

**ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՀԱՆՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ ԿՐԹՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԳԻՏՈՒԹՅԱՆ
ՆԱԽԱՐԱՐՈՒԹՅՈՒՆ
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՊՈԼԻՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ**

Վարդան Գազիկի Մուսայելյան

**ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼՆԵՐԻ ՊԱՍԻՎ ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ՄԱԿԱՐԴԱԿԻ
ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ԿՐՈՂ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՄԱՄԲ**

ԱՏԵՆԱԽՈՍՈՒԹՅՈՒՆ

Ե 05.01 «Ավտոմեքենաներ և տրակտորներ» մասնագիտությամբ տեխնիկական
գիտությունների թեկնածուի գիտական աստիճանի հայցման համար

**Գիտական ղեկավար՝
տեխնիկական գիտությունների դոկտոր,
պրոֆեսոր Ն.Ա. Բազիկյան**

ԵՐԵՎԱՆ 2016

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐ.....	4
ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ.....	9
ԳԼՈՒԽ 1. ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆ ԵՎ ՀԵՏԱԶՈՏՄԱՆ	
ԽՆԴԻՐՆԵՐԻ ԱՌԱՋԱԴՐՈՒՄ.....	13
1.1 Ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության բարձրացման ուղիները և գործող նորմավորող պահանջները.....	13
1.2 Ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգությանը վերաբերող գրականության վերլուծություն.....	17
1.3 Հետազոտման նպատակը և խնդիրները.....	31
ԳԼՈՒԽ 2. ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԹԱՓՔԻ ԱՄՐՈՒԹՅԱՆ ԵՎ	
ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐՈՒՄ ՎԵՐՋԱՎՈՐ ՏԱՐՐԵՐԻ	
ՄԵԹՈԴԻ ԿԻՐԱՌՄԱՆ ԱՌԱՋՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ.....	33
2.1 Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերի հաշվարկներում վերջավոր տարրերի մեթոդի կիրառումը.....	33
2.2 Ֆիզիկական ոչ գծային խնդիրների լուծման ընթացքի համառոտ նկարագրություն.....	42
2.3 Ֆիզիկական ոչ գծային խնդիրներում Նյուտոն-Ռաֆսոնի գործընթացի կիրառումը.....	48
2.4 Մեծ դեֆորմացիաներ և երկաչափորեն ոչ գծային խնդիրների լուծման ընթացակարգ.....	53
2.5 Արագընթաց գործընթացներ.....	55
2.6 Կիրառվող վերջավոր տարրերի հիմնական տեսակները.....	57
ԳԼՈՒԽ 3. ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԵՎ ԴՐԱ ԲԱՂԿԱՑՈՒՑԻՉ	
ՏԱՐՐԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ՄՈԴԵԼՆԵՐԻ ՄՇԱԿՈՒՄԸ.....	63
3.1 Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության և կոշտության գնահատումը վերջավոր տարրերի մեթոդով.....	63
3.2 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը.....	68

3.3 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի էներգակլանիչի («քրաշ-բոքս») առանցքային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը և էներգակլանիչ հատկության գնահատումը.....	71
3.4 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հիմքի տուփածն և բաղադրյալ հատույթներով լոնժերոնների ծռման գործընթացի հետազոտումը և էներգակլանիչ հատկության գնահատումը.....	82
3.5 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի էներգակլանիչի սեղմման և թափքի հիմքի լոնժերոնի ծռման փորձարարական ետազոտում.....	90

ԳԼՈՒԽ 4. ՃԱԿԱՏԱՅԻՆ, ՇԵՂԱՃԱԿԱՏ ԵՎ ՀԵՏԵՎԻՑ ԲԱԽՈՒՄՆԵՐԻ ԴԵՊՔՈՒՄ ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՊԱՍԻՎ ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ

ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾԱՄԲ.....	103
4.1 Մարդատար ավտոմոբիլի ճակատային բախման դեպքում առջևի լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման հաշվարկային մոդելի մշակումը.....	103
4.2 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի ճակատային բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը.....	107
4.3 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի շեղաճակատ բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը.....	117
4.4 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հետևից բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը.....	123

ԳԼՈՒԽ 5. ԿՈՂԱՅԻՆ ԲԱԽՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ ԵՎ ԹԱՓՔԻ ՏԱՆԻՔԻ ՍԵՂՄՄԱՆ ՏԱԿ ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՊԱՍԻՎ ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ՄԱԿԱՐԴԱԿԻ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՄԱՄԲ.....

5.1 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի կողային բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը.....	128
5.2 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի տանիքի սեղմման դեպքում դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը և կոշտության գնահատումը.....	135

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ.....	143
ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ.....	148

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐ

ԹԵՄԱՅԻ ԱՐԴԻԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ: Ավտոմոբիլային տրանսպորտը մեծ դեր ունի յուրաքանչյուր երկրի տնտեսության զարգացման գործում: Հայաստանի Հանրապետությունում ավտոմոբիլային տրանսպորտով փոխադրումների ծավալն օրեցօր աճում է: Ավտոմոբիլային պարկի մեծացումն ուղեկցվում է շարժման ինտենսիվության բարձրացմամբ, ավտոմոբիլներով ճանապարհների բեռնվաճության և 1000 բնակչին ընկնող ավտոմոբիլների քանակի աճով:

Տնտեսության զարգացման գործում, ավտոմոբիլային տրանսպորտի ազդեցիկ դրական դերին զուգընթաց, առկա են նաև բացասական գործոններ, որոնցից առավել վտանգավորները ճանապարհատրանսպորտային պատահարներն են (**ՃՏՊ**): Դրանց հետևանքներին բնութագրական են մարդկանց մարմնական վնասվածքները, մահվան դեպքերը, նյութական վնասները (հաշմանդամության և ժամանակավորապես անաշխատունակության պատճառով սոցիալական օգնության ծախսեր), ավտոտրանսպորտային միջոցների, բեռների, ճանապարհների և այլ շինությունների վնասվածքները, ինչպես նաև շրջակա միջավայրին հասցված բացասական ազդեցությունները, ինչը հանգեցնում է բնապահպանական իրավիճակի անխուսափելի վատացման: Չնայած ՃՏՊ-ների կանխարգելման միջոցառումներին՝ յուրաքանչյուր տարի աշխարհում ճանապարհներին մահանում է ավելի քան 1,2 մլն, վիրավորվում՝ մոտ 10 մլն մարդ: Ավտոմոբիլային տրանսպորտը, այլ տրանսպորտային միջոցների համեմատ, ամենավտանգավորն է: Ճանապարհային երթևեկության անվտանգության վրա ազդող գործոնները պայմանականորեն տրոհվում են միմյանց հետ փոխկապակցված չորս մասի՝ վարորդ, ավտոմոբիլ, ճանապարհ, միջավայր [37]: Վարորդ, ավտոմոբիլ, ճանապարհ, միջավայր համալիրի անվտանգության ապահովման վերջնական նպատակը բարձր արդյունավետությամբ տրանսպորտային համակարգերի ստեղծումը և շահագործումն է: Նշված համալիրի բարդ մասնիկներից մեկը ավտոմոբիլի կառուցվածքային անվտանգությունն է, որը տարակարգվում է ակտիվ, պասիվ, հետվթարային և բնապահպանական բաղադրիչների:

Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունը փոխադրվող ուղևորների, բեռների՝ ՃՏՊ-ների ընթացքում վնասվածքների կանխարգելմանն ուղղված միջոցառումների համախումբ է: Այն ներառում է հետևյալ բաղադրիչները. ա) թափքի կառուցվածքներ, որոնք պետք է պահպանեն ավտոմոբիլի սրահի կենսական անհրաժեշտ նվազագույն ծավալը և բացառեն մեքենամասերի ներթափանցումը սրահ ՃՏՊ-ի ժամանակ, բ) պահող համակարգեր, որոնք մոտեցնում են սրահի ուղևորների տեղաշարժման արագացումները թափքի հիմնականախքի անվտանգ արագացմանն անգամ վթարային իրավիճակներում, ինչպես նաև մեղմում են ուղևորների հնարավոր հարվածը ավտոմոբիլի կառուցվածքային տարրերին [11, 52]:

Ավտոմոբիլների արտադրման գործընթացում պասիվ անվտանգության պահանջների ապահովումն առավել բարդ և աշխատատար խնդիրներից է: Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունն առաջին հերթին կախված է կրող համակարգի ամրությունից, կոշտությունից և էներգակլանիչ հատկություններից: Ավտոմոբիլի կրող թափքը կառուցվածքային և տեխնոլոգիապես բարդ համակարգ է, որի ստեղծման ժամանակ հաշվի են առնվում միջազգային տարբեր կազմակերպությունների կողմից նորմավորող պահանջները: Հետզհետե ավելի են խստացվում ավտոմոբիլի անվտանգության կանոնները, որոնցով գնահատվում է ավտոմոբիլի վարորդի և ուղևորների պաշտպանվածության աստիճանը: Կարևորվում է ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության տեսական գնահատման անհրաժեշտությունը, որը հնարավորություն է տալիս կրճատել ավտոմոբիլի թափքի մշակման ժամանակը, ֆինանսական ծախսերը, ինչպես նաև նվազագույնի հասցնել փորձանմուշների քանակը [60]:

Այսպիսով, նշված ատենախոսության թեման, որը նվիրված է մարդատար ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման համար կրող թափքերի կատարելագործման միջոցառումների մշակմանը, արդիական է՝ թելադրված ժամանակի պահանջներով:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՆՊԱՏԱԿԸ ԵՎ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐԸ: Հաշվարկման ժամանակակից մեթոդների կիրառմամբ հետազոտել մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը, լարումների, դեֆորմացիաների, էներգիայի բաղադրիչների

բաշխումները, ինչպես նաև ավտոմոբիլի սրահում առաջացող դանդաղեցման արժեքները բախման տարբեր սխեմաների դեպքում և մշակել մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման միջոցառումներ: Նշված նպատակին հասնելու համար ատենախոսությունում լուծվել են ներքոհիշյալ խնդիրները.

1. մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառվող տարբեր լայնական հատույթներով էներգակլանիչների դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը երկայնական առանցքի ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման տակ,
2. մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
3. մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հիմքի լայնական բազմաշերտ հատույթով լոնժերոնի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը կողային բախման դեպքում,
4. բեռնավորման տարբեր սխեմաների դեպքում կրող թափքերի հաշվարկային մոդելների մշակում՝ Volkswagen Touareg 2010 և Volkswagen Polo 2010 մոդելների մարդատար ավտոմոբիլների օրինակներով, վերջավոր տարրերի մեթոդի կիրառմամբ,
 - Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների տակ թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
 - Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի կողային բախման տակ թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
 - Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի սրահի տանիքի կոշտության հետազոտումը սեղմման տակ բեռնավորելիս,
5. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործմանն ուղղված առաջարկությունների մշակում:

ՀԵՏԱԶՈՏՄԱՆ ՄԵԹՈԴՆԵՐԸ: Տեսական հետազոտություններում օգտագործվել են մեխանիկայում հայտնի և լայն կիրառություն գտած հաշվարկային թվային մեթոդների, մասնավորապես՝ վերջավոր տարրերի մեթոդի (**ՎՏՄ**) տեսության և բարձրագույն մաթեմատիկայի հիմնադրույթները: Հաշվարկային մոդելները մշակվել են ՎՏՄ-ի վրա հիմնված ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթների միջոցով: Փորձարարական հետազո-

տությունների արդյունքները ստացվել են քննարկվող մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի լարումների և դեֆորմացիաների, տեղափոխությունների չափման ժամանակակից սարքերի միջոցով:

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈՐՈՒՅԹԸ: Կատարված հետազոտությունների գիտական նորույթը, որը ներկայացվում է պաշտպանության, հետևյալն է.

1. ՎՏՄ-ի կիրառմամբ ANSYS/LS-DYNA փաթեթի միջոցով կազմված ծրագրի օգնությամբ որոշվել են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի բարակապատ, լայնական տարբեր հատույթներով ձողերի էներգակլանիչ հատկությունները, լարումների, դեֆորմացիաների և առանցքային ուժերի բաշխումները երկայնական առանցքով հարվածային բեռնավորման տակ, ոչ գծային դեֆորմացման ընթացքում:
2. Մարդատար ավտոմոբիլի տարածական բարդ կառուցվածքով կրող թափքի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը բախման տարբեր սխեմաների դեպքում:
3. Մարդատար ավտոմոբիլի սրահի կոշտության գնահատումը տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում,
4. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի բաղադրյալ կառուցվածք ունեցող տարրերում ընթացող համան փոփոխական պայմանների մոդելավորումը բեռնավորման տարբեր սխեմաների դեպքում:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԿԻՐԱՌԱԿԱՆ ՆՇԱՆԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ: Հետազոտության արդյունքների կիրառական արժեքը հետևյալն է.

1. Տարբեր լայնական հատույթներով բարակապատ ձողերի ոչ գծային դեֆորմացման արդյունքում կառուցվածքի էներգակլանիչ հատկությունների վերլուծմամբ կատարել հարվածի էներգիայի գնահատում, որը հնարավորություն կտա ճՏՊ -ների դեպքում գնահատել հարվածի սկզբնական արագությունը կամ հարվածող մարմնի զանգվածը:
2. Աշխատանքի արդյունքները կարող են օգտագործվել ավտոմոբիլների կրող թափքերի նախագծման ժամանակ, տեսական հետազոտությունների արդյունքները և կառուցվածքի բարելավման երաշխավորությունները հնարավորություն կտան նա-

խագծման ընթացքում կատարել թափքի անհրաժեշտ փոփոխություն և հասնել դրա էներգատարության ցանկալի բնութագրի:

3. Տեսական և մեթոդաբանական մշակումները և ստացված արդյունքներն օգտագործվում են Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Տրանսպորտային համակարգերի ֆակուլտետի «Տրանսպորտային ուղիների, միջոցների, շինարարություն, կառավարում և դրանց շահագործում» մագիստրոսական կրթական ծրագրով «Տրանսպորտային միջոցի կրող համակարգերի քոմփյութերացված նախագծում» դասընթացում:
4. Ատենախոսությունում ներկայացված մշակումները և ստացված արդյունքներն օգտագործվում են «Ֆոլկսվագեն» ԲԸ ՀՀ-ում և ԼՂՀ-ում արտադրանքի պաշտոնական և բացառիկ ներկրող-իրացնող «Եվրովագեն» ընկերության նորոգման արտադրամասում:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՓՈՐՁԱՀԱՎԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ: Ատենախոսության հիմնական հետազոտությունների գիտական արդյունքները և դրույթները զեկուցվել և քննարկվել են Հայաստանի պետական ճարտարագիտական համալսարանի (Պոլիտեխնիկ) 2013-2014 թվականների տարեկան գիտաժողովներում, ՀՀ ՊՆ Վ. Սարգսյանի անվան Ռազմական ինստիտուտի կուրսանտական 13-րդ գիտական կոնֆերանսում, Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի 2015 թվականի տարեկան գիտաժողովում, Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի 2015 թվականի տարեկան գիտաժողովում, Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Վերգետնյա տրանսպորտային միջոցների ամբիոնի սեմինարներում:

ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԻ ՀՐԱՏԱՐԱԿՈՒՄԸ: Ատենախոսության հիմնական դրույթները և արդյունքները հրատարակվել են 8 գիտական աշխատանքում:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ԾԱՎԱԼԸ: Ատենախոսությունը բաղկացած է ներածությունից, հինգ գլխից, ընդհանուր եզրակացություններից, 140 անուն օգտագործված գրականության ցանկից և հավելվածներից: Այն շարադրված է համակարգչային տպագիր 158 էջի վրա, ներառում է 93 նկար և 10 աղյուսակ:

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ

Ճանապարհատրանսպորտային պատահարների (ՃՏՊ) վիճակագրությունը ցույց է տալիս, որ ավտոմոբիլի ճակատային բախումը ամենահաճախ հանդիպողն է, և ամենավտանգավոր իրավիճակը, որի ընթացքում մարդիկ տուժել կամ մահացել են, ավտոմոբիլի առջևի ծախ (վարորդի) կողմի մասնակցությամբ ՃՏՊ –ներն են՝ 32% (աղ. 1.1), իսկ նման ելքով՝ ավտոմոբիլի միջին և առջևի աջ մասերով ՃՏՊ-ները կազմում են համապատասխանաբար 16-ական տոկոս: Կողաշրջում տեղի է ունենում միայն ՃՏՊ-ների 10% -ի ժամանակ, որտեղ մարդկանց մահվան ելքով դեպքերի հավանականությունը շատ բարձր է: Ծանր հետևանքների հավանականությունը բարձր է նաև կողային հարվածի դեպքում: Ամենաքիչ հավանականը հետին ընթացքով վրաերթի դեպքերն են՝ 6% [9]:

Նոր մոդելների ավտոմոբիլների անվտանգության գնահատման և գովազդման նպատակով ներկայումս ավտոմոբիլների փորձարկումներով մասնագիտացված կազմակերպություններում իրականացնում են տիպային, ծրագրավորված փորձարկում-թեստեր («քրաշ թեստեր»), որոնց ժամանակ ավտոմոբիլները ենթարկվում են նորմավորված պահանջներով, տարբեր սխեմաներով բախումների:

ՃՏՊ-ների ծանրության աստիճանը կախված է ոչ միայն ավտոմոբիլի կառուցվածքից, այլ նաև զանգվածից: Նույն զանգվածով ավտոմոբիլների բախման ժամանակ մասնակիցները հայտնվում են համանման իրավիճակում: Այդ պատճառով «քրաշ թեստերի» մեծ մասը կատարվում է մեկ ավտոմոբիլի համար. երկու միանման ավտոմոբիլների բախումը նմանակվում է: Բնակավայրում և բնակավայրից դուրս ճանապարհներում ժամանակակից երթևեկության պայմաններում բարձր է բախման հավանականությունը 1200-1500 կգ զանգված ունեցող և առավել հաճախ հանդիպող ավտոմոբիլների մոտ: Ուստի 2500 կգ-ից բարձր զանգվածով ավտոմոբիլների համար պասիվ անվտանգության սերտիֆիկացված պահանջները կտրուկ պարզեցվում են. վնասվելու, առավելապես մահվան հավանականությունը նման ավտոմեքենաների համար համեմատաբար ցածր է [72]:

ՃՏՊ-ների տեսակների հավանական բաշխումը

Բախման տեսակը	Բաշխման հավանականությունը, %
1. Ճակատային հարված մեջտեղով	16
2. Շեղաճակատ հարված ձախ կողմով	32
3. Շեղաճակատ հարված աջ կողմով	16
4. Հարված հետևից	6
5. Կողային հարված	20
6. Կողաշրջում	10

ՃՏՊ-ների վիճակագրական վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ ավտովթարների մեծ մասում վարորդները կիրառում են կրիտիկական արգելակում, սակայն ավտոմոբիլի շարժման սկզբնական արագությունը լրիվ մարել չեն կարողանում: Ուստի «քրաշ թեստերն» իրականացնում են 50...64 կմ/ժ արագության տակ: Սա ավտոմոբիլի շարժման արագությունն է արգելակման արդյունքում [72]:

Ժամանակակից մարդատար ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության բարձրացումը կատարվում է ներքոհիշյալ միջոցառումների շնորհիվ [50].

- մարդկանց վրա ազդող բեռնվածքների մակարդակի իջեցում, հարվածի էներգիայի մարում՝ ի հաշիվ ավտոմոբիլի թափքի դեֆորմացման էներգակլանիչ շրջակայքի ձևավորման, ինչպես նաև հարվածի էներգիայի վերաբաշխման համակարգի ստեղծում,
- սահմանափակիչ (պահող) համակարգերի կիրառում:

Թափքի ծրագրավորված դեֆորմացվող տարրի ստեղծման համար օգտագործում են տարբեր նյութեր, օրինակ՝ թափքի կառուցվածքային տարբեր տարրերի թերթային պողպատների ամրության սահմանը տատանվում է 140-1200 ՄՊա, տարրերի հաստությունը, հատույթի ձևը փոխվում է, որոշ շրջակայքեր հատուկ թուլացվում կամ ուժեղացվում են: Սակայն խնդիրը լուծվում է համալիր. նախատեսվում է բամպերից ավտոմոբիլի երկու

լոնժերոններին բեռնվածքի բաշխման և վերաբաշխման շրջակայք, թևերի և լայնական ձողերի ուժեղարարներ և այլն: Մարդկանց նստատեղերի շրջակայքն առանց զգալի դեֆորմացիաների պահում է բոլոր հարվածները՝ ապահովելով ավտոմոբիլի ներսում կենսական անհրաժեշտ նվազագույն տարածք [37]:

Հարվածի էներգիայի վերաբաշխումն ապահովում են նաև անվտանգության բարձիկները, որոնք լինում են՝ մեկ կամ երկու աշխատող մակարդով ճակատային, կողային, գլխի, ծնկի և այլն:

Պահող համակարգերը՝ անվտանգության ամրագոտիները, ամրագոտիների նախնական ձգիչները, պետք է ապահովեն ավտոմոբիլի և ուղևորների համաժամ դանդաղեցում: Լավագույն լուծման տարբերակ է բազմաթիվ կետերով ամրագոտիների օգտագործումը:

Վերջին ժամանակներում ավտոմոբիլները կահավորում են արագ արձագանքման ծառայություններին ճՏՊ-ի տեղի (GPS - Global Positioning System կոորդինատներ) և բնույթի (բախում, շրջում, հրդեհ և այլն) մասին իրազեկող համակարգեր: Աշխատանքներ են տարվում ավտոմոբիլներում «սև արկղերի» ներդրման ուղղությամբ [40]:

Նպատակ ունենալով կրող թափքի կատարելագործմամբ բարձրացնել մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունը՝ կատարվել է թափքերի հաշվարկման, ճՏՊ-ների վերլուծման մեթոդների քննարկում: Մշակվել է մարդատար ավտոմոբիլի թափքի էներգակլանիչների դեֆորմացման գործընթացի վերլուծման հաշվարկային մոդել առանցքային ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման տակ, որը հնարավորություն է տալիս կատարել տարբեր կառուցվածքներով էներգակլանիչների դեֆորմացման էներգիայի և էներգատարության համեմատական վերլուծություն:

Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հաշվարկային մոդելի միջոցով հետազոտվել է թափքի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացը, ստացվել են լարումների, տեղափոխությունների, դեֆորմացիաների, թափքի բոլոր կետերի արագացումների բաշխումները, ինչպես նաև հարվածի գործընթացում նշված մեծությունների գրաֆիկական կախումները բախման տարբեր սխեմաների (ճակատային, շեղաճակատ, կողային, հետևից) դեպքում՝ ՎՏՄ-ի կիրառմամբ: Ատենախոսությունում մշակված հաշ-

վարկային մոդելի օգնությամբ նաև գնահատվել է մարդատար ավտոմոբիլի սրահի կոշտությունը տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում:

Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման նպատակով առաջարկվում է թափքի բաղկացուցիչ տարրերի նյութերի, թիթեղների հաստության փոփոխություն, լրացուցիչ ուժեղարար թերթերի կիրառում:

Պաշտպանության են ներկայացվում ատենախոսության հետևյալ հիմնական դրույթները.

1. մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառվող տարբեր հատույթներով էներգակլանիչների դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը երկայնական առանցքի ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման տակ,
2. ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախման տակ մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
3. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և հիմքի բազմաշերտ հատույթով լոնժերոնի դեֆորմացման գործընթացների հետազոտումը կողային բախման դեպքում,
4. մարդատար ավտոմոբիլի սրահի տանիքի կոշտության հետազոտումը տանիքի սեղմման տակ բեռնավորելիս,
5. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործմանն ուղղված առաջարկությունների մշակում:

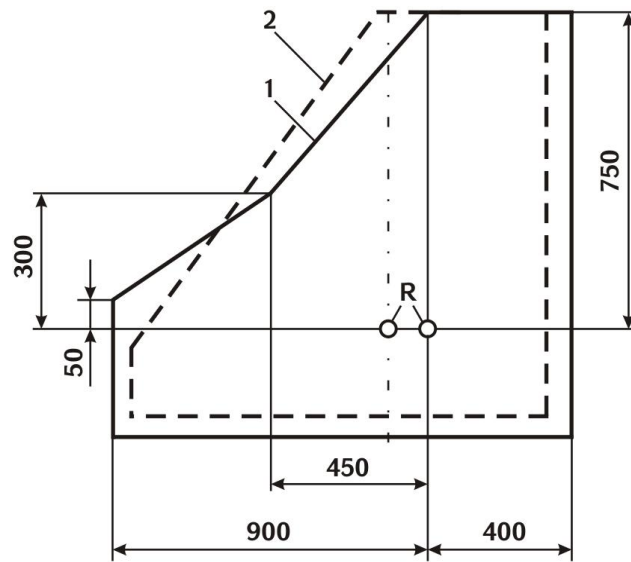
ԳԼՈՒԽ 1. ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆ ԵՎ ՀԵՏԱԶՈՏՄԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐԻ ԱՌԱՋԱԴՐՈՒՄ

1.1. Ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության բարձրացման ուղիները և գործող նորմավորման պահանջները

ՃՏՊ-ների ընթացքում թափքի գերբեռնումների մակարդակի իջեցման համար ավտոմոբիլներում փորձում են կիրառել այնպիսի կառուցվածքներ (էներգակլանիչներ), որոնք կկարողանան ապահովել թափքի հավասարաչափ դանդաղող շարժում: Նման միջոցառման առկայությունը թույլ կտա 1մ երկարությամբ էներգակլանիչ շրջակայքում (թափքի շարժիչային հատվածամասի ծածկոցի երկարություն) վարորդի կամ ուղևորների չմահանալու հնարավորություն պահպանել անգամ 40 մ/վ (144 կմ/ժ) արագության դեպքում, որի ժամանակ գերբեռնումը չի գերազանցի չափորոշիչային փաստաթղթերում առաջադրված՝ կյանքի համար վտանգավոր դանդաղեցման առավելագույն թույլատրելի արժեքին: Քաղաքային երթևեկության պայմաններում ավտոմոբիլների սահմանված առավելագույն արագության (մոտ 15 մ/վ) տակ վթարային արգելակման դեպքում առաջացող հավասարաչափ դանդաղող շարժման ժամանակ գերբեռնումները հասնում են 12g արժեքի, որը վտանգավոր չէ [72]:

Թափքում նպատակային դեֆորմացման շրջակայքի ստեղծման համար օգտագործում են տարբեր նյութեր: Թափքի կառուցվածքային տարրերը կարող են ունենալ տարբեր հաստություններ, տարբեր ձևերի և չափերի փոփոխական հատույթներ: Հաճախ հաջողվում է խնդիրը լուծել՝ կրող թափքի հիմնակմախքում տարբեր հնարքներ կիրառելով: Թափքի սրահն իր բարձր կոշտության հաշվին ապահովում է ուղևորներին անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալը (նկ. 1.1):

Նկ. 1.1-ում պատկերված R-ը ուղևորի ծանրության կենտրոնի դիրքն է, 1-ը՝ թափքի կենսական անհրաժեշտ նվազագույն տարածության չափերը /մմ/-ով՝ ըստ եվրոպական երկրների, 2-ը՝ ըստ ԱՄՆ-ի պահանջների [37]:



Նկ. 1.1. Մարդատար ավտոմոբիլների համար պահանջվող
կենսական անհրաժեշտ տարածք

Ավտոմոբիլի առջևից հարվածի դեպքում ղեկանվից վարորդին հնարավոր հարվածի ծանր հետևանքներից խուսափելու նպատակով ղեկային սյանը ներկայացվում են անվտանգության ապահովման պահանջներ: Դրանք են՝ ղեկային սյան որևիցե մասի՝ դեպի սրահ տեղաշարժի հնարավորության սահմանափակումը, սուր, կտրող եզրերի ձևավորման բացառումը և անվտանգության բարձրիկի «բացման» պահանջների ապահովումը:

ՃՏՊ-ների անվտանգության պահանջ է ներկայացվում նաև արգելակման ոտնակի կառուցվածքին, որով բացառվում է ոտնակի դեպի հետ տեղաշարժը և վարորդին վնասվածքներ հասցնելը:

Ավտոմոբիլի ներքին պասիվ անվտանգության բարձրացման կարևորագույն միջոցառում է պահող համակարգերի (անվտանգության ամրագոտիներ, գլխակալներ, մանկական նստարաններ, անվտանգության ամրագոտիների նախնական ձգիչներ) կիրառումը:

Անվտանգության ամրագոտիները ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության հիմնական միջոցներից են, ապահովում են ավտոմոբիլի և ուղևորների համաժամ դանդաղեցումը: Դրանք բաժանվում են երկու մեծ խմբի՝ կարգավորվող ամրագոտիներ, որոնց ճյուղերի երկարությունները փոփոխվում են յուրաքանչյուր մարդու չափերին համապատասխան, չկարգավորվող կամ իներցիոն ամրագոտիներ, որոնց գոտու ձգվածությունը կար-

գավորվում է զսպանակով: Ըստ ամրացման կետերի քանակի, կարգավորվող ամրագոտիները լինում են՝ երկու կետով և բազմաթիվ կետերով:

Անվտանգության ամրագոտիների նախնական ձգիչները նախատեսված են ավտովթարների ժամանակ վարորդին և ուղևորներին նստարանների թիկնոցներին կիպ պահելու համար:

Անվտանգության բարձիկները ծառայում են ավտովթարների դեպքում վարորդի և ուղևորների հնարավոր հարվածը ղեկանվին, ավտոմոբիլի թափքի տարրերին և պատուհաններին մեղմելու համար: Լինում են մեկ կամ երկու մակարդականի, ճակատային, կողային, գլխի, ծնկի և այլն:

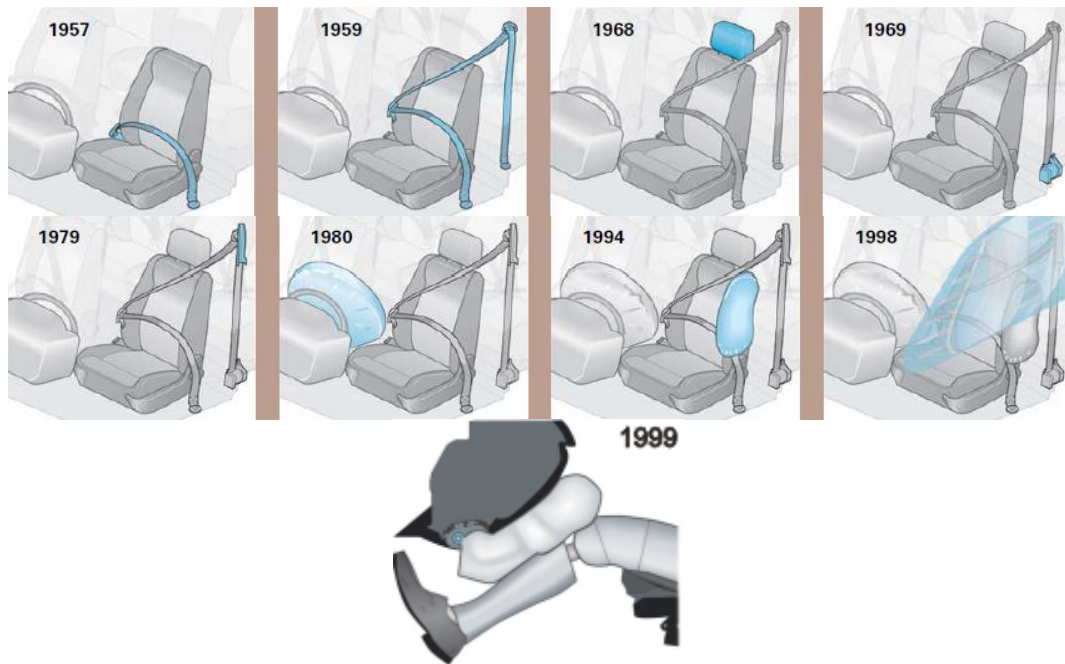
Գլխակալները ծառայում են հարվածի դեպքում ուղևորների պարանոցների ողերի վնասվածքների կանխարգելման համար, որոնք ավելի հաճախ առաջանում են հետևից հարվածի դեպքում: Ավտոմոբիլի հետևից բախման հավանականությունը կազմում է 6%, և ողնաշարային յուրաքանչյուր չորրորդ վնասվածքը ստանում են հենց նման տեսակի ՃՏՊ-ների դեպքում: Աղ. 1.1-ում պատկերված է առավել վտանգավոր ՃՏՊ-ների տեսակների հավանական բաշխումը [9]:

Մանկական նստարանները նախատեսված են փոքրահասակ երեխաներին ավտոմոբիլի սրահում անվտանգ և հարմարավետ նստեցնելու համար:

Նկ. 1.2-ում պատկերված է անվտանգության ամրագոտիների, բարձիկների, ամրագոտիների նախնական ձգիչների և գլխակալների կիրառման ժամանակագրությունը: Ներկայումս լայն կիրառում են գտել կարգավորվող երեք կետով, նախնական ձգիչով ամրագոտիների, գլխակալների, ճակատային, կողային, գլխի և ծնկի անվտանգության բարձիկների համալիր կառավարման համակարգերը:

ՃՏՊ-ների հետևանքով մարդկային և նյութական վնասների նվազեցման գործում կարևոր նշանակություն ունի նաև ավտոմոբիլի հետվթարային անվտանգության ապահովումը: Այն միջոցառումների շարք է, որը կանխում է ՃՏՊ-ից հետո վթարի ենթարկված ավտոմոբիլի հնարավոր վտանգը: Հետվթարային անվտանգության ապահովման առավել կարևոր միջոցառումներից են՝ ավտոմոբիլի էլեկտրալարերում կարճ միացման, վառելիքի

արտահոսքի, դռների լռման բացառումը, ուղևորների տարիանման հնարավորության ապահովումը [84] և շարժիչի հարկադրական անջատումը:



Նկ.1.2. Անվտանգության ամրագոտիների, բարձիկների, ամրագոտիների նախնական ձգիչների և գլխակալների կիրարկման ժամանակագրությունը

Ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման՝ վերը նշված կառուցվածքային միջոցառումներն իրականացվում են ըստ հետևյալ ազգային և միջազգային կազմակերպությունների նորմավորող փաստաթղթերով սահմանված պահանջների.

- ՄԱԿ-ի Եվրոպական տնտեսական հանձնաժողով (**ԵՏՀ**),
- Եվրոպական նոր ավտոմեքենաների գնահատման ծրագիր (**EuroNCAP**),
- ԱՄՆ Տրանսպորտի նախարարություն, Ազգային ճանապարհային երթևեկության անվտանգության կառավարում (**NHTSA**),
- Ամերիկյան ճանապարհային անվտանգության ապահովագրության ինստիտուտ (**IIHS**),
- Լատինական նոր ավտոմեքենաների գնահատման ծրագիր (**LatinNCAP**),
- Ռուսաստանի Դաշնության ճյուղային ստանդարտ (**ОСТ автомобилестроения**):

Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությանը վերաբերող նորմավորող փաստաթղթերը և հիմնական պահանջները շարադրված են Ա.Շ. Խուսահինովի և Յու. Ա. Կուզմինի աշխատանքում [72]:

1.2. Ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգությանը վերաբերող գրականության վերլուծություն

Ստորև բերված է նկարագրված ուղղություններով ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության բարձրացման միջոցառումներին վերաբերող գրականության վերլուծությունը, որտեղ մանրամասն քննարկվում են ժամանակակից մարդատար ավտոմոբիլների թափքերի կառուցվածքային առանձնահատկություններին, հաշվարկմանը և փորձարկումներին նվիրված աշխատանքները:

Համաշխարհային ավտոմոբիլային պարկի, երթևեկության ինտենսիվության և ՃՏՊ-ների քանակի ավելացման հետևանքով մարդատար ավտոմոբիլների թափքերի կառուցվածքների անվտանգության, կրող հատկությունների և ամրության խնդիրներին մեծ ուշադրություն է դարձվում [36]: Թափքերի արտադրության բնագավառում գիտական հետազոտությունների վերջին տասնամյակներին հրատարակված արդյունքներով ստացվել է ավտոմոբիլների կրող թափքերի կառուցվածքների նախագծման, փորձարկման և վերջնամշակման հիմնական սկզբունքների և մեթոդների ամբողջական պատկերը:

Ավտոմոբիլի կրող համակարգերի հաշվարկների զարգացման սկիզբը դրվել է Ս.Ի. Կոտլյարի [32, 33], Ն.Ֆ. Բոչարովի [22], Կ.Մ. Աթոյանի [12], Զ. Բրժոսկայի [89], Բ. Շամոյի [125], Յա. Պավլովսկու [51] կողմից: 1950-1960 թթ. ընթացքում թափքերի և շրջանակների կառուցվածքների ամրության գնահատման՝ նրանց կիրառած մեթոդները հիմնված են հեծանների ծոման տեսության վրա [49]: Թափքերի ամրության գնահատման բնագավառում հիմնարար աշխատանքներից մեկը Դ.Բ. Գելֆգատի [24] աշխատությունն է, որտեղ շարադրված են ավտոբուսների և ֆուրգոնների՝ հետազոտությունների արդյունքներով մշակված հաշվարկման մեթոդները: Դրանք հիմնված են շինարարական մեխանի-

կայում օգտագործվող հավասարումների և բարակապատ կառուցվածքների տեսության վրա, հաշվի են առնում ավտոմոբիլային թափքերի կառուցվածքների աշխատանքի առանձնահատկությունները, բեռնավորման պայմանները:

Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերի ամրության հաշվարկային վերլուծության եղանակը, որը հիմնված էր շինարարական մեխանիկայի և առաձգականության տեսության մեթոդների վրա, հետագայում զարգացավ Մ.Բ. Շկոլնիկովի [75], Ն.Ի. Վորոնցովայի, Ա.Ա. Կրուգլովի և Յու.Ա. Սարիչևի [23], Վ.Ա. Կոլտունովի [31], Գ.Մ.Բագրովի [13] և այլոց կողմից:

Թափքերի կառուցվածքների ամրության և կոշտության հարցերի զարգացման մեջ զգալի ներդրում ունի Վ.Բ.Պրոսկուրյակովը [56], ով իր աշխատանքում ներկայացրել է տրանսպորտային մեքենաների շրջանակների կրող տարրերի և իրանների ամրության ու կոշտության հետազոտման վերլուծական և փորձարարական մեթոդները: Նկարագրել է կրող համակարգերի կառուցվածքային տեսքերը և դասակարգել դրանք:

Թափքի կառուցվածքների ամրության գնահատման մեթոդիկաների զարգացման մեջ մեծ ներդրում ունեն այնպիսի գիտնականներ, ինչպիսիք են՝ Կ.Մ. Աթոյանը [12], Բ.Ն. Բելոկուրովը [21], Ն.Ֆ. Բոչարովը [22], Է.Ի. Գրիգորյուկը, Ե.Ա. Կոզանը և Ն.Ա. Կուլակովը [25]:

Ամրության տակ թափքերի հաշվարկման տեսությունում ճողային հաշվարկային մոդելների կիրառումը իրականացվել է 1970-ական թթ.: Դրանք օգտագործվել են ծոող, ոլորող ստատիկ բեռնավորումների ազդման պայմաններում թափքերի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման համար, որի ժամանակ ավտոմոբիլի շահագործական բեռնավորման ռեժիմները նմանակվել են: Կիրառվող ուժերի, տեղափոխությունների մեթոդների և խառը մեթոդի սահմանափակ հնարավորության պատճառով ընտրվել են թափքի պարզ մոդելները՝ հանգույցների ու տարրերի ոչ մեծ քանակով:

Ֆ. Գայի և Ա.Ֆ. Գարրոյի [98] աշխատանքում քննարկվել է մարդատար ավտոմոբիլի ճակատային բախումը հարթ անշարժ արգելքին: Հեղինակները կատարել են ավտոմոբիլի մոդելների հաշվարկների արդյունքների համեմատական վերլուծություն: Մոդելը կազմված է միայն թաղանթային և համակցված տարրերից, որոնց մեջ կան նաև ճողային

տարրեր: Հաշվարկները կատարվել են առաձգապլաստիկ դրվածքով՝ հաշվի առնելով հարվածի դինամիկան: Մոդելների համապատասխանությունը իրական կառուցվածքներին հաստատվում է փորձնականորեն: Աշխատանքում տրվել են նաև ծողային բարակապատ տարրերի քայքայման փորձակումների արդյունքներ՝ դրանց առանցքային սեղման տակ:

Բեռնատար ավտոմոբիլի կրող համակարգի կոշտության և ամրության վրա թափքի ու թափքը շրջանակին միացնող տարրերի ազդեցության վերաբերյալ հետազոտություններ է կատարել Հ.Զ. Քոչինյանը [34]: Մշակել է բեռնատար ավտոմոբիլների հաշվարկային մոդելներ, որոնցով քննարկել է թափքը շրջանակին միացնող տարրերում լարվածադեֆորմացիոն վիճակը, աֆինային մոդելավորման տեսության կիրառմամբ պատրաստել է մոդելներ: Բեռնատար ավտոմոբիլների կրող համակարգերը և դրանց բաղկացուցիչ տարրերը ստատիկ և դինամիկ բեռնավորման ազդեցության տակ հետազոտելու նպատակով առաջարկել է ստենդ:

Բեռնավորման տարբեր ռեժիմներում բեռնատար ավտոմոբիլների և տրակտորների շրջանակների, մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի լարվածադեֆորմացիոն վիճակների գնահատման և կառուցվածքային լավարկումներին են նվիրված Լ.Հ. Զաքարյանի [2], Վ.Ա. Վարդանյանի [8] և Է.Ժ. Հարությունյանի [3] աշխատանքները:

Ավտոմոբիլների կրող համակարգերի հաշվարկման մեթոդներին են նվիրված Զ. Ֆենտոնի [70] և Վ.Կ.Շտրոբելի [76] աշխատանքները, որտեղ ներկայացված են կրող համակարգերի ամրության և անվտանգության գնահատման հաշվարկային մեթոդներ և Յա. Պավլովսկու տեսության և շինարարական մեխանիկայի մեթոդների գործնական կիրառության օրինակներ:

Վ.Ֆ. Ռադիոնովը և Բ.Մ. Ֆիտտերմանը [58] իրենց աշխատությունում հետազոտել են մարդատար ավտոմոբիլների կրող համակարգերի կառուցվածքային առանձնահատկությունները, դրանցում կիրառվող նյութերի, ազդող բեռնվածքների տեսակները, գնահատել են կրող համակարգի կոշտությունը, սեփական տատանումների հաճախությունը, համեմատել են տարբեր բեռնվածքների ազդեցության տակ կրող թափքի դեֆորմացման տեսական և փորձնական արդյունքները:

Ավտոմոբիլների կառուցվածքային անվտանգությանը վերաբերող աշխատանք են կատարել նաև Լ.Լ. Աֆանասևը, Ա.Բ. Դյակովը և Վ.Ա. Իլարիոնովը [11]: Իրենց աշխատությունում նրանք քննարկել են ՃՏՊ-ների առավել վտանգավոր դեպքերի հավանական բաշխումը, մարդկային վնասվածքների վտանգավորության աստիճանները, կրող թափքի վրա ազդող բեռնվածքների տիպերը, դասակարգել են դրանք: Առաջարկել են ավտոմոբիլի կառուցվածքային փոփոխություններ, որոնք կհանգեցնեն սրահում առաջացող վտանգավոր տեղամասերի և դեպի սրահ վտանգավոր մեքենամասերի ներթափանցման կանխմանը: Նրանք քննարկել են նաև մարդատար ավտոմոբիլի հետվթարային անվտանգությանը վերաբերող պահանջները:

Ավտոմոբիլների փորձարկման բնագավառում մեծ է Ու.Բ. Յիմբալինի [73] դերը: Նա իր աշխատությունում մանրամասն ներկայացրել է ավտոմոբիլի, դրա ագրեգատների փորձարկման սխեմաները և իրականացման ընթացակարգերը, դասակարգել է ավտոմոբիլների փորձարկումների տիպերը:

Մարդատար և բեռնատար ավտոմոբիլների, ինչպես նաև ավտոբուսների թափքերի և շրջանակների կառուցվածքային առանձնահատկություններին և հաշվարկման մեթոդներին են նվիրված Հ. Փիփերթի [121], Ա.Մ. Կացի [30] և Վ.Ի. Պեսկովի [53] աշխատանքները:

Ավտոմոբիլի թափքերի հաշվարկման գործընթացում զգալի դեր է կատարել վերջավոր տարրերի մեթոդի (ՎՏՄ) կիրառումը: Պայմանավորված նշված մեթոդի, ինչպես նաև հաշվողական տեխնիկայի թռիչքաձև զարգացմամբ՝ զգալիորեն ընդլայնվել է դրա կիրառման ոլորտը, ինչպես նաև լուծվող խնդիրների բարդության աստիճանը: Նշված մեթոդի հիմնական դրույթների կիրառման գործում մեծ ավանդ ունեն Օ. Ջենկևիչը [26], Ջ. Օդենը [117], Կ. Բատեն և Ե. Վիլսոնը [20], Լ.Ջ. Սեգերլինդը [64], Ջ. Ալթենբախը [81], Ու. Ֆիշերը [95, 96], Տ.Յ.Ռ. Հյուզը [104], Յ. Բետենը [87, 88], Լ.Ա. Ռոզինը [59], Ե.Մ. Մորոզովը [41], Ժ.Կ. Սաբոննադյերը, Ժ.Լ. Կուլոնը [61] և այլք:

Լ. Սեգերլինդը [64] մշակել է ՎՏՄ-ի մեթոդի օգտագործման ուղեցույց, որը հնարավորություն է տալիս ստանալ ինժեներական, ֆիզիկական և մաթեմատիկական խնդիրների թվային լուծումներ:

ՎՏՄ-ի մաթեմատիկական հիմնավորման մեջ մեծ ներդրում ունեն Կ. Բատեն և Ե. Վիլսոնը [20]: Նրանք իրենց աշխատանքում շարադրել են թվային մեթոդների անալիզի տեսությունը, որոնք կիրառվել են շինարարական մեխանիկայի խնդիրների լուծման ժամանակ: Հեղինակները քննարկել են մատրիցների և գծային հանրահաշվի հիմնական տեսությունները, ՎՏՄ-ի հիմնական սկզբունքները: Նրանք զգալի ուշադրություն են դարձրել ստատիկայի և դինամիկայի խնդիրներում գծային հավասարումների համակարգի լուծման մեթոդներին:

Ավտոմոբիլների գործարաններում թափքերի կառուցվածքների ամրության հաշվարկների գործնական կիրառումն սկսվել է 1980-ական թվականներից: Դրանց արդյունավետությունը զգալի բարձրացավ ANSYS, ABAQUS, NASTRAN, LS-DYNA, PATRAN, COSMOS, MARC, PERMAS, ADINA և այլ ծրագրային համալիրների առաջացմամբ, որոնք սկսեցին ներդրվել նախագծման բաժիններում:

ՎՏՄ-ն իր տարածումը գտավ նաև տեխնոլոգիական գործընթացներում [114, 115], բնութագրական պարամետրերի հաշվարկման և լավարկման խնդիրներում: Հատկապես կարևորվեց ՎՏՄ-ի դերը ավտոմոբիլների թափքերի նախագծման և արտադրման նախապատրաստման գործընթացում: Ճարտարագետները հնարավորություն ստացան հաշվողական նոր տեխնոլոգիաներն օգտագործել տարածական և պատրաստման տեխնոլոգիայի տեսանկյունից բարդ կառուցվածքների հաշվարկման և նախագծման աշխատանքներում: Հաշվողական ծրագրերի և տեխնիկայի կատարելագործումը հնարավորություն տվեց ՎՏՄ-ն հաջողությամբ կիրառել նաև հարվածային դինամիկայի խնդիրներում [100, 113], որի վառ օրինակներից է ավտոմոբիլների բախման գործընթացի հետազոտումը: Արդիական դարձավ ֆիզիկորեն և երկրաչափորեն ոչ գծային դեֆորմացվող կառուցվածքների՝ հարվածային դինամիկայի խնդիրներում ՎՏՄ-ի կիրառման հնարավորությունների ստեղծումը և օգտագործումը: ՎՏՄ-ի հիման վրա ժամանակակից ծրագրային համալիրների հնարավորության հիման վրա մշակած թափքի կառուցվածքի հաշվարկային մոդելներով դյուրին է լուծել ավտոտրանսպորտային միջոցների կրող թափքերի ամրության և պասիվ անվտանգության խնդիրները:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքերի հիմնամասերում լայնորեն կիրառվում են փակ պրոֆիլով, տուփաձև հատույթով կառուցվածքային տարրերը: Որոշ դեպքերում նշված ձողերի մի մասն ունի բարդ կառուցվածք, պատրաստված է մի քանի շերտից, տարբեր նյութերից: Նշված առանձնահատկությունների կիրառումը բարդացնում է անվտանգության բարձրացմանն ուղղված խնդիրների մոդելավորման գործընթացը: Չնայած նշված հանգամանքին՝ ավտոմոբիլների բախման գործընթացում (հարվածային բեռնավորում) բարակապատ ձողի տեսքով կառուցվածքային տարրերի պահվածքի հետազոտումը արդիական խնդիր է: Առավել հետաքրքրական է էներգակլանիչների պահվածքի հետազոտումը բախման գործընթացում:

Տ. Վեժբիցկու և Վ. Աբրամովիչի [79, 136] աշխատանքում ներկայացված է ավտոմոբիլի թափքի լոնժերոնների պահվածքը նմանակող բարակապատ ձողերի հաշվարկ և վերլուծություն: Բերված են տարբեր պրոֆիլներով բարակապատ ձողերի սեղմման և ծռման բազմաթիվ փորձերի արդյունքներ: Բարակապատ ձողերի ճմլումը մանրամասն հետազոտվել է Վ. Աբրամովիչի և Ն. Ջոնսոնի [78] աշխատությունում: Քննարկվել են քառակուսի և ուղղանկյուն հատույթներով բարակապատ ձողերի ճմլման մեծաքանակ փորձեր, ինչին զուգընթաց մշակվել են նաև տեսական մոդելներ:

Բարակապատ խողովակների էներգակլանման գործընթացը հետազոտել են Հ. Ղասեմնեջաթը, Հ. Հադավինիան, Դ. Մերչանթը և Ա. Աբութորաբին [99]: Նրանք քննարկել են առանցքային սեղմման տակ բարակապատ ձողով էներգակլանիչի («քրաշ բոքսի») տրորման գործընթացը: ՎՏՄ-ով կատարել են տարբեր հատույթներ ունեցող բարակապատ ձողերի հաշվարկային մոդելների մշակումներ: Ստացել են դրանց դեֆորմացման գործընթացի լարվածադեֆորմացիոն պարամետրերը, գնահատել են կլանված էներգիայի մեծությունը:

Մարդատար ավտոմոբիլների ճակատային հարվածի դեպքում թափքի էներգակլանիչ բուֆերների մեղմիչ հատկությունների հետազոտմանն են նվիրված Ն.Ա. Կրամսկոյի [35, 39] և Ն.Ա. Բազիկյանի [14] աշխատանքները:

Մարդատար ավտոմոբիլների ճակատային և շեղաճակատ բախման դեպքերը ամենատարածվածն են ճՏՊ-ներում, որոնց հետազոտմանը նվիրված են տարբեր երկրների

հետազոտողների աշխատանքները: Ս. Կոկկուլան [107] ուսումնասիրել է մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի առջևի բամպերի և լոնժերոնի դեֆորմացման գործընթացը շեղաճակատ հարվածային բեռնավորման տակ: Հետազոտել է հաշվարկային մոդելով մշակված, ինչպես նաև իրական փորձով ստացված դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը: Ստացել է թափքի բոլոր կետերի լարումների և դեֆորմացիաների արժեքները, արգելքի կողմից գումարային հակազդող ուժի կախվածությունը ժամանակից: Որոշել է թափքի թույլ կետերը և ձևակերպել առաջարկություններ:

Ժ. Քսիաոն, Ջ. Ֆանգը, Գ. Սանը, Բ. Լին [137] հետազոտել են մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի դեֆորմացման գործընթացը ճակատային հարվածի տակ: Իրենց աշխատանքում քննարկել են առջևի բամպերի ինչպես սովորական, այնպես էլ փրփրաշերտով պատված կառուցվածքների լարվածադեֆորմացիոն վիճակը բախման ժամանակ: Համեմատել են մոդելավորմամբ և իրական քվադրատատիկ փորձերով ստացված արդյունքները: Շարադրել են փրփրաշերտի տեսակի, դրա մեխանիկական հատկությունների՝ թափքի առջևի բամպերի հարվածային ունակության վրա ունեցած հետևանքները:

Տ. Ադոլֆը, Ա. Էգերսը, Ռ. Թոմսոնը, Կ. Միզունոն [80] իրենց աշխատանքում հետազոտել են եվրոպական և ճապոնական արտադրության միկրո դասի մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի դեֆորմացման գործընթացը ճակատային բախման ժամանակ: Բեռնավորումներն առաջադրվել են սահմանված նորմերին համապատասխան [91]: Ցուցադրել են արգելքի վրա գումարային հակազդման ուժի և ժամանակի, դեֆորմացման արժեքի և ժամանակի կախվածություններն արտահայտող գրաֆիկները: Ստացել են թափքի բոլոր կետերի արագացումները, լարումները և դեֆորմացիաները: Նշել են ուղևորների անվտանգության համար առավել վտանգավոր թափքերը, առաջարկել են բարելավման ուղիներ:

Ռուս գիտնականներ Վ.Ն. Զուգովը, Ի.Վ. Զուգովը, Բ.Ա. Շաբանը [27, 28, 29, 74] իրենց աշխատանքներում հետազոտել են մարդատար, բեռնատար ավտոմոբիլների թափքերի և խցիկների հիմնականախցային տարրերի թվային մոդելավորման առանձնահատկություններն ու պասիվ անվտանգությունը: Հետազոտել են ավտոմոբիլի կրող թափ-

քի առջևի կանգնակի և բամպերի դեֆորմացման գործընթացը հարվածային բեռնավորման տակ, ինչպես նաև մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունը շեղաճակատ բախման ժամանակ: Համակարգչային մոդելավորմամբ ստացել են դեֆորմացիայի էներգիայի, դեֆորմացման ընթացքում տեղաշարժի կապը ժամանակի հետ: Հայտնաբերել են թափքի թույլ կետերը, կատարել են բարելավման առաջարկություններ:

Մարդկանց առողջության համար վտանգավոր ՃՏՊ-ների տեսակներից է նաև ավտոմոբիլների կողային բախումը: Այսպիսի բախման ժամանակ սրահի չդեֆորմացված և անվտանգ վիճակը պահպանելը կրող թափքի կարևորագույն պահանջն է: Ռ. Արաքերիմաթը և Ռ.Կ. Նեմանին [82] հետազոտել են կրող թափքի կողային բախման դեպքում թափքի էներգակլանման գործընթացը: Իրենց աշխատանքում նմանակել են թափքի կողային հատվածամասը հեծաններով ձողային համակարգի հետ: Հաշվարկել են բախման ընթացքում կլանված էներգիայի մեծությունը, առաջարկել են բարելավման ուղղություններ:

«BMW» ընկերության աշխատակիցներ Հ. Վերները, Յ. Քրիստլայնը [135] հետազոտել են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կենտրոնական կանգնակի դեֆորմացման գործընթացը: Համեմատել են ABAQUS ծրագրային փաթեթով մշակած հաշվարկային մոդելի և իրական փորձնական արդյունքների տվյալները: Հաշվարկել են կրող թափքի կենտրոնական կանգնակի վրա ազդող բեռնավորման կրիտիկական չափը, որի ժամանակ կանգնակը խզվում է:

Ռուս գիտնականներ Ե.Ա. Նաումովը, Լ.Ն. Օրլովը [47] հետազոտել են մարդատար ավտոմոբիլի կողային բախման ժամանակ կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը: BA3-1118 «Калина» ավտոմոբիլի օրինակով մշակել են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացի հաշվարկային մոդել, որտեղ բեռնավորումը կատարվում է նորմավորված պահանջներին համապատասխան [93]: Ստացել են դեֆորմացված թափքի տեսքերը, կոշտ սյան դինամիկ հակազդման ուժի և ժամանակի կապն արտահայտող գրաֆիկը, թափքի բոլոր կետերի լարումների, դեֆորմացիաների արժեքները:

«Volvo» ընկերության աշխատակիցներ Ա. Սանդալը, Յ. Յերգուսը, Վ. Վուն, Դ. Մակրին [126] հետազոտել են Volvo XC90 մոդելի բարձրացված անցողականությամբ

մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունը: Թափքի կողային բախումը կատարել են նորմավորված պահանջներին համապատասխան [91]: Համեմատել են հաշվարկային մոդելով մշակած և իրական փորձարկմամբ ստացած դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը: Հաշվարկել են սխալների չափը:

ՃՏՊ-ների թվում կողաշրջման դեպքերով ավտոմեքանքները համեմատաբար քիչ են, սակայն դրանց հետևանքները ամենածանրերից են: Այդ տեսանկյունից կարևորվում է մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի տանիքի և կանգնակների ամրության դերը: Կրող թափքի տանիքի ամրությանը վերաբերող հետազոտություններ են կատարել Մ. Մաոն, Է. Չիրվան և Տ. Չենը [111]: Նրանք հետազոտել են ՃՏՊ-ների կողաշրջման դեպքերի ժամանակ ավտոմոբիլի կրող թափքի տանիքի վրա ազդող բեռնավորումները, թափքի վտանգավոր տեղամասերը: Կատարել են թափքի տանիքի ինչպես քվադրատատիկ, այնպես էլ դինամիկ նորմավորված փորձարկումներ [132]: Համեմատել են մոդելավորմամբ ստացված տեսական արդյունքները իրական, փորձնական արդյունքների հետ: Ստացել են տանիքի բեռնավորման և դրա տեղաշարժի, ինչպես նաև տեղաշարժի և ժամանակի կապն արտահայտող գրաֆիկները: Առաջարկել են կառուցվածքային լավարկումներ:

Բարակապատ ձողերով կրող թափքի տանիքը նմանակող համակարգի ամրության հետազոտություն են կատարել Յ. Տոսիցկին, Զ.Ռ. Քերիգանը, Պ. Մոհանը և Զ.Ռ. Կրանդալը [131]: Նրանք քննարկել են դինամիկ փորձարկման ընթացքում կրող թափքի տանիքի դեֆորմացման գործընթացը: Ստացել են թափքի տանիքի ուժեղարարների և թափքի կանգնակների լավարկված տարբերակ:

Կուպե թափքով ավտոմոբիլի կրող թափքի տանիքի դեֆորմացման գործընթացի տեսական և փորձնական հետազոտություններ են իրականացրել Ս.Ու. Ռյուն, Վ. Ջինը, Յ.Չ. Շինը, Կ.Ս. Բաեն և Կ.Բ. Լին [124]: Նրանք ուսումնասիրել են կուպե թափքի տանիքի պահվածքը մարդկային կյանքերի համար ամենանվտանգավոր ՃՏՊ-ներից՝ կողաշրջման դեպքերի համար: Ստացել են տանիքի վրա լարումների բաշխումները, թույլ կետերը, կատարել են լավարկումներ:

Ժամանակակից ռուս գիտնականներ Լ.Ն. Օռլովը, Ա.Վ. Տումասովը և Դ.Վ. Սոլովյովը [49, 50, 69, 65] կատարել են մարդատար և բեռնատար ավտոմոբիլների, ինչպես նաև

ավտոբուսների կողաշրջման դեպքում պասիվ անվտանգությանը վերաբերող հետազոտություններ: Կարևորություն է տրվել ճգրիտ հաշվարկման մեթոդիկայի ընտրությանը: Կատարվել է ВАЗ-2118 «Калина», ГАЗ-3110 և ПАЗ-3205 մոդելի ավտոմեքենաների թափքերի տանիքների բեռնավորման վերլուծություն: Համեմատվել են տեսական վերլուծական և համակարգչային մոդելավորմամբ ստացված արդյունքները, ստացվել է 10-17%-անոց սխալանք: Յուրաքանչյուր կառուցվածքի համար որոշվել է քայքայող բեռնվածքի կախվածությունը կառուցվածքի պարամետրերից:

ՃՏՊ-ների ժամանակ ուղևորների ողնաշարների կամ պարանոցների վնասվածքներ ստանալու հավանականությունը բավականին բարձր է: Բացի ամուր թափքի և անվտանգության ամրագոտիների առկայությունից, կարևորվում է նաև նստատեղերի թիկնոցների, ինչպես նաև գլխակալների դերը վնասվածքների ստացման կանխարգելման գործում: Նախ անհրաժեշտ է, որ կրող թափքն ունենա էներգիայի կլանման բարձր ցուցանիշ: Դրանից բացի, ուղևորները պետք է անվտանգության ամրագոտիները ամրացրած լինեն: Նստատեղը պետք է կարողանա ապահովել ուղևորների դանդաղեցման թույլատրելի արժեքներ: Դրանցից բարձր արժեքների դեպքում կոտրվածքներն անխուսափելի են: Կարևորվում է նաև գլխակալների դերը, որոնք պետք է բուֆերի դեր տանեն ուղևորի գլխի համար և սահմանափակեն գլխի տեղաշարժը դեպի հետ՝ կանխելով պարանոցի վնասվածքների առաջացումը:

Նստատեղի կառուցվածքի բարելավմանն է վերաբերում Յ. Յանգի, Հ. Չենի, Ռ. Ժանգի, Հ. Չենի և Խ. Քյանգի [139] աշխատանքը, որտեղ քննարկվել է նստատեղի նշանակությունը ճակատային և հետին բախումների դեպքում: Հեղինակները մոդելավորել են անվտանգության ամրագոտիով ամրացված մանեկենի և նստատեղի հաշվարկային մոդելը: Ստացել են բախման գործընթացում մանեկենի տեղաշարժման, արագացման արժեքները, տվել են առաջարկություններ նստատեղի կառուցվածքային բարելավման ուղղությամբ:

Բ.Ռ. Հերբստը, Ս.Է. Մայերը, Ա.Ա. Օլիվերը, Շ.Մ. Ֆորեսթը [101] և Խ.Պ. Պերեսը, Մ.Ա.Կ. Գարսիան, Օ. Վ. Դավիլան [119] հետազոտել են հետին բախման քվադրատատիկ և դինամիկ դեպքերում նստատեղերի դերը պասիվ անվտանգության ապահովման

գործում և իրական փորձնական պայմաններում մանեկենի [109] օգնությամբ նշել են նստատեղերի կառուցվածքային թերությունները, ինչպես նաև գլխակալների դերը պարանոցի վնասվածքների կանխարգելման գործում:

Մ. Պետրուն, Յ. Պետրիկը [120] իրենց աշխատանքում հետազոտել են նստատեղերի գլխակալների դերը պասիվ անվտանգության ապահովման գործում: Քննարկել են հետին հարվածի դեպքում ուղևորի գլխին ազդող դանդաղեցման, ինչպես նաև տեղաշարժի թույլատրելի չափի մեծությունները: Հաշվարկային մոդելավորմամբ ստեղծել են գլխակալի մոդել և նմանակել են իրական փորձը: Նշել են նաև գլխակալի բարձրության ազդեցությունը պարանոցի վնասվածքների ստացման վրա:

