

ԲԵՆՏՈՆԻՏԱՅԻՆ ՔՍՈՒՔՆԵՐԻ ՇՓԱԳԻՏԱԿԱՆ ԱՌԱՆՁՆԱԳՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ  
Ա. Պողոսյան, Տ. Սարտիրոսյան, Ա. Համբարձումյան

Մեքենաների և մեխանիզմների շփահանգույցներում օգտագործվող քսուքների (պլաստիկ յուղման նյութերի) արտադրությունում լայն տարածում են ստացել յուղային միջավայրի համակողմանի կառուցվածքադաշտայինները՝ օրգանաբենտոնիտները (բենտոնիտներ)։ Սրանք բնական մոնտորիլոնիտային կավերի (բենտոնիտների) և օլեաֆիլիզատորային մակերևութաակտիվ նյութերի, մասնավորապես չորրորդային ամոնիումի աղերի, փոխազդեցության արգասիքներ են։ Տարբեր յուղային միջավայրերում ձևավորելով թիքսոտրոպային կառուցվածքներ՝ բենտոնիտները միաժամանակ բանձրացնում են միջավայրը՝ բարձրացնելով յուղի մածուցիկությունը։ Նախնական հետազոտություններն ապացուցել են քսուքների համար տեղական բենտոնիտի օգտագործման տեխնիկատեխնիկական արդյունավետությունը։

Կավային հիմքով բենտոնիտային քսուքների (ՔՔ) պատրաստման համար որպես բանձրացուցիչ օգտագործվել է Իջևանի Սարիգյուղ հանքի բենտոնիտը։ Այն հեղուկ միջավայրում սեղմմանտաքային մեթոդով նախապես գտվել է բազալտի և կվարցի արբազիվային բաղադրամասերից։ Համեմատական փորձարկումների նպատակով գտված և 30 մկմ-ից փոքր հատիկայնությամբ, ինչպես նաև չգտված՝ «արբազիվային» և 30...80 մկմ հատիկայնությամբ ֆրակցիաների ջրային կախությունները խտանվել են AB-18 կատամինի լուծույթի հետ բենտոնիտի հատիկների մակերևույթի կատիոնափոխանակման համար հետևյալ քիմիական ռեակցիային համապատասխան՝



Պրոցեսը շարունակվում է մինչև բենտոնիտային կախույթի ամբողջությամբ փաթկացման, այսինքն՝ «բենտոն»-ի մանրահատիկների առաջացման, և նստեցման ավարտը։ Կոմպոզիտի ստացման համար որպես բազային յուղ օգտագործվել է Մ-Դ-Ա-68 մակնիշի արդյունաբերական յուղը (ՊՕՍՏ 17479-87)։ Համեմատական փորձարկումների համար պատրաստվել է գերմանական յուղամետ «բենտոն»-ի հիմքով պլաստիկ յուղման փորձամուշ (ՔՔ302), ինչպես նաև օգտագործվել է ԱՊՀ տարածքում լայն տարածում գտած Անտոլ-24 քսուքը (ՊՕՍՏ 21150-75)։ Հետազոտվող մուշները ներկայացված են աղ.1-ում։

Աղյուսակ 1

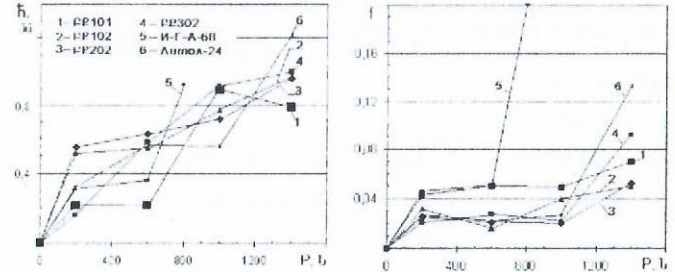
Նմուշ	Բազային յուղ		Թանձրացուցիչ		
	Մակնիշ	Կինեմատիկ մածուց-ն 40°C, մմ <sup>2</sup> /վրկ	Պարունակությունը, կշռ. %	Տեսակը	
ՔՔ101	Մ-Դ-Ա-68	65	55	բենտոն հայկական	արբազիվային
ՔՔ102			50		
ՔՔ202			47	բենտոն գերմանական	գտված
ՔՔ302			20		
Անտոլ-24	Մ-Դ-Ա-100	97	12	լիթվոնի օբյեկտնարատ-12	

Քսուքայուղային կոմպոզիտների շփագիտական հատկություններն ուսումնասիրվել են MAST տիպի չորսգնդային մեքենայի վրա ՊՕՍՏ-9490-88-ին համապատասխան (նկ.1)։ Փորձերը կատարվել են 12.7 մմ տրամագծով, ՇԽ-15 մակնիշի պողպատե գնդերի օգտագործմամբ սենյակային ջերմաստիճանի պայմաններում 0.23վրկ<sup>-1</sup> (600 ռոպ<sup>-1</sup>) սառիքի արագությամբ։ Արդյունքում գնահատվել են շփագնդերի *h* մաշվածքի չափի,  $U_{որ}$  հարակցման ցուցանիշի, կերամաշման  $P_4$  բեռնվածքի և շփման  $f$  գործակցի արժեքները։



