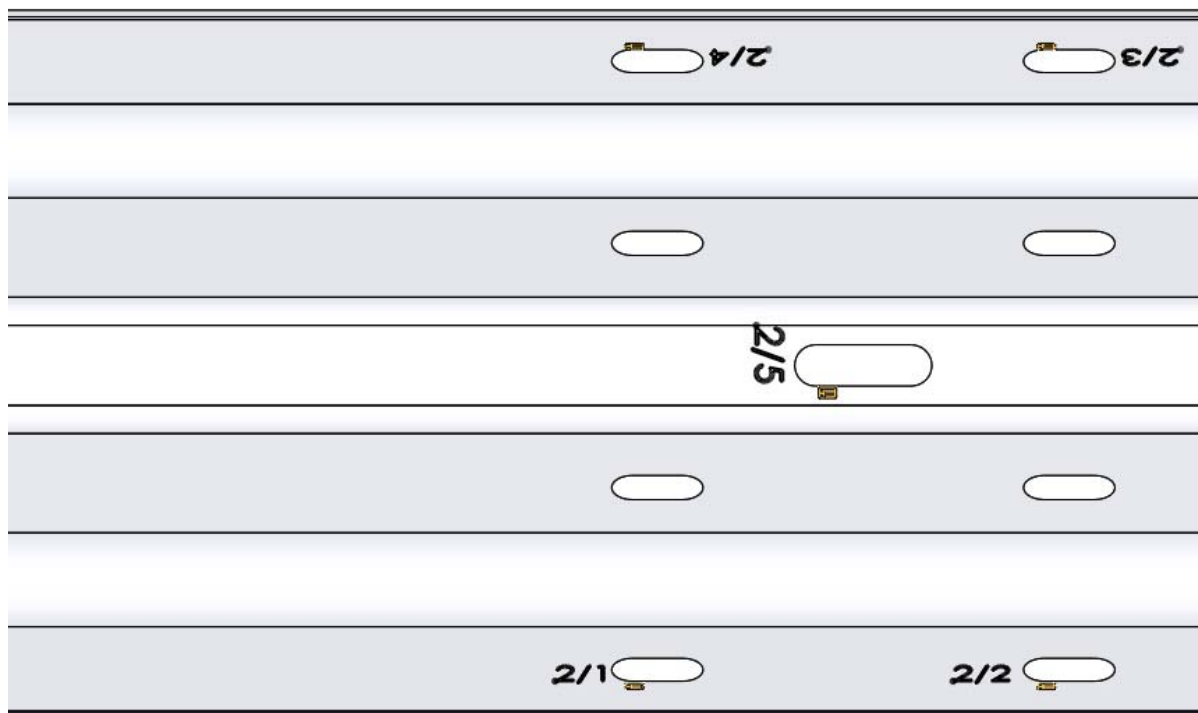
- врзувања на краевите на сегментите: врзувањето е круто со помош три навојни врски на секој крај 3 x M16 (класа 10.9) и правоаголна подлошка 150x30x8mm

4.4.6. Резултати

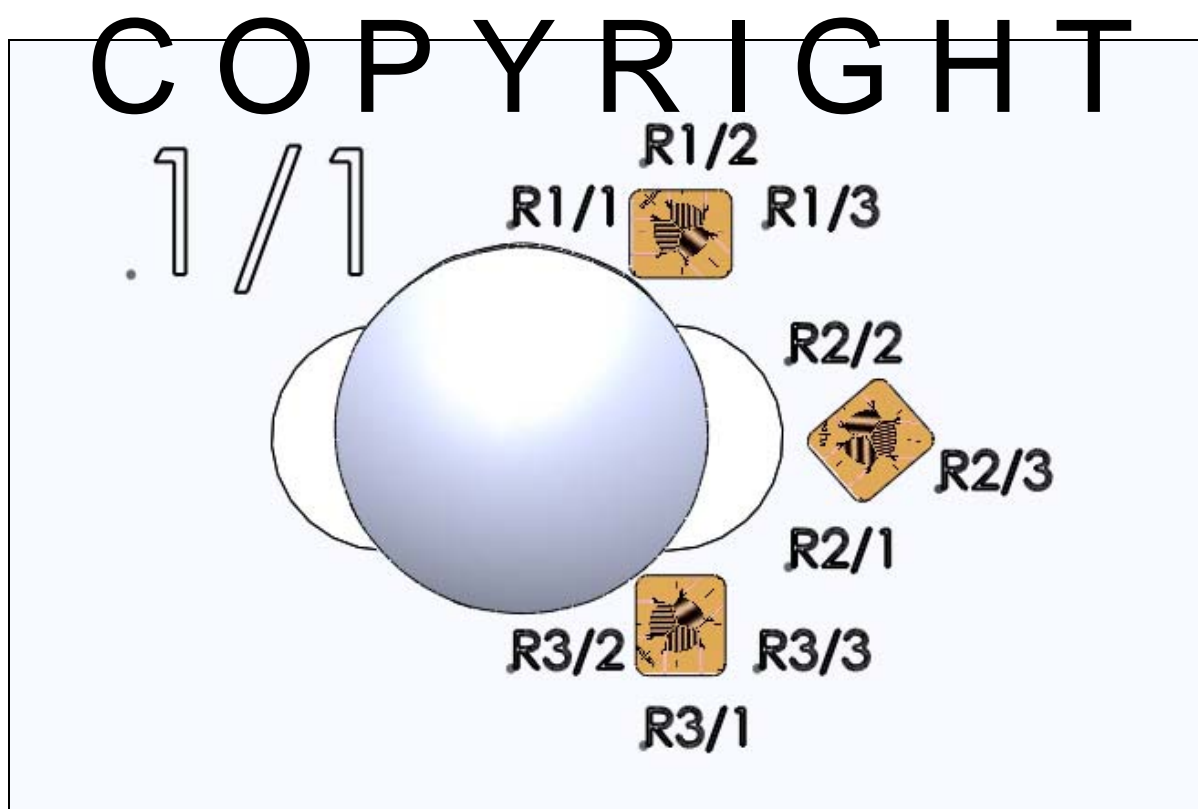
На следните Слика 95 и Слика 96 се прикажани мерните места на кои се поставени мерните ленти. Сите мерни ленти се линиски освен оние залепени на жлебот означен со 1/1 кои се од типот розети Слика 97.



Слика 95. Шема на поставување на мерни ленти на горниот одбојник



Слика 96. Шема на поставување на мерни ленти на долниот одбојник



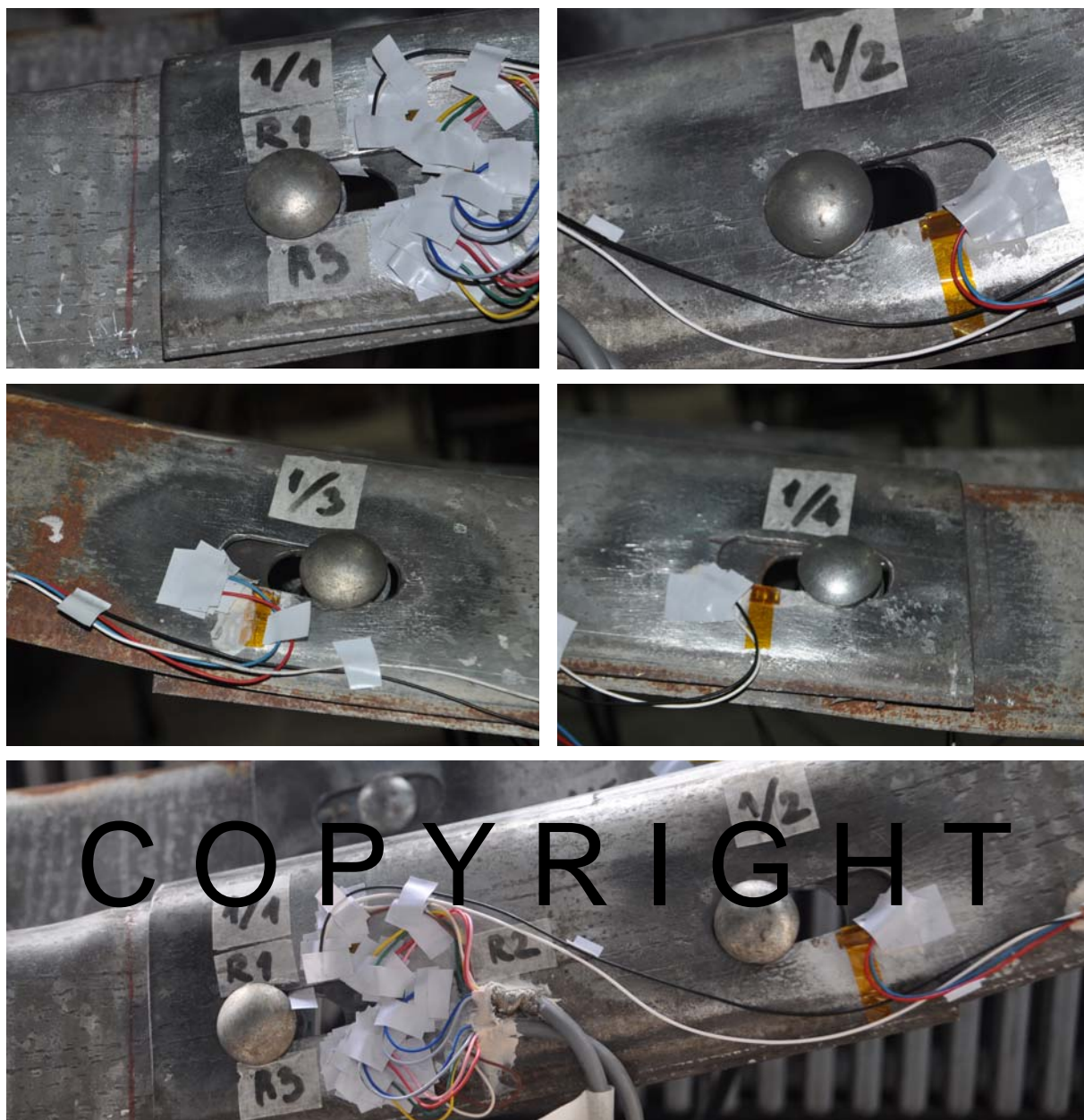
Слика 97. Шема на поставување на розети на мерно место 1/1 на горниот одбојник

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

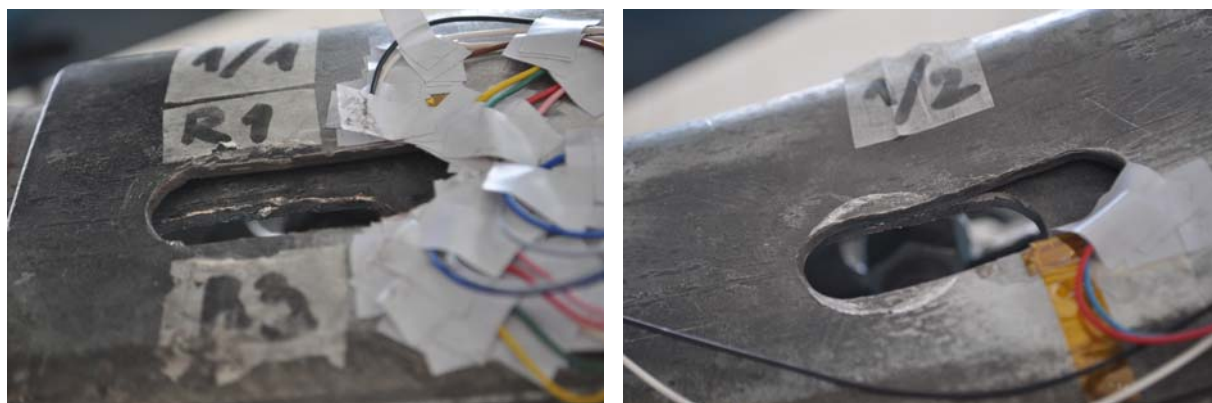
Табела 25. Напонска состојба на секоја од мерните ленти во неколку временски моменти

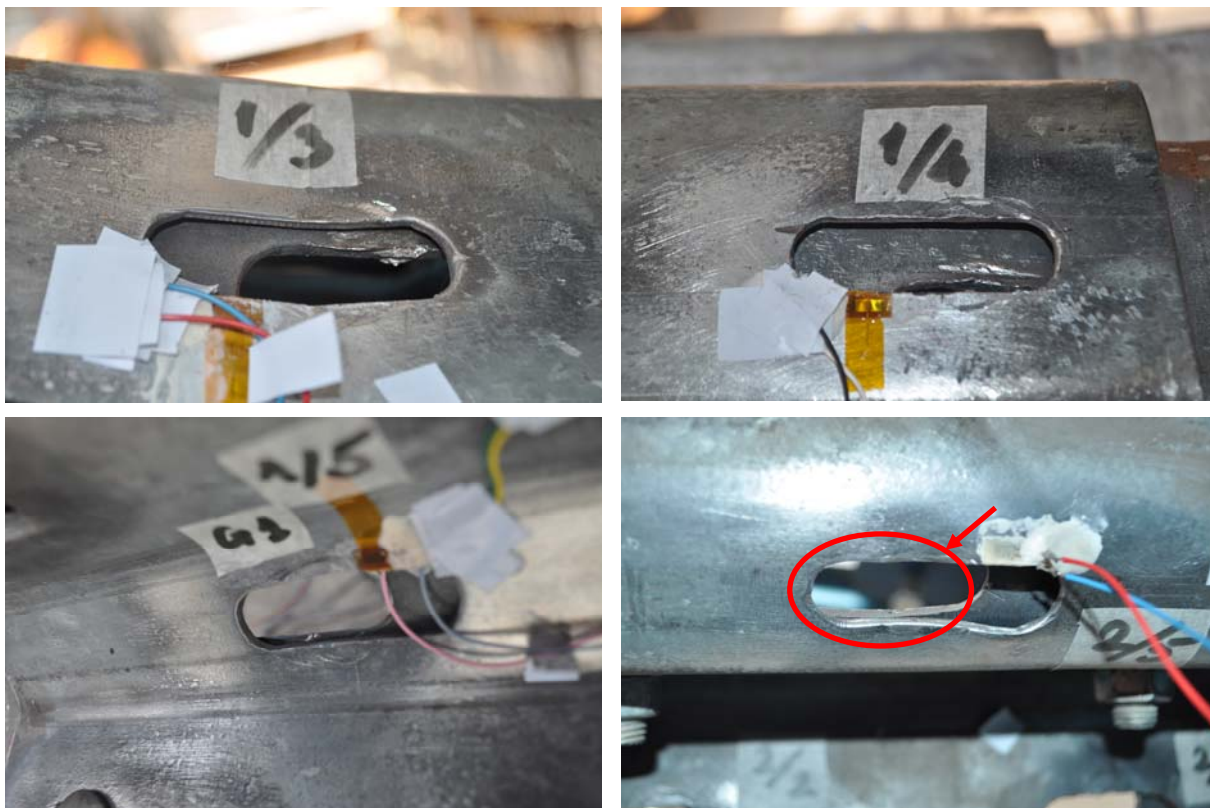
Напонска состојба во N/mm ²					
Ознака	Притегање од 100 Nm	100 сек.	200 сек.	300 сек.	400 сек.
R1/1	41.7253	5.3025	-36.5278	-61.3480	-58.6215
R1/2	44.0283	25.1703	10.5053	-171.2900	-135.1788
R1/3	95.9788	44.4675	-43.8270	71.8935	54.5178
R2/1	64.7360	-123.7250	-192.6103	-289.9845	-289.9873
R2/2	-167.5608	149.9540	212.0650	290.0111	290.0105
R2/3	54.3708	-28.5268	-67.7478	-30.9120	-21.9660
R3/1	-77.2888	-27.9738	78.8060	156.5183	180.2115
R3/2	55.9370	-129.2970	-190.7203	-289.9828	-289.9833
R3/3	-238.1418	-190.6310	-264.5125	-289.9668	-289.9669
SG1/2	2.4115	290.1049	290.1966	290.1913	290.1897
SG1/3	63.9940	209.4173	290.0654	290.0660	290.0645
SG1/4	-6.5885	-118.4603	-157.3753	-219.2405	-203.3990
SG1/5 gore	290.0471	290.0412	290.0855	290.0912	290.0879
SG1/5 dole	-290.0371	290.0361	N/A	N/A	N/A
SG1/6 sila	10.6365	279.3648	219.6950	290.0102	243.0680
SG2/1	16.8735	165.8528	248.7153	290.0146	290.0125
SG2/2	-211.6643	20.6465	6.6850	56.8348	88.6288
SG2/3	118.6570	-126.2800	-117.1818	-98.5320	-76.2353
SG2/4	-17.7643	153.7200	242.9385	290.0129	290.0105
SG2/5	179.4625	-46.4608	-127.0500	-166.0873	-171.0415

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



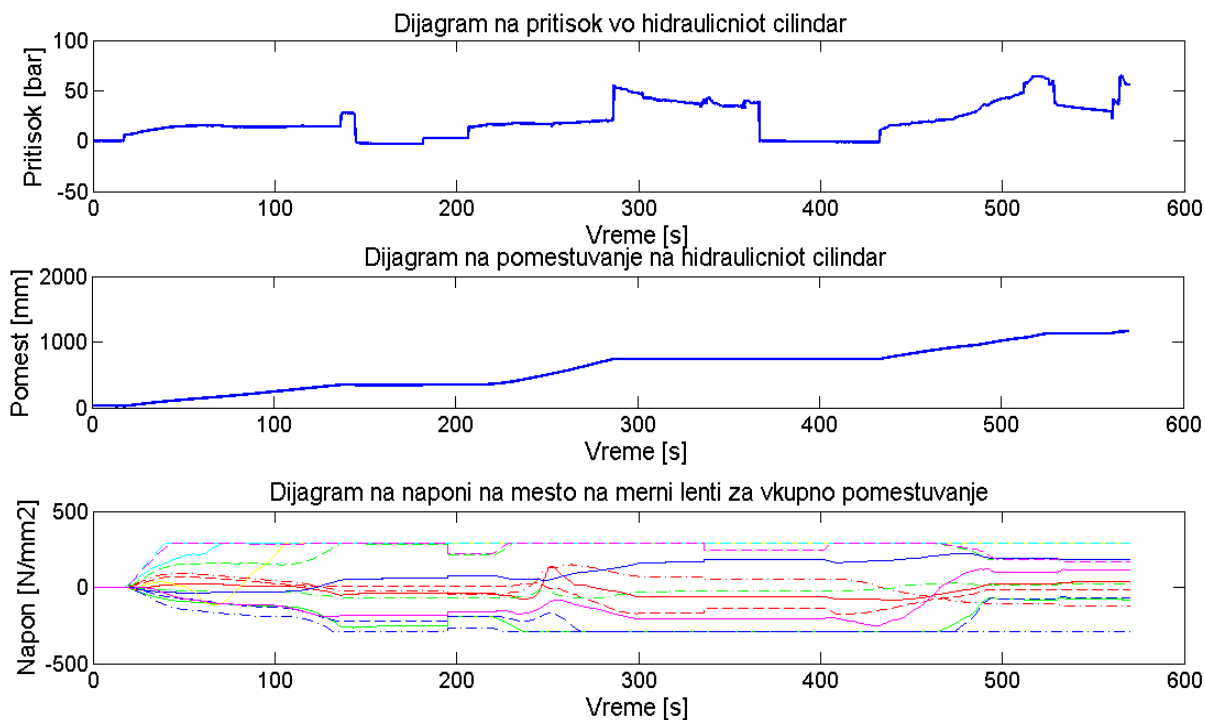
Слика 98. Приказ на деформација на испитуваните места со навојни парови





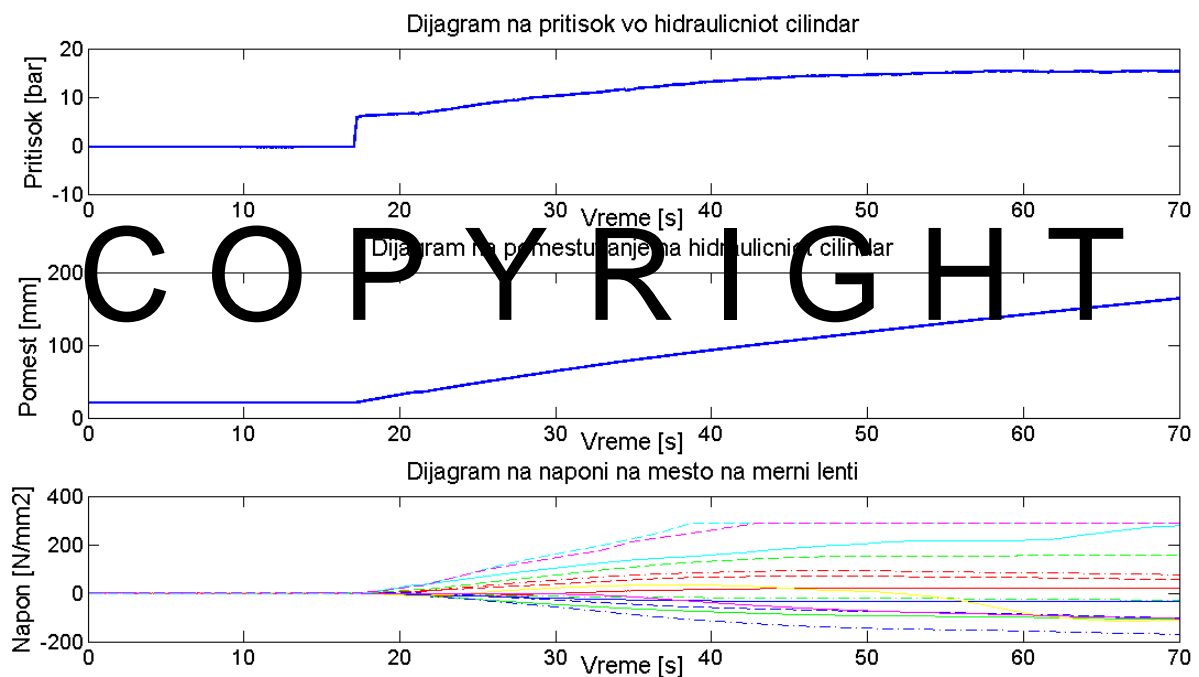
Слика 99. Приказ на деформација на испитуваните места после отстранувањето на навојните
парови

COPYRIGHT



Слика 100. Дијаграм на притисок, поместување на хидрауличниот цилиндар и напони во
мерните места

На Слика 100, се прикажани дијаграмот на промената на притисокот во хидрауличниот цилиндар, промената на поместувањето на цилиндарот и напоните во мерните ленти во секоја од точките кои се разгледуваат. Поради ограниченото извлекување на цилиндарот од околу 450mm, потребно беше носачот на хидрауличниот цилиндар после целосно извлекување да се помести надолу по должината на вертикалната конструкција, со цел повторно да се вовлече и да дејствува врз одбојникот. Таа постапка беше повторена два пати. Промената на состојба во времето на поместување на носачот на хидрауличниот цилиндар не е прикажана на дијаграмите кои следат поради тоа што во тој временски период хидрауличната пумпа не е во погон и нема промени на притисокот, нападната точка на хидрауличниот цилиндар е во мирување и истотака нема поголеми промени на состојбата на мерните ленти.

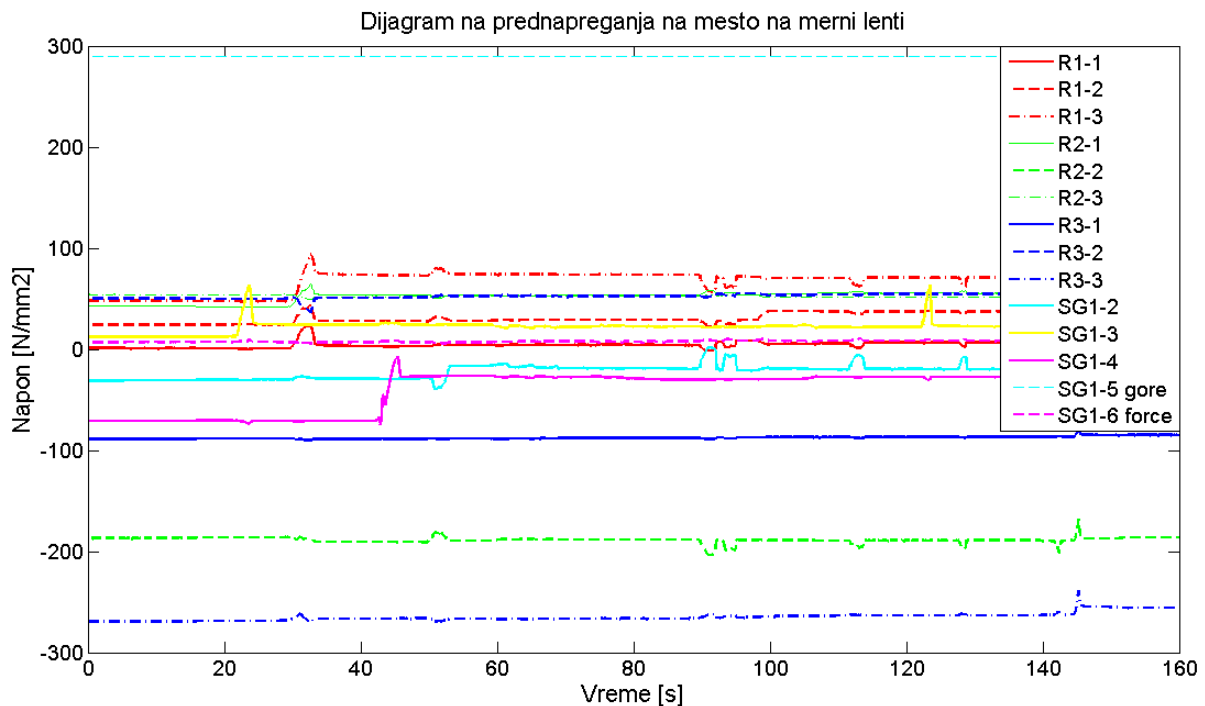


Слика 101. Дијаграм на притисок, поместување на хидрауличниот цилиндар и напони во мерните ленти во почетокот на поместувањето (0-70сек)

На Слика 101 е прикажан почетокот на сите мерени величини во ист временски момент. На крајот на првите 70 секунди од мерењето притисокот достигнува $P_{70} = 15.2\text{bar}$, хидрауличниот цилиндар се поместил за $W_{70} = 164\text{ mm}$ и напоните во интервал до границата на течење на материјалот $Re_h = 290\text{N/mm}^2$. Доколку притисокот го помножиме со површината на напречниот пресек односно челната површина на клипот на цилиндарот, се добива силата со која тој дејствува на одбојникот. Во овој случај до 70 секунди од мерењето силата изнесува:

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

$$p_{70} = \frac{F_{70}}{A} \Rightarrow F_{70} = p_{70} \cdot \frac{d_{cil}^2 \cdot \pi}{4} = 15.2 \cdot 10^{-1} \cdot \frac{140^2 \cdot 3.14}{4} = 23386.72 [N]$$



Слика 102. Дијаграм на напон, за време на притегнувањето од 100Nm, на место на мерила ленти поставени на горниот одбојник.