«Daimler» ընկերության գիտնականներ Ա. Հիրթը, Ա. Գրոմերը, Տ. Բորվալը [102] LS-DYNA ծրագրային փաթեթով մոդելավորել են BioRID Dummy մանեկենի տեղակայմամբ նստատեղի հաշվարկային մոդելը: Մանեկենի գլխի, պարանոցի, կրծքավանդակի և ծնկների շրջաններում որոշել են մանեկենին տրված դանդաղեցման արժեքները: Մշակվել են նստատեղի կառուցվածքային բարելավման առաջարկություններ՝ ընտրված նյութերի փոփոխմամբ:

Ռուս գիտնականներ Դ. Յու. Սոլոպովը, Վ.Ն. Զուզովը [66] քննարկել են մարդատար ավտոմոբիլի թափքի ազդեցությունը դրա պասիվ անվտանգության վրա հետին հարվածի դեպքում: Հետազոտության ընթացքում բեռնավորման ռեժիմները տրվել են նորմավորված պայմաններին համապատասխան [133]: Որպես հետազոտման օբյեկտ ընտրվել է Chrysler Grand Caravan մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի թափքը՝ նստատեղի հետ: Ավտոմոբիլի սրահում՝ նստատեղին տեղակայվել է BioRIDII տիպի մանեկեն, որը անվտանգության ամրագոտիով ամրացված է նստատեղին: Հաշվարկային մոդելով որոշել են մանեկենի տարբեր հատվածների տեղաշարժերի և ստացած դանդաղեցումների արժեքները, ձևակերպել են նստատեղերի կառուցվածքային փոփոխությունների առաջարկություններ:

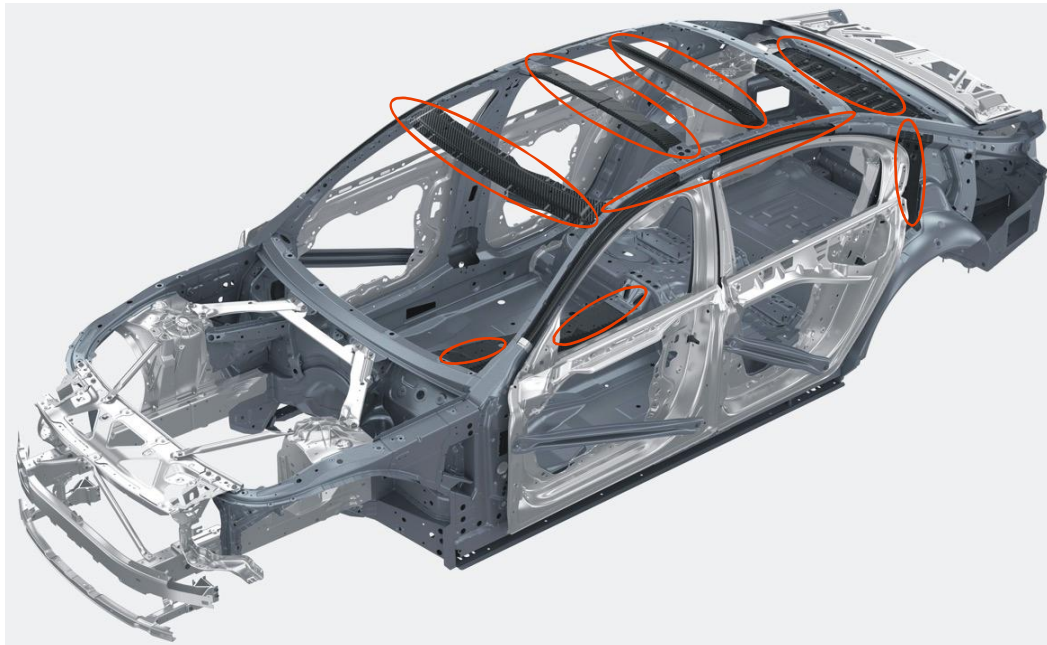
Պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման միջոցառումներից է անվտանգության բարձիկների կիրառումը: Ժամանակակից ավտոմեքենաներում դրանց առկայությունը նոր արտադրվող բոլոր տեսակի մարդատար ավտոմոբիլների համար պարտադիր է: Մարդատար ավտոմոբիլներում անվտանգության բարձիկների տեղադրման ուղղու-

թյամբ հետազոտական աշխատանքներ են կատարել «Daimler» կոնցեռնից Ա. Հիրթը, Ա. Հաուֆեն, Լ. Օլովսոնը [103]: Նրանք վերլուծել են մարդատար ավտոմոբիլի սրահում անվտանգության բարձիկների տեղակայման շրջակայքի, դրանցում լցվող գազի տեսակի, ծավալի, դրանց ձևի, պատրաստման նյութի, «բացման» պահի հետ կապված խնդիրները:

«General Motors» ընկերության գիտնականներ Զ. Լինը, Յ.Պ. Չենգը, Զ. Վենգը [108] հետազոտել են մարդատար ավտոմոբիլի կողային անվտանգության բարձիկները: Այս տիպի բախումների դեպքում խնդիր է առաջանում այն դեպքերում, երբ ուղևորների և անվտանգության բարձիկի հպման պահին բարձիկը դեռ ամբողջ ծավալով օդով լցված չի լինում: Նրանք վերլուծել են բարձիկները օդով լցվելու գործընթացը և տվել բարձիկների ձևի հետ կապված առաջարկություններ:

Անվտանգության բարձիկների «բացման» գործընթացի հետազոտմանն են նվիրված Ռ. Թեյլորի, Շ. Հայաշիի [129], Մ. Ֆրայզինգերի, Զ. Հոֆմանի, Ս. Ստալշմիդտի [97], ինչպես նաև «Jaguar & Land Rover» ընկերության գիտնականներ Ֆ. Յանգի և Մ. Բեդլի [138] աշխատությունները: Նրանք քննարկել են տարբեր շրջակայքերում (առջևի ուղևորի, վարորդի ծնկի) տեղադրված անվտանգության բարձիկների արագ «բացմանը» խոչընդոտող սրահի տարբեր տարրերի (սրահի պաստառներ, սարքավարումների վահանակ և այլն) ազդեցությունների նվազեցման հնարավորությունները, ինչպես նաև հիմնավորել ավտոմոբիլում օգտագործվող անվտանգության բարձիկների հավաքման ձևի ընտրությունը:

Ժամանակակից ավտոմոբիլներում կրող թափքերի բարելավման ուղղություններից մեկը դրանցում կոմպոզիտային նյութերի կիրառումն է: Մինչև վերջերս կոմպոզիտային նյութերը կիրառվում էին միայն մարդատար ավտոմոբիլների թափքերի երեսպատման տարրերում և իրենց վրա մեծ բեռնվածքներ չէին կրում: Ներկայումս դրանք դանդաղորեն կիրառվում են նաև մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի սերիական արտադրությունում (նկ.1.3): Հիմնական առավելությունը նույն չափերի պայմաններում փոքր կշռի և բավարար ամրության ապահովումն է: Հիմնականում կիրառվում են ածխածնամանրաթելային հիմքով նյութերը, որոնց ինքնարժեքը համեմատաբար ավելի ցածր է:



Նկ.1.3. BMW 7-Series G12 2016 մոդելի ավտոմոբիլի կրող թափքը

Նկ. 1.3 –ում պատկերված է BMW 7-Series G12 2016 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի ածխածնաման-րաթելային հիմքով կոմպոզիտային տարրեր պարունակող կրող թափքը: Կարմիր գույնով ընդգծված են թափքում կոմպոզիտային տարրերի օգտագործման հատվածները: Այս ավտոմոբիլի թափքի կառուցվածքում միաժամանակ օգտագործվել են տարբեր ամրությամբ պողպատների, ալյումինի համաձուլվածքով և ածխածնաման-րաթելային նյութերը, որով թեթևացվել է կրող թափքի կշիռը՝ միաժամանակ դրան տալով ավելի բարձր ամրություն և կոշտություն:

Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերում կոմպոզիտային նյութերի կիրառման հնարավորությունների վերաբերյալ հետազոտություններ են կատարել Ջ. Օբրադովիչը, Ս. Բորիան և Ջ. Բելինգարդին [116]: Նրանք ուսումնասիրել են կոմպոզիտային նյութերի մեխանիկական հատկությունները: Օգտվելով այն փաստից, որ ածխածնաման-րաթելային հիմքով կոմպոզիտները պողպատների համեմատ ավելի լավ են բախման էներգիա կլանում՝ բարակապատ ձողերի օրինակով նմանակել են կրող թափքի լոնժերոնների դեֆորմացման գործընթացը: Իրենց աշխատանքում նշել են մեթոդի զարգացման ուղղությունները:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի հիմքում և միջին կանգնակում կոմպոզիտների օգտագործման հնարավորությունների վերաբերյալ հետազոտություններ են իրականացրել Յ. Օլեկսիկը, Թ. Վիետորը [118] և Ջ. Բելինգարդին ու Է.Գ. Կորիչոն [85]: Իրենց աշխատանքներում քննարկել են թափքի տվյալ տեղամասի դեֆորմացման գործընթացը՝ դեֆորմացվող տեղամասը ներպատելով կոմպոզիտային նյութով: Դիտարկել են ածխածնամանրաթելային հիմքով նյութի մի քանի տարատեսակներով փորձարկումներ: Ստացել են լարման և դեֆորմացման, կլանված էներգիայի և ժամանակի կապը:

Ք. Լյուն, Յ. Լին, Ժ. Ջոնզը, Գ. Սանը, Ք. Լին [110] հետազոտել են կոմպոզիտային նյութերի կիրառման հնարավորությունը մարդատար էլեկտրական ավտոմոբիլների կրող թափքերում: Մշակել են էլեկտրական ավտոմոբիլի կրող թափքի հաշվարկային մոդել, որով քննարկել են թափքի դեֆորմացման գործընթացը տանիքի սեղմման և կողային հատվածում հարվածային բեռնվածքի տակ: Իրենց մոդելում ապակեմանրաթելային կոմպոզիտով թափքի տարրերը փոխարինելով ածխածնամանրաթելային կոմպոզիտներով տարրերով՝ թափքի կշիռը թեթևացրել են 28%-ով: Կատարել են առաջարկություններ կրող թափքերում կոմպոզիտների կիրառման վերաբերյալ:

Ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությանը վերաբերող աշխատանքների մանրամասն վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ կրող թափքերի լարվածադեֆորմացիոն վիճակների, ինչպես նաև դրանց էներգատարության գնահատմանը նվիրված հետազոտություններում լայնորեն կիրառվել են ձողային տարրերով հաշվարկային մոդելներ, որոնք հաշվողական տեխնիկայի մեծ հիշողություն և արագագործություն չեն պահանջում: Նշված մոտեցմանը բնորոշ է հաշվարկման ճշտության համեմատաբար ցածր լինելը՝ պայմանավորված թափքի մոդելավորման հիմքում ընկած ենթադրություններով:

Հայտնի տեսական լուծումներում կիրառվող մոտեցումները նույնպես ունեն մեծ մոտավորություն: Երկու դեպքում էլ ժամանակին կատարված հետազոտությունների արդյունքներն իրենց դրական դերը կատարել են: Նման հետազոտություններում թափքի կառուցվածքային առանձնահատկությունների քննարկումը եռաչափ տիրույթում և թափքի բաղկացուցիչ տարրերի միացությունների մոտավոր ներկայացումն անհնար էր իրականացնել, քանի որ հաշվողական տեխնիկան ժամանակին նման հնարավորություն չէր տա-

լիս: Ներկայումս աշխարհի առաջատար ավտոմոբիլաշինական ընկերություններում զարգանում են մեծ դեֆորմացիաներ հաշվի առնող թաղանթային տիպի կառուցվածքային տարրերի օգնությամբ հաշվողական ծրագրային փաթեթների ստեղծման և ներդրման աշխատանքները:

Հայտնի են մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի ամրության և անվտանգության հաշվարկներին նվիրված աշխատանքներ, որոնց մասին արդեն նկարագրվել է, որտեղ կրող թափքերի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացմանը նվիրված հետազոտությունները տարբեր հեղինակներ մասնակիորեն են իրականացրել: Դրանք կատարվել են առանձին բեռնավորման ռեժիմների համար: Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացմանը նվիրված աշխատանքների կատարումը, որոնք հիմնված են ժամանակակից թվային մեթոդների վրա և օգտագործում են հաշվողական տեխնիկայի հնարավորությունները, արդիական է:

Հաշվի առնելով մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի կարևոր դերը ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության ապահովման գործում, ինչպես նաև դրանց կառուցվածքների ազդեցությունը ավտոմոբիլների տեխնիկաշահագործական հատկանիշների վրա, և հիմք ընդունելով բերված հետազոտությունների վերլուծությունները՝ մարդատար ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման նպատակով ներկայացվող ատենախոսությունում քննարկվել են տարածական բարդ կառուցվածք ունեցող կրող թափքերի կառուցվածքային առանձնահատկությունները, հետազոտվել են ավտոմոբիլի բախման տարբեր սխեմաներում թափքի դեֆորմացման գործընթացները, ձևավորվել են կառուցվածքային բարելավման առաջարկություններ:

1.3 Հետազոտման նպատակը և խնդիրները

Աշխատանքի նպատակն է՝ հաշվարկման ժամանակակից մեթոդների կիրառմամբ հետազոտել մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը, լարումների, դեֆորմացիաների, էներգիայի բաղադրիչների բաշխումները, ինչպես նաև ավտոմո-

բիլի սրահում առաջացող դանդաղեցման արժեքները բախման տարբեր սխեմաների դեպքում և մշակել մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման միջոցառումներ: Նշված նպատակին հասնելու համար ատենախոսությունում լուծվել են ներքոհիշյալ խնդիրները.

1. մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառվող տարբեր լայնական հատույթներով էներգակլանիչների դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը երկայնական առանցքի ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման տակ,
2. մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
3. մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հիմքի լայնական բազմաշերտ հատույթով լոնժերոնի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը կողային բախման դեպքում,
4. բեռնավորման տարբեր սխեմաների դեպքում կրող թափքերի հաշվարկային մոդելների մշակում՝ Volkswagen Touareg 2010 և Volkswagen Polo 2010 մոդելների մարդատար ավտոմոբիլների օրինակներով, վերջավոր տարրերի մեթոդի կիրառմամբ,
 - Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների տակ թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
 - Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի կողային բախման տակ թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,
 - Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի սրահի տանիքի կոշտության հետազոտումը սեղմման տակ բեռնավորելիս,
5. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործմանն ուղղված առաջարկությունների մշակում:

**ԳԼՈՒԽ 2. ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԹԱՓՔԻ ԱՄՐՈՒԹՅԱՆ ԵՎ
ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐՈՒՄ ՎԵՐՋԱՎՈՐ ՏԱՐԵՐԻ
ՄԵԹՈԴԻ ԿԻՐԱՌՄԱՆ ԱՌԱՆՁՆԱՀԱՏԿՈՒԹՈՒՆՆԵՐԸ**

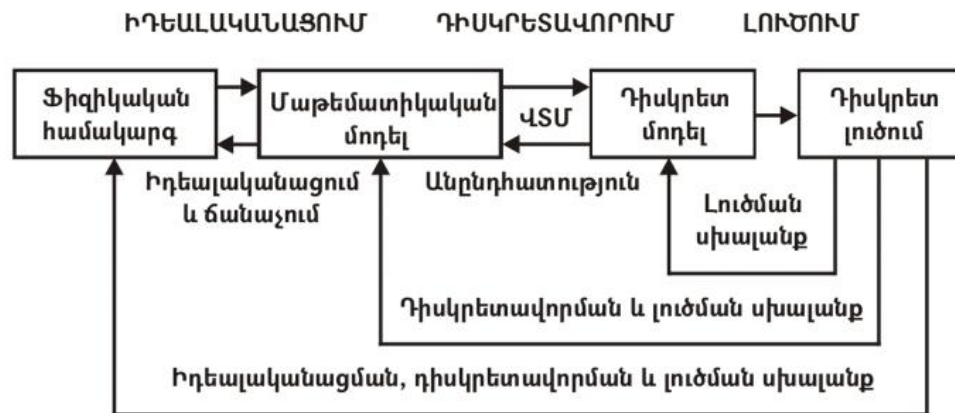
**2.1. Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերի հաշվարկներում վերջավոր
տարրերի մեթոդի կիրառումը**

Ներկայումս ՃՏՊ-ներում ավտոմոբիլի պահվածքի կանխատեսման համար օգտագործվում են հաշվարկման թվային մեթոդներ, որոնց կիրառման համար պահանջվում են բարձր արագագործությամբ և մեծածավալ աշխատանքային հիշողությամբ համակարգիչներ: Առաջատար ավտոարտադրող ընկերություններն ունեն հզորագույն համակարգչային տեխնիկա, որի միջոցով հնարավորություն է ստեղծվում բնական փորձարկումները փոխարինել վիրտուալով: Արդյունքում իջեցվում են ինչպես առանձին ագրեգատների փորձարկումների, այնպես էլ՝ ամբողջ ավտոմոբիլի մեծաքանակ «քրաշ թեստերի» վրա կատարվող ծախսերը: Ավտոմոբիլի մեկ «քրաշ թեստի» արժեքը կազմում է 150 հազարից մինչև 200 հազար ԱՄՆ դոլար, ավտոմոբիլի փորձնական մոդելի համար պահանջվում է մոտ 2 մլն ԱՄՆ դոլար, իսկ վիրտուալ «քրաշ թեստն» արժեքը ընդամենը 5 -7 հազար ԱՄՆ դոլար: Ավտոմոբիլի նոր մոդելի մշակման ժամանակ արտադրողները կատարում են 170-200 վիրտուալ և հինգից վեց իրական «քրաշ թեստ» [134]: Վիրտուալ փորձարկումների անցկացման ժամանակ արտադրողները հիմնականում օգտվում են ՎՏՄ-ի հիման վրա մշակված այնպիսի հաշվարկային ծրագրերից, ինչպիսիք են՝ ANSYS, LS-DYNA, ABAQUS, PAM-Crash (ESI Group) և այլ փաթեթները: Դրանք հարմար միջավայր են թվային հաշվարկներ կատարելու համար և լրացնում են «քրաշ լաբորատորիաներում» իրականացվող փորձերը:

Թափքի կառուցվածքի հաշվարկային մոդելը ավտոմոբիլի իրական կրող համակարգի ֆիզիկական և մաթեմատիկական մոտարկումն է և կազմված է առանձին ու միմյանց հետ կապված ուժային տարրերից: Մոդելի կամ հաշվարկային սխեմայի ընտրությունը

շատ դեպքերում որոշվում է ըստ լուծվող խնդրի, օգտագործվող ծրագրային փաթեթի առանձնահատկությունների, հաշվողական տեխնիկայի հնարավորությունների:

Նկ. 2.1 -ում պատկերված են թվային մոդելավորման հիմնական քայլերը՝ իդեալականացում, դիսկրետավորում, լուծում:



Նկ. 2.1. Թվային մոդելավորման հիմնական քայլերը

Իդեալականացումն առավել կարևոր քայլ է տեխնիկական կամ ինժեներական խնդիրների լուծման ժամանակ: Մաթեմատիկական մոդելավորումը կամ իդեալականացումը գործընթաց է, որի օգնությամբ ֆիզիկական համակարգից անցում է կատարվում դրա մաթեմատիկական մոդելին: Մաթեմատիկական մոդելները հաճախ նկարագրվում են ըստ տարածության և ժամանակի մասնակի ածանցյալներով հավասարումները կապող համակարգերով և բարդ եզրային պայմաններով: Նման մոդելներն ունեն անվերջ թվով ազատության աստիճաններ [122]:

Եթե մոդելի ազատության աստիճանները վերջավոր են, այն կոչվում է դիսկրետ, հակառակ դեպքում՝ անընդհատ: Քանի որ վերջավոր տարրերի մեթոդը (ՎՏՄ) դիսկրետավորման մեթոդներից մեկն է, ուստի այդ մեթոդով կազմված մոդելի ազատության աստիճանները վերջավոր են: Բոլոր ազատության աստիճանները հավաքվում են $\{q\}$ վեկտորում, որը կոչվում է ազատության աստիճանի վեկտոր կամ վիճակի վեկտոր: Հանգուցային տեղափոխությունների վեկտորը սովորաբար օգտագործվում է մեխանիկայի խնդիրներում [88]: Կիրառական մեխանիկայում ազատության յուրաքանչյուր աստիճանին հա-

մապատասխանում է լծորդված փոփոխականը, որը քննարկվող խնդիրներում ընդհանրացված ուժն է և նշանակվում է $\{F\}$ -ով: Ուժերի և ազատության աստիճանների արտադրյալն ունի արտաքին էներգիայի կամ աշխատանքի իմաստ: Ենթադրվում է, որ $\{q\}$ և $\{F\}$ վեկտորների միջև կապը գծային է և համասեռ: Նշվածից հետևում է, որ եթե $\{q\}$ -ն ձգտում է զրոյի, ապա զրոյի է ձգտում նաև $\{F\}$ -ը, և դրանց միջև կապն արտահայտվում է հետևյալ հիմնական հավասարմամբ.

$$[K]\{q\} = \{F\}: \quad (2.1)$$

$[K]$ -ն կոչվում է կառուցվածքի կոշտության մատրից: Ըստ ՎՏՄ-ի կիրառման բնագավառի, $\{q\}$ և $\{F\}$ վեկտորների ֆիզիկական իմաստը փոփոխվում է:

Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հաշվարկման համար օգտվում ենք ՎՏՄ-ի հիման վրա ստեղծված ANSYS [17, 18, 19], և ANSYS/LS-DYNA [100, 104] ծրագրային փաթեթներից: Դրանք ունեն տարբեր տեսակի և նշանակության վերջավոր տարրեր, որոնք ծրագրում օգտագործվում են որոշակի անվանումներով: Առաջարկվող խնդրի տեսակից և առանձնահատկություններից կախված՝ կատարվում է վերջավոր տարրերի տիպի ընտրության հիմնավորում և հետագա օգտագործում:

ՎՏՄ-ի կիրառման ժամանակ քննարկվող թափքը կամ դրա կառուցվածքային տարրը բաժանվում է վերջավոր տարրերի ցանցի ստորև նշված ընթացակարգով [10]:

Ենթադրվում է, որ վերջավոր տարրերը միմյանց հետ կապված են միայն իրենց եզրերում գտնվող հանգույցներով: Յուրաքանչյուր վերջավոր տարրի համար ընտրվում է որոնելի ֆունկցիա, որը միարժեքորեն որոշում է յուրաքանչյուր վերջավոր տարրի ներսի տեղափոխությունը՝ կախված դրա հանգույցների տեղափոխություններից: Որոնելի ֆունկցիայի համակարգի մեջ, որպես կանոն, մտնում են տեղափոխությունների վեկտորի [59] բաղադրիչները՝ $\{q\} = \{u(x, y, z), v(x, y, z), w(x, y, z)\}$, ինչպես նաև լարումների և դեֆորմացիաների վեկտորները՝ $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x(x, y, z), \varepsilon_y(x, y, z), \varepsilon_z(x, y, z), \gamma_{xy}(x, y, z), \gamma_{yz}(x, y, z), \gamma_{xz}(x, y, z)\}$:

ՎՏՄ-ով կառուցվածքների հաշվարկը մաթեմատիկական տեսանկյունից հանգում է եզրային խնդիրների լուծման, որի ժամանակ օգտագործվում են ներքոհիշյալ արտահայտությունները [26].

- Հավասարկշռության հավասարումներ՝

$$[B]^T \{\sigma\} = \{G_v\}, \quad (2.2)$$

- Երկրաչափական հավասարումներ (Կոշիի)՝

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}, \quad (2.3)$$

- Որոշիչ (ֆիզիկական) հավասարումներ՝

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}, \quad (2.4)$$

որտեղ $[B]$ -ը դիֆերենցիալ օպերատորների մատրիցն է, որը որոշվում է՝

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} : \quad (2.5)$$

$\{G_v\} = \{X(x, y, z), Y(x, y, z), Z(x, y, z)\}$ -ը ծավալային ուժերի ֆունկցիա - վեկտորն է, $[D]$ -ը՝ նյութի մեխանիկական բնութագրերի 6×6 չափով մատրիցը, որն առաձգական համասեռ նյութի համար կլինի՝

$$[D] = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} \end{bmatrix}, \quad (2.6)$$

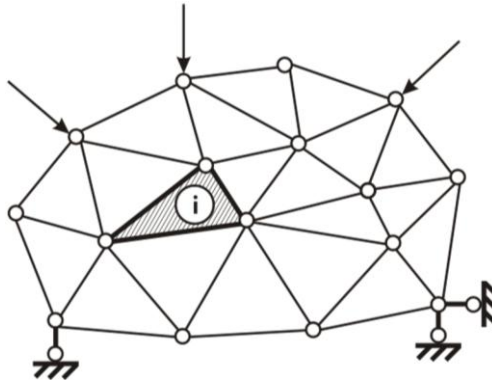
simmetrik

որտեղ E -ն նյութի առաձգականության մոդուլն է, μ -ն՝ Պուասսոնի գործակիցը:

Անհայտ տեղափոխությունների նկատմամբ լուծելով (2.2)-(2.4)-ը՝ ստացվում է՝

$$[B]^T [D][B]\{q\} = \{G_v\}. \quad (2.7)$$

(2.2)-(2.5) հավասարումները լրացվում են կինեմատիկ և ստատիկ եզրային պայմաններով: (2.6)-ը որոշվում է մոդելի նյութի ընտրությամբ: Չնայած կառուցվածքի հաշվարկման ձևակերպված խնդրի համեմատաբար պարզությանը՝ միայն սահմանափակ դասի մարմինների և բեռնավորումների համար է հնարավորություն ընձեռվում ճիշտ ինտեգրելու և ստանալու տեղափոխությունների որոնելի ֆունկցիաների, դեֆորմացիաների, լարումների համակարգը [64]:



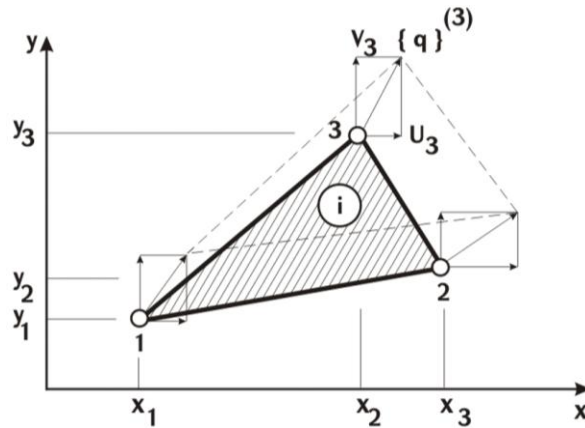
Նկ. 2.2. Կառուցվածքը վերջավոր տարրերի բաժանման մոդել

Նկ. 2.2-ում պատկերված է դեֆորմացվող մարմնի հաշվարկային մոդելը, որն արտաքին բեռնավորումների տակ գտնվում է հավասարակշռության մեջ: Այն բաժանված է վերջավոր տարրերի: Առանձնացվում է տիպային i -րդ վերջավոր տարրը և ենթադրվում, որ վերջինս գտնվում է միայն հարևան տարրերի հետ ուժերի փոխազդեցության տակ, որոնք առաջանում են մարմնի դեֆորմացիայի արդյունքում: Այդ ուժերն առանձնացված տարրի նկատմամբ ընդունվում են որպես արտաքին: Ակնհայտ է, որ եթե մարմինը գտնվում է հավասարակշռության մեջ, ապա նաև i -րդ վերջավոր տարրը նշված ուժերի ազդեցության տակ կգտնվի հավասարակշռության վիճակում:

i - րդ վերջավոր տարրի վրա հարևան տարրերի հետ սահմանների երկարությամբ ազդող իրական բաշխված ուժերի փոխարեն կիրառում են ստատիկորեն համարժեք հանգուցային ուժեր, որոնց ազդեցությունը տարրի ներսում առաջացնում է փաստացի բեռնավորմանը համարժեք լարվածադեֆորմացիոն վիճակ: Այդ ուժերի համախումբը ներկայացվում է վեկտոր-սյան տեսքով.

$$\{R\}_i = \{\{R_i^{(1)}\} \{R_i^{(2)}\} \dots \{R_i^{(k)}\} \dots \{R_i^{(m)}\}\}, \quad (2.8)$$

որտեղ $\{R\}_i^{(k)} = \{R_1^{(k)} R_2^{(k)} \dots R_r^{(k)}\}$ -ը i - րդ վերջավոր տարրի k - րդ հանգույցում հանգուցային ուժերի վեկտորն է, որի բաղադրիչները համարժեք ուժերն են $1, 2, \dots, m$ ուղղություններով: Յուրաքանչյուր հանգուցային ուժ համարժեք է հանգուցային $\{q\}_i = \{\{q_i^{(1)}\} \{q_i^{(2)}\} \dots \{q_i^{(k)}\} \dots \{q_i^{(m)}\}\}$ տեղափոխություններին (նկ. 2.3):



Նկ. 2.3. Վերջավոր տարրի տեսք

Արդյունքում՝ հոծ միջավայրը ներկայացվում է վերջավոր թվով տարրերի հավաքածուի տեսքով, որոնք միմյանց հետ փոխազդում են վերջավոր թվով հանգուցային կետերում: Նման ընթացակարգով մարմնի հաշվարկը բերվում է վերջավոր թվով ազատության աստիճանների համակարգի հաշվարկի, որոշվում են հանգուցային ուժերը կամ հանգուցային տեղափոխությունները՝ ձողային համակարգերում շինարարական մեխանիկայի մեթոդների կիրառմանը համանման: Յուրաքանչյուր տարրի համար որոշվում է կոշտության մատրիցը, քննարկվում են տարրերի համախմբի ստատիկ և կինեմատիկ համատեղելիության պայմանները, ստացվում է խնդրի լուծման հավասարումը [59]:

Այս մոտեցման արդյունքում հանգույցներում բեռնավորված յուրաքանչյուր տարրի պահվածքը կամայական չէ, այլ որոշակի ներքին կապերի հետ գտնվում է համապատասխանության մեջ: Ներքին կապերն արտահայտվում են միջարկումային (ինտերպոլացիոն) ֆունկցիաներով: Վերջավոր տարրերը հանգուցային տեղափոխությունների $\{q\}_i$ վեկտորի

օգնությամբ միարժեքորեն որոշում են տարրի վիճակը: $\{R\}_i$ և $\{q\}_i$ վեկտորների միջև փոխադարձ միարժեք համապատասխանությունն արտահայտվում է՝

$$\{R\}_i = [K]_i \{q\}_i, \quad (2.9)$$

որտեղ $[K]_i$ -ն i -րդ տարրի կոշտության մատրիցն է: Հաշվի առնելով $\{R\}_i$ և $\{q\}_i$ վեկտորների բլոկներով կառուցվածքը՝ կոշտության մատրիցը ներկայացվում է համանման տեսքով.

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [K]_{i1}^{(1)} & \dots & [K]_{i1}^{(k)} & \dots & [K]_{i1}^{(m)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ [K]_{ij}^{(1)} & \dots & [K]_{ij}^{(k)} & \dots & [K]_{ij}^{(m)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ [K]_{im}^{(1)} & \dots & [K]_{im}^{(k)} & \dots & [K]_{im}^{(m)} \end{bmatrix}: \quad (2.10)$$

Մատրիցների բլոկներից $[K]_{ij}^{(k)}$ յուրաքանչյուրը որոշում է j -րդ հանգույցում հակազդումը i -րդ տարրի k -րդ հանգույցում միավոր տեղափոխություններից [20]:

Առանձին տարրերի կոշտության մատրիցների ստացման համար քննարկվում է հանգուցային տեղափոխություններից վերջավոր տարրերի ներսում տեղափոխությունների, դեֆորմացիաների և լարումների անցման ընթացքը, որը տեղի է ունենում միջարկումային ֆունկցիաների առաջադրման ճանապարհով: Նշված ֆունկցիաների բնութագիրը պետք է ապահովի տեղափոխությունների անխզելիությունը մեկ տարրից մյուսին անցման ժամանակ: Տարրերի չափերի փոքրացմամբ մոտավոր լուծման ճշտությունը մեծանում է: Հանգուցային և տարրի ներսում տեղափոխությունների միջև կապը ներկայացվում է՝

$$\{q\} = [\Phi] \{q\}_i = [[\Phi]^{(1)} [\Phi]^{(2)} \dots [\Phi]^{(k)} \dots [\Phi]^{(m)}] \{q\}_i, \quad (2.11)$$

որտեղ $[\Phi]$ -ն միջարկումային ֆունկցիաների մատրիցն է:

Այժմ, եթե (2.11) արտահայտությունը որոշվում է (2.3) և (2.4)-ի օգնությամբ, ապա կարելի է որոշել i -րդ վերջավոր տարրի շրջակայքում դեֆորմացիաների և լարումների բաղադրիչները [26].

$$\{\varepsilon\} = [B][\Phi] \{q\}_i = [B] \{q\}, \quad \{\sigma\} = [D][B] \{q\}: \quad (2.12)$$

Այստեղ $[B]$ -ն նույնպես ունի բլոկներով կառուցվածք [96].

$$[B] = [[B]^{(1)} [B]^{(2)} \dots [B]^{(k)} \dots [B]^{(m)}]: \quad (2.13)$$

Վերջավոր տարրի կոշտության մատրիցի ստացման համար օգտվում են (2.9) արտահայտությունից: Նկատի ունենալով (2.12) և (2.13) արտահայտությունները՝ (2.9) հավասարումը բազմապատկելով $[B]^T$ -ով և ինտեգրելով ըստ վերջավոր տարրի ծավալի՝ ստացվում է.

$$\left(\int_{V_i} [B]^T [D][B] dV \right) \{q\}_i + \int_{V_i} [\Phi]^T \{G_V\} dV = 0 : \quad (2.14)$$

Ստացված արտահայտությունը համեմատելով (2.9) -ի հետ՝

$$[K]_i = \int_{V_i} [B]^T [D][B] dV , \quad (2.15)$$

$$\{R\}_i = \{P_V\}_i = \int_{V_i} [\Phi]^T \{G_V\} dV : \quad (2.16)$$

Վերջավոր տարրերի վրա բաժանված մարմնի լարվածադեֆորմացիոն վիճակի նկարագրման համար բոլոր տարրերը միավորվում են մեկ միասնական ամբողջության մեջ, այսինքն՝ կառուցվածքի համար ամբողջությամբ բավարարում են կինեմատիկ և ստատիկ համատեղելիության պայմաններին, որոնք տեղակայվում են համակարգի հանգուցային կետերի համար և ունեն հետևյալ տեսքը.

$$\left\{ \bar{q} \right\}^{(k)} = \{q\}_i^{(k)} , \quad \left\{ \bar{P} \right\}^{(k)} = \sum_{i \in k} \{R\}_i^{(k)} , \quad (2.17)$$

որտեղ $\left\{ \bar{q} \right\}^{(k)}$ -ը համակարգի k -րդ հանգույցի տեղափոխությունների վեկտորն է, $\left\{ \bar{P} \right\}^{(k)}$ -ը համակարգի k -րդ հանգույցի ուժերի վեկտորն է, $i \in k$ -րդ գումարում ըստ ամբողջ i -րդ տարրերի, որոնք զուգամիտում են համակարգի k -րդ հանգույցում [26]:

Համաձայն ՎՏՄ-ի տեսության, շարժման հավասարումների համակարգը տվյալ մեթոդում համընկնում է հավասարումների համակարգի հետ, որն ստացվում է առաձգականության տեսության տեղափոխություններով արտահայտված դինամիկ խնդրի լուծման ժամանակ [114, 115]: ՎՏՄ -ում շարժման հավասարումն ունի հետևյալ տեսքը.

$$[M] \left\{ \ddot{q} \right\} + [C] \left\{ \dot{q} \right\} + [K] \{q\} = \{F\} , \quad (2.18)$$

որտեղ $[M]$ -ը զանգվածների մատրիցն է, $[C]$ -ն՝ միջավայրի դիմադրության մատրիցը, $[K]$ -ն՝ կոշտության մատրիցը, $\{F\}$ -ը բեռնավորումների վեկտորն է՝ կախված ժամանակից, $\{q\}$ -ն հանգուցային տեղափոխությունների վեկտորն է:

Կոշտության մատրիցը որոշվում է.

$$[K] = \sum_{i=1}^{n_e} [K_i^e], \quad (2.19)$$

որտեղ n_e -ն վերջավոր տարրերի թիվն է, $[K_i^e]$ -ն՝ i -րդ վերջավոր տարրի կոշտության մատրիցը: Համակարգի զանգվածը որոշվում է $[M] = \sum_{i=1}^{n_e} [M_i^e]$ բանաձևով, որտեղ M_i -ն i -րդ վերջավոր տարրի զանգվածն է:

Ակնհայտ է, որ նշված մեթոդը նույնպես մոտավոր է: Առաջինը՝ ոչ միշտ է, որ տեղափոխությունների ընտրված ֆունկցիաները բավարարում են հարևան տարրերի միջև տեղափոխությունների անընդհատության պայմանին: Երկրորդ՝ հանգույցներում կենտրոնացնելով համարժեք ուժերը՝ հավասարակշռության պայմանը կատարվում է միջինացված ձևով: Սովորաբար տարրի ներսում և նրա եզրերի վրա առաջանում են հավասարակշռության հավասարումների տեղային խախտումներ:

Ամրության հաշվարկման խնդիրների զգալի մասը կապված է կառուցվածքային տարրերի դինամիկ պահվածքը հաշվի առնելու հետ: Ինչպես երևում է (2.18)-ից, դինամիկայի խնդիրների լուծման դեպքում հավասարակշռության հավասարման մեջ առաձգականության ուժերի կողքին առկա են իներցիայի ուժերը, որոնք բաշխված են դետալի ծավալով:

Ներկայացվող ատենախոսությունում մարդաստար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության և անվտանգության խնդիրների լուծման համար օգտագործվել են ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթները: ANSYS ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ դիտարկվել են թափքի կառուցվածքային մեխանիկայի, ինչպես նաև առաձգապլաստիկ խնդիրներ, որտեղ առաջադրվում է «քվադրատատիկ» բեռնավորում: Նշված խնդիրների լուծման ժամանակ կիրառվում է ինտեգրման անբացահայտ (implicit) եղանակը [115]:

Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի բախման խնդիրների լուծման ժամանակ գործ ունենք բարձր ոչ գծայնություն ունեցող հարվածի խնդիրների հետ: Ի տարբերություն նախորդ դեպքի, որտեղ դիտարկվում է էներգիայի ֆունկցիոնալի էքստրեմումի պայմանը՝ նշված խնդիրների լուծման հիմքում ընկած է Բուբնով-Գալերկինի մեթոդը: Ավտոմոբիլի թափքի բախման ընթացքում առաջանում են արագացման բարձր արժեքներ, հետևաբար, անհամեմատ մեծ իներցիոն ուժեր: Դրանց լուծման համար օգտագործվում է հավասարումների բացահայտ (explicit) ինտեգրման եղանակը, որը կիրառված է ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթում [100]:

Նշված երկու ծրագրային փաթեթներն էլ մեծ հնարավորություններ ունեն տարածական բարդ կառուցվածք ունեցող թափքի, դրա կառուցվածքային տարրերի, ինչպես նաև բախման խնդիրների լուծման ժամանակ պահանջվող բարդ, ժամանակի ընթացքում փոփոխվող կոնտակտային պայմանների ապահովման համար:

2.2. Ֆիզիկական ոչ գծային խնդիրների լուծման ընթացքի համառոտ նկարագրություն

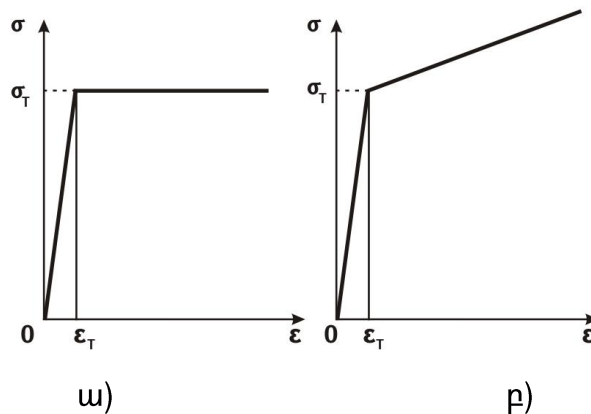
Կառուցվածքային տարրերի ամրության հաշվարկներում սովորաբար քննարկվում են այնպիսի խնդիրներ, որտեղ նյութի պահվածքը համապատասխանում է $\sigma-\varepsilon$ լարում-դեֆորմացիա գծային կախվածությանը: Նշված դեպքում լարումների և դեֆորմացիաների միջև միշտ առկա է միարժեք կապ:

Եթե կառուցվածքային տարրի նյութը արտաքին բեռնվածքի տակ գտնվում է պլաստիկ վիճակում, ապա լարումների և դեֆորմացիաների միջև միարժեք կապ գտնելն անհնար է: Նման կապի վրա իր ազդեցությունն է թողնում բեռնավորման ընթացքը [63]:

Իրականում պլաստիկ դեֆորմացիա առաջացնող բեռնավորման և նրա հետագա բեռնաթափման ժամանակ առաջին հերթին փոփոխվում են նյութի համեմատականության սահմանները, այնուհետև, առաջ են գալիս մնացորդային դեֆորմացիաներ և որպես հետևանք՝ մնացորդային լարումներ: Նշված պատճառով էլ հերթական բեռնավորման

դեպքում լարման ու դեֆորմացիայի միջև կախվածությունը որոշելու համար անհրաժեշտ է իմանալ բեռնավորման ամբողջ ընթացքը [38]:

Ֆիզիկական ոչ գծային խնդիրների լուծումները պարզեցնելու նպատակով իրական նյութի համար $\sigma-\varepsilon$ կախվածությունը մոտարկում են բեկյալի տեսքով: Առավել պարզագույնն է նկ. 2.4ա-ի մոտարկումը, որտեղ պատկերված է առանց ամրացման նյութի ձգման դիագրամը: Նկ. 2.4ա-ում պատկերված նյութն անվանում են իդեալական առաձգապլաստիկ նյութ, իսկ նկ. 2.4բ-ում պատկերված դիագրամը կոչվում է գծային ամրացումով նյութի դիագրամ [68]: Նշված երկու դիագրամները պլաստիկության տեսության խնդիրների լուծման ժամանակ առավել հաճախ օգտագործվողներն են:



Նկ. 2.4. Նյութի դեֆորմացման դիագրամ. ա) իդեալական պլաստիկ, բ) գծային ամրացմամբ («Bilinear Kinematic»)

Նկ. 2.4-ում σ_T -ն նյութի հոսունության սահմանն է, ε_T -ն՝ դրան համապատասխան դեֆորմացիան: Ընդունվում է, որ $\sigma < \sigma_T$ դեպքում առաջ են գալիս առաձգական, իսկ $\sigma > \sigma_T$ դեպքում՝ պլաստիկ դեֆորմացիաներ: Միառանգք ձգման կամ սեղմման դեպքում առաձգական վիճակից պլաստիկ վիճակին անցումն իրականացվում է պարզ եղանակով: Անցման սահմանն է $\sigma = \sigma_T$ լարումը և $\varepsilon = \varepsilon_T$ դեֆորմացիան: Բարդություն է ներկայացնում բարդ լարվածային վիճակում գտնվող մարմնի անցումը առաձգական բեռնավորումից պլաստիկ վիճակի, որի նկարագրման համար օգտվում ենք լարումների ինտենսիվությունից, որոնք ունեն հետևյալ ընդհանուր տեսքը [71].

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (2.20)$$

որտեղ $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ -ը ազդող նորմալ լարումների բաղադրիչներն են, $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ -ը՝ շոշափող լարումների բաղադրիչները:

Լարվածային վիճակին համանման, կետի դեֆորմացված վիճակը կարելի է ներկայացնել երկու դեֆորմացիոն վիճակների գումարի տեսքով՝ մեկը հավասարակողմ ձգման կամ սեղմման վիճակ (նկարագրվում է գնդային թենզորով), մյուսը՝ իրական դեֆորմացման վիճակից հանած հավասարաչափ ձգման կամ սեղմման դեֆորմացման վիճակը (նկարագրվում է լարումների դեվիատորով):

Դեֆորմացիայի գնդային թենզորով որոշվում է մարմնի կետում ծավալի տեսակարար փոփոխությունը: Դեֆորմացիայի դեվիատորը որոշում է մարմնի ձևի փոփոխությունը առանց ծավալի փոփոխման: Դեֆորմացիաների ε_i ինտենսիվությունը, դեֆորմացիայի բաղադրիչներով արտահայտած, ստացվում է.

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2)}: \quad (2.21)$$

Ինչպես ցույց են տալիս փորձերը, պլաստիկ դեֆորմացիաները կապված են սահքի առաջացման հետ: Ուստի բնական է, որ լայն տարածում գտած պլաստիկության տեսությունների հիմքում ընկած է որոշակի շոշափող լարումների համեմատությունը սահմանային շոշափող լարումների հետ, որոնք հոսունություն են առաջ բերում:

Փորձերի հիման վրա Սեն-Վենանը ընդունել է, որ քննարկվող կետի շուրջը առաձրգական վիճակից պլաստիկ վիճակին անցումը տեղի է ունենում այն ժամանակ, երբ այդ կետում առավելագույն շոշափող լարումը հասնում է տվյալ նյութի համար բնութագրական որոշակի հաստատուն արժեքի [77]:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_T}{2} \quad \text{կամ} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_T: \quad (2.22)$$

Ներկայումս մյուս ճանաչված պլաստիկության ցուցանիշը կոչվում է Հուբեր-Միզեսի ցուցանիշ [38]: Այն որոշում է կետի շրջակայքում անցումը առաձգական վիճակից պլաստիկ վիճակի, երբ $\sigma_i = \sigma_T$ կամ

$$\frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_T, \quad (2.23)$$

որտեղ $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ -ը մարմնի կամայական կետում տարածական կոորդինատային համակարգում գլխավոր լարումներն են: Հուբեր-Միզեսի պլաստիկության ցուցանիշները համապատասխանում են հայտնի ամրության էներգետիկ տեսության պայմանին [57]:

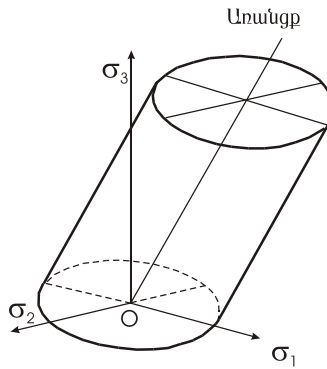
Առաձգական վիճակից պլաստիկ վիճակին անցման վրա հավասարակողմ ճնշման մեծությունը (գնդային թենզոր) ազդեցություն չի թողնում: Պլաստիկ վիճակին անցումը կախված է լարման դեվիատորից, իսկ քանի որ այդ գործընթացը չի կարող կախված լինել կոորդինատային համակարգերի ընտրությունից, ուստի պլաստիկության պայմանը որոշակի ֆունկցիա է լարման դեվիատորի ինվարիանտներից: Քանի որ $I_1(D_\sigma) = 0$, ընդհանուր դեպքում պլաստիկ վիճակին անցման պայմանը կարելի է գրել ներքոհիշյալ հավասարման տեսքով [68].

$$f(I_2(D_\sigma), I_3(D_\sigma)) = 0: \quad (2.24)$$

(2.23) հավասարումը $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ կոորդինատային համակարգում ներկայացնում է որոշակի մակերևույթ, որը կոչվում է հոսունության մակերևույթ:

$\sigma_i = \sigma_T$ պայմանը կարելի է գրել ստորև բերված տեսքով.

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) = 2\sigma_T^2: \quad (2.25)$$



Նկ. 2.5. Նյութի հոսունության մակերևույթի տեսքը

Ըստ ստացված հավասարման, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ առանցքների վրա պատկերվում է գլան, որի առանցքը հավասարապես է թեքված $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ առանցքների նկատմամբ (նկ. 2.5): Հուբեր-Միզեսի պլաստիկության ցուցանիշին համապատասխանում է հոսունության մակերևույթը,

որն ունի շրջանաձև հիմքով գլանական մակերևույթի տեսք: Գլանի հատույթի շառավիղը առանցքին ուղղահայաց հարթությունում $\frac{\sigma_T}{\sqrt{2}}$ է:

Հարվածային դինամիկ խնդիրների լուծման ընթացքում կառուցվածքային տարրը ենթարկվում է մեծ դեֆորմացիաների, որի պատճառով նման խնդիրների լուծման ժամանակ օգտվում ենք նյութի պլաստիկության հոսունության տեսությունից: Հոսունության տեսության մեջ նյութի պլաստիկ դեֆորմացիան նմանեցվում է մածուցիկ հեղուկի հոսունությանը: Պլաստիկության հոսունության տեսությունում ընկած են ներքոհիշյալ կանխադրույթները.

1. *Ծավալային դեֆորմացիայի առաձգականության կանխադրույթ* [38]: Ենթադրվում է, որ Δ ծավալային դեֆորմացիան ուղիղ համեմատական է $\sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$ միջին նորմալ լարմանը, ընդ որում համեմատականության K գործակիցն ունի այն տեսքը, ինչ՝ առաձգական դեֆորմացիաների դեպքում՝ $K = \frac{E}{3(1-2\mu)}$: Պլաստիկ դեֆորմացիաների դեպքում անսեղմելիության պայմանն է՝ $\Delta_p = \varepsilon_{xp} + \varepsilon_{yp} + \varepsilon_{zp} = 0$, այն կարելի է գրել նաև հետևյալ տեսքով՝ $\frac{d\Delta_p}{dt} = 0$: Պլաստիկ դեֆորմացիաների արագությունների գումարը զրո է.

$$\xi_{xp} + \xi_{yp} + \xi_{zp} = 0, \quad (2.26)$$

որտեղ՝ $\xi_{xp} = \frac{d\varepsilon_{xp}}{dt}$, $\xi_{yp} = \frac{d\varepsilon_{yp}}{dt}$, $\xi_{zp} = \frac{d\varepsilon_{zp}}{dt}$:

2. *Հոսունության կապակցված օրենքը* [38]: Բեռնավորման մակերևույթի յուրաքանչյուր կետում պլաստիկ դեֆորմացիաների աճի վեկտորը համագիծ է լարումների դեվիատորի վեկտորին: Բացի այդ, առկա են ներքոհիշյալ առնչությունները.

$$d\varepsilon_{xp} = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_x}, \quad d\varepsilon_{yp} = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_y}, \quad \dots, \quad d\varepsilon_{yzp} = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \tau_{yz}}, \quad (2.27)$$

որտեղ $f=0$ բեռնավորման մակերևույթն է (պլաստիկ պոտենցիալ), $d\lambda$ -ն՝ գործակից: (2.27)-ն արտահայտում է հոսունության օրենքը, որը կապակցված է պլաստիկության $f=0$ պայմանի հետ:.

Ենթադրվում է, որ նյութի պլաստիկ հոսունության դեպքում պլաստիկ դեֆորմացիաների դեվիատորի աճի և լարումների դեվիատորի բաղադրիչների միջև առկա է գծային կախվածություն, որը կարելի է մեկնաբանել որպես պլաստիկ դեֆորմացիաների դեվիատորի աճի և լարումների դեվիատորի բաղադրիչների միջև առկա առնչություն:

(2.27) բանաձևերում $d\lambda$ մեծության որոշման համար որոշվում է պլաստիկ դեֆորմացիաների աճերի ինտենսիվության $\bar{d\varepsilon}_{ip}$ արժեքը: Նշենք, որ պլաստիկ դեֆորմացիաների աճերի $\bar{d\varepsilon}_{ip}$ ինտենսիվությունն ընդհանրապես հավասար չէ պլաստիկ դեֆորմացիայի ինտենսիվության $d\varepsilon_{ip}$ աճին:

Եթե (2.21) բանաձևերում դեֆորմացիաները փոխարինվեն պլաստիկ դեֆորմացիաների աճերով, ապա պլաստիկ դեֆորմացիաների աճերի $\bar{d\varepsilon}_{ip}$ ինտենսիվությունը կարտահայտվի հետևյալ բանաձևով [38].

$$\bar{d\varepsilon}_{ip} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(d\varepsilon_{xp} - d\varepsilon_{yp})^2 + (d\varepsilon_{yp} - d\varepsilon_{zp})^2 + (d\varepsilon_{zp} - d\varepsilon_{xp})^2 + \frac{3}{2}(d\gamma_{xy}^2 + d\gamma_{yz}^2 + d\gamma_{zx}^2)}: \quad (2.28)$$

3. *Ամրացման կանխադրույթ* [38]: Ենթադրվում է, որ անկախ լարվածային վիճակից յուրաքանչյուր նյութի համար լարումների և պլաստիկ դեֆորմացիաների աճերի ինտենսիվությունների ինտեգրալի մեջև առկա է լրիվ որոշակի ֆունկցիոնալ կախում.

$$\sigma_i = \Phi \left(\int \bar{d\varepsilon}_{ip} \right): \quad (2.29)$$

Նշված ֆունկցիայի տեսքը կարելի է ստանալ ձգման պարզ փորձերի հիման վրա: Հոսունության տեսությունում ստատիկ հավասարումների տեսքը նույնն է, ինչ առաձգականության կամ փոքր առաձգապլաստիկ դեֆորմացիաների տեսություններում: Հոսունության տեսությունը առաձգականության և փոքր առաձգապլաստիկ դեֆորմացիաների տեսություններից տարբերվում է ֆիզիկական հավասարումներով: Հոսունության տեսությունում ֆիզիկական հավասարումները կապեր են հաստատում դեֆորմացիաների արագությունների և լարումների բաղադրիչների միջև:

2.3. Ֆիզիկական ոչ գծային խնդիրներում Նյուտոն-Ռաֆսոնի գործընթացի կիրառումը

Հաշվի առնելով նյութերի իրական հատկությունները՝ կառուցվածքների թվային հետազոտումը հանգեցնում է ոչ գծային հանրահաշվական հավասարումների համակարգի լուծման: Խնդիրների լուծման հավասարումների ոչ գծայնությունը պայմանավորված է լարումների և դեֆորմացիաների միջև ոչ համեմատական կապով:

$$\{\sigma\{\varepsilon\}\} = [D\{\varepsilon\}]\{\varepsilon\}: \quad (2.30)$$

Ոչ գծային հավասարումը կարելի է լուծել մոտարկման որոշակի ընթացակարգով, որի յուրաքանչյուր քայլում նյութի հատկություններն այնպես են ընտրվում, որ որոշիչ հավասարումները բավարարվեն:

Ոչ գծային հավասարումներում հաճախ միակի լուծումը բացակայում է, և որոշվածը պարտադիր չէ՝ լինի որոնելին:

Ճիշտ պատասխանը ստանալու համար անհրաժեշտ է կիրառել փոքր աճերի եղանակը և հստակ ներկայացնել խնդրի ֆիզիկական իմաստը:

ՎՏՄ-ում ոչ գծային խնդիրների թվային լուծման ընթացակարգը նկարագրված է ստորև [115]: Ոչ գծայնության տեսակից անկախ՝ (2.1)-ը ՎՏՄ-ի հիմնական հավասարակշռության հավասարումն է: Այդ դեպքում ֆիզիկական և երկրաչափական ոչ գծայնության մասին ամբողջ տեղեկատվությունը հավաքվում է կառուցվածքի $[K]$ կոշտության մատրիցում, որի բաղադրիչները կապված են առանձին տարրերի կոշտության մատրիցներով (2.19): Առանձին տարրերի բնութագրերը որոշվում են $[D]$ և $[B]$ մատրիցներով: Ֆիզիկորեն ոչ գծային հավասարումներում նյութերի մեխանիկական բնութագրերը, որոնք որոշվում են $[D]$ մատրիցով, դեֆորմացիաների, լարումների կամ տեղափոխությունների բաղադրիչներից, բարդ ֆունկցիաներ են և որոշվում են նյութի ֆիզիկական մոդելին համապատասխան, այսինքն՝ $[D]=[D(\{q\})]$:

Երկրաչափորեն ոչ գծային խնդիրներում $[B]=[B(q)]$ մատրիցը և հանգույցների կոորդինատների $\{x\}=\{x(q)\}$ վեկտորը ոչ գծային են: Չնայած նշված տիպերի ոչ գծայ-

նությունների տարբեր ֆիզիկական բնույթներին՝ խնդրի մաթեմատիկական ձևակերպումը բոլոր դեպքերում նույնն է և բերվում է ոչ գծային հավասարումների լուծմանը.

$$F(\{q\}) = [K(\{q\})\{q\} - \{R(\{q\})\}] = 0. \quad (2.31)$$

Նախքան (2.31) հավասարման լուծման մեթոդների քննարկմանն անցնելը՝ ոչ գծային հավասարումների համակարգի օրինակով դիտարկվում է խնդրի մաթեմատիկական ձևակերպումը [100].

$$F(\{x\}) = [f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)], \quad i = (1, 2, \dots, n). \quad (2.32)$$

Ենթադրվում է, որ հայտնի $\{x^k\} = \{x_1^k, x_2^k, \dots, x_n^k\}$ վեկտոր-սյունը այդ հավասարման $\{x\} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ լուծման k -րդ մոտավորությունն է: Այդ դեպքում լուծումը ներկայացվում է՝

$$\{x\} = \{x^k\} + \{dx\}, \quad (2.33)$$

որտեղ $\{dx\}$ -ը k -րդ մոտեցման (քայլ) մոտավորության վեկտոր-սյունն է: Ելման հավասարումն ունի հետևյալ տեսքը.

$$F(\{x^k\} + \{dx\}) = 0. \quad (2.34)$$

Օգտվելով Թեյլորի շարքի վերլուծումից և սահմանափակվելով միայն գծային անդամներով՝ ստացվում է՝

$$F(\{x^k\} + \{dx\}) = F(\{x^k\}) + F'(\{x^k\})\{dx\} = 0, \quad (2.35)$$

որտեղ

$$F'(\{x^k\}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial c_1} & \frac{\partial f_1}{\partial c_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial c_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial c_1} & \frac{\partial f_2}{\partial c_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial c_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial c_1} & \frac{\partial f_n}{\partial c_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial c_n} \end{bmatrix} = [J^k] \text{ -ն Յակոբի մատրիցն է:}$$

Եթե $[J^k]$ մատրիցը գոյություն ունի, ապա մոտավորության վեկտորը որոշվում է՝

$$\{dx\} = -[J^k]^{-1} F(\{x^k\}) : \quad (2.36)$$

Այսպիսով, հաջորդական մոտավորությունները որոշվում են՝

$$\{x^{k+1}\} = \{x^k\} - [J^k]^{-1} F(\{x^k\}), \quad (k=1,2,\dots): \quad (2.37)$$

Շարադրված մեթոդը կրում է Նյուտոն-Ռաֆսոնի անվանումը [100]: Այսպես կոչված «գրոյական» մոտեցումը (առաջին քայլ) սովորաբար ընդունվում է որպես համակարգի «կոպիտ» լուծում, ըստ խնդրի ֆիզիկական իմաստի: Եթե յուրաքանչյուր մոտարկման ժամանակ օգտագործվի Յակոբի մատրիցի որևէ հաստատուն արժեք, օրինակ՝ $[J^0]$, ապա գործընթացը կրում է Նյուտոն-Կանտարովիչի անունը, որը պահանջում է մոտարկումների ավելի մեծ քանակ:

Եթե ոչ գծային հավասարումների (2.31) համակարգը որոնելի լուծման շրջակայքում որոշված է ու անընդհատ և այն կարելի է ներկայացնել հավասարազոր $\{x^{k+1}\} = \Phi(\{x^k\})$ տեսքով, ապա արմատների որոշման համար օգտագործում են պարզ մոտարկումների մեթոդը.

$$\{x^{k+1}\} = \Phi(\{x^k\}): \quad (2.38)$$

Հաշվի առնելով, որ $\Phi(\{x^k\})$ վեկտոր-ֆունկցիան տվյալ դեպքում որոնվում է $\Phi(\{x\}) = \{x\} + \Lambda F(\{x\})$ տեսքով, որտեղ $\Lambda = [J]^{-1}$, (2.37) հավասարումը բերվում է Նյուտոն-Ռաֆսոնի մեթոդին: Շարադրված մեթոդները արագ զուգամիտվող գործընթացներ են, որտեղ գրոյական մոտեցումը (առաջին քայլ) զգալի մոտ է որոնելի լուծմանը [100]:

Վերադառնալով (2.31) հավասարմանը՝ դրա որոնելի լուծումը ներկայացվում է հետևյալ տեսքով՝

$$\{q\} = \{q^k\} + \{\delta q\}, \quad (2.39)$$

որտեղ $\{\delta q\}$ -ն «անճշտության» վեկտորն է, որն ունի տեղափոխությունների վարիացիայի իմաստ:

$$\begin{aligned} F(\{q^k + \delta q\}) &= F(\{q^k\}) + dF = [K(\{q^k + \delta q\})](\{q^k\} + \{\delta q\}) - \{P(\{q^k + \delta q\})\} = \\ &= [K(\{q^k\})](\{q^k\} + \{\delta q\}) - \{P(\{q^k\})\} - \{\delta P\} = 0 \end{aligned} \quad (2.40)$$

որտեղից

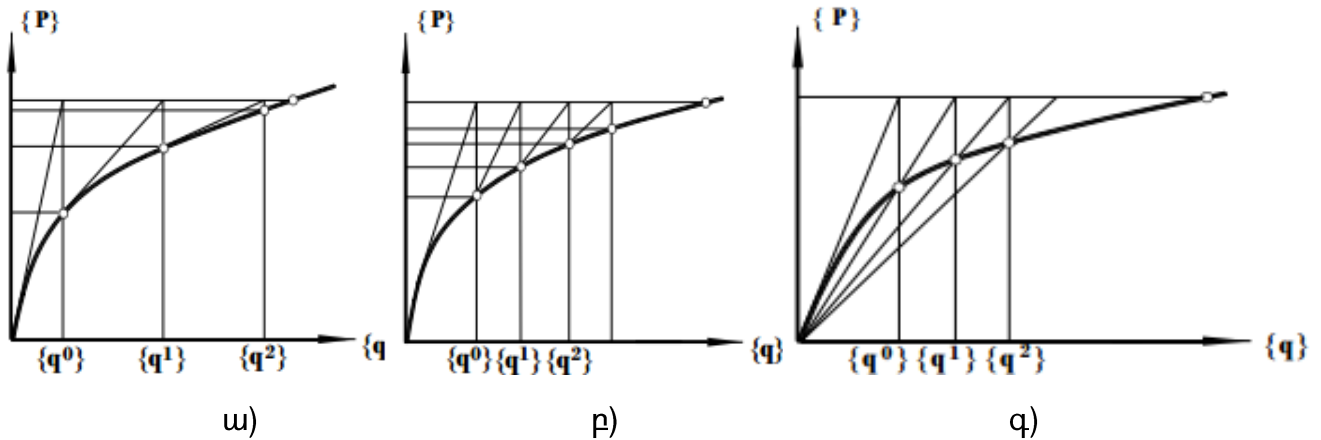
$$\{\delta q\} = [K(\{q^k\})]^{-1} (\{\delta F\} + \{\delta P\}) = [K(\{q^k\})]^{-1} \left\{ \delta \bar{P} \right\}: \quad (2.41)$$

Այսպիսով, հաջորդական մոտեցումը (քայլը) որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\{q^{k+1}\} = \{q^k\} + [K^k]^{-1} \left\{ \delta P^k \right\}, \quad (k=1,2,\dots), \quad (2.42)$$

որտեղ $[K^k]=[K(\{q^k\})]$ –ը համակարգի կոշտության մատրիցն է k -րդ մոտարկման ժամանակ:

(2.41) արտահայտությունում $[K^k]$ մատրիցի տեսքը նկարագրված է: Եթե դրա կազմման համար օգտագործվում է շոշափող գծայնացում, անցում է կատարվում Նյուտոն-Ռաֆսոնի դասական մեթոդին (նկ. 2.6ա), եթե հատող է, ապա՝ Նյուտոն-Ռաֆսոնի մոդիֆիկացված մեթոդին (նկ. 2.6գ): Եթե (2.42) արտահայտությունում $[K^k]$ մատրիցն ընդունվի հաստատուն, ապա անցում է կատարվում Նյուտոն-Կանտարովիչի մոտարկմանը (նկ. 2.6բ), $\left\{ \delta P^k \right\}$ –ը բեռնավորման հավասարակշռված վեկտոր-սյունն է [88,100]:



Նկ. 2.6. Ոչ գծային խնդիրների լուծման ա) Նյուտոն-Ռաֆսոնի,

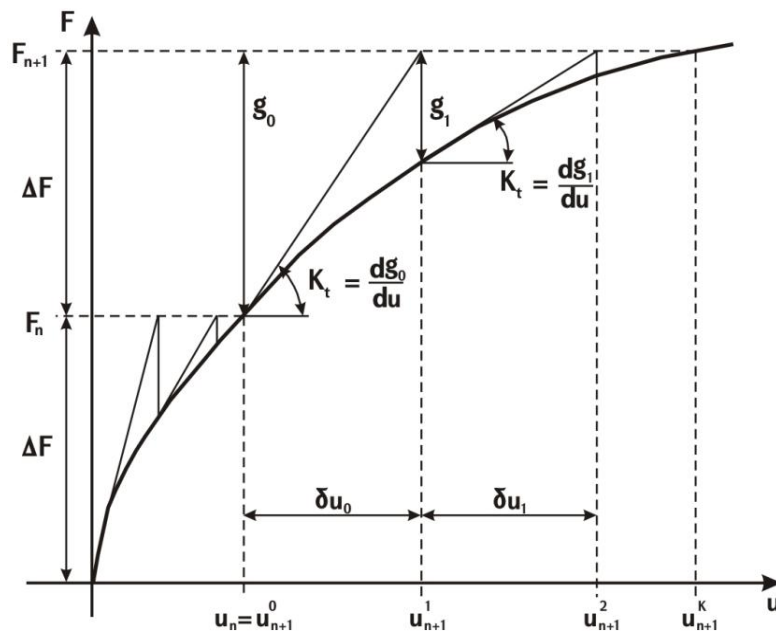
բ) Նյուտոն-Կանտարովիչի, գ) Նյուտոն-Ռաֆսոնի մոդիֆիկացված մեթոդներ

Այսպիսով, (2.31) բանաձևով ոչ գծային հավասարումների լուծումը հաջորդաբար մոտեցմամբ բերվում է որոնելի մեծությանը: $\|\delta q\| \leq \varepsilon$ պայմանը կատարելու դեպքում հաշվարկման գործընթացն ավարտվում է: Այստեղ $\|\delta q\|$ -ը $\{\delta q\}$ վեկտորի նորման է: Այստեղ նորմա ասելով՝ հասկացվում է՝

$$\|\delta q\| = \sqrt{\{\delta q\}^T \{\delta q\} / \{q\}^T \{q\}}. \quad (2.43)$$

Բարդ ոչ համեմատական բեռնավորման դեպքում լուծումը կարելի է ստանալ՝ բեռնավորման ճանապարհը բաժանելով մանր մասերի և գումարելով յուրաքանչյուր միջակայքում որոշված լուծմանը, այսինքն՝ իրականացնել լուծման քայլային մեթոդ:

Քայլային մեթոդի իրականացման համար ՎՏՄ-ը ձևակերպվում է աճերի տեսքով, երբ լուծման հավասարումները գրվում են ոչ թե հանգուցային արտաքին ազդեցությունների վերջավոր մեծությունների համար, այլ յուրաքանչյուր քայլի սահմաններում դրանց աճերով: Այդ դեպքում մարմնի դեֆորմացման գործընթացը ինչպես դինամիկ, այնպես էլ ստատիկ կարճաժամկետ և երկարաժամկետ փոխազդեցությունների ընթացքում հարմար է ներկայացնել որպես դրա կետերի շարժման գործընթաց, իսկ խնդրի լուծումը փնտրել հաջորդաբար, քայլից քայլ անցնելով, հանգուցային կետերի $\{q\}$ տեղափոխությունների տեսքով ժամանակի $t+\Delta t$ պահին:



Նկ. 2.7. Նյուտոն-Ռաֆսոնի մեթոդի իրագործման սխեմա

ANSYS ծրագրային փաթեթում Նյուտոն-Ռաֆսոնի մեթոդը հնարավորություն է տալիս կառուցվածքը բեռնավորող ուժն առաջադրել քայլերով՝ ΔF (նկ. 2.7): Կապը տեղափոխության հետ արտահայտվում է նյութը բնութագրող կորի շոշափողի օգնությամբ [115]: Բեռնավորման յուրաքանչյուր քայլ բաժանվում է ենթաքայլերի, որը ստացվում է տվյալ պահին K_t շոշափողի կիառմամբ: Տվյալ բեռնավորման քայլի համար ունենալով F_n արժեքը՝ կա-

տարվում է մոտարկում: Առաջին ենթաքայլի ավարտին հայտնի է դառնում քննարկվող կետի տեղաշարժը (u): Նյութի դեֆորմացման դիագրամից ստացվում է ենթաքայլի վերջում ազդող ուժի քայլի մեծությունը: Գործընթացը կրկնվում է՝ առաջադրելով շոշափողի նոր արժեք՝ տվյալ կետին համապատասխան. կատարվում է մոտարկում: Բեռնավորման առաջին քայլն ավարտելուց հետո առաջադրվում է դրա հաջորդ քայլը, որն իրականացվում է ենթաքայլերի միջոցով մոտարկմամբ:

2.4. Մեծ դեֆորմացիաներ և երկաչափորեն ոչ գծային խնդիրների լուծման ընթացակարգ

Անշարժ դեկարտյան x, y, z կոորդինատային համակարգում դեֆորմացիաները [5, 68] տեղափոխություններով որոշվում են հետևյալ բանաձևերով (դեֆորմացիայի մնացած բաղադրիչները համանման ձևով).