Նկ.1. Չորսգնդային շփամեքենայի շփման համազույգի սխեման

Բազային յուղի համեմատ առաջարկվող բենտոնիտային քսուքների քերամաշման բեռնունակությունն աճել է մոտ 2 անգամ, իսկ շփման գործակցը նվազել է 30%-ով (նկ.2)։ Բենտոնիտի մանրահատիկացման և արբազիվային բաղադրիչներից գտման սեղմմանտաքային պրոցեսը նպաստել է քսուքի հակաշփական բնութագրի բարձրացմանը։ Դրանք չեն զիջում համեմատական փորձամուշին (ՔՔ302) և գերազանցում են Անտոլ-24-ի ցուցանիշները։ Բենտոնիտային քսուքների բարձրաբեռնունակությունը (աղ.2) հիմնավորվում է բանձրացուցիչի բենտոնիտի կմախքի շերտավոր կառուցվածքով՝ պողպատի մակերևույթին գոյացնում են տեղաշարժի նկատմամբ բարձր դինամիկություն ունեցող սահմանային շերտեր, որոնց շնորհիվ աճում է դրանց բեռնունակությունը։ Ջերմաստիճանի բարձրացումը շփահակում, ի տարբերություն Անտոլ-24, առանձնապես չի ազդում առաջարկվող բենտոնիտային քսուքների շփման պրոցեսի բնութագրի վրա, իսկ կերամաշման առաջանում է շփահակում բարձր ճնշման ներքո մակերևութային շերտերի պլաստիկ հոսունության շնորհիվ՝ մակերևութային քաղանթների խզվածության հետևանքով աղիեզիոն բերծման պատճառով։



Նկ.2. Մաշվածքի չափի և շփման գործակցի կախումներն առանցքային բեռնվածքից

Աղյուսակ 2

Ցուցանիշ	Փորձամուշների հարակցման ցուցանիշի և կերամաշման բեռնվածքի արժեքները					
	ՔՔ101	ՔՔ102	ՔՔ202	ՔՔ302	Մ-Դ-Ա-68	Անտոլ-24
$U_{որ}$	906	882	877	928	450	1000
$P_4$	1600	1500	1500	1400	800	1400

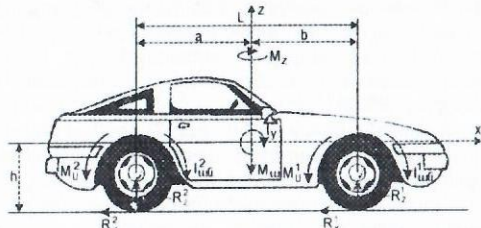
Այսպիսով, բենտոնիտի հատիկների մանրացումն ու դրանց արբազիվային բաղադրամասից հեղուկ միջավայրում սեղմմանտաքային եղանակով գտումը բարելավում է բենտոնիտային քսուքի շփագիտական հատկությունները, ապահովելով քսուքի անհրաժեշտ բեռնունակությունը։ Միևնույն ժամանակ ՔՔ102 չգտված փորձամուշի հակաշփական հատկությունները հիմնավորում են պլաստիկ յուղման նյութերի գործնական առավելություններից ևս մեկը՝ բենտոնիտային քսուքները կարելի է օգտագործել նաև արբազիվային միջավայրի պայմաններում աշխատող սարքավորումների ու մեխանիզմների շփահանգույցներում։

Հետազոտությունը կատարված է Բաղաբացիական Հետազոտությունների և Չարգացման Հիմնադրամի (CRDI) աջակցությամբ։

ԱԿՏՈՍՈՐԻԼԻ ՀԱԿԱԲԼՈՎԱԿՈՐՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳՈՒՄ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ՍԱՐՔԻ ԹՐԹՈՒԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՄՈԴԵԼԻ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄԸ

Ա. Պողոսյան, Ա. Բախչյան, Ա. Թամարզով

Ավտոմոբիլի արգելակային սարքում առաջացող թրթռատատանումների վրա զգալի ազդեցություն ունեն նաև արգելակման ընթացքում բուն ավտոմոբիլի վրա ազդող ուժերը։ Այդ պատճառով որպես հաշվարկային ընտրվել է նկ.1-ում պատկերված ավտոմոբիլի մոդելն ամբողջությամբ, որը նկարագրում է արգելակման ընթացքում ավտոմոբիլի շարժումն ուղիղ տեղամասում, հաշվի առնելով անիվների վրա նորմալ հակազդումների դինամիկական վերադասավորությունը։



Նկ.1 Ավտոմոբիլի արգելակման հաշվարկային սխեման

Ավտոմոբիլի արգելակման պրոցեսի դիֆերենցիալ հավասարումների համակարգն ընդգրկում է շարժման ընդհանուր հավասարումը, արգելակման ժամանակ ավտոմոբիլի ծանրության կենտրոնի տեղաշարժի հավասարումը ծանապարհին ուղղահայաց առանցքի երկայնքով և ծանապարհի շոշափող հակազդումների հետևանքով արգելակման ընթացքում ավտոմոբիլի ճոճման հավասարումը երկայնական առանցքի նկատմամբ՝

$$\begin{cases} M\ddot{X} = R_{x1}^1 + R_{x2}^1 + R_{x1}^2 + R_{x2}^2 \\ M\ddot{Z} = R_{z1}^1 + R_{z2}^1 + R_{z1}^2 + R_{z2}^2 - Mg \\ I_y \ddot{\varphi}_y = (R_{x1}^1 + R_{x2}^1 + R_{x1}^2 + R_{x2}^2)(h_k - z) - (R_{z1}^1 + R_{z2}^1)a_k + (R_{z1}^2 + R_{z2}^2)b_k \end{cases} \quad (1)$$