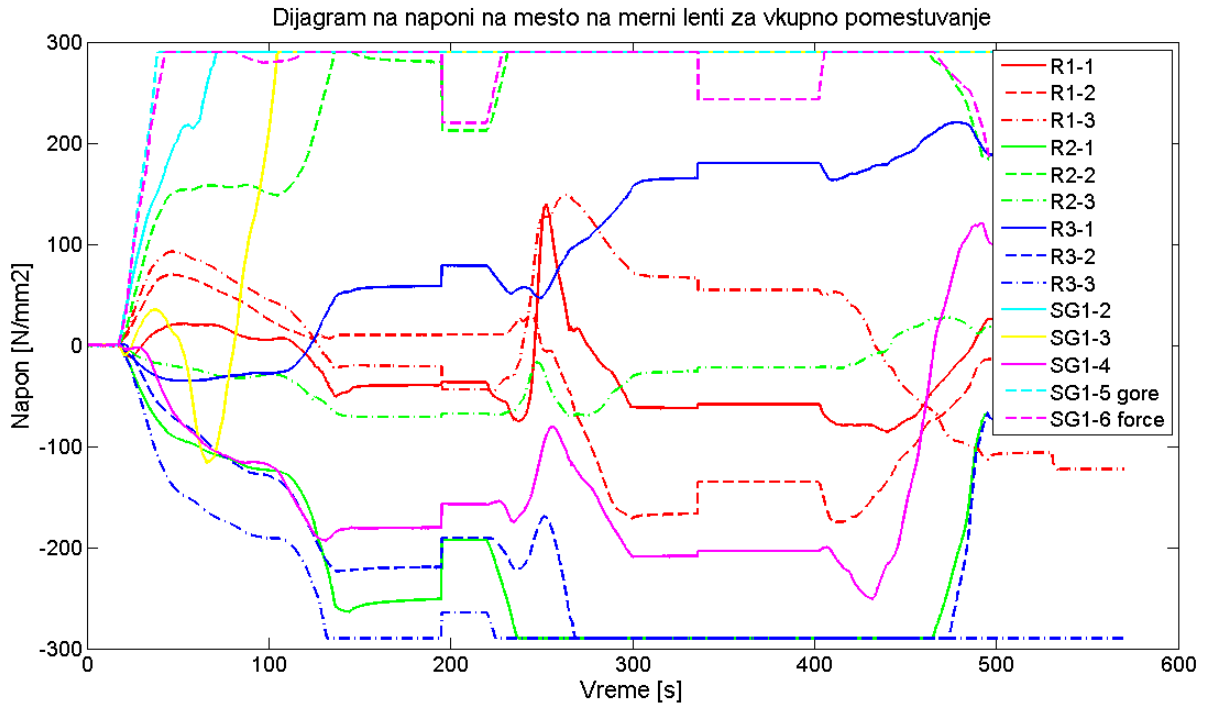
COPYRIGHT

Навојните врски помеѓу сегментите од одбојниците се контролирано притегнати со помош на момент клуч на две нивоа и беа зачувани резултатите од двата уреди за аквизиција за тие состојби. Најпрво до 70Nm а потоа до 100Nm. На горната слика е прикажана крајната ситуација односно затегнувањето до 100Nm. При подготвителната аналитичка пресметка според јакосните карактеристики на навојниот пар се пресметува силата на истегнување (точка 4.2.1).

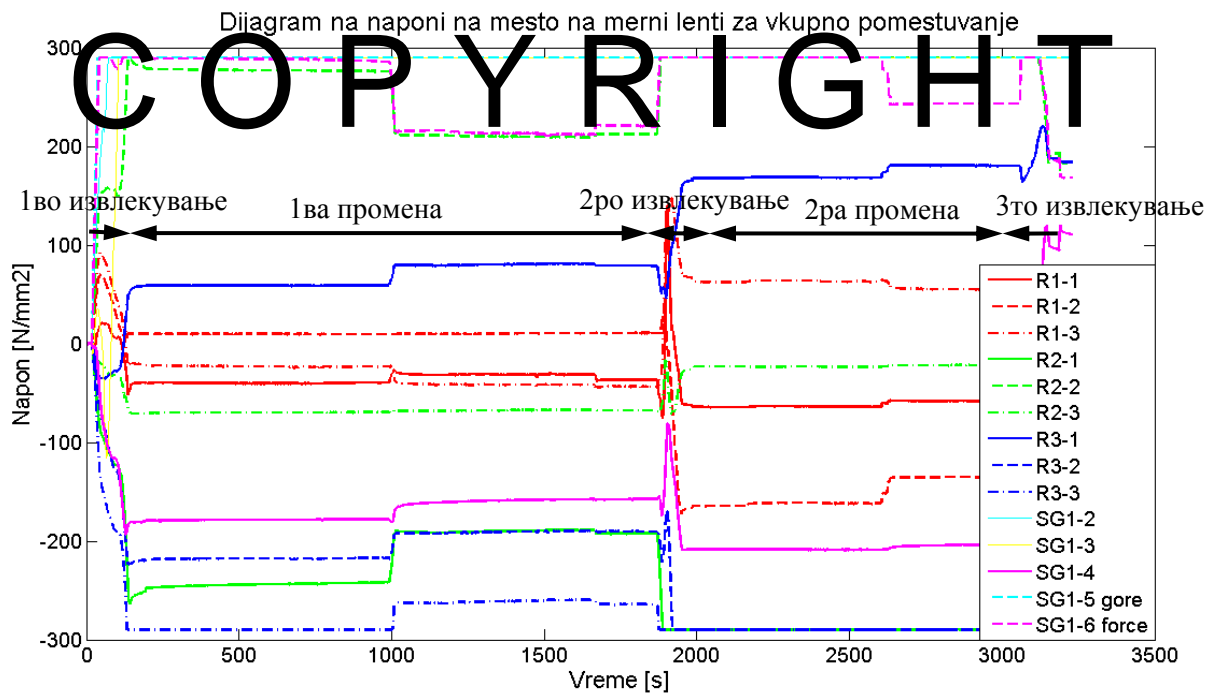
Завртките кои се користат за поврзување на сегментите не се со дефинирана класа. Поради тоа при пресметките од ваков тип се користи онаа класа која е најупотребувана за слични барања во широката потрошувачка односно класа 5.6. Со тоа јакосните карактеристики на навојната врска се: граница на течење $Re h = 5 \cdot 6 \cdot 10 = 300 \frac{N}{mm^2}$ и максимален напон од

$$Rm = 5 \cdot 100 = 500 \frac{N}{mm^2}.$$

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 103. Дијаграм на напони на место на мерни ленти поставени на горниот одбојник



Слика 104. Дијаграм на напони на мерните места на горниот одбојник за поместување заедно со времето на промена на хидрауличниот цилиндар

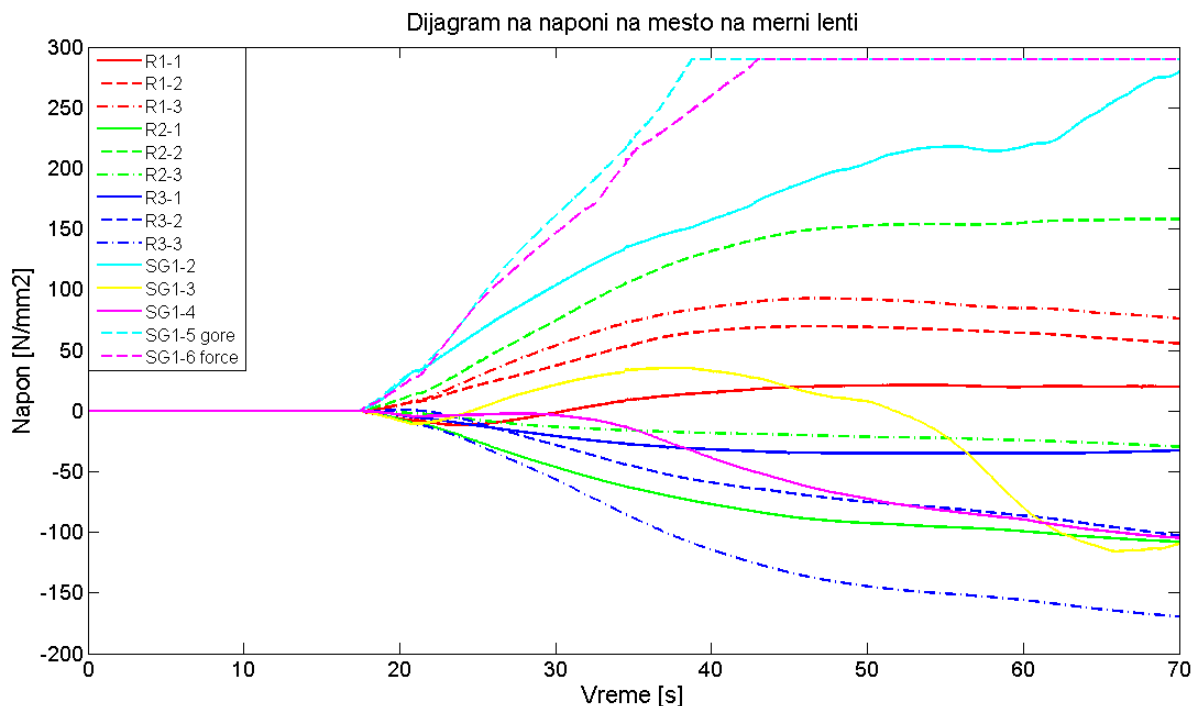
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна врска под оптоварување

Од дијаграмот на прогресијата на напонската состојба на место на мерните ленти поставени на горниот одбојник може да се забележи кои од нив ја достигнале границата на еластичност на материјалот од кој е изработен одбојникот $Reh = 290\text{N/mm}^2$. Поради максимално извлечената состојба на цилиндарот следуваше спуштање на носачот на цилиндарот со намера тој да се вовлече и повторно да дејствува врз одбојниците. Сегментите од кривите на Слика 104, кои се прикажани како 1ва промена и 2ра промена, го прикажуваат оптоварувањето на мерните места во период на спуштање на хидрауличниот цилиндар на едно ниво пониско од претходното. Целиот процес на дејствување на хидрауличниот цилиндар на одбојниците хронолошки може да се подели како: прво извлекување, следува прво спуштање на цилиндарот, второ извлекување, следува второ спуштање на цилиндарот и трето извлекување. Во понатамошниот текст почетокот на првото извлекување до крајот на третото се нарекува вкупно поместување на хидрауличниот цилиндар. Во овие периоди на спуштање не се случува значајна промена на напонот на мерните места и се временски далеку подолготрајни од времето на оптоварувањата, што може да се забележи на Слика 104. Поради таа причина резултатите од периодот на 1ва и 2ра промена не се земени во предвид при анализа на мерните места што значајно ќе се зголеми сложеноста на обработката а во тој период не настанува голема промена на напонот што претставува и предмет на мерењето. Во дијаграмот на Слика 103 крајната состојба од претходното, по која следува спуштањето на носачот, и потоа почетокот на новото извлекување на цилиндарот не се совпаѓаат поради постојане на динамичка релаксација на системот. Таа релаксација настанува во моментот кога се растоварува системот за да настане спуштање на цилиндарот и се забележува како чекорен премин и при целосните резултати.

Вкупната временска скала на поместувањето на хидрауличниот цилиндар (Слика 103) може да се подели на:

- прво извлекување $t_1 = 0 \div 195.26$ [s] по што следува и првото спуштањето на носачот на кој е тој поставен
- второ извлекување $t_2 = 195.26 \div 335.94$ [s] по што следува и второто спуштање
- трето извлекување $t_3 = 335.94 \div 573.76$ [s]

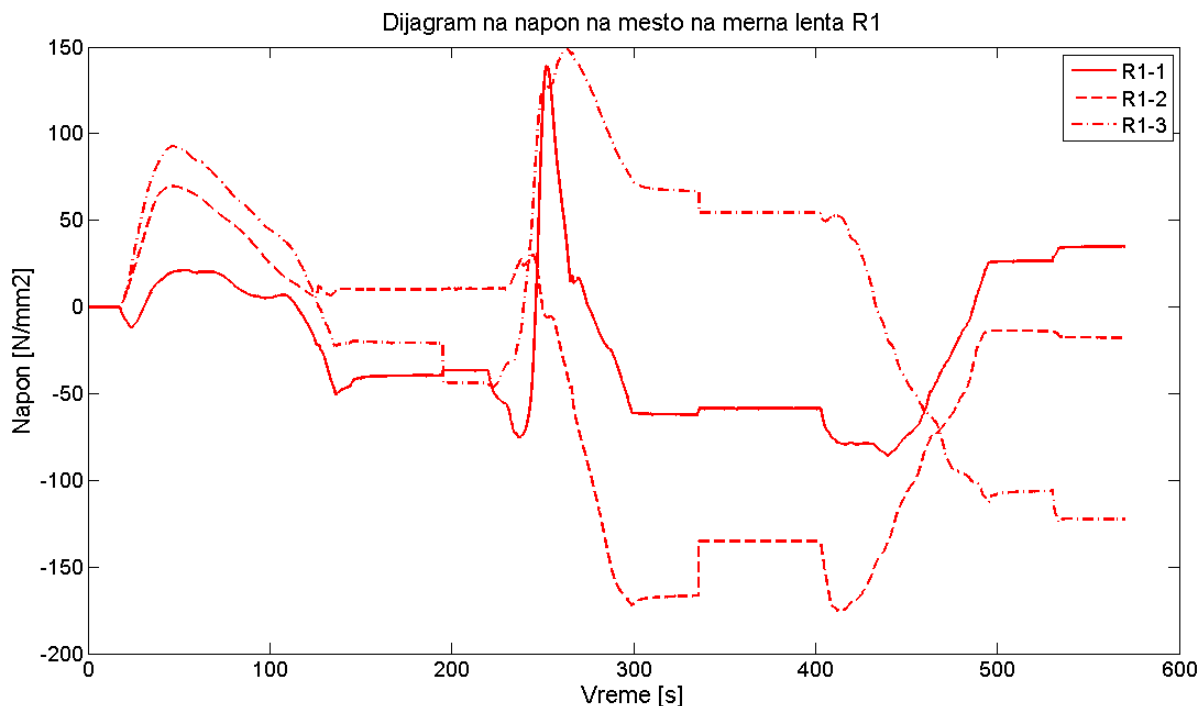
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



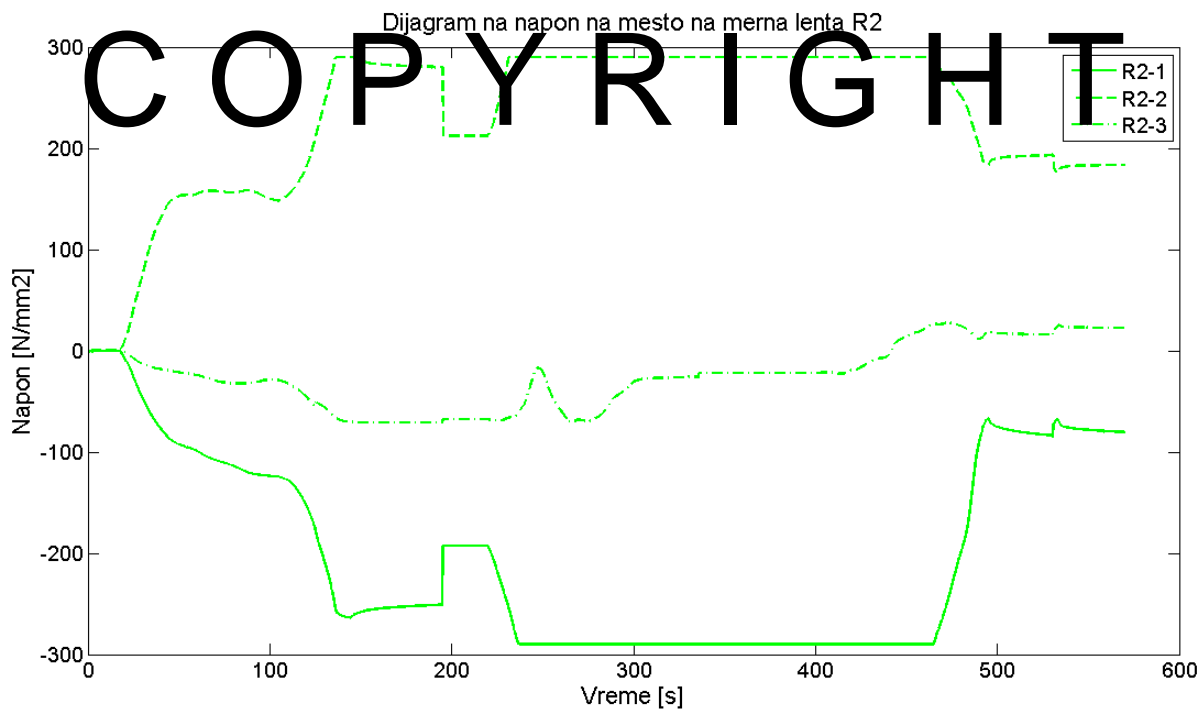
Слика 105. Дијаграм на напони на место на мерни ленти поставени на горниот одбојник во почетокот на поместувањето (0-70сек)

Како што е прикажано на Слика 105, прикажан е разградувањето на кривите на напони на сите мерни места на горниот одбојник до време од 70 секунди од почетокот на првото извлекување на цилиндарот. Мерните ленти поставени на мерно место SG1/5 горе на одбојникот и SG1/6 која ни служи само како контролна за одредување на силата во одбојникот се први кои ја достигнуваат границата на течење. Доколку се разгледува текот на кривите освен првите две следна која има тенденција на достигнување на границата на течење е кривата на мерното место SG1/2.

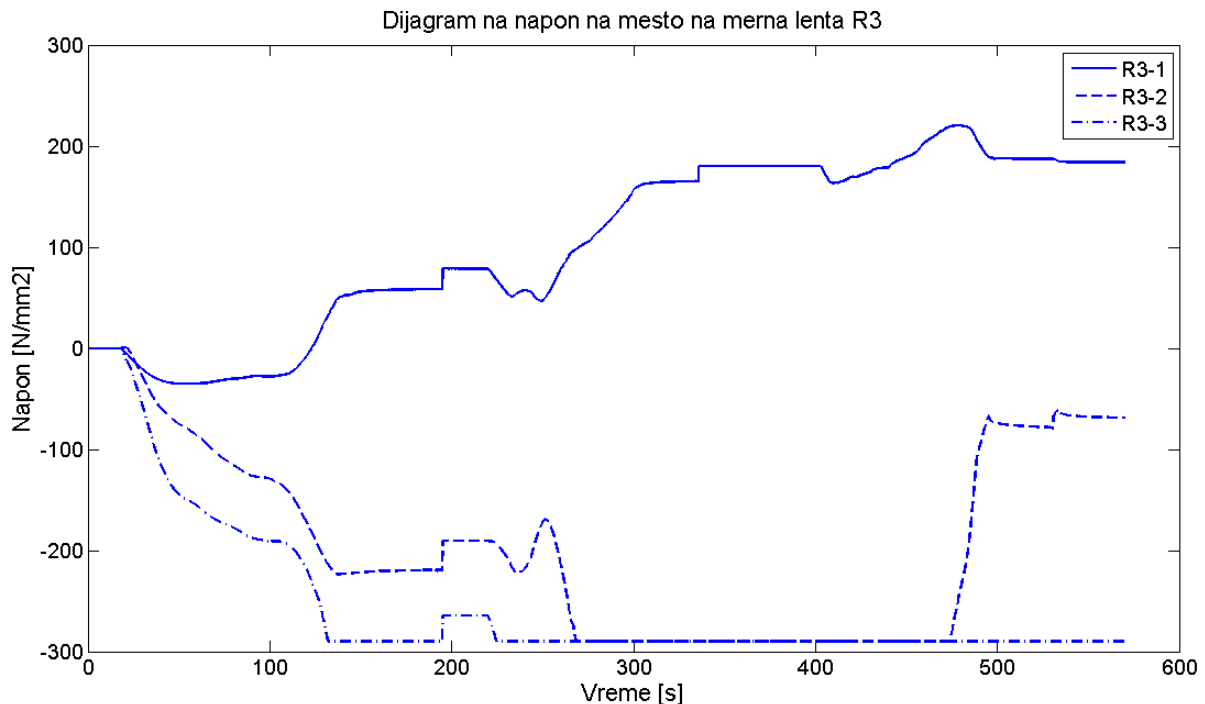
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 106. Дијаграм на напони на место на мерна лента R1 за цел помест



Слика 107. Дијаграм на напони на место на мерна лента R2 за цел помест



Слика 108. Дијаграм на напони на место на мерна лента R3 за цел помест

Слика 106 - Слика 108 ги прикажуваат напонските состојби на мерните места каде што се поставени розетите за цел помест на хидрауличниот цилиндар. Високите напони се кои се јавуваат за време на затегнувањето на навојните парови во некои од мерните розети се причина за појава и на високи напони во текот на оптоварувањето под дејство на хидрауличниот цилиндар. И покрај нулирањето на вредностите од мерењето после затегнувањето поради состојбата на притегање и појава на заостанати напони постои и голема веројатност тие да влијаат на зголемување на напоните во текот на оптоварувањето. Трите најголеми напоните од притегањето во мерните розети изнесуваат:

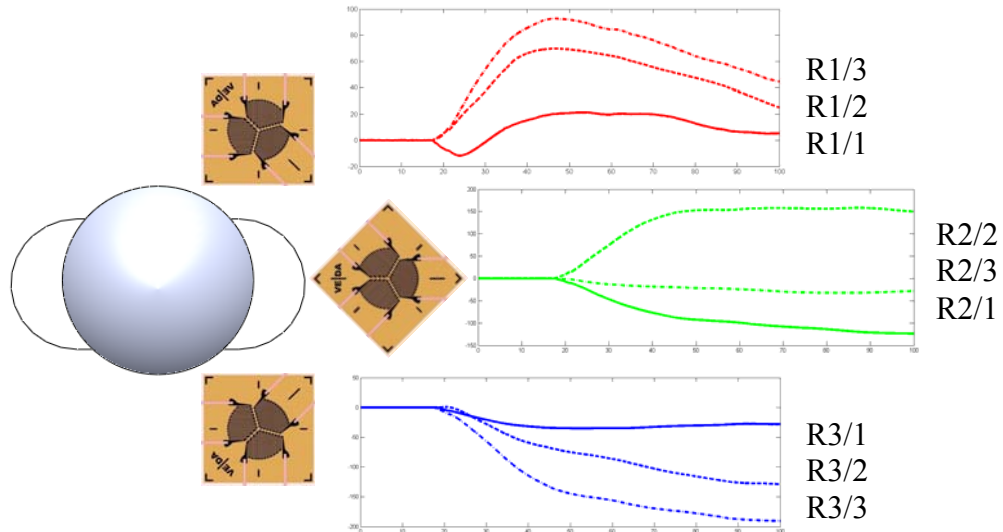
$$R2/2 = -186.2963\text{N/mm}^2$$

$$R3/3 = -255.9568\text{N/mm}^2$$

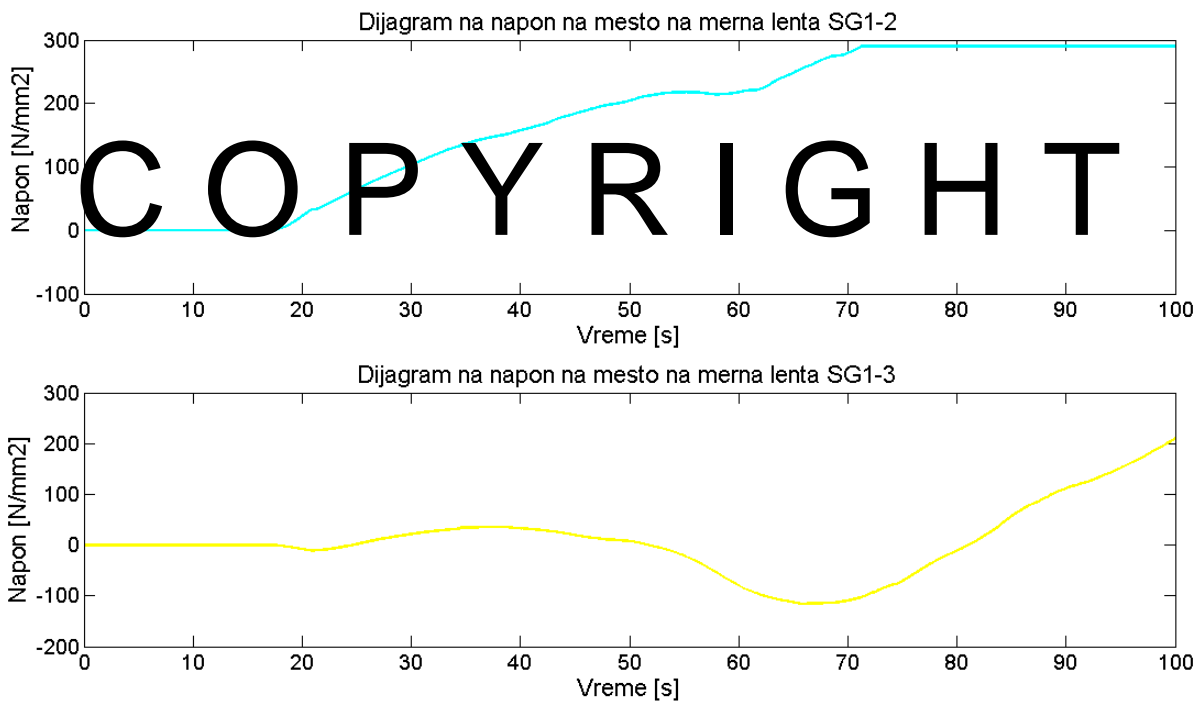
$$R3/1 = -84.7998\text{N/mm}^2$$

На Слика 109 се прикажани дијаграмите на напони на розетите поставени на нивната местоположба на самиот одбојник. Тоа е со намера да се види текот на напонот околу жлебот за навојната врска. Може да се забележи целосно промената на напоните околу жлебот која е директно зависна од деформацијата на површината на која се залепени.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 109. Слика на дијаграмите на мерните ленти-розети поставени на самиот одбојник во почетокот на поместувањето (0-100сек)

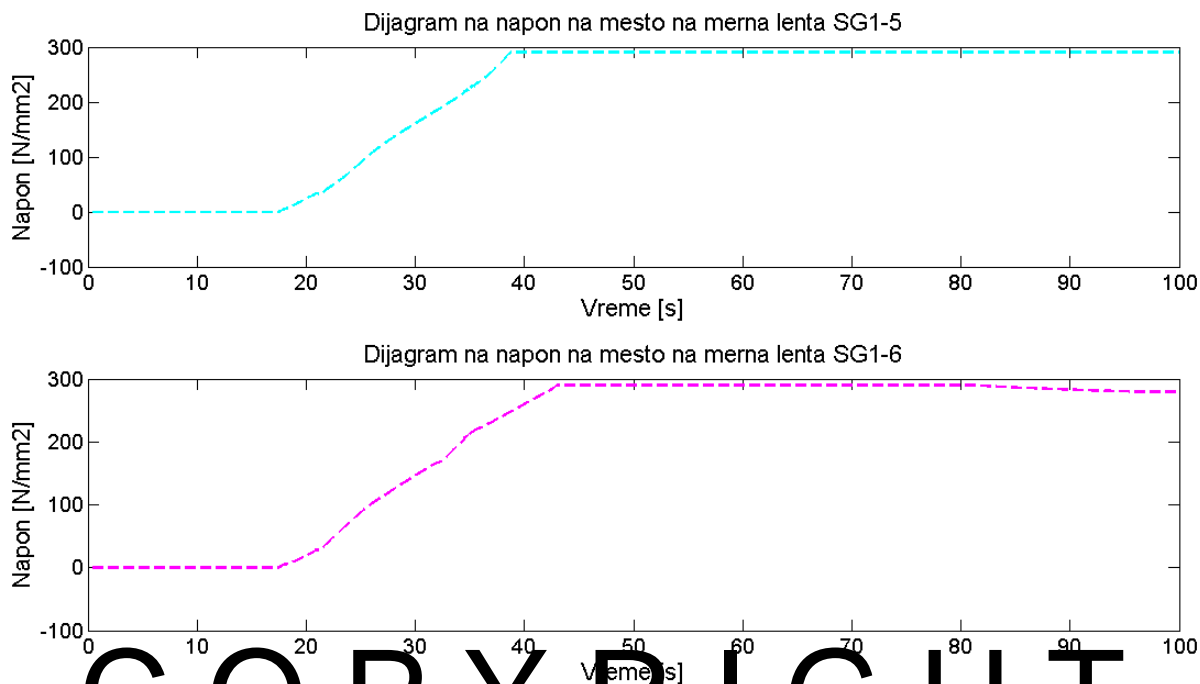


Слика 110. Дијаграм на напони на место на мерни ленти SG1/2 и SG1/3 во почетокот на поместувањето (0-100сек)

Во почетокот на поместувањето на хидрауличниот цилиндар во време од изминати 70 секунди, лентата поставена на мерното место SG1/2 ја достигнува границата на еластичност, подоцна текот е прикажан на дијаграмот како константна линија. Всушност таа константна линија има тенденција на полиномна линија која поради малите издолжувања е прикажана

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

како права линија односно сегмент од полиномната. Доколку пластичните деформации бидат изразито големи во подрачје на високи елонгации претставени на напон-издолжување дијаграмот на материјалот на одбојниците таа промена би се забележила (точка 4.4.4 и Слика 94).