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right], \quad (2.44)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \left[\frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right]:$$

Եթե տեղափոխությունների գրադիենտները փոքր են, ապա քառակուսային անդամները անտեսելով՝ ստացվում են դեֆորմացիայի համար սովորական գծային արտահայտություններ:

Եթե դեֆորմացիաներն ըստ մեծության փոքր են, ապա դժվար չէ ցույց տալ, որ ε_x -ը որոշում է սկզբնական փուլում x առանցքին զուգահեռ հատվածի երկարության փոփոխությունը, իսկ γ_{xy} -ը բնութագրում է սկզբնական փուլում x և y առանցքներին զուգահեռ երկու գծային տարրերի միջև անկյան փոփոխությունը, ինչը ճիշտ է անգամ սկզբնական կոորդինատային առանցքների մեծ տեղաշարժերի և պտույտների հետ կապված շարժումների դեպքում:

Այնուհետև եռաչափ լարվածային վիճակի ընդհանուր դեպքում դուրս են բերվում $\begin{bmatrix} \bar{B} \end{bmatrix}$

և $[K_T]$ մատրիցների համար ոչ գծային արտահայտությունները:

- $[B_L]$ մատրիցի կազմումը:

Եռաչափ լրիվ դեֆորմացիայի վեկտորը ներկայացվում է անվերջ փոքր և մեծ դեֆորմացիաների բաղադրիչների միջոցով [26].

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^0\} + \{\varepsilon^L\}: \quad (2.45)$$

որտեղ

$$\{\varepsilon^0\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix}, \quad (2.46)$$

(2.45) բանաձևի ոչ գծային անդամները հարմար է ներկայացնել այս տեսքով՝

$$\{\varepsilon^L\} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \{\theta_x\}^T & 0 & 0 \\ 0 & \{\theta_y\}^T & 0 \\ 0 & 0 & \{\theta_z\}^T \\ 0 & \{\theta_z\}^T & \{\theta_y\}^T \\ \{\theta_z\}^T & 0 & \{\theta_x\}^T \\ \{\theta_y\}^T & \{\theta_x\}^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\theta_x\} \\ \{\theta_y\} \\ \{\theta_z\} \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} [D] \{\theta\}, \quad (2.47)$$

որտեղ՝ $\{\theta_x\}^T = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial x} \right]$: $[D]$ մատրիցն ունի 6x3 չափողականություն:

$$d\{\varepsilon^L\} = \frac{1}{2} d[D] \{\theta\} + \frac{1}{2} [D] d\{\theta\} = [D] d\{\theta\}: \quad (2.48)$$

Քանի որ $\{\theta\}$ -ն կարելի է արտահայտել $\{q\}$ հանգուցային պարամետրերի և $[N]$ ֆունկցիայի միջոցով, ստացվում է.

$$\{\theta\} = [G]\{q\}, \quad (2.49)$$

$$d\{\varepsilon^L\} = [D][G]d\{q\}, \quad (2.50)$$

$$[B_L] = [D][G]: \quad (2.51)$$

• $[K_T]$ մատրիցի կազմումը:

Հաշվի առնելով, որ $[\bar{B}] = [B_0] + [B_L]$ ստացվում է (2.52) մատրիցը.

$$[\bar{K}] = [K_0] + [K_L] = \int_V [\bar{B}]^T [A] [\bar{B}] dV: \quad (2.52)$$

Տանգենցիալ կոշտության լրիվ մատրիցի ստացման համար անհրաժեշտ է կազմել սկզբնական լարումների $[K_\sigma]$ մատրիցը:

$$[K_\sigma]d\{\sigma\} = \int_V d[B_L]^T \{\sigma\} dV = \int_V [G]^T d[D]^T \{\sigma\} dV: \quad (2.53)$$

Ստացվում է՝

$$d[A]^T \{\sigma\} = \begin{bmatrix} \sigma_x I_3 & \tau_{xy} I_3 & \tau_{xz} I_3 \\ & \sigma_y I_3 & \tau_{yz} I_3 \\ \text{symetric} & & \sigma_z I_3 \end{bmatrix} d\{\theta\} = [M][G]d\{q\}, \quad (2.54)$$

որտեղ I_3 -ը 3×3 չափողականությամբ միավոր մատրից է:

$$[K_\sigma] = \int_V [G]^T [M][G] dV \quad (2.55)$$

որտեղ $[M]$ -ը 9×9 չափողականությամբ մատրից է: $[K_\sigma]$ -ն սիմետրիկ մատրից է:

2.5. Արագընթաց գործընթացներ

Հոծ միջավայրի դինամիկայում առկա են կարճատև անցումային գործընթացներ նկարագրող խնդիրներ, որոնց մի մասը, մասնավորապես, ավտոմոբիլի բախման գործընթացի հետազոտումը, ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության քննարկման առարկա է:

Դիֆերենցիալ հավասարումներում տարբերում են եզրային և սկզբնական պայմաններով խնդիրները [88, 100]: Սկզբնական պայմաններով խնդիրները լուծվում են բացա-

հայտ և ոչ բացահայտ մեթոդներով: Առաջին դեպքում հաշվարկման ժամանակը խնայվում է: Դրան հակառակ՝ այդ դեպքում լուծման ճշտությունը համեմեմատաբար ցածր է ժամանակի շատ մեծ քայլերի դեպքում: Բացահայտ մեթոդներ են անվանում, որովհետև t_{k+1} պահին խնդրի լուծումը հստակ որոշվում է t_k պահի լուծումից: Բացահայտ մեթոդները պարզ են, և լուծման յուրաքանչյուր քայլին կոշտության մատրիցները չեն հակադարձվում:

Ոչ բացահայտ մեթոդում t_{k+1} պահին տրվում է խնդրի ընդհանուր լուծումը: Արագությունների և արագացումների սկզբնական արժեքների օգնությամբ հնարավոր է դառնում գտնել $(k+1)$ -րդ քայլի լուծումը: Ոչ բացահայտ մեթոդով խնդրի լուծումը ժամանակի յուրաքանչյուր քայլի համար շատ բարդ է և աշխատարար, նաև ժամանակի մեծ քայլերի դեպքում լուծումը հասցվում է զուգամիտության:

ANSYS/LS-DYNA-ի կիրառվող լուծման եղանակները հիմնականում համապատասխանում են հավասարումների լուծման բացահայտ եղանակներին, սակայն այն հնարավորություն ունի լրիվ ինտեգրվող տարրերի կիրառմամբ ևս ոչ բացահայտ լուծման մեթոդ օգտագործել:

Ոչ բացահայտ մեթոդները կիրառում են գտել ստատիկ և քվադրատատիկ խնդիրներում: Քվադրատատիկ կարող է լինել միշտ այն դեպքում, երբ առաձգական ուժերը զգալի մեծ են ինեցիայի (դինամիկ) ուժերից: Ոչ բացահայտ ինտեգրման դեպքում ընդունվում է հաստատուն միջին արագացում, և յուրաքանչյուր ժամանակահատվածի համար գնահատվում է տեղափոխությունը:

Բացահայտ մեթոդները լայնորեն կիրառվում են դինամիկ գործընթացներում, հատկապես ոչ գծային դինամիկայի գործընթացներում (հարվածի խնդիր): Ըստ ժամանակի ինտեգրումն ընթանում է դիֆերենցիալ մեթոդով: Կոշտության մատրիցը չի հակադարձվում, որը ոչ գծային խնդիրներում հաշվարկման ժամանակի տեսակետից մեծ առավելություն է տալիս: Հակադարձվում է միայն զանգվածների մատրիցը, որը, որպես կանոն, անհամեմատ շատ նեղ է (ժապավենային մատրից)։

$$\vec{a}(t) = M^{-1} \cdot \left(\vec{F}_{\text{ext}}(t) - \vec{F}_{\text{int}}(t) \right): \quad (2.56)$$

Այստեղ $\vec{F}_e(t)$ -ը արտաքին ուժերն են: $\vec{F}_{int}(t)$ -ը ներքին ուժերն են, որոնք կազմվում են լարումներից, կոնտակային ուժերից և այսպես կոչված «Hourglass» ուժերից.

$$\vec{F}_{int}(t) = \vec{F}_\sigma(t) + \vec{F}_{contact}(t) + \vec{F}_{hourgl}(t) \quad (2.57)$$

Արագությունների և տեղափոխությունների գնահատման համար օգտագործվում են հետևյալ բանաձևերը.

$$\begin{aligned} \vec{v}\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) &= \vec{v}\left(t - \frac{1}{2}\Delta t\right) + \vec{a}(t)\Delta t, \\ \vec{u}\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) &= \vec{u}\left(t - \frac{1}{2}\Delta t\right) + \vec{v}(t)\Delta t : \end{aligned} \quad (2.58)$$

Նշված հավասարումների մեջ Δt -ն կարող է փոփոխվել:

Խնդիրների բացահայտ լուծման եղանակի կիրառման ընթացքում՝ ժամանակային քայլին համապատասխան, երկրաչափական տվյալները թարմացվում են:

Խնդիրների լուծման ժամանակ հավասարումների ինտեգրման արդյունավետ մեթոդի ճիշտ ընտրության նպատակով հավելված 1-ում կատարված է օգտագործվող ծրագրային փաթեթներում կիրառվող ինտեգրման եղանակների միջև համեմատական վերլուծություն:

2.6. Կիրառվող վերջավոր տարրերի հիմնական տեսակները

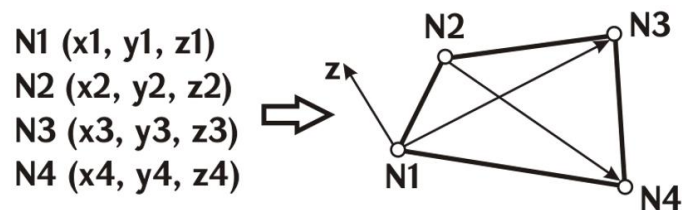
Ավտոմոբիլների թափքերի կառուցվածքների վերջավոր տարրերի մանրամասն մոդելների մշակումը կատարվում է՝ հիմնականում օգտվելով թաղանթե տարրերից, որոնք հնարավորություն են տալիս ավելի ճշգրիտ նկարագրել բարակապատ թերթային տարրերի բնութագրերը: ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթում գոյություն ունեն թաղանթավոր վերջավոր տարրերի տարբեր տեսակներ:

Ոչ բացահայտ ինտեգրման եղանակի կիրառմամբ խնդիրների լուծման համար օգտագործվել է Shell181 թաղանթային տիպի գրադարանային վերջավոր տարրը: Նշված մե-

թողով խնդիրները լուծելու ընթացքում կիրառվել են նաև Conta և Targe տիպի գրադարանային վերջավոր տարրերը [18, 19]: Նշված վերջավոր տարրերի հիմքում ընկած տեսական առնչությունները հնարավորություն են տալիս ANSYS ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ կատարել մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության հաշվարկներ:

Բացահայտ ինտեգրման եղանակի կիրառմամբ խնդիրների լուծման համար օգտագործվել է Shell163 թաղանթային տիպի գրադարանային վերջավոր տարրը: Օգտագործվել են նաև Conta և Targe գրադարանային կոնտակտային տարրերը: Shell163-ի հիմքում ընկած առնչությունները հնարավորություն են տալիս լուծել մեծ դեֆորմացիաներով և արագընթաց գործընթացներին համապատասխան խնդիրներ, մասնավորապես՝ այն լայնորեն կիրառվում է հարվածային դինամիկայի խնդիրներում: Shell163 գրադարանային տարրում կիրառվում է Բելիչկոյի-Լինի-Տայայի ինտեգրման մեթոդը [86, 100]:

Ներկայացվող ատենախոսությունում հիմնականում օգտագործվել են ոչ լրիվ ինտեգրման ֆունկցիայով Բելիչկոյի-Լինի-Տայայի տարրերը, որոնք հաշվարկների ժամանակ պահանջում են ավելի քիչ մեքենայական ժամանակի ծախս, քան լրիվ ինտեգրման ֆունկցիայով համանման տարրերը: Տվյալ տարրերն ունեն թվային կայունության հատկություններ, քանի որ դրանց զգալի կորացումը $150^\circ \dots 180^\circ$ անկյան տակ չի հանգեցնում հաշվարկների ընթացքի ընդհատման [100]:



Նկ. 2.8. Տարրական քառահանգույց թաղանթային տարր

Թաղանթները գործնականում առաջադրվում են այնպիսի տարրերով, որոնց մակերևույթը որոշվում է հանգույցների միջոցով (նկ. 2.8): Այդ դեպքում տարրի մակերևույթը ձևավորվում է ի հաշիվ գծային միջարկման: Տարրի բոլոր կողերը ուղիղ գծեր են: Տարրի մակերևույթը կլինի հարթ, եթե բոլոր չորս կողերն ընկած են մեկ հարթությունում:

Ավտոմոբիլի թափքի թաղանթային տարրի կորագիծ երկրաչափական մակերևույթը մոտարկվում է վերջավոր տարրի բազմանկյուն մակերևույթով անգամ այն դեպքում, երբ

բոլոր հանգույցներն ընկած են այդ մակերևույթի վրա: Դրա մակերևույթի մոտարկումը կատարվում է թաղանթի կամայական կետի կոորդինատների հաշվարկման օգնությամբ՝ որպես 4 (կամ 3) հանգույցներում կոորդինատներից երկգծային ֆունկցիա [100]:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = N_1 \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} + N_2 \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} + N_3 \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix} + N_4 \begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \\ z_4 \end{pmatrix} : \quad (2.59)$$

$$N_1 = a_1 + b_1x + c_1y + d_1xy ,$$

$$N_2 = a_2 + b_2x + c_2y + d_2xy , \quad (2.60)$$

$$N_3 = a_3 + b_3x + c_3y + d_3xy ,$$

$$N_4 = a_4 + b_4x + c_4y + d_4xy :$$

Թաղանթային տարրերի հետ կապված բոլոր գործողությունները կատարվում են տեղային կոորդինատների համակարգում: Դեֆորմացիաները, դեֆորմացիաների արագությունները և լարումները սովորաբար որոշվում են միայն կոորդինատների այդ համակարգում: Փոքր տեղաշարժերի դեպքում տեղային կոորդինատային համակարգը որոշվում է մեկ անգամ առաջին ցիկլի ընթացքում և համապատասխանում է թաղանթե տարրի չդեֆորմացված տեսքին: Մեծ տեղաշարժերի դեպքում տեղային կոորդինատային համակարգը յուրաքանչյուր ցիկլի ընթացքում վերահաշվարկվում է թաղանթային տարրի ընթացիկ երկրաչափության հիման վրա: Տեղային z առանցքը որոշվում է տարրի երկու անկյունագիծ-վեկտորների վեկտորական արտադրյալով: Որպես տեղային կոորդինատային համակարգի սկզբնակետ՝ սովորաբար ընտրվում է N_1 առաջին հանգույցը:

Կառուցվածքի կոշտության ճշգրիտ ներկայացման համար տարրի հարթությունում ծռման դեպքում անհրաժեշտ է օգտագործել նվազագույնը 3 տարր՝ ոչ լրիվ ինտեգրմամբ այնտեղ, որտեղ փոփոխվում են մոդելի կորացումները (ճկվածքները), բեռնվածքները, եզրային պայմանները, միացումները և այլն:

Արդյունքների հավաստիությունը զգալի չափով կախված է մոդելի տարրերի չափերից: Թափքի կառուցվածքների հարվածային բեռնավորման ոչ գծային գործընթացը մոդելավորվում է բացահայտ ինտեգրման մաթեմատիկական սխեմաներով: Ժամանա-

կային քայլը որոշվում է որպես նվազագույն կայուն քայլ՝ ցանցի կամայական դեֆորմացված վերջավոր տարրի համար: Դրա մեծությունը բավարարում է Կուրանտ-Ֆրիդրիխս-Լեվիի պայմանին, որով որոշվում է լուծման կայուն քայլը տարրի համար:

$$\Delta t = \frac{l_c}{c}, \quad (2.61)$$

որտեղ l_c -ն տարրի բնութագրիչ գծային չափն է, c -ն ձայնի արագությունն է տարրում:

Տվյալ պայմանին համապատասխան ժամանակի քայլը պետք է ավելի փոքր լինի տարրով գրգռման ալիքի անցման ժամանակից [100]:

Ձողային տարրի համար ձայնային ալիքի արագությունը որոշվում է.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (2.62)$$

որտեղ E -ն Յունգի մոդուլն է, ρ -ն՝ նյութի խտությունը:

Թաղանթային տարրի համար ձայնային ալիքի արագությունը որոշվում է ներքոհիշյալ արտահայտությամբ.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\mu^2)}}, \quad (2.63)$$

որտեղ μ -ն Պուասսոնի գործակիցն է:

Եռաչափ միջավայրում ձայնի արագությունը կարող է որոշվել.

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}}: \quad (2.64)$$

Թաղանթային տարրի համար բնութագրիչ չափը տրվում է լռելայն (default) և հավասար է տարրի մակերեսի ու տարրի ամենամեծ կողի երկարության հարաբերությանը.

$$\text{քառահանգույց տարրի համար } l_c = \frac{A}{\max(L_1, L_2, L_3, L_4)}, \quad (2.65)$$

$$\text{եռահանգույց տարրի համար } l_c = \frac{A}{\max(L_1, L_2, L_3)}: \quad (2.66)$$

Տարրի նվազագույն չափի սահմանափակումը այն կարևոր խնդիրներից մեկն է, որը ծագում է ՎՏՄ-ով ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության գնահատման ժամանակ:

Եզրակացություններ

1. Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի ամրության և անվտանգության խնդիրների լուծման համար հիմնավորվել են ՎՏՄ-ի կիրառման առավելությունները և ներկայացվել՝ նշված մեթոդում օգտագործվող հիմնական առնչություններն ու հավասարումները: Քննարկվող խնդիրների լուծման ժամանակ օգտագործվող ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթների հնարավորությունների քննարկման արդյունքում ապացուցվել է, որ Shell181 գրադարանային վերջավոր տարրը նպատակահարմար է կիրառել տարածական բարդ կառուցվածքով թափքերի ամրության հաշվարկներ իրականացնելիս՝ ստատիկ բեռնավորումների տակ, իսկ Shell163-ը՝ բարձր ոչ գծայնությամբ ուղեկցվող դեֆորմացվող թափքերի հաշվարկների ժամանակ՝ դինամիկ, կարճաժամկետ բեռնավորումների դեպքում:
2. ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթներում կրող թափքերի բաղկացուցիչ տարրերի միջև հպման իրական պայմանների մոդելավորման համար նպատակահարմար է կիրառել Conta և Targe գրադարանային վերջավոր տարրերը:
3. Ավտոմոբիլի կրող թափքի բախման ժամանակ ի հայտ են գալիս ֆիզիկորեն ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացներ, որոնց հետազոտման համար կիրառում են նյութերի պլաստիկության հոսունության տեսությունից հայտնի ֆիզիկական հավասարումները: Ըստ նշված հավասարումների կապեր են հաստատվում դեֆորմացիաների արագությունների և լարումների բաղադրիչների միջև: Կառուցվածքային տարրերում ոչ գծային դեֆորմացիաների հաշվարկման ընթացքում նյութի հատկությունները և ամրացումը հաշվի են առնվում դրա դեֆորմացման դիագրամի օգնությամբ, որի նկատմամբ Նյուտոն-Ռաֆսոնի եղանակով մոտարկում է կատարվում: Կապը տեղափոխության հետ արտահայտվում է նյութը բնութագրող կորի շոշափողի օգնությամբ:

ANSYS ծրագրային փաթեթում Նյուտոն-Ռաֆսոնի մեթոդը հնարավորություն է տալիս կառուցվածքը բեռնավորող ուժը առաջադրել քայլերով: Բեռնավորման յուրաքանչյուր քայլ բաժանվում է ենթաքայլերի: Տվյալ բեռնավորման քայլի համար

ունենալով ազդող ուժի արժեքը՝ կատարվում է մոտարկում: Առաջին ենթաքայլի ավարտին հայտնի է դառնում քննարկվող կետի տեղաշարժը: Նյութի դեֆորմաց-ման դիագրամից ստացվում է ենթաքայլի վերջում ազդող ուժի քայլի մեծությունը: Գործընթացը կրկնվում է՝ առաջադրելով շոշափողի նոր արժեք՝ տվյալ կետին համապատասխան. կատարվում է մոտարկում: Բեռնավորման առաջին քայլն ավարտելուց հետո առաջադրվում է դրա հաջորդ քայլը, որն իրականացվում է ենթաքայլերի միջոցով:

4. Մարմնի դեֆորմացման գործընթացը դինամիկ կարճաժամկետ փոխազդեցությունների ընթացքում հարմար է ներկայացնել որպես դրա կետերի շարժման գործընթաց, իսկ խնդրի լուծումը փնտրել հաջորդաբար՝ հանգուցային կետերի տեղափոխությունների տեսքով, ժամանակի որոշակի չափով աճին համապատասխան: Ոչ գծային հավասարումներում հաճախ միակի լուծումը բացակայում է, և որոշվածը պարտադիր չէ՝ լինի որոնելին: Ճիշտ պատասխանը ստանալու համար անհրաժեշտ է կիրառել փոքր աճերի եղանակը և հստակ ներկայացնել խնդրի ֆիզիկական իմաստը:
5. Արդյունքների հավաստիությունը զգալի չափով կախված է մոդելի տարրերի չափերից: Թափքի կառուցվածքների հարվածային բեռնավորման ոչ գծային գործընթացը մոդելավորվում է բացահայտ ինտեգրման մաթեմատիկական սխեմաներով: Ժամանակային քայլը որոշվում է որպես նվազագույն կայուն քայլ՝ ցանցի կամայական դեֆորմացված վերջավոր տարրի համար: Դրա մեծությունը բավարարում է Կուրանտ-Ֆրիդրիխս-Լեվիի պայմանին, որը որոշում է լուծման կայուն քայլը տարրի համար:

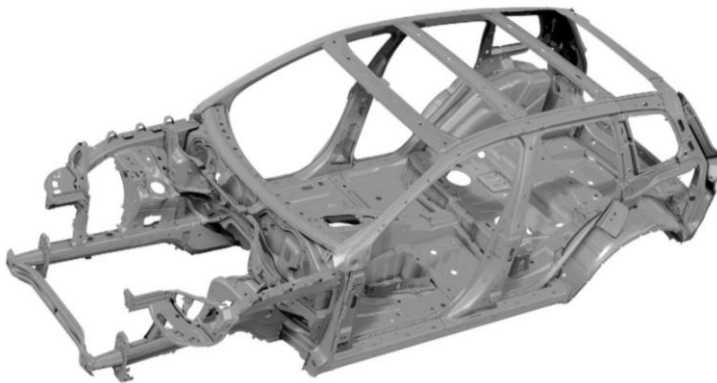
ԳԼՈՒԽ 3. ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԵՎ ԴՐԱ ԲԱՂԿԱՑՈՒՑԻՉ ՏԱՐՐԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ՄՈԴԵԼՆԵՐԻ ՄՇԱԿՈՒՄԸ

3.1. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության և կոշտության գնահատումը վերջավոր տարրերի մեթոդով

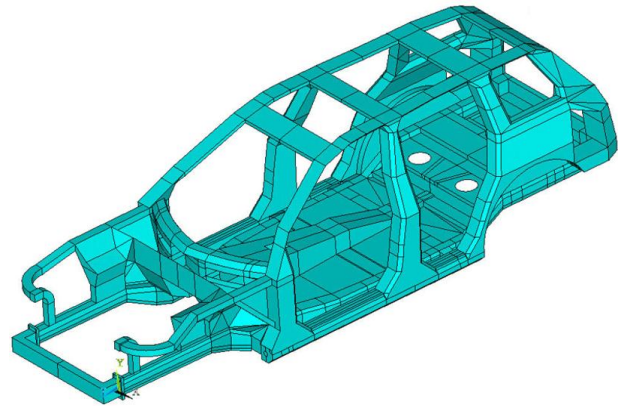
Մարդատար ավտոմոբիլների կրող համակարգերն ավտոմոբիլի շահագործման ընթացքում իրենց վրա են կրում ինչպես ավտոմոբիլի սեփական և օգտակար զանգվածներով պայմանավորված, այնպես էլ ճանապարհային մակերևույթի խորդուբորդությունների հետևանքով առաջացող բեռնվածքները, որոնք ունեն փոփոխման լայն միջակայք [4]: Կրող թափքերը պետք է ապահովեն իրենց վրա տեղակայված ագրեգատների և հանգույցների փոխադարձ ճիշտ դասավորությունը [43]: Ուստի նախագծման ընթացքում դրանց ներկայացվում են անհրաժեշտ կոշտություն և ամրություն ապահովելու խիստ պահանջներ, որոնց համար կարևոր նշանակություն ունեն թափքում օգտագործվող նյութի ճիշտ ընտրությունը, կրող համակարգի կառուցվածքային առանձնահատկությունները և այլ գործոններ: Կրող համակարգն ավտոմոբիլի առավել պատասխանատու, պատրաստման տեսակետից դժվար, մետաղատար և թանկ համակարգերից է, որը կազմում է ավտոմոբիլի լրիվ զանգվածի և արժեքի գերակշիռ մասը: Այն էապես ազդում է ավտոմոբիլի շահագործական հատկությունների վրա [36]:

Սույն ենթաբաժնում, Volkswagen Touareg 2010 մոդելի ավտոմոբիլի օրինակով բարձրացված անցողականությամբ մարդատար ավտոմոբիլի կրող համակարգի համար կատարվում է ամրության և կոշտության գնահատում: Այդ նպատակով ՎՏՄ-ի կիրառմամբ մշակվել է հաշվարկային մոդել և ծրագիր [42, 112], որտեղ առկա են կառուցվածքային փոփոխությունների իրականացման (թափքի տարրերի կառուցվածքների ձևի, չափերի և նյութերի) առաջարկի հնարավորություններ: Բարձրացված անցողականությամբ մարդատար ավտոմոբիլի կրող համակարգի հաշվարկման մոդելի մշակման ընթացքում կիրառվել է ANSYS 12.1 ծրագրային փաթեթը: Թափքի ամրությունը և կոշտությունը գնահատելու

համար հաշվի են առնվել դրա արտաքին տեսքը, չափերը և առկա կառուցվածքային առանձնահատկությունները (նկ. 3.1):



Նկ. 3.1. Volkswagen Touareg 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի արտաքին տեսքը

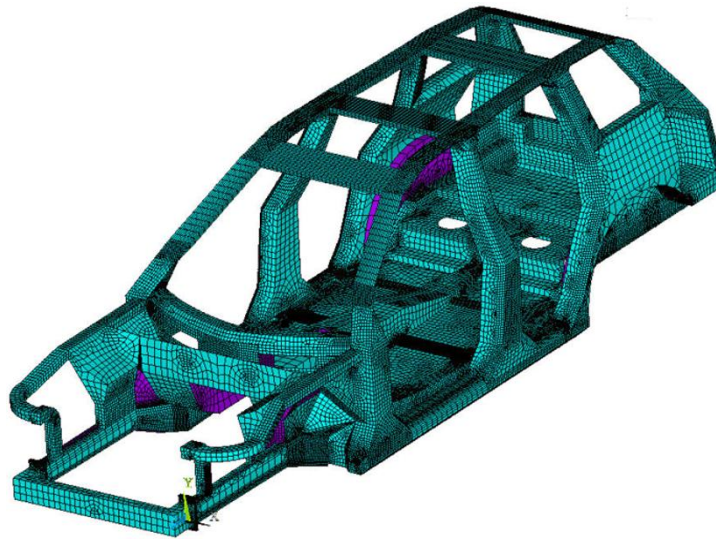


Նկ. 3.2. Volkswagen Touareg 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի տարածական սխեման

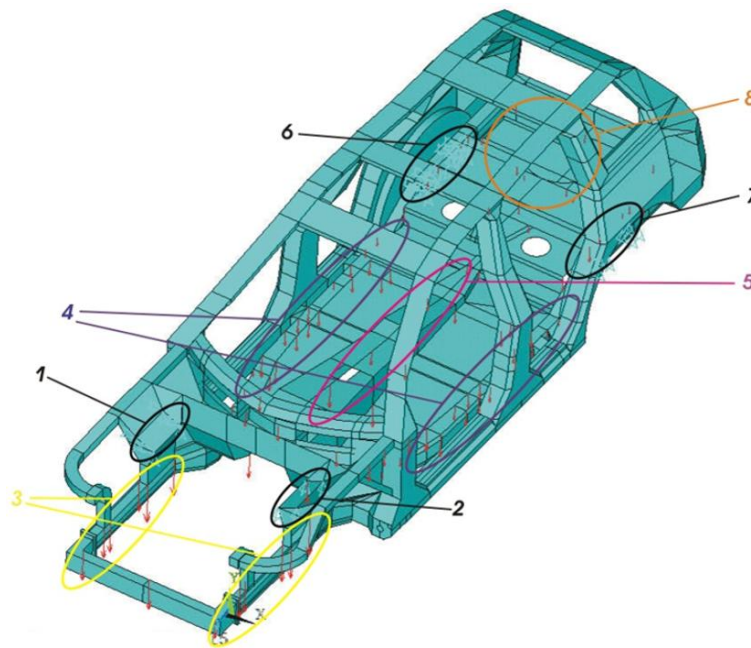
Նկ. 3.2-ում պատկերված է կրող թափքի բարդ տարածական սխեման, որը բաժանվել է ANSYS ծրագրային փաթեթում օգտագործվող Shell181 տեսակի [7] թաղանթային վերջավոր տարրերի ցանցի (նկ. 3.3):

Թափքը բեռնավորվել է Volkswagen Touareg 2010 մոդելի ավտոմոբիլի համապատասխան ագրեգատների և օգտակար բեռներով պայմանավորված բեռնվածքներով [140], որոնց տեղակայման դիրքերը սխեմատիկորեն պատկերված են նկ. 3.4-ում:

Բեռնվածքներն առաջադրելու համար նախատիպից վերցվել են ավտոմոբիլի շարժիչի, փոխանցումների տուփի, բաշխիչ տուփի, կարդանային փոխանցման, սրահի նստարանների սեփական զանգվածները, ինչպես նաև ավտոմոբիլի լրիվ բեռնավորմանը համապատասխան բեռնվածքները (վարորդի, ուղևորների, պահեստային անվի և ուղեբեռի կշիռները) առաջադրելու համար: Մնացած դետալների և ագրեգատների ազդեցությունը հաշվի չի առնվում, քանի որ դրանց զանգվածը համեմատաբար փոքր է: Թվարկած բեռնվածքների համար որպես ազդման կետեր վերցվել են թափքում վերջավոր տարրերի միացումներին համապատասխանող հանգույցները:



Նկ. 3.3. Թափքի վերջավոր տարրերի ցանցի բաժանման մոդելը



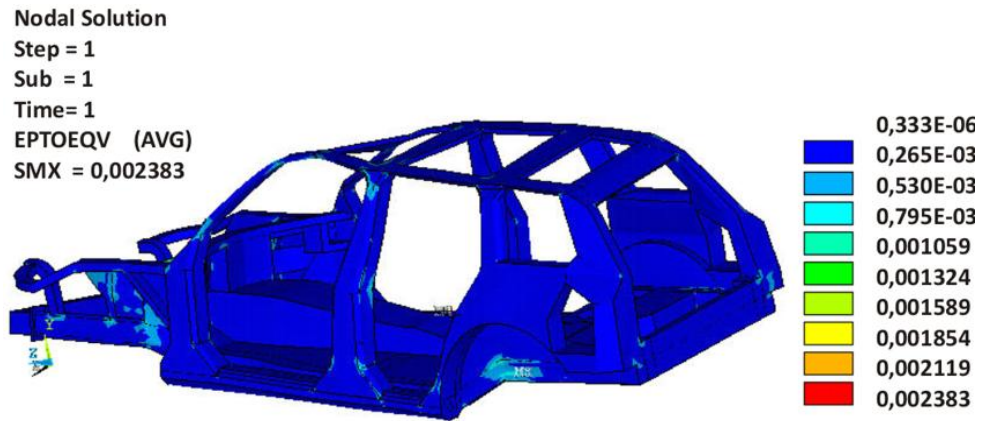
Նկ. 3.4. Թափքի վրա ազդող բեռնվածքների տեղակայման դիրքերի սխեման.

1 –ը առջևի աջ առաձգական տարրի հիմքն է, 2 –ը՝ առջևի ձախ առաձգական տարրինը, 3 –ը շարժիչի և հովացման ռադիատորների բեռնվածքներն են, 4 –ը՝ վարորդի, ուղևորների և նրանց նստարաններինը, 5 –ը՝ վարորդի, ուղևորների, նրանց նստարանների, ինչպես նաև փոխանցման տուփի և բաշխիչ տուփինը, 6 –ը հետևի աջ առաձգական տարրի հիմքն է, 7–ը՝ հետևի ձախինը, 8–ը պահեստային անվի և ուղեբեռի բեռնվածքներն են

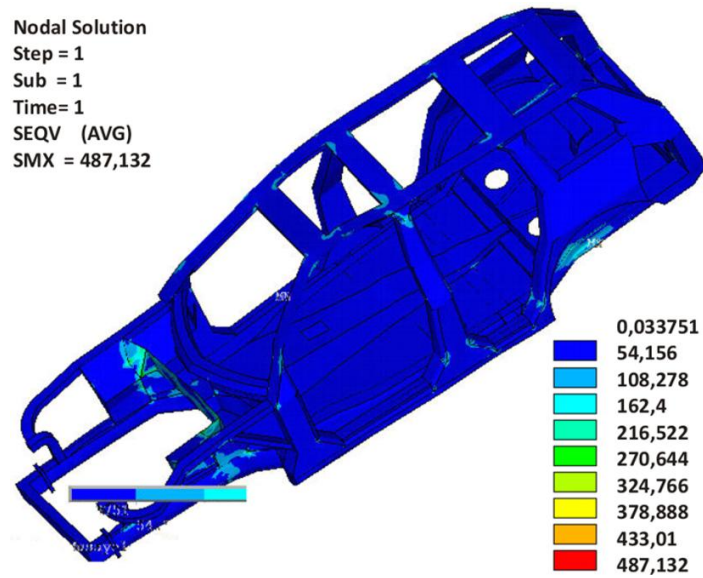
Շարժիչի, հովացման ռադիատորների, փոխանցման և բաշխիչ տուփերի զանգվածները միասին կազմում է 300 կգ կամ 2940 Ն: Այսպիսով, ստեղծած բեռնվածքը նշելու համար դրանց ընդհանուր կշիռը բաժանում ենք ազդման կետերի քանակին: Յուրաքանչյուր կետում ազդող ուժը կլինի 170 Ն: Մարդու միջին զանգվածը համարվել է 75 կգ, առջևի յուրաքանչյուր նստարանինը՝ 25 կգ, վարորդի և առջևի ուղևորի ու նրանց նստարանների ընդհանուր բեռնվածքը՝ 1960 Ն: Յուրաքանչյուր կետում ազդող ուժը կլինի 145 Ն: Հետևի նստարանի սեփական զանգվածը 30 կգ է, այն նախատեսված է երեք հոգու համար, ուստի այդտեղ ազդող գումարային զանգվածից առաջացող բեռնվածքը կլինի 2499 Ն, որի ազդման մեծությունը յուրաքանչյուր հանգույցում՝ 180 Ն: Պահեստային անվի և ուղեբեռի զանգվածն ընդունվում է 70 կգ: Դրանց կողմից յուրաքանչյուր հանգույցում ազդող ուժը կլինի 55 Ն:

Ճանապարհային և շահագործական պայմաններին համապատասխան՝ հետազոտվել են թափքում և դրա բաղկացուցիչ տարրերում լարվածադեֆորմացիոն վիճակները: Քննարկվել է երեք դեպք. ա) ավտոմոբիլը շահագործվում է հարթ ճանապարհին, ուղղահայաց բեռնվածքներն ազդում են ստատիկորեն, բ) ավտոմոբիլը շահագործվում է խորդուբորդ ճանապարհին, ուղղահայաց բեռնվածքներն ավտոմոբիլի երկայնական առանցքի նկատմամբ ազդում են սիմետրիկ, դինամիկորեն, գ) ավտոմոբիլը շահագործվում է խորդուբորդ ճանապարհին, ավտոմոբիլի առջևի անիվներից մեկը ավտոմոբիլի մնացած անիվների նկատմամբ ուղղահայաց ուղղությամբ դեպի վեր է տեղաշարժվել 200 մմ: Հաշվարկման արդյունքները ցույց են տալիս, որ նշված դեպքերից առավել բեռնավորվածը կրող թափքի ոլորումն է: Նկ. 3.5 -ում ներկայացված է առաջադրված ոլորման պայմանների դեպքում թափքում առաջացող $\varepsilon_{\text{համ}}$ համարժեք դեֆորմացիայի ($\varepsilon_{\text{համ}} = \varepsilon_i$) բաշխումը, որը որոշվում է (2.21) բանաձևով:

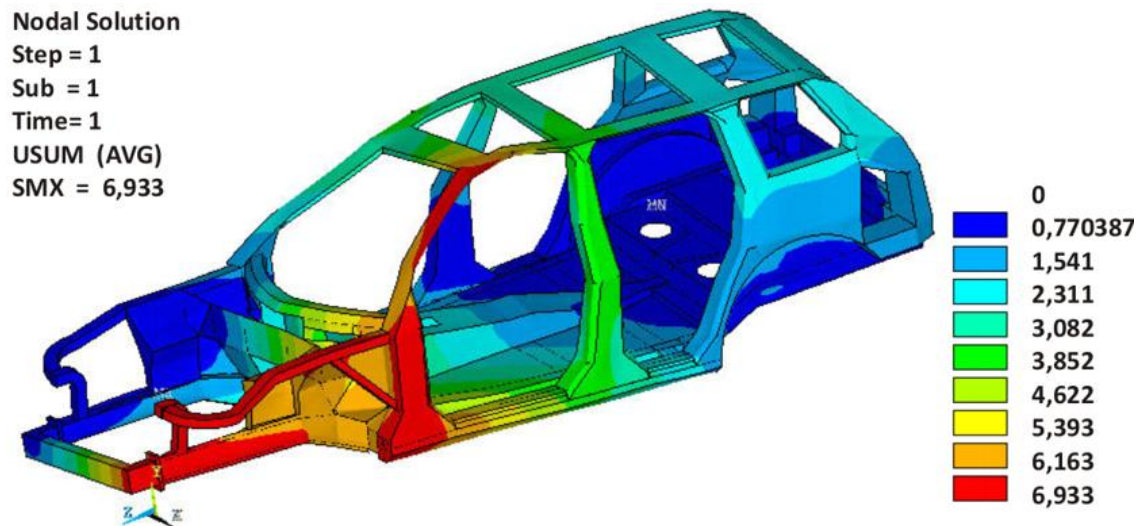
Նկ. 3.6-ում ներկայացված է ոլորման դեպքում թափքում առաջացող $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների (Միգեսի լարումը) բաշխումը: Համարժեք ($\sigma_{\text{համ}} = \sigma_i$) լարումը որոշվում է (2.20) բանաձևով:



Նկ. 3.5. Թափքի տարրերի $\varepsilon_{\text{համ}}$ համարժեք դեֆորմացիայի բաշումը



Նկ. 3.6. Թափքում առաջացող $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների բաշխումը, ՄՊա



Նկ. 3.7. Թափքի տարրերի $u_{\text{համ}}$ տեղափոխությունները

Նկ. 3.6-ում ներկայացված է թափքի կետերի $u_{\text{համ}}$ համարժեք տեղափոխությունների բաշխումը ոլորման դեպքում: $u_{\text{համ}}$ համարժեք տեղափոխությունը որոշվում է ներքոհիշյալ բանաձևով.

$$u_{\text{համ}} = \sqrt{(u_x)^2 + (u_y)^2 + (u_z)^2} : \quad (3.1)$$

Հաշվարկման արդյունքները ցույց են տալիս, որ առաջադրված բեռնավորումների դեպքում թափքում առաջացող լարումները գտնվում են առաձգականության սահմաններում. դրանց առավելագույն մեծությունը 487,132 ՄՊա է: Թափքի առավելագույն բեռնավորված տեղամասերում կիրառված է բարձրամուր պողպատ, որի հոսունության սահմանը 600 ՄՊա է:

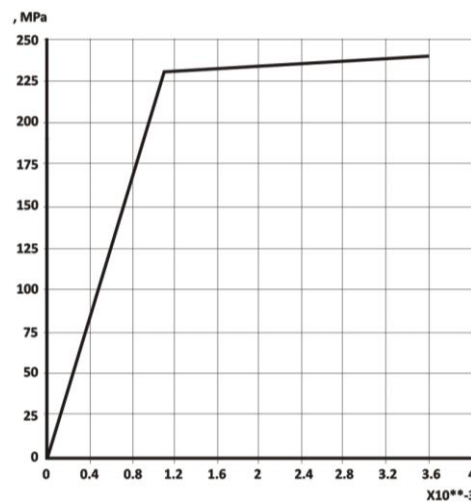
3.2. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը

Մարդատար ավտոմոբիլի բամպերը մեծ դեր ունի ժամանակակից ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման գործում: ՃՏՊ-ների ընթացքում բամպերի կրած բեռնավորումը ճակատային տարբեր հարվածների դեպքում մասնակիորեն մարվում է մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի առջևի երկայնական ծողերում կիրառված էներգակլանիչների տեղային մեծ դեֆորմացիաների առաջացմամբ [14, 35]: Լայն կիրառում են գտել բարակապատ թաղանթներով, տարբեր պրոֆիլներով և բարձր մեխանիկական հատկություններով մետաղներից պատրաստված բամպերներն ու դրանց բաղկացուցիչ տարրերը:

Ստորև ներկայացվում է Volkswagen Touareg 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի և էներգակլանիչների ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդելը: Բերված սխեմայում քննարկվում է բեռնվածքի ազդման քվադրատատիկ խնդիրը, որի լուծման ընթացքում դիտարկվում են փոքր առաձգապլաստիկ դեֆորմացիաներ [6]:

Ավտոմոբիլի առջևի բամպերին դինամիկ բեռնվածքի ազդման խնդիրը ներկայացված է ատենախոսության գլուխ չորսում, իսկ դրա լուծման ընթացքում կիրառված հնարքները՝ այս գլխում:

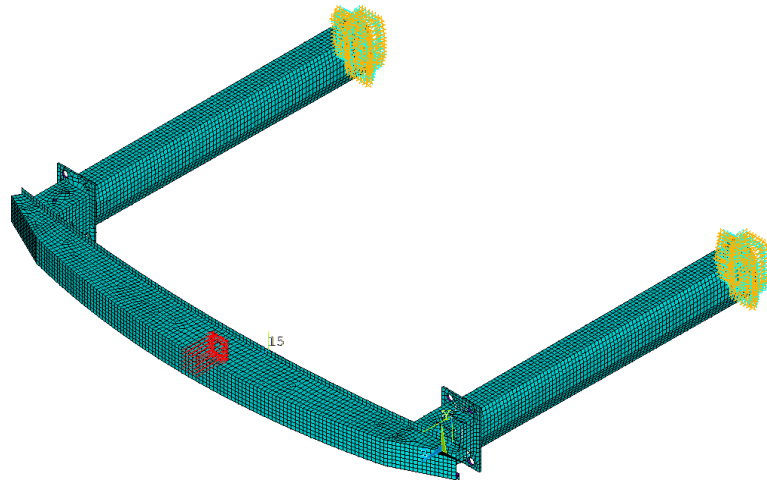
Հաշվարկային մոդելը մշակվել է ՎՏՄ-ի հիման վրա ստեղծված ANSYS 12.1 ծրագրային միջավայրում: Մոդելի մշակման ընթացքում օգտագործվել են կրող թափքի առջևի հատվածամասի բաղկացուցիչ տարրերի չափերը, ինչպես նաև էներգակլանիչը առջևի լոնժերոնի հետ միացման սխեման: Մոդելավորման ժամանակ օգտագործվել է թաղանթային տիպի Shell181 գրադարանային տարրը, որը հնարավորություն ունի հաշվի առնելու մեծ դեֆորմացիաները [19], ինչպես նաև նյութի ոչ գծային հատկությունները (նկ. 3.8): Ներկայացված կառուցվածքի էներգակլանիչները պատրաստված են 15կո թերթային պողպատից (ГОСТ 19903-74), որի հոսունության սահմանը 230 ՄՊա է [62]: Բամպերը պատրաստված է Steel MBW 1900 մակնիշի ջերմամշակմամբ պատրաստված գերամուր պողպատից ($\sigma_{\text{հս}}=1000$ ՄՊա), առջևի լոնժերոնները՝ Complex Phase Steel 800 Y600 մակնիշի բարձրամուր պողպատից ($\sigma_{\text{հս}}=600$ ՄՊա): Էներգակլանիչի նյութի բնութագրի մոդելավորման ժամանակ հաշվի է առնվում նաև նյութի ամրացումը:



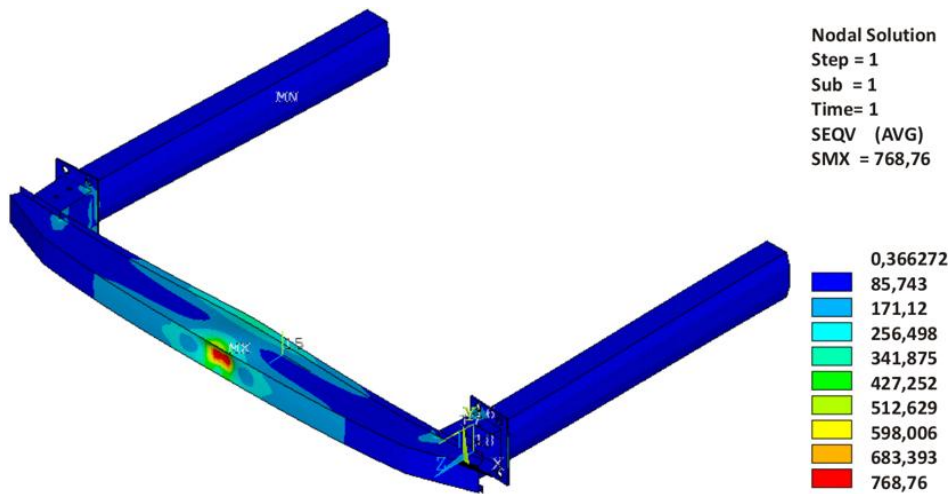
Նկ. 3.8. Պլաստիկ դեֆորմացվող էներգակլանիչի նյութի դեֆորմացման դիագրամը

Քննարկվող կառուցվածքի հաշվարկման սխեմայում վերջավոր տարրերի ցանցը բաղկացած է անհրաժեշտ նվազագույնի հասցված չափերով քառանկյուններից, որով ապա-

հովվում է հաշվարկման բարձր ճշտություն (նկ. 3.9): Նկ. 3.9-ում պատկերված են նաև խնդրի հենարանային պայմանները և առաջադրվող բեռնավորման մեկ դեպք: Մոդելն ունի տարբեր սխեմաներով բեռնավորման կիրառման հնարավորություն [6]:



Նկ. 3.9. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի բամպերի, էներգակլանիչների և առջևի լոնժերոնների հաշվարկային մոդելը



Նկ. 3.10. Կառուցվածքի դեֆորմացված տեսքը և համարժեք լարումների բաշխումը, ՄՊա

Լոնժերոնի հետ էներգակլանիչի միացման տեղամասում կցվող դետալների միջև նախատեսված համան փոփոխվող պայմանները հաշվի են առնվում Conta և Targe տեսակի գրադարանային վերջավոր տարրերի օգտագործմամբ: Բեռնավորման ընթացքում դետալների պլաստիկ դեֆորմացման գործընթացը հաշվի է առնվում հավասարումների լուծ-

ման ընթացքում Նյուտոն-Ռաֆսոնի մոտարկման մեթոդի կիրառմամբ՝ ատենախոսության 2.3 ենթաբաժնին համապատասխան:

Ըստ բերված սխեմայի՝ երկայնական ձողերի աջ ծայրերն անշարժացված են: Բամպերի վրա ազդող ուժերի կիրառման տիրույթները ցուցադրված են կարմիր գույնով: Բամպերը, թափքի երկայնական ձողերի համեմատ ունի բարձր ամրություն, որը դրա առավելապես առաձգական դեֆորմացման հնարավորության հիմքն է: Խնդրի լուծման ընթացքում կիրառվել են փոքր բեռնավորման դեպքեր:

Նկ. 3.10-ում պատկերված է թափքի առջևի երկայնական ձողերի և բամպերի դեֆորմացված տեսքը: Գունային բաշխմամբ պատկերված են $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք (Միզեսի) լարման տեղամասերը: Հաշվարկային մոդելը հնարավորություն է տալիս որոշել նաև հանգույցի դեֆորմացիաների բաշխումները, առավել բեռնավորված և դեֆորմացված տեղամասերը, կատարել ամրության և կոշտության գնահատում:

Քննարկվող մոդելում բեռնավորումն առաջադրվել է մանր քայլերի աստիճանական աճով, որը հնարավորություն է տվել անհրաժեշտ ճշտությամբ հաշվի առնել նյութի ոչ գծային դեֆորմացման ընթացքը: Քվազիստատիկ պայմաններով բեռնավորման ոչ գծային դեֆորմացման խնդրի ներկայացված լուծման ընթացքը հնարավորություն է տալիս կիրառված հնարքները հետազայում օգտագործել հարվածային բեռնավորման խնդիրների լուծման ժամանակ, որը դիտարկվել է գլուխ 4-ում:

3.3. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի էներգակլանիչի («քրաշ-բոքս») առանցքային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը և էներգակլանիչ հատկության գնահատումը

Հարվածային բեռնվածքների տակ լայնական տարբեր հատույթներով բարակապատ ձողերի առանցքային սեղմման դեպքում պլաստիկ ձևափոխման աշխատանքը լայնորեն կիրառվում է մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերում վթարային բեռնվածքների դեպքում բախման կինետիկ էներգիայի մի մասի մարման համար:

Պատի h հաստությամբ, միջին մակերևույթի R շառավղով, Յունգի E մոդուլով և Պուասսոնի μ գործակցով գլանական առաձգական թաղանթի կայունության տեղային կորստի դեպքում ալիքի L երկարությունը որոշվում է (3.2) բանաձևով [48].

$$L = 2\pi^4 \sqrt{\frac{R^2 h^2}{12(1 - \mu^2)}} : \quad (3.2)$$

Սեղմված ձողերի կայունության տեսական խնդիրն առաջին անգամ լուծել է Էյլերը: Որոշել է կրտիկական ուժերը և լարումները, որոնք տանում են կայունության կորստին: Սակայն այդ լուծումը ճիշտ է միայն մինչև համեմատականության սահմանը ($\sigma_{\text{համեմ}}$) սեղմման դեպքում, որը սահմանափակում է դրա կիրառելիությունը միայն երկար ճկուն ձողերի համար, որոնց ճկունությունը՝ $\lambda \geq 100$: Ձողերի համար, որոնք աշխատում են առաձգականության սահմաններից բարձր ($\lambda < 100$), սովորաբար օգտագործվում է Տ. Կարմանի, Ֆ.Ս. Յասինսկու փորձարարական բանաձևը [67]: Նրանք հետազոտություններով ցույց են տվել, որ կարճ կոշտ և հոծ ձողերի համար, որոնց $\lambda < 60$, կրտիկական լարումը պողպատի հոսունության սահմանն է:

Վերլուծական մեթոդով կրտիկական ուժի որոշման Էյլերի բանաձևն ունի հետևյալ տեսքը.

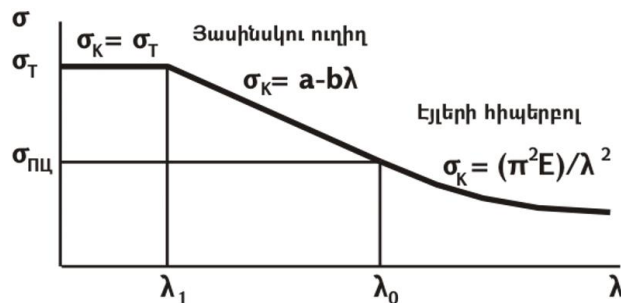
$$P_{\text{քրտ}} = \frac{\pi^2 EI}{(\nu L)^2}, \quad (3.3)$$

որտեղ E -ն ձողի նյութի առաձգականության մոդուլն է (պողպատի համար $E = 2,1 \times 10^5 \text{ ՄՊա}$), ν -ն երկարության գործակից է, որը կախված է ձողի եզրային հատույթների միացումներից (երկու հողակապերի դեպքում $\nu = 1$): Նույն ձողի համար կայունության ոչ գծային վերլուծության արդյունքներից հետևում է, որ բեռնավորումն աստիճանական ձևով մեծացվում է: $\lambda < \lambda_0$ ձողերի համար Էյլերի բանաձևը տալիս է կրտիկական բեռնավորումների արժեքները, որոնք գերազանցում են իրական արժեքներին, ուստի գործնական հաշվարկների համար այդ դեպքերում հաճախ օգտագործվում են փորձնական տվյալները կամ փորձնական բանաձևերը: Միջին ճկունությամբ ձողերի համար առավել տարածում ունի Ֆ.Ս. Յասինսկու կողմից առաջարկված բանաձևը.

$$\sigma_{\kappa} = a - b\lambda, \quad (3.4)$$

որտեղ λ -ն ձողի ճկունությունն է, a -ն և b -ն գործակիցներ են, որոնք կախված են նյութի հատկություններից: Յասինսկու բանաձևով կատարվում է կայունության հաշվարկ միջին ճկունության ձողերի համար, որոնց քայքայումը սեղմման դեպքում ուղեկցվում է զգալի կողային պրկվածքով [71]: Փոքր ճկունությամբ ձողերի համար կայունության կորստի հասկացությունը կիրառելի չէ այնպես, ինչպես մեծ ճկունությամբ ձողերի համար: Ձողերը, որոնց երկարությունը լայնական հատույթի չափերի նկատմամբ մեծ չէ, շարքից դուրս են գալիս հիմնականում այն պատճառով, որ սեղմման լարումը հասնում է հոսունության սահմանի σ_T մեծությանը (պլաստիկ նյութի դեպքում) կամ ժամանակավոր դիմադրության σ_{Bp} սահմանին (փխրուն նյութի դեպքում): Միջին և փոքր ճկունության միջև հստակ տարանջատում գոյություն չունի:

Կրիտիկական σ_K լարումների կախվածությունը λ ճկունությունից գրաֆիկորեն պատկերվում են կրիտիկական լարումների լրիվ դիագրամի տեսքով [71], որը ներկայացված է նկ. 3.11-ում:



Նկ. 3.11. Կրիտիկական լարումների լրիվ դիագրամ

Փոքր ճկունությամբ ձողերի համար կրիտիկական σ_K լարումների կախվածությունը λ ճկունությունից պատկերված է հորիզոնական գծով, միջին ճկունությամբ ձողերի համար՝ թեք գծով, իսկ մեծ ճկունությամբ ձողերի համար՝ Էյլերի հիպերբոլով, ուրեմն կայունության տակ սեղմվող ձողի հաշվարկի դեպքում նախ անհրաժեշտ է որոշել ձողի ճկունությունը.

$$\lambda = \frac{l}{i_{\min}} \sigma_K, \quad i_{\min}^2 = \frac{I_{\min}}{A}, \quad (3.5)$$

որտեղ $i_{\min}$ -ը նվազագույն իներցիայի շառավիղն է, A -ն՝ լայնական հատույթի մակերեսը, $I_{\min}$ -ը՝ հատույթի նվազագույն իներցիայի մոմենտը:

Սովորաբար մարդատար ավտոմոբիլների առջևի լոնժերոնները բարակապատ փակ պրոֆիլով տարածական բարդ կառուցվածքներ են, որոնց տեսքի, կառուցվածքային չափերի և նյութի ընտրության ճիշտ հիմնավորումը կարևոր նշանակություն ունի: Բազմաթիվ հետազոտություններով պարզվել է, որ լոնժերոնը ավտոմոբիլի ճակատային հարվածի դեպքում հիմնականում ենթարկվում է առանցքային սեղմման: Լոնժերոնների վրա առանցքային ուղղությամբ տեղակայում են էներգակլանիչներ, որոնց առկայությունը հնարավորություն է տալիս ճակատային բախման ժամանակ մեղմել հարվածը [99]:

Էներգակլանիչներն ավտոմոբիլի թափքի ուժային կառուցվածքի, նորոգման անհրաժեշտության դեպքում փոխարինվող կառուցվածքային տարրեր են, որոնք ծառայում են տարրի առանցքի երկարությամբ հարվածի էներգիան կլանելու համար [14]: Կլանվող էներգիայի հոսքն ուղղված է նախատեսված հաջորդականությամբ՝ բազմակի դեֆորմացման ճանապարհով: Լայն տարածում է գտել էներգակլանիչի տուփածն հատույթով բարակապատ ձողի հաշվարկային մոդելների կիրառումը [136]:

Ատենախոսության սույն բաժնում ՎՏՄ-ով մշակվել է մարդատար ավտոմոբիլների բարակապատ փակ պրոֆիլով լոնժերոնի էներգակլանիչի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդել, ինչը հնարավորություն է տալիս գնահատել դրա դեֆորմացման էներգիան, որը կարող է կլանվել հնարավոր ՃՏՊ -ի ժամանակ: Ավտոմոբիլի բախման ընթացքում էներգակլանիչում կատարվող դեֆորմացման գործընթացն ունի բարձր ոչ գծայնություն, որի պատճառով դրա հետազոտման համար օգտագործվում է ՎՏՄ-ի կիրառմամբ ստեղծված ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթը: Ժամանակակից մարդատար ավտոմոբիլների թափքերում կիրառվում են էներգակլանիչների բազմաթիվ կառուցվածքներ, որտեղ տարբեր միջոցառումների օգտագործմամբ ապահովվում է բախման հետևանքով դրանցում առաջացող մնացորդային դեֆորմացիաների փոփոխման մեծ շրջակայք:

Էներգակլանիչները տարբերվում են. 1) ըստ լայնական հատույթների տեսքերի (քառակուսի, ուղղանկյուն, բազմանկյուն, կլոր և այլն), 2) ըստ էներգակլանիչ բարակապատ ձողերի մակերևույթների (ողորկ, տեղային ուռուցիկ հատվածամասով, տեղային փոս ընկած հատվածամասերով և այլն), 3) ըստ էներգակլանիչ բարակապատ ձողերի մակե-

րևույթների հոծության (հոծ մակերևույթ, մեկ անցքով մակերևույթ, երկու կամ ավելի անցքով մակերևույթ, որտեղ անցքերը կարող են լինել ըստ ձողի երկայնական առանցքի երկայնական կամ լայնական տեղակայմամբ և այլն), 4) երկայնական առանցքի ուղղությամբ ըստ էներգակլանիչ բարակապատ ձողի լայնական հատույթի չափերի փոփոխման (հաստատուն չափերով, աստիճանական փոփոխական չափերով, սահուն փոփոխական բարձրությամբ կամ լայնությամբ):

Ստորև հետազոտվում է ուղղանկյուն հատույթով բարակապատ, ողորկ հարթություններով կողմնային մակերևույթներով, հաստատուն չափերով լայնական հատույթով պողպատե էներգակլանիչի դեֆորմացման գործընթացը առաջադրված սկբնական արագությամբ հարվածային բեռնվածքի տակ: Ընդունվում է, որ էներգակլանիչի ձախ եզրային հատույթը դեպի աջ է տեղաշարժվել առաջադրված չափով:

Ձողի երկարությունը 300 մմ է, լայնությունը՝ 48 մմ, բարձրությունը՝ 76 մմ: Բարակապատ ձողի տուփածն լայնական հատույթի անկյուններում կորության շառավիղը 3 մմ է, պատի հաստությունը՝ 2 մմ: Պողպատե ձողի նյութն ընտրված է ներքոհիշյալ հատկություններով. խտություն՝ 7850 կգ/մ³, Յունգի մոդուլ՝ 210000 ՄՊա, Պուասսոնի գործակից՝ 0.3, հոսունության սահման՝ 230 ՄՊա: Ձողի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացը հաշվարկվում է պողպատի «Bilinear Kinematic» մոդելով [100]:

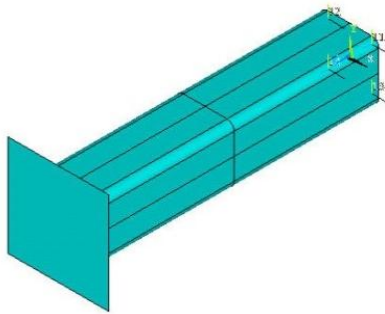
Խնդրի լուծման համար կիրառվել են ներքոհիշյալ եզրային պայմանները.