Անվի անկյունային արագությունը որոշվում է ուժային հավասարակշռման պայմանից՝

$$I_{\omega\omega} \frac{\partial \omega_{\omega\omega}}{\partial t} = M_{\omega} - R_{x_i} r_{\omega} \quad (2)$$

որտեղ  $I_{\omega\omega}$ -ն անվի իներցիայի մոմենտն է,  $M_{\omega}$ -ն արգելակային մոմենտն է,  $r_{\omega}$ -ն անվի կցման գործակիցն է ծանապարհի հետ:

Ավտոմոբիլի սկավառակակոճղակավոր արգելակային սարքի տատանողական պրոցեսը նկարագրվում է հետևյալ դիֆերենցիալ հավասարումների համակարգով՝

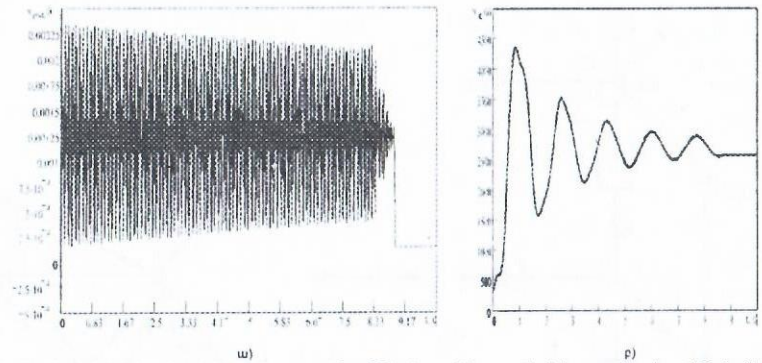
$$\begin{cases} I\ddot{\varphi} = -T_f \\ m\ddot{x} = -cx + F_f \end{cases} \quad (3)$$

որտեղ  $T_f$ -ը և  $F_f$ -ն արգելակման մոմենտը և շփման ուժն են շփահպակում,  $cx$ -ն իրանի հետ կոճղակի առածգական կապի ուժն է,  $\ddot{x}$ -ը և  $\ddot{\varphi}$ -ը կոճղակի և արգելակային սկավառակի անկյունային արագացումներն են:

Նշված հավասարումների համակարգում (3) արգելակային կոճղակների վրա ազդող ճնշումն ընդունված է հաստատուն, ինչը հաշվի չի առնում հակաբլոկավորման համակարգի ազդեցությունը, որի հիմնական պայմանը ճնշման փոփոխման միջոցով անվի բլոկավորման կանխումն է: Ուստի ավտոմոբիլի արգելակման ընթացքում արգելակային սարքում առաջացող թրթռումների ուղումնասիրման համար (1)-(3) հավասարումները համակարգվում են ծանապարհի հետ անվի կցման ուժի և արգելակային սկավառակի անկյունային արագության կախման պայմանով՝

$$\begin{cases} M\ddot{X} = R_{x1}^1 + R_{x2}^1 + R_{x1}^2 + R_{x2}^2 \\ M\ddot{Z} = R_{z1}^1 + R_{z2}^1 + R_{z1}^2 + R_{z2}^2 - Mg \\ I_y \ddot{\varphi}_y = (R_{x1}^1 + R_{x2}^1 + R_{x1}^2 + R_{x2}^2)(h_k - z) - (R_{z1}^1 + R_{z2}^1)a_k + (R_{z1}^2 + R_{z2}^2)b_k \\ I\ddot{\varphi} = T_f - R_{x_i} r \\ m\ddot{x} = -cx + F_f \end{cases} \quad (4)$$

Հավասարումների համակարգը (4) լուծվել է թվային եղանակով MathCAD 2000 Pro հատուկ ծրագրային ապահովման փաթեթի միջոցով, որի արդյունքները, որպես օրինակ, գրաֆիկական տեսքով պատկերված են նկ.2-ում:



Նկ.2. Արգելակային կոճղակների տատանումների սպեկտրը (ա) և արգելակային մոմենտի կախումը (բ) ժամանակից

Հակաբլոկավորման համակարգով հանդերձված ավտոմոբիլի արգելակման ընթացքում արգելակային սարքի կոճղակների տատանման ամպլիտուդը համեմատաբար մեծանում է (նկ.2ա), իսկ բարձրահաճախային բաղադրիչը՝ նվազում: Արգելակման պրոցեսի ժամանակ արգելակային մոմենտի տատանումները (նկ.2բ) հետևանք են անվի բլոկավորվելուց կանխելու համար հակաբլոկավորման համակարգի միջոցով կոճղակների վրա ճնշման կարգավորման:

Հաշվարկային մոդելը հնարավորություն է տալիս հետազոտել արգելակի թրթռակալությունը՝ հաշվի առնելով հակաբլոկավորման համակարգի ազդեցությունը, ինչպես նաև տարբեր ծանապարհային պայմաններում ավտոմոբիլի շահագործումը:

## ՋՈՒԳԱՅԵՈՒ ՄԱՆԻՊՈՒԼՅԱՏՈՐՆԵՐԻ ՈՒՃԱՅԻՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆ

### Ա. Զգմայան

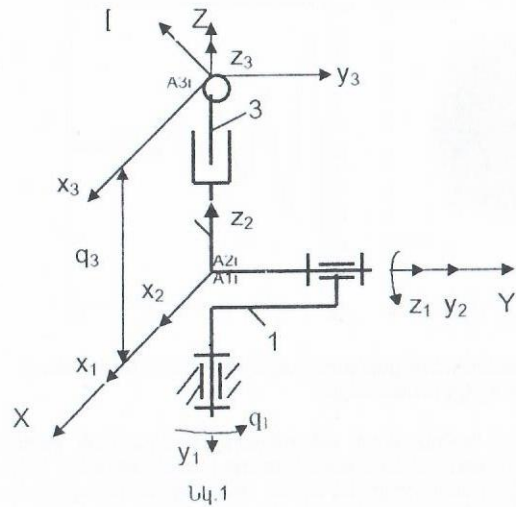
Աշխատանքում ներկայացված է զուգահեռ մանիպուլյատորների դինամիկայի ուղիղ խնդրի լուծման մի պարզեցված մեթոդ, որը հնարավորություն է տալիս բարդ կառուցվածք ունեցող մեխանիզմներում հեշտությամբ որոշել ինչպես հակազդումները կինեմատիկական զույգերում, այնպես էլ այն շարժիչային ուժերը կամ մոմենտները, որոնք ապահովում են մեխանիզմների օղակների նախապես տրված շարժման օրենքները:

Մեթոդի էությունը պարզաբանենք զուգահեռ մանիպուլյատորների ընտանիքին պատկանող մեխանիզմներից բարդագույններից մեկի՝ Ստյուարտի հարթակային տիպի մանիպուլյատորի օրինակով [1]: Ստուվի տարրալուծելով հարթակի և հարթակը հիմքի հետ միացնող շղթաների կազմած սֆերիկ զույգերը կատանանք վեց՝ իրարից անկախ եռաշարժուն բաց կինեմատիկական շղթաներ և առանձին վերցված հարթակը, որոնք պատկերված են նկ. 1-ում և 2-ում:

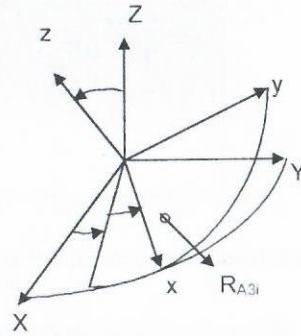
Տարրալուծված զույգերում առաջացած հակազդման  $R_{A3i}$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ) ուժերի  $R_{A3iX}$ ,  $R_{A3iY}$  և  $R_{A3iZ}$  բաղադրիչների որոշման համար վարվում ենք հետևյալ կերպ: Նախ կազմում ենք հարթակի (նկ. 2) շարժման հավասարումները

$$tr((T \cdot H - \Phi) \cdot \theta'_k \cdot T') = 0 \quad k=1, 2, \dots, 6 \quad (1)$$

որտեղ  $T$ -ն և  $T'$ -ը հարթակի՝ համապատասխանաբար դիրքի և արագացման մատրիցներն են,  $H$  -ը իներցիայի թեճգրոն է,  $\theta'_k$  -ն ( $k=1, 2, \dots, 6$ ) պրոյեկտոր մատրիցներն են,  $\Phi$  -ը հարթակի վրա ազդող արտաքին ուժերի մատրիցն է, "tr"-վերին ինդեքսները համապատասխան մատրիցների տրանսպոնանցման նշանն է, իսկ "tr" սիմվոլը արտաքին փակագծերի մեջ եղած մատրիցների հետքի որոշման նշանն է: Նշված բոլոր մատրիցների տարրերի որոշման եղանակները բերված են [2] աշխատությունում, որոնք ծավալի սղության պատճառով այստեղ չեն դիտարկվում:



Նկ. 1



Նկ. 2

Վերը նշված զույգերի տարանջատելուց հետո այդ զույգերում առաջացած հակազդման ուժերը հարթակի և ստացված վեց կինեմատիկական շղթաների (նկ. 1; 2) համար հանդիսանում են արտաքին ուժեր, որոնց բաղադրիչները մտնում են  $\Phi$  ուժերի մատրիցի տարրերի մեջ: Կատարելով (1) մատրիցային հավասարումների մեջ եղած գործողությունները և խմբավորելով հակազդման ուժերի  $R_{A31X}$ ,  $R_{A31Y}$  և  $R_{A31Z}$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ) անհայտ բաղադրիչների նկատմամբ, կստանանք նրանց որոշման համար հետևյալ 6 գծային հավասարումների համակարգը

$$\sum_{i=1}^6 (a_{ik} \cdot R_{A31X} + b_{ik} \cdot R_{A31Y} + c_{ik} \cdot R_{A31Z}) = d_k \quad k=1, 2, \dots, 6 \quad (2)$$

Այնուհետև, յուրաքանչյուր բաց կինեմատիկական շղթայի համար (նկ. 1), օգտվելով [2]-ում ստացված

$$Q_{ij} = tr(\lambda_{ij} \cdot \Lambda'_{ij} \cdot \theta' \cdot T'_{i,j-1}) \quad i=1, 2, \dots, 6; j=1, 2 \quad (3)$$

արտահայտություններից, որոշում ենք այդ շղթաների  $q_{i1}$  և  $q_{i2}$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ) կորդինատներին բերված  $Q_{ij}$  ուժերը, որտեղ

$$\lambda_{i3} = \Phi_{i3} - T_{i3} \cdot H_{i3}; \quad \lambda_{ij} = \lambda_{i,i+1} \cdot \Lambda'_{i,j-1} + \Phi_{ij} - T_{ij} \cdot H_{ij} \quad (4)$$