Слика 111. Дијаграм на напони на место на мерни ленти SG1/5 и SG1/6 во почетокот на поместувањето (0-100сек)

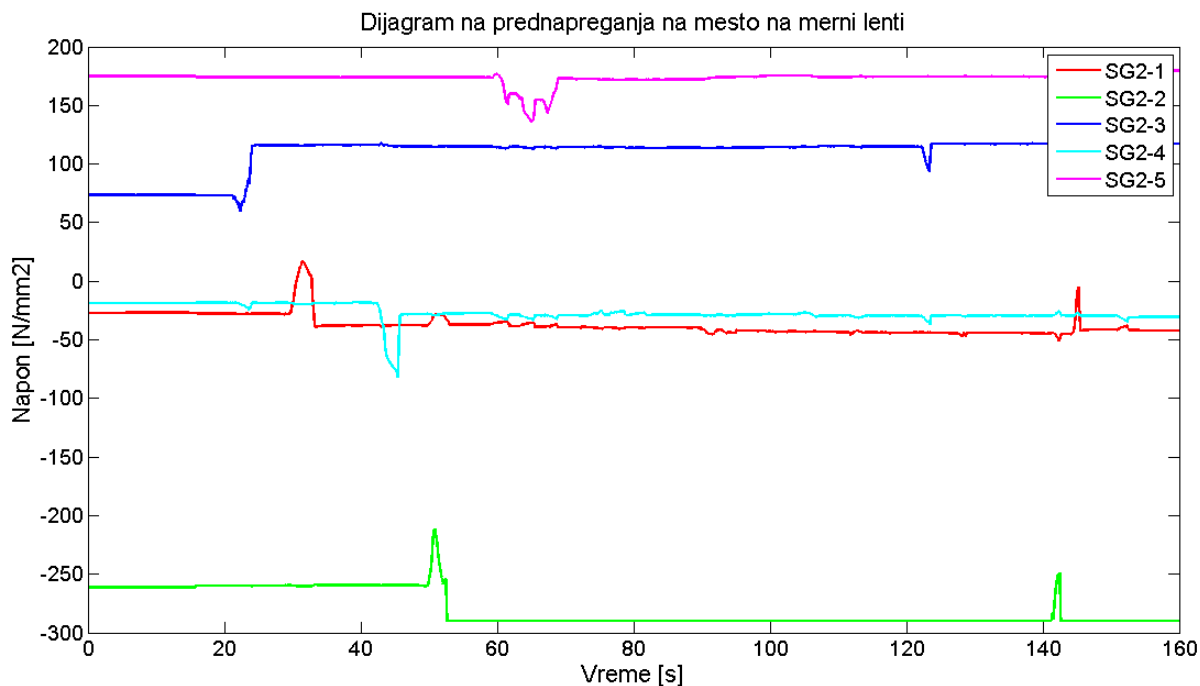
Овој дијаграм ги прикажува мерните ленти кои први споредено со сите останати мерни места ја достигнуваат границата на еластичност, SG1/5 поставена на централниот отвор на горниот одбојник и SG1/6 која служи само за одредување на силата во одбојникот. На мерното место SG1/5 може да се заклучи дека големината на напонот се јавува како резултат на претходното притегање, пришто истотака се достигнува границата на еластичност, додека на мерното место SG1/6 таа забелешка се изоставува поради тоа што во нејзина непосредна близина не постои навоен пар и опасност од големо влијание на притегањето.

Силата во одбојникот пресметана од мерната лента SG1/6, во почетокот на поместувањето на хидрауличниот цилиндар односно 0-100сек, изнесува:

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \sigma \cdot A = 279.35 \cdot 1386.9 = 387430.51[\text{N}]$$

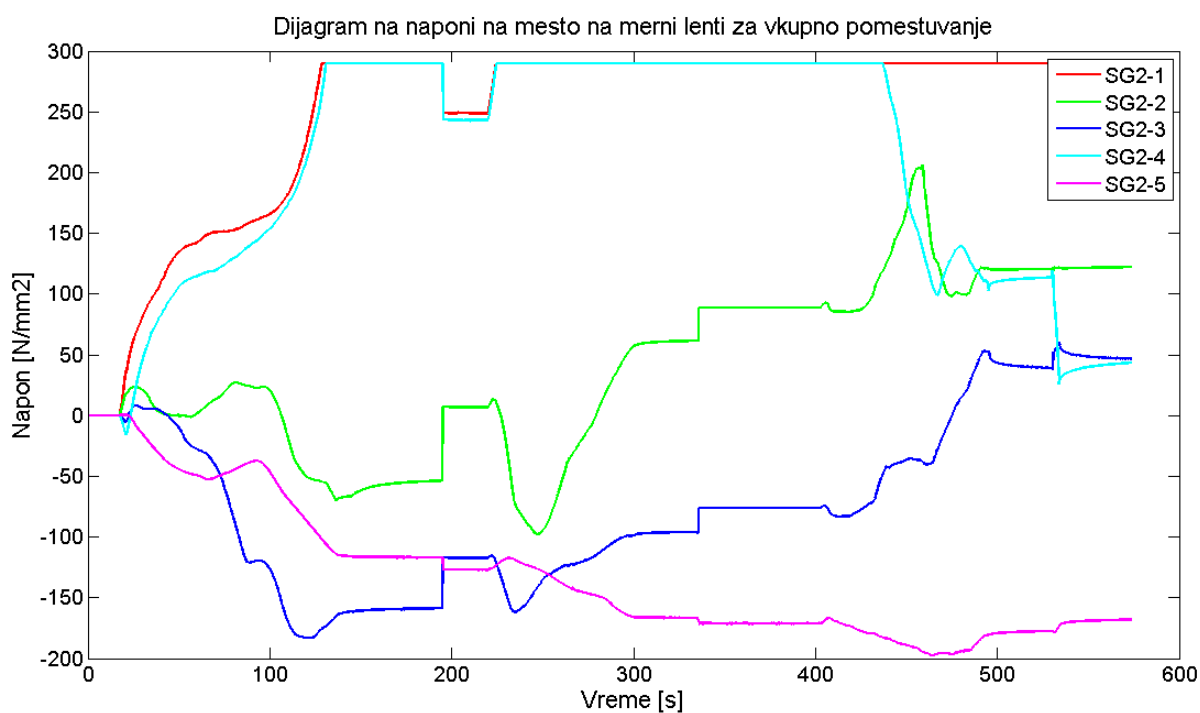
$A = 1386.9 \text{ mm}^2$ - според геометриските карактеристики на одбојникот наведени во Табела 22.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 112. Дијаграм на напони за време на притегањето од 100Nm на место на мерни ленти поставени на долниот одбојник

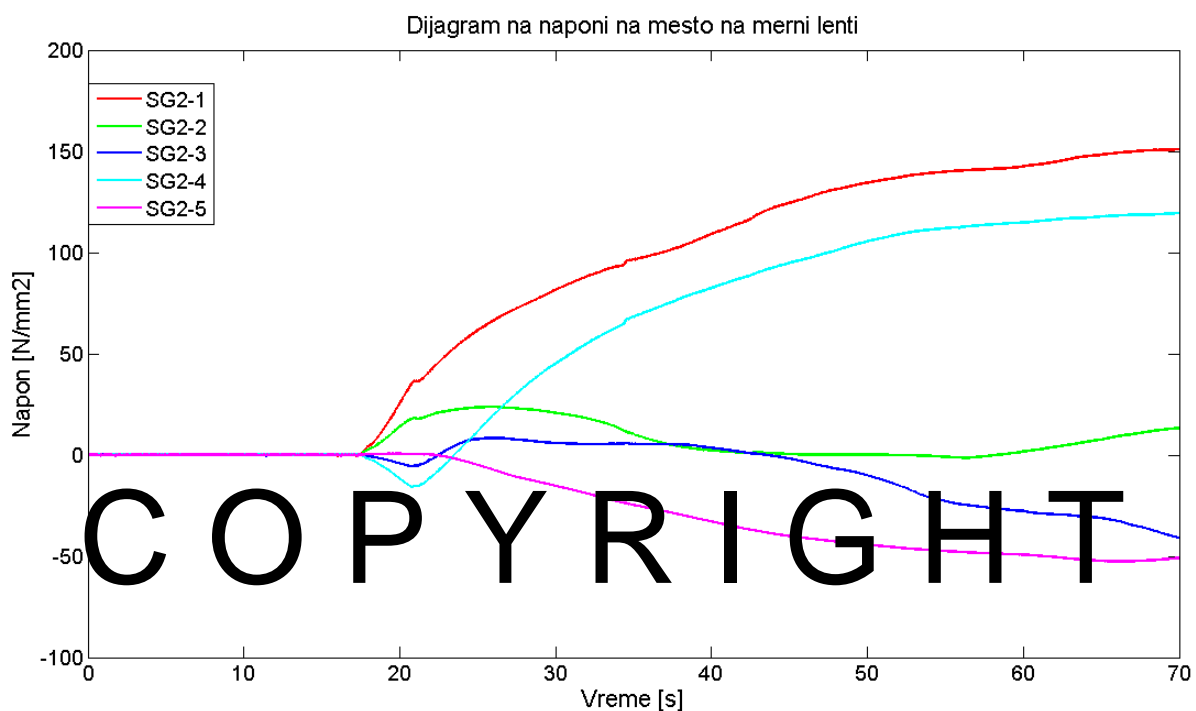
На Слика 112 е прикажана напонската состојба за притегање од 100Nm на сите пет мерни места поставени од долната страна на долниот одбојник. Повеќето напрегања се забележуваат на место SG2/3 каде е достигната и границата на еластичност при притегањето.



Слика 113. Дијаграм на напони на место на мерни ленти поставени на долниот одбојник

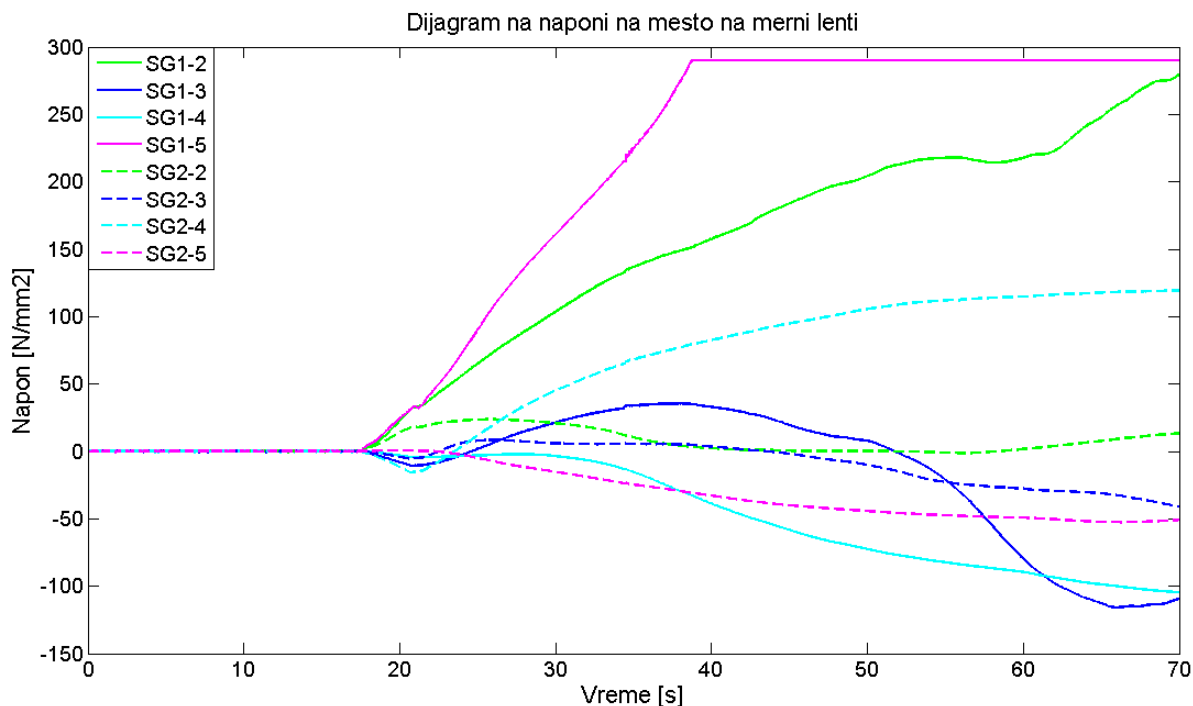
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување

Од дијаграмот на Слика 113 може да се забележи дека максимални напони во околина на отворите на долниот одбојник се појавуваат на мерните места SG2/1 и SG2/4. Тие пред првото целосно извлекување на хидрауличниот цилиндар ја достигнуваат границата од 290 N/mm². Истотака јасно може да се види и сличната тенденција на растење на напоните на симетрично поставени мерни ленти во однос на надолжната рамнината по средината на одбојникот. Тоа се паровите на мерни ленти SG2/1 и SG2/4 како и SG2/2 и SG2/3. Лентата SG2/5 е поставена во централниот отвор на одбојникот.



Слика 114. Дијаграм на напони на место на мерни ленти поставени на долниот одбојник во почетокот на поместувањето (0-70сек)

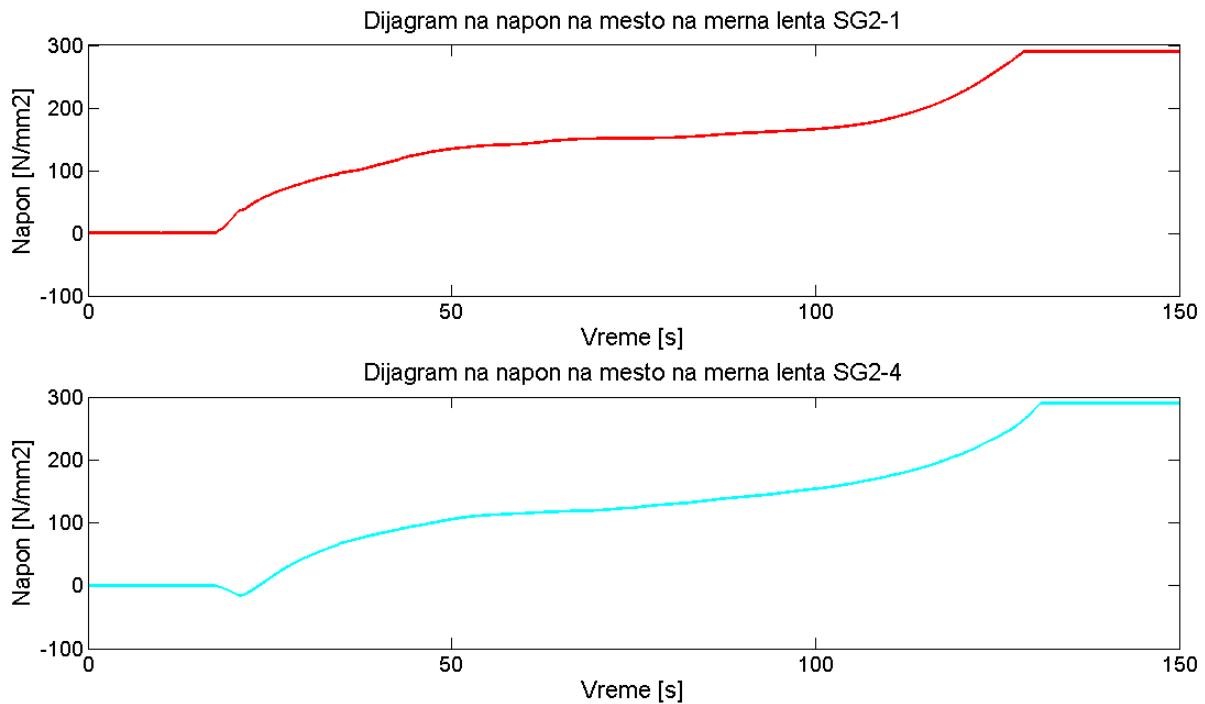
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 115. Дијаграм на напони на мерни ленти поставени на ист отвор на горниот и долниот одбојник во почетокот на поместувањето (0-70сек)

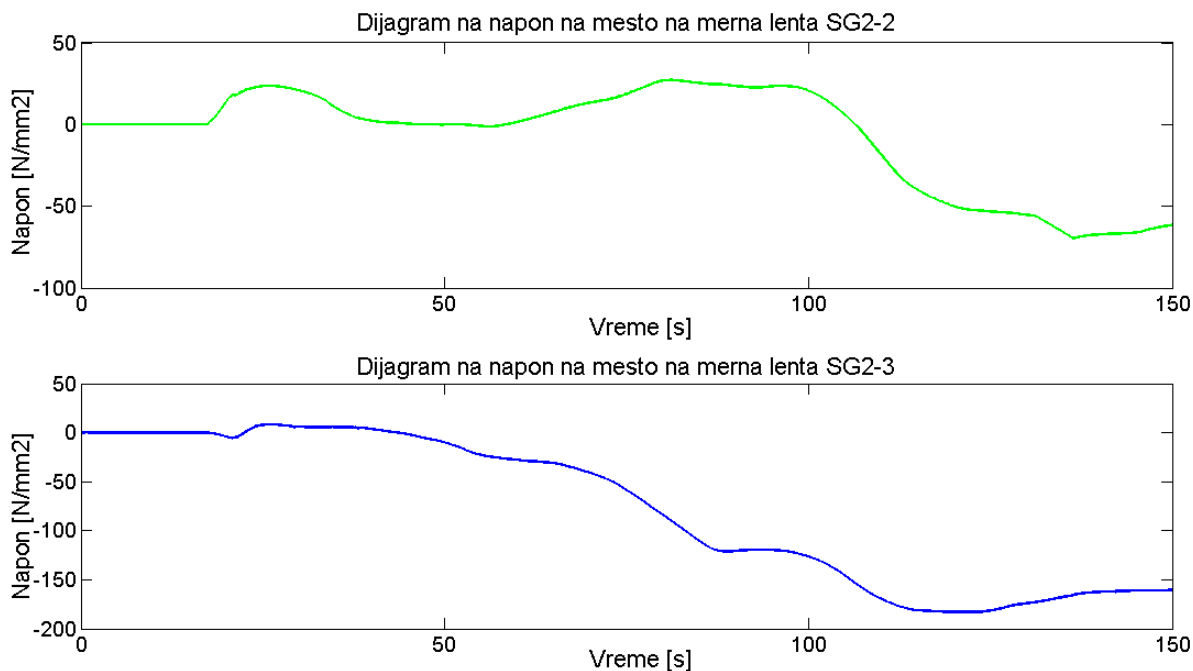
Слика 114 ни го прикажува разгранувањето на напоните на сите мерни места на долниот одбојник во почетокот на поместувањето од 0-70 секунди. Тука се забележува и почетната тенденција на мерните места кон максималните напони. На Слика 115 се претставени измерените напони на мерните места на ист отвор од горниот одбојник (прикажани со полни линии) и соодветните на долниот одбојник (прикажани со испрекинати линии). Може да се забележи дека од 0 до 70 секунди отворите за навојните врски од горниот одбојник SG1/2 и SG1/5 се далеку повеќе напрегнати од останатите на долниот.

Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 116. Дијаграм на напони на место на мерни ленти SG2/1 и SG2/4 во почетокот на поместувањето (0-150сек)

Од прикажаните дијаграми јасно може да се види сличноста во текот на промена на напонската состојба на две симетрично поставени мерни ленти на долниот одбојник во однос на средната надолжна рамнина. Ова е очекувана состојба поради тоа што напрегањето врз одбојниците е континуирано по целиот напречен пресек на одбојникот. Прикажаните се единствените мерни места кои достигнуваат пластична деформација и тоа се случува во првото извлекување на хидрауличниот цилиндар.



Слика 117. Дијаграм на напони на место на мерни ленти SG2/2 и SG2/3 во почетокот на поместувањето (0-150сек)

Мерните места SG2/2 и SG2/3 се најмногу оптоварени во текот на поместувањето на хидрауличниот цилиндар од сегментите оставени на долниот одбојник. Доколку се разгледа кривата на промена на напонот за целото поместување на хидрауличниот цилиндар на овие две мерни места може да се забележи дека после достигнување на максималните вредности (прикажани на Слика 117) започнува тренд на опаѓање на кривите. Односно уште еднаш се потврдува тоа дека не е достигната границата на еластичност и постои постепена нивна динамичка релаксација.

4.4.7. Заклучоци од лабораториското експериментално испитување

Квази-статичкото експериментирање е избрано наспроти динамичкото поради можноста детално да се анализира поврзувањето помеѓу одбојниците. Како елементи на поврзувањето на сегментите спаѓаат завртките, навртките и подлошките кои се дел од разделната врска, потоа отворите во кои тие навлегуваат и површините кои се прилепени како резултат на притегањето. Се разгледува врска со девет навојни парови што ја претставува и реалната ситуација на поврзување на одбојниците на патиштата. Правецот на дејство на силата при оптоварувањето на одбојниците е одредено согласно стандардот како најтежок услов за одобрување на одбојникот. Ваков тип на детална анализа за однесување на системот

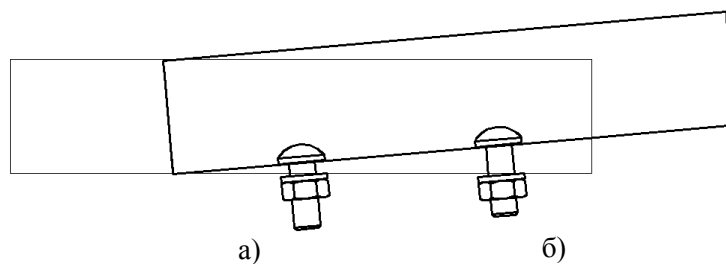
Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна врска под оптоварување

произлегува само со временски дискретни испитувања во кои може да се согледа начинот на деформација на одбојниците во текот на целиот временски опсег поделен на интервали. Се потенцира предноста на квази-статичкиот експеримент со единствена негативна страна при соопштување на силата а тоа е неможноста да се достигнат реалните инерцијалните сили како во случај на динамичко испитување. Целта со овој тип на испитување е анализа на поврзувањето на два одбојника во услови кои се повеќе критични во однос на нејзиното разделување во споредба со реалната ситуација на удар на возило. Тоа е возможно да се постигне со квази-статичкото испитување поради крутоста на самиот систем. Односно со вклучување на краевите на одбојниците системот е помалку еластичен што резултира со поголеми оптоварувања на врската. Доколку таа ја извршува својата главна функција при квази-статичкото оптоварување постои голема веројатност дека нема да се раздели и при динамичкото оптоварениот систем.

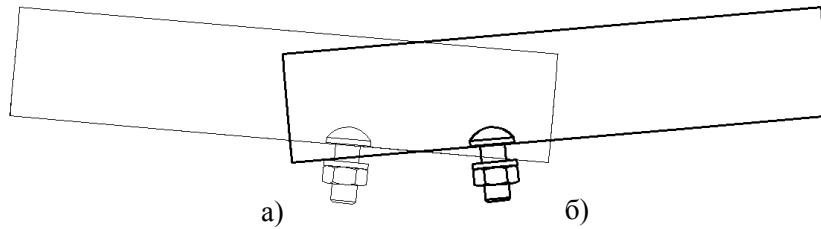
Ова се согледувањата донесени врз основа на прикажаните резултати и големините на напоните во различни временски интервали (Табела 25):

- забележан е значителен пораст во времето на притегањето на завртките на некои мерни места. Таков е случајот со мерното место SG1/5-gore и SG1/5-dole каде двете мерни ленти се залепени на иста позиција на одбојникот само на различна страна. На ова мерно место пред притегањето во првобитната состојба постоеше еластична деформација која ленто беше забележана. Особено е важна состојбата на одбојниците пред нивното поставување. Секоја претходна деформација иницира нагли зголемувања на напонската состојба. Ова мерно место по средината на одбојникот е место кое најпрво ја достигнува границата на течење и тоа за време на притегањето на завртката.

- начинот на деформација на одбојниците придонесува некои од мерните места да бидат повеќе оптоварени од останатите. Во разгледуваниот случај тоа се мерните ленти SG1/2 и симетрично поставена на неа во однос на надолжната рамнина на одбојникот, SG1/3. Вторите мерни ленти поради начинот на деформација на одбојникот односно нагибот при свиткувањето се повеќе изложени на оптоварување (означена со б, Слика 118). Овие мерни ленти се први кои според нивото на оптоварување ја достигнуваат границата на еластичност.



Лабораториско експериментално испитување на однесување на одбојник со навојна
врска под оптоварување



Слика 118. Начин на оптоварување на навојните парови при разделување на одбојниците

- со текот на оптоварувањето се доведува до свиткување и на другиот одбојник. Притоа настанува и оптоварување на првите мерни ленти (означени со а, Слика 118). Оваа забелешка може да се види од вредностите дадени во Табела 25. Мерните места означени со SG2/1 и SG2/4 се наоѓаат на одбојникот поставен од долната страна. Тие ја достигнуваат границата на еластичност меѓутоа подоцна во споредба со првите, поради подоцнежното дејство на свиткувањето на одбојникот.

- дијаграмот на мерната лента SG1/6 која е поставена на одредено растојание од местото на удар дава генерална слика на однесувањето на одбојникот без влијание на локалните концентрации на напони. Поради поголемите промени на напонската состојба до границата на еластичност се заклучува дека на тоа место одбојникот не е навлезен во подрачјето на пластична деформација, меѓутоа е блиску до неа. После пластичната деформација би се очекувало тие промени на напонот да се намалат.

- мерните ленти од типот розети ни даваат приказ на целата напонска состојба која се случува во делот околу отворот во кој се поставени навојните парови. Тие ни го прикажуваат разгранувањето на напонот со надоаѓање до отворот и потоа во пределот околу главата на завртката. Напонските струјните линии и распределбата на напони зависат во голема мерка од притегнувањето на завртките.

- се забележува лизгање помеѓу одбојниците на делот на кој налегнуваат како резултат на дејство на компонентната сила на истегнување на сегментите. Лизгањето се појавува поради тоа што навојните врски се поставени во отвори во форма на жлебови и дозволуваат поместување на завртката по должина на жлебот.