1. Ձողի աջ եզրային լայնական հատույթում վերջավոր տարրերի բոլոր հանգույցները հենված են անշարժ հենարանին:
2. Ձողի ձախ եզրային հատույթի հանգույցները սեղմվում են առանցքային ուղղությամբ ձողին հարվածող կոշտ հարթությամբ:
3. Հաշվի է առնվում ձողի ձախ եզրային հատույթի և ձողին հարվածող չդեֆորմացվող հարթության միջև շփման ուժը:
4. Բարակապատ ձողին հարվածող կոշտ հարթության բոլոր կետերին առաջադրվում է առանցքային ուղղությամբ տեղաշարժման հավասարության պայման:

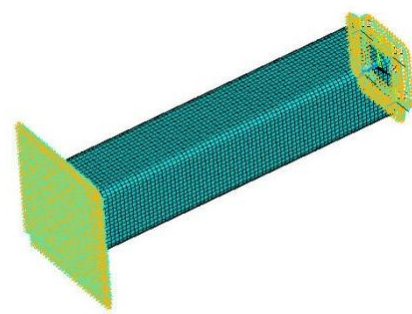
Քննարկվող խնդրում էներգակլանիչին կոշտ հարթության հարվածի արագությունը 50 կմ/ժ է, իսկ լոնժերոնի ձախ հատույթի տեղաշարժի առավելագույն չափը՝ 160 մմ:

Հարվածի սկզբնական արագության ընտրված մեծությունը համապատասխանում է ավտոմոբիլների՝ ըստ ճակատային բախման «քրաշ-թեստերին»՝ նորմավորող փաստաթղթերում առաջադրված արագությանը [55]:

Նկ. 3.12-ում պատկերված է լոնժերոնի հաշվարկային մոդելի մշակման համար օգտագործվող հարթությունների տեղակայման սխեման: Նկ. 3.13-ում ձողը բաժանվել է 5 մմ առավելագույն երկարությամբ 1920 հատ թաղանթային տիպի Shell163 վերջավոր տարրերի (քառանկյունների տեսքով), որոնց գումարային հանգույցների թիվը 1984 է: Նկ. 3.11 ք-ում ներկայացված են նաև կիրառվող եզրային պայմանները:



Նկ. 3.12. Ողորկ պատերով ձողին՝ առանցքային ուղղությամբ կոշտ հարթության հարվածի սխեման



Նկ. 3.13. Ողորկ պատերով ձողին՝ առանցքային ուղղությամբ կոշտ հարթության հարվածի հաշվարկային մոդելը

Քննարկվող ողորկ պատերով էներգակլանիչի ձախ եզրին մոտ որոշակի հատույթում, առանցքային հարվածային բեռնվածքով պայմանավորված, կինետիկ էներգիայի հաշվին առաջանում է տեղային կայունության կորուստ: Այդտեղ նկատվում է դեֆորմացիաների կտրուկ աճ, առաջանում են դեֆորմացման ալիքներ, այնուհետև այն վերածվում է ծալերի: Հարվածային խնդրի լուծման ժամանակ էներգակլանիչի դեֆորմացման գործընթացի ճիշտ իրականացումն ապահովելու համար, հաշվարկման մոդելում ծավլող մակերևույթների՝ միմյանց միջև մխրճումը բացառելու, ինչպես նաև հավելու դեպքում դրանց միջև շփումը հաշվի առնելու նպատակով օգտագործվում են նաև Conta և Targe տեսակի վերջավոր տարրերը:

Խնդրի լուծման ընթացքում ժամանակային քայլին համապատասխան երկրաչափական տվյալները թարմացվում են: Ժամանակի յուրաքանչյուր պահին կարելի է փոփոխել

ժամանակի հետագա քայլերի չափերը՝ տարրի կողի չափերի փոփոխմամբ պայմանավորված: Եթե առաջանում է ավելի խիտ չափերի բաժանման անհրաժեշտություն, ապա ընտրվում են համապատասխան ժամանակի ավելի փոքր մեծություններ: Shell163 տեսակի գրադարանային առաձգական նյութում ձայնի արագությունը որոշվում է՝

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\mu^2)}}, \quad (3.6)$$

որտեղ E -ն Յունգի մոդուլն է, ρ -ն՝ նյութի խտությունը, μ -ն՝ Պուասսոնի գործակիցը: Կողի l երկարությամբ վերջավոր տարրի դեպքում ժամանակի կրիտիկական (Կուրանտ-Ֆրիդրիխս-Լևի կրիտերիա) քայլը որոշվում է.

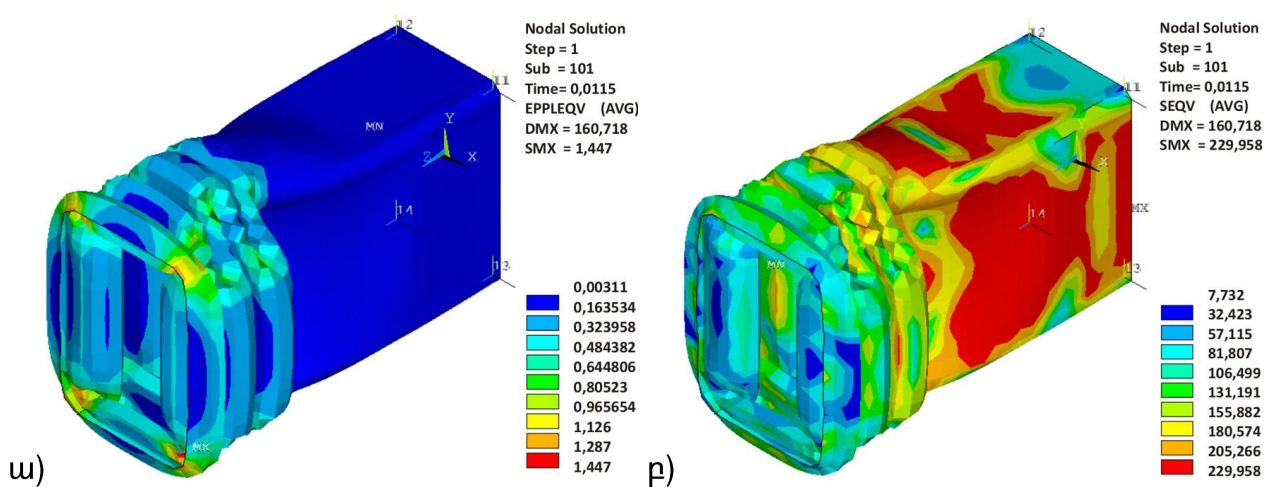
$$\Delta t_{\text{krum}} = \frac{l}{c} = l \sqrt{\frac{\rho(1-\mu^2)}{E}}: \quad (3.7)$$

ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթում [100] սովորաբար ընտրվում է՝

$$\Delta t = 0.9 \Delta t_{\text{krum}} \quad (3.8)$$

Տուփածն հատույթով բարակապատ ձողի դեֆորմացված տեսքում առկա են ծալեր, որոնց առաջացումը պայմանավորված է կառուցվածքում կայունության կորստով:

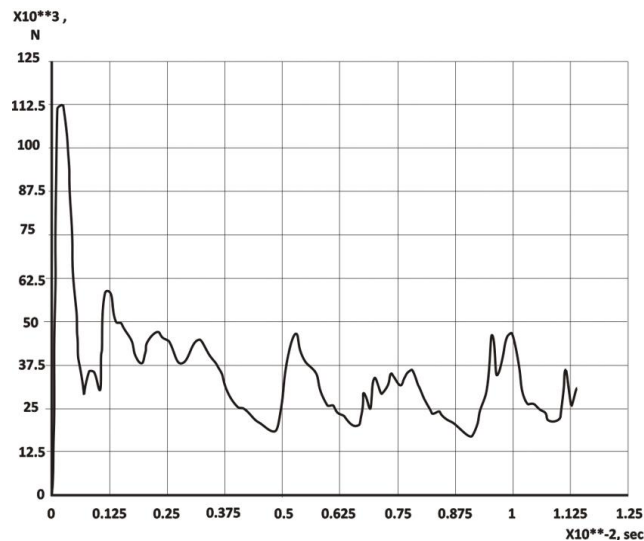
Նկ. 3.14 ա և բ-ում պատկերված են 0,01125 մ տևողությամբ բախումից հետո էներգակլանիչի դեֆորմացված տեսքերը և համապատասխանաբար $\varepsilon_{\text{համ}}$ համարժեք պլաստիկ դեֆորմացիաների ու $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումները:



Նկ. 3.14. Էներգակլանիչի դեֆորմացված տեսքերը և ա) $\varepsilon_{\text{համ}}$ համարժեք պլաստիկ դեֆորմացիաների, բ) $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների բաշխումները

Նկ. 3.15-ում պատկերված է հարվածի ընթացքում էներգակլանիչի վրա ազդող առանցքային ուժի փոփոխման գրաֆիկը: Ուժի առավելագույն մեծությունը կազմում է 112,5 կՆ: Գրաֆիկից երևում է՝ առավելագույն ուժին հասնելուց հետո նկատվում է կտրուկ անկում մինչև 27 կՆ: Առանցքային բեռնվածքի առավելագույն արժեքը համապատասխանում է ձողում առաջին ծալի առաջացմանը: Հարվածի մնացած ժամանակահատվածում նկատվում է առանցքային ուժի մեծության փոփոխություն 25...50 կՆ տիրույթում:

Նկ. 3.16-ում պատկերված է առաջադրված սկզբնական արագությամբ երկայնական առանցքի ուղղությամբ հարվածային բեռնվածքի տակ էներգակլանիչների դեֆորմացման էներգիայի բաշխումը:



Քննարկվող էներգակլանիչի դեֆորմացման էներգիայի արժեքի և հարվածի հետևանքով դրա կարճացման չափի հարաբերությամբ ստացվում է կառուցվածքի էներգատարությունը. $U=5400000 \text{ Ն}\cdot\text{սմ} / 160 \text{ մմ}= 33,75 \text{ կՋ/մ}$:

Էներգակլանիչի էներգատարության վրա քննարկվող բարակապատ ձողի պատի հաստության (t) ազդեցությունը գնահատելու նպատակով վերը նշված խնդիրը լուծվում է տարբեր հաստությամբ ($0,5 \text{ մմ}$, $1,0 \text{ մմ}$, $1,5 \text{ մմ}$, $2,0 \text{ մմ}$, $2,5 \text{ մմ}$) բարակապատ ձողերի օրինակով: Հավելված 2.1-ում պատկերված են առաջադրված ուղղանկյուն հատույթով և նույն երկարությամբ բարակապատ պողպատե ձողերի դեֆորմացված տեսքերը նույն սկզբնական արագությամբ և միևնույն չափով կարճացման պայմաններում: Բերված արդյունքներից երևում են նշված էներգակլանիչների դեֆորմացված տեսքերի տարբերությունները: Ձողի պատերի հաստության մեծացմանը զուգընթաց էներգակլանիչի երկայնական առանցքի ուղղությամբ դեֆորմացված մասի երկարությունը կարճանում է:

Աղյուսակ 3.1

Ուղղանկյուն հատույթով և պատի տարբեր հաստություններով
էներգակլանիչների էներգատարությունները

Հաստություն, մմ	Էներգիա, Ջ (Նսմ)	Առավելագույն ուժ, կՆ	Էներգատարություն, կՋ/մ
1. 0,5	650	22,7	4,0625
2. 1	1850	50	11,5625
3. 1,5	3450	80	21,5625
4. <u>2</u>	<u>5400</u>	<u>112,5</u>	<u>33,75</u>
5. 2,5	7900	145	49,375

Աղ. 3.1-ում ներկայացված են առաջադրված ուղղանկյուն հատույթով և պատի տարբեր հաստություններով բարակապատ ձողերի էներգատարությունները և առաջադրված եզրային պայմաններով հարվածների դեպքում ազդող առավելագույն առանցքային ուժերի մեծությունները: Առաջադրված հատույթով, տարբեր հաստություններով էներգակլանիչների էներգատարությունների մեծությունների համեմատությունը ցույց է տալիս պատի

հաստության փոփոխության ազդեցությունը: Էներգակլանիչի չափերի ընտրությունը կատարվում է՝ նախագծվող ավտոմոբիլի լրիվ զանգվածից կախված:

Քննարկվող բարակապատ ձողի լայնական հատույթում կատարված փոփոխություններն ազդում են էներգակլանիչի էներգատարության վրա և դեֆորմացիաների կուտակման կամ արագ տարածման պատճառ են հանդիսանում: Այդպիսի փոփոխությունների շարքին են դասվում՝ հատույթում լրկալ ուռուցիկության կամ փոսի առկայությունը, ձողի պատերին ծրագրավորված առաջադրված տրամագծով անցքերի առկայությունը, ձողի երկայնական առանցքով լայնական հատույթի աստիճանական փոփոխումը (աստիճանական մեծացում կամ նեղացում):

Հավելված 2.2-ում պատկերված են առաջադրված ուղղանկյուն հատույթով և դեֆորմացիաների առաջացման տարբեր լրացուցիչ պատճառներով էներգակլանիչների սխեմատիկ պատկերները և հարվածից հետո առաջացած դեֆորմացված տեսքերը:

Աղյուսակ 3.2

Ուղղանկյուն հատույթով և դեֆորմացիաների առաջացման տարբեր պատճառներով էներգակլանիչների էներգատարությունները

Հատույթի տեսակ	Էներգիա, Ջ (Նxմ)	Առավելագույն ուժ, կՆ	Էներգատարություն, կՋ/մ
1. <u>Ուղղանկյուն</u>	<u>5400</u>	<u>112,5</u>	<u>33,75</u>
2. Ուղղանկյուն 20մմ անցքով	5700	106	35,625
3. Ուղղանկյուն 30մմ անցքով	5610	97	35,0625
4. Ուղղանկյուն աստիճանական	5200	78,5	32,5

Աղ. 3.2-ում ներկայացված են 76x48 մմ չափերով ուղղանկյուն հատույթով, 2 մմ պատի հաստությամբ և դեֆորմացիաների առաջացման տարբեր լրացուցիչ պատճառներով (կլոր անցքեր, աստիճանական հատույթ) էներգակլանիչների էներգատարությունները և առաջադրված եզրային պայմաններով հարվածների դեպքում ազդող առանցքային ուժերի առավելագույն արժեքները: Բերված արդյունքներից երևում է, որ միևնույն հատույթի

դեպքում ամենափոքր էներգատարությունը ստացվում է ուղղանկյուն տեսքով դեպի դուրս աստիճանական հատույթով էներգակլանիչի դեպքում:

Ժամանակակից մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառում են նաև թափքի էներգակլանիչներ, որոնք տարբեր տեսքի լայնական հատույթներով բարակապատ ձողեր են: Նշված կառուցվածքների էներգակլանիչ հատկությունները գնահատելու համար որպես օրինակ դիտարկվում են 2 մմ պատի հաստությամբ ուղղանկյուն, քառակուսի, կլոր հատույթներով և «Ս»- ձև ու հետ ծավլած ականջներով երկու բաց պրոֆիլներ, որոնք միմյանց հետ եռակցված են: Նշված բոլոր կառուցվածքների լայնական հատույթում կիրառված է նույն զանգվածը, «Ս»-ձև հատույթի դեպքում ականջներին համապատասխանող մասնաբաժինը հաշվի չի առնվել:

Հավելված 2.3-ում պատկերված են լայնական տարբեր հատույթներով էներգակլանիչների սխեմաները և դեֆորմացված տեսքերը. ա) և ե)-ն՝ հաստատուն հաստությամբ ուղղանկյուն, բ), և գ) –ն՝ հաստատուն հաստությամբ քառակուսի, գ) և է)-ն՝ հաստատուն հաստությամբ կլոր, դ), ը) թ)-ն՝ «Ս»- ձև հատույթով ականջներով (6մմ և 10 մմ լայնությամբ ականջներ):

Աղյուսակ 3.3

Տարբեր լայնական հատույթներով էներգակլանիչների էներգատարությունները

Հատույթի տեսակ	Չափեր, մմ	Էներգիա, Ջ (Նսմ)	Առավելագույն ուժ, կՆ	Էներգատարություն, կՋ/մ
1.Կլոր	R=40	5500	56,5	34,375
2.Քառակուսի	62x62	7200	115,5	45
3. <u>Ուղղանկյուն</u>	<u>76x48</u>	<u>5400</u>	<u>112,5</u>	<u>33,75</u>
4. Ուղղանկյուն 6մմ ականջով	76x48	6650	127,5	41,5625
5.Ուղղանկյուն 10մմ ականջով	76x48	8000	145,5	50

Նույն զանգվածով և տարբեր լայնական հատույթներով էներգակլանիչների էներգատարությունների հաշվարկման արդյունքներից (աղ. 3.3) բխում է, որ համեմատաբար փոքր էներգատարություն ունեն կլոր հատույթով և ուղղանկյուն հատույթով էներգակլանիչները: Համեմատաբար բարձր արժեքներ ունեն քառակուսի և 10 մմ ականջներով, կրկնակի «Ս»-ձև հատույթներով ականջներով էներգակլանիչները: Էներգակլանիչների պարամետրերի փոփոխման միջոցով ստացված տարբեր կառուցվածքների էներգակլանման հատկությունների հաշվարկը հնարավորություն է տալիս գնահատել դրանց կիրառման նպատակահարմարությունը:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի առջևի էներգակլանիչների համեմատական վերլուծության արդյունքները, ինչպես նաև էներգակլանիչի հաշվարկային մոդելի մշակման ընթացքում կիրառված հնարքներն օգտագործվում են Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ճակատային բախման գործընթացի հետազոտման ժամանակ (ատենախոսության գլուխ 4):

3.4. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հիմքի տուփածն և բաղադրյալ հատույթներով լոնժերոնների ծռման գործընթացի հետազոտումը և էներգակլանիչ հատկության գնահատումը

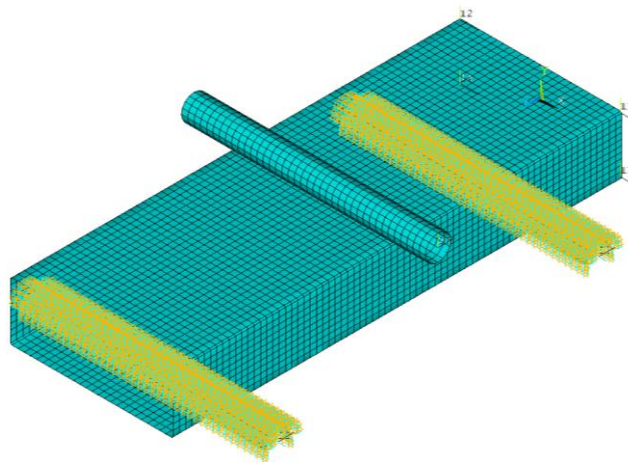
Ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացումը բարդ և աշխատարար խնդիր է, որը լուծվում է նոր մեքենաների նախագծման ժամանակ: Հարվածի հետևանքով կառուցվածքային տարրերում ի հայտ են գալիս մեծ դեֆորմացիաներ, լարումներ և արագացումներ. խնդիրը ուժեղ ոչ գծային է [127]:

ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի օգնությամբ, օգտվելով քննարկվող կառուցվածքի երկրաչափական չափերից, մշակվում է հաշվարկային սխեմա, այնուհետև կիրառելով եզրային պայմանները՝ ստացվում է խնդրի հաշվարկային մոդելը: Օգտագործելով Shell163 գրադարանային վերջավոր տարրեր՝ ստացվել է թափքի հիմքի լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման մոդելը, ինչը հնարավորություն է տալիս որոշել կառուցվածքի դե-

ֆորմացված տեսքը, լարումների և դեֆորմացիաների բաշխումը բախման գործընթացում, ստացվում են էներգիայի բաղադրիչների բաշխումները: Դրանց օգնությամբ հնարավորություն է ստեղծվում գնահատել թափքի հիմքի լոնժերոնի էներգակլանման հատկությունը առաջադրված սկզբնական պայմաններով բախման դեպքում: Լայնական հատույթի երկրաչափական պարամետրերի փոփոխմամբ և լոնժերոնի բաղակացուցիչ տարրերի համար տարբեր նյութերի կիրառմամբ կարելի է բարելավել դրանց էներգատարությունը:

Թափքի հիմքի լոնժերոնի ծոման գործընթացի խնդրի լուծումն իրականացվում է երկու տարբերակով. 1) ուղղանկյուն հատույթով բարակապատ ձողի համար, 2) բաղադրյալ կառուցվածքով բարակապատ լոնժերոնի համար:

1. Ավրոմոբիլի կողային բախման հետևանքով թափքի հատակի լայնական հատույթի լոնժերոնի ծոման վերոհիշյալ խնդրի լուծման համար դիտարկվում է պարզեցված խնդիր [123]: Քննարկվում է ուղղանկյուն պրոֆիլով բարակապատ ձողի ծոման գործընթացը լայնական հատույթում ազդող հարվածային բեռնավորման տակ:

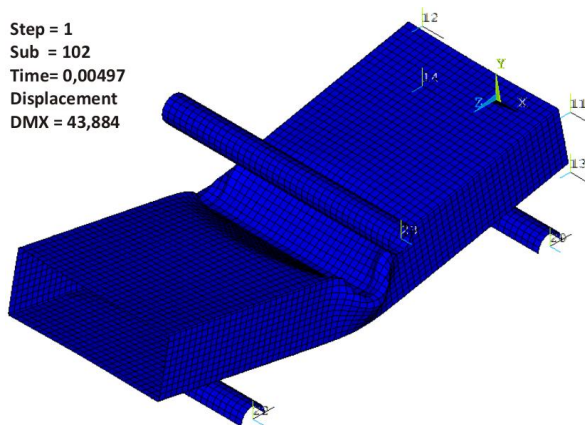


Նկ. 3.17. Ուղղանկյուն հատույթով բարակապատ ձողի հաշվարկային մոդելը

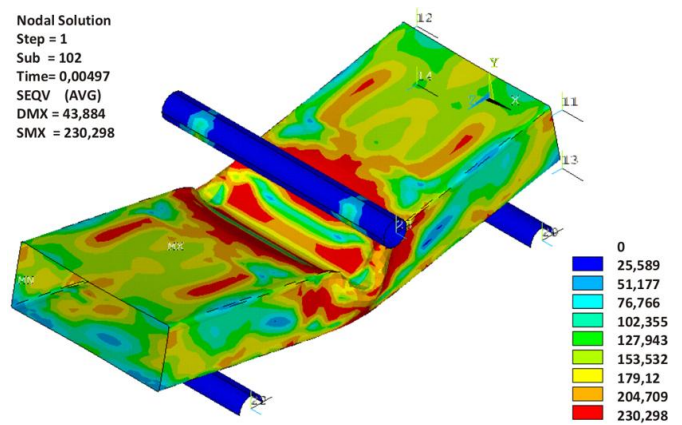
Նկ.3.17-ում պատկերված է 127x45 մմ լայնական հատույթի չափերով, 2 մմ պատի հաստությամբ պողպատե ձողի հարվածային բեռնավորման տակ ծոման հաշվարկային մոդելը: Ձողը ազատ տեղակայված է բացարձակ կոշտ, անշարժ, գլանական մակերևույթի տեսք ունեցող հենարանների վրա: 350 մմ երկարությամբ ձողի կենտրոնում՝ դրա երկայնական առանցքին ուղղահայաց հարթությունում, հարվածային բեռնվածքով ազդում է կլոր հատույթով բացարձակ կոշտ գլանը: V_0 սկզբնական արագությամբ բախման արդ-

յունքում գլանը հարվածի ուղղությամբ տեղաշարժվում է 40 մմ: Ձողի կետերը կարող են հարվածային բեռնավորման տակ տեղաշարժվել նշված հենարանների գլանական մակերևույթների վրայով, հնարավոր տեղաշարժի դեպքում շփումը հաշվի է առնվում:

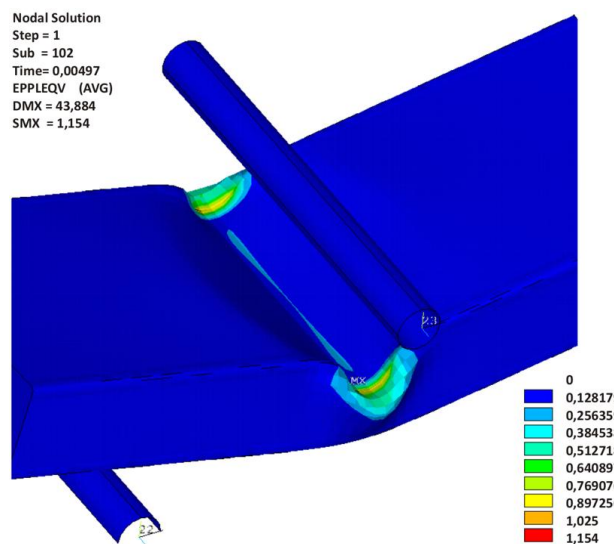
Ծովող պողպատե ձողն ունի ներքոհիշյալ մեխանիկական հատկությունները՝ խտություն՝ 7850 կգ/մ³, Յունգի մոդուլ՝ 210000 ՄՊա, Պուասսոնի գործակից՝ 0.3, հոսունության սահման՝ 230 ՄՊա: Ձողի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացը հաշվարկվում է պողպատի Bilinear Kinematic մոդելով:



Նկ. 3.18. Հարվածից հետո թափքի հիմքի լոնժերոնի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը



Նկ. 3.19. Հարվածից հետո թափքի հիմքի լոնժերոնի $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների բաշխումը (ըստ Միզեսի), ՄՊա

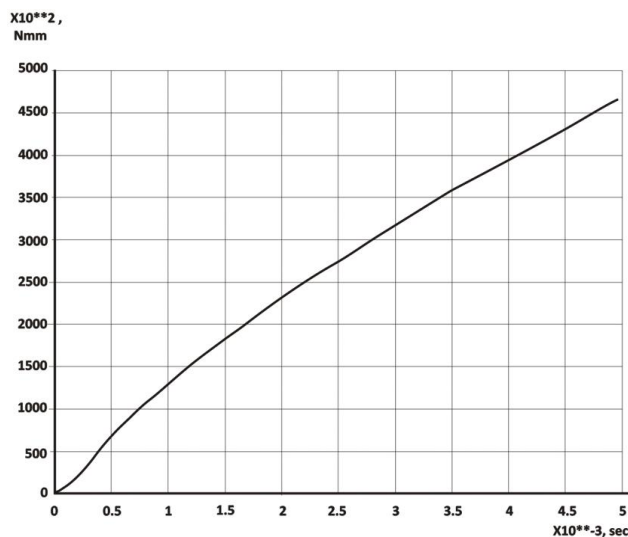


Նկ. 3.20. Թափքի հիմքի պարզագույն լոնժերոնում առաջացված պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը (ըստ Միզեսի)

Նկ. 3.18-ում պատկերված է թափքի հիմքի պարզագույն լոնժերոնի դեֆորմացված տեսքը: Հաշվարկից բխում է, որ 0.00497 մ տևողությամբ հարվածի արդյունքում ծովող լոնժերոնի կետերի առավելագույն տեղաշարժը 43,884 մմ է: Նկ. 3.19-ում պատկերված է հարվածի արդյունքում թափքի հիմքի պարզագույն լոնժերոնում համարժեք լարումների (ըստ Միզեսի) գունային բաշխումը:

Նկ. 3.20-ում պատկերված է հարվածի արդյունքում թափքի հիմքի պարզագույն լոնժերոնում առաջացած պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը, որի առավելագույն արժեքը 1,154 է: Այն գտնվում է ծովող լոնժերոնի ուղղանկյուն լայնական հատույթի վերին անկյուններում, հարվածող կոշտ ձողի ազդման հարթությունում: Ծովող ձողի պլաստիկ դեֆորմացված տեղամասերը հիմնականում գտնվում են հարվածող մարմնի տակ՝ դեֆորմացվող անկյունների մոտակայքում:

Նկ. 3.21-ում պատկերված է հարվածի ընթացքում ծովող լոնժերոնի պլաստիկ դեֆորմացման վրա ծախսված էներգիայի բաշխումը՝ ըստ ժամանակի: Հարվածի ընթացքում պլաստիկ դեֆորմացման վրա ծախսված գումարային էներգիան 470000 Ն·սմ է:



Նկ. 3.21. Դեֆորմացման էներգիա, Ն·սմ

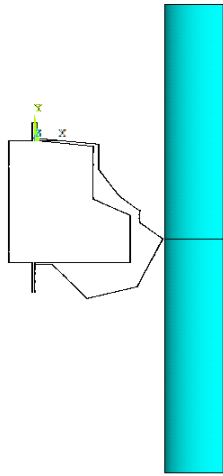
ANSYS/LS-DYNA ծրագրային միջավայրում մշակված հաշվարկային մոդելի օգնությամբ լուծված խնդրի արդյունքների հավաստիությունն ապացուցելու համար իրականացվել են փորձարկումներ, որոնց մանրամասն նկարագրությունը և արդյունքները ներկայացված են գլուխ 3-ի թիվ 3.6 ենթագլխում:

2. *Քննարկվում է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդափար ավտոմոբիլի կողային բախման հետևանքով թափքի հիմքի լոնժերոնի ծռման գործընթացը:*

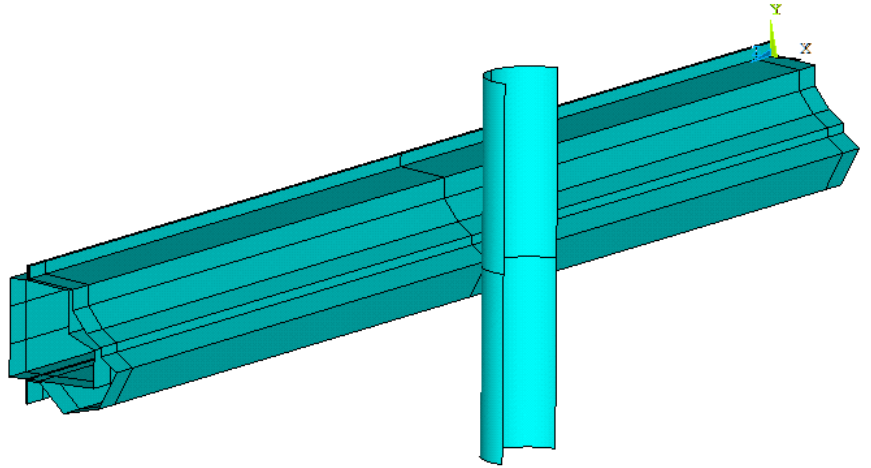
Խնդրի լուծման ընթացքում օգտագործվում են լոնժերոնի լայնական հատույթի երկրաչափական պարամետրերը, բաղկացուցիչ նյութերի հատկությունները: ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի օգնությամբ, կիրառելով Shell163 գրադարանային վերջավոր տարրեր՝ ստացվել է թափքի հիմքի լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման մոդելը, որը հնարավորություն է տալիս որոշել լոնժերոնի դեֆորմացված տեսքը, լարումների և դեֆորմացիաների բաշխումը բախման գործընթացում [16]: Ստացվել են էներգիայի բաղադրիչների բաշխումները դինամիկ բեռնավորման գործընթացում: Խնդրի լուծման արդյունքների հիման վրա գնահատվում է թափքի հիմքի լոնժերոնի էներգակլանման հատկությունը առաջադրված պարամետրերով բախման դեպքում:

Նկ. 3.22 և 3.23-ում ցույց են տրված ANSYS/LS-DYNA ծրագրային միջավայրում մշակված հաշվարկային մոդելի համար թափքի հիմքի լոնժերոնի և հարվածող կոշտ մարմնի փոխադարձ դիրքի սխեմատիկ պատկերները: Քննարկվող լոնժերոնը կազմված է 3 բաղկացուցիչ մասերից, որոնք ունեն պատերի տարբեր հաստություններ և լայնական հատույթների տարբեր պրոֆիլներ: Լոնժերոնի բաղկացուցիչ մասերի համար կարող են կիրառվել հոսունության տարբեր սահմաններով նյութեր: Քննարկվող օրինակում կիրառվել են 3 տարբեր մակնիշի պողպատներ. լոնժերոնի աջ կողմից՝ արտաքին շերտում կիրառված պողպատի հոսունության սահմանը $\sigma_T = 230 \text{ ՄՊա}$ է, լոնժերոնի ձախ կողմից (դեպի հատակի կողմը) ներսի ծածկի պողպատի հոսունության սահմանը՝ $\sigma_T = 600 \text{ ՄՊա}$, լոնժերոնի ներսի միջանկյալ շերտի պողպատի հոսունության սահմանը՝ $\sigma_T = 1000 \text{ ՄՊա}$: Լոնժերոնի լայնական ուղղությամբ հարվածող չդեֆորմացվող մարմինը ներկայացված է գլանական մակերևույթի տեսքով:

Մշակված ծրագիրն ունի վերոհիշյալ երկրաչափական մեծությունների (լայնական հատույթի չափեր, պատերի հաստություններ) և բաղկացուցիչ նյութերի պարամետրերի փոփոխման հնարավորություն: Քննարկվել են ավտոմոբիլի թափքի հիմքի լոնժերոնին լայնական ուղղությամբ կիսագլանի տեսք ունեցող կոշտ մարմնի տարբեր սկզբնական արագություններով կողային բախման դեպքեր [16]:

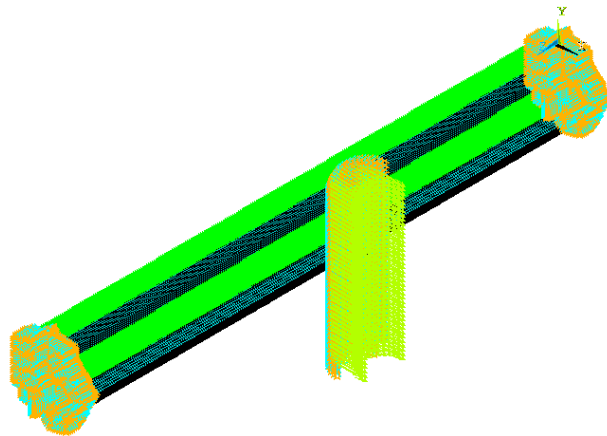


Նկ. 3.22. Թափքի հիմքի
լոնժերոնի սխեմա.
լայնական հատույթ



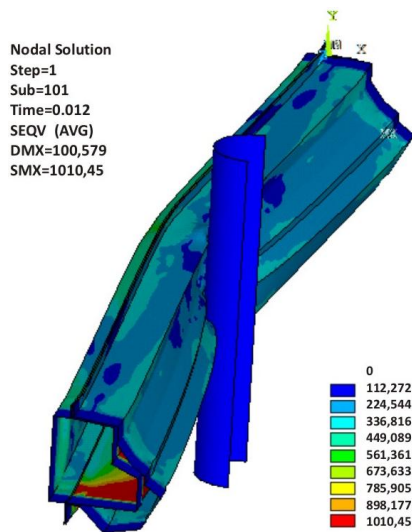
Նկ. 3.23. Թափքի հիմքի լոնժերոնի սխեմա.
տարածական տեսք

Նկ. 3.24-ում պատկերված են բախման վերոհիշյալ խնդրի եզրային պայմանները, ինչպես նաև լոնժերոնի բաղկացուցիչ տարրերի միացումների կարերը: Լոնժերոնի երկու եզրային կողմերն անշարժ են:

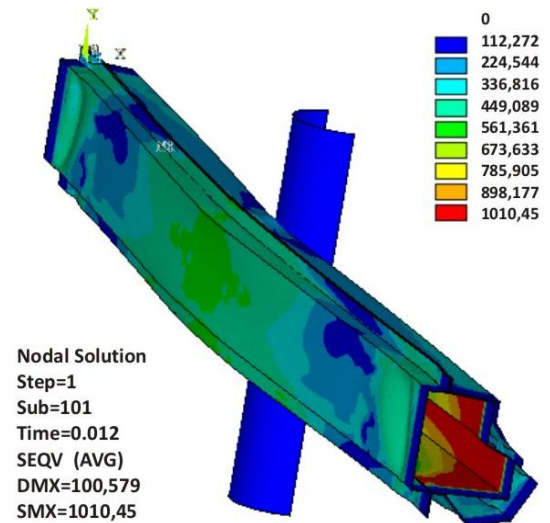


Նկ.3.24. Բախման խնդրի հաշվարկման մոդել

Նկ. 3.25 և 3.26-ում ցույց են տրված դեֆորմացված լոնժերոնի տեսքերը և համարժեք լարումների (Միգեսի) բաշխումները հարվածող մարմնի 29 կմ/ժ սկզբնական արագության և լայնական ուղղությամբ 100 մմ մեծությամբ տեղափոխման դեպքում: Գունային բաշխմամբ ներկայացված են համարժեք լարումները: Լոնժերոնում կիրառված բարձրամուր պողպատները բարձրացրել են կառուցվածքի ամրությունը և կոշտությունը:

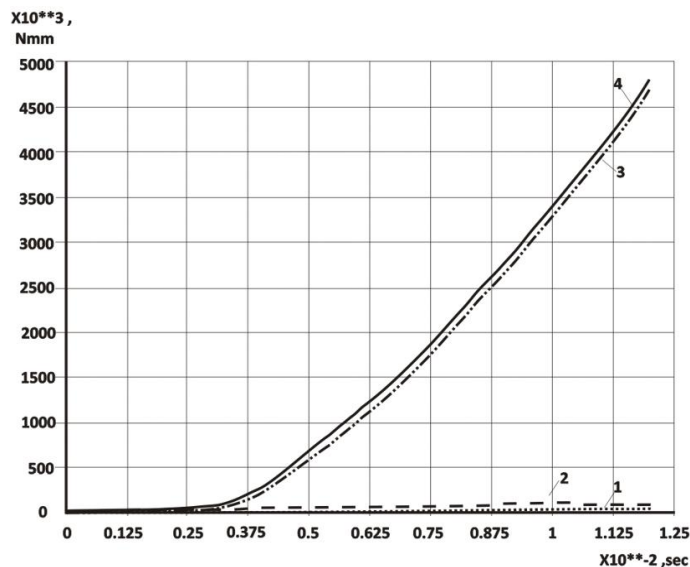


Նկ. 3.25. Թափքի հիմքի լոնժերոնի դեֆորմացված տեսքը և $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների բաշխումը (ըստ Միզեսի), ՄՊա



Նկ. 3.26. Թափքի հիմքի լոնժերոնի դեֆորմացված տեսքը և $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների բաշխումը (ըստ Միզեսի), ՄՊա

Նկ. 3.27-ում ներկայացված են կողային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկները: Բախման տևողությունը 0,01125 ս է: Գումարային էներգիայի մեջ որոշիչ է դեֆորմացման էներգիան, որը նախատեսված է բախման ընթացքում լոնժերոնի կողմից կլանվելու համար և ստացվում է 4700×10^3 Ն·ս (նկ. 3.27 -3):



Նկ. 3.27. Բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ.

1- Hourglass, 2- լոնժերոնի կինետիկ, 3- լոնժերոնի դեֆորմացման,

4- լրիվ էներգիաներ, Ն·ս

Այսպիսով, մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հիմքի լոնժերոնի հաշվարկային մոդելը հնարավորություն է տալիս հետազոտել լայնական ուղղությամբ բախման գործընթացը, որոշել լարումների և դեֆորմացիաների բաշխումները: Հեշտությամբ որոշվում է նաև հարվածող մարմնին հակազդող ուժի արժեքը՝ կախված հարվածի ժամանակից: Ստացված էներգետիկ ցուցանիշները հնարավորություն են տալիս գնահատել կողային բախման դեպքում ելակետային պարամետրերը: Կառուցվածքային պարամետրերի փոփոխմամբ հնարավորություն է ստեղծվում անհրաժեշտության դեպքում ընտրել կառուցվածքի մեծ էներգակլանիչ հատկություններ ապահովող հատույթի պարամետրերը:

Խնդրի լուծման ընթացում կիրառված հնարքները հետագայում (ատենախոսության գլուխ 5) օգտագործվում են Volkswagen Polo 2010 մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կողային բախման հետազոտման ժամանակ:

3.5. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի էներգակլանիչի սեղմման և թափքի հիմքի լոնժերոնի ծռման փորձարարական հետազոտում

ANSYS/LS-DYNA փաթեթի կիրառմամբ մշակված մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի բախման խնդիրներում դեֆորմացման գործընթացների հետազոտման համար կիրառվող ծրագրերով հաշվարկման արդյունքների հավաստիության ապացուցման նպատակով կատարվել են փորձարարական հետազոտություններ: Դիտարկվել են բարակապատ ձողերի ծռման և առանցքային ուղղությամբ սեղմման խնդիրներ: Կատարվել է հաշվարկային և փորձնական արդյունքների համեմատություն:

Մշակված ծրագրերի կիրառմամբ բարակապատ ձողերի առանցքային ուղղությամբ սեղմման խնդիրների լուծման արդյունքների գնահատման համար փորձարկվել են պղնձե կլոր և պողպատե ուղղանկյուն, իսկ ծռման խնդիրների համար՝ ալյումինե ուղղանկյուն և պողպատե ուղղանկյուն ու քառակուսի լայնական հատույթներով փորձանմուշներ:

Ատենախոսությունում ներկայացված փորձարարական հետազոտությունների արդյունքները ստացվել են Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի «Նյութագիտություն և մետալուրգիա» բազային հետազոտական և Հայաստանի ազգային

ագրարային համալսարանի Նյութերի դիմադրության և ճարտարագիտական կառուցվածքների ամբիոնի լաբորատորիաներում:

Փորձանմուշների նյութերի անհրաժեշտ մեխանիկական հատկությունները որոշվել են TIRAtest 2300 փորձարկման մեքենայով: Վերջինիս աշխատանքի համառոտ նկարագրությունը և տեխնիկական բնութագրերը ներկայացված են հավելված 3.1-ում:



Նկ. 3.28. TIRAtest 2300 փորձարկման մեքենայի և կառավարման վահանակի արտաքին տեսքը

Քննարկվող փորձանմուշների մեխանիկական հատկությունները և դրանց երկրաչափական տվյալները ներկայացված են համապատասխանաբար աղյ. 3.4 և 3.5-ում:

Կլոր պղնձե և ուղղանկյուն պողպատե փորձանմուշների առանցքային սեղմման ու ալյումինե ուղղանկյուն և պողպատե ուղղանկյուն ձողերի ծռման փորձերը կատարվել են ЗИМ ПСУ-10 փորձարարական մամլիչով (նկ. 3.29), որի աշխատանքը կատարվում է համաձայն ГОСТ 8905-58-ի պահանջներին:

Քառակուսի հատույթով պողպատե բարակապատ ձողերի (փորձանմուշների) դինամիկ բեռնվածքի տակ ծռման փորձերը կատարվել են ЗИМ МК-30А ստենդով (նկ.3.30), որի վրա փորձարկումներն իրականացվում են ГОСТ 9454-78-ի պահանջներին համապատասխան:

Հավելված 3.2-ում ներկայացված են փորձարարական հետազոտությունների ընթացքում օգտագործված չափիչ գործիքները:



Նկ. 3.29. ЗИМ PCS-10 մամլիչի արտաքին տեսքը



Նկ. 3.30. ЗИМ МК-30А ստենդի արտաքին տեսքը

Աղյուսակ 3.4.

Փորձանմուշների մեխանիկական հատկությունները

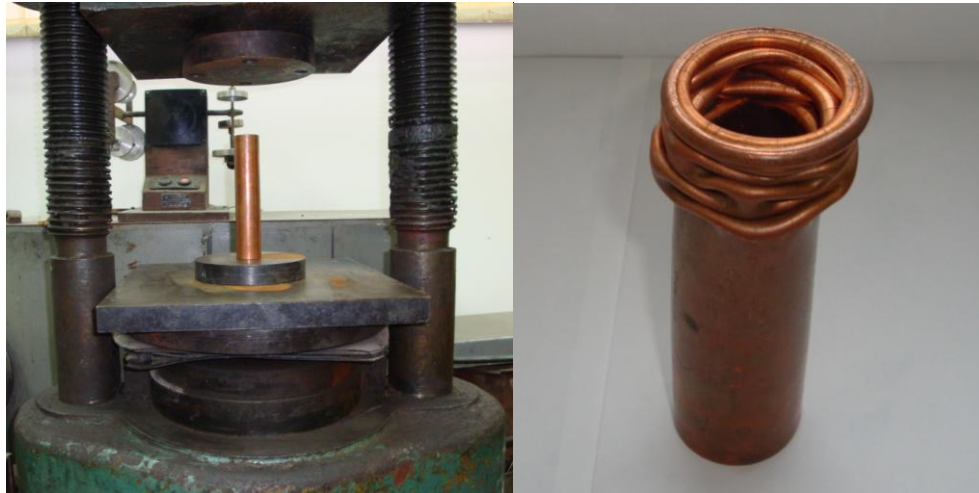
Բարակապատ ձողի նյութը և լայնական հատույթի ձևը	Խտություն, $(կգ/մ^3)$	Յունգի մոդուլ, $(ՄՊա)$	Պուասսոնի գործակից	Հոսունության սահման, $(ՄՊա)$
1. Պղնձե (կոշտ համաձուլ.) կլոր	8930	110000	0,35	300
2. Պողպատե ուղղանկյուն	7850	210000	0,3	230
3. Ալյումինե ուղղանկյուն	2712	70000	0,34	100
4. Պողպատե ուղղանկյուն	7850	210000	0,3	180
5. Պողպատե քառակուսի	7850	210000	0,3	230

Նկ. 3.31-ում պատկերված են պղնձե կլոր հատույթով բարակապատ ձողի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը:

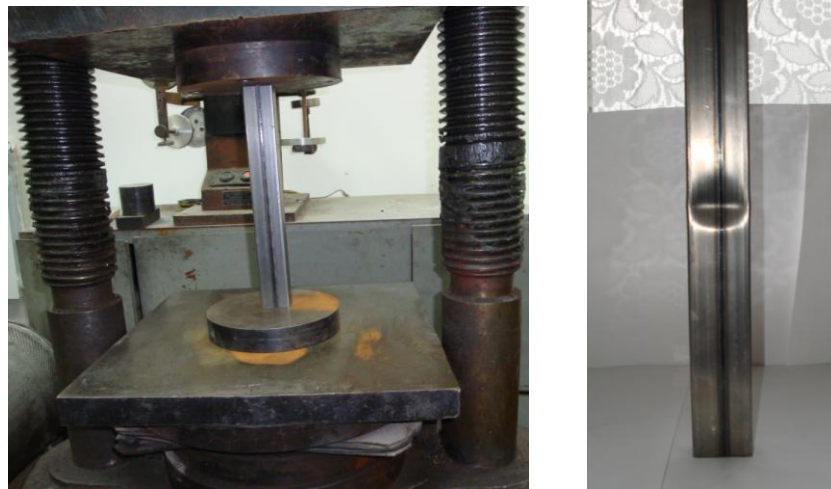
Նկ. 3.32-ում պատկերված են պողպատե ուղղանկյուն հատույթով բարակապատ ձողի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը:

Փորձերի կատարման ընթացքում փորձանմուշներն աստիճանաբար բեռնավորվել են մանր քայլերով, և յուրաքանչյուր քայլից հետո կատարվել են բեռնավորումների արժեք-

ների գրանցում և փորձանմուշների ընթացիկ երկարությունների չափում: Աղյ. 3.6-ում ներկայացված են կատարված առանցքային սեղմման փորձերի արդյունքները:



Նկ. 3.31. Պղնձե կլոր հատույթով ձողի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը



Նկ. 3.32. Պողպատե ուղղանկյուն հատույթով ձողի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը

Օգտվելով ANSYS/LS-DYNA փաթեթով մշակված վերոհիշյալ առանցքային փորձերի հաշվարկային ծրագրերից՝ բեռնավորման տարբեր արագությունների դեպքում (50 կմ/ժ , 5 կմ/ժ և 1 կմ/ժ) հետազոտվել է բարակապատ ձողի առանցքային սեղմման տակ դեֆորմացման գործընթացը: Ներկայացված դեպքերից 1 կմ/ժ արագությանը համապատասխանող լուծման արդյունքները համեմատվել են փորձարարականի հետ:

Փորձանմուշների երկրաչափական տվյալները

Բարակապատ ձողի նյութը և լայնական հատույթի ձևը	Լայնու- թյուն, մմ	Բարձրու- թյուն, մմ	Տրամա- գիծ, մմ	Երկարու- թյուն, մմ	Հաստու- թյուն, մմ
1. Պղնձե կլոր	-	-	42	205	1,5
2. Պողպատե ուղղանկյուն	40	20	-	301	1,2
3. Ալյումինե ուղղանկյուն	128,5	52,5	-	350	2,5
4. Պողպատե ուղղանկյուն	70	50	-	527	2,5
5. Պողպատե քառակուսի	20	20	-	400	1,2

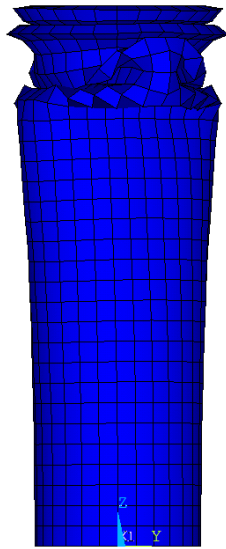
Առանցքային սեղմման փորձերի արդյունքները

-	Բեռնավորման քայլերը և դրանց համապատասխան տեղաշարժերը							
	Քայլ 1		Քայլ 2		Քայլ 3		Քայլ 4	
1. Փորձանմուշի նյութը, լայնական հատույթի ձևը	Ուժ, կՆ	Տեղաշա- րժ, մմ	Ուժ, կՆ	Տեղաշա- րժ, մմ	Ուժ, կՆ	Տեղաշա- րժ, մմ	Ուժ, կՆ	Տեղաշա- րժ, մմ
2. Պղնձե կլոր	55	4	37	10	28	40	24	72
3. Պողպատե ուղղանկյուն	27,5	0	27,5	0,5	28	2,4	24	4

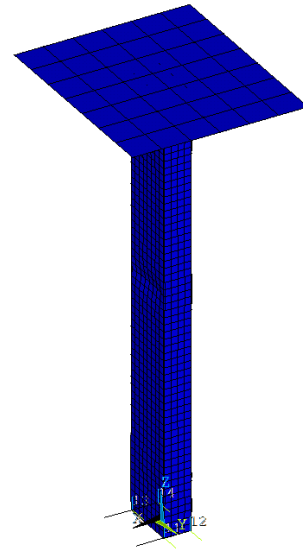
Նկ. 3.33 և 3.34-ում համապատասխանաբար ներկայացվել են 1 կմ/ժ արագությամբ (քվադրատտիկ) սեղմման դեպքում պղնձե կլոր և պողպատե ուղղանկյուն հատույթներով բարակապատ ձողերի դեֆորմացված տեսքերը:

Հաշվարկման արդյունքների ներկայացման համար ժամանակային գործոնի արտաքսման միջոցով, ստացվել են ուժ-տեղափոխություն կախվածությունները: Նկ. 3.35-ում և նկ. 3.36-ում պատկերված են հաշվարկման և փորձով ստացված առանցքային

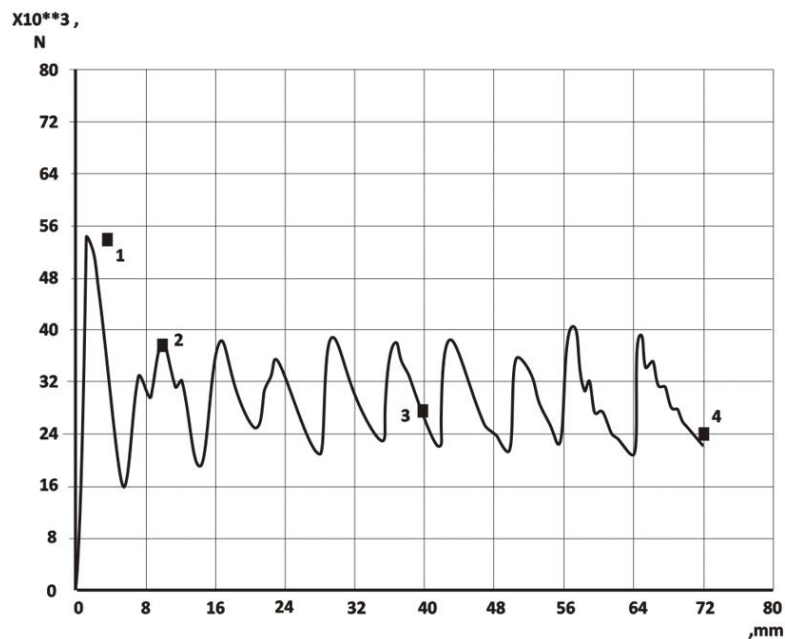
բեռնավորող ուժերի ու տեղաշարժերի միջև կախվածություններն արտահայտող գրաֆիկները, որտեղ թվերով նշված են բեռնավորման քայլերին համապատասխանող կետերը:



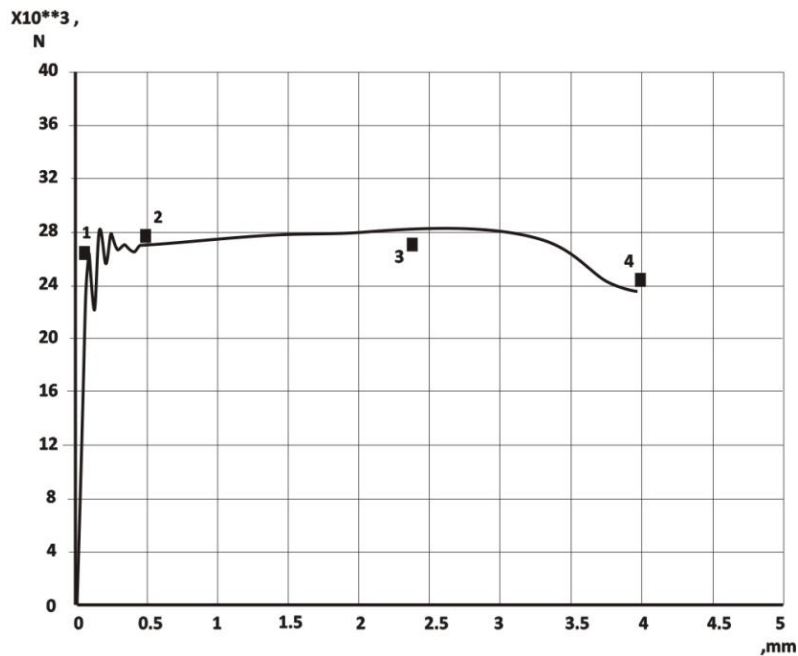
Նկ. 3.33. Առանցքային սեղմման դեպքում պղնձե կլոր հատույթով ձողի դեֆորմացված տեսքը



Նկ. 3.34. Առանցքային սեղմման դեպքում պողպատե ուղղանկյուն հատույթով ձողի դեֆորմացված տեսքը



Նկ. 3.35. Պղնձե կլոր հատույթով ձողի առանցքային ուժի և տեղափոխության կախվածությունը



Նկ. 3.36. Պողպատե ուղղանկյուն հատույթով ձողի առանցքային ուժի և տեղափոխության կախվածությունը

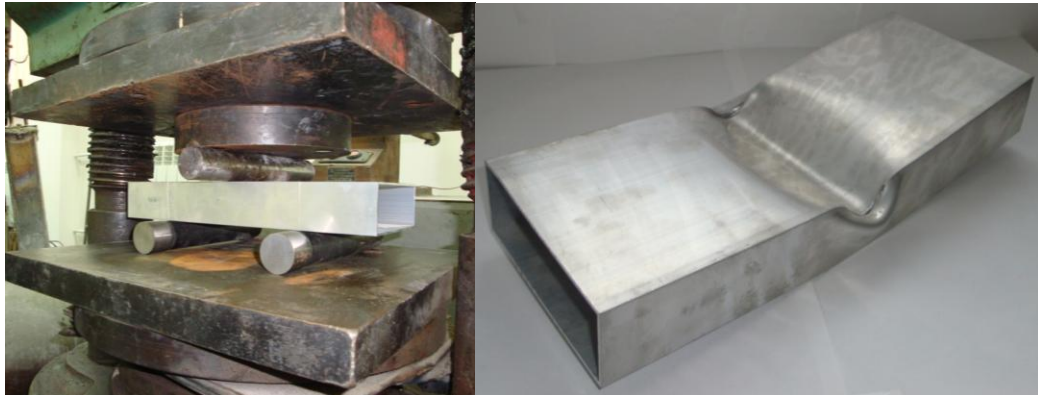
Արդյունքների համեմատությունը ցույց է տալիս, որ շեղումը հաշվարկային և փորձարարական արդյունքների միջև առաջին դեպքում կազմում է 6,1%, իսկ երկրորդ դեպքում՝ 8,2%:

Այլումինե և պողպատե ուղղանկյուն հատույթներով փորձանմուշների՝ ստատիկ բեռնավորման տակ ծռման փորձարկման ընթացքում դրանք տեղակայվել են 37-ական մմ տրամագծով չդեֆորմացվող հոլովակների վրա, որոնց միջև եղած հեռավորությունը այլումինե ձողի համար 190 մմ է, իսկ պողպատե ուղղանկյուն ձողի համար՝ 327 մմ: Հեծանները սեղմվել են 36 մմ տրամագծով չդեֆորմացվող հոլովակով: Բեռնավորումը առանցքային սեղմման փորձերի նման կատարվել է աստիճանական, և յուրաքանչյուր քայլից հետո չափվել բեռնավորող հոլովակի տակ ճկվածքի մեծությունը:

Նկ. 3.37-ում պատկերված են այլումինե ուղղանկյուն հատույթով բարակապատ հեծանի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը:

Նկ. 3.38-ում պատկերված են պողպատե ուղղանկյուն հատույթով բարակապատ հեծանի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը:

Աղյ. 3.7-ում ներկայացված են ստատիկ բեռնավորումների տակ ծռման փորձերի արդյունքները:



Նկ. 3.37. Ալյումինե ուղղանկյուն հատույթով հեծանի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը



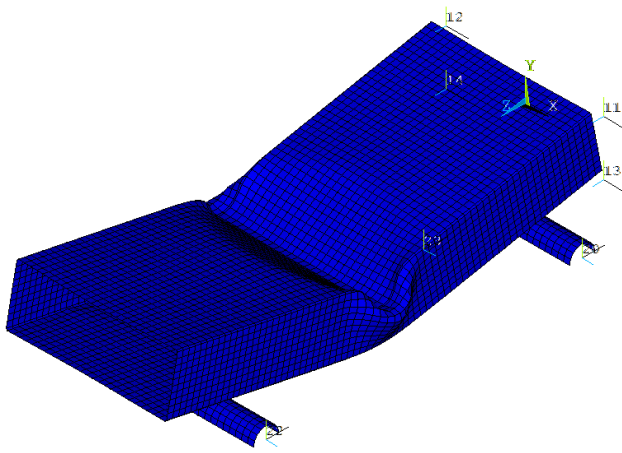
Նկ. 3.38. Պողպատե ուղղանկյուն հատույթով հեծանի տեղակայումը մամլիչում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը

Օգտվելով ANSYS/LS-DYNA փաթեթով մշակված վերոհիշյալ ծռման փորձերի հաշվարկային ծրագրերից՝ բեռնավորման տարբեր արագությունների դեպքում (29 կմ/ժ , 3 կմ/ժ և 1 կմ/ժ) հետազոտվել է բարակապատ ձողի ծռման տակ դեֆորմացման գործընթացը: Ներկայացված դեպքերից 1 կմ/ժ արագությանը համապատասխանող լուծման արդյունքները համեմատվել են փորձարարականի հետ:

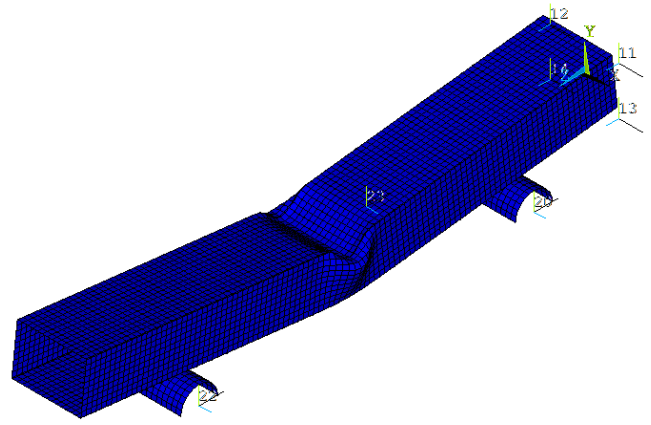
Նկ. 3.39 և 3.40-ում համապատասխանաբար ներկայացվել են 1 կմ/ժ արագությամբ (քվադրատատիկ) բեռնավորման դեպքում ալյումինե և պողպատե ուղղանկյուն հատույթներով բարակապատ ձողերի դեֆորմացված տեսքերը:

Ստատիկ ծռման փորձերի արդյունքները

-	Բեռնավորման քայլերը և դրանց համապատասխան տեղաշարժերը							
	Քայլ 1		Քայլ 2		Քայլ 3		Քայլ 4	
Բարակապատ հեծանի նյութը, լայնական հատույթի ձևը	Ուժ, կՆ	Տեղաշարժ, մմ	Ուժ, կՆ	Տեղաշարժ, մմ	Ուժ, կՆ	Տեղաշարժ, մմ	Ուժ, կՆ	Տեղաշարժ, մմ
Ալյումինե ուղղանկյուն	20	3,5	17	7	15	13	15,5	20,5
Պողպատե ուղղանկյուն	18	2	13,5	6,5	10	14,5	8	28

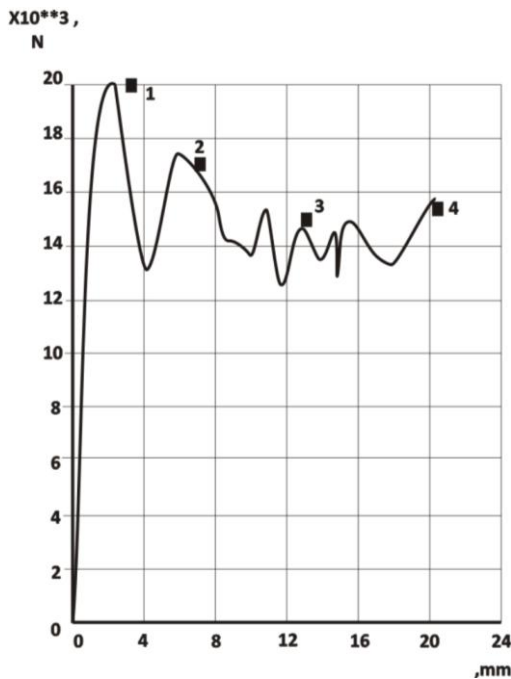


Նկ. 3.39. Ուղղանկյուն հատույթով ալյումինե հեծանի դեֆորմացված տեսքը

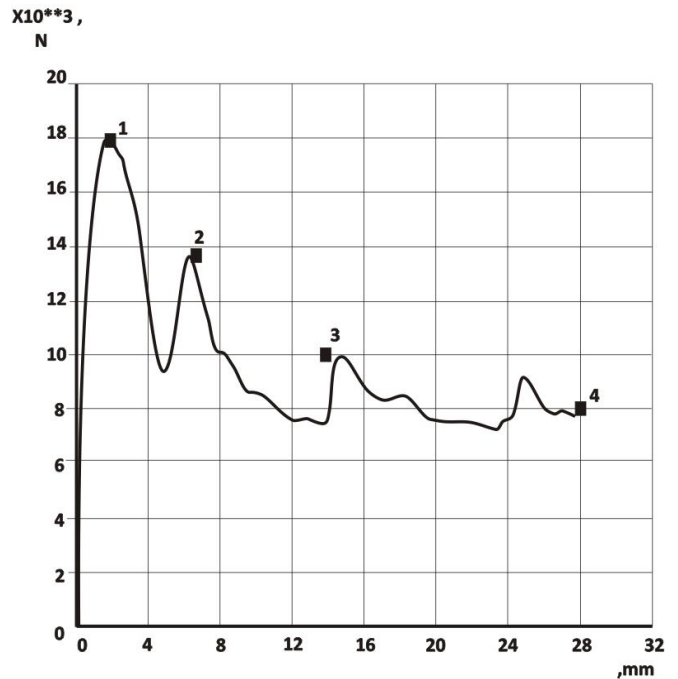


Նկ. 3.40. Ուղղանկյուն հատույթով պողպատե հեծանի դեֆորմացված տեսքը

Նկ. 3.41-ում և 3.42-ում պատկերված են հաշվարկների և փորձերի արդյունքում ստացված ծոող բեռնավորման ուժերի և բեռնավորող մարմնի տակ ճկվածքների միջև կախվածություններն արտահայտող գրաֆիկները համապատասխանաբար ալյումինե և պողպատե ուղղանկյուն հեծանների համար, որտեղ թվերով նշված են բեռնավորման քայլերին համապատասխանող կետերը:



Նկ. 3.41. Ուղանկյուն հատույթով ալյումինե
հեծանի ծոման բեռնավորման
ուժի կախվածությունը ճկվածքներից



Նկ. 3.42. Ուղանկյուն հատույթով պողպատե
հեծանի ծոման բեռնավորման
ուժի կախվածությունը ճկվածքներից

Արդյունքների համեմատությունը ցույց է տալիս, որ շեղումը հաշվարկային և փորձարական արդյունքների միջև առաջին դեպքում կազմում է 5,5 %, իսկ երկրորդ դեպքում՝ 7,4 %:

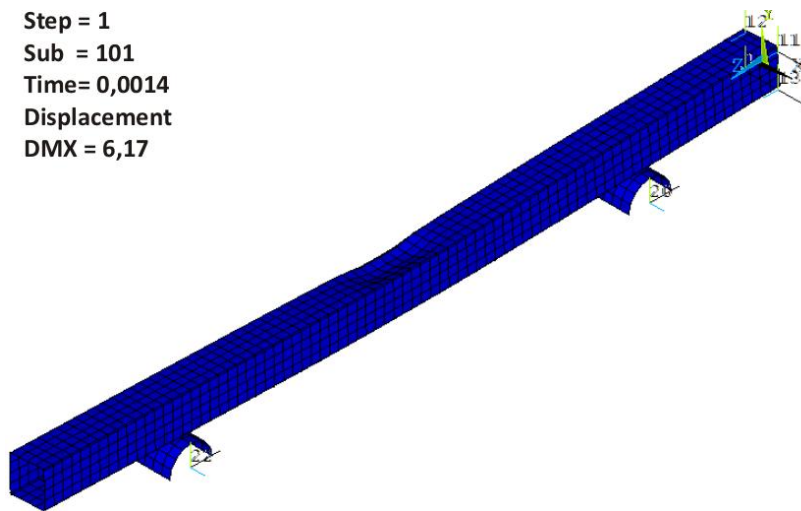
Քառակուսի լայնական հատույթներով պողպատե ձողերի համար կատարվել են դինամիկ բեռնավորման տակ ծոման փորձեր: Դիտարկվել է բեռնավորման երեք դեպք: Փորձանմուշները ծովել են տարբեր բարձրություններից ընկնող զանգվածի հարվածների արդյունքում: Հարվածող մարմնի զանգվածը 10,8 կգ է: Դիտարկվել են անկման բարձրության երեք տարբեր արժեքներ, համապատասխանաբար՝ 960, 1350 և 1590-ական մմ: Փորձանմուշին հարվածի արագությունը որոշվում է էներգիայի պահպանման օրենքից: Օգտվելով ANSYS/LS-DYNA միջավայրում մշակված ծրագրից՝ առաջադրված չափերով փորձանմուշի համար հարվածող մարմնի տարբեր սկզբնական արագությունների դեպքում կատարվում է դեֆորմացման գործընթացի հետազոտություն և որոշվում է նաև փոր-

ձանմուշի դեֆորմացված տեսքը, ճկվածքի չափը և համեմատվում փորձնական արդյունքների հետ:

Նկ. 3.43-ում պատկերված է քառակուսի հատույթով պողպատե հեծանի տեղակայումը ստենդում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը, երբ առավելագույն ճկվածքի չափը 5,81 մմ է: Անկման բարձրությունների 1350 և 1590-ական մմ դեպքերի համար առավելագույն ճկվածքները համապատասխանաբար 8,36 և 10,29-ական մմ են:



Նկ. 3.43. Քառակուսի հատույթով պողպատե հեծանի տեղակայումը ստենդում և փորձի արդյունքում դրա դեֆորմացված տեսքը



Նկ. 3.44. Քառակուսի հատույթով պողպատե հեծանի դեֆորմացված տեսքը

Նկ. 3.44-ում ներկայացվել է ANSYS/LS-DYNA փաթեթում մշակված ծրագրով ստացված քառակուսի հատույթով պողպատե հեծանի դեֆորմացված տեսքը, երբ բեռնավորող

զանգվածը ընկել է 960 մմ բարձրությունից, որի արդյունքում հեծանի առավելագույն ճկվածքը 6,17 մմ է: Բերված օրինակի դեպքում փորձնական և հաշվարկային արդյունքների տարբերությունը 6,2% է: Համանման եղանակով համեմատվել են նաև բեռնավորման երկրորդ և երրորդ դեպքերը, որոնց համար հաշվարկման և փորձնական արդյունքների տարբերությունը համապատասխանաբար կազմում է 6,84 և 7,36 %:

Եզրակացություններ

1. ՎՏՄ-ի կիրառմամբ Volkswagen Touareg 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով տարածական բարդ կառուցվածք ունեցող կրող թափքի համար մշակված հաշվարկային մոդելը և ծրագիրը հնարավորություն են տալիս գնահատել թափքի ամրությունը և կոշտությունը շահագործման տարբեր պայմանների դեպքում: Հաշվարկներով ապացուցվում է, որ առավել վտանգավոր բեռնավորման դեպքը թափքի ոլորումն է, և քննարկված օրինակում ոլորման ժամանակ առաջացող առավելագույն լարումները չեն գերազանցում նշված ավտոմոբիլի թափքի կառուցվածքային տարրերի նյութերի թույլատրելի լարումների արժեքները: Հաշվարկների անհրաժեշտ ճշտության ապահովման վրա էական ազդեցություն ունի թափքը վերջավոր տարրերի ցանցի բաժանման գործընթացի ճիշտ իրականացումը, որի համար կարևորվում է ANSYS ծրագրային փաթեթում սահմանված թույլատրելի արժեքից փոքր սուրանկյուն վերջավոր տարրերի կազմման բացառումը:
2. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի առջևի բամպերի քվադրատատիկ բեռնավորման դեպքում էներգակլանիչներում ի հայտ են գալիս մնացորդային դեֆորմացիաներ, համակարգի հավասարակշռությունը բնութագրող հավասարումների լուծման համար օգտագործվում է ինտեգրման ոչ բացահայտ (implicit) եղանակը: Կառուցվածքային տարրերում նյութերի ֆիզիկական ոչ գծային հատկությունները հաշվի են առնվում

մոտարկման Նյուտոն-Ռաֆսոնի մեթոդով: Որոշվում են պլաստիկ դեֆորմացվող հատվածամասերը, կառուցվածքի դեֆորմացված տեսքը, լարումների բաշխումները:

3. Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերում կիրառվող լայնական հատույթների տարբեր չափեր և տեսքեր ունեցող էներգակլանիչների՝ առանցքային ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման գործընթացի հետազոտումը ցույց է տվել, որ ժամանակակից ավտոմոբիլներում կիրառվող «Ս»-աձև հատույթով, ականջներով էներգակլանիչները միևնույն զանգվածի պայմաններում ունեն ավելի բարձր էներգատարություն: Կախված մարդատար ավտոմոբիլի զանգվածից և դասից՝ հնարավորություն է ստեղծվել որոշել կիրառման համար պահանջվող էներգակլանիչի պարամետրերը:

Առանցքային ուղղությամբ հարվածի խնդրի լուծման ընթացքում օգտագործվել է համակարգի շարժման հավասարումների ինտեգրման բացահայտ (explicit) եղանակը:

4. Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի հիմքերի լոնժերոններում բազմաշերտ հեծանների հաշվարկման մոդելների և ծրագրերի կիրառումը հնարավորություն է տալիս որոշել կողային բախման արդյունքում կառուցվածքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացիաների, լարումների բաշխումները, արգելքի կողմից ազդող ուժի մեծությունը, գնահատել դեֆորմացման գործընթացին համապատասխան կառուցվածքի էներգակլանիչ հատկությունը, ինչպես նաև մշակել միջոցառում, որը կբացառի կրող թափքի հիմքի բազմաշերտ լոնժերոնի պատերի մխրճումը միմյանց մեջ: Հպման պայմանները հաշվի առնող միջոցառումներն օգտագործվում են նաև Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի բախման գործընթացի հետազոտման ժամանակ:

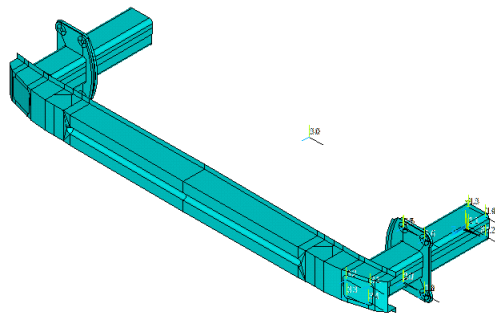
5. Բարակապատ ձողերի առանցքային ուղղությամբ սեղմման և ծռման հետազոտման փորձարարական տվյալների համեմատությունը մշակված հաշվարկային մոդելների կիրառման արդյունքների հետ ցույց է տվել, որ ստացված լուծումներն ապահովում են 5,5-8,2 % սխալանք: Նշվածը հիմք է տալիս եզրակացնելու, որ մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման նպատակով մշակված հաշվարկային մոդելի և ծրագրի կիրառմամբ ստացված արդյունքներն ունեն բավարար հավաստիություն:

ԳԼՈՒԽ 4. ՃԱԿԱՏԱՅԻՆ, ՇԵՂԱՃԱԿԱՏ ԵՎ ՀԵՏԵՎԻՑ ԲԱԽՈՒՄՆԵՐԻ ԴԵՊՔՈՒՄ ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՊԱՍԻՎ ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՄԱՄԲ

4.1. Մարդատար ավտոմոբիլի ճակատային բախման դեպքում առջևի լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման հաշվարկային մոդելի մշակումը

Ճակատային բախման դեպքում մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի և լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման հետազոտման համար վերջավոր տարրերի մեթոդով մշակվել է հաշվարկային մոդել և կազմվել ծրագիր [49], որը հնարավորություն է տալիս հետազոտել դրա դեֆորմացման գործընթացը բեռնավորման տարբեր ռեժիմներում, որոշել կառուցվածքի առավել դեֆորմացված և վտանգավոր կետերը, ինչպես նաև հաշվարկել դեֆորմացման էներգիան:

Հաշվարկային մոդելի մշակման ժամանակ օգտագործվել են Volkswagen Eos մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի տվյալները [45]: Քննարկվող կառուցվածքում բամպերի էներգակլանիչները կցաշուրթով միացված են լոնժերոնների առջևի կցաշուրթերին: Կիրառված են հեղույս-մանեկ միացություններ: Քննարկվող օրինակում առջևի բամպերը էներգակլանիչների հետ եռակցված է: Նկ. 4.1-ում պատկերված է կառուցվածքի սխեման, որը մշակվել է ANSYS/LS-DYNA 12.1 ծրագրային փաթեթի օգնությամբ:



Նկ. 4.1. Ավտոմոբիլի առջևի լոնժերոններին բամպերի միացման սխեման

Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի լոնժերոնների և առջևի բամպերի կառուցվածքային տարրերը բաց և փակ պրոֆիլներով բարակապատ հեծաններ են, էներգակլանիչ-

ները՝ փակ պրոֆիլով ձողեր, որոնք բեռնավորվում են սեղմման տակ: Լոնժերոններն ու էներգակլանիչները և դրանց կապող քանդովի միացությունները մոդելավորվում են թաղանթային տիպի Shell163 գրադարանային վերջավոր տարրով, որը հնարավորություն է տալիս հաշվի առնել թաղանթին և դրան ուղղահայաց հարթություններում ազդող բոլոր բեռնավորումները: Առջևի լոնժերոնը «Ս»-ձև հատույթով բաց պրոֆիլի երկու ձողով, միմյանց հետ եռակցմամբ միացված կառուցվածք է: Մշակված մոդելում ավտոմոբիլի թափքի՝ քննարկվող հանգույցի ձողերը ներկայացված են հարթությունների կիրառմամբ: Այդ դեպքում հաշվի են առնվել դրանց չափերը, կիրառվող պողպատի մեխանիկական հատկությունները (խտություն, Յունգի մոդուլ, Պուասսոնի գործակից, $\sigma_T=230$ ՄՊա հոսունության սահման և այլն): Քննարկվող կառուցվածքի կցաշտրթերը կապող հեղույսային միացությունների համար նախատեսված անցքերի չափերը և տեղակայման դիրքերը համապատասխանում են իրական կառուցվածքին:

Հաշվարկային մոդելի մշակման ժամանակ կառուցվածքային տարրերի բոլոր երկրաչափական չափերը ներկայացվում են պարամետրական տեսքով, որով հնարավորություն է ստեղծվում հետազոտման ժամանակ կատարել կառուցվածքային փոփոխություններ և որոշել կառուցվածքի բարելավված չափերը:

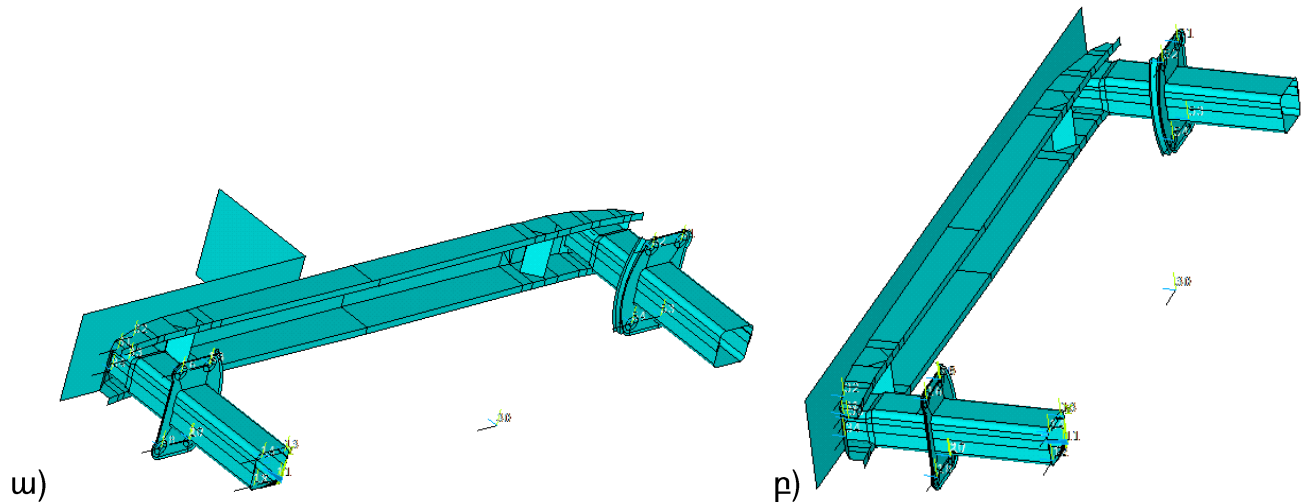
Նկ. 4.2 ա և բ-ում կառուցվածքի սխեմայից զատ պատկերված են նաև ազդող կոշտ արգելքների տեղակայումները:

ՎՏՄ-ով լուծման դեպքում հեղուսային միացությունների անցքերի շուրջը լարումների բաշխման անհրաժեշտ ճշտության ստացման համար կարևոր դեր ունի շրջանագծերի վրա վերջավոր տարրերի հանգույցների նվազագույն քանակի հիմնավորումը: Խնդրի լուծման բարձր ճշտություն ապահովելու համար կարևոր է նաև անցքի շուրջը տեղակայված վերջավոր տարրերի չափերի ընտրությունը [115]:

Նկ. 4.3-ում պատկերված է խնդիրների եզրային պայմանների սխեմատիկ պատկերը: Քննարկվում է 64 կմ/ժ սկզբնական արագությամբ բախման գործընթաց [28, 107]: Իներցիայի կիրառմամբ, նյութի դեֆորմացման դիագրամի հիման վրա, մոտարկման միջոցով հաշվի է առնվում նյութի ոչ գծայնությունը (Bilinear kinematic): Բարձր ոչ գծայնու-

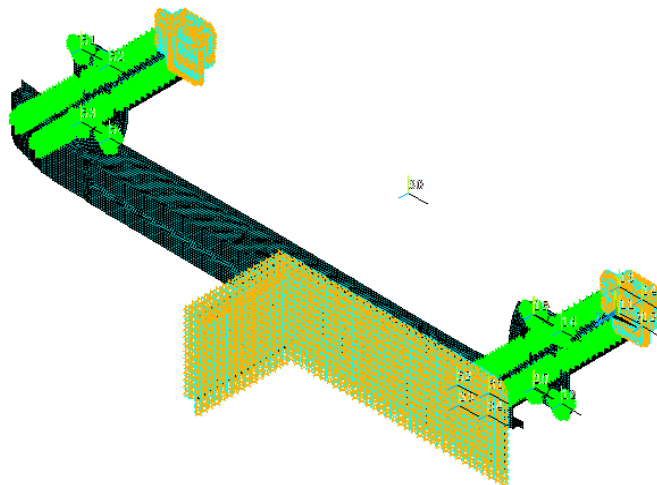
թյամբ հարվածային դինամիկայի խնդիրներ լուծելիս արդյունքի ճշտության վրա մեծ ազդեցություն է թողնում ժամանակի աճի քայլի մեծության ճիշտ որոշումը [100]:

Բերված սխեմաներում լոնժերոնների աջ ծայրերը անշարժացված են: Բամպերի ու ազդող կոշտ հարթության միջև հպման պայմաններն առաջադրելիս հաշվի է առնվել նաև դրանց միջև շփման ուժերի առկայությունը:



Նկ. 4.2. Բախման սխեմաներ.

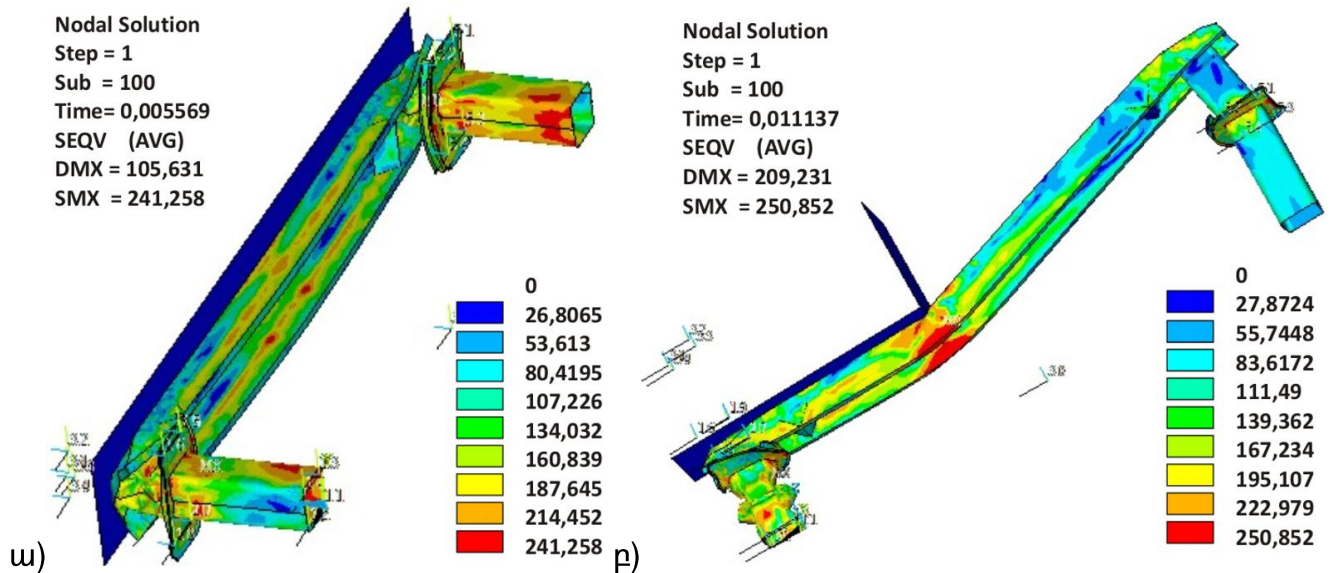
ա) շեղանկատ (40% մասնակի վրաձածկմամբ ճակատային), բ) ճակատային



Նկ. 4.3. Կառուցվածքի բաղկացուցիչ տարրերի միացումների սխեման և եզրային պայմանները

Նկ. 4.4 ա-ում պատկերված է համարժեք (Միզեսի) լարման բաշխումը ճակատային բախման դեպքում կոշտ մարմինը $u_z=100$ մմ տեղափոխելիս: Բախումը ավտոմոբիլի եր-

կայնական առանցքի նկատմամբ համաչափ է: Էներգակլանիչները բեռնավորված են հիմնականում առանցքային սեղմման տակ: Ավտոմոբիլի շարժիչի հատվածամասի չափերի փոփոխությունը փոքր է:



Նկ. 4.4. Բախման տարբեր սխեմաների դեպքում $\sigma_{\text{համ}}$ համարժեք լարումների բաշխումները, ՄՊա. ա) ճակատային բախում, երբ $u_z=100$ մմ, բ) շեղանկատ բախում, երբ $u_z=200$ մմ

Շեղանկատ բախման դեպքում բամպերը ծռման է ենթարկվում (նկ. 4.4 բ): Էներգակլանիչների միաժամանակյա սեղմման և ծռման տակ խնդրի լուծման արդյունքում ստացվել է նաև կառուցվածքի դեֆորմացված տեսքը: Կցաշուրթերի դեֆորմացված տեսքը ընդգծում է նաև ծռման բեռնավորման առկայությունը: Կցաշուրթերի միացման տեղամասում ներսի կողմից, հարթությունները սեղմվում են, իսկ արտաքին կողմից առկա է ձգող բաղադրիչ: Այդ տեղամասերում միացվող կցաշուրթերի միջև կապն ապահովվում է հեղույս-մանեկ միացությունն արտապատկերող հանգույցների միջոցով:

Հաշվարկվել է նաև շեղանկատ բախման դեպքում (երբ $u_z=200$ մմ) կառուցվածքի դեֆորմացման վրա ծախսված էներգիայի մեծությունը: Առավելագույն արժեքը 1200×10^4 Նժմ է, որը հնարավորություն է տալիս գնահատել դեֆորմացման պատճառ հադիսացող արտաքին ազդակի զանգվածը [45]:

4.2. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի ճակատային բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը

Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման խնդրի հրատապությունը պահանջում է կառուցվածքի ամրության և անվտանգության գնահատման ժամանակակից մեթոդների կիրառում: Ավտոմոբիլը պետք է համապատասխանի պասիվ անվտանգությանը ներկայացվող մի շարք ստանդատների պահանջներին, որոնցից հիմնականներն են՝ ՄԱԿ-ի ԵՏՀ-ն [54, 55], Euro NCAP-ը [90, 91, 92, 93, 94], NHTSA-ը [132, 133] և IIHS-ը [105, 106]:

Ավտոմոբիլի ճակատային բախման խնդրի լուծման համար որպես օբյեկտ քննարկվում է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլը, որի թափքը կրող է: Այն ուժեղացված է երկայնական հեծաններով և լայնադրակներով: Նշված ավտոմոբիլի կրող թափքի տուփածն կառուցվածքները ստացվել են պողպատե բարակ թերթերից:

Ատենախոսությունում մարդատար ավտոմոբիլի թափքի անվտանգության բարձրացման խնդիրը դիտարկվել է բախման տարբեր սխեմաների (ճակատային, շեղաճակատ, կողային, հետևից) և տանիքի սեղմման դեպքի համար: Թափքի, դրա բաղկացուցիչ տարրերի երկրաչափական բոլոր չափերը, լայնական հատույթների տեսքերը վերցվել են Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի կրող թափքից՝ համապատասխան չափումների արդյունքում:

Հաշվարկի սկզբնական փուլում որպես կառուցվածքային նյութ թափքի համար ընտրվել է թույլ մեխանիկական հատկություններով 15к0 թերթային պողպատը (ГОСТ 19903-74) [62]: Բեռնավորման վերոհիշյալ բոլոր սխեմաների համար հաշվարկները կատարվել են դինամիկական տարբեր բեռնվածքների տակ: Հետազոտվել են դեֆորմացման բոլոր գործընթացները, որոշվել՝ կառուցվածքի դեֆորմացված տեսքերը, լարումների և դեֆորմացիաների բաշխումները, կատարվել է դեֆորմացման էներգիայի գնահատում: Նշված կառուցվածքի դեֆորմացման գործընթացների հետազոտումից, թերությունների հայտնաբերումից հետո կատարվել են կառուցվածքային բարելավումներ՝ թափքի տարբեր հատվածամասերում ավելի բարձր մեխանիկական հատկություններով պողպատներ կի-

րառելով, ինչպես նաև որոշ բաղկացուցիչ տարրերի չափերի փոփոխություններ կատարելով: Բարելավումն ընթացել է աստիճանաբար: Դիտարկվել են բազմաթիվ օրինակներ: Բարելավված տարբերակով մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքում բարձր մեխանիկական հատկություններով պողպատների մակնիշների ընտրության ժամանակ օգտագործվել են ժամանակակից ավտոմոբիլների թափքերում կիրառում գտած պողպատները:

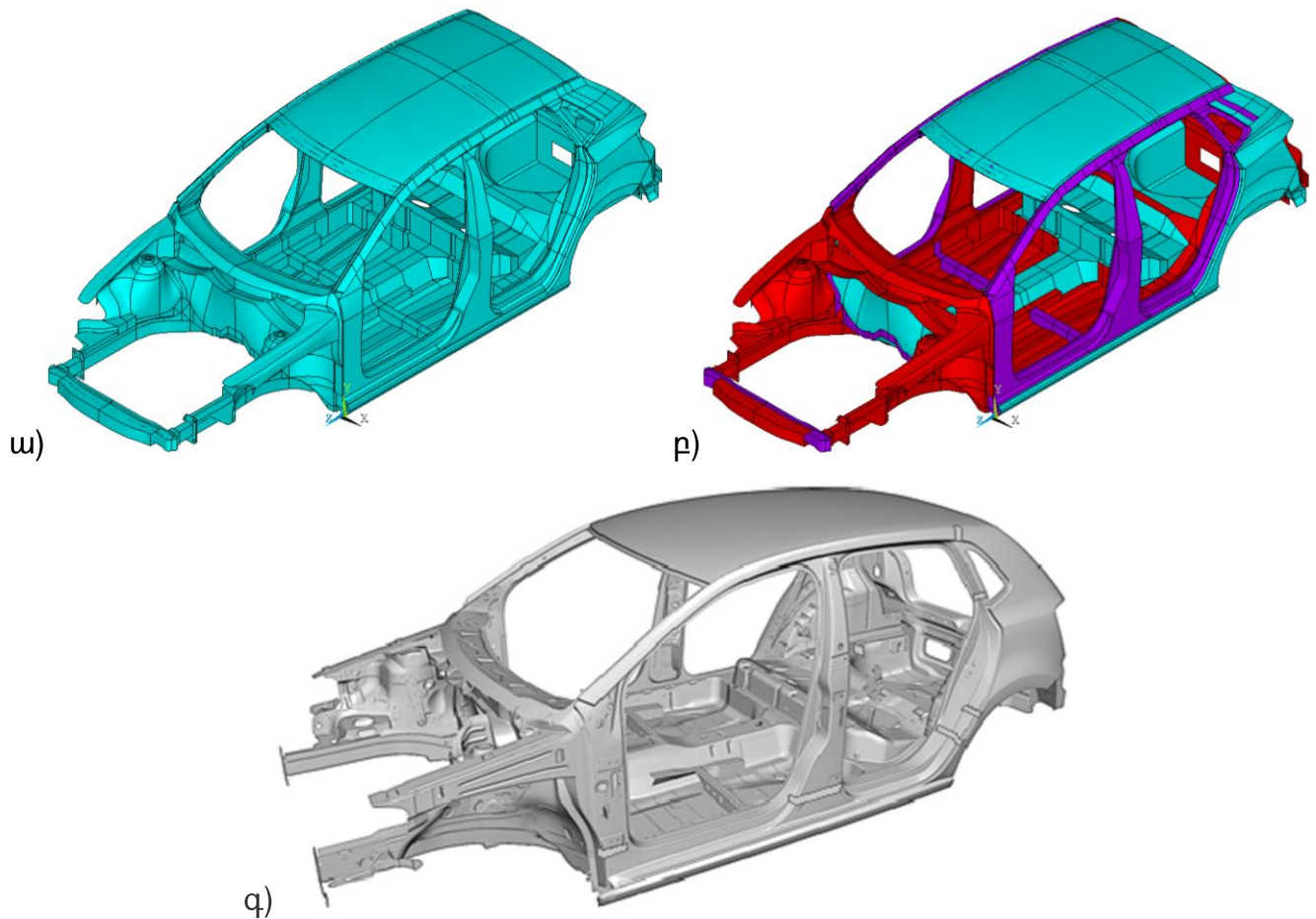
Հետազոտությունների արդյունքում թափքի որոշ տեղամասերում կատարվել են կառուցվածքային առանձին տարրերի հաստությունների փոփոխություններ: Կրող թափքի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման նպատակով բարձր ոչ գծայնությունը հաշվի առնող ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի օգտագործմամբ մշակված և կիրառվող հաշվարկային մոդելում ու ծրագրում նախատեսված է բաղկացուցիչ տարրերի չափերի փոփոխման հնարավորություն:

Արդյունքների համեմատության համար ատենախոսությունում ներկայացվում է կրող թափքի երկու տարբերակ՝ առաջադրված մեկ մակնիշի պողպատից պատրաստած, որպես բազային օգտագործվող օբյեկտը, և բարելավված՝ անվտանգության բարձրացված մակարդակ ապահովող կառուցվածքը:

Ստորև դիտարկվում է մարդատար ավտոմոբիլի թափքը 50 կմ/ժ սկզբնական արագությամբ անշարժ կոշտ արգելքին ճակատային բախման խնդիրը [44, 128, 130], որտեղ ի հայտ են գալիս նյութի ֆիզիկական ոչ գծայնություն, մեծ դեֆորմացիաներ և ոչ գծային տեղափոխություններ: Հարվածի ընթացքում թափքի առանձին հատվածամասերում առաջանում են կարճաժամկետ ազդող մեծ արագություններ և արագացումներ: Թափքի կառուցվածքի առանձին տեղամասերը միմյանց հետ գտնվում են հպման տարբեր իրավիճակներում, հավող մակերևույթների միջև ի հայտ են գալիս տարբեր շփման ուժեր, մակերևույթների հպման տեղերը հարվածի ընթացքում կարող են փոփոխվել: Նշված ընթացակարգն ապահովվում է Conta և Targe տիպերի գրադարանային վերջավոր տարրերի կիրառմամբ [100], որոնց մասին արդեն նշվել է ատենախոսության նախորդ գլուխներում:

Նկ. 4.5-ում պատկերված են Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքը (գ), ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ մոդելավորված թափքի [44] հաշվարկային սխեմաները՝ բազային կառուցվածքի (միամետաղ) (ա) և առա-

ջարկվող բարելավված տարբերակի համար (բազմամետաղ) (բ): Նկ 4.5 ա և բ-ում գունա-
 յին բաշխմամբ պատկերված թափքի սխեմաներում պողպատների մեխանիկական հատ-
 կությունները հետևյալն են. 7850 կգ/մ³ խտություն, 21000 ՄՊա Յունգի մոդուլ, 0.3
 Պուասսոնի գործակից, երկնագույնով նշված կառուցվածքային տարրերում պողպատի
 հոսունության սահմանը 230 ՄՊա է, կարմիրը՝ 600 ՄՊա, մանուշակագույնը՝ 1000 ՄՊա:
 Առաջարկվող բարելավված թափքի կառուցվածքային առանձնահատկությունները ներկա-
 յացված են հավելված 4-ում:

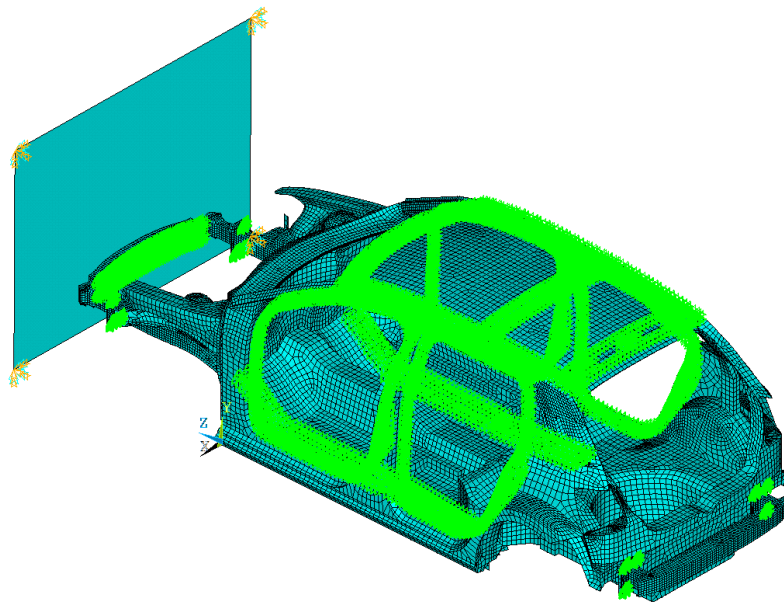


Նկ. 4.5. Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի թափք. ա) մեկ մակնիշի պողպատից
 (միամետաղ) պատրաստած թափքի սխեմա (Ա), բ) տարբեր մակնիշների պողպատից
 (բազմամետաղ) պատրաստած թափքի սխեմա (Բ), գ) թափքի ընդհանուր տեսք

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կառուցվածքային տարրերը մոդելավորված
 են թաղանթային Shell163 տիպի գրադարանային վերջավոր տարրով, որը հնարավորու-
 թյուն ունի հաշվի առնել մեծ դեֆորմացիաները: Ավտոմոբիլի թափքի սխեմաներում (նկ.

4.5 ա, բ) կառուցվածքները ներկայացված են հարթությունների տեսքերով: Այդտեղ հաշվի են առնվել դրանց չափերը, հաստությունները, կիրառվող նյութերի մեխանիկական հատկությունները: Թափքում առկա անցքերի չափերը և տեղակայման կոորդինատները, որոնք նախատեսված են քանդովի կառուցվածքային տարրերի միացման համար, նույնպես հաշվի են առնվել [44]: Հաշվարկային մոդելի մշակման ժամանակ կառուցվածքային տարրերի բոլոր չափերը ներկայացված են պարամետրական տեսքով, ինչը հնարավորություն է տալիս հետագայում կառուցվածքային լավարկումներ կատարելիս տարբեր լուծումները հեշտությամբ քննարկել:

Նկ. 4.6-ում ներկայացված է թափքի հաշվարկային մոդելը և անշարժ կոշտ արգելքի տեղակայումը: Հաշվարկային մոդելում պատկերված է թափքի՝ վերջավոր տարրերի բաժանած ցանցի տեսքը, որտեղ օգտագործվել են քառանկյուն վերջավոր տարրեր, որոնք ապահովում են հաշվարկման բարձր ճշտություն: Հաշվարկային մոդելում կանաչ գույնի նշաններով ցույց են տրված թափքի բաղկացուցիչ տարրերի՝ միմյանց կցման տեղամասերը: Դրանք միացվող կառուցվածքային տարրերի հանգույցների ազատության աստիճանների սահմանափակումներն են: Ընդհանուր դեպքում տարածական բարդ կառուցվածք ներկայացնող հաշվարկային մոդելում ցանցային յուրաքանչյուր հանգույց ունի վեց ազատության աստիճան:



Նկ. 4.6. Թափքի ճակատային բախման հաշվարկային մոդելը

Կոշտ արգելքին կրող թափքի ճակատային բախման գործընթացը քննարկվում է 50 կմ/ժ սկզբնական արագությամբ [55, 90]: Կառուցվածքային տարրերի նյութերի պլաստիկ դեֆորմացիաները հաշվի են առնվում՝ դրանց դեֆորմացման դիագրամների հիման վրա համապատասխան մոտարկումներ իրականացնելով (Նյուտոն-Ռաֆսոնի մեթոդ): Կիրառվել է պոդպատի «Bilinear kinematic» մոդելը, որտեղ հաշի են առնվում նաև պլաստիկ դեֆորմացիաների ընթացքում նյութերի ամրացումները: Հաշվարկման ճշտության վրա էական ազդեցություն ունի ժամանակային քայլի ճիշտ ընտրությունը, որը որոշվում է Կուրանտ-Ֆրիդրիքս-Լեվիի ցուցանիշով [100]:

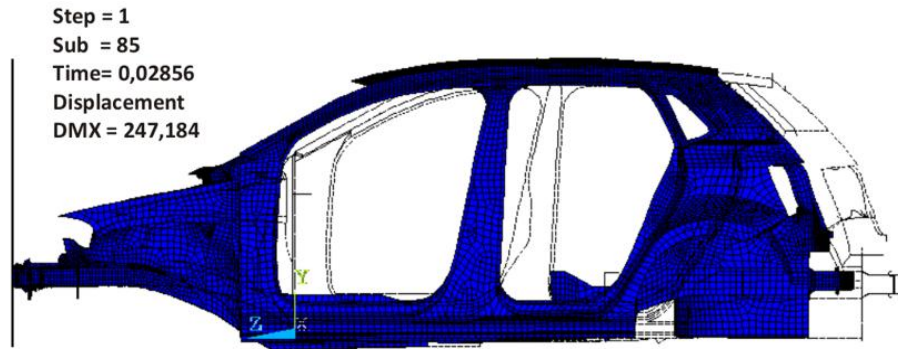
Հավելված 5.1-ում պատկերված են ճակատային բախման արդյունքում քննարկվող բազային թափքի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը: Միամետաղ բազային վերցված թափքում (Ա) հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը կազմում է 515,7 մմ, բախման տևողությունը՝ 0,06 ս: Թափքի բամպերը, առջևի լոնժերոնները և էներգակլանիչները ենթարկվում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների: Շարժիչի հատվածամասը էական ձևափոխությունների է ենթարկվում: Հավելված 5.7-ում ներկայացված է բարելավված բազմամետաղ թափքի ճակատային բախման ընթացքը:

Հավելված 5.2-ում պատկերված է համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը բախումից հետո: Բերված արդյունքներից հետևում է, որ բազային թափքում (Ա) բախման արդյունքում մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում թափքի առջևի ամբողջ հատվածամասում: Պլաստիկ դեֆորմացման գոտում են գտնվում բամպերը, առջևի էներգակլանիչները, առջևի լոնժերոնները, սրահի առջևի վահանակը. թափքի առջևի հատվածը հիմնովին ձևափոխվում է:

Տարբեր մակնիշների պոդպատներից կազմված (Բ), առաջարկվող կառուցվածքում (նկ. 4.7) նույն սկզբնական արագությամբ բախման տևողությունը կազմում է 0.02856 ս, իսկ հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը՝ 247,2 մմ: Թափքի բամպերը և էներգակլանիչները ենթարկվում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների, իսկ շարժիչային հատվածամասը աննշան է ձևափոխվում:

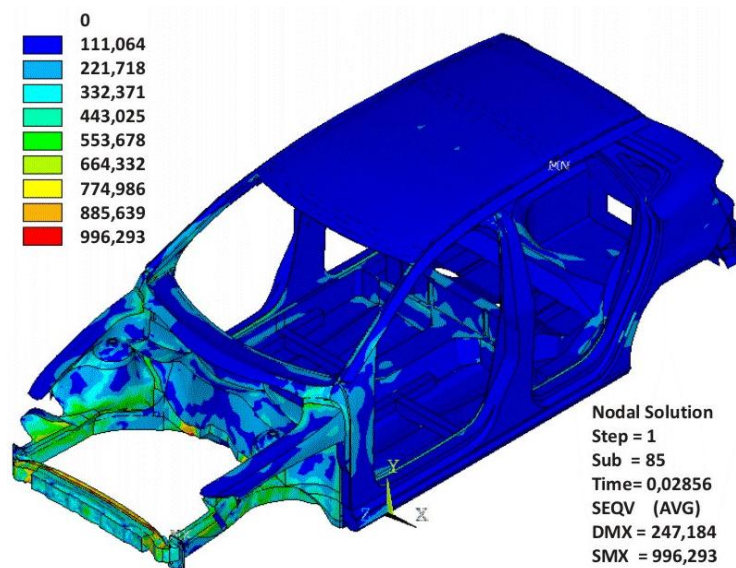
Նկ. 4.8-ում պատկերված է բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (Բ): Բերված արդյունքներից հետևում է, որ առաջարկվող

կառուցվածքով թափքում բախման արդյունքում մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում թափքի առջևի էներգակլանիչներում [74]:



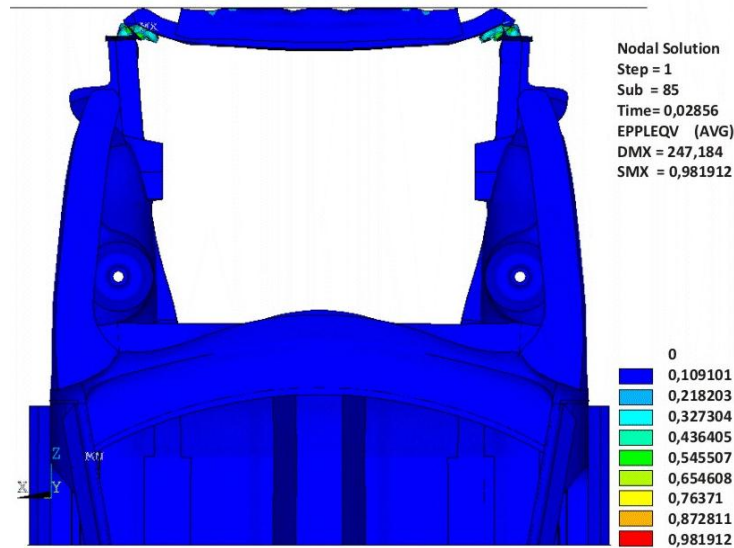
Նկ. 4.7. Ճակատային բախումից հետո բարելավված տարբերակով բազմամետաղ թափքի (Բ) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)

Հավելված 5.3-ում պատկերված է համարժեք $\varepsilon_{պլաստ}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը: Բերված արդյունքներից բխում է, որ բազային թափքում բախման արդյունքում մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում, դրանց առավելագույն արժեքը 1,312 է, պլաստիկ դեֆորմացիաների կուտակումներ առկա են էներգակլանիչներում, լոնժերոններում, լոնժերոնները թափքի սրահին միացման շրջակայքում, բամպերում: Շարժիչի հատվածամասն ամբողջությամբ ճնկվել է:



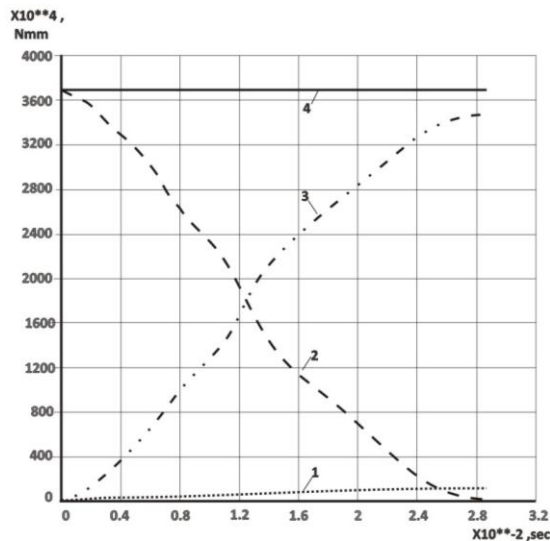
Նկ. 4.8. Ճակատային բախումից հետո համարժեք $\sigma_{համ}$ լարումների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (Բ), ՄՊա

Նկ. 4.9-ում պատկերված է բազմամետաղ թափքի բախման ընթացքում առաջացող համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը (Բ): Բերված արդյունքներից հետևում է, որ առաջարկվող կառուցվածքով թափքում բախման հետևանքով մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում թափքի առջևի էներգակլանիչներում, որտեղ դրանց առավելագույն չափը 0,9818 է: Պլաստիկ դեֆորմացիաներ նկատվում են միայն էներգակլանիչներում և բամպերի արտաքին մակերևույթին կոշտ միացված թաղանթում:



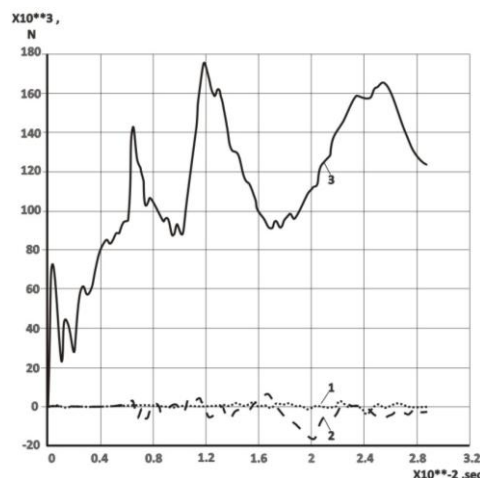
Նկ. 4.9. Ճակատային բախումից հետո համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (Բ)

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքը ճակատային բախման ընթացքում, ի հաշիվ ավտոմոբիլի սկզբնական կինետիկ էներգիայի, դեֆորմացվում է: Հավելված 5.4-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) ճակատային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը, որից երևում է, որ միամետաղ թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 3200×10^4 Նժմ էներգիա: Մարդատար ավտոմոբիլի կրող բազմամետաղ կառուցվածքով (Բ) թափքի ճակատային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը ներկայացված է նկ. 4.10-ում, որից երևում է, որ բախման սկզբից 0.02856 վ հետո թափքի շարժման կինետիկ էներգիան մարում է, կրող թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 3500×10^4 Նժմ էներգիա:

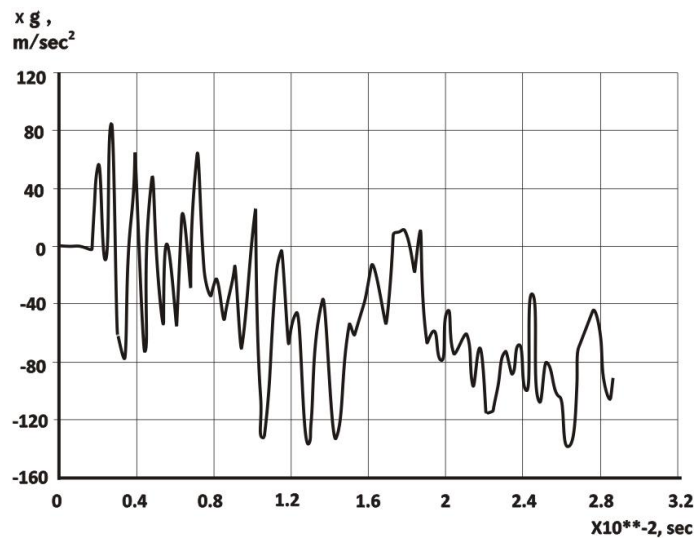


Նկ. 4.10. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) ճակատային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ, 3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, *Նսմմ*

Հավելված 5.5-ում պատկերված են միամետաղ կրող թափքի (Ա) ճակատային բախման ընթացքում անշարժ պատի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկները: Առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 181 կՆ է: Նկ. 4.11-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) ճակատային բախման ընթացքում անշարժ պատի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկներից երևում է, որ առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 175 կՆ է [49]:



Նկ. 4.11. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) ճակատային բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , *Ն*



Նկ. 4.12. Ճակատային բախման ժամանակ բազմամետաղ թափքի (Բ) միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, մ/վ²

Աղյուսակ 4.1

Ճակատային, շեղանկատ և հետևից բախումների բնութագրեր

Հարվածի տեսակը	Ճակատային		Շեղանկատ		Հետևից	
Թափքը	Բազային	Բարելավված	Բազային	Բարելավված	Բազային	Բարելավված
Դեֆորմացման էներգիան, Ջ	32000	35000	46000	48000	8000	8000
Առավելագույն տեղափոխությունը, մմ	515,645	247,184	1021	727,782	118,42	74,456
Էներգատարությունը, կՋ/մ	62,058	141,595	45,06	65,954	67,56	107,446
Էներգատար. բարձրացումը, %	-	128,17	-	46,39	-	59,045
Արգելքի հակազդման առավելագույն ուժը, կՆ	181	175	122	162	133	186
Հակազդ. ուժի մեծացումը, %	-	-3,315	-	32,79	-	39,85
Թափքի սահմանված կետի դանդաղ. առավելագույն արժեքը, մ/վ²	155g	139g	161,6g	148,19g	-	
Դանդաղեց. նվազեցումը, %	-	10,32	-	8,3		

Հավելված 5.6-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) ճակատային բախման ընթացքում թափքի միջին կանգնակի (կանգնակը տանիքին միացնող հատույթի) կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը՝ կախված ժամանակից: Գրաֆիկից երևում է, որ նշված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը ճակատային բախման դեպքում 155g մ/վ² է, որը գերազանցում է չափորոշիչային փաստաթղթերում ճակատային բախման համար սահմանված առավելագույն 150g մ/վ² արժեքին [90]:

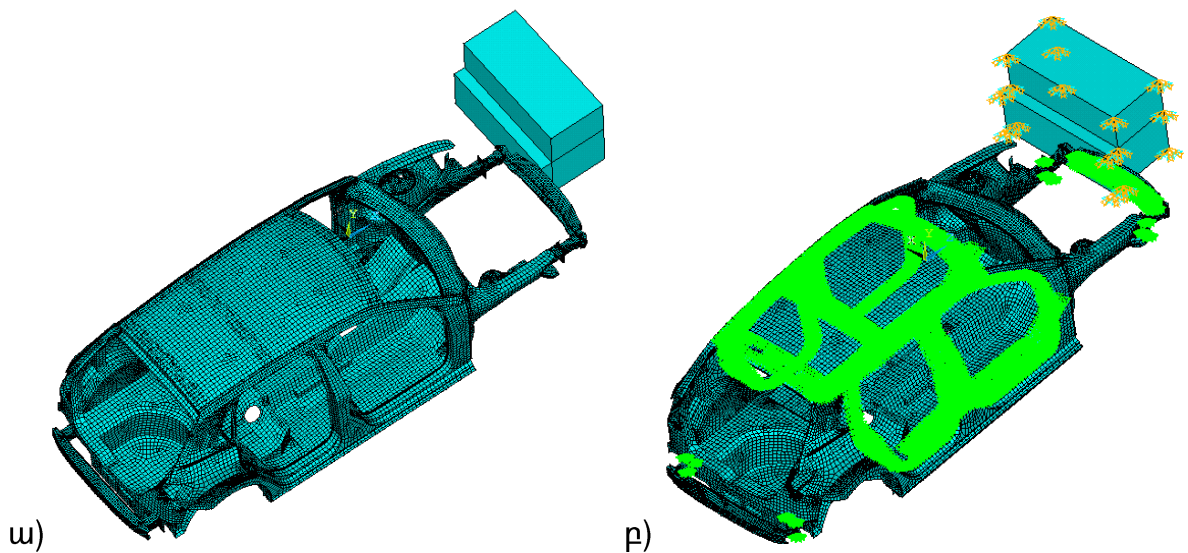
Նկ. 4.12-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) ճակատային բախման ընթացքում թափքի միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկից երևում է, որ վերջինի առավելագույն արժեքը կազմում է 139g մ/վ² և գտնվում է չափորոշիչային փաստաթղթերում ճակատային բախման համար սահմանված թույլատրելի տիրույթում [90]:

Ճակատային բախման դեպքում բազային միամետաղ (Ա) և բարելավված բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքների դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղյ. 4.1-ում, որի տվյալներով ապացուցվում է, որ առաջարկվող բազմամետաղ կառուցվածքով թափքը նշված բախման սխեմայի դեպքում ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում: Այն արտահայտվում է հետևյալ ձևով. ճակատային բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի 516 մմ-ի համեմատ բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 247 մմ, որը հանգեցնում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալի ապահովմանը: Միամետաղ թափքի 62,058 կՋ/մ էներգատարության համեմատ բազմամետաղ թափքի էներգատարությունն աճել է 128,17%-ով և դարձել 141,595 կՋ/մ: Կրող թափքի միջին կանգնակի չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը միամետաղ թափքի համար կազմում է 155g մ/վ² և գտնվում է թույլատրելի տիրույթից դուրս, մինչդեռ բազմամետաղ թափքի համար այն նվազել է 10,32%-ով և կազմում է ընդամենը 139g մ/վ² ու գտնվում է չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված թույլատրելի տիրույթում:

4.3. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի շեղանկատ բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը

Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման խնդրի հրատապությունը պահանջում է նաև հետազոտել մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը շեղանկատ (40% մասնակի վրածածկմամբ ճակատային) բախման դեպքում:

Ավտոմոբիլի շեղանկատ բախման խնդրի լուծման համար օգտագործվում է մարդատար ավտոմոբիլի թափքի ճակատային բախման խնդրի լուծման ժամանակ ատենախոսության գլուխ 4-ի 2-րդ ենթագլխում ներկայացված հաշվարկային սխեման: Մշակված մոդելում կիրառվում են շեղանկատ բախման եզրային պայմանները: Գործող չափորոշիչային փաստաթղթերի պահանջներին համապատասխան՝ շեղանկատ բախման խնդրի դեպքում ավտոմոբիլի թափքի անշարժ արգելքին շեղանկատ բախման սկզբնական արագությունն առաջադրվում է 64 կմ/ժ [92]:



Նկ. 4.13. Շեղանկատ բախման խնդիր. ա) վերջավոր տարրերին բաժանման սխեման, բ) հաշվարկային մոդելը

Շեղանկատ բախման հետազոտման արդյունքների համեմատության համար ևս քննարկվում է կրող թափքի երկու տարբերակ՝ առաջադրված մեկ մակնիշի պողպատից

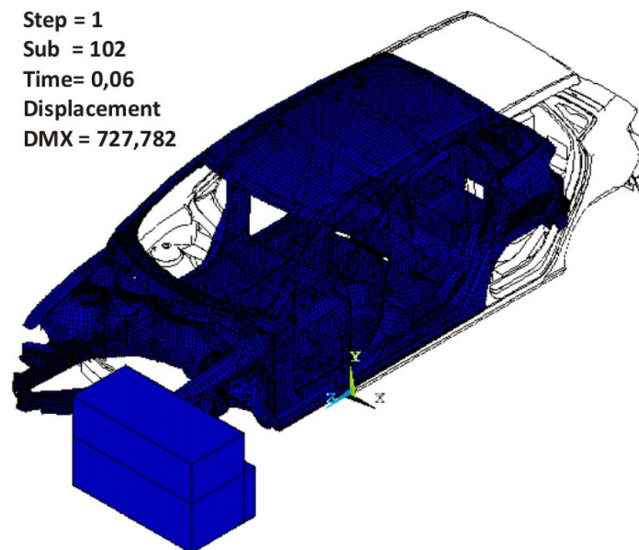
(Ա) պատրաստած որպես բազային օգտագործվող կառուցվածքը (նկ. 4.7 ա) և բարելավված, անվտանգության բարձրացված մակարդակ ապահովող բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքը (նկ. 4.7 բ): Նշված խնդրում նույնպես քննարկվում են նյութի ֆիզիկական և երկրաչափական ոչ գծայնությունները:

Նկ. 4.13 ա-ում պատկերված է ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ ստացված Volkswagen Polo 2010 մարդատար ավտոմոբիլի թափքի շեղանկատ բախման խնդրի լուծման համար կիրառված հաշվարկային սխեման, որտեղ պատկերված է նաև թափքը վերջավոր տարրերի վրա բաժանման ցանցի տեսքը: Մարդատար ավտոմոբիլի կառուցվածքային տարրերը մոդելավորված են թաղանթային Shell163 տիպի գրադարանային վերջավոր տարրով: Նկ. 4.13 բ-ում ներկայացված է թափքի հաշվարկային մոդելը և անշարժ, կոշտ արգելքի տեղակայումը:

Հավելված 6.1-ում պատկերված է շեղանկատ բախման արդյունքում քննարկվող բազային թափքի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը: Միամետաղ (Ա) բազային թափքում հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը կազմում է 1021 մմ, բախման տևողությունը՝ 0,072 վ: Թափքի բամպերը, առջևի լոնժերոնները և էներգակլանիչները ենթարկվում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների: Շարժիչի հատվածամասը էական ձևափոխությունների է ենթարկվում:

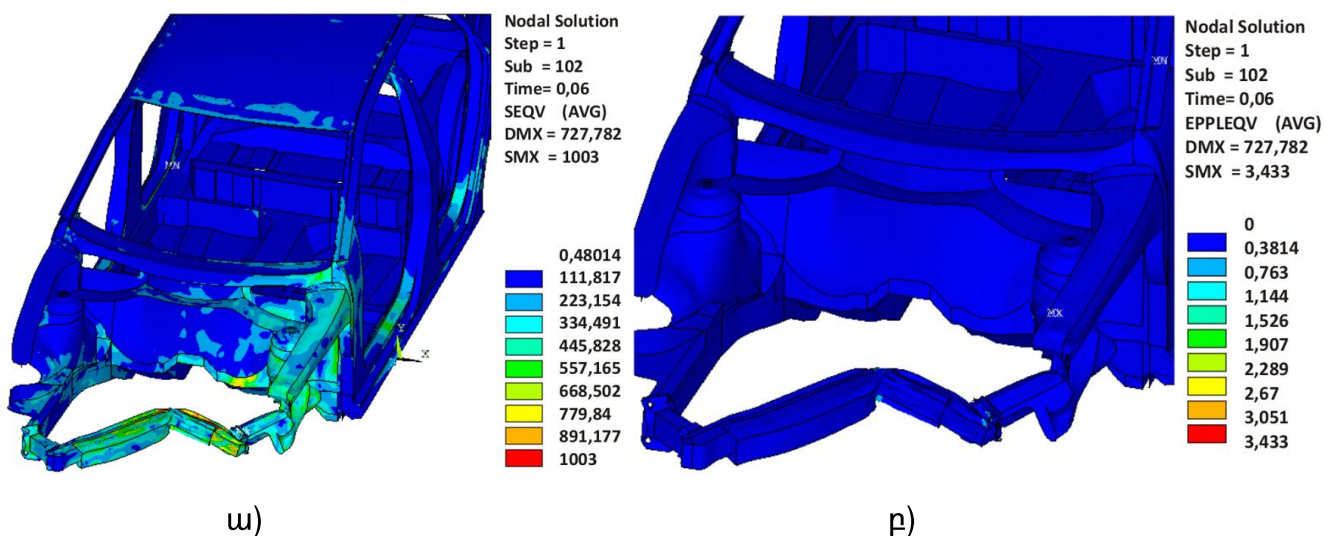
Հավելված 6.2-ում պատկերված է բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը: Բերված արդյունքներից բխում է, որ բազային թափքում (Ա) բախման արդյունքում մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում թափքի առջևի ամբողջ հատվածամասում: Պլաստիկ դեֆորմացման գոտում են գտնվում բամպերը, առջևի էներգակլանիչները, առջևի լոնժերոնները, սրահի առջևի վահանակը, թափքի առջևի հատվածը հիմնովին ձևափոխվում է:

Տարբեր մակնիշների պողպատներից կազմված (Բ), առաջարկվող կառուցվածքում (նկ. 4.14) նույն սկզբնական արագությամբ բախման տևողությունը կազմում է 0,06 վ, իսկ հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը՝ 727,782 մմ: Թափքի բամպերը և էներգակլանիչները ենթարկվում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների, իսկ շարժիչային հատվածամասը աննշան է ձևափոխվում:



Նկ. 4.14. Շեղանակատ բախումից հետո բարելավված տարբերակով բազմամետաղ թափքի (Բ) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)

Նկ. 4.15 ա-ում պատկերված է բազմամետաղ թափքի (Բ) բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը: Բերված արդյունքներից հետևում է, որ առաջարկվող կառուցվածքով թափքում բախման արդյունքում մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում թափքի առջևի էներգակլանիչներում, բամպերում և լոնժերոններում:



Նկ. 4.15. Շեղանակատ բախումից հետո բազմամետաղ թափքում (Բ) համարժեք ա) $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների ($ՄՊա$) և բ) $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումները

Հավելված 6.3-ում պատկերված է միամետաղ թափքի (Ա) բախումից հետո համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը: Բերված արդյունքներից հետևում է, որ բազային թափքում բախման արդյունքում մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում, դրանց առավելագույն արժեքը 2 է, պլաստիկ դեֆորմացիաների կուտակումներ առկա են էներգակլանիչներում, լոնժերոններում, լոնժերոնները թափքի սրահին միացման շրջակայքում, բամպերում: Չարժիչի հատվածամասն ամբողջությամբ ճմլվել է:

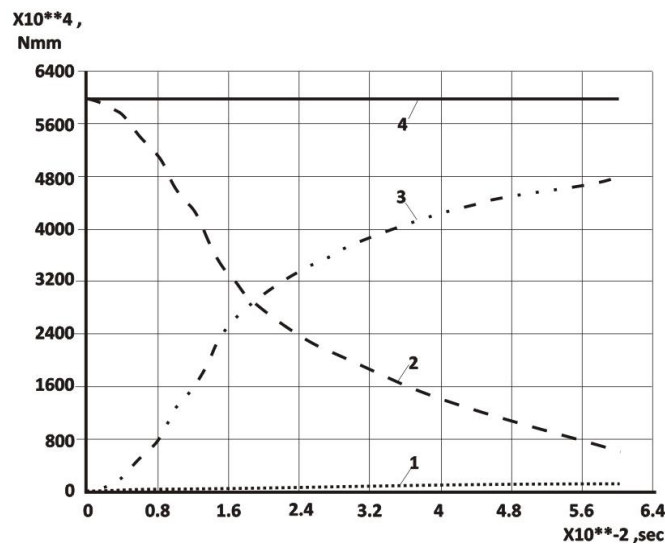
Նկ. 4.15 Բ-ում պատկերված է բազմամետաղ թափքի (Բ) բախման ընթացքում առաջացող համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը: Բերված արդյունքներից հետևում է, որ առաջարկվող կառուցվածքով թափքում բախման հետևանքով մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում թափքի առջևի էներգակլանիչներում, որտեղ դրանց առավելագույն չափը 3,433 է: Պլաստիկ դեֆորմացիաներ նկատվում են էներգակլանիչներում, բամպերի արտաքին մակերևույթին կոշտ միացված թաղանթում և բամպերի վրա:

Հավելված 6.4-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) շեղաճակատ բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը, որից երևում է, որ միամետաղ թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 4600×10^4 Նժմ էներգիա: Մարդատար ավտոմոբիլի կրող բազմամետաղ կառուցվածքով (Բ) թափքի շեղաճակատ բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը ներկայացված է նկ. 4.16-ում, որից երևում է, որ կրող թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 4800×10^4 Նժմ էներգիա:

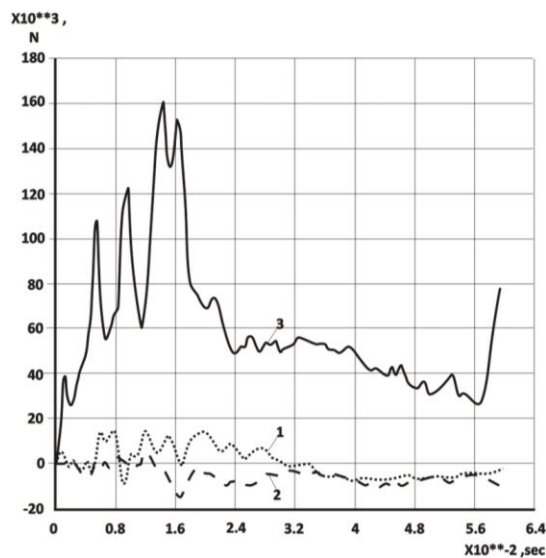
Հավելված 6.5-ում պատկերված են միամետաղ կրող թափքի (Ա) շեղաճակատ բախման ընթացքում անշարժ պատի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկները: Առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 122 կՆ է: Նկ. 4.17-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) շեղաճակատ բախման ընթացքում անշարժ պատի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկներից երևում է, որ առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 162 կՆ է:

Հավելված 6.6-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) շեղաճակատ բախման ընթացքում թափքի միջին կանգնակի (կանգնակը տանիքին միացնող հատույթի) կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը՝ կախված ժամանակից: Գրաֆիկից երևում է, որ նշված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը շեղաճակատ

բախման դեպքում $161,6\text{g մ/վ}^2$ է, որը գերազանցում է չափորոշիչային փաստաթղթերում շեղանկատ բախման համար սահմանված առավելագույն 150g մ/վ^2 արժեքին [92]:



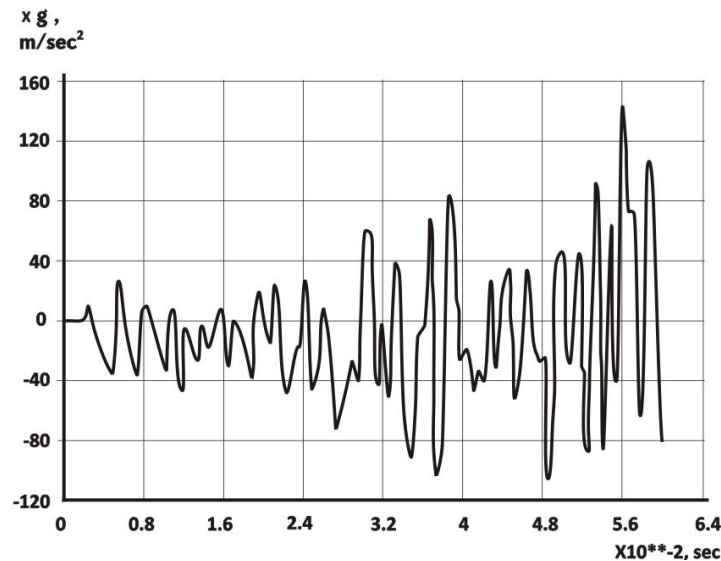
Նկ. 4.16. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) շեղանկատ բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ, 3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, Նսմմ



Նկ. 4.17. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) շեղանկատ բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , Ն

Նկ. 4.18-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) շեղանկատ բախման ընթացքում թափքի միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման

գրաֆիկից երևում է, որ դրա առավելագույն արժեքը կազմում է 148,19g մ/վ^2 և գտնվում է չափորոշիչային փաստաթղթերում շեղաճակատ բախման համար սահմանված թույլատրելի տիրույթում [92]:



Նկ. 4.18. Շեղաճակատ բախման ժամանակ բազմամետաղ թափքի (Բ) միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, մ/վ^2

Շեղաճակատ բախման դեպքում բազային միամետաղ (Ա) և բարելավված բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքների դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղյ. 4.1-ում, որի տվյալներով ապացուցվում է, որ առաջարկվող բազմամետաղ կառուցվածքով թափքը նշված բախման սխեմայի դեպքում ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում: Այն արտահայտվում է հետևյալ ձևով. շեղաճակատ բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի 1021 մմ -ի համեմատ բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 728 մմ , որը հանգեցնում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալի ապահովմանը: Միամետաղ թափքի 45,06 կՋ/մ էներգատարության համեմատ բազմամետաղ թափքի էներգատարությունն աճել է 46,39%-ով և դարձել 65,954 կՋ/մ : Կրող թափքի միջին կանգնակի չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը միամետաղ թափքի համար կազմում է 161,6g մ/վ^2 և գտնվում է թույլատրելի տիրույթից դուրս, մինչդեռ բազմամետաղ թափքի համար այն նվազել է 8,3%-ով և կազմում է

148,19g մ/ւ² ու գտնվում է չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված թույլատրելի տիրույթում: Միաժամանակ բազմամետաղ կառուցվածքի կոշտությունը բարձրացել է 32,79%-ով:

4.4. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հետևից բախման դեպքում ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը

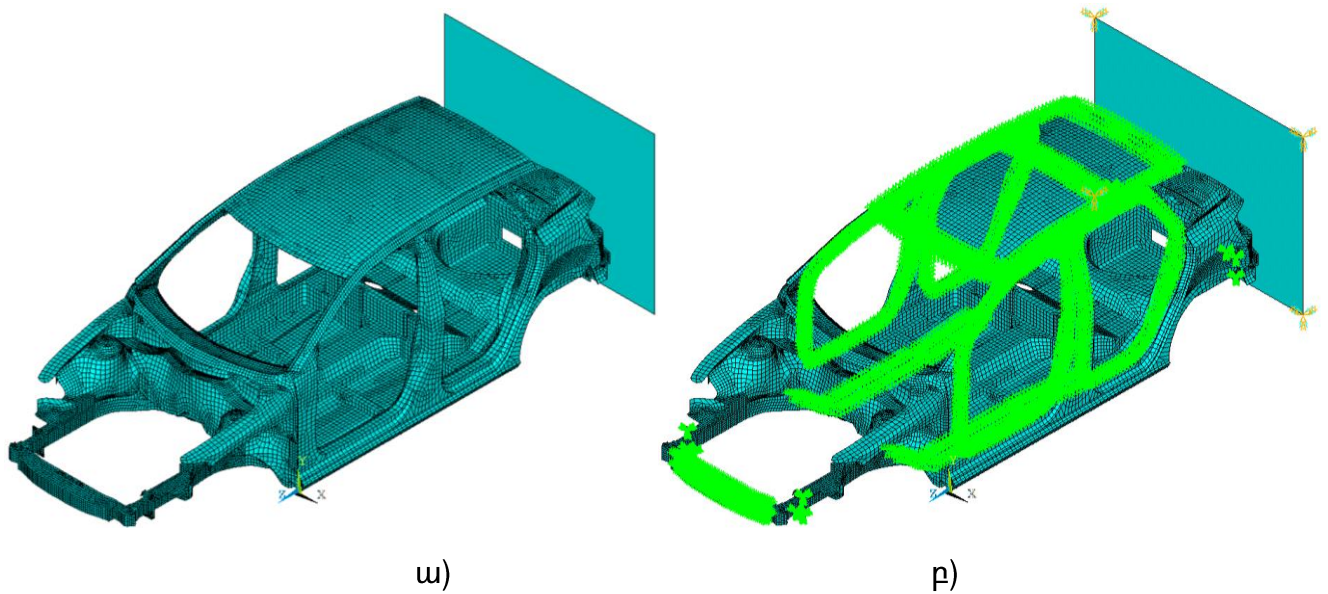
Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության քննարկման ժամանակ հետազոտվում է նաև կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը հետևից բախման դեպքում: Հետևից բախումով ՃՏՊ-ների ժամանակ ուղևորների ողնաշարերի կամ պարանոցների վնասվածքներ ստանալու հավանականությունը բարձր է: Այդ տեսանկյունից առաջին հերթին կարևորվում է կոշտ և ամուր թափքի առկայությունը [66]:

Մարդատար ավտոմոբիլի հետևից բախման խնդրի լուծման համար օգտագործվում է կրող թափքի ճակատային բախման խնդրի լուծման ժամանակ ատենախոսության գլուխ 4-ի 2-րդ ենթագլխում ներկայացված հաշվարկային սխեման, որի համար կիրառվում են հետևից բախման եզրային պայմանները: Գործող նորմատիվային փաստաթղթերի պահանջներին համապատասխան՝ հետևից բախման խնդրի դեպքում ավտոմոբիլի թափքի՝ անշարժ արգելքին հետևից բախման սկզբնական արագությունն առաջադրվում է 24կմ/ժ [94, 105]:

Հետևից բախման հետազոտման արդյունքների համեմատության համար ատենախոսությունում նույնպես քննարկվում է կրող թափքի երկու տարբերակ՝ առաջադրված մեկ մակնիշի պողպատից պատրաստած որպես բազային օգտագործվող օբյեկտ (Ա) և բարելավված՝ անվտանգության բարձրացված մակարդակ ապահովող կառուցվածքը (Բ):

Նկ. 4.19 ա-ում պատկերված է Volkswagen Polo 2010 մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ ստացված թափքի հետևից բախման խնդրի լուծման համար կիրառված հաշվարկային սխեման, որտեղ պատկերված է

նաև թափքը վերջավոր տարրերին բաժանման ցանցի տեսքը: Մարդատար ավտոմոբիլի կառուցվածքային տարրերը մոդելավորված են թաղանթային Shell163 տիպի գրադարանային վերջավոր տարրով: Նկ. 4.19-ում ներկայացված է թափքի հաշվարկային մոդելը և անշարժ, կոշտ արգելքի տեղակայումը:

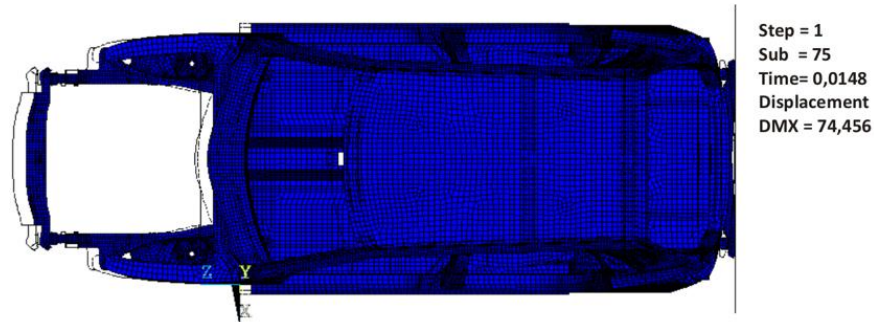


Նկ.4.19. Հետևից բախման խնդիր. ա) վերջավոր տարրերին բաժանման սխեման, բ) հաշվարկային մոդելը

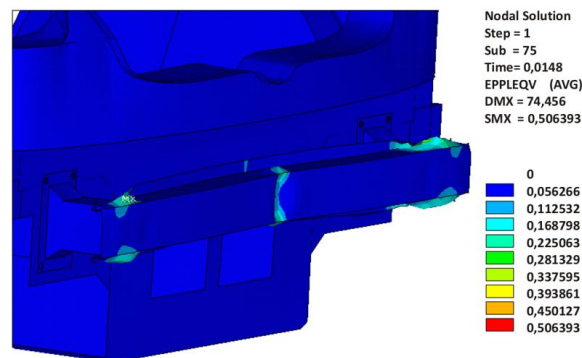
Հավելված 7.1-ում պատկերված են հետևից բախման արդյունքում քննարկվող բազային թափքի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը: Միամետաղ բազային թափքում (Ա) հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը 118,42 մմ է, բախման տևողությունը՝ 0.0301 ս: Կրող թափքի հետևի բամպերը, լոնժերոնները և էներգակլանիչները ենթարկվում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների: Նկ.4.20-ում պատկերված տարբեր մակնիշի պողպատներից կազմված, առաջարկվող կառուցվածքի համար նույն սկզբնական արագությամբ բախման տևողությունը կազմում է 0.0148 ս, հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը՝ 74,456 մմ: Միամետաղ (Ա) և բազմամետաղ թափքերի (Բ) սրահներում հետևից բախման դեպքում ապահովվում է նվազագույն անհրաժեշտ կենսական ծավալը:

Հավելված 7.2-ում պատկերված է համարժեք $\varepsilon_{պլաստ}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը: Կատարված հաշվարկներից հետևում է, որ բազային թափքում բախումից հետո պլաստիկ դեֆորմացիաների առավելագույն արժեքը 0,5518 է, իսկ բազմամետաղ թափ-

քում՝ 0,5064 (նկ. 4.21): Ակնհայտ է, որ ինչպես միամետաղ (Ա), այնպես էլ բազմամետաղ (Բ) թափքերում տեղային մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ են առաջանում միայն կրող թափքի հետևի արտաքին տարրերում, և սրահն ընդհանրապես չի դեֆորմացվում՝ բավարարելով մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությանը ներկայացվող պահանջներին:



Նկ. 4.20. Հետևից բախումից հետո բարելավված տարբերակով բազմամետաղ թափքի (Բ) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)



Նկ. 4.21. Հետևից բախումից հետո բազմամետաղ թափքում (Բ) համարժեք $\varepsilon_{պլաստ}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը

Հետևից բախման դեպքում բազային միամետաղ (Ա) և բարելավված բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքների դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղյ. 4.1-ում: Բերված արդյունքներից հետևում է, որ բազային միամետաղ թափքի 118 մմ-ի համեմատ բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է 75 մմ: Միամետաղ թափքի 67,56 կՋ/մ էներգատարության հա-

մեմատ բազմամետաղ թափքի էներգատարությունն աճել է 59,045%-ով և դարձել 107,446 կՋ/մ: Միաժամանակ բազմամետաղ կառուցվածքի կոշտությունը բարձրացել է 39,85%-ով:

Եզրակացություններ

1. Volkswagen Eos մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով ճակատային և շեղաճակատ բախումների դեպքում առջևի բամպերի, էներգակլանիչի և լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման համար ANSYS/LS-DYNA փաթեթի միջավայրում մշակված հաշվարկային մոդելի և ծրագրի կիրառման միջոցով ստացված արդյունքները հնարավորություն են տալիս գնահատել բախման արդյունքում նշված կառուցվածքային տարրերի դեֆորմացման պատճառ հանդիսացող արտաքին ազդակի կինետիկ էներգիան:
2. Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի օրինակով մշակված հաշվարկային մոդելը հնարավորություն է տալիս հետազոտել ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների դեպքում կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացները, որոշել չափորոշիչային փաստաթղթերին համապատասխան առաջադրված արագությունների տակ բախումների հետևանքով կրող թափքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացիաները, լարումները, թափքի դեֆորմացված տեսքերը, դեֆորմացիաների վրա ծախսված էներգիայի բաղադրիչների բաշխումը, թափքի յուրաքանչյուր կետում դանդաղեցումների և արագությունների արժեքները:
3. Ըստ բերված հաշվարկների, ճակատային և շեղաճակատ բախումների դեպքում միամետաղ, ցածրաձխաձնային պողպատից բաղկացած թափքի տարբեր հատվածներում առաջանում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ, ինչի արդյունքում շարժիչային հատվածամասում և սրահի առջևի մասում թափքը կորցնում է իր նախնական չափերը և շահագործման տեսակետից դառնում է ոչ պիտանի: Բամպերից և էներգակլանիչից բացի, թափքի հիմնականախքի տարրերից պլաստիկ դեֆորմացվում են նաև առջևի

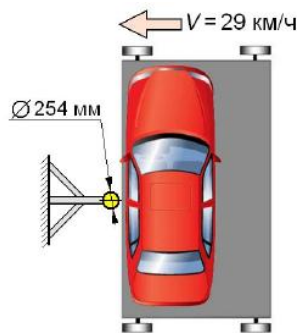
լոնժերոնները, սրահի առջևի վահանակը, հատակի առջևի մասը և այլն: Խախտվում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ կենսական նվազագույն ծավալը:

4. Ճակատային բախման դեպքում բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է 247 մմ բազային թափքի 516 մմ-ի համեմատ, շեղաճակատ բախման դեպքում՝ համապատասխանաբար 728 մմ բազային թափքի 1021 մմ-ի համեմատ: Ճակատային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 128,17%-ով, շեղաճակատ և հետևից բախումների դեպքում՝ համապատասխանաբար 46,39 և 59,045%-ներով: Չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված կետի դանդաղեցման արժեքները ճակատային բախման դեպքում նվազում են 10,32%-ով, իսկ շեղաճակատ բախման դեպքում՝ 8,3%-ով՝ գտնվելով թույլատրելի սահմաններում: Հետին բախման դեպքում թափքի կառուցվածքի երկու տարբերակի համար չափորոշիչային պահանջները բավարարվում են:
5. Հաշվարկային մոդելի կիրառմամբ կատարված հետազոտությունների արդյունքում առաջարկվող կառուցվածքն իր հատկություններով մոտ է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի գործարանային թափքի հատկություններին, որը հաստատվում է ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների դեպքում կատարված հաշվարկներով: Մշակված մոդելը և ծրագիրը թույլ է տալիս նաև թափքի մուտքային պարամետրերի փոփոխմամբ ձևափոխություններ կատարել, ստանալ նոր կառուցվածքներ, այն կարող է օգտագործվել մոդուլյար սկզբունքով նախագծվող կրող թափքերի նոր մոդելների մշակման ժամանակ:

**ԳԼՈՒԽ 5: ԿՈՂԱՅԻՆ ԲԱԽՄԱՆ ԴԵՊԲՈՒՄ ԵՎ ԹԱՓՔԻ ՏԱՆԻՔԻ ՍԵՂՄՄԱՆ ՏԱԿ
ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՊԱՍԻՎ ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ ՄԱԿԱՐԴԱԿԻ
ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՄԱՄԲ**

**5.1 Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի կողային բախման դեպքում ոչ գծային
դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը**

Մարդատար ավտոմոբիլի կողային բախման գործընթացի հետազոտման կարևորությունն այն է, որ յուրաքանչյուր հինգերորդ ՃՏՊ-ն տեղի է ունենում բախման նշված սխեմայով, երբ երկու ավտոմոբիլները միմյանց կամ մեկը ծառի և սյան հետ է բախվում [9]: Այս տիպի բախումներն ունեն մահացությունների բարձր աստիճան, քանի որ նշված դեպքում ավտոմոբիլի կրող թափքի արտաքին մակերևույթի և ուղևորների միջև տարածությունը փոքր է: Շատ դեպքերում դեֆորմացման գործընթացից հետո մնում է շատ փոքր ազատ տարածություն:



Նկ.5.1. EuroNCAP Pole Protocol 4.1 փորձարկման սխեման

Կողային բախումների ժամանակ ևս մարդատար ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգությանը ներկայացվող պահանջները կարգավորվում են նորմավորված փաստաթղթերով [91, 93]: EuroNCAP Pole Protocol 4.1 պահանջներով բախման գործընթացը հետազոտելու ժամանակ ավտոմոբիլով հարթակը 29 կմ/ժ արագությամբ լայնական ուղղությամբ հարվածում է 254 մմ տրամագծով չդեֆորմացվող սյանը: Նկ. 5.1-ում պատկերված է EuroNCAP Pole Protocol 4.1 պահանջներին համապատասխան փորձարկման սխեման:

Մարդատար ավտոմոբիլի կողային բախման խնդրի լուծման համար օգտագործվում է ատենախոսության գլուխ 4-ում Volkswagen Polo 2010 մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթում մշակված հաշվարկային մոդելը: Կիրառվում են կողային բախման նորմավորված եզրային պայմանները [83]:

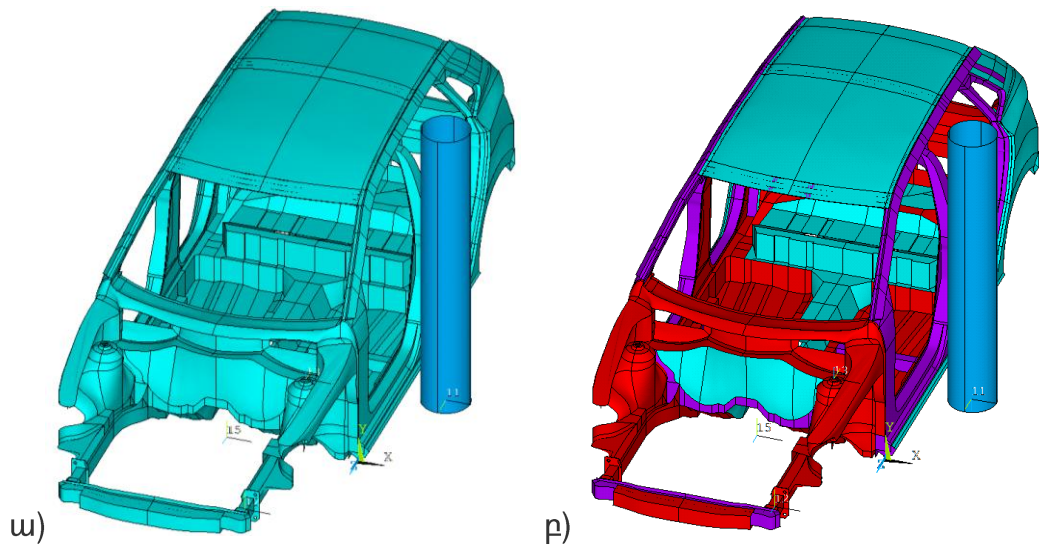
Կողային բախման հետազոտման արդյունքների համեմատության համար [15] քննարկվում է կրող թափքի երկու տարբերակ՝ առաջադրված մեկ մակնիշի պողպատից (Ա) պատրաստված բազային (նկ. 5.2 ա) և բարելավված, անվտանգության բարձրացված մակարդակ ապահովող բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքները (նկ. 5.2 բ): Դիտարկվում են 29 կմ/ժ սկզբնական արագությամբ մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի՝ գլանի տեսքով կոշտ, անշարժ արգելքի (սյուն) հետ կողային բախման սխեմաները: Նշված խնդրում նույնպես ի հայտ են գալիս նյութի ֆիզիկական և երկրաչափական ոչ գծայնություններ:

Նկ. 5.2 ա-ում պատկերված սխեմայում ավտոմոբիլի կրող թափքը կազմված է մեկ մակնիշի պողպատից (Листовая сталь 15кп ГОСТ 19903-74), իսկ նկ. 5.2բ-ում պատկերված սխեմայում՝ երեք տարբեր մակնիշների պողպատներից (երկնագույն – Сталь 15кп, մանուշակագույն– Steel MBW 1900, կարմիր– Steel Complex Phase 800 Y600):

Թափքի դեֆորմացման դեպքում դրա բաղկացուցիչ տարրերի՝ միմյանց մեջ ներթափանցումը կանխելու համար առաջարկված հաշվարկային մոդելում ևս օգտագործվում են Conta և Targe տեսակի գրադարանային վերջավոր տարրերը:

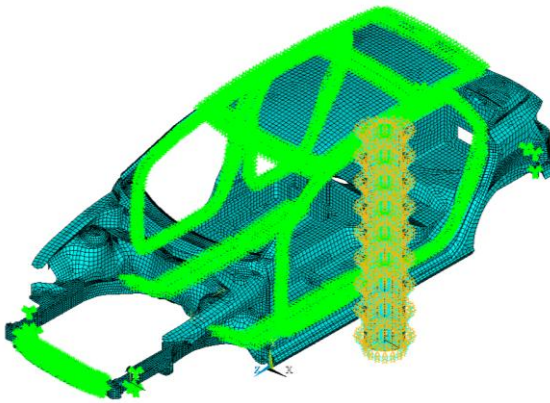
Նկ. 5.3-ում պատկերված է կողային բախման գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդելը: Սխեմայում ավտոմոբիլի կրող թափքի կառուցվածքային տարրերը ներկայացված են հարթությունների միջոցով: Միաժամանակ հաշվի են առնվում դրանց չափերը, հաստությունները, քանդովի (կազմածո) և չքանդվող միացությունները: Նյութերի դեֆորմացման դիագրամների հիման վրա՝ մոտարկումների միջոցով, հաշվի է առնվում դրանց ոչ գծայնությունը (Bilinear Kinematic):

Հավելված 8.1-ում պատկերված են կողային բախման արդյունքում քննարկվող բազային թափքի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը: Բազային միամետաղ (Ա) թափքում հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը լայնական ուղղությամբ 214,204 մմ է, բախման տևողությունը՝ 0,0392 վ:



Նկ. 5.2. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և կոշտ, անշարժ սյան սխեմաները.

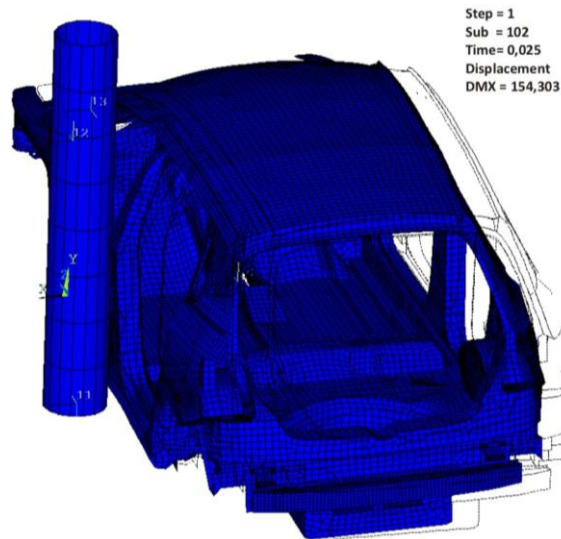
ա) միամետաղ, բ) բազմամետաղ կառուցվածքներ



Նկ. 5.3. Կողային բախման հաշվարկային մոդելը

Հավելված 8.2-ում պատկերված է կողային բախումից հետո բազային միամետաղ թափքում (Ա) համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը, իսկ հավելված 8.3-ում՝ համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը (ըստ Միզեսի), որտեղ առավելագույն արժեքը $\varepsilon_{\text{պլաստ}} = 0,47744$ է: Ինչպես երևում է հավելված 8.3 ա և բ-ից, ավտոմոբիլի սրահում վարորդի նստարանի ամրացման լայնադրակը ենթարկվում է մեծ պլաստիկ դեֆորմացիայի, որը հակասում է մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության պահանջներին:

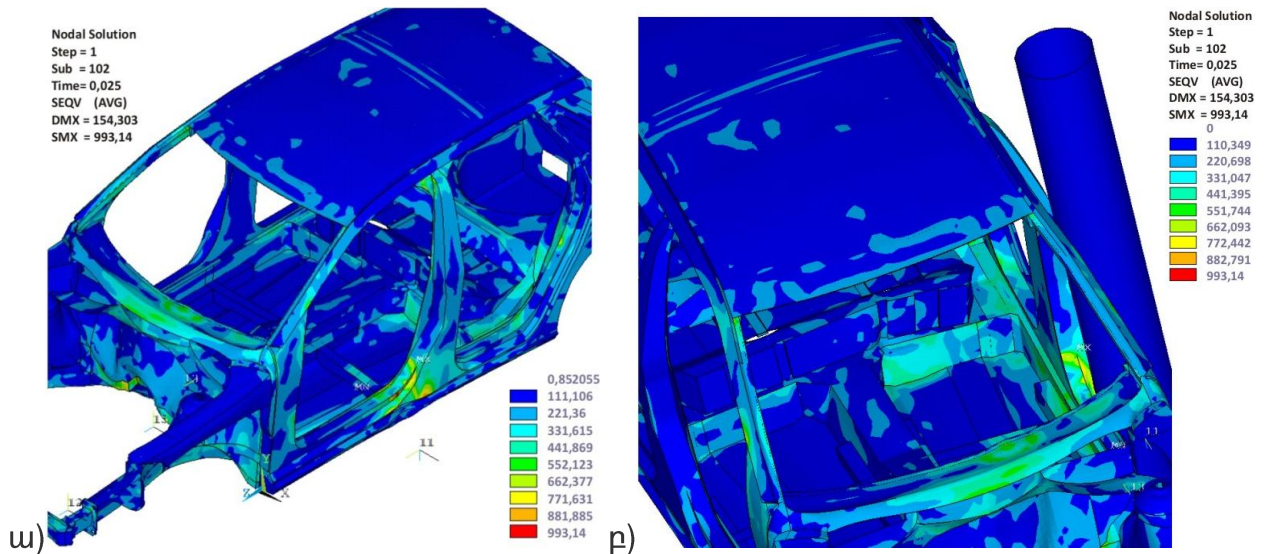
Բարելավված բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքի համար նույն սկզբնական արագության դեպքում բախման տևողությունը 0,025 վ է, իսկ հանգույցների առավելագույն տեղաշարժը լայնական ուղղությամբ՝ 154,303 մմ (նկ. 5.4):



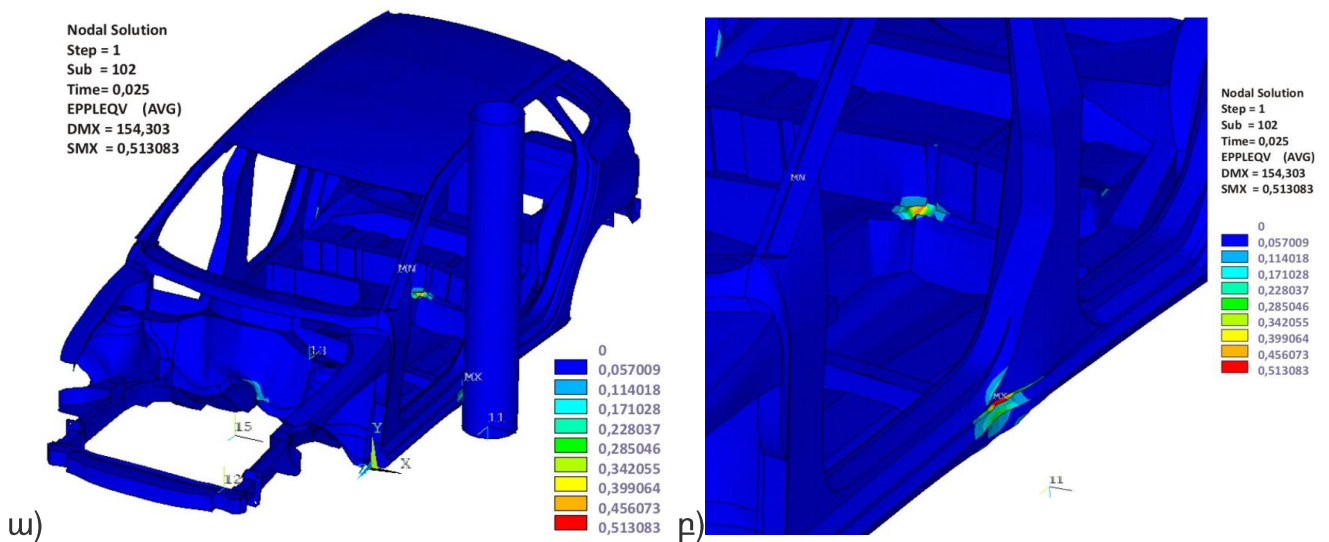
Նկ. 5.4. Կողային բախումից հետո բարելավված տարբերակով բազմամետաղ թափքի (F) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)

Նկ. 5.5-ում պատկերված է բազմամետաղ թափքի (F) բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը, իսկ նկ. 5.6-ում՝ համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը (ըստ Միզեսի), որտեղ առավելագույն արժեքը կազմում է՝ $\varepsilon_{\text{պլաստ}} = 0,513$:

Նկ. 5.6-ից երևում է, որ կողային բախումից հետո բարելավված տարբերակով թափքի սրահում պահպանվում է անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալը, որը պասիվ անվտանգության ամենակարևոր պահանջներից մեկն է:



Նկ. 5.5. Կողային բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (F), ՄՊա

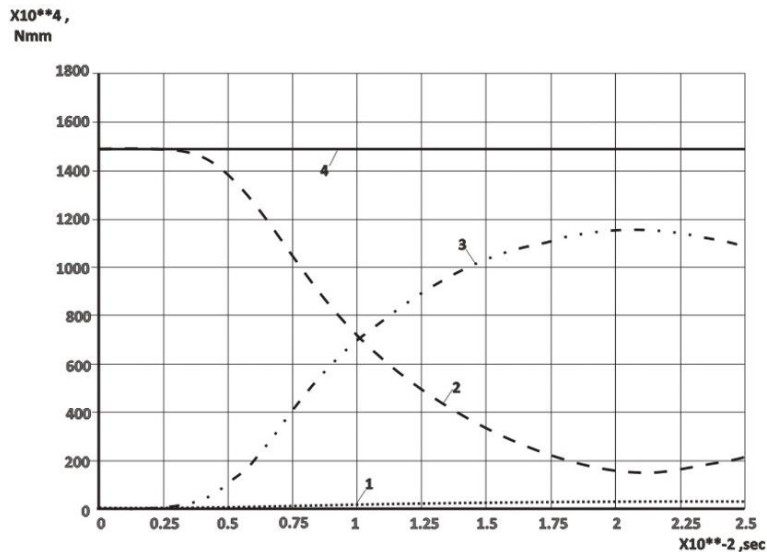


Նկ. 5.6. Կողային բախումից հետո համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (Բ)

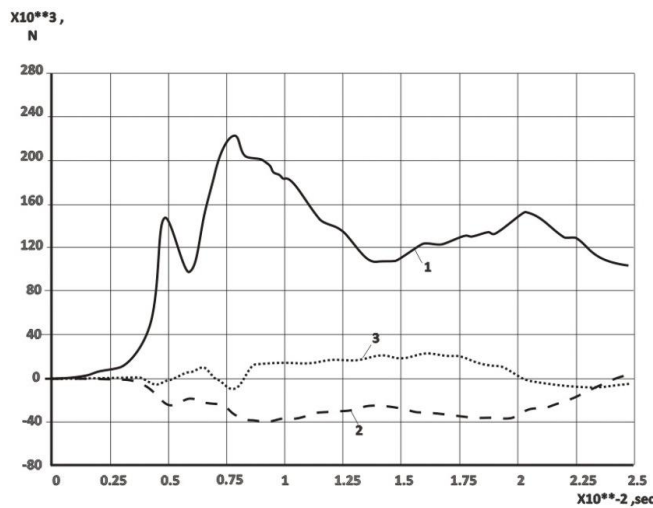
Հավելված 8.4-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) կողային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը, որից երևում է, որ միամետաղ թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 1210×10^4 Ն $\times$ մմ էներգիա: Մարդատար ավտոմոբիլի կրող բազմամետաղ կառուցվածքով (Բ) թափքի կողային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը ներկայացված է նկ. 5.7-ում, որից երևում է, որ բազմամետաղ թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 1160×10^4 Ն $\times$ մմ էներգիա:

Հավելված 8.5-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) կողային բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկը: Առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 145 կՆ է: Նկ. 5.8-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) կողային բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկներից երևում է, որ առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 225 կՆ է:

Հավելված 8.6-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) կողային բախման ընթացքում թափքի միջին կանգնակի (կանգնակը տանիքին միացնող հատույթի) կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը՝ կախված ժամանակից: Գրաֆիկից երևում է, որ նշված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը կողային բախման դեպքում 381,55g մ/վ² է, որը գերազանցում է չափորոշիչային փաստաթղթերում կողային բախման համար սահմանված առավելագույն 350g մ/վ² արժեքին [91, 93]:

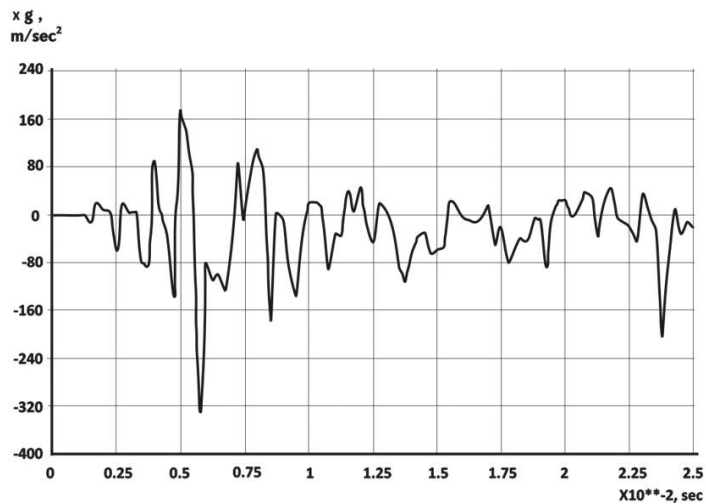


Նկ. 5.7. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) կողային բախման ընթացքում
 էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ,
 3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, Նսմմ



Նկ. 5.8. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) կողային բախման ընթացքում կոշտ
 արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , Ն

Նկ. 5.9-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) կողային բախման ընթաց-
 քում թափքի միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկից
 երևում է, որ դրա առավելագույն արժեքը կազմում է $334,96 \text{ g m/s}^2$ և գտնվում է չափորո-
 շիչային փաստաթղթերում կողային բախման համար սահմանված թույլատրելի տիրույ-
 թում [91,93]:



Նկ. 5.9. Կողային բախման ժամանակ բազմամետաղ թափքի (Բ) միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, մ/վ²

Աղյուսակ 5.1

Կողային բախման և տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման բնութագրեր

Հարվածի տեսակը	Կողային		Տանիքի սեղմում	
	Բազային	Բարելավված	Բազային	Բարելավված
Թափքը				
Դեֆորմացման էներգիան, Ջ	12100	11600	7500	8100
Առավելագ. տեղափոխությունը, մմ	214,204	154,303	131,875	76,591
Էներգատարությունը, կՋ/մ	56,49	75,177	56,872	105,757
Էներգատար. բարձրացումը, %	-	33,08	-	85,96
Արգելքի հակազդման առավելագույն ուժը, կՆ	145	225	64	96
Հակազդ. ուժի մեծացումը, %	-	55,17	-	50
Սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը, մ/վ²	381,55g	334,96g	-	
Դանդաղեցման նվազեցումը, %	-	12,2		

Կողային բախման դեպքում բազային միամետաղ (Ա) և բարելավված բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքների դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղ. 5.1-ում, որի տվյալներով ապացուցվում է, որ առաջարկվող բազմամետաղ

կառուցվածքով թափքը նշված բախման սխեմայի դեպքում ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում: Այն արտահայտվում է հետևյալ ձևով. կողային բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի 214 մմ-ի համեմատ բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 154 մմ, որը հանգեցնում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալի ապահովմանը: Միամետաղ թափքի 56,49 կՋ/մ էներգատարության համեմատ բազմամետաղ թափքի էներգատարությունն աճել է 33,08%-ով և դարձել 75,177 կՋ/մ: Կրող թափքի միջին կանգնակի չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը միամետաղ թափքի համար կազմում է 381,55g և գտնվում է թույլատրելի տիրույթից դուրս, մինչդեռ բազմամետաղ թափքի համար այն նվազել է 12,2%-ով և կազմում է 334,96g ու գտնվում չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված թույլատրելի տիրույթում: Միաժամանակ բազմամետաղ կառուցվածքի կոշտությունը բարձրացել է 55,17%-ով:

5.2. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի տանիքի սեղմման դեպքում դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը և կոշտության գնահատումը

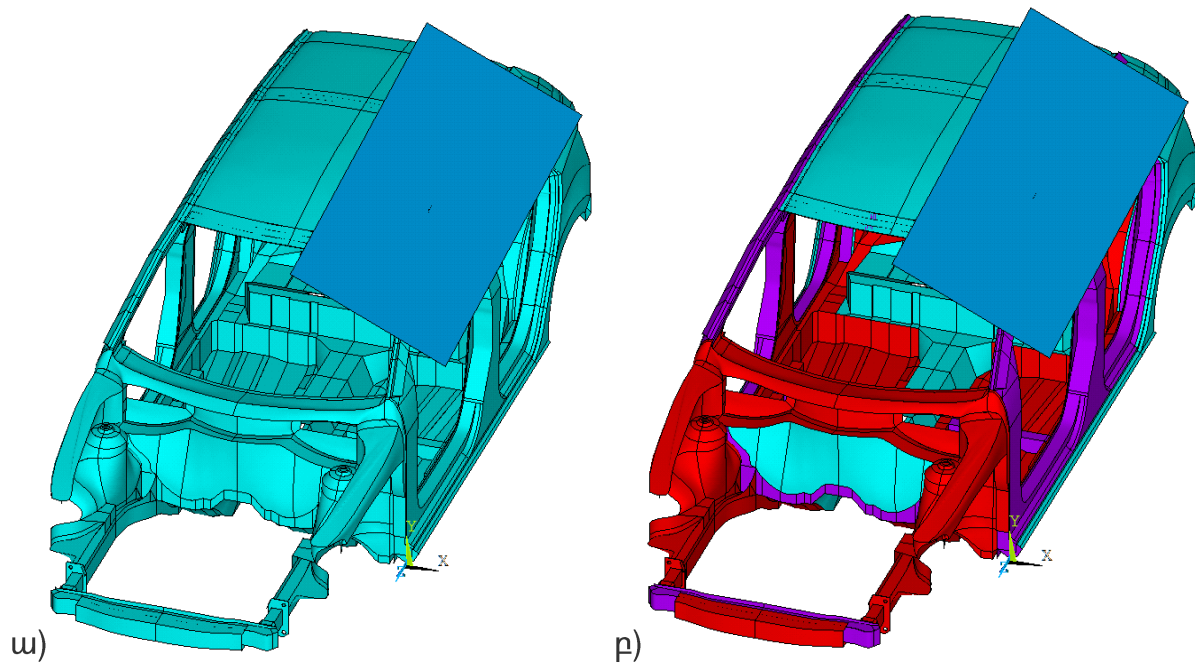
Կողաշրջմամբ ուղեկցված ՃՏՊ-ների հետևանքները ամենավտանգավորն են մարդկանց համար: Այդ տեսանկյունից մեծանում է մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի սրահի կոշտության դերը: Անհրաժեշտություն է առաջանում հետազոտել կրող թափքի տանիքի դեֆորմացման գործընթացը տանիքը սեղմման տակ բեռնավորելիս, որի համար ՎՏՄ-ի հիման վրա մշակվել է հաշվարկային մոդել և ծրագիր:

Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի տանիքը սեղմմամբ բեռնավորելիս սեղմող սարքավորումը բացարձակ կոշտ ուղղանկյունաձև մարմին է՝ բաղկացած 762 մմ լայնությամբ և 1829 մմ երկարությամբ կողերից, ավտոմոբիլի լայնական հարթությունում սեղմող սարքավորման թեքման անկյունը կազմում է 25⁰, երկայնական հարթությունում՝ 5⁰ [49]: Այն տեղաշարժվում է 4 մ/վ արագությամբ և տանիքին սեղմելիս դրա առավելագույն տեղաշարժը պետք է կազմի 127 մմ [106, 132]: Սեղմող սարքավորման զանգվածը

1200 կգ է (թափքի հիմնականախքի զանգվածի եռապատիկը) և ազդում է կրող թափքի տանիքի առջևի ձախ հատվածի վրա: Բեռնավորման ժամանակ կրող թափքի դռների շեմերը տեղադրվում և ամրացվում են անշարժ կոշտ հարթության վրա [1]: Սեղմող սարքավորման նախնական կինետիկ էներգիան ստացվում է՝

$$E_{կին} = 9600 \text{ Ն}\cdot\text{մ} = 9 \times 10^4 \text{ Ն}\cdot\text{մ} \quad (5.1)$$

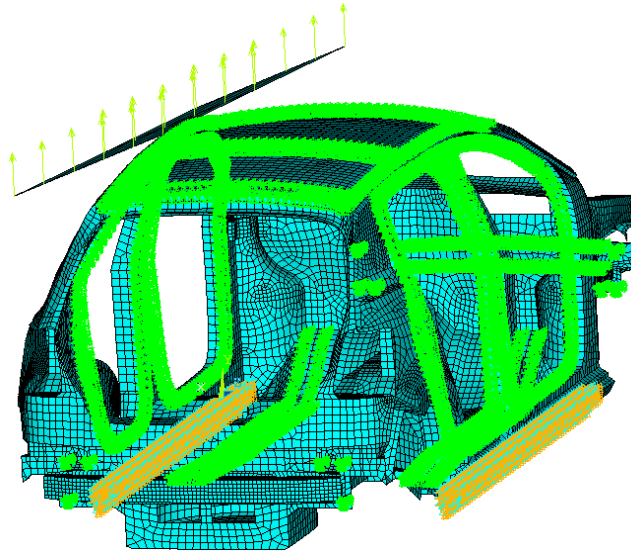
Ինչպես նախորդ ենթագլուխներում, այստեղ ևս օգտագործվել է Volkswagen Polo 2010 մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով ANSYS/LS-DYNA փաթեթում մշակված [46] հաշվարկային մոդելը և ծրագիրը՝ կիրառելով տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման համար նորմավորված եզրային պայմանները [132]: Հետազոտվել են և արդյունքներով համեմատվել առաջադրված մեկ մակնիշի պողպատից (Ա) պատրաստված բազային (նկ.5.10 ա), ինչպես նաև բարելավված, անվտանգության բարձրացված մակարդակ ապահովող (նկ. 5.10 բ) բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքները:



Նկ. 5.10. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և տանիքին սեղմող կոշտ սարքավորման սխեմաները. ա) միամետաղ, բ) բազմամետաղ կառուցվածքներ

Նկ. 5.11-ում պատկերված է թափքի տանիքի սեղմման գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդելը: Սխեմայում ավտոմոբիլի կրող թափքի կառուցվածքային տարրերը ներկայացված են հարթությունների միջոցով: Հաշվի են առնվել դրանց չափերը, հաստու-

թյունները, քանդովի և չքանդվող միացությունները: Նյութերի դեֆորմացման դիագրամների հիման վրա՝ մոտարկումների միջոցով, հաշվի է առնվել դրանց ոչ գծայնությունը:

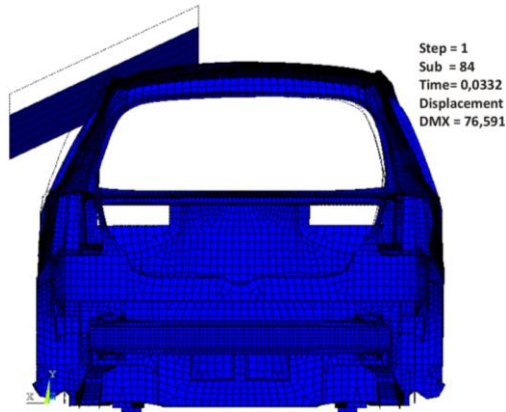


Նկ. 5.11. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման հաշվարկային մոդելը

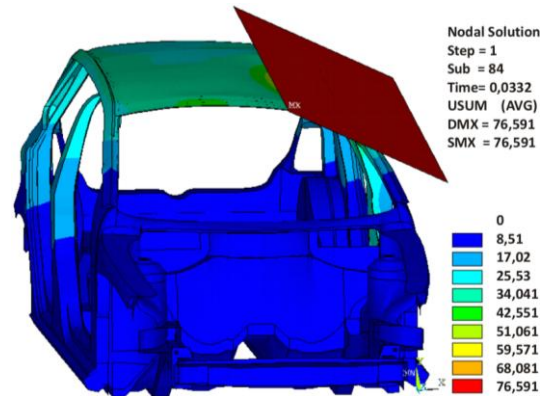
Բազային միամետաղ թափքի (Ա) դեպքում բեռնավորման տևողությունը 0,0576 վ է: Այդ ընթացքում թափքի կառուցվածքը լիովին կլանում է բեռնավորող սարքավորման կինետիկ էներգիան: Հավելված 9.1 և 9.2-ում պատկերված են ավտոմոբիլի բազային միամետաղ (Ա) թափքի դեֆորմացված տեսքերը և թափքի ու բեռնավորող սարքավորման տեղաշարժերը բախումից հետո: Բեռնավորող սարքավորման առավելագույն տեղաշարժը ուղղաձիգ ուղղությամբ կազմում է 131,875 մմ, որը գերազանցում է չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված առավելագույն 127 մմ-ը:

Հավելված 9.3-ում պատկերված է բեռնավորումից հետո բազային միամետաղ թափքում (Ա) համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը (ըստ Միգեսի), իսկ հավելված 9.4-ում՝ համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը (ըստ Միգեսի), որտեղ առավելագույն արժեքը $\varepsilon_{\text{պլաստ}} = 0,2576$ է: Ինչպես երևում է վերջինից, կրող թափքի առջևի ձախ կանգնակը ենթարկվում է մեծ պլաստիկ դեֆորմացիայի՝ ծովում է՝ հնարավորություն տալով սեղմող սարքավորմանը 131,875 մմ տեղաշարժվել, որով չի պահպանվում սրահում անհրաժեշտ կենսական ծավալը:

Նկ. 5.12 և 5.13-ում պատկերված են սեղմումից հետո ավտոմոբիլի բարելավված բազմամետաղ (Բ) թափքի դեֆորմացված տեսքը և թափքի ու բեռնավորող սարքավորման տեղաշարժերը: Սեղմող սարքավորման առավելագույն տեղաշարժը ուղղաձիգ ուղղությամբ 76,591 մմ է:

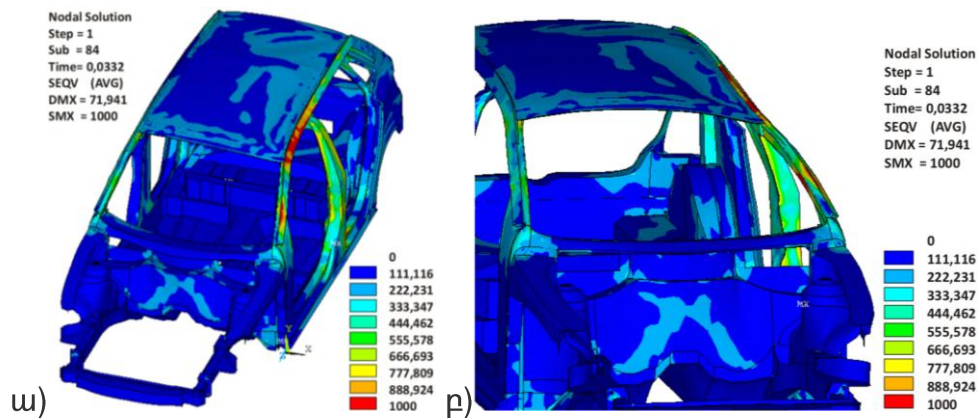


Նկ. 5.12. Սեղմումից հետո բարելավված բազմամետաղ (Բ) թափքի դեֆորմացված տեսքը և թափքի ու բեռնավորող սարքավորման տեղաշարժերը, մմ

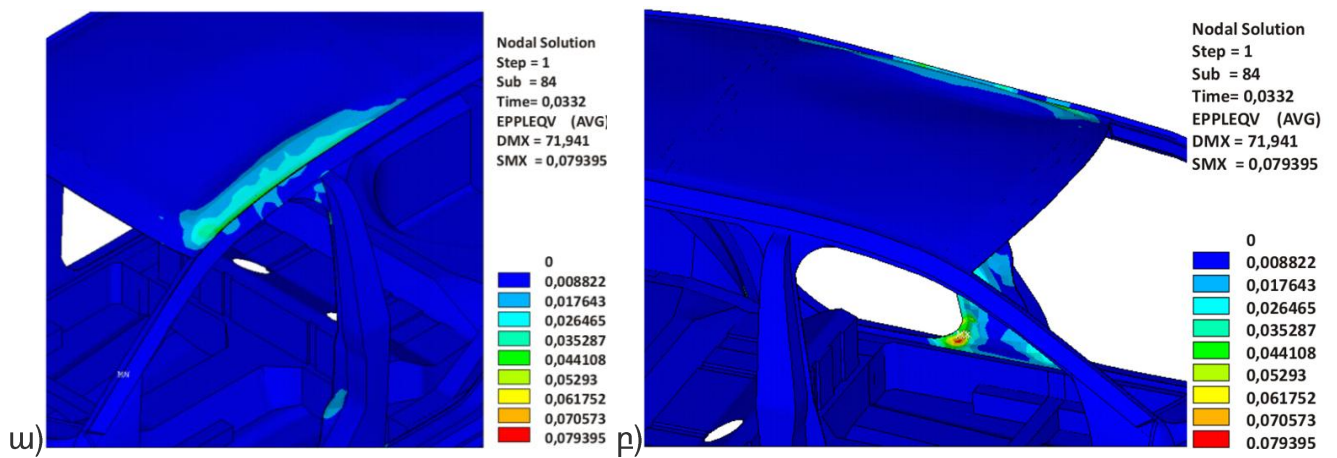


Նկ. 5.13. Սեղմումից հետո բարելավված բազմամետաղ (Բ) թափքի դեֆորմացված տեսքը և թափքի ու բեռնավորող սարքավորման տեղաշարժերը, մմ

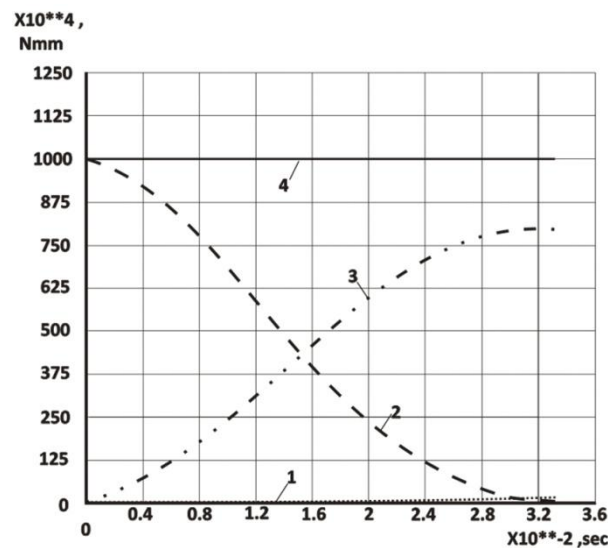
Նկ. 5.14-ում պատկերված է բեռնավորումից հետո բազմամետաղ թափքում (Բ) համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը (ըստ Միզեսի), իսկ նկ. 5.15-ում՝ համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը (ըստ Միզեսի), որտեղ առավելագույն արժեքը $\varepsilon_{\text{պլաստ}} = 0,079395$ է:



Նկ. 5.14. Բեռնավորումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (Բ), ՄՊա



Նկ. 5.15. Բեռնավորումից հետո համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը բազմամետաղ թափքում (Բ)

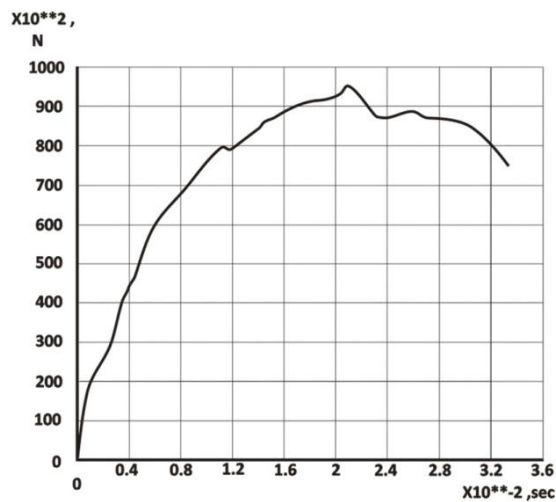


Նկ. 5.16. Բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ, 3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, Ն_{հմմ}

Բազային միամետաղ կառուցվածքով թափքին (Ա) սեղմող սարքավորման բեռնավորման տևողությունը 0,0576 վ է: Այդ ընթացքում թափքի կառուցվածքը լիովին կլանում է բեռնավորող սարքավորման կինետիկ էներգիան: Հավելված 9.5-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) դեֆորմացման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը, որից երևում է, որ միամետաղ թափքի

դեֆորմացման վրա ծախսվում է 750×10^4 Նսմմ էներգիա: Մարդատար ավտոմոբիլի բազմամետաղ կառուցվածքով (Բ) կրող թափքի դեֆորմացման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը ներկայացված է նկ. 5.16-ում, որից երևում է, որ բեռնավորումից 0.0332 վ հետո թափքի շարժման կինետիկ էներգիան մարում է, կրող թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 810×10^4 Նսմմ էներգիա:

Հավելված 9.6-ում պատկերված է միամետաղ կրող թափքի (Ա) տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման ընթացքում կոշտ սարքավորման հակազդման նորմալ ուժի փոփոխման գրաֆիկը: Առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 64 կՆ է: Նկ. 5.17-ում պատկերված բազմամետաղ կրող թափքի (Բ) տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման ընթացքում կոշտ սարքավորման հակազդման նորմալ ուժի փոփոխման գրաֆիկից երևում է, որ առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 96 կՆ է:



Նկ. 5.17. Բազմամետաղ կրող թափքի տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման ընթացքում կոշտ սարքավորման հակազդման ուժի փոփոխման գրաֆիկը (Բ)

Կրող թափքի տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում բազային միամետաղ (Ա) և բարելավված բազմամետաղ (Բ) կառուցվածքների դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղյ. 5.1-ում, որի տվյալներով ապացուցվում է, որ առաջարկվող բազմամետաղ կառուցվածքով թափքը նշված բեռնավորման սխեմայի դեպքում ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում: Այն արտահայտվում է հետևյալ ձևով. տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում բազային միամետաղ

թափքի 56,872 կՋ/մ էներգատարության համեմատ բազմամետաղ թափքի էներգատարությունն աճել է 85,96%-ով և դարձել 105,757 կՋ/մ: Բազային տարբերակով կրող թափքի տանիքը սեղմելու արդյունքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժի չափն անցնում է նորմավորված պահանջներով սահմանված 127 մմ-ը (132 մմ), որով խախտվում է սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալը, և հնարավոր կողաշրջման դեպքում վարորդի գլխի հատվածում վնասվածքներ ստանալը դառնում է անխուսափելի, իսկ բարելավված կառուցվածքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 77 մմ, որով ապահովվում է անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալը: Միաժամանակ բազմամետաղ կառուցվածքի կոշտությունը բարձրացել է 50%-ով:

Եզրակացություններ

1. Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի օրինակով մշակված հաշվարկային մոդելը և ծրագիրը հնարավորություն են տալիս հետազոտել կողային բախման, ինչպես նաև տանիքի սեղմման դեպքում կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը նորմավորող փաստաթղթերում ներկայացված պահանջներին համապատասխան բեռնավորումների տակ: Որոշվում են թափքի բոլոր կետերում լարումների, դեֆորմացիաների, արագությունների, դանդաղեցումների արժեքները, ինչպես նաև էներգիայի բաղադրիչների բաշխումը բեռնավորման ընթացքում:
2. Բերված հաշվարկներից երևում է, որ կողային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 33,08%-ով: Միամետաղ կրող թափքում կողային բախման ժամանակ լայնական ուղղությամբ տեղափոխության առավելագույն չափը 214 մմ է, իսկ առաջարկվող բազմամետաղ հիմնականախքով թափքի համար՝ 154 մմ: Միամետաղ կառուցվածքով թափքի հատակում առկա ուժեղարարները, հատակի և առջևի վահանակի հատվածը մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների են ենթարկվում, որով խախտվում են սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալի չափերը: Առաջարկվող կառուցվածքում պլաստիկ դեֆորմացիա առկա է թափքի հիմքի լոնժե-

րոնում և հետևի նստատեղից բեռնախցիկ ընկած փոքր հատվածում: Չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված թափքի կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը 12,2%-ով նվազում է և գտնվում թույլատրելի տիրույթում:

3. Տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 85,96%-ով: Բազային տարբերակով կրող թափքի տանիքը սեղմելու արդյունքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժի չափն անցնում է նորմավորող պահանջներով սահմանված 127 մմ-ը (132 մմ), որով խախտվում են սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալի չափերը, և հնարավոր կողաշրջման դեպքում վարորդի գլխի հատվածում վնասվածքներ ստանալը դառնում է անխուսափելի: Առաջարկվող կառուցվածքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժը կազմում է 77 մմ, ինչը լրիվ բավարարում է ներկայացվող պահանջները:

4. Այսպիսով, կրող թափքի տարրերի՝ առաջարկվող հաստությունների, կիրառվող նյութերի փոփոխմամբ մշակված միջոցառումները բարձրացնում են մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունը: Առաջարկվող կառուցվածքն ապահովում է կրող թափքի հիմնականախքի բավարար ամրություն և կոշտություն նաև ավտոմոբիլի կողաշրջման դեպքում:

Հաշվարկային մոդելի կիրառմամբ կատարված հետազոտությունների արդյունքում առաջարկվող կառուցվածքն իր հատկություններով մոտ է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի գործարանային թափքի հատկություններին, որը հաստատվում է կողային բախման և թափքի տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում կատարված հաշվարկներով: Մշակված մոդելը և ծրագիրը թույլ են տալիս նաև թափքի մուտքային պարամետրերի փոփոխմամբ ձևափոխություններ կատարել, ստանալ նոր կառուցվածքներ, կարող են օգտագործվել մոդուլյար սկզբունքով նախագծվող կրող թափքերի նոր մոդելների մշակման ժամանակ:

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

1. Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի ամրության և անվտանգության խնդիրների լուծման համար հիմնավորվել են ՎՏՄ-ի կիրառման առավելությունները և ներկայացվել՝ նշված մեթոդում օգտագործվող հիմնական առնչություններն ու հավասարումները: Քննարկվող խնդիրների լուծման ժամանակ օգտագործվող ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթների հնարավորությունների քննարկման արդյունքում ապացուցվել է, որ Shell181 գրադարանային վերջավոր տարրը նպատակահարմար է կիրառել տարածական բարդ կառուցվածքով թափքերի ամրության հաշվարկներ իրականացնելիս՝ ստատիկ բեռնավորումների տակ, իսկ Shell163-ը՝ բարձր ոչ գծայնությամբ ուղեկցվող դեֆորմացվող թափքերի հաշվարկների ժամանակ՝ դինամիկ, կարճաժամկետ բեռնավորումների դեպքում: Կրող թափքերի բաղկացուցիչ տարրերի միջև հպման իրական պայմանների մոդելավորման համար նպատակահարմար է կիրառել Conta և Targe գրադարանային վերջավոր տարրերը:
2. Հարվածային բեռնավորումների տակ թափքի հաշվարկային մոդելի մշակման ժամանակ անհրաժեշտ է կիրառել հավասարումների ինտեգրման բացահայտ (explicit) եղանակը, բախման ժամանակ թափքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացման գործընթացը հաշվի առնելու համար օգտագործել նյութերի պլաստիկության հոսունության տեսությունից հայտնի ֆիզիկական հավասարումները, որոնցով կապեր են հաստատվում դեֆորմացիաների արագությունների և լարումների բաղադրիչների միջև: Կառուցվածքային տարրերում ոչ գծային դեֆորմացիաների հաշվարկման ընթացքում նյութի հատկությունները և ամրացումը հաշվի են առնվում դրա դեֆորմացման դիագրամի օգնությամբ, որի նկատմամբ Նյուտոն–Ռաֆսոնի եղանակով մոտարկում է կատարվում:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության հետազոտման համար մշակվող հաշվարկային մոդելներում ինտեգրման ոչ բացահայտ (implicit) եղանակը կիրառվում է ստատիկ կամ քվադրատատիկ բեռնավորման խնդիրներում, որտեղ Նյուտոն–

Ռաֆսոնի մեթոդի օգտագործումը հնարավորություն է տալիս կառուցվածքին բեռնավորող ուժը առաջադրել քայլերով: Բեռնավորման յուրաքանչյուր քայլ բաժանվում է ենթաքայլերի:

3. ՎՏՄ-ի կիրառմամբ Volkswagen Touareg 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով տարածական բարդ կառուցվածք ունեցող կրող թափքի համար մշակված հաշվարկային մոդելը և ծրագիրը հնարավորություն են տալիս գնահատել թափքի ամրությունը և կոշտությունը շահագործման տարբեր պայմանների դեպքում: Հաշվարկներով ապացուցվում է, որ առավել վտանգավոր բեռնավորման դեպքը թափքի ոլորումն է, և քննարկված օրինակում ոլորման ժամանակ առաջացող առավելագույն լարումները չեն գերազանցում նշված ավտոմոբիլի թափքի կառուցվածքային տարրերի նյութերի թույլատրելի լարումների արժեքները: Հաշվարկների անհրաժեշտ ճշտության ապահովման վրա էական ազդեցություն ունի թափքը վերջավոր տարրերի ցանցի բաժանման գործընթացի ճիշտ իրականացումը, որի համար կարևորվում է ANSYS ծրագրային փաթեթում սահմանված թույլատրելի արժեքից փոքր սուրանկյուն վերջավոր տարրերի կազմման բացառումը:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի առջևի բամպերի քվադրատատիկ բեռնավորման դեպքում էներգակլանիչներում ի հայտ են գալիս մնացորդային դեֆորմացիաներ, համակարգի հավասարակշռությունը բնութագրող հավասարումների լուծման համար օգտագործվում է ինտեգրման ոչ բացահայտ (implicit) եղանակը:

4. Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի հիմքերի լոնժերոններում բազմաշերտ հեծանների հաշվարկման մոդելների և ծրագրերի կիրառումը հնարավորություն է տալիս որոշել կողային բախման արդյունքում կառուցվածքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացիաների, լարումների բաշխումները, արգելքի կողմից ազդող ուժի մեծությունը, գնահատել դեֆորմացման գործընթացին համապատասխան կառուցվածքի էներգակլանիչ հատկությունը, ինչպես նաև մշակել միջոցառում, որը կբացառի կրող թափքի հիմքի բազմաշերտ լոնժերոնի պատերի մխրճումը միմյանց մեջ: Հպման պայմանները հաշվի առնող միջոցառումներն օգտագործվում են նաև Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի բախման գործընթացի հետազոտման ժամանակ:

5. Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերում կիրառվող լայնական հատույթների տարբեր չափեր և տեսքեր ունեցող էներգակլանիչների՝ առանցքային ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման գործընթացի հետազոտումը ցույց է տվել, որ ժամանակակից ավտոմոբիլներում կիրառվող «Ս»-աձև հատույթով, ականջներով էներգակլանիչները միևնույն զանգվածի պայմաններում ունեն ավելի բարձր էներգատարություն: Կախված մարդատար ավտոմոբիլի զանգվածից և դասից՝ հնարավորություն է ստեղծվել որոշել կիրառման համար պահանջվող էներգակլանիչի պարամետրերը:
Բարակապատ ձողերի առանցքային ուղղությամբ սեղմման և ծռման հետազոտման փորձարարական տվյալների համեմատությունը մշակված հաշվարկային մոդելների կիրառման արդյունքների հետ ցույց է տվել, որ ստացված լուծումներն ապահովում են 5,5-8,2 % սխալանք: Նշվածը հիմք է տալիս եզրակացնելու, որ մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման նպատակով մշակված հաշվարկային մոդելի և ծրագրի կիրառմամբ ստացված արդյունքներն ունեն բավարար հավաստիություն:
6. Volkswagen Eos մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով ճակատային և շեղաճակատ բախումների դեպքում առջևի բամպերի, էներգակլանիչի և լոնժերոնի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման համար ANSYS/LS-DYNA փաթեթի միջավայրում մշակված հաշվարկային մոդելի և ծրագրի կիրառման միջոցով ստացված արդյունքները հնարավորություն են տալիս գնահատել բախման հետևանքով նշված կառուցվածքային տարրերի դեֆորմացման պատճառ հանդիսացող արտաքին ազդակի կինետիկ էներգիան:
7. Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի օրինակով մշակված հաշվարկային մոդելը և ծրագիրը հնարավորություն են տալիս հետազոտել ճակատային, շեղաճակատ, հետևից, կողային բախումների և թափքի տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքերում թափքի դեֆորմացման գործընթացները, որոշել չափորոշիչային փաստաթղթերին համապատասխան առաջադրված արագությունների տակ բախումների հետևանքով կրող թափքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացիաները, լարումները, թափքի դեֆորմացված տեսքերը, դեֆորմացիաների վրա ծախս-

ված էներգիայի բաղադրիչների բաշխումը, թափքի յուրաքանչյուր կետում դանդաղեցումների և արագությունների արժեքները:

8. Ըստ բերված հաշվարկների, ճակատային և շեղաճակատ բախումների դեպքում բազային միամետաղ, ցածրաժխածնային պողպատից բաղկացած թափքի տարբեր հատվածներում առաջանում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ, ինչի արդյունքում շարժիչային հատվածամասում և սրահի առջևի մասում թափքը կորցնում է իր նախնական չափերը և շահագործման տեսանկյունից դառնում է ոչ պիտանի: Բամպերից և էներգակլանիչից բացի, թափքի հիմնակմախքի տարրերից պլաստիկ դեֆորմացվում են նաև առջևի լոնժերոնները, սրահի առջևի վահանակը, հատակի առջևի մասը և այլն: Խախտվում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ կենսական նվազագույն ծավալը:

Ճակատային բախման դեպքում բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը 247 մմ է բազային թափքի 516 մմ-ի համեմատ, շեղաճակատ բախման դեպքում՝ համապատասխանաբար 728 մմ բազային թափքի 1021 մմ-ի համեմատ: Ճակատային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 128,17%-ով, շեղաճակատ և հետևից բախումների դեպքում՝ համապատասխանաբար 46,39 և 59,045%-ներով: Չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված կետի դանդաղեցման արժեքները ճակատային բախման դեպքում նվազում են 10,32%-ով, իսկ շեղաճակատ բախման դեպքում՝ 8,3%-ով՝ գտնվելով թույլատրելի սահմաններում: Հետին բախման դեպքում թափքի կառուցվածքի երկու տարբերակի համար չափորոշիչային պահանջները բավարարվում են:

9. Կողային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 33,08%-ով: Միամետաղ կրող թափքում կողային բախման ժամանակ լայնական ուղղությամբ տեղափոխության առավելագույն չափը 214 մմ է, իսկ առաջարկվող բազմամետաղ հիմնակմախքով թափքի համար՝ 154 մմ: Միամետաղ կառուցվածքով թափքի հատակում առկա ուժեղարարները, հատակի և առջևի վահանակի հատվածը մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների են ենթարկվում, որով խախտվում են սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալի չափերը: Առաջարկվող կառուցվածքում պլաստիկ դեֆոր-

մացիա առկա է թափքի հիմքի լոնժերոնում և հետևի նստատեղից բեռնախցիկ ընկած փոքր հատվածում: Չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված թափքի կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը 12,2%-ով նվազում է և գտնվում թույլատրելի տիրույթում:

Տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 85,96%-ով: Բազային տարբերակով կրող թափքի տանիքը սեղմելու արդյունքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժի չափն անցնում է նորմավորող պահանջներով սահմանված 127 մմ-ը (132 մմ), որով խախտվում են սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալի չափերը, և հնարավոր կողաշրջման դեպքում վարորդի գլխի հատվածում վնասվածքներ ստանալը դառնում է անխուսափելի: Առաջարկվող կառուցվածքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժը 77 մմ է, ինչը լրիվ բավարարում է ներկայացվող պահանջները:

10. Այսպիսով, կրող թափքի տարրերի՝ առաջարկվող հաստությունների, կիրառվող նյութերի փոփոխմամբ մշակված միջոցառումները բարձրացնում են մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունը: Հաշվարկային մոդելի և ծրագրի կիրառմամբ կատարված հետազոտությունների արդյունքում առաջարկվող կառուցվածքն իր հատկություններով մոտ է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի գործարանային թափքի հատկություններին, որը հաստատվում է ճակատային, շեղաճակատ, հետևից, կողային բախումների և թափքի տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքերում կատարված հաշվարկներով: Մշակված մոդելը և ծրագիրը թույլ են տալիս նաև թափքի մուտքային պարամետրերի փոփոխմամբ ձևափոխություններ կատարել, ստանալ նոր կառուցվածքներ, կարող են օգտագործվել մոդուլյար սկզբունքով նախագծվող կրող թափքերի նոր մոդելների մշակման ժամանակ:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. **Բազիկյան Ն.Ա., Մուսայեյան Վ.Գ.** Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի սրահի կոշտության գնահատումը բեռնավորման տարբեր սխեմաների դեպքում: ՀԱՊՀ, Լրաբեր, Գիտական հոդվածների ժողովածու: Ճարտարագետ, Երևան, 2016, մաս II, էջ 502-507:
2. **Զաքարյան Լ.Հ.** Բեռնատար ավտոմոբիլի կրող համակարգի լարվածադեֆորմացիոն վիճակի գնահատում և բարելավման միջոցառումների մշակում : (Ե.05.01) / ՀՊԱՀ. – Եր., 2012. – 27 էջ : նկ. – Մատենագիտ.' էջ 22-23 (12 անուն). – Ամփ.' ռուս., անգլ. – [2012-317]
3. **Հարությունյան Է.Ժ.** Մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի կառուցվածքների բարելավումը ամրության և կոշտության գնահատմամբ: (Ե.05.01) / ՀՊՀՀ (Պոլիտեխնիկ).-Եր., 2009.- 24 էջ: նկ.- Մատենագիտ.' էջ 23-24 (6 անուն).- Ամփոփումը՝ ռուս.-[2009-402]
4. **Մուսայեյան Գ.Վ.** Ավտոմոբիլի կրող համակարգեր. Ուսումնական ձեռնարկ. - Երևան: Ճարտարագետ, 2007. -180 էջ:
5. **Մուսայեյան Գ.Վ.** Վերջավոր տարրերի մեթոդի կիրառումը տրանսպորտային միջոցներում: Ուսումնական ձեռնարկ.- Երևան, ՀՊՀՀ, 2003. -288 էջ:
6. **Մուսայեյան Վ.Գ.** Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի հատվածամասի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը թափարգելը տարբեր ռեժիմներով բեռնավորելիս: ՀԱՊՀ, Լրաբեր, Գիտական հոդվածների ժողովածու: Ճարտարագետ, Երևան, 2015, մաս II, էջ 378-382:
7. **Մուսայեյան Վ.Գ.** Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործումը՝ ANSYS միջավայրում մշակված հաշվարկային մոդելի կիրառմամբ: ՀՊՀՀ (Պոլիտեխնիկ), Լրաբեր, Գիտական հոդվածների ժողովածու: Ճարտարագետ, Երևան, 2014, մաս II, էջ 373-377:
8. **Վարդանյան Վ.Ա.** «Կիրովեց» ընտանիքի անվավոր տրակտորների շրջանակների լարվածադեֆորմացված վիճակի գնահատումը առջևի կամրջակի զսպանավորման դեպքում // Ագրոգիտություն.-2009.- Թիվ 3-4.- էջ 178-182.- Ամփոփումը՝ ռուս., անգլ.

9. **Автомобильный справочник Bosch:** Пер. с англ. — 2-е изд., перераб. и доп. — И.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. — 992 с.
10. **ANSYS.** Разбиение модели на конечные элементы. Краткое руководство пользователя. – Екатеринбург, 2001. – 117 с.
11. **Афанасьев Л.Л.** Конструктивная безопасность автомобиля / Л.Л. Афанасьев, А.Б. Дьяков, В.А. Илларионов - М.: Машиностроение, 1983. —212 с.
12. **Атоян К.М.** Повышение долговечности кузовов автобусов: дисс. ... на соискание ученой степени д-р. техн. наук / Атоян К.М. – М., МАДИ, 1982. – 42 с.
13. **Багров Г.М.** Проектирование и оптимизация автомобилей // Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля. Межвуз. сб. щущ. тр. М.: МАМИ, 1984.
14. **Базикян Н.А.** Исследование энергопоглощающих свойств автомобильных буферов методом моделирования. Дисс. . канд. техн. наук, Тбилиси, 1978.
15. **Базикян Н.А., Мусаелян В.Г.** Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при боковом столкновении // Технические науки – от теории к практике / Сб. ст. по материалам LVI междунар. науч.-практ. конф. № 3 (51).- Новосибирск: Изд. АНС «СибАК», 2016.- 98-110 с.
16. **Базикян Н.А., Мусаелян В.Г.** Методика расчета процесса деформирования лонжерона основания кузова автомобиля при боковом столкновении // Вестник НПУА. Механика, Машиноведение, Машиностроение. 2015. №2.- 101-107 с.
17. **Басов К.А.** Графический интерфейс комплекта ANSYS.-М.:ДМК пресс, 2006.-248 с.
18. **Басов К.А.** ANSYS: Справочник пользователя.-М.: ДМК пресс, 2005.-640 с.
19. **Басов К.А.** ANSYS в примерах и задачах.- М.: Комьютер пресс, 2002.-224 с.
20. **Бате К.** Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон/ Пер. с англ. А.С. Алексеева и др.; под ред. А.Ф. Смирнова. - М.: Стройиздат, 1982.-488 с.
21. **Белокуров В.Н.** Оценка параметров угловой поперечной жесткости рамных несущих конструкций грузовых автомобилей // Динамика и прочность автомобиля: Тез. докл. на 8-й междунар. науч.-техн. конф. М., Инмаш РАН, 2000.-С. 18.

22. **Бочаров Н.Ф.** Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Учебник для вузов/ Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. П. Полунгян и др. -М.: Машиностроение, 1983. -299с.
23. **Воронцова Н.И., Круглов А.А., Сарычев Ю.А.** Расчет кузова большого городского автобуса на изгиб и кручение. М.: Труды НАМИ, 1986.
24. **Гельфгат Д.Б.** Прочность автомобильных кузовов / Д.Б. Гельфгат. – М.: Машиностроение, 1972. – 144 с.
25. **Григолюк Э.И.** Нормирование прочности несущих систем автобусов/ Э.И. Григолюк, Е.А. Коган, Н.А. Кулаков. – М.: Моск. гос. акад. автом. и тракт. маш-я. 1994. – 132 с.
26. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич / Пер. с англ.; Под ред. Б.Е. Победри. -М.: Мир, 1975. - 541 с.
27. **Зузов В.Н.** Разработка методов создания несущих систем колесных машин с оптимальными параметрами: дисс. ... на соискание ученой степени д-р. техн. наук / Зузов В.Н. – М., 2002.
28. **Зузов В.Н., Зузов И.В.** Совершенствование конструкции корпуса кузова легкового автомобиля на стадии проектирования для обеспечения требований пассивной безопасности при кософронтальном ударе // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2013. №1.- М., 2013.- 60-71 с.
29. **Зузов И.В.** Моделирование продольного смятия передних лонжеронов кузова легкового автомобиля с учетом инициаторов деформаций // Известия высших учебных заведений. “Машиностроение”, 2011. № 1.- М., 2011.- 34-37 с.
30. **Кац А.М.** Автомобильные кузова / А.М. Кац - М.: Транспорт, 1972. - 296 с.
31. **Колтунов В.А.** Теоретическое и экспериментальное исследование прочности кузова автобуса. Дисс. к.т.н. Горький, 1974. - 306 с.
32. **Котляр С.И.** Расчет несущего кузова автобуса вагонного типа: Дис канд. техн. наук,- М., 1946.

33. **Котляр С.И.** Экспериментальное исследование моделей рам при статическом нагружении. М.: НАМИ, 1950.
34. **Кочинян Г.Д.** Влияние кузова и соединительных элементов кузова с рамах на жесткость и прочность несущей системы грузового автомобиля. Автореферат. Тбилиси: 1978.-23 с.
35. **Крамской Н.А.** Исследование амортизирующих свойств энергопоглощающих буферов и передней части корпуса кузова легкового автомобиля при фронтальном ударе. Дисс. канд. техн. наук, М., 1976.
36. **Кудрявцев С.М., Пачурин Г.В., Соловьев Д.В., Власов В.А.** Основы проектирования, производства и материалы кузова современного автомобиля: монография / С.М. Кудрявцев [и др.]; под общей редакцией С.М. Кудрявцева.– Н. Новгород, 2010.– 236 с.
37. **Ломакин В. В., Покровский Ю. Ю., Степанов И. С., Гоманчук О. Г.** Безопасность автотранспортных средств: Учебник для вузов. / Под общ. ред. В.В. Ломакина. – М: МГТУ «МАМИ», 2011. – 299 с.
38. **Малинин Н.Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. -М.: Машиностроение, 1975, 400 с.
39. **Мишин П.П., Осипов Н.Л., Крамской Н.А.** Анализ прочности рамы агрегата для перевозки длинномерных грузов при модификации геометрических параметров его элементов // Известия Московского государственного технического университета МАМИ, № 2 (14), т. 1, М., 2012.- 286-293 с.
40. **Молодцов В.А.** Безопасность транспортных средств: учебное пособие. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013. – 236 с.
41. **Морозов Е.М., Никишков Г.П.** Метод конечных элементов в механике разрушения.- М., Наука, 1980,- 256с.
42. **Мусаелян Г.В., Арутюнян Э.Ж.** Разработка расчетной модели кузова легкового автомобиля методом конечных элементов //Известия НАН РА и ГИУА. Серия ТН. 2008. - Том 61, N1.- 3-8 с.

43. **Мусаелян Г.В., Закарян Л.О.** Исследование изгиба рамы грузового автомобиля в вертикальной плоскости методом конечных элементов //Известия НАН РА и ГИУА. Серия ТН. 2006. -Том 59, N3.- 465-471 с.
44. **Мусаелян Г.В., Мусаелян В.Г.** Исследование процесса нелинейного деформирования кузова легкового автомобиля при фронтальном столкновении // Взаимодействие вузов и предприятий как основа инновационного развития современной экономики : сборник научных статей по материалам I Международной научно-практической конференции (15 марта 2016 г., г. Екатеринбург). – Пермь, 2016. – 12-17 с.
45. **Мусаелян Г.В., Мусаелян В.Г.** Разработка расчетной модели нелинейного деформирования переднего лонжерона кузова автомобиля при лобовом столкновении // Научно-исследовательские публикации: Материалы научной конференции “Естественно-научные исследования и народное хозяйство, современные технологии и технический прогресс”.- Воронеж, 2015.- Т.1, № 9 (29). – 39-48 с.
46. **Мусаелян В.Г.** Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при сжатии его крыши // Научная дискуссия: вопросы технических наук: сб. ст. по ма-териалам XLV Международной научно-практической конференции «Научная дискуссия: вопросы технических наук». – № 4(34). – М., Изд. «Интернаука», 2016.- 93-101 с.
47. **Наумов Е.А., Орлов Л.Н.** К расчетной оценке пассивной безопасности кузова легкового автомобиля при боковом столкновении //Журнал автомобильных инженеров, N5 (58), 2009 – М.- 19-21 с.
48. **Непершин Р.И.** Пластическая потеря устойчивости при осевом сжатии трубы. Авиационная и ракетно-космическая техника. Вестник СГАУ. N 3-1 (27).- Самара, 2011.- 329-336 с.
49. **Орлов Л.Н.** Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность: учеб. Пособие / Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, Е.В. Кочанов [и др.],- Нижний Новгород, 2009. – 153 с.

50. **Орлов Л.Н.** Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин, автотранспортных средств. Методы расчета и оценки: учеб. пособ. / Л.Н. Орлов; НГТУ. – Н. Новгород, 2005. – 230 с.
51. **Павловский Я.** Автомобильные кузова.- М.: Машиностроение, 1977.- 544 с.
52. **Пеньшин Н. В.** Методология обеспечения безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте : учебное пособие для вузов / Н. В. Пеньшин. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 462 с.
53. **Песков В.И.** Исследование нагрузочных режимов кузовов легковых автомобилей и надежности кузовных конструкций: дисс. ... на соискание ученой степени канд. техн. наук / Песков В.И. – Горький, 1970.
54. **Правила ЕЭК ООН № 12 (ГОСТ Р 41.12-2001).** «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты водителя от удара о систему рулевого управления». –М.: ИПК Издательство стандартов. -2002. -51 с.
55. **Правила ЕЭК ООН № 94 (ГОСТ Р 41.94-99).** «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты водителя и пассажиров в случае лобового столкновения». –М.: ИПК Издательство стандартов. -2007. -76 с.
56. **Проскуряков В.Б.** Динамика и прочность рам и корпусов транспортных / В.Б. Проскуряков. – Л.: Машиностроение, 1972. – 285 с.
57. **Ржаницын А.Р.** Расчет сооружений с учетом пластических свойств материалов / А.Р. Ржаницын – М.: Госсстройиздат, 1954. – 230 с.
58. **Родионов В.Ф., Фиттерман Б.М.** Проектирование легковых автомобилей.- 2е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980.-479 с., ил.
59. **Розин Л.А.** Метод конечных элементов в применении к упругим системам. М: «Стройиздат», 1977.- 128 с.

60. **Рябчинский А.И.** Регламентация активной и пассивной безопасности автотранспортных средств : учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений / А. И. Рябчинский, Б. В. Кисуленко, Т. Э. Морозова. –М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 432 с.
61. **Сабоннадьер Ж.К., Кулон Ж.Л.** Метод конечных элементов и САПР //перевод с французского.- М.: Мир, 1989.- 190 с.
62. **Самсонов Г.В.** Физико-химические свойства элементов: Справочник.- Киев: Наукова Думка, 1965.- 808 с.
63. **Сапунов В.Т.** Основы теории пластичности и ползучести: Учебное пособие. М.: МИФИ, 2008. – 220 с.
64. **Сегерлинд Л. Дж.** Применение метода конечных элементов: Пер. с англ. - М.: Мир, 1979. - 392 с.
65. **Соловьев Д.В.** Исследование несущей системы кузова автобуса ПА3-3205 / Д.В. Соловьев, С.М. Кудрявцев, В.А. Ермаков // Проектирование, испытания, эксплуатация транспортных машин и транспортно-технологических комплексов: сб. Материалов международной научно-технической конференции / НГТУ. – Н.Новгород, 2005. – С. 57-60.
66. **Солопов Д. Ю., Зузов В. Н.** Исследование влияния конструкции кузова автомобиля на пассивную безопасность при ударе сзади // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана 2015, № 07.- М., 2015.- 66-75 с.
67. **Тимошенко С.П.** Устойчивость стержней, пластин и оболочек / С.П. Тимошенко. - М. : Наука, 1974. - 808 с.
68. **Теребушко О.И.** Основы теории упругости и пластичности / О.И. Теребушко. – М: Наука, 1984. – 320 с.
69. **Тумасов А.В.** Разработка методики расчетной оценки пассивной безопасности кузовов и кабин автомобилей при опрокидывании. Автореферат диссертации, Нижний Новгород, 2008. – 19 с.
70. **Фентон Дж.** Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет: пер. с англ. / под ред. Э.И. Григолюка. М.: Машиностроение, 1984. 200 с. [Fenton J. Vehicle Body Layout and Analysis. London: Mechanical Engineering LTD, 1980.].

71. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1972.- 544 с.
72. **Хусаинов А. Ш., Кузьмин Ю.А.** Пассивная безопасность автомобиля: учебное пособие. – Ульяновск : УлГТУ, 2011. – 89 с.
73. **Цимбалин В.Б.** Испытания автомобилей /В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский, В.Н. Кравец и др. М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
74. **Шабан Б.А., Зузов В.Н.** Особенности моделирования каркасных элементов кузовов и кабин автомобилей при исследовании пассивной безопасности //Наука и Образование, -№ 11.-М., Ноябрь 2012 .-81-104 с.
75. **Школьников М.Б.** О приближенном расчете на кручение несущего кузова автобуса. М.: ОНТИНАМИ, 1970.
76. **Штробель, В.** Современный автомобильный кузов: [пер. с нем.] / В. Штробель. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
77. **Щербо А.Г.** Основы теории упругости и пластичности : учеб.- Новополюцк : ПГУ, 2008. – 240 с.
78. **Abramowicz W. and Jones, N.** Dynamic Axial Crushing of Square Tubes //International Journal of Impact Engeneering. -1984. Vol. 2, No.2. -P. s.179-208.
79. **Abramowicz W., Wierzbicki T.** Axial Crushing of Multicorner Sheet Metal Columns, Journal of Applied Mechanisms, 53 (1989) s.113 – 120.
80. **Adolph T., Eggers A., Thomson R., Mizuno K.** Comparison of the dummy response in two different restraint system crash tests // IRCOBI Conference 2014.- Berlin.- 545-561 p.
81. **Altenbach J., Sacharov A.S.** Die Methode der finiten Elemente in der Festkoerpermechanik. Hanser Verlag Munchen.-1982.- 310 p.
82. **Arakerimath R., Nemani R.K.** Taguchi based design optimization of side impact beam for energy absorption // International Journal For Advance Research In Engineering And Technology, Volume 3, Issue IX.- Pune, Sep 2015.- 100-104 p.
83. **Bazikyan N.A., Musayelyan V.G.** The car body B-pillar deformation process calculation model development in case of side impact crash. //Bulletin of National agrarian university of Armenia, № 3(51), Yerevan, 2015,- 78-82 p.

84. **Bazikyan N.A., Vardanyan V., Vardanyan H.** Drafting of activity for improvement of post-collision safety of the bus of class Gazelle. //Bulletin of National agrarian university of Armenia, № 4(52), Yerevan, 2015,- 55-60 p.
85. **Belingardi G., Koricho E.G.** An experimental and finite element study of the transverse bending behavior of T-joints in vehicle structures // Composites Part B, Engineering №79.- New York, September 2015.- 430-443 p.
86. **Belytschko T., Liu W.K., and Moran B.** Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures. John Wiley and Sons, Chichester, 2000.
87. **Betten J.** Finite Elemente fur Ingenieure 1. Grundlagen, Matrixmethoden, Elastischen Kontinuum.-Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1997, 330 p.
88. **Betten J.** Finite Elemente fur Ingenieure 2. Variationsrechnung, Energiemethode, Naherungsverfahren, Nichtlinearitaten. .-Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1998, 480 p.
89. **Brzoska Z.** Statyka i statecznosc konstrukcji pretowych i cienkosciennych. PWN. Warszawa. 1961.
90. **European New Car Assessment Programme (Euro NCAP).** Full Width Frontal Impact Testing Protocol.- Brussels, November 2015.- 31 p.
91. **European New Car Assessment Programme (Euro NCAP).** Oblique Pole Side Impact Testing Protocol.- Brussels, November, 2015. - 20 p.
92. **European New Car Assessment Programme (Euro NCAP).** Offset Deformable Barrier Frontal Impact Testing Protocol.- Brussels, November 2015.- 31 p.
93. **European New Car Assessment Programme (Euro NCAP).** Pole Side Impact Testing Protocol.- Brussels, June, 2011.- 23 p.
94. **European New Car Assessment Programme (Euro NCAP).** Rear Whiplash Test Protocol.- Brussels, July 2013.- 19 p.
95. **Fischer U.** Finite Elemente Programme in der Festkorpermechanik. VEB Fachbuchverlag, 1986.-280 p.

96. **Fischer U., Grochla J., Koczak S., Weese W.** Finite-Elemente Programme in der Festkörpermechanik.-VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1986, 332 p.
97. **Freisinger M., Hoffmann J., Stahlschmidt S.** Investigation of the early inflation characteristics of a complex folded knee airbag with the new corpuscular method in LS-DYNA // LS-DYNA Anwenderforum.- Frankenthal, 2007.- F-III-7 - F-III-20 p.
98. **Gay F., Garro A.P.** Uslengi : Interventi del calcolo strutturale nella progettazione della Fiat Ritmo, ATA №5, maggio 1979.- p. 34-45.
99. **Ghasemnejad H., Hadavinia H. , Marchant D., Aboutorabi A.** Energy absorption of thin-walled corrugated crash box in axial crushing //SDHM Structural Durability And Health Monitoring, vol.098, №1.- Duluth, 2009.- 1-17 p.
100. **Hallquist J.O.** LS-DYNA User's Manual, Livermore Software Technology Corporation: California, March, 2006.-498p.
101. **Herbst B.R., Meyer S.E., Oliver A.A., Forrest S.M.** Rear impact test methodologies: quasistatic and dynamic // 21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles.- Stuttgart, June 2009.- 10 p.
102. **Hirth A., Gromer A., Borrvall T.** Dummy Positioning for a Whiplash Load Case using LS-DYNA Implicit// 10th European LS-DYNA Conference 2015.- Würzburg, 2015.- 42 p.
103. **Hirth A., Haufe A., Olovsson L.** Airbag simulation with LS-DYNA past – present – future// 6th European LS-DYNA Users' Conference.- Gothenburg, 2007.- 23-46 p.
104. **Hughes T.J.R.** The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Element analysis, Prentice – Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1987,- 681p.
105. **Insurance Institute for Highway Safety (IIHS).** Rear Impact Low-Speed Crash Test Protocol.- Ruckersville, May 2006.- 8 p.
106. **Insurance Institute for Highway Safety (IIHS).** Roof Strength Test Protocol (Version II).- Ruckersville, December 2012.- 9 p.
107. **Kokkula S.** Bumper beam-longitudinal system subjected to offset impact loading an experimental and numerical study. PhD Thesis. Norwegian University of Science and Technology.- Trondheim, 2005.- 288 p.

108. **Lin C.H., Cheng Y.P., Wang J.** Evaluation of LS-DYNA® corpuscular particle method for side impact airbag deployment applications //13th International LS-DYNA Users Conference.- Dearborn, June 2014.- 18 p.
109. **Lippeck A.** Entwicklung und Anwendung einer Richtlinie zur Modellbildung und Simulation hybrider biomechanischer Mehrkörpersysteme. Doktor-Ingenieurs genehmigten Dissertation. Technische Universität Essen. 2001,139 p.
110. **Liu Q., Lin Y., Zong Zh., Sun G., Li Q.** Lightweight design of carbon twill weave fabric composite body structure for electric vehicle // Composite Structures № 97.- New York, March 2013.- 231-238 p.
111. **Mao M., Chirwa E.C., Chen T.** Vehicle Roof Crush Modelling & Validation //5th European LS-DYNA Users Conference. Methods and Techniques (4).- Birmingham, UK, 6c - 19. 25th - 26th May 2005.
112. **Meywerk M.** CAE-Methoden in der Fahrzeug technik, Springer, 2007, 357s.
113. **Mildner C.** Numerische und experimentelle Untersuchungen des Crashverhaltens von FVK-verstärkten Metallstrukturbauteilen. Doktor-Ingenieurs genehmigten Dissertation Technische Universität München.2013,233s.
114. **Mueller G.** Finite elemente. Einführung in das Arbeiten mit ANSYS an Nachvollziehbaren Beispielen.- Huetig, 1989.- 279 p.
115. **Mueller G., Groth C.** FEM fuer Praktiker, expertverlag, 1997.- 857 p.
116. **Obradovic J., Boria S., Belingardi G.** Lightweight design and crash analysis of composite frontal impact energy absorbing structures // Composite Structures № 94.- New York, January 2012.- 423-430 p.
117. **Oden J.T.** Finite Elements. Nonlinear Continua, Mineola.- New York, 2006, 432 p.
118. **Oleksik J., Vietor T.** Analysis of the application of hybrid material on a sill // 20th International Conference on Composite Materials.- Copenhagen, July 2015.- 11 p.
119. **Perez J.P., García M.A.C., Davila Oswaldo V.** Rear seats whiplash study // CTAG-IDIADA Safety Technologies SL.- Porriño, June 2012.- 17 p.

120. **Petru M., Petrik J.** Development and optimization of the headrests seat according the signal Whiplash //Bulletin of Applied Mechanics №6 (22).- Prague, January 2010.- 34-40 p.
121. **Pipert H.** Karosserietechnik, Personenwagen, Nutzfahrzeuge, Omnibusse, VOGEL Buchverlag.- Wuerzburg, 1989.- 279 p.
122. **Reddy J. N.** An introduction to nonlinear finite element analysis.- Oxford University Press, 2004.- 282 p.
123. **Röcker O.** Untersuchungen zur Anwendung hoch- und höchstfester Stähle für walzprofilierte Fahrzeugstrukturkomponenten, Doktor der Ingenieurwissenschaften Dr.-Ing. genehmigte Dissertation, Berlin, 2008.- 206 p.
124. **Ryu S.U., Jin W., Shin Y.C., Bae K.S., Lee K.B.** Study of optimal body structural design for coupe-type vehicles in rollover events // 23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV): Research Collaboration to Benefit Safety of All Road Users, Paper Number 13-0173. – Seoul, 2013.- 1-8 p.
125. **Sami B.** Statische Probleme bei der Entwicklung selbsttragenden Aufbauten Kraftfahrzeugtechnik, 1960, N6.
126. **Sandahl A., Jergeus J., Wu W., Macri D.** Crash CAE in the all new Volvo XC90 & SPA platform //10th European LS-DYNA Conference 2015.- Würzburg, June 2015.- 42 p.
127. **Seiffert U., Wech L.** Automotive safety handbook, SAE International, Warrendale, Pa.: 2003.- 283 p.
128. **Stein M.** Entwicklung einer Methodik zur Verbesserung der strukturellen Interaktion im Pkw-Pkw-Frontalaufprall, Doktor der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation, Technischen Universität Berlin, 2015, 261s.
129. **Taylor R., Hayashi Sh.** Using JFOLD & LS-DYNA to study the effects of folding on airbag deployment // 10th European LS-DYNA Conference 2015.- Würzburg .- 14 p.
130. **Tejasagar A., Srikanth K.V.N.S., Veeraraju P.** Simulation of Vehicular Frontal Crash-Test International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME) ISSN: 2231 –5950, Volume-2, Issue-1, 2012,

131. **Toczyski J., Kerrigan R.J., Mohan P., Crandall J.R.** Design of a deformable vehicle roof structure for rollover crash testing with a test buck// 23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV): Research Collaboration to Benefit Safety of All Road Users, Paper Number 13-0203. – Seoul, 2013.- 1-11p.
132. **U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA).** Federal Motor Vehicle Safety Standards and Regulations. № 216 (FMVSS).- Washington, 2006.- 32 p.
133. **U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA).** Federal Motor Vehicle Safety Standards and Regulations. №301 (FMVSS).- New York, 2003.- 56 p.
134. **Wech V., Ostmann B.** Ergebnisse und Erfahrungen aus den "Auto motor und sport"-Crashtests // Automobiltechn Z. – 1999. – Vol. 101, № 5. – 344-349 p.
135. **Werner H., Christlein J.** Prediction of B-Pillar Failure in Automobile Bodies // SIMULIA. Abaqus Technology Brief - TB-08-BPF-1.- Vélizy, September 2008.- 5 p.
136. **Wierzbicki T., Abramovich W.** On the crushing mechanics of thin walled structures//Journal of Applied Mechanics. -1983. -Vol.50. -P. 727-734.
137. **Xiao Zh., Fang J., Sun G., Li Q.** Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam //Advances in Engineering Software, №85 (2015).-New York.-81–95 p.
138. **Yang F., Beadle M.** CAE analysis of passenger airbag bursting through instrumental panel based on corpuscular particle method // 10th European LS-DYNA Conference 2015.- Würzburg, June 2015.- 10p.
139. **Yang Y., Chen H., Zhang R., Chen H., Qiang X.** Vehicle seat structure optimization in front and rear impact // The Open Mechanical Engineering Journal №8.- Beijing, 2014.- 599-606 p.
140. **You C.J.** Karosseriebelastungen aufgrund verschiedener Erregungsquellen insbesondere aus Motorlagerkräften bei Antriebssträngen in Personenkraftwagen, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 417, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.- 18 p.

ՀԱՎԵԼՎԱԾՆԵՐ

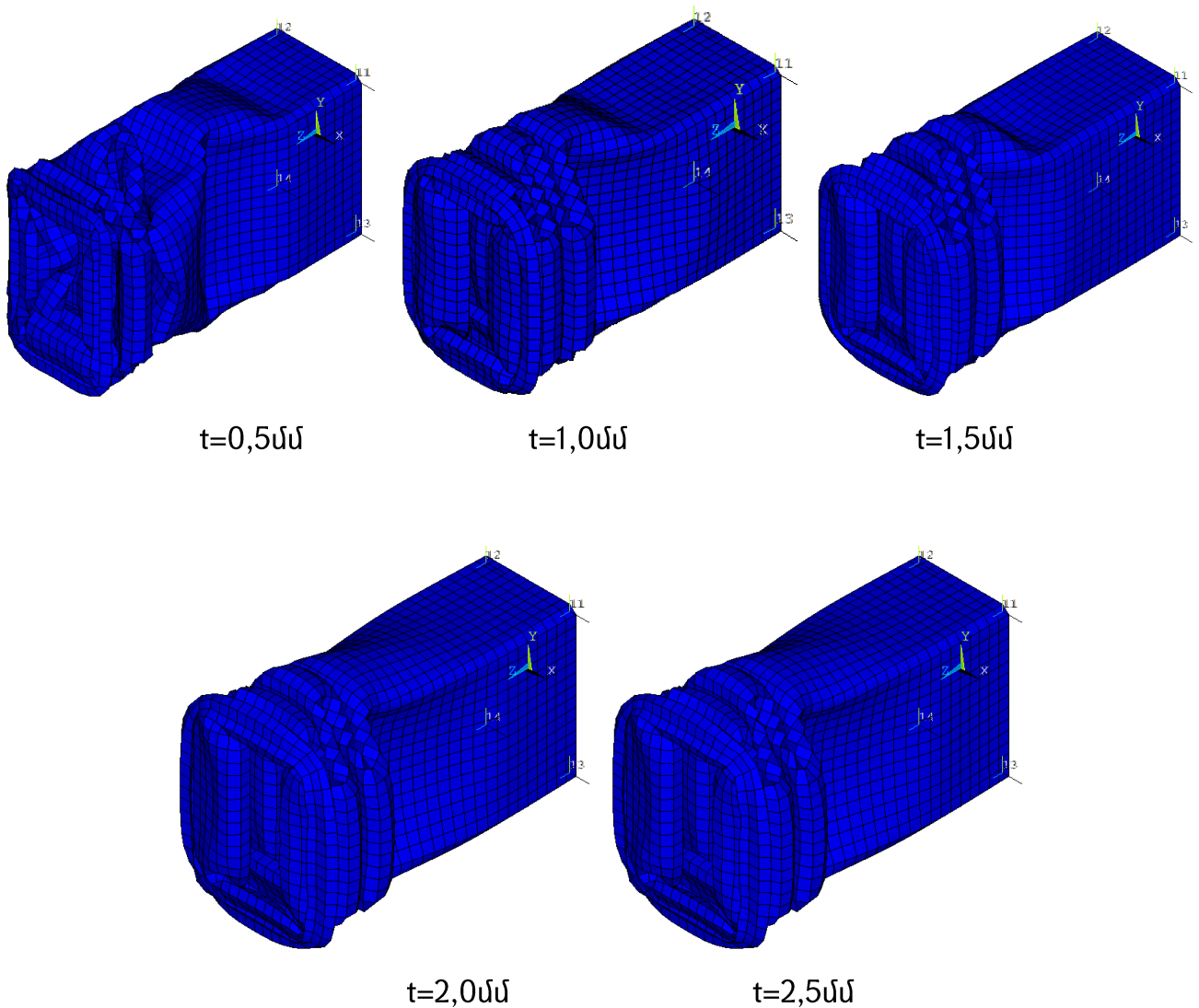
1. Բացահայտ և ոչ բացահայտ ինտեգրման եղանակների համեմատություն.....	161
2. Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերում կիրառվող լայնական հատույթների տարբեր չափեր և տեսքեր ունեցող էներգակլանիչներ.....	162
3. Փորձարարական հետազոտությունների ժամանակ օգտագործված գործիքներ և սարքավորումներ	165
4. Առաջարկվող բարելավված թափքի կառուցվածքային առանձնահատկություններ.....	168
5. Ճակատային բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը.....	171
6. Շեղաճակատ բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը.....	175
7. Հետևից բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը.....	178
8. Կողային բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը.....	179
9. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի տանիքի սեղմման դեպքում դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը.....	182
10. Գիտափորձարարական հետազոտությունների ներդրման ակտ.....	185
11. Տեղեկանք.....	186

**Հավելված 1. Բացահայտ և ոչ բացահայտ ինտեգրման եղանակների
համեմատություն**

Բացահայտ ինտեգրման եղանակ (explicit)	Ոչ բացահայտ ինտեգրման եղանակ (implicit)
Դիֆերենցիալ մեթոդ	Նյումարկի ինտեգրում
Փոքր ժամանակային քայլ	Մեծ ժամանակային քայլ
Կիրառումը. տրանզիենտ, արագ	Կիրառումը. ստատիկ, դանդաղ, սեփական արժեքներ
Հասցվում է դինամիկական հավասարակշռության	Ստատիկ հավասարակշռություն
Իտերացիան բացակայում է	Իտերացիոն լուծում
Կոշտության մատրիցի հակադարձում չի պահանջվում	Անհրաժեշտ է կոշտության մատրիցի հակադարձում
Պահանջվում է ավելի փոքր հիշողություն	Պահանջվում է ավելի մեծ հիշողություն
Գործողությունների կատարման բարձր արագագործություն	-
Մեծաքանակ ժամանակային քայլեր	Մեծաքանակ բեռնավորման քայլեր
Ոչ գծայնությունը հեշտությամբ լուծվում է	Ոչ գծայնության դեպքում լուծումը դժվարանում է
Կայուն զուգամիտություն	Ոչ կայուն զուգամիտություն
Լուծման տևողությունը կախված է հանգույցների քանակից	Լուծման տևողությունը կախված չէ հանգույցների քանակից
Ժամանակի քայլի մեծությունը կախված է նյութում ձայնի արագությունից	-

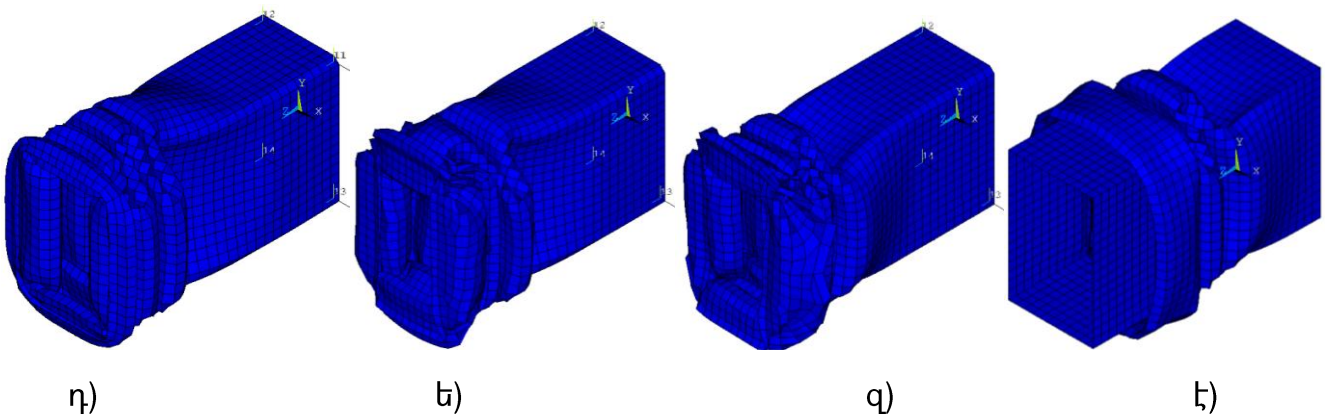
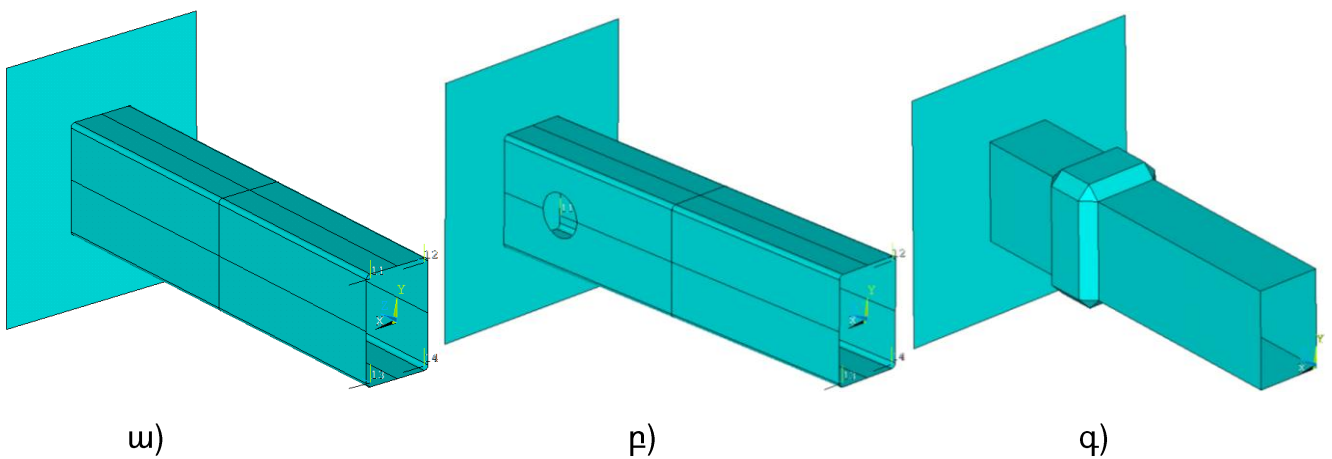
Հավելված 2. Մարդատար ավտոմոբիլների թափքերում կիրառվող լայնական հատույթների տարբեր չափեր և տեսքեր ունեցող էներգակլանիչներ

2.1. Առաջադրված միևնույն չափերով, պատի տարբեր հաստություններով, և նույն առանցքային տեղաշարժի դեպքում ուղղանկյուն հատույթներով էներգակլանիչների դեֆորմացված տեսքերը

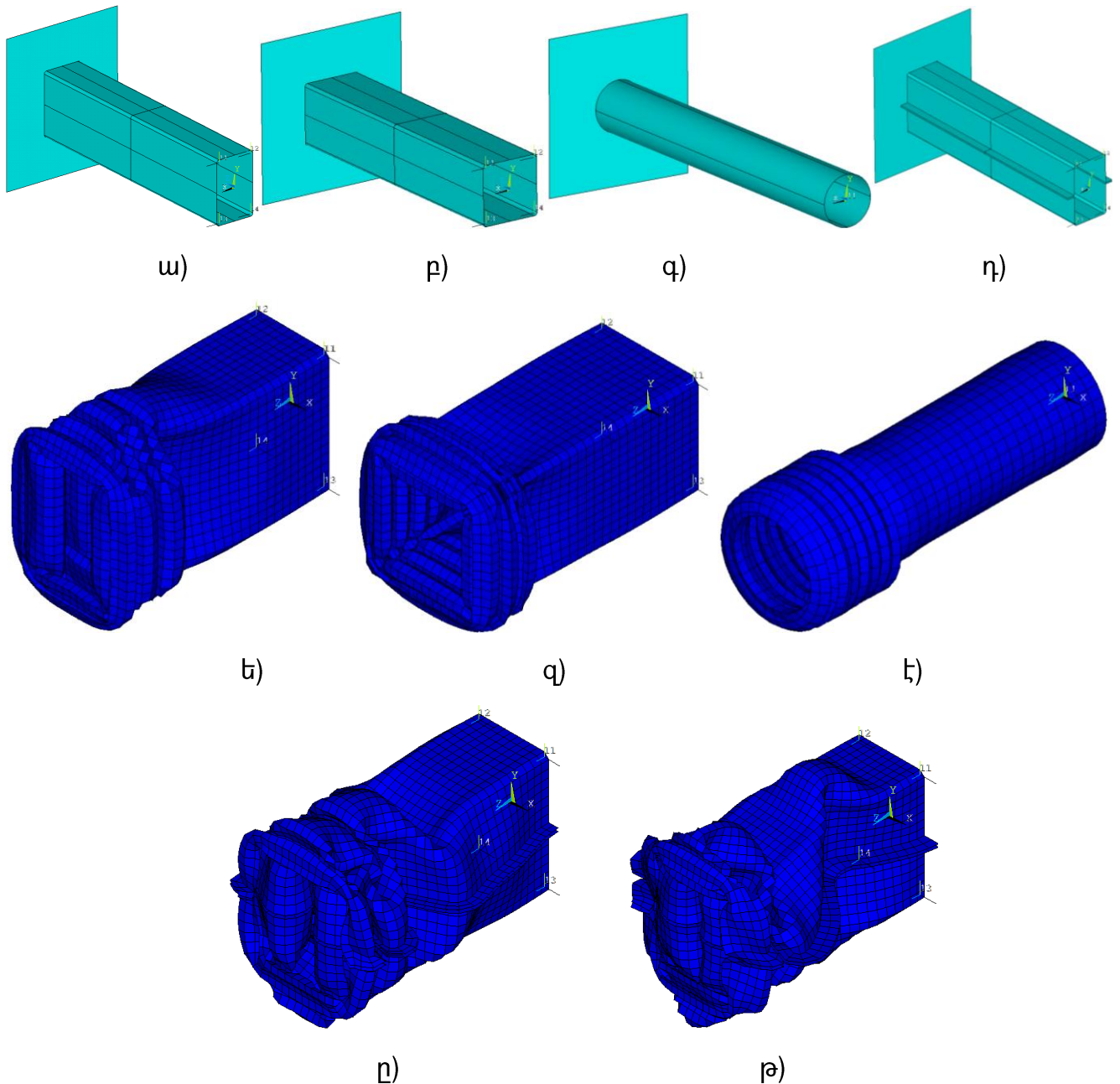


2.2. Առաջադրված երկարությամբ, պատի միևնույն հաստությամբ և տրված նույն առանցքային տեղաշարժի դեպքում դեֆորմացիաների առաջացման տարբեր պատճառներով էներգակլանիչների սխեմաներն ու դեֆորմացված տեսքերը.