$\Lambda'_{i,j}$ -ն շղթաների օղակների հետ կոշտ միացված շարժական համակարգերի միջև կորդինատական ձևափոխության մատրիցներն են,  $T_{i,j}$ -ն և  $\bar{T}_{i,j}$ -ը նրանց օղակների համապատասխանաբար դիրքի և արագացման մատրիցներն են,  $H_{ij}$ -ն օղակների իներցիայի բենզորներն են, իսկ  $\Phi_{ij}$ -ն օղակների վրա ազդող արտաքին ուժերի մատրիցներն են:

Էանի որ մեխանիզմի բաղադրության մեջ մտնող  $q_{i1}$  և  $q_{i2}$  պարամետրերը անկառավարելի կախյալ փոփոխականներ են, ապա նրանց բերված  $Q_{ij}$  ուժերը հավասար են գրոյի, որի հետևանքով (3) հավասարությունները վեր են ածվում հետևյալ 12 հավասարումների համակարգի

$$tr(\lambda_{ij} \cdot \Lambda'_{ij} \cdot \theta' \cdot T'_{i,j-1}) = 0 \quad i=1, 2, \dots, 6; j=1, 2$$

(4) արտահայտությունների հաշվառմամբ, կատարելով այս հավասարումների մեջ գտնվող գործողությունները և խմբավորելով հակազդման ուժերի  $R_{A31X}$ ,  $R_{A31Y}$  և  $R_{A31Z}$  ( $i=1,$

2, ..., 6) անհայտ բաղադրիչների նկատմամբ, կստանանք հետևյալ 12 գծային հավասարումների համակարգը

$$\alpha_{ij} \cdot R_{A31X} + \beta_{ij} \cdot R_{A31Y} + \gamma_{ij} \cdot R_{A31Z} = \delta_j \quad i=1, 2, \dots, 6; j=1, 2 \quad (5)$$

Կցելով (2) և (5) հավասարումների համակարգերը՝ կստանանք 18 համատեղելի գծային հավասարումների համակարգ հակազդման 18 անհայտ  $R_{A31X}$ ,  $R_{A31Y}$  և  $R_{A31Z}$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ) պարամետրերի նկատմամբ:

Նշենք, որ այստեղ լուծվում է դինամիկայի ուղիղ խնդիրը, որտեղ համարում ենք, որ ժամանակի ցանկացած պահին մեզ հայտնի են բոլոր օղակների դիրքերի և արագացումների մատրիցաների տարրերի արժեքները: Այդ դեպքում հեշտ է տեսնել, որ օղակների իներցիայի բենզորի տարրերի տրված արժեքների դեպքում (2) և (5) հավասարումների համակարգերում եղած  $a_{ik}$ ,  $b_{ik}$ ,  $c_{ik}$ ,  $d_k$ ,  $\alpha_{ij}$ ,  $\beta_{ij}$ ,  $\gamma_{ij}$  և  $\delta_j$  գործակիցները ժամանակի ցանկացած պահին նույնպես դառնում են հայտնի մեծություններ:

Համատեղ լուծելով (2) և (5) հավասարումների համակարգը՝ ժամանակի ցանկացած պահին որոշում ենք տարրալուծված կինեմատիկական զույգերում հակազդման  $R_{A31X}$ ,  $R_{A31Y}$  և  $R_{A31Z}$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ) պարամետրերը, որոնք առանձին վերցված եռաշարժուն շղթաների (նկ. 1) համար դառնում են որպես հայտնի արտաքին ուժեր: Այս հանգամանքը բույլ է տալիս հեշտությամբ որոշել այդ շղթաների՝ մյուս զույգերում առաջացած հակազդումների անհայտ պարամետրերը և շարժիչային ուժերը կամ մոմենտները: Չրա համար անհրաժեշտ է օգտվել (3) հավասարումներից: Այդ հավասարումների մեջ  $\theta$ -ն փոխարինելով [2] աշխատանքում բերված  $\theta_k$  ( $k=1, 2, \dots, 6$ ) պրոյեկտող մատրիցներով, կստանանք բոլոր շղթաներում եղած հակազդումների անհայտ պարամետրերը և շարժիչային ուժերը կամ մոմենտները:

#### Գրականություն

1. Stewart D. A platform with six degree of freedom // Proceedings of I. Mech. E. 1965-66. - Vol. 180. - Pt. 1. - P. 371-386.
2. Попов Е.П., Верещетин А.Ф., Зенкевич С.А. Манипуляционные роботы, динамика и алгоритмы. - М.: Наука, 1978. - 398 с.

## КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЖЕСТКОГО ЦИЛИНДРА КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ И УПРУГОПОЛУЗУЧЕГО ПОЛУПРОСТРАНСТВА

А. Шекян

В рамках линейной теории ползучести стареющих тел [1] рассмотрена пространственная контактная задача для упругоползучего полупространства, которое вдавливается жестким цилиндром конечной длины. Задача сведена к системе нелинейных интегральных уравнений, где к неизвестным функциям приложены интегральный оператор Фредгольма по пространственной координате и интегральный оператор Вольтерра по времени. Задача решается на основе математического аппарата ортогональных многочленов Чебышева [2] и принципа сжатых отображений [3].