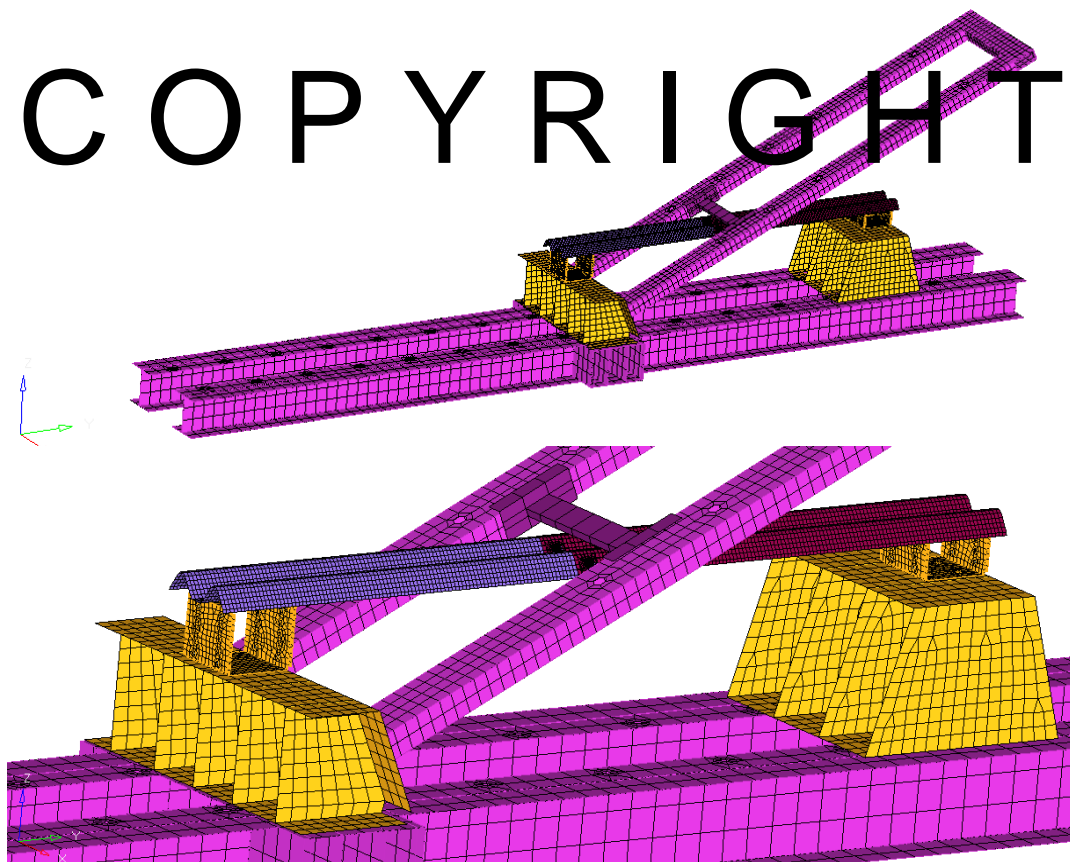
5

ВИРТУЕЛНИ МОДЕЛИ

5.1. Виртуелен квази-статички модел на експериментот спроведен во лабораториски услови

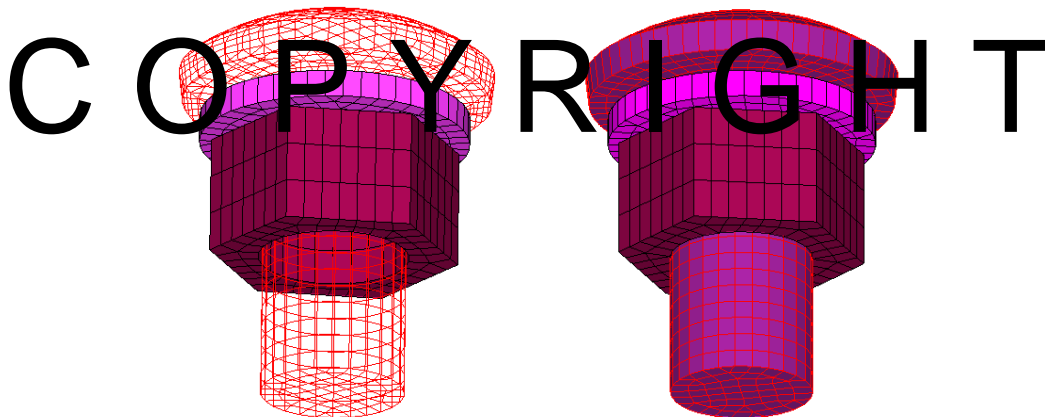
5.1.1. Вовед

Според хронологијата на експерименталното испитување развиен е најпрво КАД модел а потоа и нумерички модел добиен со методот на конечни елементи на испитната инсталација кој понатаму би се верифицирал со експериментот спроведен во лабораториски услови. Останатите елементи вклучени во виртуелната симулација како предмет на удар односно сегментите од одбојникот со навојните парови се истите користени понатаму во динамичкиот модел. Овој квази-статички тест се користи најпрво за осознавање на начините на деформација до разделување на сегментите а потоа како експериментална верификација на моделот добиен со метод на конечни елементи.



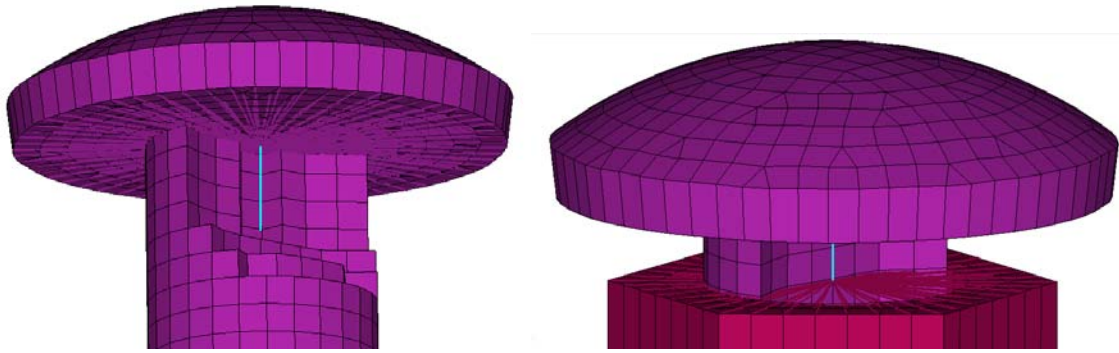
Слика 119. МКЕ модел на испитната инсталација

Како разделна врска во случајот на поврзување на браниците за заштита од излетување на патиштата се користи навојна врска со големина M16 заедно со подлошка поставена над навртката. Поради нејзиното значење и потребата од правилно однесување на таа врска, особено внимание се посветува на моделирањето на елементите од врска како и начинот на нивно поврзување. Најпрво, за моделирање на завртката, навртката и подлошката се користени хексагонални елементи, кои се волуменски и се разгледува и промената на состојбата на тој елемент и по неговата дебелина. Површинските елементи за разлика од волуменските се користат за тенки лимови кај кои не се очекува голема промена на состојба по дебелината на лимот. Потребно е со големо внимание да бидат моделирани деловите со волуменските елементи при анализа во споредба со оние моделирани со површинските елементи. Овој заклучок произлегува од тоа дека во структурата на деловите елементите се изложени на влијание од повеќе соседни елементи. При дефинирање на контактот помеѓу волуменските елементи од навојниот пар и површинските од одбојникот беа воочени неколку неправилности. При тој контакт површинските елементи навлегуваат длабоко во структурата на стеблото на завртката. Поради тоа се јави и потребата за формирање на обвивка околу завртката која е составена од површински елементи а се дефинира како мембрана која не допринесува за додатен отпор на соопштените напрегања.



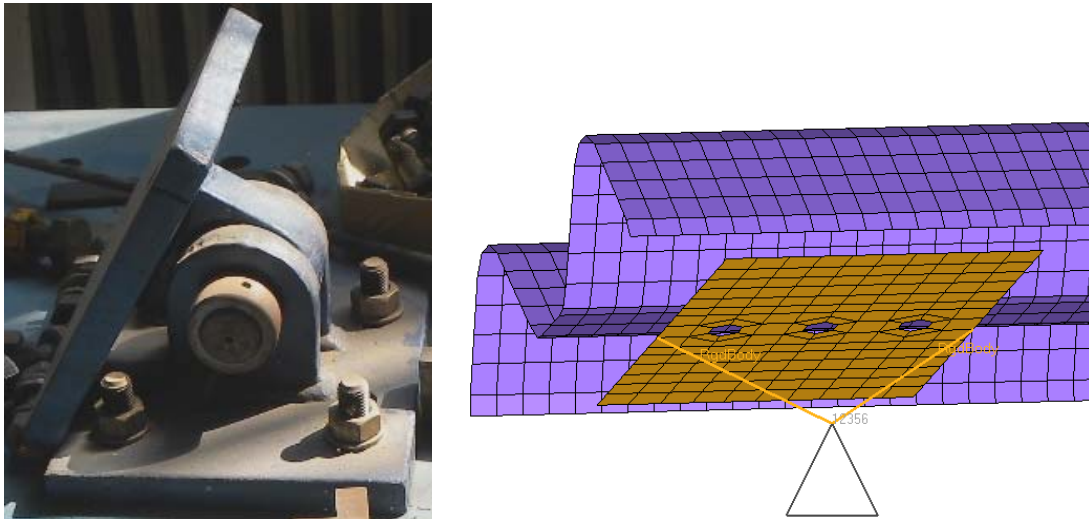
Слика 120. Моделирање на елементи за контакт на навојниот пар

Поврзувањето на завртката со навртката е со помош на модел на греда (лост) помеѓу т.н. мрежна на крути елементи, наспроти методот на примена на пружина или температурна разлика на двата дела. За да се избегне истегнување само на одредени јазли односно јазлите за кои би бил поврзан лостот се формира мрежа на крути елементи кои ги опфаќаат сите јазли од површината на која налегнуваат главата на завртката и навртката. Помеѓу централните точки на таа мрежа од завртката и навртката се поставува лостот.



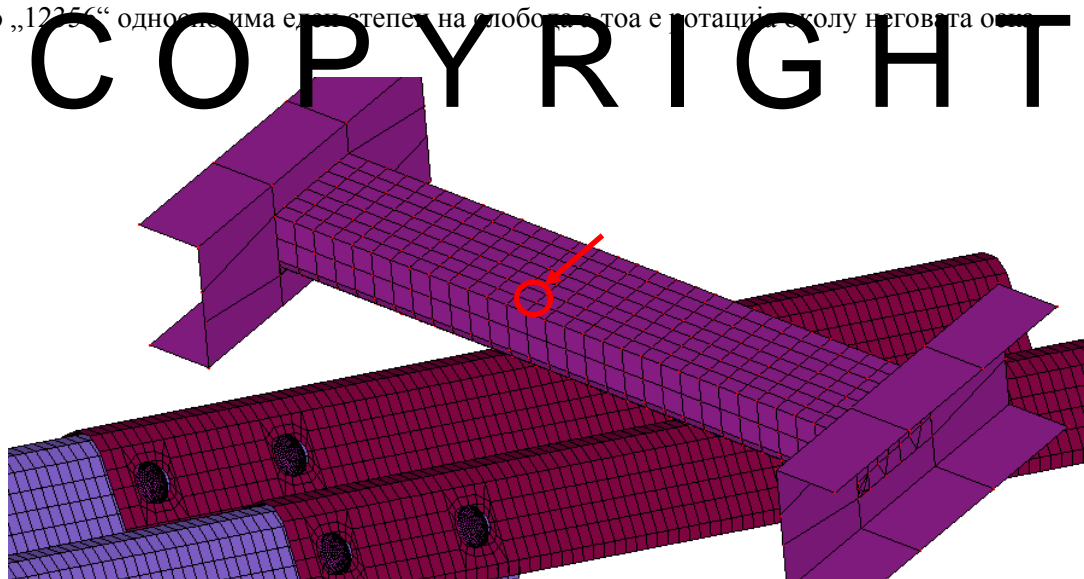
Слика 121. Поврзување на завртката со навртката преку т.н. мрежа на крути елементи

Навојот од навојната врска не е предмет на моделирање поради потребната голема густина на мрежа за да се прикаже реално. Со тоа би се добил доста сложен модел со кој нема да се постигне посакуваниот резултат. Најчесто малите волуменски елементи изложени на поголеми оптоварувања доведуваат до прекинување на симулацијата. Како модел на поврзување избран е моделот со примена на лост поради можноста да се дефинираат за него параметри како густина на материјалот, крутост, силата на притегање како и истегнувањето или збивањето до кинење изразено во милиметри. После совладување на силата на притегање под дејство на надворешната сила почнува да се истегнува лостот до дефинираната должина на кинење. Силата на почетно притегање претставува само сила во преда која се користи при нумеричката пресметка. Таа реално не ги прилепува деловите кои се поврзуваат. За таа цел се користат дополнителни надворешни сили кои дејствуваат во јазлите од мрежата на крути елементи на главата од завртката и навртката. Тие сили ги претставуваат силите на притегање на навојниот пар кои дејствуваат така што ги прилепуваат двата одбојника. Друг начин на дефинирање на притегнувањето на елементите од навојната врска е со т.н. додатни јазли кои не се дел од мрежата на деловите. Односно тие претставуваат произволни точки во просторот и се дефинирани како дел од постоечки крути системи. Точките кои се наоѓаат во средината на главата на завртката и навртката ќе се движат заедно со нив само доколку тие се дефинирани како крути тела. Во тие додатни јазли дејствуваат силите на притегање.



Слика 122. Модел на зглобно врзување на краевите на одбојниците

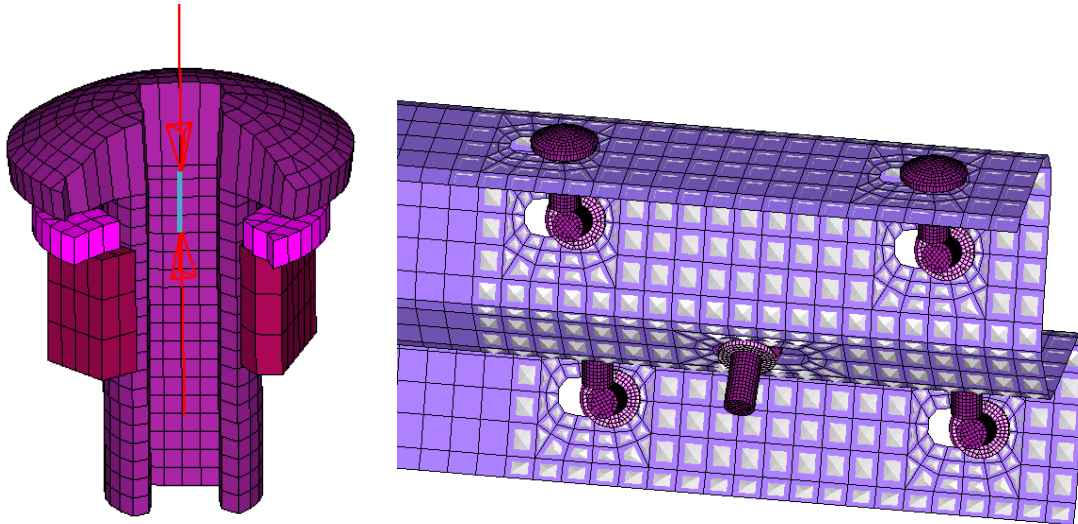
Недостатокот кој беше воочен со првиот квази-статички тест каде краевите на одбојниците беа вклетшени, во вториот тие се заменети со зглобни лежишта кои дозволуваат ротација околу една оска. Таа врска е моделирано со помош на крута плоча на која налегнува одбојникот и која на краевите со крути лостови е поврзана за лежиштето. На Слика 122 лежиштето е прикажано како симбол на триаголник со означени ограничувањата на движењето како „1235“ односно има една степен на слобода, тоа е ротација околу неговата оска.



Слика 123. Поставување на „маса на елемент“ на водилката на хидрауличниот цилиндар која го оптоварува одбојникот

Секоја сложена конструкција може да се поедностави со изоставување на деловите кои не влијаат на резултатите од виртуелната симулација и непотребно го зголемуваат нејзиното времетраење. Во таа насока како не многу битни елементи од конструкцијата се именувани носачот и самиот хидрауличниот цилиндар. Преку вектор и поминат пат во единица време се

дефинира насоката и брзината на поместување на водилката која претставува и објект кој задава удар на сегментите. За да се добие вкупната тежина на водилката заедно со изоставените делови, битна при пресметката на инерцијалните сили, додадена е маса на сите елементи од водилката, претставени како точки на секој од јазлите на Слика 123.

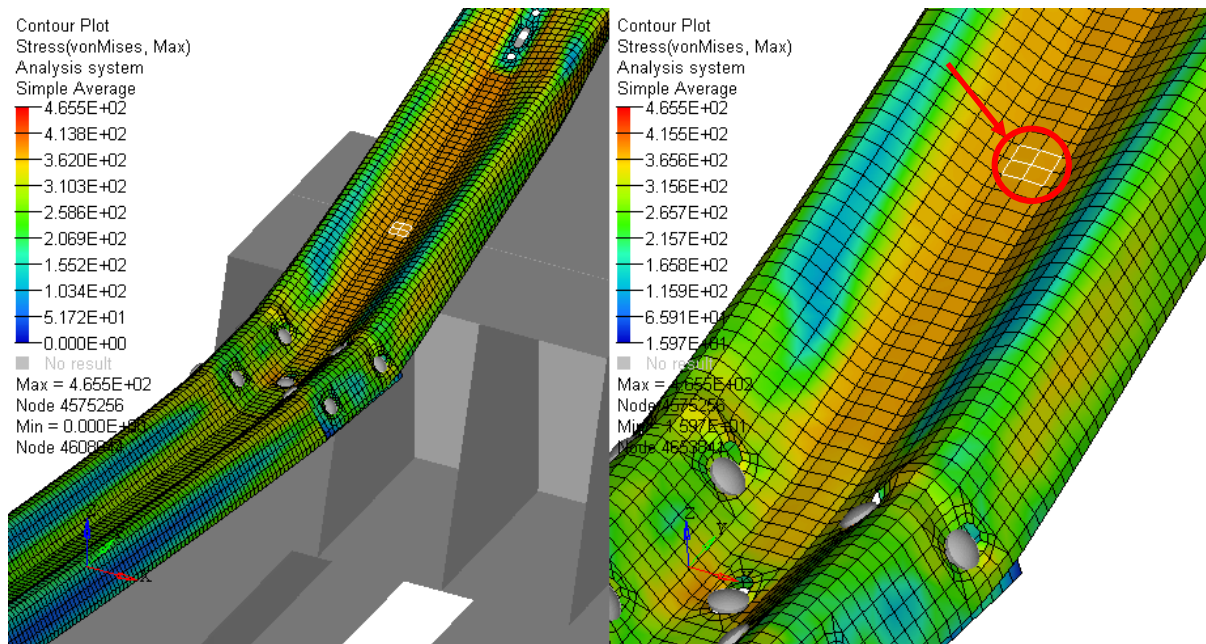


Слика 124. Дефинирање на елементи во контакт од сегментот на одбојникот и подлошките од навојниот пар

COPYRIGHT

Како еден од граничните услови кој е потребно да биде правилно дефиниран за виртуелните нумерички симулации е контактот помеѓу елементите. Контакт кој не е правилно дефиниран може значително да влијае на излезните резултати. Истотака тој најчесто претставува и главна причина за прекинување на симулацијата. Принципот на решавање на контактот во виртуелните симулации е преку т.н. сила на отпор која има улога на спротивставена сила на движењето на јазлите. При методот на конечни елементи пресметките се однесуваат на јазолот како дел од мрежата на пресекот на соседни елементи. Доколку тој навлезе во друг елемент, почетна состојба на пенетрација, на него му се соопштува сила која го враќа на друга положба во зависност од дефинираниот контакт. Во овој случај дојде до појава на пенетрација и за таа да се избегне беа дефинирани сегменти кои се во допир, вектор кој укажува на насоката од која доаѓа контактот како и елементи кои го прифаќаат и кои го соопштуваат контактот. Доколку постои контакт помеѓу елементи кои се статични и елементи кои се движат кон нив, оние кои го прифаќаат контактот се “master” (статичните) а оние кои го соопштуваат се “slave” (динамичните). Проблемите на контакт на волуменските и површинските елементи кои настануваа во симулациите беа решени со дефинирање на *CONTACT_ONE_WAY_SURFACE_TO_SURFACE тип на контакт при што како “master” елементи се дефинирани елементите од обвивката на завртката и како “slave” елементите од

одбојникот. Типот на контакт е на површински елементи со надоаѓање на контактот на една од страните.



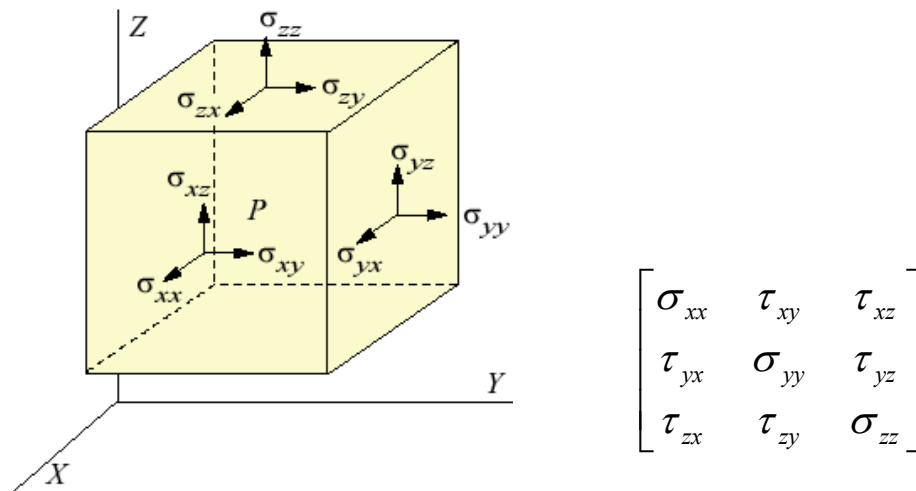
Слика 125. Програмот за визуелизација и анализа на резултатите

COPYRIGHT

5.1.2. Верификација на виртуелниот квази-статички модел со експерименталното испитување

Мерните ленти ги мерат издолжувањата по површината на местото на кои се залепени и тоа во еден правец со линиските и три правци со розетите. Како основа за споредување на виртуелниот модел со квази-статичкиот експеримент се користи промената на напонот на мерните места со текот на поместувањето на хидрауличниот цилиндар. Поместувањето на хидрауличниот цилиндар е иста за двата споредбени методи, експерименталниот и виртуелниот, за разлика од времето поради различното времетраење на процесите. Имено, за време на експериментот беа неопходни паузи поради потребата да се спушти висината на носачот на хидрауличниот цилиндар после изминат цел помест на цилиндарот. Таа постапка се повторила два пати за да се искористи колку што дозволуваат страничните водилки поставени на вертикалната конструкција на носачот на цилиндарот (Слика 79). Целиот процес на дејство на цилиндарот врз одбојниците во текот на виртуелната симулација е континуиран, односно без прекини во кои настанува спуштање на цилиндарот. Во симулациите се искористени податоци за промена на главните нормални напони σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , како и површинските

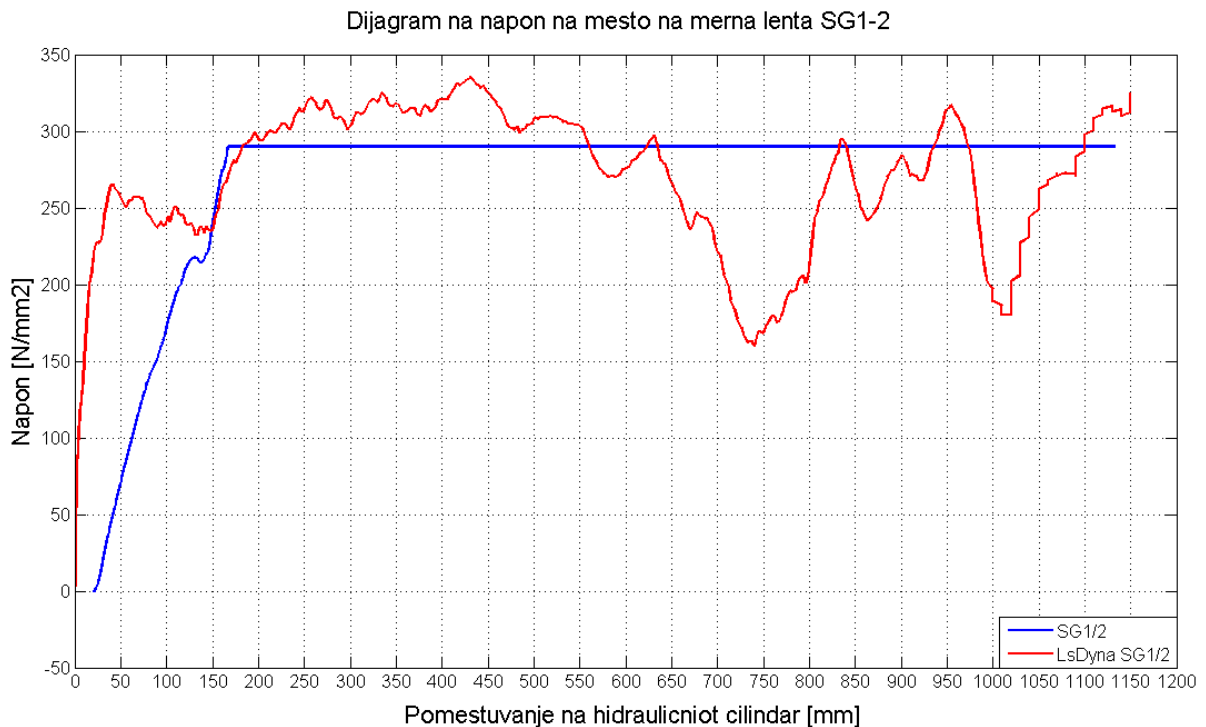
тангенцијални напони $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$. Вкупниот сложен напон кој ги зема во предвид сите споменати напони е пресметан според Von Mises критериумот. Деловите се моделирани со помош на површински елементи и не се разгледува промена на напонот по дебелината на елементот. Напонската состојба на елементот во статичка рамнотежа врз основа на законот за зачувување на момент на енергија заедно со силите кои ги задоволуваат условите за таа рамнотежа е претставена на Слика 126.



Слика 126. Напонска состојба на елемент во рамнотежа и матрицата на напони

COPYRIGHT

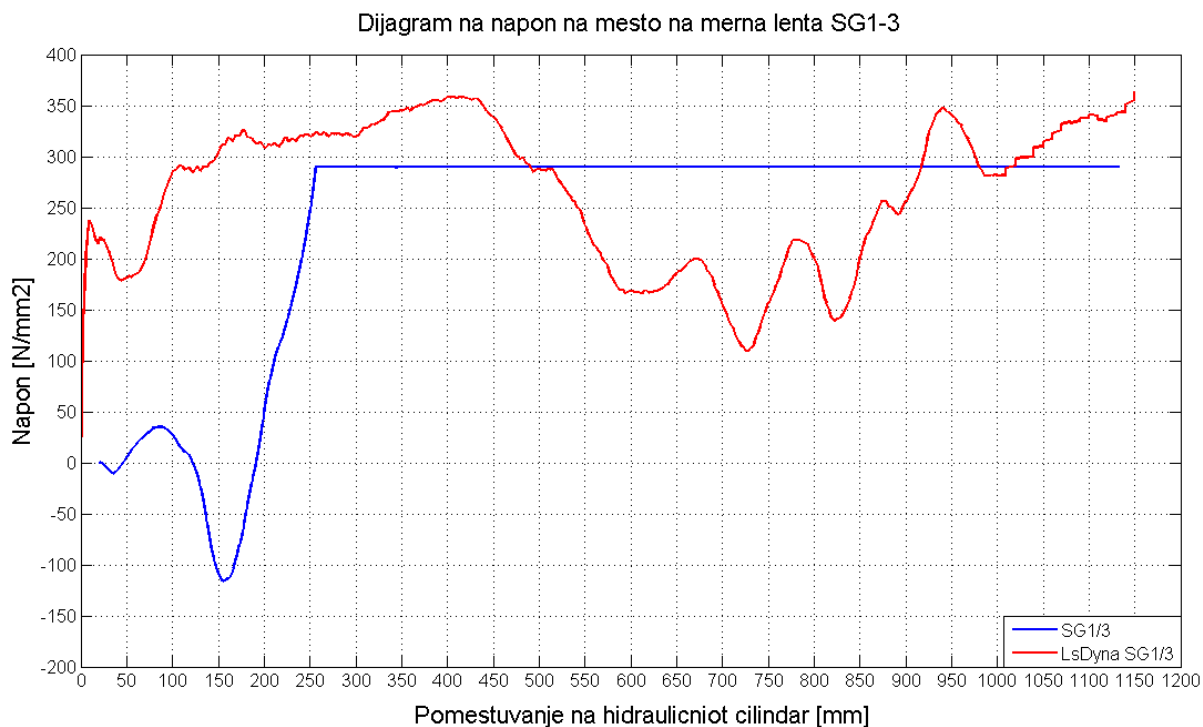
Виртуелната симулација е временски пократка и поради тоа се пратат инерцијалните сили кои се единствена разлика помеѓу квази-статичкиот и динамичкиот модел. Односно, за процеси како овој со голем помест и релативно мала маса на елементот кој го задава ударот и при намалено време на промена на одот, инерцијалните сили може да бидат доволно мали и да се занемарат. Со пратење на дијаграмот на инерцијалните сили кои ги носи хидрауличниот цилиндар се внимава да не се премине границата кон динамичка симулација кој сигурно дава состојби различни од онаа на спроведениот експеримент. Со тоа времетраењето на симулацијата значително се намалува а негативните последици кои може да произлезат се сведени на минимални.