ա) և դ) -ն հաստատուն հաստությամբ հոծ պատերով ուղղանկյուն հատույթ, բ), ե), գ) - ն հաստատուն հաստությամբ կլոր անցքով (համապատասխանաբար 20 մմ և 30 մմ տրամագծով) կողմնային պատով ուղղանկյուն հատույթ, գ) և է) հաստատուն հաստությամբ հոծ, աստիճանական պատերով ուղղանկյուն հատույթ



2.3. Առաջադրված երկարությամբ, պատի միևնույն հաստությամբ և լայնական հատույթների պարագծերով, առաջադրված նույն առանցքային տեղաշարժի դեպքում տարբեր էներգականիչների սխեմաներն ու դեֆորմացված տեսքերը.
ա) և ե) -ն հաստատուն հաստությամբ ուղղանկյուն, բ), և գ) -ն հաստատուն հաստությամբ քառակուսի, զ) և է) հաստատուն հաստությամբ կլոր,
դ), ը) թ) “Ս”- ձև հատույթ ականջներով (6մմ և 10 մմ լայնությամբ ականջներ)



Հավելված 3. Փորձարարական հետազոտությունների ժամանակ օգտագործված գործիքներ և սարքավորումներ

3.1. TIRatest 2300 փորձարկման մեքենայի աշխատանքի համառոտ նկարագրությունը և տեխնիկական բնութագրերը

TIRatest 2300 փորձարկման մեքենան նախատեսված է տարբեր նյութերից պատրաստված նմուշների (դետալների) ուժերի և դեֆորմացիաների չափման, ձգման, սեղմման, ծռման մեխանիկական փորձարկումների համար: Մեքենային պահանջներ ներկայացնող չափորոշիչային և տեխնիկական փաստաթղթերը ներքոհիշյալներն են՝ 1) ГОСТ 8.663-2009 ГЦИ – Ուժի չափման միջոցների պետական ստուգման սխեմա, 2) ГОСТ 28840-90 – Նյութերի ձգման, սեղմման և ծռման փորձարկումների մեքենաներ, ընդհանուր տեխնիկական պահանջներ, 3) Տեխնիկական փաստաթղթեր VEB TIW Rauenstein betrieb des VEB Werkzeugmaschinenkombinat «Fritz Heckert», Գերմանիայի Դաշնային Հանրապետություն:

TIRatest 2300 փորձարկման մեքենայի տեխնիկական տվյալները

1		2
Առավելագույն սահմանային բեռնվածքը, կՆ (կԳ)		98 (10)
Ուժի չափման թույլատրելի հարաբերական սխալանքի սահմանը, %		±1,0
Շարժական շրջանակի տեղաշարժման առավելագույն արագությունը, մմ/ր	Փոխանցման աստիճան G2	100±2
	Փոխանցման աստիճան G3	14,5±0,29
Աշխատանքային դաշտի բարձրությունը (առանց ներքևի սեղմող հարմարանքի), մմ		1050
Շարժական շրջանակի 0-ից 100 մմ-ը ներառյալ տեղաշարժի չափման ժամանակ թույլատրելի բացարձակ սխալանքի սահմանները, մմ		±0,10

1		2
Շարժական շրջանակի 100-ից 1000 մմ-ը ներառյալ տեղաշարժի չափման ժամանակ թույլատրելի հարաբերական սխալանքի սահմանները, %		±1,0
Նմուշների (դետալների) դեֆորմացիաների չափման շրջակայքը (T1/2000 չափիչ գլխիկ), մմ		0-1,0
Նմուշների (դետալների) դեֆորմացիաների չափման դեպքում թույլատրելի բացարձակ սխալանքի սահման (T1/2000 չափիչ գլխիկ), մմ		±0,010
Գաբարիտային չափերը (բարձրություն x լայնություն x երկարություն), մմ	Բեռնավորման սարքավորում	900x1160x 2190
	Կառավարման վահանակ	1460x725x 800
Զանգվածը, կգ	Բեռնավորման սարքավորում	715
	Կառավարման վահանակ	100
Շահագործման պայմանները	Միջավայրի ջերմաստիճանը, °C	18-25
	Օդի հարաբերական խոնավությունը, ոչ ավել, %	80
Էլեկտրական սնուցման պարամետրերը	Լարումը, Վ	220±10%
	Հաճախությունը, Հց	50±2
Առավելագույն հզորությունը, կՎտ		6,6
Ծառայության ժամկետը, նվազագույնը, տարի		15

3.2. Փորձարարական հետազոտությունների ընթացքում օգտագործված
չափիչ գործիքները



T40100 քանոն



VAS 6079 սլաքային ինդիկատոր իր T10170 հարմարանքով



VAS 6068 միկրոմետր

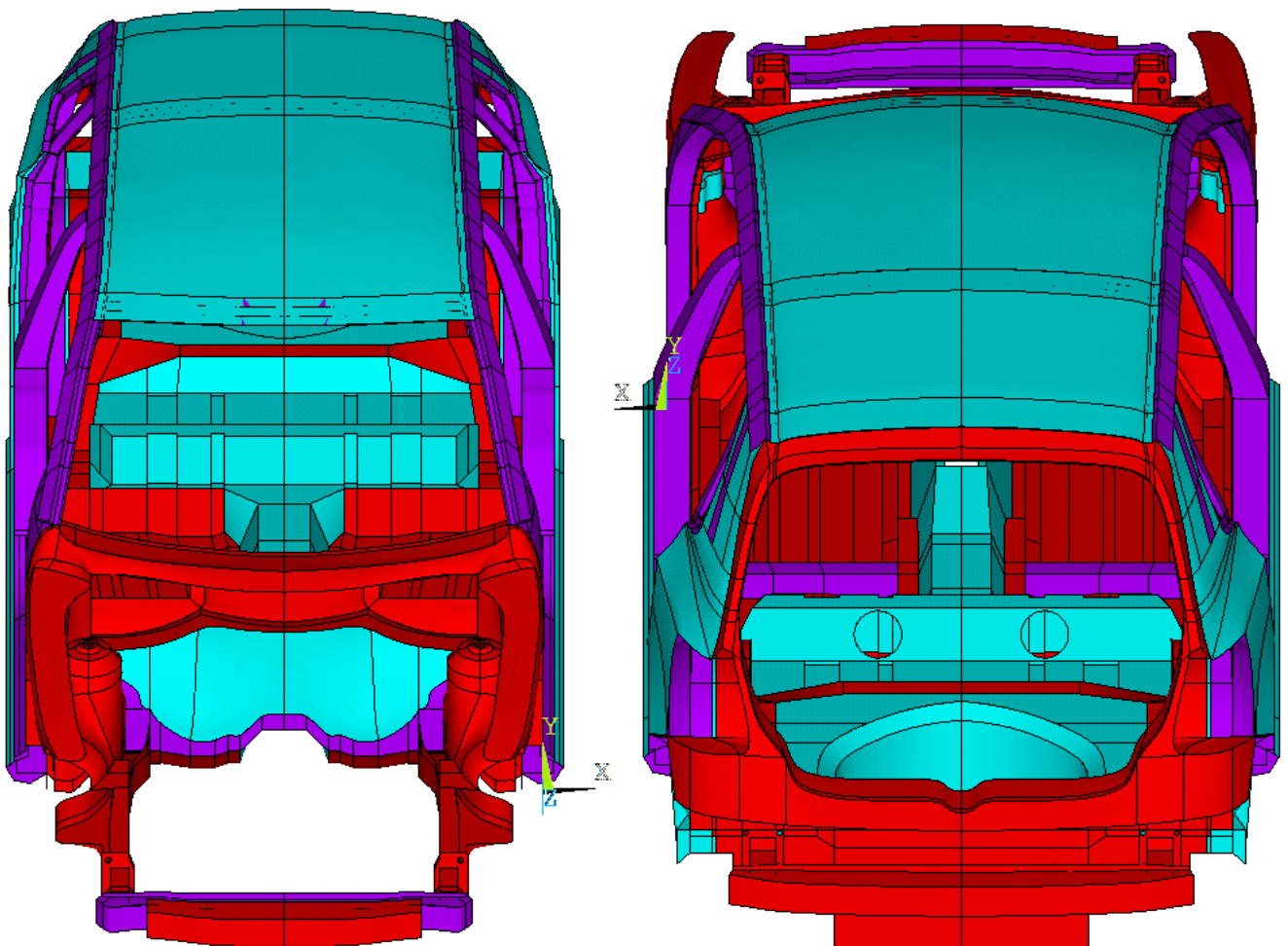


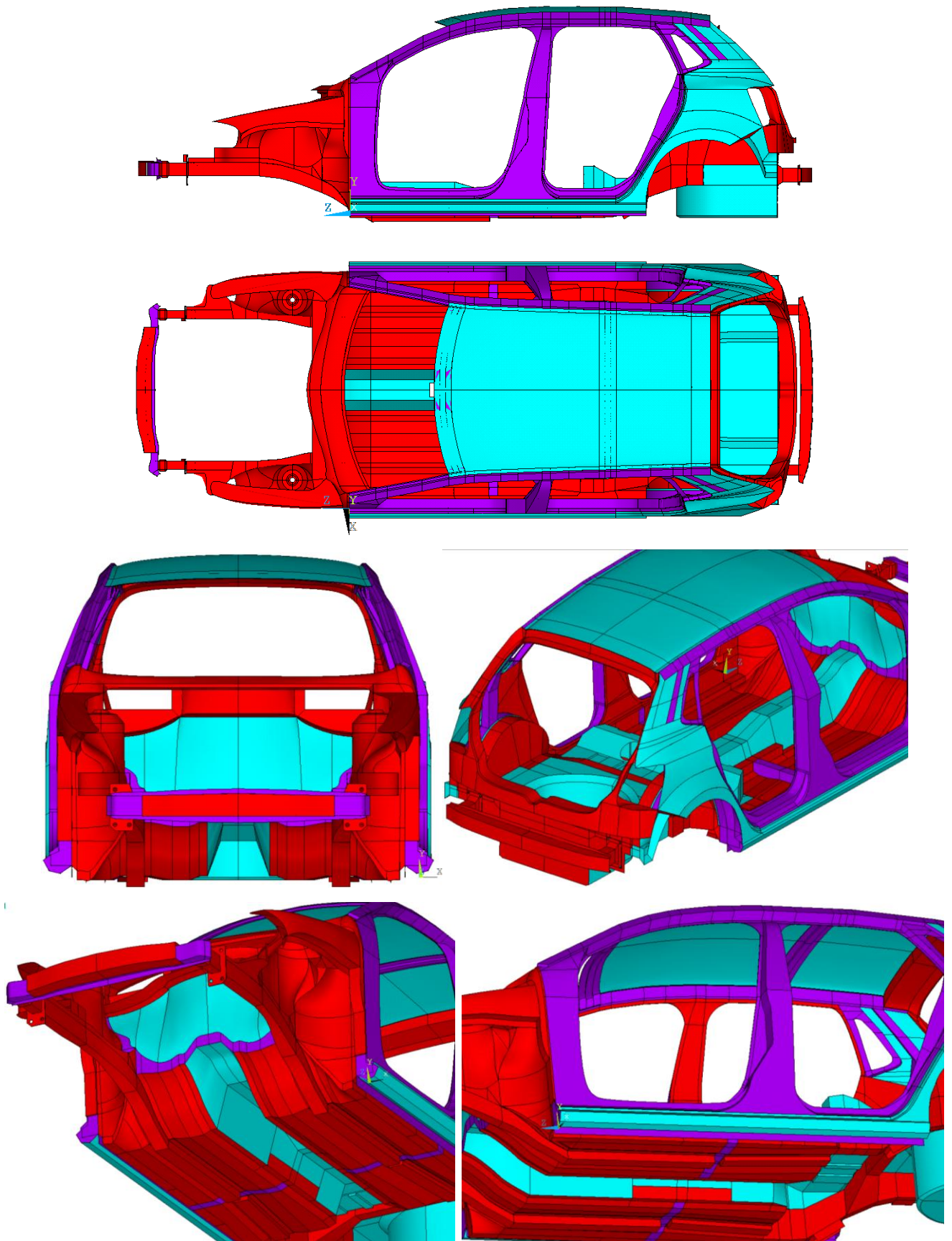
VAS 6594 թվային խորաչափ

Հավելված 4. Առաջարկվող բարելավված թափքի կառուցվածքային առանձնահատկությունները

4.1 Առաջարկվող բարելավված թափքում կիրառվող կառուցվածքային նյութերը

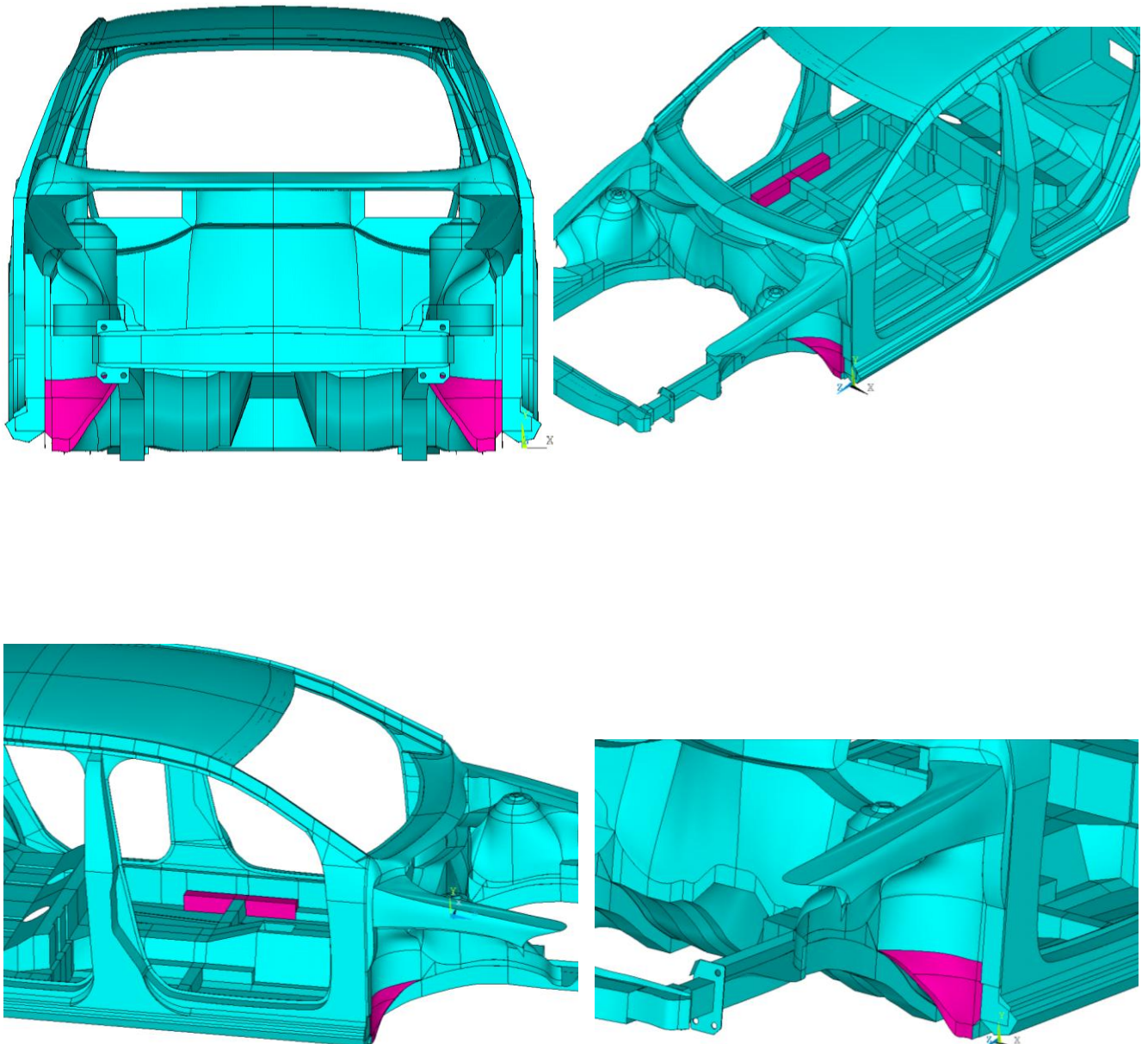
Գույնը	Պողպատի մակնիշը	Հոսունության սահմանը, ՄՊա
1. Երկնագույն	Листовая сталь 15кп	230
2. Կարմիր	Steel Complex Phase 800 Y600	600
3. Մանուշակագույն	Steel MBW 1900	1000





4.2 Առաջարկվող բարելավված թափքում կիրառվող կառուցվածքային տարրերի թերթերի հաստության փոփոխումը

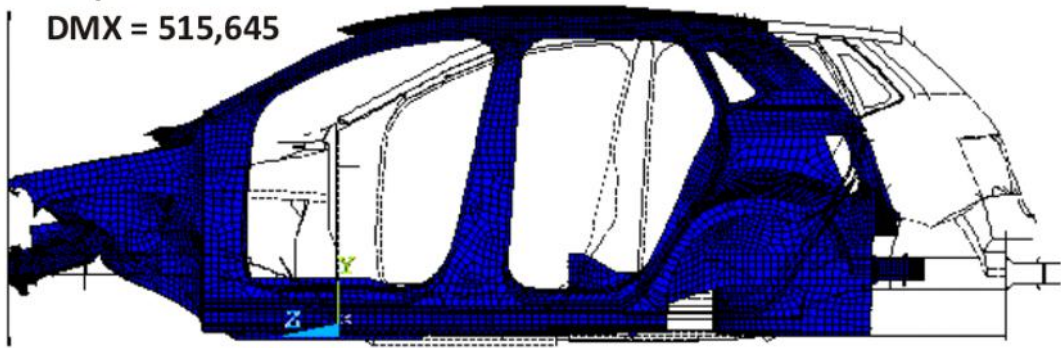
Վարդագույնով նշված տեղամասերում կառուցվածքային տարրերի թերթերի հաստությունը 1,5 մմ-ից դարձել է 2 մմ:



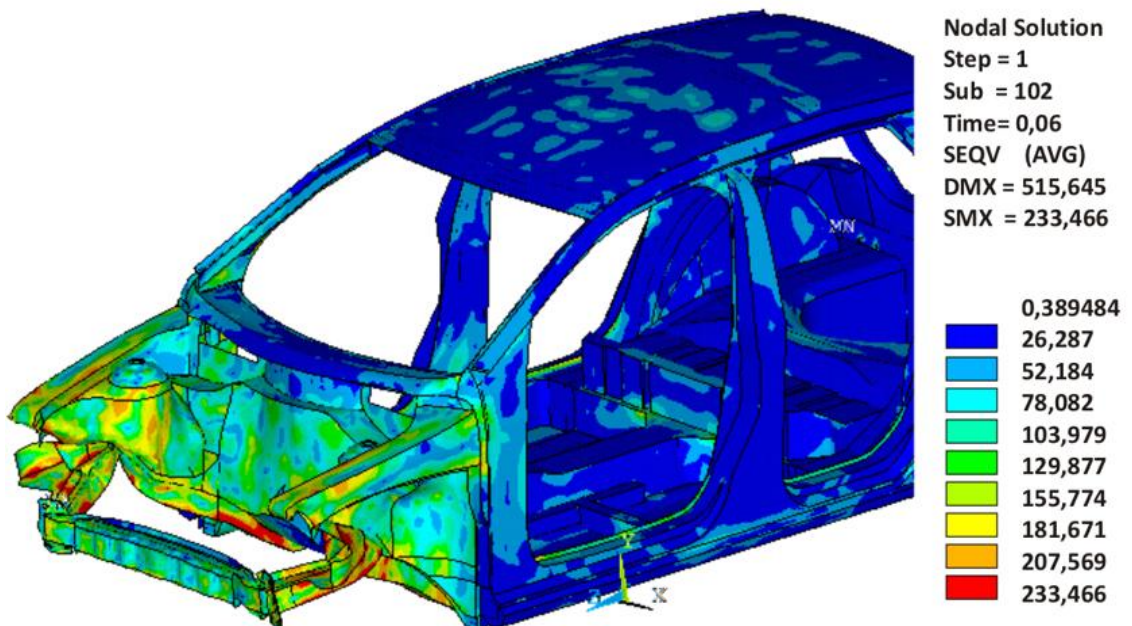
Հավելված 5. Ճակատային բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը

5.1. Ճակատային բախումից հետո բազային միամետաղով թափքի (Ա) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)

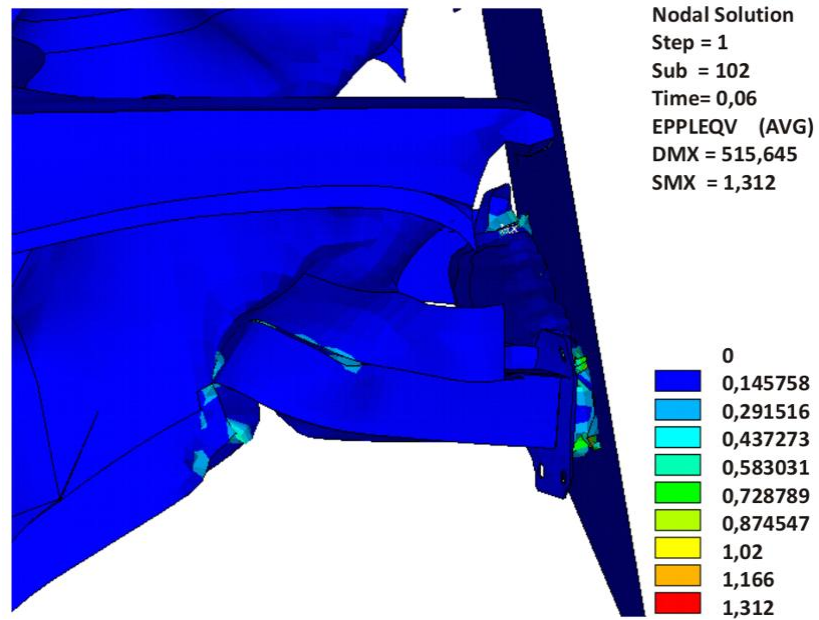
Step = 1
Sub = 102
Time= 0,06
Displacement
DMX = 515,645



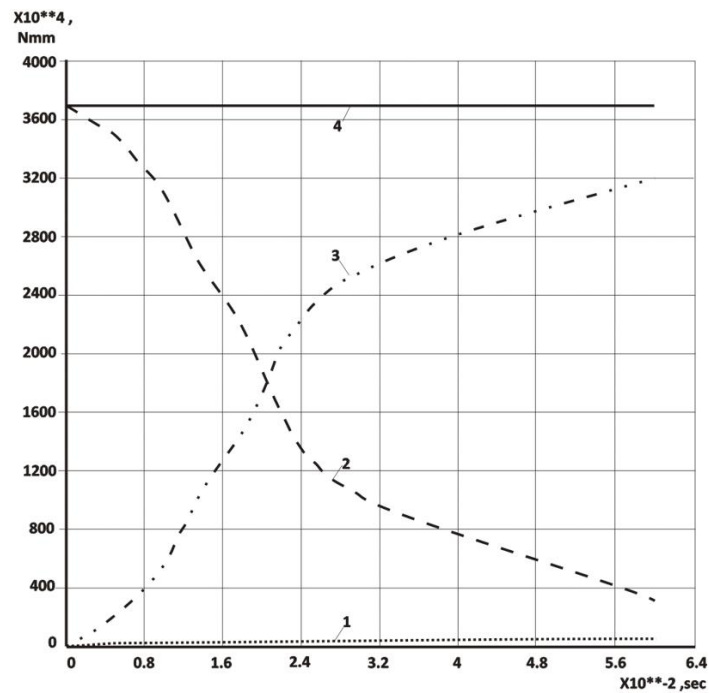
5.2. Ճակատային բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը միամետաղ թափքում (Ա), ՄՊՄ



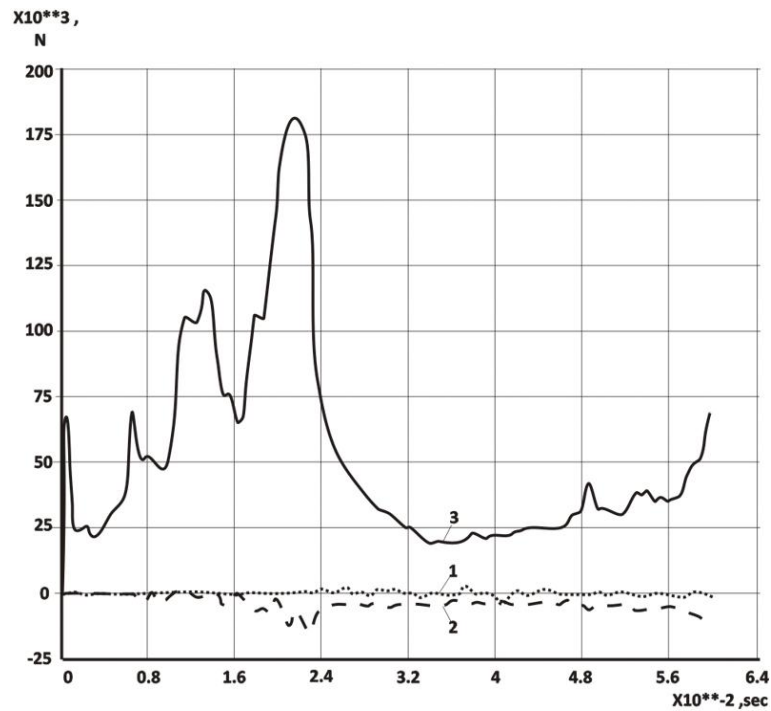
5.3. Ճակատային բախումից հետո համարժեք $\varepsilon_{պլաստ}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների
բաշխումը միամետաղ թափքում (Ա)



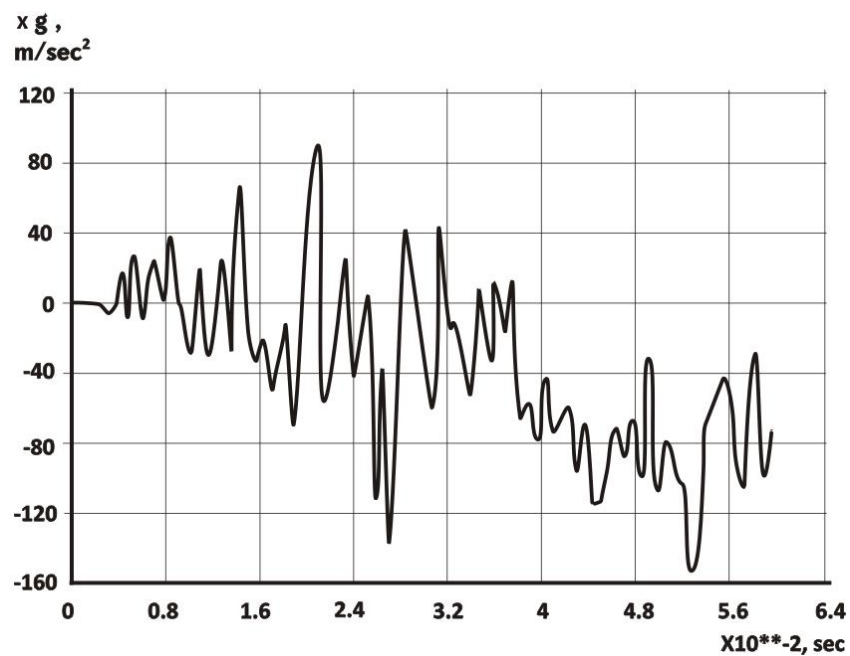
5.4. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) ճակատային բախման ընթացքում
էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ, 3-
թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, $\mathcal{L}_{xմմ}$



5.5. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) ճակատային բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , Ն

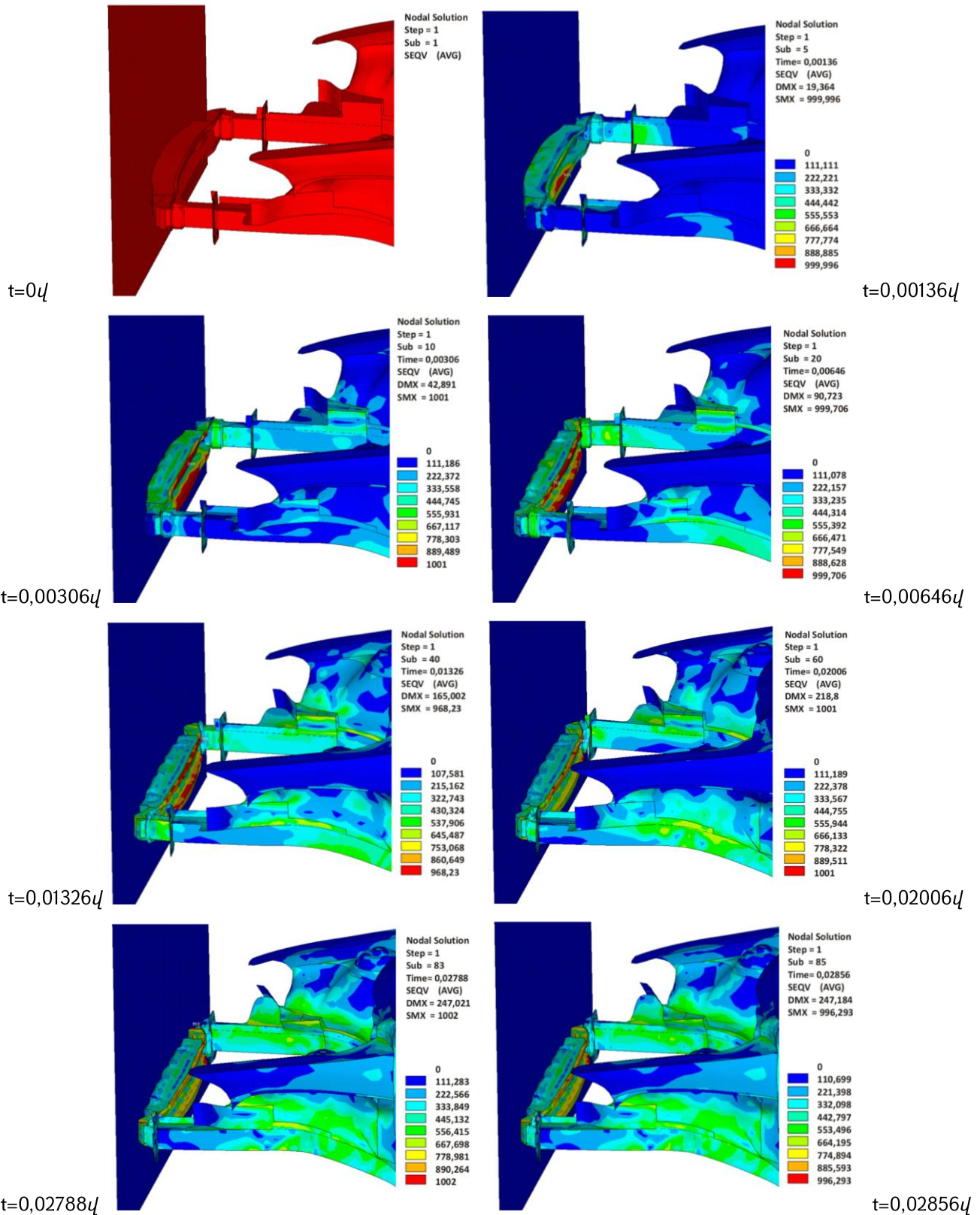


5.6. Ճակատային բախման ժամանակ միամետաղ թափքի (Ա) միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, m/sec^2



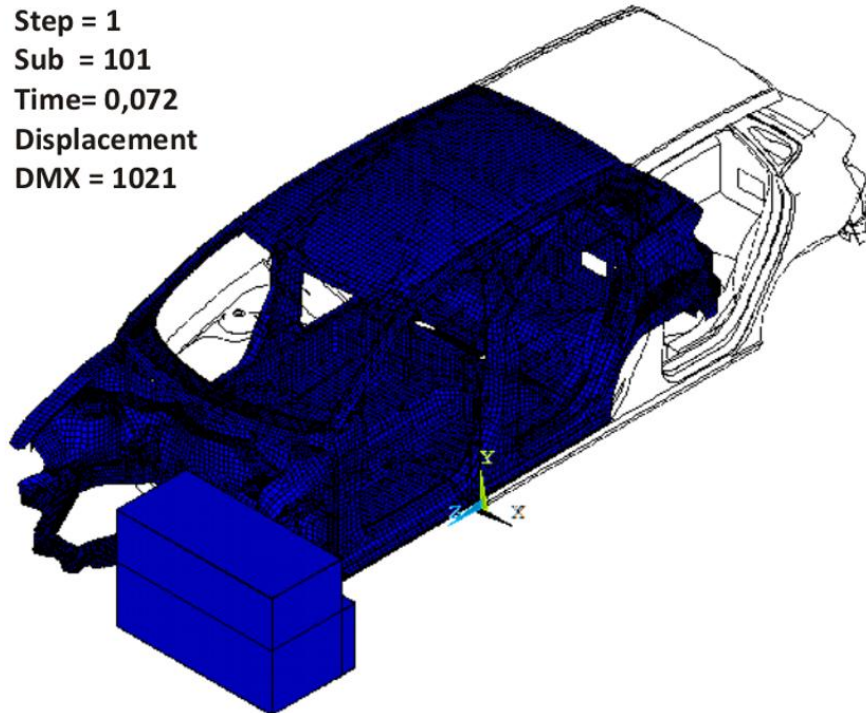
5.7. Բազմամետաղ թափքի ճակատային բախման ընթացքը և

$\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը, ՄՊա

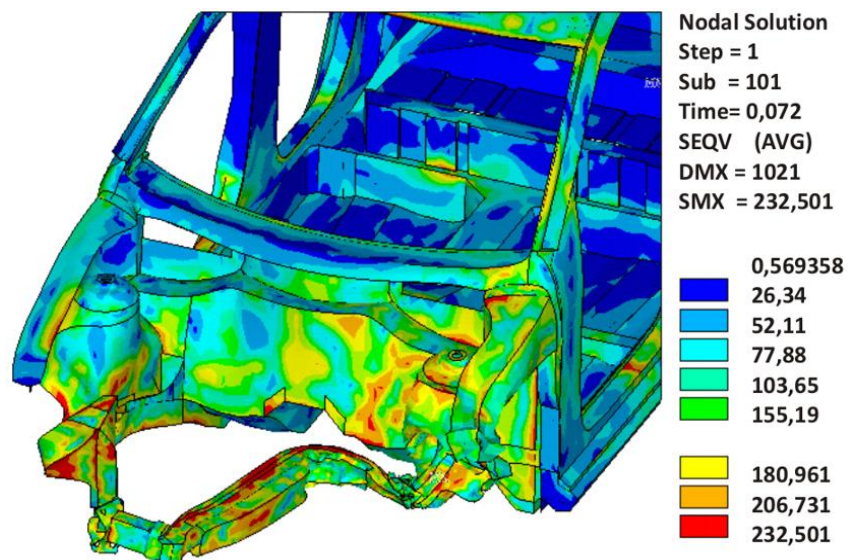


Հավելված 6. Շեղանկատ բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը

6.1. Շեղանկատ բախումից հետո բազային միամետաղ թափքի (Ա) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)

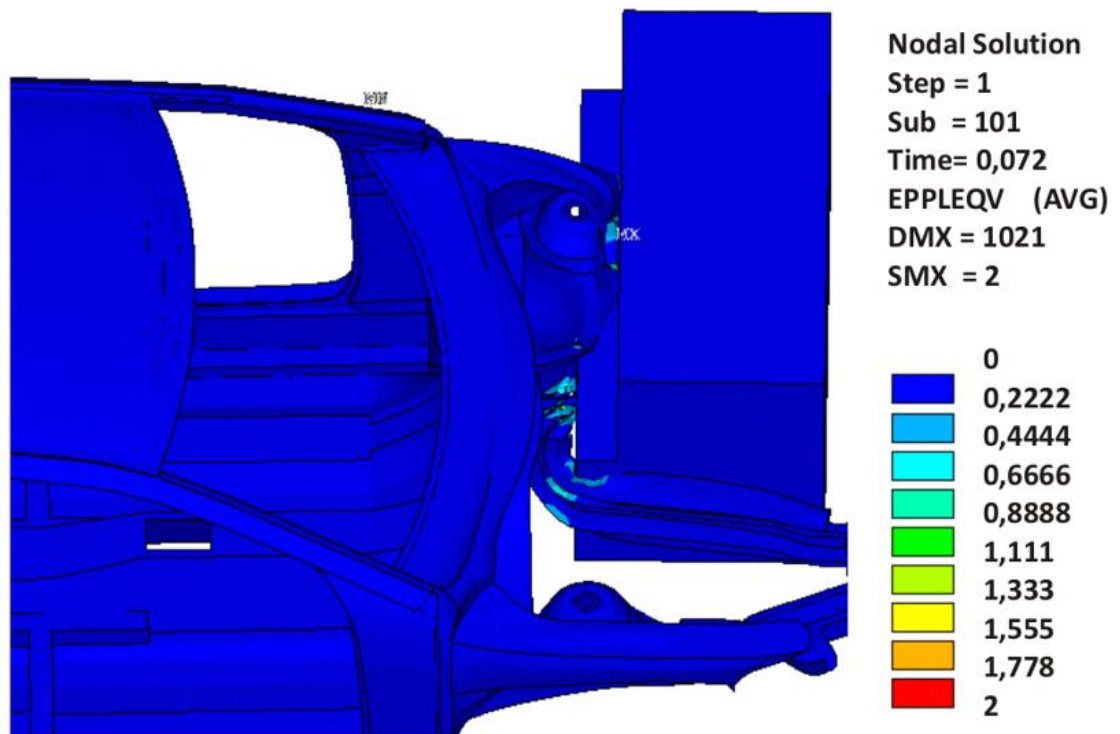


6.2. Շեղանկատ բախումից հետո միամետաղ թափքում (Ա) համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը, (ՄՊա)



6.3. Շեղանկատ բախումից հետո միամետաղ թափքում (Ա) համարժեք

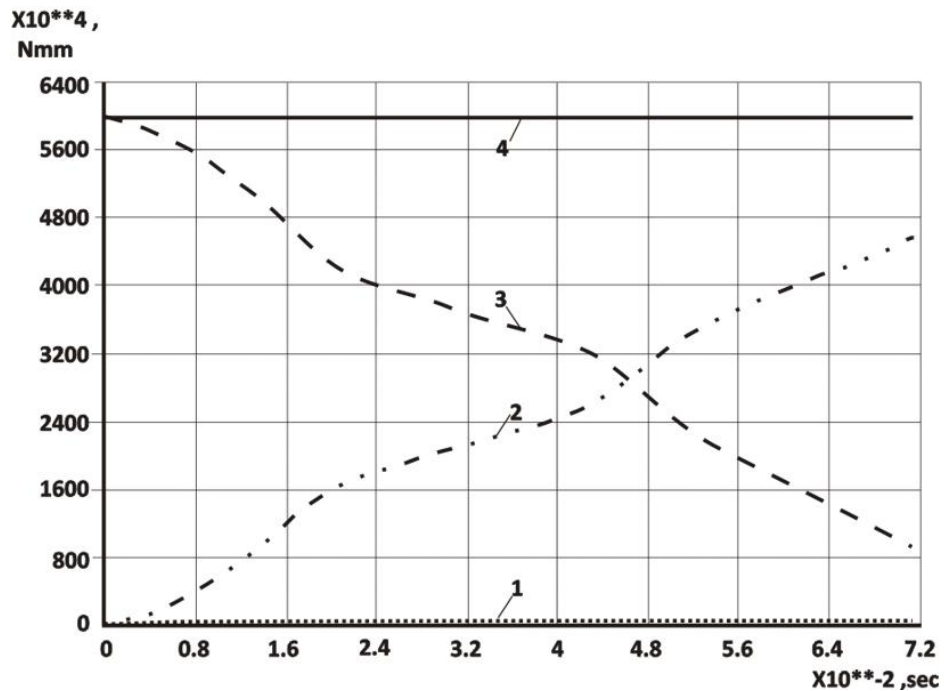
Եպլաստ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը



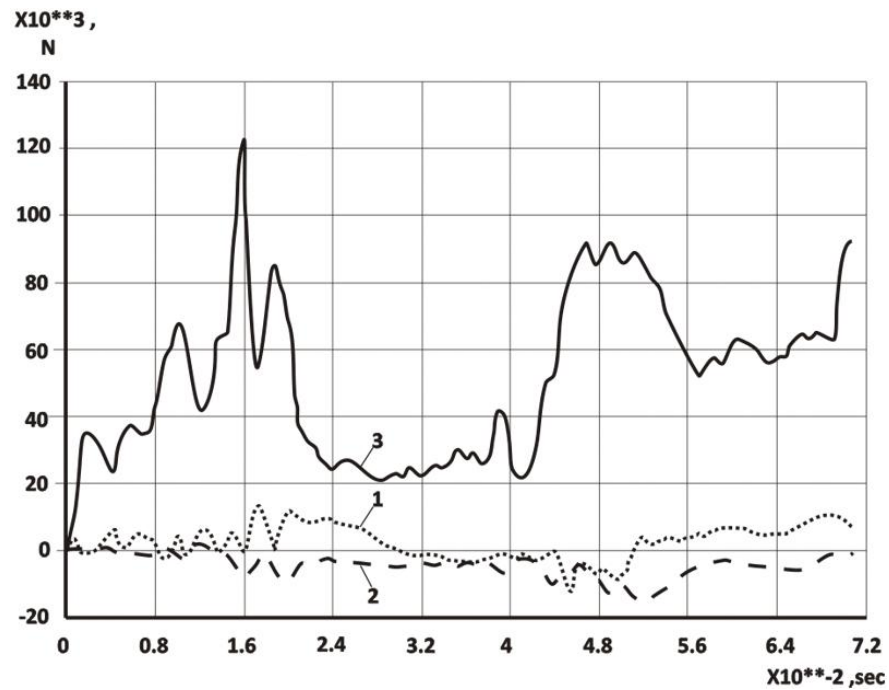
6.4. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) շեղանկատ բախման ընթացքում

էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ,

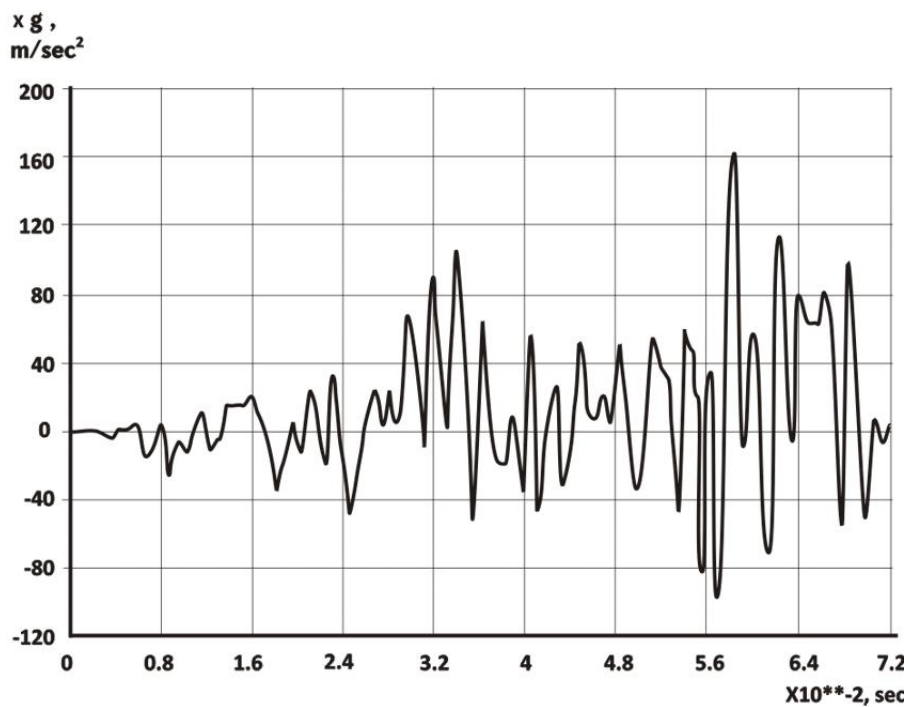
3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, Նշան



6.5. Միամետաղ կրող թափքի (Բ) շեղանկատ բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , Ն

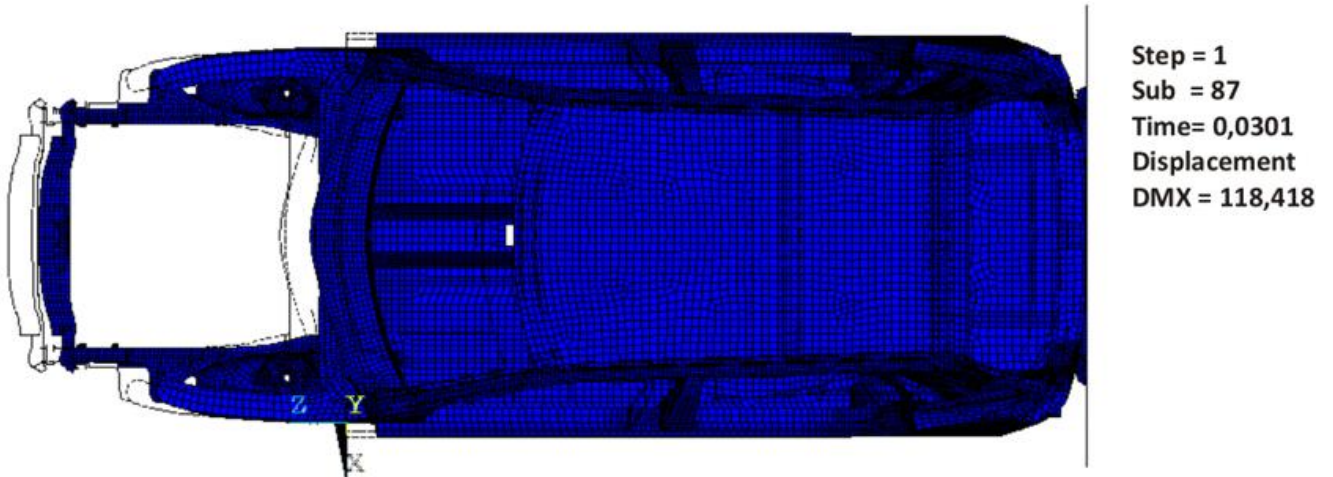


6.6. Շեղանկատ բախման ժամանակ բազմամետաղ թափքի (Բ) միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, m/sec^2

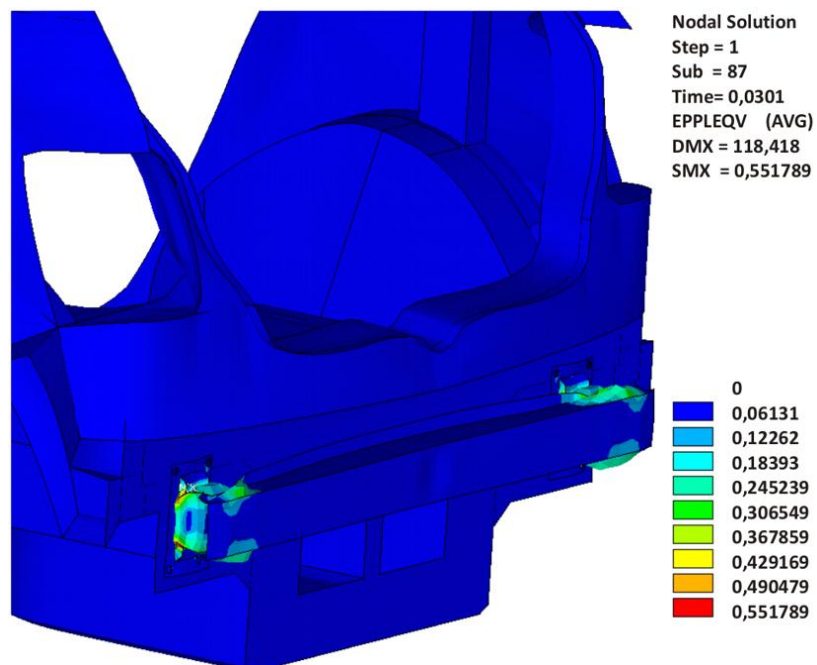


Հավելված 7. Հետևից բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը

7.1. Հետևից բախումից հետո բազային միամետաղ թափքի (Ա) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)

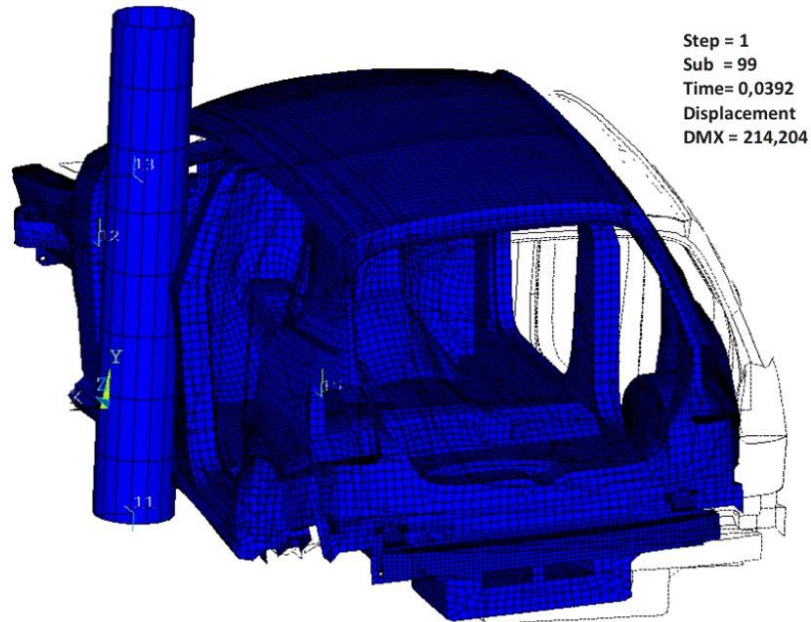


7.2. Հետևից բախումից հետո միամետաղ թափքում (Ա) համարժեք $\epsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը

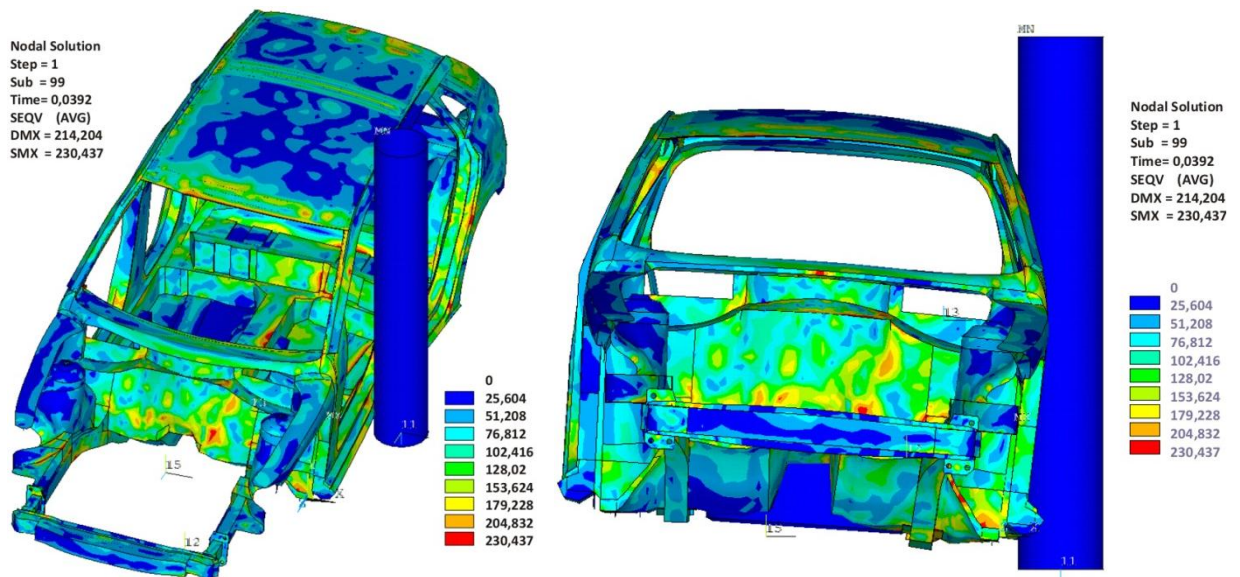


Հավելված 8. Կողային բախման դեպքում բազային միամետաղ թափքի դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը

8.1. Կողային բախումից հետո բազային միամետաղ թափքի (Ա) դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)



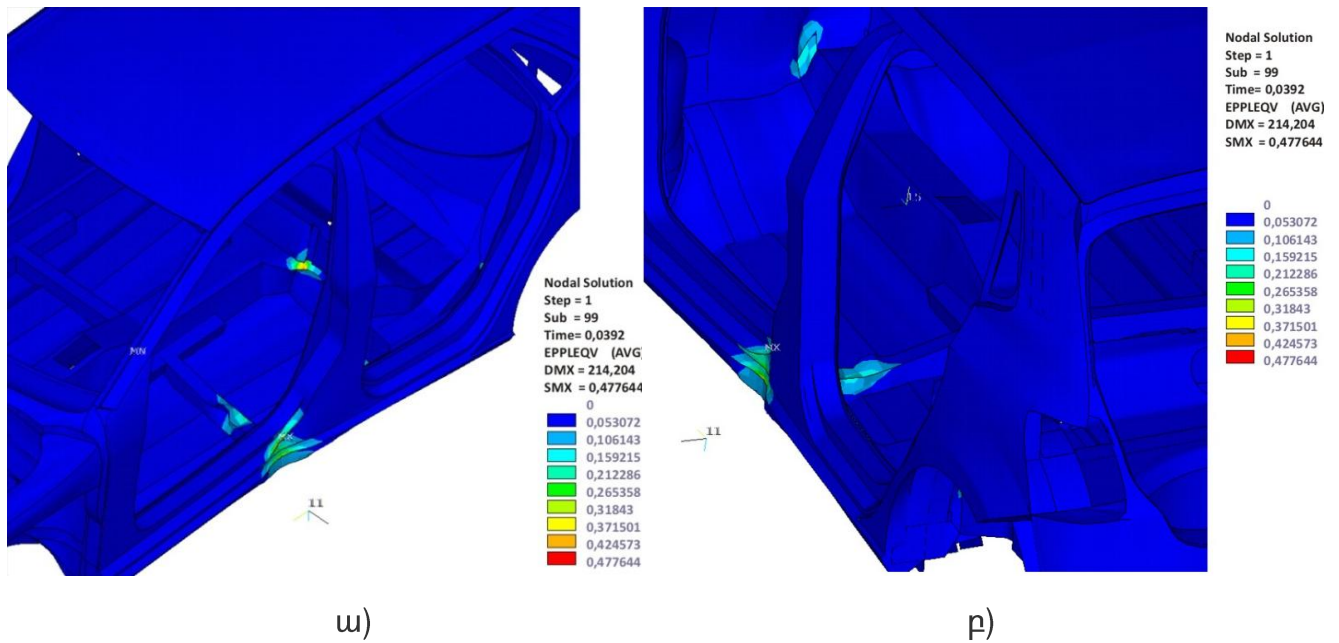
8.2. Կողային բախումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը միամետաղ թափքում (Ա), ՄՊա



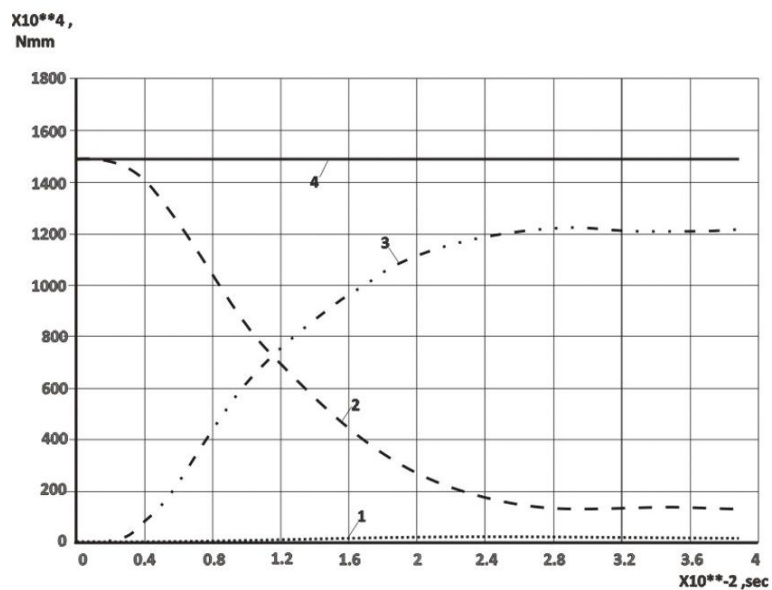
ա)

բ)

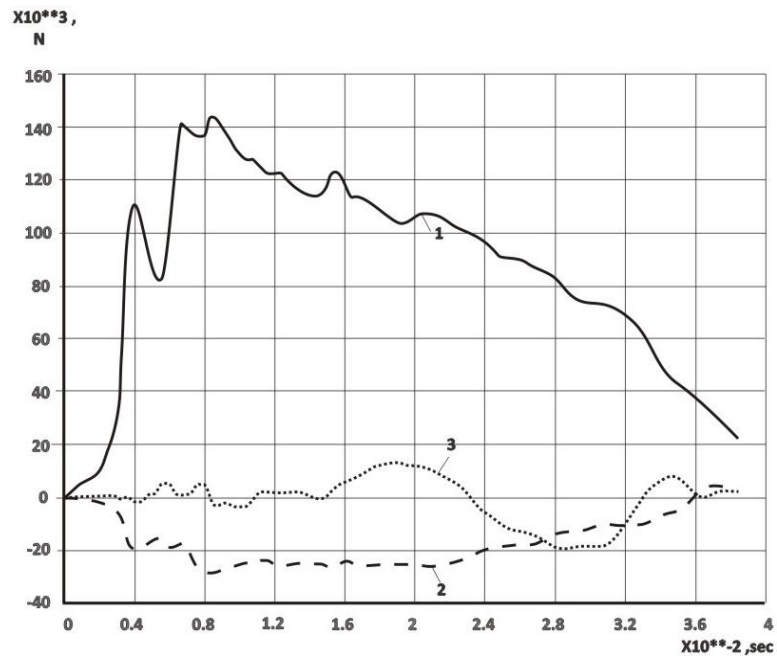
8.3. Կողային բախումից հետո համարժեք $\varepsilon_{պլաստ}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը միամետաղ թափքում (Ա)



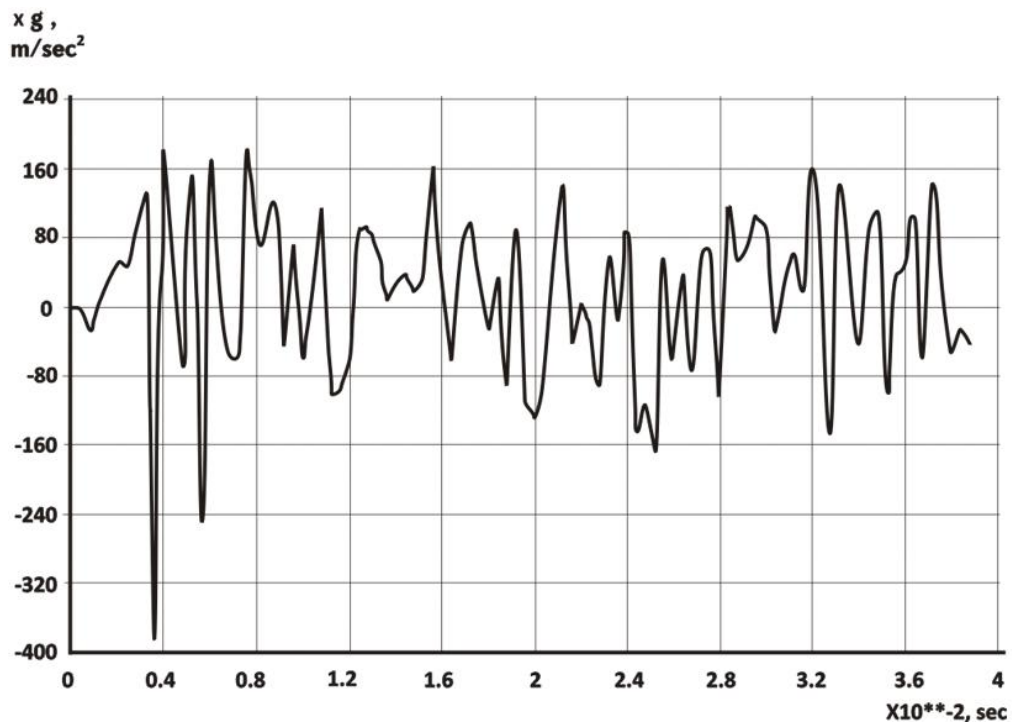
8.4. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) կողային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ, 3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, Նսմմ



8.5. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) կողային բախման ընթացքում կոշտ արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , Ն

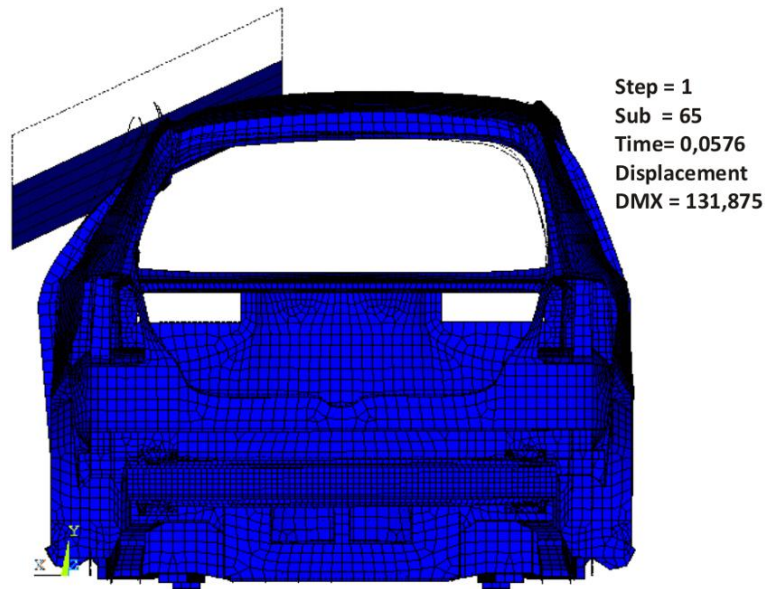


8.6. Կողային բախման ժամանակ միամետաղ թափքի (Ա) միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, m/sec^2

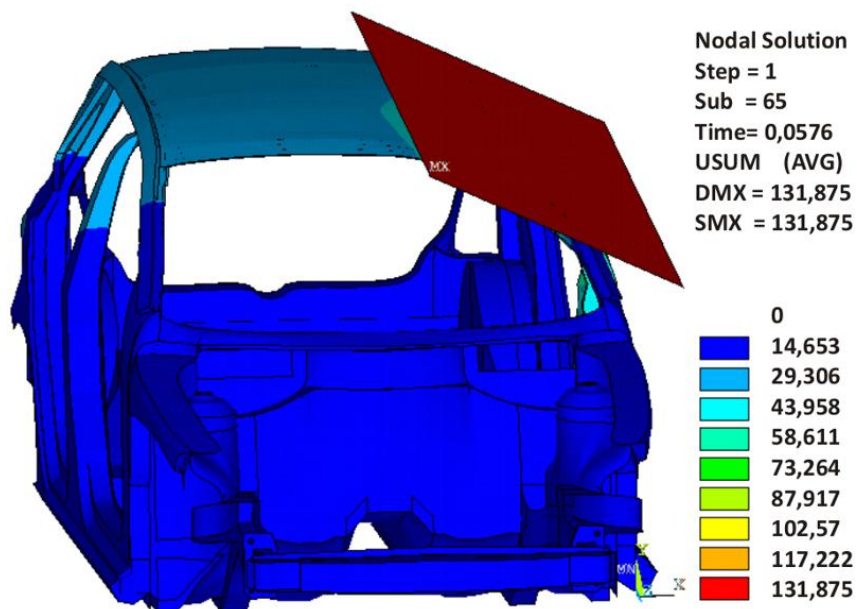


Հավելված 9. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի տանիքի սեղմման դեպքում դեֆորմացման գործընթացի պարամետրերը

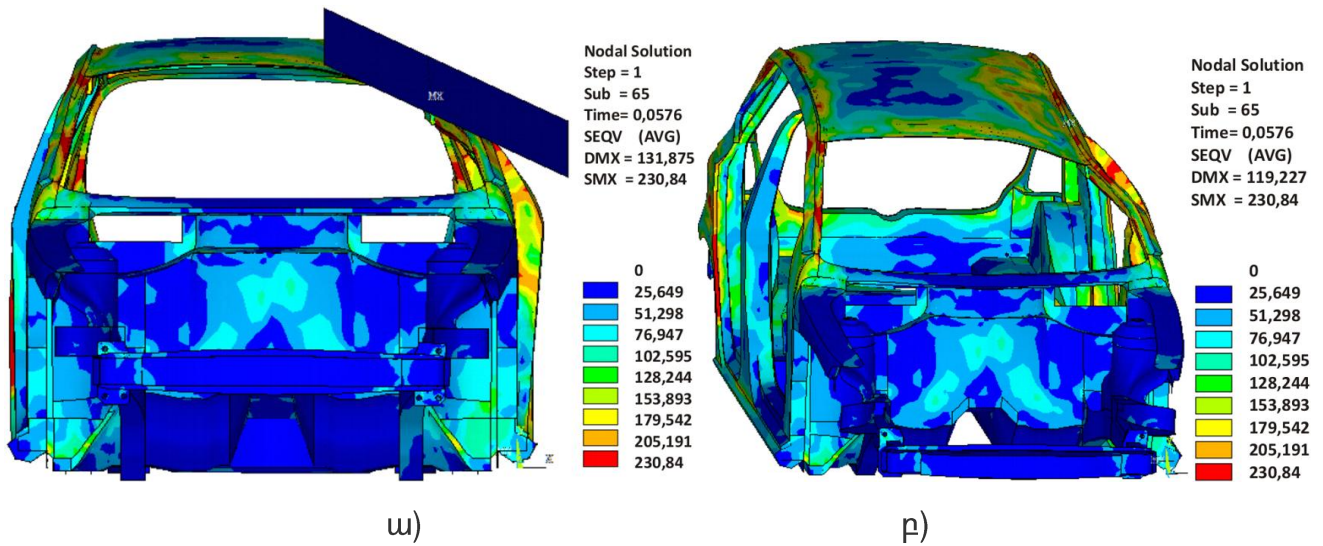
9.1. Բեռնավորումից հետո բազային միամետաղ (Ա) թափքի դեֆորմացված տեսքը և
թափքի ու բեռնավորող սարքավորման տեղաշարժերը, մմ



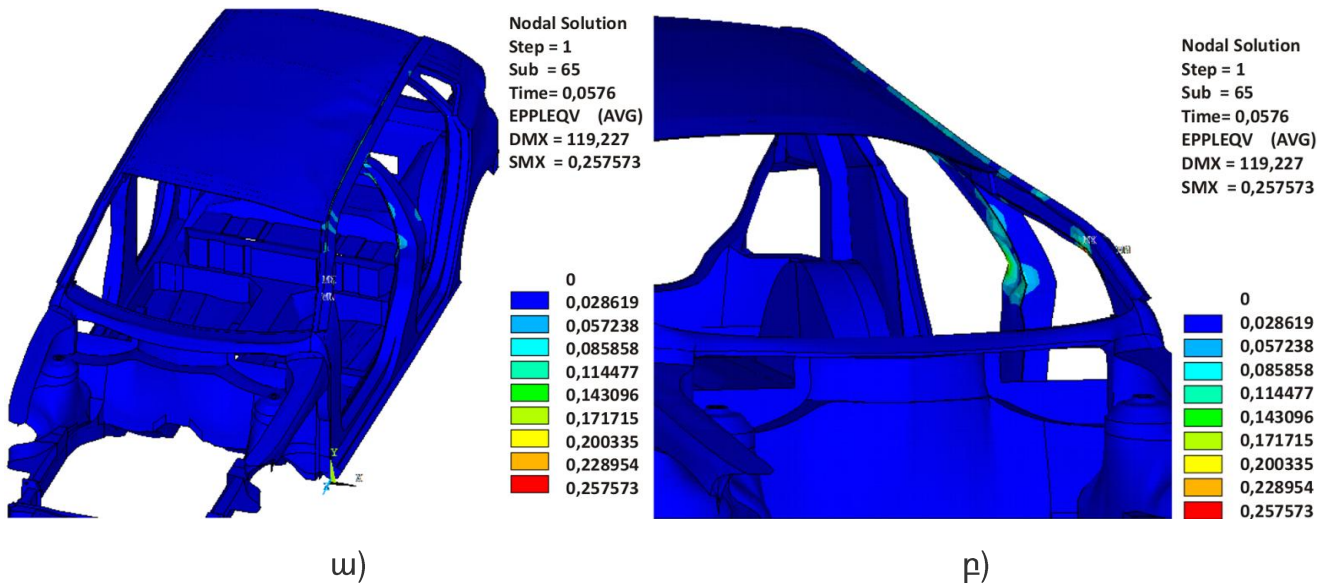
9.2. Բեռնավորումից հետո միամետաղ (Ա) թափքի դեֆորմացված տեսքը և թափքի
ու բեռնավորող սարքավորման տեղաշարժերը, մմ



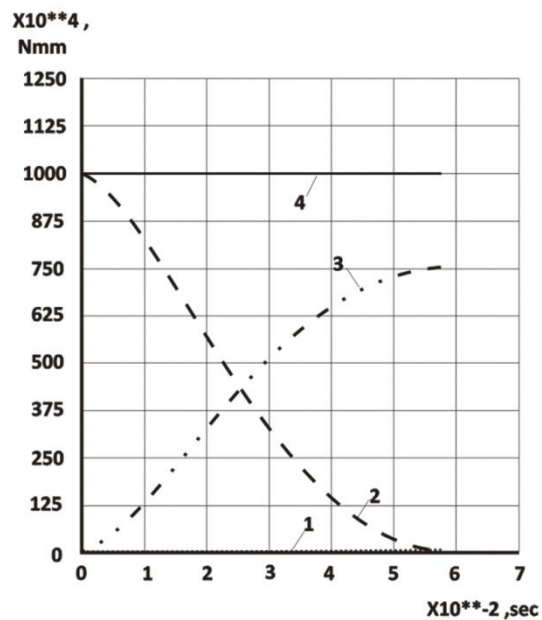
9.3. Բեռնավորումից հետո համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը
միամետաղ թափքում (Ա), ՄՊա



9.4. Բեռնավորումից հետո համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացիաների բաշխումը
միամետաղ թափքում (Ա)



9.5. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման ընթացքում
 էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկ. 1- Hourglass,
 2- թափքի կինետիկ, 3- թափքի դեֆորմացման, 4- լրիվ էներգիաներ, *Նամմ*



9.6. Միամետաղ կրող թափքի (Ա) տանիքի սեղմման ընթացքում կոշտ
 սարքավորման հակազդման նորմալ ուժի փոփոխման գրաֆիկ, *Ն*