Пусть жесткий цилиндр радиуса  $R$  и длиной  $2a$ , первоначально соприкасающийся вдоль своей образующей с поверхностью упругоползучего полупространства, вдавливает в это полупространство под действием внешних сил, равнодействующая которых  $P$  проходит через ось  $z$  (рис.). Тогда контактная область будет зависеть от времени  $t$  и иметь форму криволинейного четырехугольника  $\Omega(t)$ , ограниченного прямыми  $x = \pm a$  и кривыми  $y = \pm f(x, t)$  в плоскости  $oxy$ , где  $f(x, t)$  - положительная и четная по  $x$  неизвестная функция.

Реологические свойства полупространства будем описывать уравнениями линейной теории ползучести стареющих материалов [1].

Тогда условие контакта задачи можно привести к соотношению [3]

$$\frac{1-\nu^2}{\pi d} (l-l_0) \iint_{\Omega(t)} \frac{p(\xi, \eta, t) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} = \delta(t) - R + \sqrt{R^2 - y^2} \quad (1)$$

$(x, y) \in \Omega(t), t \geq t_0$



Օգտագործելով [1]-ում բերված պողպատ 45-ի ( $H_{PB}=83$ ) և պողպատ 40X-ի ( $H_{PB}=95$ ) պայմանական լարումների գրաֆիկները (նկ. 1ա և բ), վերը նշված մեթոդով կատարենք այդ նյութերի դեֆորմացման գրաֆիկների մոտարկումն աստիճանային ֆունկցիայով:

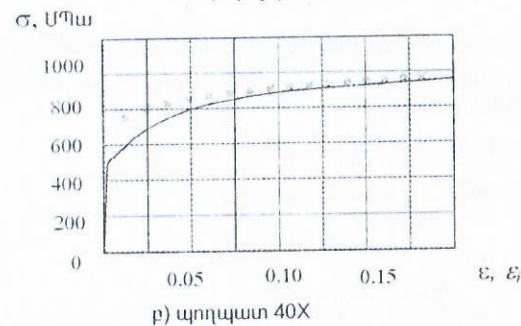
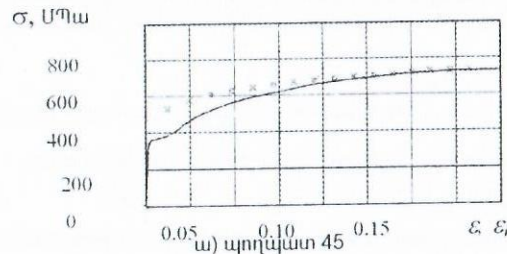
Գրաֆիկներից պողպատներ 45-ի և 40X-ի համար համապատասխանաբար ստանում ենք  $\varepsilon_{\text{վզ1}}=0.13$ ,  $\sigma_{\text{սո1}}=620$  ՄՊա և  $\varepsilon_{\text{վզ2}}=0.1$ ,  $\sigma_{\text{սո2}}=825$  ՄՊա: (2) բանաձևերից հետևում է, որ  $m_1 = \bar{\varepsilon}_{\text{վզ1}}^{-1} = \ln(1 + \varepsilon_{\text{վզ1}}) = \ln 1.13 = 0.125$  և  $m_2 = \ln 1.1 = 0.095$ : Օգտագործելով (2)-ը՝ համապատասխանաբար կտանանք  $B_1 = \sigma_{\text{սո1}}(1 + \varepsilon_{\text{վզ1}})^{-m_1} = 620 \cdot 1.13 \cdot 0.125^{-0.125} = 911$  ՄՊա,  $B_2 = 825 \cdot 1.1 \cdot 0.095^{-0.095} = 1137$  ՄՊա: Հետևաբար պողպատներ 45-ի և 40X-ի մոտարկված դեֆորմացման գրաֆիկները կունենան հետևյալ տեսքը

$$\sigma_{\text{45}} = 911 \cdot \varepsilon_{\text{45}}^{0.125}, \quad (3)$$

$$\sigma_{\text{40X}} = 1137 \cdot \varepsilon_{\text{40X}}^{0.095}: \quad (4)$$

Նկ 2-ում բերված են պողպատներ 45-ի և 40X-ի փորձնական իրական կորերի ( $\sigma_{\text{p}} - \varepsilon$ ) [1] և (3), (4) բանաձևերով մոտարկված նյութերի դեֆորմացման գրաֆիկների տվյալները:

Աստիճանային ֆունկցիայով մոտարկված նյութերի դեֆորմացման գրաֆիկների համեմատումը փորձնական ( $\sigma_{\text{p}} - \varepsilon$ ) կորերի հետ ցույց է տալիս, որ միջին (մինչև վզիկի առաջանալը) և մեծ (վզիկի առաջանալուց հետո) պլաստիկ դեֆորմացիաների դեպքում տվյալները բավական մեծ ճշտությամբ համընկնում են: Հետևաբար պլաստիկության տեսության տեխնոլոգիական խնդիրներ լուծելիս, երբ նյութը ենթարկվում է միջին և մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների, (3) և (4) բանաձևերի օգտագործումը հնարավորություն կտա հաշվի առնել նյութի իրական հատկությունները և այդպիսով բարձրացնել ստացված արդյունքների ճշտությունը:



Նկ. 2 Նյութերի փորձնական իրական կորերը [1] ( $\sigma_{\text{p}} - \varepsilon$ , հոծ գծերով): Կետերով ցույց են տրված (3) և (4) բանաձևերով մոտարկված նյութերի դեֆորմացման գրաֆիկների տվյալները:

Ինչ վերաբերվում է փոքր պլաստիկ դեֆորմացիաների դեպքում գրաֆիկների տարբերությանը, դա հոսունության հարթակի գոյության հետևանք է և այդ դեպքում անհրաժեշտ է օգտագործել իրական լարումների գրաֆիկների մոտարկման այլ ձևեր:

Գրականություն

1. Пономарев С.А. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. — М.: Машгиз, 1958. — 974 с.
2. Сторожев М.В., Попов Е.А., Теория обработки металлов давлением М.: Машиностроение, 1974. 123 с.

## ТРИБОХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И АНТИФРИКЦИОННЫЕ СВОЙСТВА КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.Карачетян

В настоящее время не вызывает сомнения тот факт, что существует функциональная взаимосвязь между важнейшими эксплуатационными характеристиками металлополимерной триботехнической системы изнашивания и трения и трибохимическими процессами, протекающими в зоне фрикционного контакта, и приводящими чаще всего к деструкции или структурированию полимерного связующего. Установление закономерностей протекания трибохимических процессов и разработка на этой основе методов управления структурой и свойствами полимеров представляют большой научный интерес для целенаправленного создания новых износостойких полимерных материалов и повышения эксплуатационных параметров современной триботехники. Следует учесть, что особое внимание привлекают композиции на основе многотоннажно выпускаемых термопластичных полимеров с развитой сырьевой базой. В связи с этим, в силу комплекса ценных физико-механических, трибологических и химических свойств, исследовались следующие известные полимеры: сополимер формальдегида с диоксолоном (СФД), полиамиды 6 и 66 (ПА6, ПА66) и полифениленоксида (ПФО), получившие все большее применение в машиностроении и приборостроении для изготовления подшипников скольжения, зубчатых колес, направляющих станков и т.д.

Цель настоящей работы - исследование трибохимических процессов и антифрикционных свойств при трении в поверхностных слоях гетероцепных полимеров и композиции на их основе методами структурной трибомеханики.

Исследование поведения при трении гетероцепных полимеров показало, что их антифрикционные свойства в значительной мере определяются природой трибохимических процессов, которые зависят от химического строения звена, цепи макромолекулы, разветвленности и структуры полимеров. Установлено, что трение СФД, ПА6 и ПА66 сопровождается выделением тех же продуктов деструкции, что и при термораспаде, а при трении ПФО наблюдается разница между продуктами термо- и трибораспада.

Характер трибохимических процессов при трении исследуемых полимеров связан с трибораспадом по основной цепи полимеров, причем при повышении скорости скольжения, когда подвижность надмолекулярных образований возрастает, интенсивность выделения продуктов трибораспада макромолекулы повышается, что способствует ухудшению физико-механических свойств "вторичной" структуры, а также антифрикционных свойств полимеров.

Для повышения трибоустойчивости материалов на основе гетероцепных полимеров использовали модифицированные фторалканами (отходы политетрафторэтилена) минеральные наполнители (МФМН), такие как травертин, мрамор, бентонит и туф, обладающие улучшенными смазывающимися свойствами. Результаты триботехнических испытаний, как и ранее полученные, показали перспективность и эффективность использования МФМН, приводящие к значительному снижению коэффициентов трения и повышению износостойкости композиций на основе СФД, ПА6, ПА66 и ПФО. Известно, что образование полимерной сшитой структуры оказывает значительное влияние на трибохимические процессы. С этой целью был проведен золь-

гель анализ для определения относительной вязкости растворимой части и содержания гель - фракции. Исследования образцов исходных и наполненных гетероцепных полимеров в зависимости от концентрации наполнения свидетельствуют, что вследствие химического взаимодействия МФМН с функциональными группами гетероцепных полимеров наблюдается как повышение молекулярной массы материалов, так и образование сетки межмолекулярных связей, что подтверждается возрастанием относительной вязкости растворимой части и содержания гель - фракции с увеличением концентрации наполнения (см. таблицу).

Таблица  
Зависимости относительной вязкости растворимой части, содержания гель - фракции и антифрикционных свойств гетероцепных полимеров от содержания наполнения

Состав композиции вес. %	Относительная вязкость	Гель - фрак- ция, вес%	$1 \cdot 10^{-9}$	$f$
СФД	3,5	0	10,29	0,15
СФД + 5% МФМН	5,1	17,8	9,8	0,14
СФД + 20% МФМН	5,9	38,6	4,2	0,11
СФД + 40% МФМН	6,2	48,7	2,2	0,08
ПА6	2,8	0	12,2	0,20
ПА6 + 5% МФМН	4,7	16,2	10,8	0,20
ПА6 + 20% МФМН	5,6	36,0	8,0	0,17
ПА6 + 30% МФМН	5,9	42,5	5,2	0,14
ПА66	3,1	0	10,5	0,22
ПА66 + 5% МФМН	4,9	15,6	10,0	0,22
ПА66 + 10% МФМН	5,5	26,0	7,2	0,18
ПА66 + 20% МФМН	5,7	34,5	4,8	0,15
ПФО	4,1	0	15,0	0,28
ПФО + 5% МФМН	5,9	14,5	14,2	0,25
ПФО + 20% МФМН	6,5	27,6	9,8	0,20
ПФО + 30% МФМН	6,8	36,5	5,4	0,16