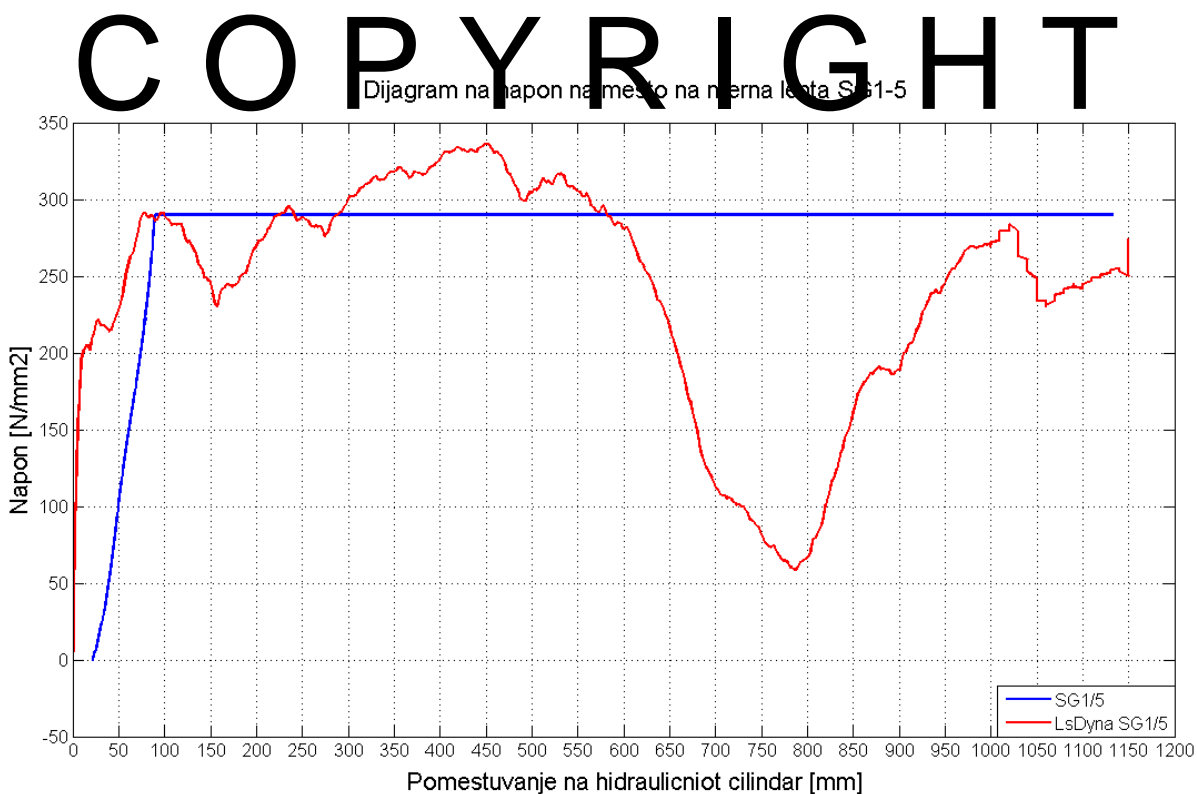
Слика 127. Дијаграм на напон на мерно место SG1/2 на квази-статичкиот експеримент и виртуелниот модел

COPYRIGHT

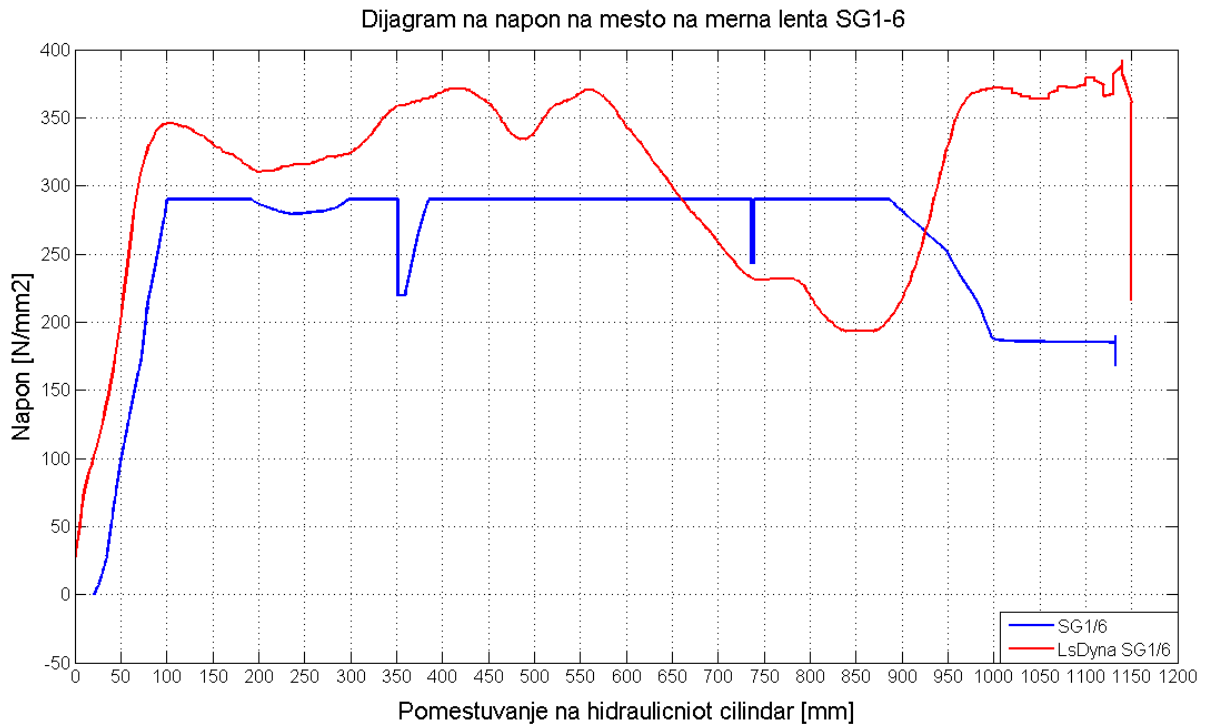
На дијаграмот се прикажани промените на напонот на местата на залепените мерни ленти и соодветните позиции од виртуелниот модел. Во моделот се разгледуваат четири елементи околу мерните места поради потешкотиите во одредување на точната местоположба на мерното место. Зависно каков е типот на мрежата од омрежувањето при методот на конечни елементи повеќе јазли формираат еден елемент. Познато е дека напонската состојба а со тоа и издолжувањето, се прикажува на еден елемент а не на точка односно јазол, поради потребата од дефинирана површина на која дејствува силата а тоа е површината на елементот. Додека останатите големини како поместување, брзина, забрзување и сл. се прикажуваат на еден јазол. Поради малата големина на мерните ленти и фактот што не е можно точно да се совпадне нивната позиција со одреден елемент во моделот, се разгледуваат повеќе елементи во случајот четири, кои се околу посакуваната позиција (Слика 125). Промената на напонот на мерната лента како и промената на напонот на најблискиот елемент од сите четири од моделот се прикажани на сликите.



Слика 128. Дијаграм на напон на мерно место SG1/3 на квази-статичкиот експеримент и виртуелниот модел



Слика 129. Дијаграм на напон на мерно место SG1/5 на квази-статичкиот експеримент и виртуелниот модел



Слика 130. Дијаграм на напон на мерно место SG1/6 на квази-статичкиот експеримент и виртуелниот модел

Дадени се големини на деформација кои парадоксалски го прикажуваат интервалот во кој се менува напонот. Тие подетално се објаснети во делот за испитување на материјалот на одбојниците (точка 4.4.4). Почетокот на течење на материјалот настанува на 0.2% издолжување и тоа изнесува напон од 290 N/mm^2 . Течењето на материјалот се случува до околу 4%, следејќи го дијаграмот на карактеристика на материјалот односно 318 N/mm^2 . После оваа граница завршува течењето на материјалот и почнува негова пластична деформација. Максималниот напон од 370 N/mm^2 настанува при 18.54% издолжување на материјалот и при почетна должина од 50mm како што е во нашиот случај, тој изнесува 9.27mm издолжување. Кинење на материјалот се случува на 360 N/mm^2 и 27.4% издолжување односно 13.5mm. Како основна референтна големина служи напонот измерен на место на контролната мерна лента SG1/6 поради тоа што таму е изоставено влијанието на пластичната деформација на местото на кое е поставена (Слика 130).

Табела 26. Разлика во напонот на мерните места за квази-статичкиот експеримент и виртуелниот модел

Измерен напон на мерните места за различно поместување на цилиндарот		
Мерно место	Експеримент	LS Dyna
SG1/2		

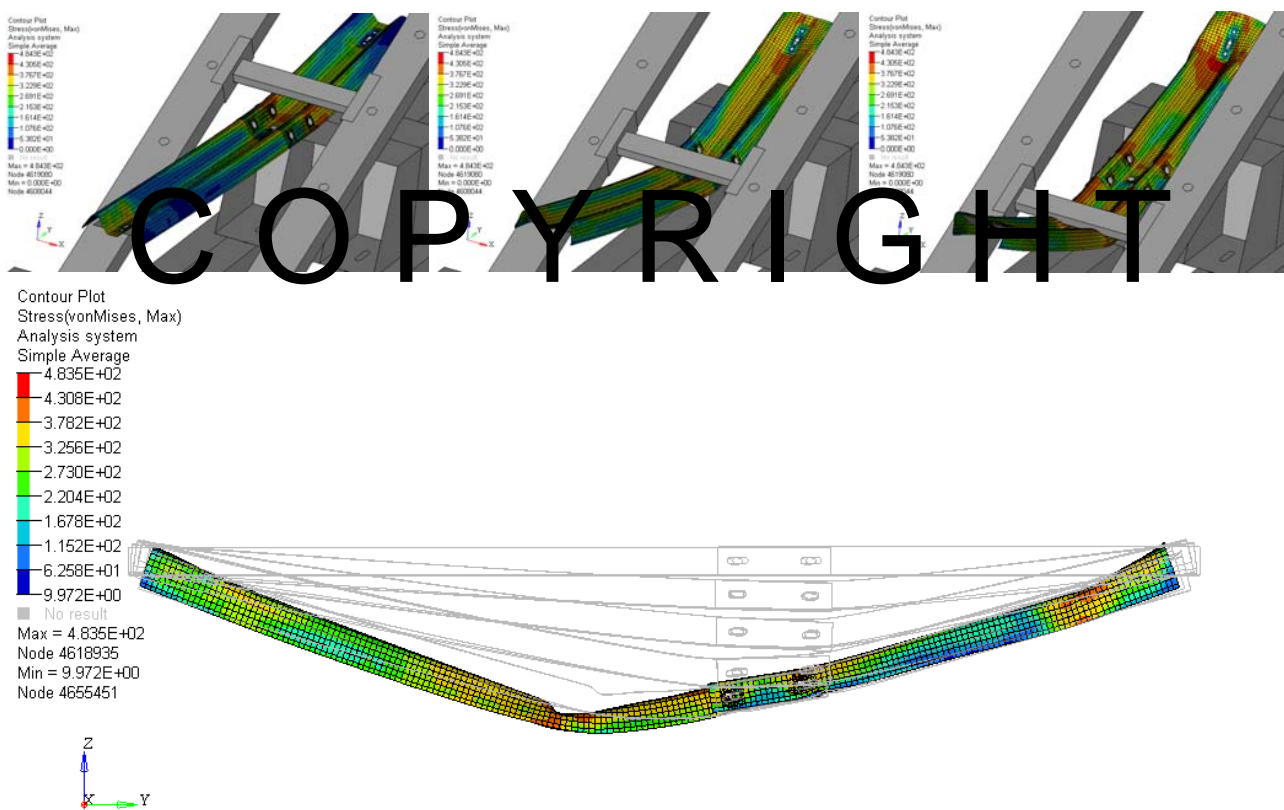
поместување 250mm	290 N/mm ²	320 N/mm ²
поместување 500mm	290 N/mm ²	310 N/mm ²
поместување 950mm	290 N/mm ²	330 N/mm ²
SG1/3		
поместување 250mm	260 N/mm ²	320 N/mm ²
поместување 500mm	290 N/mm ²	250 N/mm ²
поместување 950mm	290 N/mm ²	340 N/mm ²
SG1/5		
поместување 250mm	290 N/mm ²	290 N/mm ²
поместување 500mm	290 N/mm ²	370 N/mm ²
поместување 950mm	290 N/mm ²	250 N/mm ²
SG1/6		
поместување 250mm	280 N/mm ²	320 N/mm ²
поместување 500mm	290 N/mm ²	370 N/mm ²
поместување 950mm	250 N/mm ²	330 N/mm ²

На горе прикажаните слики е претставена споредбено промената на напонот на местото на мерните ленти на реалниот експеримент и нумеричката симулација. Од нив особено е важно тоа што мерните ленти залепени на одбојниците при експериментот и соодветните елементи добиени со омрежувањето при методот на конечни елементи пратат слична тенденција на промена на напонот. Разликите помеѓу самите четири елементи во рамките на моделот се очигледни а од таму и разликите со споредбениот експериментален метод се очекувани. Резултатите добиени во граници на еластичност до појава на состојба на пластичност се периоди во кои може да се извлечат најголемиот дел од заклучоците. После појавата на пластична деформација се појавуваат и состојби надвор од очекуваните. Според тоа во насока на истите текови на промена на напонот а со тоа и истите начини на деформација како и приближно истите големини на напонот може да се заклучи дека нумеричкиот модел претставува достојна замена за реалниот експеримент и да се премине кон анализи со помош на виртуелните модели.





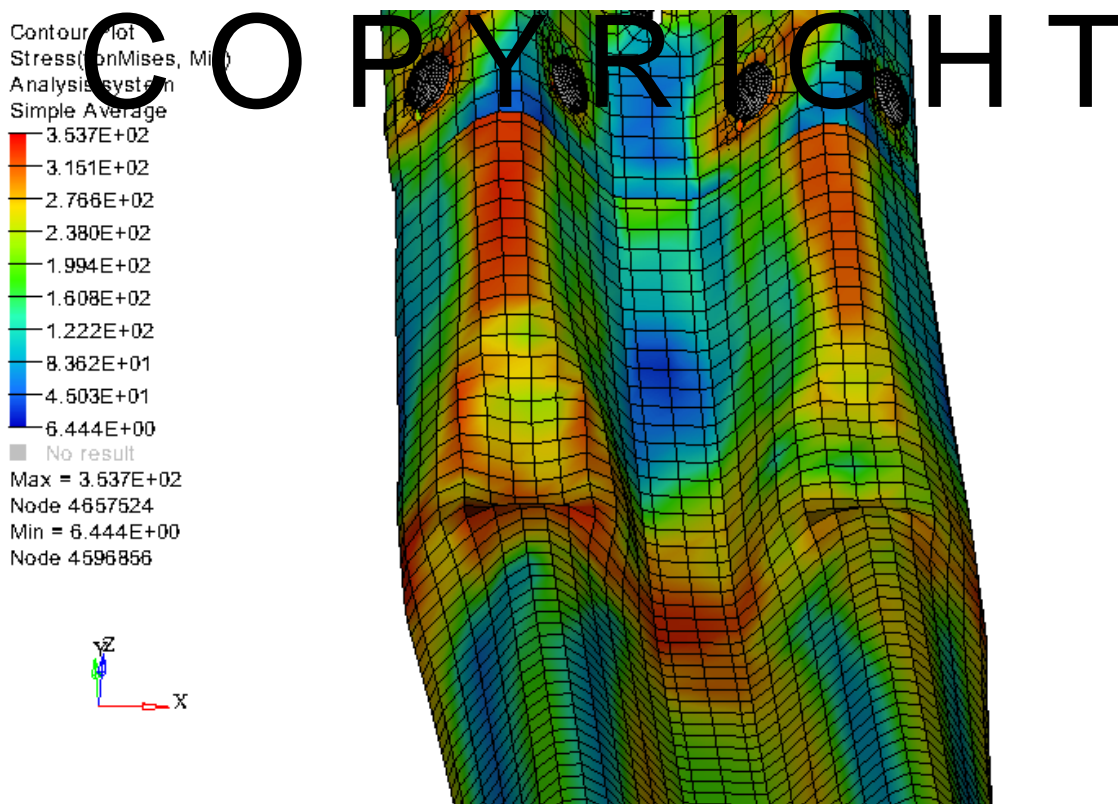
Слика 131. Чекори на оптоварување на хидрауличниот цилиндар и крајната положба на одбојникот при реалниот експеримент



Слика 132. Чекори на оптоварување на хидрауличниот цилиндар и крајната положба на одбојникот при виртуелниот модел



Слика 133. Состојба на место на ударот на хидрауличниот цилиндар при реалниот експеримент



Слика 134. Напонска состојба на место на ударот на хидрауличниот цилиндар при виртуелниот модел во LsDyna

5.1.3. Анализи на лабораториското експериментално испитување

Со спроведувањето и анализата на експерименталното испитување може да се одвојат следниве фактори кои претставуваат основа за понатамошно разработување како конструктивни параметри кои влијаат на разделување на врската кај браниците за заштита од излегување.

- Влијание на претходно притегање на навојните парови врз поместувањето на сегментите

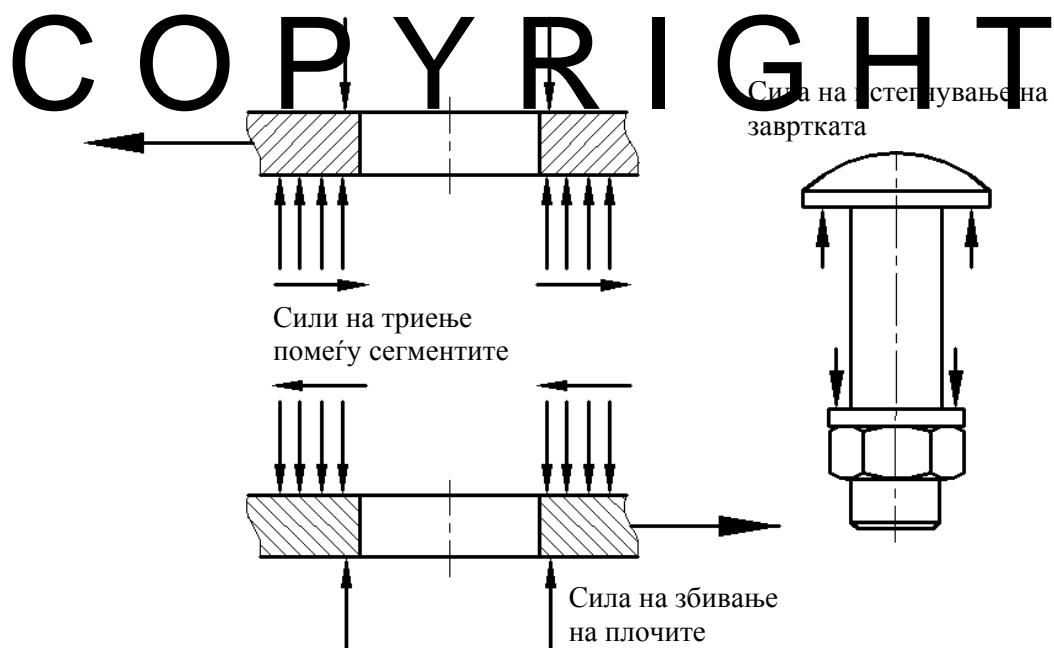
Разделување на сегменти поврзани со навојни врски под дејство на сила на истегнување на одбојникот може да настане со откажување на навојната врска или сегментот. Поради тоа што постои растојание (зјај) помеѓу телото на завртката и крајот на отворот во кој е поставена, напрегање се јавува само кога ќе настане лизгање на сегментите помеѓу себе сè до вкleshтување на завртката. Критичниот пресек на сечење на завртката се наоѓа во рамнината на допир помеѓу двата сегменти. Овој тип на поврзување е наречено поврзување со еден преклоп се мисли на преклопот на сегментите и тука се јавува единечно смолкнување на завртката. Доколку поврзувањето е со два преклопа или случајот на поврзување на два сегмента со столбот за потпирање се јавува двојно смолкнување [8].

Со анализата на квази-статичкиот експеримент се заклучува дека проблемот е важноста на притегнувањето на навојната врска пред почетокот на дејството на надворешната сила. Кога започнува нејзиното дејство постои тенденција да настане лизгање помеѓу двата сегменти која е спречена со триењето помеѓу нив. Силата на триење е еднаква на коефициентот на триење помножен со нормалната сила на притегнување помеѓу сегментите. Оваа состојба на притегање постои до моментот кога надворешната сила ја совладува силата на притегнување на сегментите и како резултат настанува лизгање на сегментите и контакт помеѓу стеблото на завртката и отворот во кој е поставена. Потоа следува еден од начините на деформација на ладно обликувани лимови поврзани со навојна врска, опишан во точка 1.2.

Постојат два најкористени начини на притегнување на навојните парови, и тоа:

- притегање со контрола на ротација на навртката - со овој начин навртките се лабаво притегнати со алат и потоа завртени за одреден агол (зависно од вкупната дебелина на поврзаните елементи заедно со подлошките. Вообичаено една половина или три/четвртини од цело вртење) за да се достигне притегање еднакво на една половина од силата на носење.
- контролирано притегање - овој начин на притегање е со помош на момент клуч до посакуваниот момент на притегање.

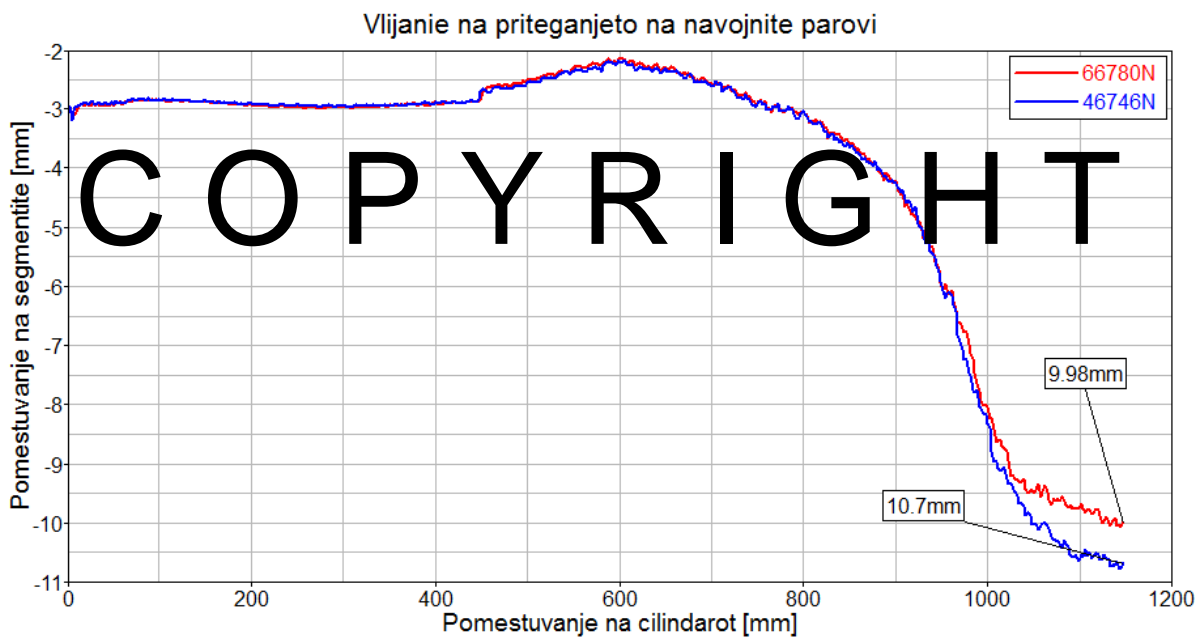
Во случај кога навојните парови имаат доволно високи јакосни карактеристики и не постои опасност да настане разделување на врската поради нив, тие може да бидат доволно притегнати и да не се дозволи лизгање помеѓу сегментите кои ги поврзуваат. Поради намалување на лизгањето може да се направи компромис со големината на отворите за олеснување при монтажа на склопови од тој тип [33]. Главен фактор за носењето на навојните врски ќе биде растојанието помеѓу отворите како и растојанието од нив до крајот на сегментот. Ограничување на минимално растојание е потребно за да може да се притегне навојната врска со помош на одреден алат и за да се отстрани влијанието на соседните завртки при пресметка на носењето на навојниот пар. Ограничувањето на максималното растојание е потребно за да се отстрани можноста за појава на набирање на материјалот помеѓу навојните врски при дејство на сила на збивање. Доколку завртките се притегнати користејќи го првиот метод на притегање со контрола на ротацијата на навртката силата на притегање во навојниот пар е доста мала. Со зголемување на надворешната сила се зголемува и силата на истегнување на завртката. Кинењето се појавува како резултат на големи издолжувања доколку коренот на навојот започне да се деформира пластично. Пред почетокот на дејство на надворешна сила при контролирано притегање до границата на носење на завртката постои само силата на истегнување на завртката и силата на збивање на сегментите, кои се во рамнотежа [44].



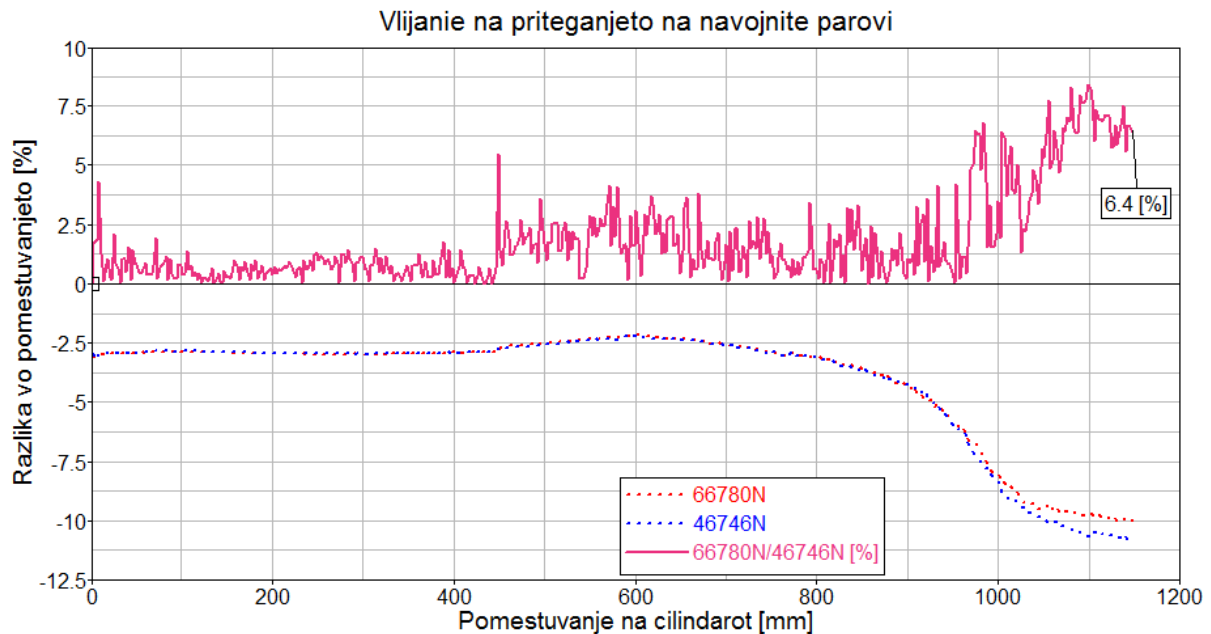
Слика 135. Сили кои дејствуваат на допирната површина на сегментите и завртките при состојба на претходно притегање на завртките и истегнување на одбојниците

Користејќи ги истите почетни услови следува анализа со помош на виртуелниот модел на квази-статичкиот експеримент разгледувајќи го влијанието на конструктивните параметри кои се одвоени како најважни за намалување на опасноста од разделувањето на елементите. На Слика 136 е прикажано влијанието на притегањето на навојните парови преку промена на неговата големина врз поместувањето на одбојниците. Нивното поместување се следи како промена на растојание на две точки од кои секоја на различен одбојник. Со omрежувањето користејќи го методот на конечни елементи, избрани се точки од кои една на горниот одбојник и соодветната на долниот. Користејќи ги препораките за промена на влијателните фактори со теорија на експерименти разгледувани се две големина на притегањето и тоа 46746N и 66780N [3].

$$F_N = \frac{T_P}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_V)} = \frac{100000}{\frac{14.7}{2} \cdot 0.2} = 66780[N]$$



Слика 136. Влијание на притегањето на навојните парови врз поместувањето на сегментите



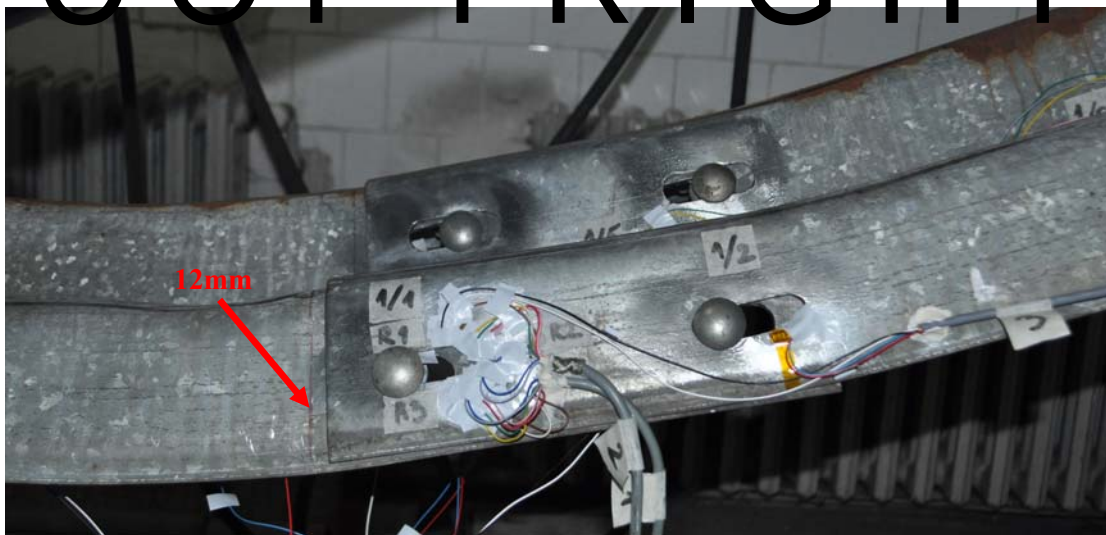
Слика 137. Разлика во поместувањето на сегментите при различна сила на притегање на навојните парови

Од дијаграмот на Слика 136 се забележува дека со поминување на максималниот помест на хидрауличниот цилиндар, кој изнесува 1152mm, двете точки од почетното растојание се поместети до 9.98mm и 10.7mm. Тоа растојание го претставува и релативното лизгање на одбојниците помеѓу себе. Од текот на кривите на дијаграмот се забележува дека со почетокот на дејство на цилиндарот одбојниците имаат слично однесување. Со приближување кон максималното поместување настанува најголемата разликата во лизгањето на одбојниците. Тоа е времето кога преовладува компонентната силата на истегнување на одбојникот. Следната слика ни ја прикажува разликата изразена во проценти помеѓу двете поместувања за различна големина на силата на претходно притегање. На крајот на целиот помест на хидрауличниот цилиндар таа изнесува 6.4%.

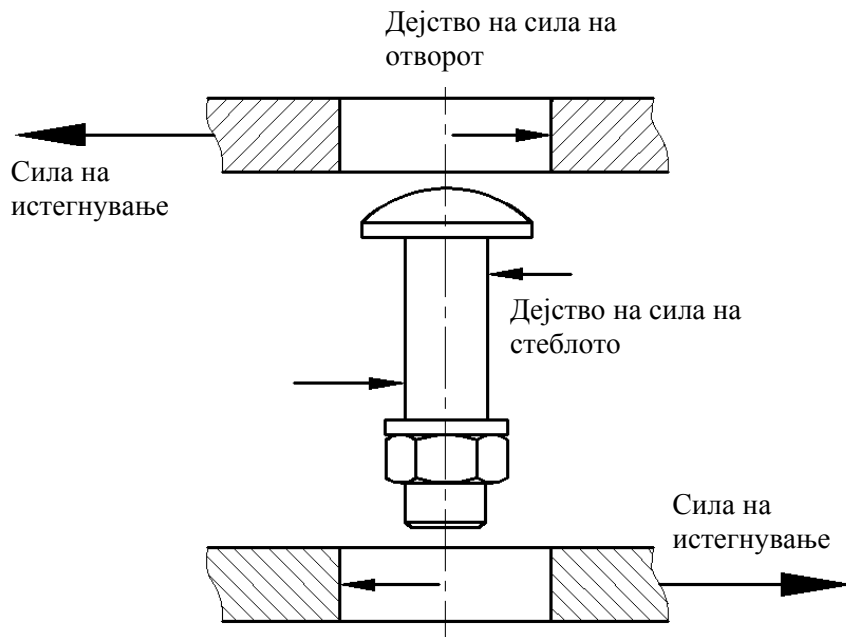
Силата на притегнување е многу важен фактор за одржување на разделната врска. Таа се јавува, како што беше и напоменато, како резултат на притегањето на навојната врска, нејзината крутост како и крутоста на елементите кои се поврзуваат. Поголемо притегање значи и појава на поголема нормална компонента која се спротивставува на надворешното оптоварување [22][24][26].

- Влијание на коефициентот на триење врз поместувањето на сегментите

Нападната сила од хидрауличниот цилиндар дејствува под агол од 20° во однос на одбојникот. Напрегањето како резултат на дејство на таа сила е дво-аксијално и предизвикува напрегање на свиткување и истегнување. Едната компонента сила е нормално поставена на одбојникот предизвикувајќи состојби на напрегање од свиткување а другата во правец на одбојникот предизвикувајќи состојби на напрегање на истегнување. Под влијание на напрегањето на истегнување настанува поместување односно лизгање на одбојниците на делот каде што тие се преклопуваат. На Слика 138 со црвена линија на одбојникот е прикажана првобитната состојба на сегментите пред почетокот на ударот поместена за растојание од 12mm што ја претставува и крајната состојба. Поместувањето на сегментите се забележува и преку промената на поставеноста на навојните врски во отворите. Почетната положба на навојните парови е во непосредна близина на залепените мерни ленти. Големо е значењето на ова лизгање помеѓу сегментите во случај на удар на возило во одбојник. Секое дополнително прифаќање на кинетичката енергија што ја носи возилото како што е случајот на триење со лизгање на сегментите значи и помала преостаната енергија која би се предала на возилото [42]. Ваквото прифаќање на енергијата значи и намалување на максималните забрзување во просторот за патници. Контролирано продолжување на структурната интеракција помеѓу возилото и одбојникот е од огромно значење особено за патниците во возилото.

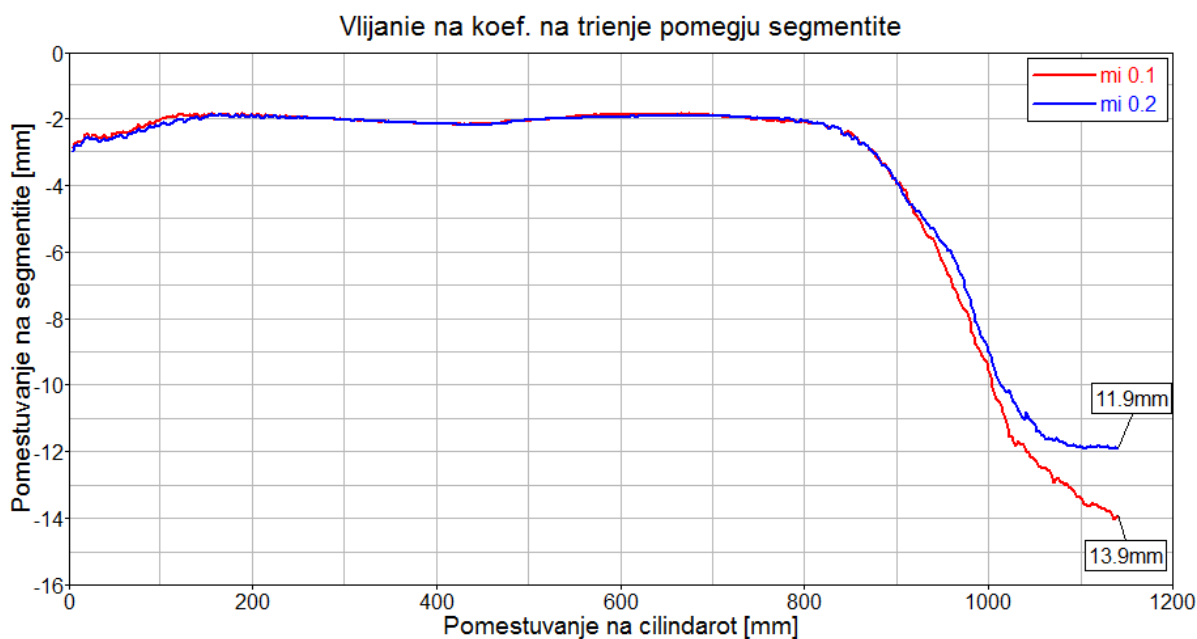


Слика 138. Лизгање на сегментите од одбојникот при оптоварување под агол од хидрауличниот цилиндар

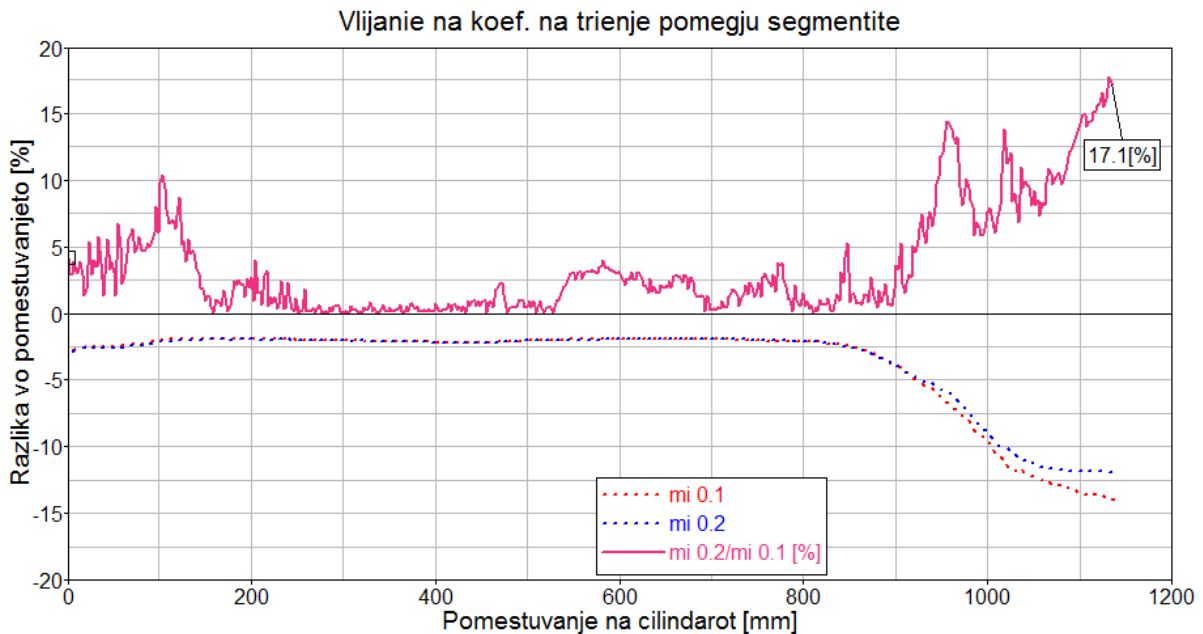


Слика 139. Сили кои дејствуваат на стеблото од завртката и отворот при истегнување на одбојниците

Следниот конструктивен параметар кој се издвојува како важен за зачувување на врската на елементите е триењето помеѓу допирната површина на сегментите. Поради тоа се прави анализа на влијанието на коефициентот на триење користејќи го виртуелниот модел на квази-статичкиот експеримент. За истите почетни услови како оние на експериментот се менува триењето на површините во допир на одбојниците, односно $\mu = 0.1$ и $\mu = 0.2$.



Слика 140. Влијание на коефициентот на триење на допирните површини врз поместувањето на сегментите



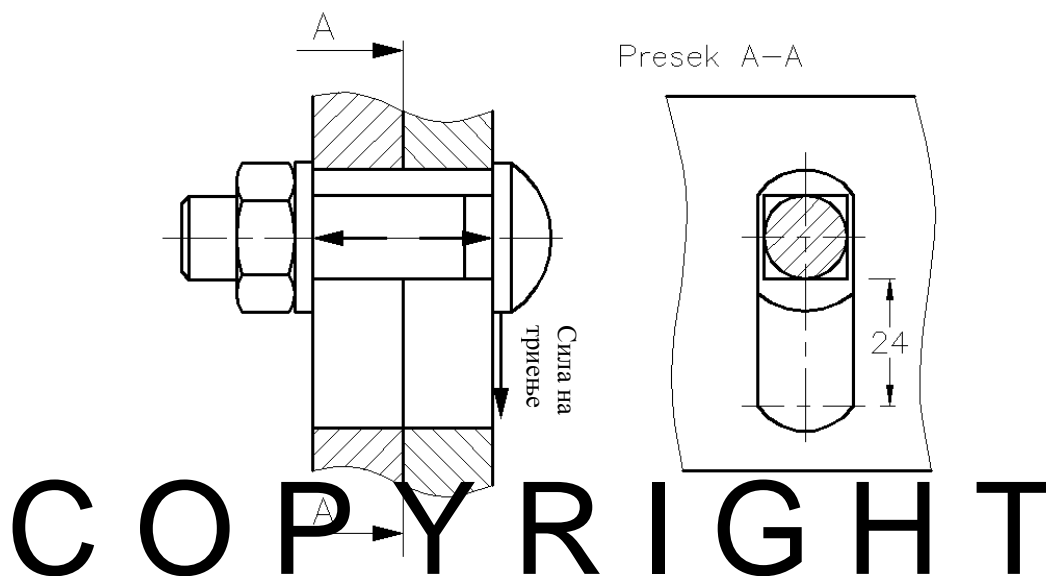
Слика 141. Разлика во поместувањето на сегментите при различен коефициент на триење помеѓу нив

Разликата помеѓу поместувањето на сегментите за различен коефициент на триење на допирната површина помеѓу нив за максималното поместување на хидрауличниот цилиндар изнесува 17.1%. Сега напомена дека при експерименталното поместување со дефинираните почетни услови на тестот, лизгањето помеѓу сегментите од одбојникот на крајот на тестот изнесуваше 12mm.

- Влијание на притегањето на навојните парови и коефициентот на триење помеѓу сегментите од одбојниците врз прифатената енергија на оптоварувањето

Користејќи ги добиените резултати од анализата на влијанието на конструктивните параметри на квази-статичкиот тест со помош на виртуелни методи следуваат следниве заклучоци. Со промената на притегањето и коэф. на триење на сегментите се менува и лизгањето помеѓу сегментите. Оваа промена на лизгањето на сегментите се разгледува како предност при прифаќање на енергијата која се соопштува на одбојниците и при квази-статичкиот експеримент а особено при динамичкиот тест на удар на возило-одбојник. Во насока на влијание на прифатената енергија врз опасноста од разделување на навојната врска се потенцира дека со прифаќање на поголем дел од енергијата на ударот помал е преостанатиот дел кој се предава на навојните врски. При лизгањето на сегментите од одбојникот се врши работа која заедно со деформационата работа на одбојникот, триењето на површините во контакт, темературните загуби на енергијата и др. ја даваат вкупната прифатена енергија на

одбојникот. При виртуелниот квази-статички експеримент двата одбојника се разгледувани како еден подсистем во целата испитна инсталација. Поради тоа што во случајот на експериментот оптоварувањето доаѓа од крут објект, односно водилката на цилиндарот која го задава ударот, целата енергија е прифатена од страна на системот одбојници. Максималната разлика на крајот на изминување на одот на цилиндарот изнесува 6.4[%] за притегањето и 17.1[%] за триењето. Работата што ја извршуваат одбојниците со нивното лизгање е директно зависна од големината на поместувањето а се менува со промена на притегањето на завртките за 6.4[%] и со промена на коефициентот на триење за 17.1[%].



Слика 142. Сили кои дејствуваат и максимално поместување на завртката во отворот во кој е поставена

Табела 27. Табеларен приказ на вкупната прифатена енергија од одбојникот, извршената работа и разликата помеѓу нив

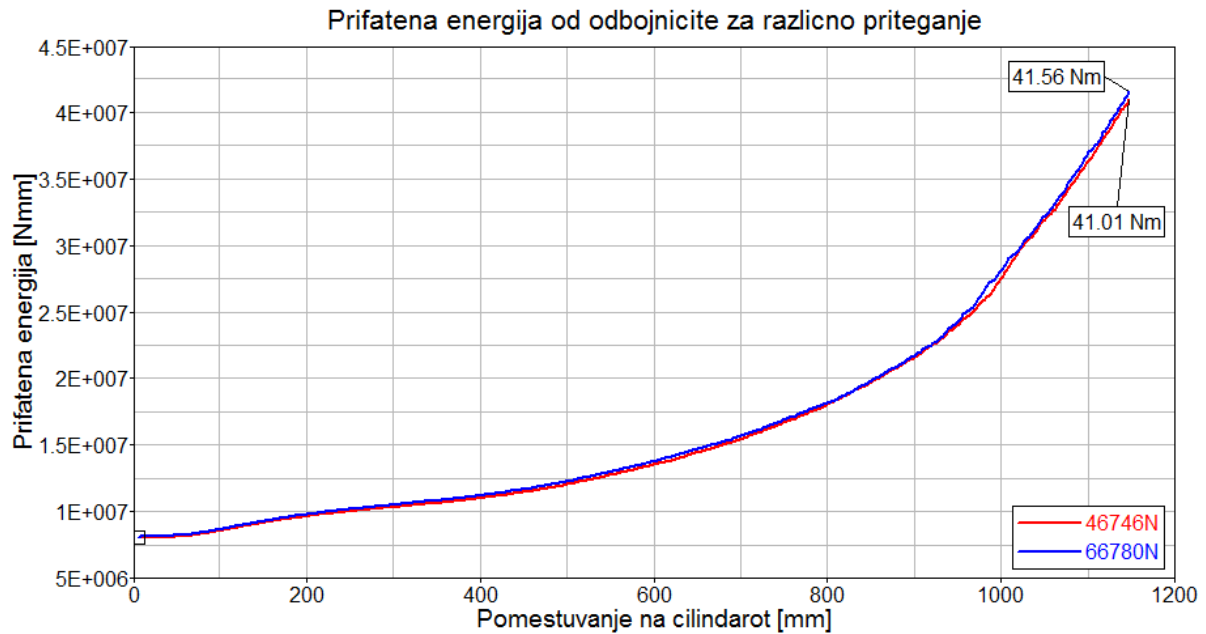
	сила на притегање		коэф. на триење	
	$F_N = 46746$ [N]	$F_N = 66780$ [N]	$\mu = 0.1$	$\mu = 0.2$
Вкупна прифатена енергија од одбојниците [Nmm]	4.10156e+07	4.15609e+07	3.39484e+07	3.43259e+07
Извршена работа со поместување на одбојниците [Nmm]	100036	133293	92824	158936
Разлика помеѓу вкупната енергија и извршената работа	0.24 [%]	0.32 [%]	0.27 [%]	0.46 [%]

$$A_{1prit} = F_S \cdot d = \mu F_{1N} \cdot d = 0.2 \cdot 46746 \cdot 10.7 = 100036 [Nmm]$$

$$A_{2prit} = F_S \cdot d = \mu F_{1N} \cdot d = 0.2 \cdot 66780 \cdot 9.98 = 133293 [Nmm]$$

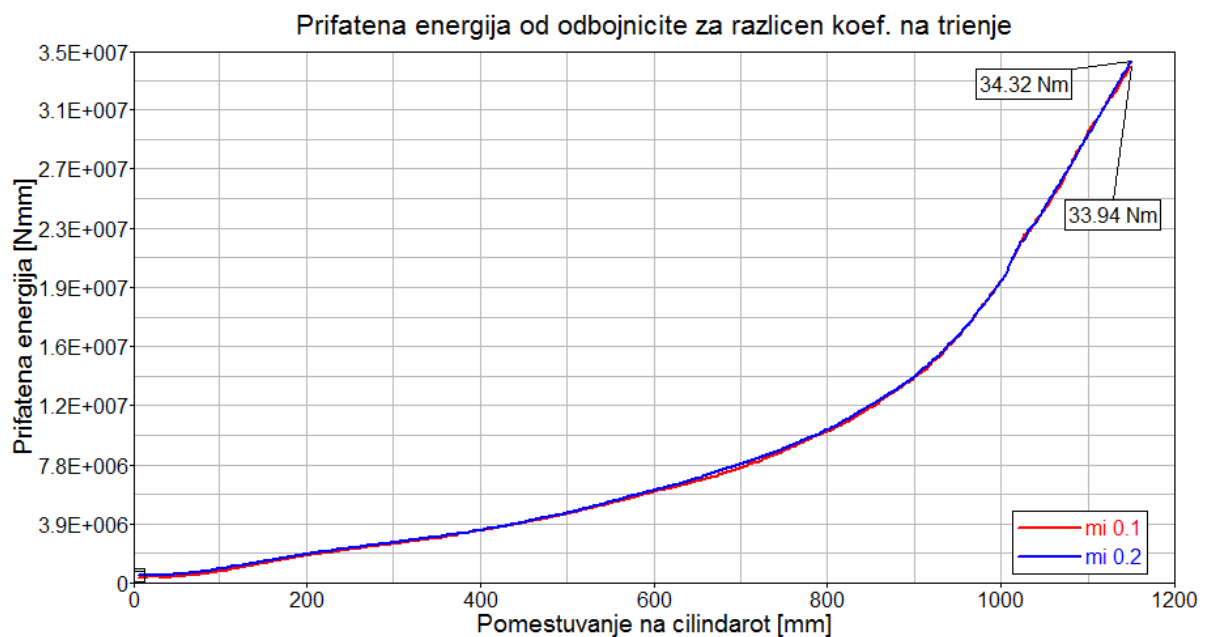
$$A_{1trienje} = F_S \cdot d = \mu F_{1N} \cdot d = 0.1 \cdot 66780 \cdot 13.9 = 92824 [Nmm]$$

$$A_{2trienje} = F_S \cdot d = \mu F_{1N} \cdot d = 0.2 \cdot 66780 \cdot 11.9 = 158936 [Nmm]$$



COPYRIGHT

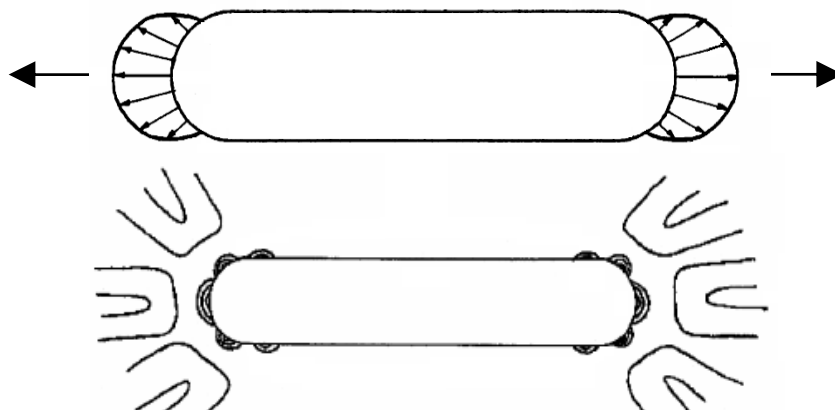
Слика 143. Вкупна прифатена енергија од одбојниците при квази-статичкиот експеримент за различно притегање на навојните парови



Слика 144. Вкупна прифатена енергија од одбојниците при квази-статичкиот експеримент за различен коеф. на триење помеѓу нив

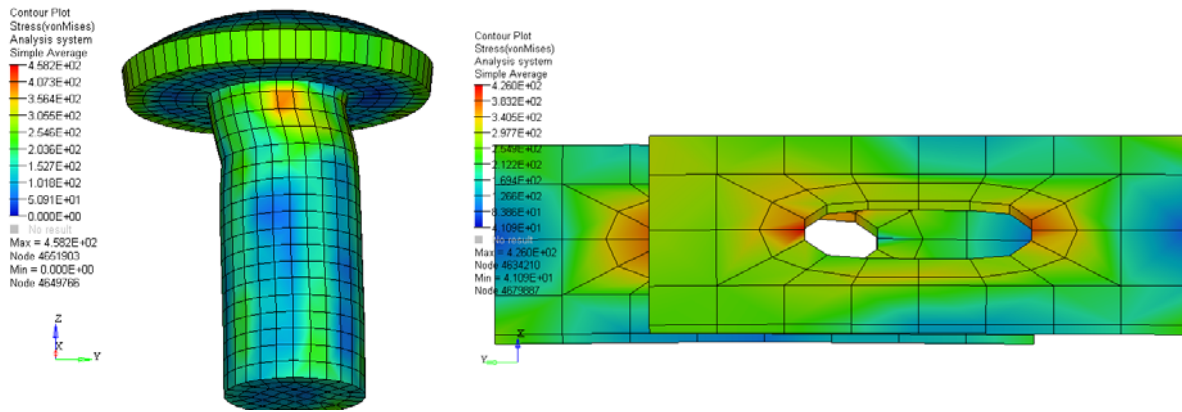
- Распределба на напони

Кружните отвори со мал дијаметар како и отворите во форма на жлебови го зголемуваат напонот локално за 3 до 4 пати. На Слика 145 е прикажана распределбата на напони околу хоризонтално поставен жлеб изложен на сила на истегнување. Максималниот напон се јавува на крајот на отворот во средината. Прогресијата на напонот започнува во близина на почетокот на радиусот на отворот. За систем на плоча поставена помеѓу други две плочи и истите поврзани со навојна врска потребно е сите подеднакво да носат дел од оптоварувањето. Доколку тоа не е случај најмногу се оптоварени елементите за врска (завртките), потоа плочата која се наоѓа во средина па како најмалку оптоварени се крајните плочи.

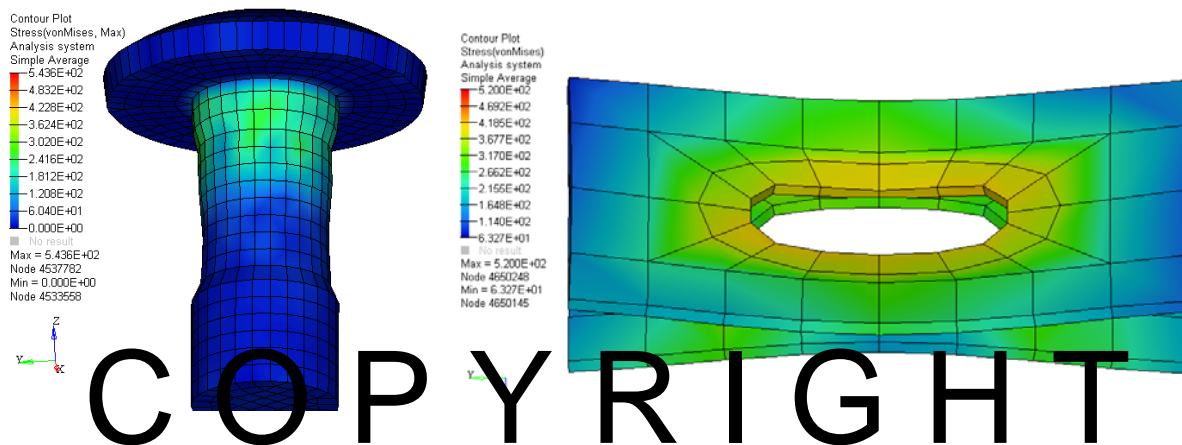


Слика 145. Распределба на напони околу отвор во форма на жлеб

Со теоретската анализа и преку виртуелната симулација се согледува фактот на концентрација на напони околу отворот во кој е поставена навојната врска. При дејство на сила во правец на одбојникот максималните напони се јавуваат на заоблувањето на жлебот од двата краја на отворот. Едниот како резултат на допирот со стеблото на завртката а другиот како резултат на локалното ослабување поради присуството на заоблувањето [9]. При дејство на нормална сила на плочите распределбата на најголемите напони е во правец на дијагоналите на правоаголникот опишан околу отворот во форма на жлеб. Истотака се забележуваат и зголемени напони околу главата на завртката поради претходното притегање. На следните слики е прикажана виртуелна симулација на две плочи поврзани со навојна врска [1], изложени на надолжни (тангентни) надворешни сили предизвикувајќи смолкнување на навојниот пар и попречни (нормални) предизвикувајќи истегнување на навојниот пар. Навојната врска и плочите се моделирани со помош на волуменски хексагонални солид елементи [38]. Плочите се со дебелина од 3mm и материјал конструктивен челик со исти карактеристики како и материјалот на одбојниците.



Слика 146. Виртуелен модел на распределба на напони на завртката и отворот при дејство на тангентна сила на плочите



Слика 147. Виртуелен модел на распределба на напони на завртката и отворот при дејство на нормална сила на плочите

5.2. Виртуелен динамички модел на удар возило-одбојник за заштита

5.2.1. Вовед

Процесот на виртуелно симулирање на реален тест на удар започнува со развивање на модел на сите објекти вклучени во ударот како што се: структурата на возилото, тест куклите, безбедносните системи во возилото (сигурносни појаси, воздушни перничуња и сл.), подвижни деформабилни бариери, патна инфраструктура и др. Овие виртуелни модели доколку се правилно моделирани, вклучувајќи ги притоа и граничните услови, поврзувањата помеѓу елементите, карактеристиките на материјалите и контактите може да бидат високо прецизни модели на реален удар. Со тоа се овозможува детално истражување на различни

сценарија на удар, што би послужило како основа за докажување на сообразност согласно одредени стандарди, конструирање на структура на возило, безбедносни системи на возило како и системи за задржување на возилата на патиштата [30][39]. За нумеричко решавање на кратки временски случувања од 0.1 секунда со првите виртуелни симулации биле потребни неколку дена. Во денешно време со помош на паралелна обработка на податоците, истражувачите може да извршат симулација на модели во реална големина, заедно со сите составни делови на нив, за временски период од неколку часа.



Слика 148. Развиени виртуелни модели на различни типови на возила на Универзитетот „Џорџ Вашингтон“ - САД

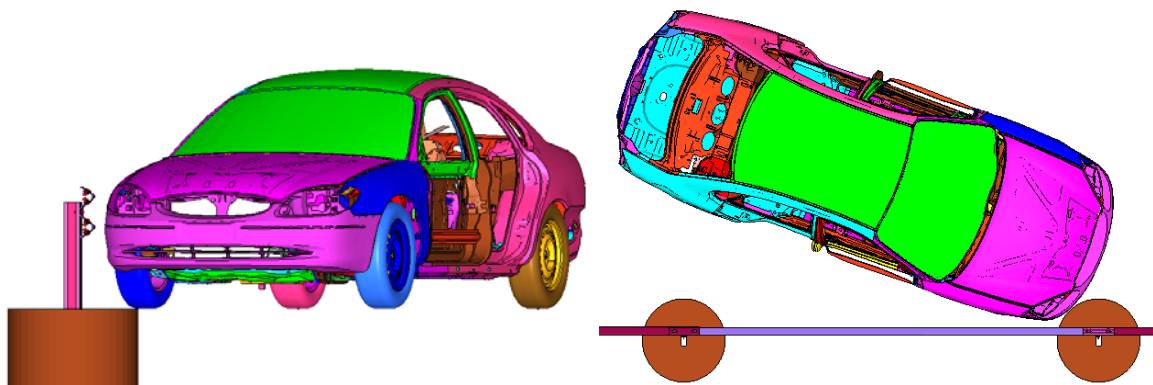
5.2.2. Опис на динамичкиот модел на удар на возило-одбојник

Во следната табела се дадени општи податоци за градбата на моделите, времетраењето на симулациите и почетните параметри на тестот на удар.

Табела 28. Податоци за виртуелната симулација и нумеричките модели

Симулација			
време на траење на симулацијата [s]	0.6	компјутерско време за решавање на симулацијата [h]	5d14h

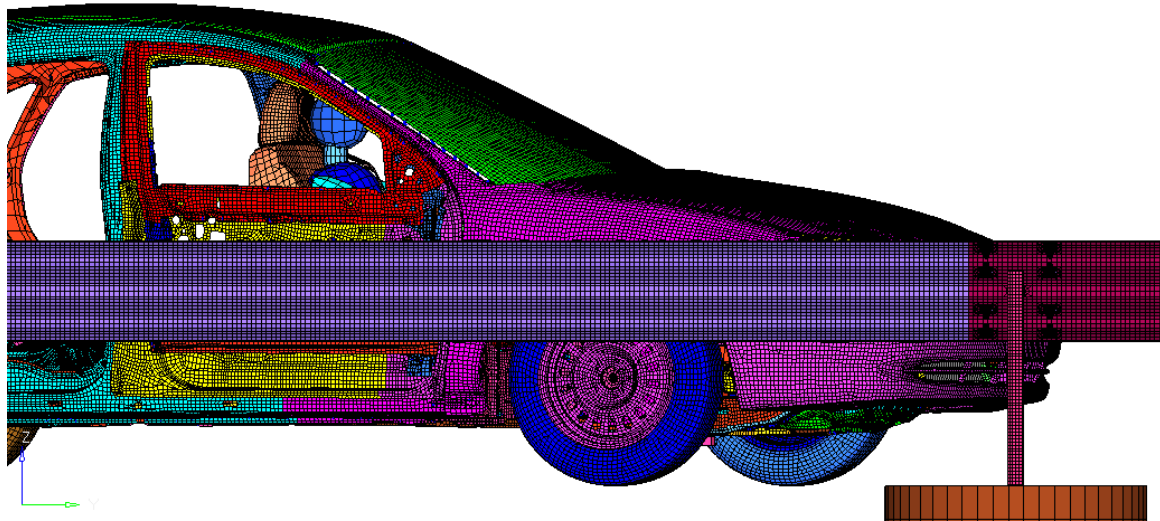
Возило			
број на делови [#]	778	број на греди [#]	4
број на јазли [#]	936258	број на волуменски елементи [#]	99486
број на површински елементи [#]	805505	вкупен број на елементи [#]	1057113
тежина [kg]	1400	положба на тежиште [mm]	1035mm од првата оска
меѓусокино растојание [mm]	2755	положба на давачи за забрзување [mm]	лево седиште, десно седиште, мотор горе, мотор доле
година на производство	2001		
Одбојник			
број на делови [#]	12	број на греди [#]	101
број на јазли [#]	512947	број на волуменски елементи [#]	200753
број на површински елементи [#]	290985	вкупен број на елементи [#]	525727
број на сегменти [#]	13	број на навојни врски [#]	9 x M16
број на столбови [#]	2		
Тест на удар			
брзина на удар [km/h]	140	агол на удар [°]	20



Слика 149. Почетната положба на удар на возило и одбојник

Како системи кои учествуваат во динамичкиот модел на тестот на удар може да се поделат две групи и тоа: систем од дванаесет сегменти и тринаесет столбови и систем на возило заедно со тест куклата. Должина на одбојникот е препорачана како најмалку три пати

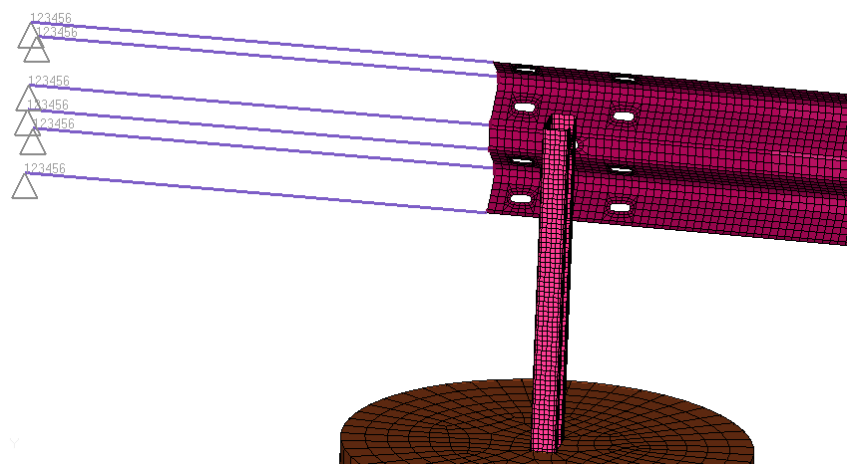
поголема од должината на очекуваната деформација или за еластични браници таа да не биде помала од 30m без додатните елементи кои се поставуваат на почетокот или крајот на браникот [12]. Со давачите за забрзување поставени во тест куклата се одредува нивото на заштита на одбојникот како и влијанието на конструктивните параметри врз неговото однесување.



Слика 150. Модели добиени со методот на конечни елементи на објектите кои учествуваат во ударот

COPYRIGHT

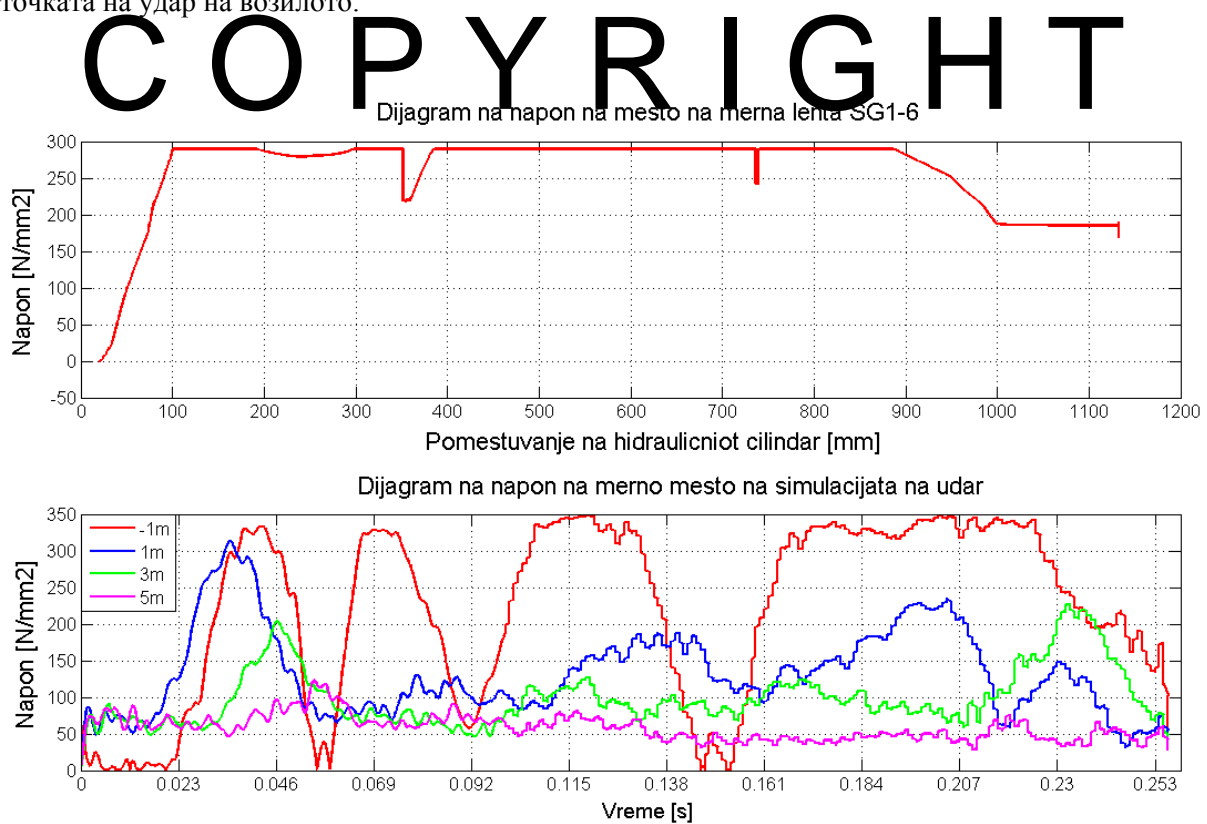
На двата последни сегменти на системот на одбојници се поставени пружини со определена крутост. Задачата на овие пружини е поради еластичноста да се симулира влијанието на соседниот одбојник и да се приближи однесување на браникот за заштита до реалниот. Поради тоа што не е познат бројот на сегменти кои учествуваат во ударот, на последните сегменти се поставени пружини кои ќе ја прифатат преостанатата деформација.



Слика 151. Пружини поставени на краевите на системот на одбојници

5.2.3. Анализи на динамичкото виртуелно испитување

Една од причините да се разгледува разделната врска при поврзување на два одбојника преку квази-статички експеримент, беше да се достигне состојба која е повеќе критична во однос на разделувањето во споредба со динамичкиот тест на удар. Таа состојба е возможна поради поголемата крутост на системот при експериментот односно поради вклетувањето на краевите на двата одбојници во однос на нивното поместување. За разлика при динамичкиот тест на удар настанува деформација и на соседните сегменти, системот е повеќе еластичен, и со тоа се очекува напоните да бидат помали. Со други зборови, доколку не настане разделување на навојната врска при квази-статичкиот експеримент, не се очекува опасност од разделување и при динамичкиот тест на удар, доколку достигнатите граници на мерното место се пониски од измерените од експериментот. Дијаграмот кој следи ни ги прикажува споредбено измерените вредности на напонот на мерната лента која е поставена одалечено од местото на удар при квази-статичкиот експеримент и четири мерни места при симулацијата на удар. Се разгледуваат следниве мерни места од системот на одбојници. Едно е на растојание 1m (означена со -1m на дијаграмот) пред критичната точката на удар но возилото и таа е најоптоварената во текот на симулацијата. Потоа следуваат со растојание од 1m, 3m и 5m после точката на удар на возилото.



Слика 152. Споредбен дијаграм на напонот на мерна лента SG1/6 од експериментот и соодветно мерно место од динамичката симулација на удар

Мерната лента SG1/6 при експериментот е одалечена од местото на оптоварувањето од хидрауличниот цилиндар и претставува точка до која не достига влијанието од локалните деформации. Додека првото мерното место при динамичката симулација е поместено за 1m во насока спротивна од точката на надоаѓањето на возилото. Со наведеното растојание се оценува состојба која е доволно блиску до местото на појава на максималните напони и се изоставува можноста на директен удар на возилото во мерното место. Разгледувани се промени на напонот на четири елементи околу мерното место. Максималниот напон на мерната лента при експериментот е до граница од 290N/mm^2 додека при динамичкиот тест изнесува 350N/mm^2 . При експериментот максималната вредност на напонот се достигнува на почетокот и се задржува во најголемиот дел на целиот процес. За разлика од тоа при динамичкиот тест на удар напонот се менува до истекувањето на симулацијата и тоа пониско или до горната граница достигната при експериментот. Поради фактот што не настанува разделување на навојната врска при експериментот не се очекува разделување и во најголемиот дел од процесот на динамичкиот тест на удар.

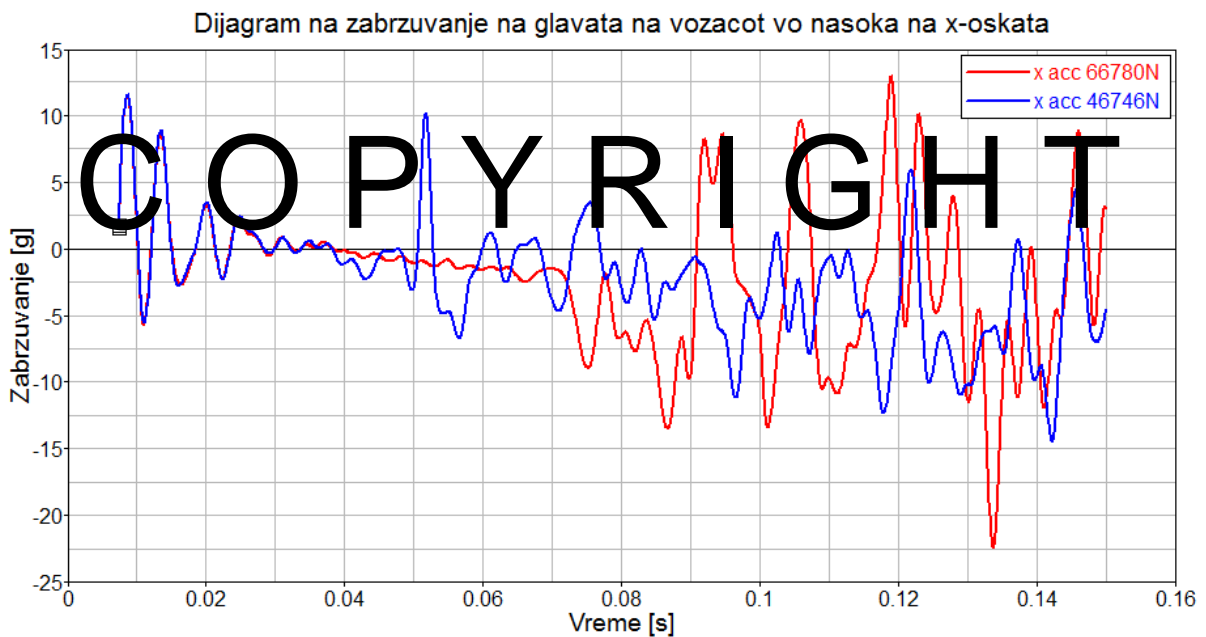
Како резултат на претходната анализа и донесените заклучоци од лабораториското експериментално испитување (точка 5.1.3), се преминува кон динамичка анализа на удар на возило во браник за заштита од излегување. Со виртуелното испитување се согледува влијанието на одредените конструктивните параметри врз опасноста од разделување на врската.

- Влијание на притегањето на навојните парови

Првата динамичка симулација на удар на возило во одбојник се изведува со цел да се согледа влијанието на различниот начин на притегање на навојните врски. Двете притегања се моделирани на претходно опишаниот начин на виртуелно поврзување со помош на греда со дефинирана крутост од 66500 N/mm . Првото разгледувано притегање помеѓу завртката и навртката е со сила на притегање од 66780N и другото со сила на притегање од 46746N . Параметрите врз основа на кои се оценува однесувањето на одбојникот со промена на притегањето се резултантните забрзувања на главата на возачот и забрзувањата на главата во насока на движење на возилото. Истотака согласно стандардот EN1317 се пресметуваат и параметрите за одредување на големината на ударот во зависност од дефинираните граничните забрзувања на телото на возачот.



Слика 153. Вкупно забрзување на главата на возачот за различно притегање на навојните врски на одбојниците



Слика 154. Забрзување на главата на возачот во насока на движење на возилото за различно притегање на навојните врски на одбојниците

Од прикажаните дијаграми може да се забележат поголемите забрзувања кои се достигнуваат со сила на притегање од 66780N на завртките за разлика од оние со сила на притегање од 46746N. Како гранична вредност која може да се прифати од човекот во пределот на главата се забрзувања од 12g или 117m/s^2 , во насока на движењето на возилото. Се заклучува дека со одбојникот со помало притегнување може да се задоволи тоа барање додека

со поголемо притегнување се достигнуваат максимални забрзувања над дозволените. Со тоа се потврдува и значењето на состојбата на притегање на навојните врски.

Табела 29. Параметри кои ја одредуваат големината на ударот за двете притегања на навојните врски

Сила на притегање	ASI [/]	THIV [km/h]	PHD [g]
66780 [N]	8.087056e-001	6.886581	2.725314e+001 > 20g
46746 [N]	4.485882e-001	6.367601	1.037773e+001 < 20g

Поради почетокот на движењето на возилото во моделот со зададената почетна брзина се јавуваат и импулсни зголемувања на забрзувањата со почетокот на симулацијата. Постепено зголемување на брзината до зададената не постои туку таа се достигнува со самиот почеток на движење на возилото. Како резултат се и екстремно високи инерцијални сили на тест-куклата во почетокот кои не влегуваат во пресметката на параметрите на ударот.

• Влијание на притегањето на навојните врски на одбојниците врз прифатената енергија од ударот

COPYRIGHT

При удар на возило во браник за заштита важна улога има предната структура на возилото како систем кој е наменет за прифаќање на дел од вкупната кинетичка енергија на возилото. Вториот систем кој е со исто големо значење е браникот за заштита од излетување. Тој е конструиран како еластичен систем кој со својата деформација прифаќа дел од таа енергија. Во овој систем спаѓаат сегментите, столбовите, почвата, разделните врски и сите додатни елементи како конзоли, почетни и крајни терминали и сл. Односот помеѓу енергијата прифатена од секој од подсистемите наспроти вкупната прифатена од возилото ни прикажува како се менува прифатената енергија во рамки на системот. Оваа пресметка е достапна со помош на динамичкиот модел на тестот удар. Бројни научни студии се посветени на компатибилноста на системите кои учествуваат во ударот. Во случај на удар на две возила особено е битна компатибилноста поради намалувањето на последиците од ударот на двете возила. Доколку тоа е теоретски така кинетичката енергијата на возилото подеднакво би се поделила на двата системи. Во случај на удар на возило во браник за заштита на излетување компатибилноста е помалку битна поради тоа постои можност да се зголеми количеството на прифатена енергија од системот против излетување и како резултат на тоа да се намали

количеството на енергија прифатена од возилото. Се разбира енергијата прифатена од браникот против излетување потребно е да биде во определени граници поради ограничувањата кои се поставени во стандардот како неговата големина на деформација или рамките во кои возилото може повторно да се врати на патот после ударот. Ова истражување во однос на прифатената енергија може да се покаже и со аналитичка пресметка.

$s = 24mm$ - максимално растојание кое може да го помине една завртка во отворот во кој е поставена. Се добива како големината на отворот без заоблувањата намален за дијаметарот на завртката (Слика 142). Во пресметките се зема половина од максималното растојание и тоа е случај на поставување на навојниот пар во средината на отворот.

Притегањето на навојната врска при експериментот беше контролирано со помош на момент клуч и изнесува $T_p = 100Nm$. Притоа преку нормалната силата на која е изложен навојниот пар на истегнување се пресметува

$$F_{\mu} = \mu F_N = 0.12 \cdot 66780 = 13356[N]$$

$$A = F_{\mu} \cdot \frac{s}{2} = 13356 \cdot 0.012 \approx 160[J] \quad \text{- работа кој се извршува при движење на една завртка во отворот во кој е поставена}$$

$$A_{vk} = 9 \cdot A = 9 \cdot 160 = 1440[J] \quad \text{- вкупната работа на сите завртки}$$

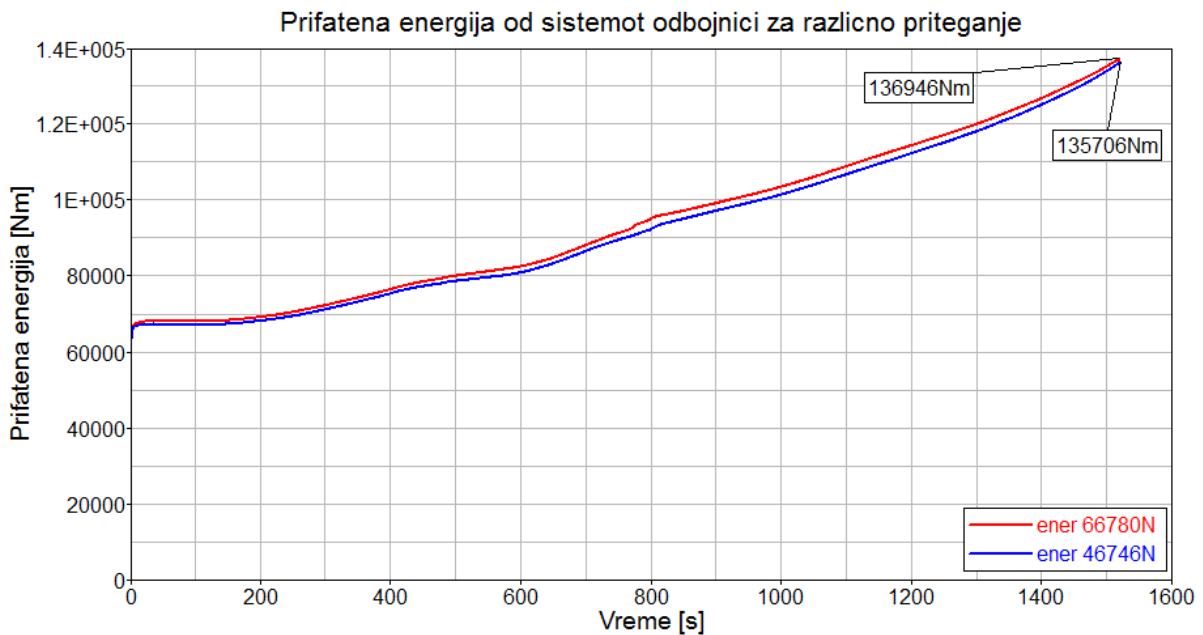
$$E_k = \frac{mv^2}{2} = \frac{1400 \cdot 30.55^2}{2} = 653311.75[J] \quad \text{- потрошена енергија за деформација на системот возило-одбојник}$$

Доколку се претпостави бројот на сегменти кои учествуваат во ударот и прифаќаат дел од енергијата со нивна деформација, може да се пресмета вкупната енергија која се троши само со поместување (лизгање) на завртките во нивните отвори. За тестовите на удар на возило препорачана е должина на браникот за заштита од 30m. Се претпоставува дека 2/3 од таа должина односно 20m е со максималното поместување на завртките во отворите. Должина од 20m ја сочинуваат 5 одбојника, односно 4 поврзувања со разделни врски. Вкупната потрошена работа за тоа поместување е еднаква на:

$$A_{od} = 4 \cdot A_{vk} = 4 \cdot 1440 = 5760[J]$$

Или изразено во проценти, енергијата која се прифаќа со поместување на навојните парови во отворите во кои се поставени, во однос на вкупната кинетичка енергија на возилото изнесува

$$\frac{A_{od}}{E_k} \cdot 100 = \frac{5760}{653311.75} \cdot 100 = 0.88[\%]$$



Слика 155. Вкупна прифатена енергија при удар на системот сегменти и столбови од одбојникот за различно притегање на навојните парови

COPYRIGHT

Од прикажаниот дијаграм се забележува дека почетната енергија за двата дијаграми е пресметаната кинетичка енергија на возилото. Како резултат на различното притегање на навојните парови се јавува и разлика во прифатената енергија од системот на одбојници. Влијание во таа разлика во прифатена енергија има и работата извршена со поместување на навојните парови во отворите, што е докажано со помош на аналитичката пресметка. Особено е важно за безбедноста на патниците да се прифати поголема количина од кинетичката енергија на возилото кое надоаѓа, за да преостанатиот дел кој се предава на тоа возило биде помал. Ваков компромис при кој се дозволува поголема енергија да биде прифатена од одбојникот на сметка на намалување на енергијата која се предава на возилото е во рамка со која нема да се наруши главната функција на одбојникот.

- Анализа на влијанието на намалениот број на навојни врски на заштитната ограда

Разгледуван е пример на лошо поставен систем за задржување на возилата. Во одредени случаи како резултат на недостатокот на законски регулативи кои го ограничуваат поставувањето може да се појави и несоодветно поставен систем за заштита. Целта на оваа

анализа е да се одреди влијанието на намалениот број на навојни врски при поврзувањето на сегментите од одбојникот [11]. Како влезни параметри на системот се земени податоци од реална ситуација на излетување на возило, која била фатална по животот на возачот.

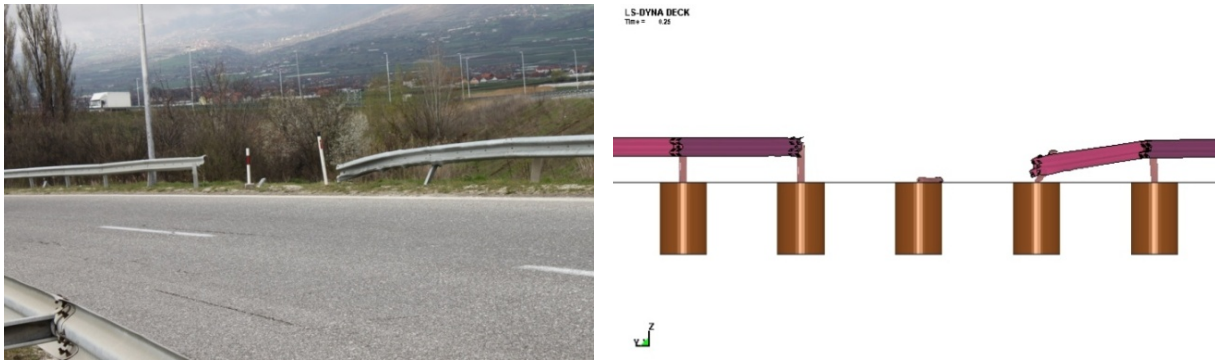
Еден од можните случаи на несоодветно поставување на одбојникот за заштита е прикажан на Слика 156. Нумеричкиот МКЕ модел ќе се верифицира преку визуелна проверка на клучните елементи вклучени во реалната сообраќајна незгода со соодветните од виртуелниот модел. Во овој случај се користат информации добиени со анализа на податоците на местото на несреќата како што се мерења на деформацијата на отворите за поставување на навојните врски, крајната положба на сегментите како и големината на свиткувањето на столбовите. Почетните параметри се добиени од извештаи на институциите одговорни за безбедност на патиштата а тоа се: брзина при излетување на возилото од патот 141km/h, аголот на удар во одбојникот 8 степени и масата на возилото заедно со возачот 1710kg.



Слика 156. Реална ситуација и МКЕ модел на намален број на навојни врски



Слика 157. Реална ситуација и МКЕ модел на начинот на деформација

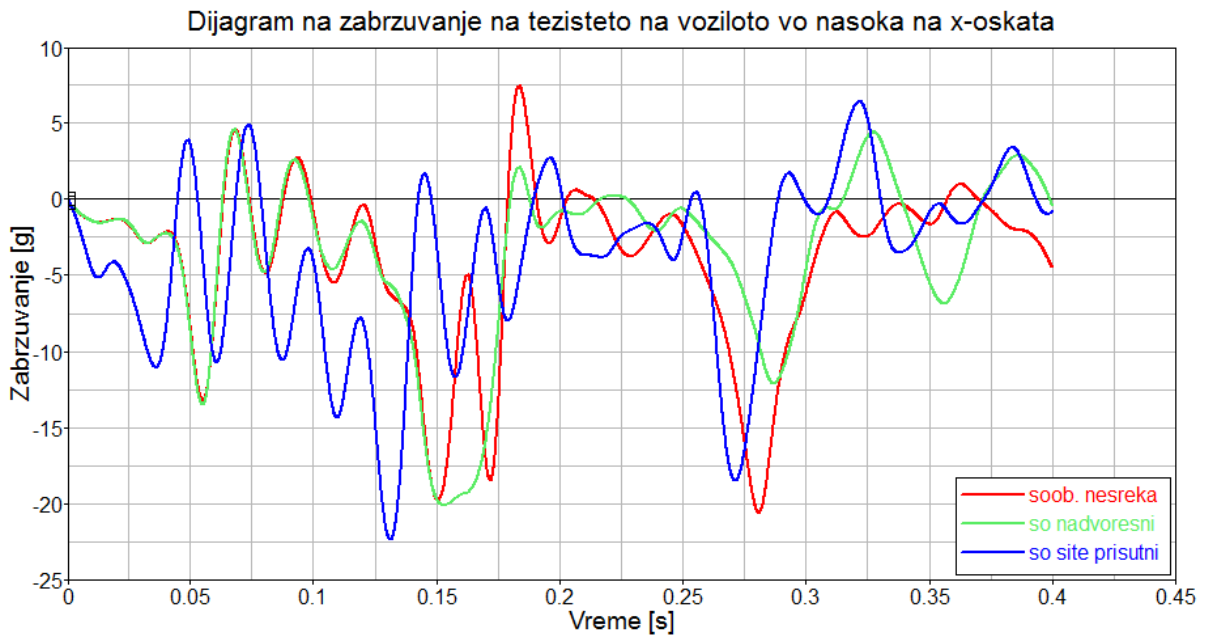


Слика 158. Реална ситуација и МКЕ модел на последиците од сообраќајната незгода

Преку визуелна проверка, дел претставена на сликите погоре (Слика 157 и Слика 158) може да се забележи однесувањето на одбојникот во реална ситуација и виртуелниот модел. Првата слика го прикажува проширувањето на отворите како резултат на локални деформации кои јасно се гледаат на фотографијата од местото на незгодата. Како што се зголемува ударот сегментите се изложени на сложени напрегања, свиткување и истегнување заедно, што резултира со појава на локални напони во пределот околу завртките и извлекување на навојната врска. На Слика 158 е претставено разделувањето на врска на одбојник со одбојник и одбојникот со столбот на местото на излетување на возилото. Два од сегментите поради големината на ударот се одвоени од возилото и се најдени неколку метри подалеку од местото на удар. Како што е претходно напоменато некој од сегментите се поврзани со помалку од потребните осум навојни пара. На местото на удар поврзувањето е со седум и тоа 1,2,3,5,6,7 и 8 прикажани на Слика 56 додека соседните сегменти се поврзани со само четири и тоа 1,2,5 и 6, што може да се види и на втиснувањата на местото каде што се поставени на Слика 157. Последиците од ваквиот несоодветен начин на поврзување се огромни и може да се забележи како причина поради која одбојникот воопшто не ја прифаќа енергијата туку возилото само поминува низ него и излетува од патот [22][23]. По визуелната проверка на виртуелниот модел се преминува кон понатамошна анализа. За анализа на влијанието на бројот на навојни врски врз разделувањето на одбојникот за заштита во моделот се започнува, како основа за споредување, оној со сите присутни навојни парови, потоа со број на навојни парови ист со реалниот случај и случај со само надворешно поставени парови, односно оние подалеку од поврзувањето со столбот (или навоен пар 1,2,7 и 8). Нивото на заштита на одбојникот се одредува согласно стандардот EN1317.

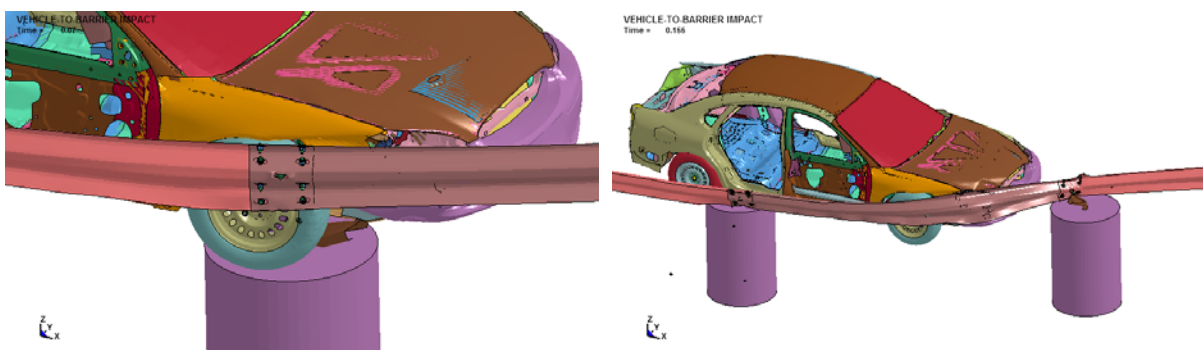
Табела 30. Параметри за определување на големината на ударот

	сооб. незгода	со надворешни	со сите присутни
ASI [l]	1.6498	1.4052	1.7711
PHD [g]	20.8285	18.5612	22.4201



Слика 159. Забрзување на тежиштето на возилото при удар во одбојник со намален број на навојни парови

Од прикажаниот дијаграм на забрзување на тежиштето на возилото може да се види дека највисоките вредностите кои се јавуваат континуирано во текот на ударот се за примерот на поврзување на сегментите со сите навојни парови како и со примерот од реалната несреќа, потоа следи случајот на поставување само на надворешни навојни парови. Во анализата се искористени предностите на виртуелното тестирање за изнаоѓање на влијанието на намалениот број на навојните врски. Оваа анализа е поттикната од реална сообраќајна незгода и може да се заклучи дека отсуството на навојните врски значајно влијае врз намалување на забрзувањата во возилото меѓутоа и ја зголемува опасноста од разделување на сегментите од одбојникот за заштита.



Слика 160. Виртуелна симулација на удар на возило во одбојник со намален број на навојни врски

6 ЗАКЛУЧОК

Врз основа на спроведените истражувања и анализите на резултатите, а во контекст на поставените цели на оваа докторска работа, може да се донесат следниве заклучоци:

- Опасноста од раздвојување на врската на сегментите од одбојникот може да се отстрани со контрола на конструктивните параметри. Меѓу нив како најважни се издвојуваат притегањето и триењето помеѓу површините во допир. Со зголемено притегање или зголемено триење се намалува можноста за разделување на сегментите од браникот за заштита од излетување.

- Преку анализата на виртуелниот модел на удар на возило во браник за заштита се заклучува дека со промена на конструктивните параметри на разделната врска помеѓу сегментите од браникот може во голема мерка да се влијание на безбедноста на патниците во возилото. Тоа е оценето со параметрите кои ја одредуваат големината на несреќата согласно стандардот.

- Со користениот тип на навојна врска не настанува разделување на сегментите од браникот. Тоа во услови на поголемо оптоварување во однос на динамиката односно ударот на возило во одбојник. Поради тоа овој тип на поврзување, со користениот број и големина на навојните парови, е безбеден за користење при зададениот тест на удар. Недостатокот кој е воочен најпрво е неконтролираното притегање на навојните парови а потоа и намалениот број на навојни врски при поврзувањето на сегментите од одбојникот. Оваа состојба значително влијае врз опасноста од разделување на навојната врска.

- Особено е важно притегањето на навојната врска во процесот на поставување на браниците за заштита. Преку негова контрола може да се намалат забрзувањата на патниците во возилото при потенцијален удар. Овие намалувања на забрзувањата за разгледуваните случаи на притегање се значајни земајќи ги во предвид параметрите ASI и PHD со кои се одредува големината на ударот.

- Методологијата на истражувањето може да се оцени како успешна со оглед на тоа дека придонесе за изнаоѓање на одговори на поставените прашања при висока конзистентност на добиените резултати. Тоа се однесува на експерименталниот и виртуелниот истражувачки метод.

- Комплексноста на проблематиката на безбедноста при удар на возило во браник за заштита во голема мерка може понатаму да се истражува со користење на развиената методологија во оваа докторска работа. Помеѓу бројните прашања на кои на ваков начин може да се бара одговор е и изнаоѓање на големина на притегање на завртките која нема да го наруши поврзувањето на сегментите а истотака нема да предизвика значајни забрзувања во просторот за патници. Постои можност за понатамошно истражување во насока на безбедноста на патниците, односно анализа на останатите елементи во системот на браници за заштита каде спаѓаат столбовите и нивното поставување, материјалот, обликот на сегментите и столбовите и сл.

C O P Y R I G H T

7

КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА

- [1] A. Ashakul, “Finite Element Analysis of Single Plate Shear Connections”, doctor of philosophy thesis in civil engineering, May 2004.
- [2] J. Carvill, *Mechanical Engineering Data Handbook*, 1993.
- [3] J. Antony, *Design of Experiments for Engineers and Scientists*, October, 2003.
- [4] J. E. Karlsson, “Design of a Non-Snagging Guardrail Post”, June, 2000.
- [5] A. Picard, *Guide to design criteria for bolted and riveted joints*, vol. 15. 1988, pp. 35-73.
- [6] World Health Organization, “Global status report on road safety-supporting a decade of action”, p. 215-302, 2013.
- [7] M. R. Ferdous, A. Abu-odeh, R. P. Bligh, and H. L. Jones, “Placement of traffic barriers on roadside and median slopes - guidelines based on numerical simulations”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 11, no.2, 2013.
- [8] M. R. Hiser and J. D. Reid, “Modeling slip base mechanisms”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no.5, pp. 463-472, 2005.
- [9] D. W. A. Rees, H. Bahai, S. Taylor, “Stress Concentrations for Slotted Plates in Bi-Axial Stress”, *Engineering J.*, vol. 04, February, pp. 69-75, 2012.
- [10] R. C. Gowat and D. J. Gabauer, “Secondary collisions revisited: real-world crash data and relationship to crash test criteria”, *Traffic Inj. Prev.*, vol. 14, no.1, December, pp. 46-55, 2013.
- [11] C. E. Hampton and H. C. Gabler, “Crash performance of strong-post W-beam guardrail with missing blockouts”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 17, no.1, pp. 93-103, 2012.
- [12] Transportation Research Board-National Research Council, *National Cooperative Highway Research Program NCHRP Report 350, Recommended Procedures for the Safety Performance Evaluation on Highway Infrastructures*, 1993.
- [13] O. Prentkovskis, A. Beljatynskij, R. Prentkovskiene, I. Dyakov, and L. Dabulevičiene, “A study of the deflections of metal road guardrail elements”, *Transport*, vol. 24, no. 3, pp. 225-233, 2009.
- [14] J. Kim, J.-C. Yoon and B.-S. Kang, “Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints”, *Appl. Math. Model.*, vol. 31, pp. 895-911, 2007.

- [15] European Standard EN1317-1, “Road restraint systems - Terminology and general criteria for test methods”, 1998.
- [16] European Standard EN1317-2, “Road restraint systems - Performance classes, impact test acceptance criteria and test methods for safety barriers”, 1998.
- [17] A. Linder, M. Svensson, and D. Viano, “Evaluation of the BioRID P3 and the Hybrid III in Pendulum Impacts to the Back : A Comparison with Human Subject Test Data”, vol.3, no.2, pp. 159-166, 2002.
- [18] C. A. Rogers and G.J. Hankook, “Failure Modes of Bolted Sheet Steel Connections Loaded in Shear”, Centre for Advanced Structural Engineering Research, report no. R772, 2006.
- [19] ASM Handbook, *Friciton, Lubrication and Wear Technology*, vol. 18, 2001.
- [20] H. A. Whitworth, R. Bendidi, D. Marzougui, R. Reiss, “Finite element modeling of the crash performance of roadside barriers”, *Int. J. Crashworthiness*, vol.9, no.1, pp. 35-43, 2004.
- [21] J. H. Bickford, “*Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints: Non-Gasket Joints*”, forth edition.
- [22] J. Wu and A. Tabiei, “Parametric study on improvement of G4 (1S) strong post guardrail system”, 7th International LS-Dyna User Conference, May, 2002.
- [23] J. Amnson, C. Ahlström, M. Wiklund, G. Blomqvist and S. Mårdh, “Crash barrier and driver behavior: a simulator study”, *Traffic Inj. Prev.*, 2013.
- [24] C. A. Plaxico, F. Mozzarelli and M. H. Ray, “Tests and simulation of a w-beam rail-to-post connection”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 8, no.6, pp. 543-551, 2003.
- [25] J. Montgomery, “Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint”, *ANSYS User’s Conf.*, 2002.
- [26] Stress Analysis and Strength of Components Committee, “Analysis of pretensioned bolted joints subject to tensile (separating) forces”, ESDU, 2012.
- [27] W. Wu and R. Thomson, “Compatibility between passenger vehicles and road barriers during oblique collisions”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 9, no.3, pp. 245-253, 2004.
- [28] O. Prentkovskis, J. Tretjakovas, A. Švedas, A. Bieliatynskiy, A. Daniūnas and K. Krayushkina, “The analysis of the deformation state of the double-wave guardrail mounted on bridges and viaducts of the motor roads in Lithuania and Ukraine”, *J. Civ. Eng. Manag.*, vol. 18, no.5, pp. 761-771, 2012.
- [29] N. R. Seckinger, P. N. Roschke, A. Abu-Odeh and R. P. Bligh, “Numerical simulation of mow strip subcomponents used with strong post guardrail systems”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no.4, pp. 419-427, 2005.

- [30] National Crash Analysis Center, “Evaluating W-Beam Guardrail Height Tolerances”, technical summary 2007-T-003, 2007.
- [31] V. L. Popov, *Contact Mechanics and Friction. Physical Principles and Applications*, 2010.
- [32] Birstaverken AB, “Birsta Brochure”, 2009.
- [33] J. D. Brown, D. J. Lubitz, Y. C. Cekov, K. H. Frank and P. B. Keating, “Evaluation of Influence of Hole Making Upon the Performance of Structural Steel Plates and Connections”, technical report, 2007.
- [34] M. H. Ray, “The use of finite element analysis in roadside hardware design”, *Int. J. Crashworthiness*, vol.2, no.4, pp. 333-348, 1997.
- [35] M. R. Ferdous, A. Abu-Odeh, R. P. Bligh, H. L. Jones and N. M. Sheikh, “Performance limit analysis for common roadside and median barriers using LS-DYNA”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 16, no.6, pp. 691-706, 2011.
- [36] R. A. Ibrahim and C. L. Pettit, “Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners”, *J. Sound Vib.*, vol. 279, pp. 857-936, 2004.
- [37] K. Holmqvist, S. Thorn, P. Rundberget, F. Törnvall, and M. Y. Svensson, “Heavy vehicle frontal sled crash test analysis - chest deflection response in the Hybrid III dummy”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 18, no.2, pp. 126-138, 2013.
- [38] J. D. Reid and N. R. Huser, “Friction modeling between solid elements”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 9, no.1, pp. 65-72, 2004.
- [39] J. D. Reid, “Designing for the critical impact point on a new bullnose guardrail system”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 5, no.2, pp. 141-152, 2000.
- [40] R. Capitani and S. S. Pellari, “Analysis of the behaviour of biker protection devices for roadside barriers”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 17, no.5, pp. 461-478, 2012.
- [41] National Crash Analysis Center, “Finite Element Model of Ford Taurus - version 3”, 2001.
- [42] J. D. Reid, “Tracking the energy in an energy absorbing guardrail terminal”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 3, no.2, pp. 135-146, 1998.
- [43] M. H. Ray, K. Engstrand, C.A. Plaxico and R. G. McGinnis, “Improvements to the Weak-Post W-Beam Guardrail”, 80th Annual Meeting of the Transportation Research Board, 2001.
- [44] European Community, *Design of structural connections to Eurocode 3*, 2007.
- [45] M. T. K. Hussain, Z. Samad, S. Suhaib, A.R. Uthman and S.A. Jagirdar, “Analysis of Stress Concentration Factor in Bolted Joint using Finite Element Method”, *Int.J. Mat. Mech. Eng.*, vol. 3, no.1, pp. 38-45, 2008.

- [46] A. Tabiei and J. Wu, “Validated crash simulation of the most common guardrail system in the USA”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 5, no.2, pp. 153-168, 2000.
- [47] Z. Q. Cheng, J. G. Thacker, W. D. Pilkey, W. T. Hollowell, S. W. Reagan and E. M. Sieveka, “Experiences in reverse-engineering of a finite element automobile crash model”, *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 37, pp. 843-860, 2001.
- [48] M. Vesenjak, M. Borovinšek and Z. Ren, *Computational simulations of road safety barriers using LS-DYNA*, LS-Dyna Anwenderforum, pp. 11-18, 2007.
- [49] D. Stamboliev, *Masinski Elementi*, 2001.
- [50] A. Eskandarian, D. Marzougui, and N. E. Bedewi, “Finite element model and validation of a surrogate crash test vehicle for impacts with roadside objects”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 2, no. April, pp. 239–258, 1997.
- [51] X. E. Guo, T. a McMahon, T. M. Keaveny, W. C. Hayes, and L. Gibsont, “Finite Element Modeling of Damage”, vol. 27, 1994.
- [52] P. Mohan, D. Marzougui, L. Meczowski, and N. Bedewi, “Finite element modeling and validation of a 3-strand cable guardrail system”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no. April, pp. 267–273, 2005.
- [53] R. W. Bielenberg, S. K. Rosenbaugh, R. K. Faller, J. D. Reid, and K. A. Lechtenberg, “Transition of Temporary Concrete Barrier”, *J. Transp. Saf. Secur.*, vol. 4, no. April, pp. 137–159, 2012.
- [54] D. G. Ruiz, B. P. Magallon, S. Peldschus, E. Schuller, M. Gallo and S. Bidal, “Overview on the development of a test standard for the evaluation of motorcyclists’ impacts on road infrastructure elements”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 15, no. April, pp. 1–15, 2010.
- [55] A. Kullgren, A. Ydenius, and C. Tingvall, “Frontal impacts with small partial overlap: real life data from crash recorders”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 3, no. April, pp. 335–346, 1998.
- [56] T. Jiang, R. H. Grzebieta, and X. L. Zhao, “Predicting impact loads of a car crashing into a concrete roadside safety barrier”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 9, no. April, pp. 45–63, 2004.
- [57] A. Ydenius, “Influence of Crash Pulse Characteristics on Injury Risk in Frontal Impacts Based on Real-Life Crashes”, *Traffic Inj. Prev.*, vol. 11, no. April, pp. 526–534, 2010.
- [58] A. Gavelin, J. Iraeus, M. Lindquist and M. Oldenburg, “Evaluation of finite element models of seat structures with integrated safety belts using full-scale experiments”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 15, no. April, pp. 265–280, 2010.
- [59] W. Wu and R. Thomson, “Effects of front wheels and steering-suspension systems during vehicle oblique collisions with a flared guardrail terminal”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no. April, pp. 495–503, 2005.

- [60] P. J. García Nieto, J. V. Vilan, J. J. Del Coz Diaz and J. M. Matias, “Analysis and study of an automobile rear seat by FEM”, *Int. J. Comput. Math.*, vol. 86, no. April, pp. 640–664, 2009.
- [61] S. Reed and A. Morris, “Characteristics of fatal single-vehicle crashes in Europe”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 17, no. April, pp. 655–664, 2012.
- [62] J. Wekeze, R. Wuttrich, and M. Ramaley, “A study on a retrofit of the breakaway cable terminal”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 5, no. April, pp. 405–416, 2000.
- [63] P. Taylor and R. Sobel, “Injury Control and Safety Promotion Afterword : Speaking for the victims” no. April, pp. 15–17, 2013.
- [64] K. Yonten, M. T. Manzari, D. Marzougui and A. Eskandarian, “An assessment of constitutive models of concrete in the crashworthiness simulation of roadside safety structures”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no. April, pp. 5–19, 2005.
- [65] D. Čygas, V. Jasiūniene and M. Bartkevičius, “Assessment of special plans and technical designs with regard to traffic safety”, *J. Civ. Eng. Manag.*, vol. 15, no. April, pp. 411–418, 2009.
- [66] T. L. Bunn and T. W. Struttman, “Characterization of fatal occupational versus nonoccupational motor vehicle collisions in Kentucky (1998-2000)”, *Traffic Inj. Prev.*, vol. 4, no. April, pp. 270–275, 2003.
- [67] E. Hummer, W. Rasdorf, D. J. Finley, C. V. Jegee and C. A. Sundstrom, “Curve Collisions: Road and Collision Characteristics and Countermeasures”, *J. Transp. Saf Secur.*, vol. 2, no. April, pp. 203–220, 2010.
- [68] P. Taylor and Z. Kamaitis, “Damage to concrete bridges due to reinforcement corrosion : Part II-Design considerations”, no. April, pp. 37–41, 2011.
- [69] S. W. Kirkpatrick, J. W. Simons and T. H. Antoun, “Development and validation of high fidelity vehicle crash simulation models”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 4, no. April, pp. 395–406, 1999.
- [70] P. Taylor, X. Shu, N. Wilson, C. Sasaoka, and J. Elkins, “Vehicle System Dynamics and Development of a real-time wheel / rail contact model in NUCARS and application to diamond crossing and turnout design simulations”, *Int. J. Veh. Mech.* no. April, pp. 37–41, 2013.
- [71] C. S. Stolle and J. D. Reid, “Development of a wire rope model for cable guardrail simulation”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 16, no. April, pp. 331–341, 2011.
- [72] J. Z. Wu, J. R. Powers, J. R. Harris and C. S. Pan, “Estimation of the kinetic energy dissipation in fall-arrest system and manikin during fall impact”, *Ergonomics*, vol. 54, no. April, pp. 367–379, 2011.

- [73] M. R. Bambach, R. H. Grzebieta, J. Olivier and A. S. McIntosh, “Fatality Risk for Motorcyclists in Fixed Object Collisions”, *J. Transp. Saf. Secur.*, vol. 3, no. April, pp. 222–235, 2011.
- [74] M. Noltenius, D. Meyers, T. Newsom and F. Wegmann, “Fifteen-Passenger Van Safety-A Review of Selected Market Segment Responses to Vehicle Rollover Issues”, *J. Transp. Saf. Secur.*, vol. 3, no. April, pp. 141–156, 2011.
- [75] P. R. Rosenbaum, “Heterogeneity and Causality”, *Am. Stat.*, vol. 59, no. April, pp. 147–152, 2005.
- [76] K. Haleem and A. Gan, “Identifying traditional and nontraditional predictors of crash injury severity on major urban roadways”, *Traffic Inj. Prev.*, vol. 12, no. April, pp. 223–234, 2011.
- [77] F. D. B. Albuquerque and D. L. Sicking, “In-Service Safety Performance Evaluation of Roadside Concrete Barriers,” *J. Transp. Saf. Secur.*, no. April, 2012.
- [78] D. Otte, C. Pape and C. Krettek, “Kinematics and injury pattern in rollover accidents of cars in German road traffic – an in-depth-analysis by GIDAS”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no. April, pp. 75–86, 2005.
- [79] H. Sivilevičius, “Modelling the interaction of transport system elements”, *Transport*, vol. 26, no. April, pp. 20–34, 2011.
- [80] J. A. Berg, J. R. Rüdiger and J. König, “Motorcycle crash tests – an overview”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 10, no. April, pp. 327–339, 2005.
- [81] A. Elmarakbi, K. Sennah, P. Siriya, and A. Emam, “Parametric effects on the performance of traffic light poles in vehicle crashes”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 11, no. April, pp. 217–230, 2006.
- [82] A. Laurinavicius, L. Jukneviit-Ilinskien, K. Ratkeviit, I. Lingyt, L. Ygait, V. Grigonis, R. Upalyt-Vitknien, D. Antov, T. Metsvahi, Z. Toth-Szabo and A. Várhelyi, “Policy instruments for managing road safety on EU-roads”, *Transport*, vol. 27, no. April, pp. 397–404, 2012.
- [83] E. C. Chirwa, R. R. Stephenson, S. A. Batzer and R. H. Grzebieta, “Review of the Jordan Rollover System (JRS) vis-à-vis other dynamic crash test devices”, *Int. J. Crashworthiness*, vol. 15, no. April, pp. 553–569, 2010.
- [84] M. Hallowell, B. Esmaili and P. Chinowsky, “Safety risk interactions among highway construction work tasks”, *Constr. Manag. Econ.*, vol. 29, no. April, pp. 417–429, 2011.
- [85] F. K. Afukaar, “Speed control in developing countries: issues, challenges and opportunities in reducing road traffic injuries”, *Inj. Control Saf. Promot.*, vol. 10, no. April, pp. 77–81, 2013.
- [86] M. R. Bambach, R. H. Grzebieta and A. S. McIntosh, “The Crash Mechanics of Fatal Motorcycle-Barrier Collisions in Australia”, *J. Transp. Saf. Secur.*, no. April, 2012.

- [87] M. R. Bambach, R. J. Mitchell and R. H. Grzebieta, “The Protective Effect of Roadside Barriers for Motorcyclists”, *Traffic Inj. Prev.*, vol. 14, no. April, p. pp 756–765, 2013.
- [88] P. Taylor, “Vehicle System Dynamics: The Geometrical Contact between Track and Wheelset”, *Int. J. Veh. Mech.*, no. April, pp. 37–41, 2007.
- [89] D. W. Zhao, J. Li, X. H. Liu and G. D. Wang, “Deduction of plastic work rate per unit volume for unified yield criterion and its application”, *Trans. Nonferrous Met. Soc. China (English Ed.)*, vol. 19, no. 3, pp. 657–660, 2009.

C O P Y R I G H T