Результаты таблицы свидетельствуют об образовании термически стабильной сшитой структуры во всех исследуемых гетероцепных полимерах при введении в них МФМН, что приводит к снижению интенсивности термо - трибораспада по основной цепи полимеров. Это позволяет значительно снизить величину коэффициента трения ( $f$ ) в широком интервале температур и повысить износостойкость ( $1 \cdot 10^{-9}$ ) полимеров.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФОРМОВАНИЯ НА РАЗМЕРНУЮ ТОЧНОСТЬ ПОЛИМЕРНЫХ ДЕТАЛЕЙ

А.Карпетян

Работоспособность и долговечность узлов трения различных машин и механизмов определяются не только антифрикционными свойствами полимерных материалов, но и не в меньшей степени технологической точностью размеров деталей (зубчатых колес, подшипников скольжения, втулок и т.п.), работающих в различных трибосопряжениях. В настоящее время в связи с невысокой технологической точностью полимерных деталей (12-14 квалитет точности) и низкой стабильностью их размеров при эксплуатации ограничивается эффективное применение многотоннажных термопластичных полимеров, таких как сополимер формальдегида с диоксоланом (СФД), полиамиды 6 и 66 (ПА6, ПА66) и полифениленоксида (ПФО).

Известно, что технологическая точность определяется колебаниями усадки, находящейся в тесной взаимосвязи с уровнем внутренних релаксационных напряже-

ний, возникающих при формировании изделия. Увеличение скорости прохождения релаксационных процессов приводит к значительному повышению стабильности размеров деталей.

Одним из способов повышения технологической точности изделий является подбор оптимальных технологических параметров процесса литья под давлением, обеспечивающих необходимую скорость релаксационных процессов. В большинстве работ исследования влияния на точность технологических параметров, рассмотрены в основном в отдельности или, реже, в совокупности (Брагинский Б.А., Ложечко Ю.П., Никитин Е.Г., Ушакова Н.Б., Бруммель М. и др.).

Целью работы явилось исследование влияния технологических параметров процесса литья под давлением на усадку (MS) и технологическую точность (2ΔΔ) размеров деталей из гетероцепных полимеров.

Исследования влияния технологических параметров на усадку и технологическую точность проводились на деталях типа "втулка" Ф22×12мм. В качестве размерных характеристик использовались наружный и внутренний диаметры втулки. Для всех экспериментов давление было принято постоянным.

Исследования влияния температуры расплава, температуры формы, времени выдержки под давлением и времени охлаждения на усадку и технологическую точность осуществлялись с помощью статического метода планирования многофакторного эксперимента. Величина и интервалы изменения независимых переменных, например для СФД, приведены в таблице.

Таблица

Уровни варьирова- ния	Обозна- чения	Температура, °С				Время, с	
		расплава, T <sub>p</sub>	формы, T <sub>ф</sub>	выдержки под давлением, t <sub>вдл</sub>	охлаж- дения, t <sub>охл</sub>		
						C <sub>1</sub> (X <sub>1</sub> )	C <sub>2</sub> (X <sub>2</sub> )
Основной	0	190	60	12		35	
Нижний	-1	170	40	8		25	
Верхний	+1	210	80	16		45	
Интервал варьирова- ния	ΔX <sub>1</sub>	180	50	10		30	

После проведения экспериментов по матрице планирования были получены результаты, количественно отражающие влияние указанных факторов X<sub>1</sub>, X<sub>2</sub>, X<sub>3</sub> и X<sub>4</sub> на усадку и технологическую точность изделий. В результате статистической обработки экспериментальных данных на ЭВМ получены уравнения регрессии (1)-(4), отражающие влияние названных факторов на усадку и технологическую точность.

Усадка и колебание размеров внешнего диаметра втулок:

$$MS = 1,834 + 0,0318X_1 + 0,0212X_2X_3 + 0,0184X_4^2, \quad (1)$$

$$2\Delta\Delta = 56,5124 + 3,5816X_2 - 3,7995X_4 + 2,46X_1X_2 + 4,9875X_1X_3 + 4,6148X_1X_4 + 1,9844X_2X_4 + 6,6408X_1^2 + 3,8224X_2^2 + 6,174X_4^2. \quad (2)$$

Усадка и колебание размеров внутреннего диаметра втулок:

$$MS = 1,8178 + 0,096X_1 - 0,0198X_1X_2 - 0,0196X_4, \quad (3)$$

$$2\Delta\Delta = 58,658 + 0,79X_1 + 3,37X_3 + 2,78X_2X_4 + 8,96X_2^2 + 1,68X_4^2. \quad (4)$$

Сравнение экспериментальных и табличных значений критериев Фишера показывает, что уравнения (1), (2), и (4) представляют адекватные модели, а уравнение (3) - близкие к адекватным математические модели.

Уравнения (1)-(4) показывают, что зависимости усадки и ее колебаний от технологических параметров процесса литья для внутреннего и внешнего диаметра не совпадают, что связано с различными положениями контролируемого размера и конструкцией изделия. Следовательно, поиск оптимальных условий переработки необходимо вести с учетом того, какой размер в изделии является определяющим. Оптимальные расчетные режимы для обеспечения максимальной технологической точности осуществлялись путем анализа поверхностей отклика, описываемых уравнениями по специальной программе на ЭВМ. Для внешнего и внутреннего диаметра втулки получены следующие результаты:

$$T_p = 190^\circ\text{C}, T_\phi = 70^\circ\text{C}, t_{\text{впл}} = 10\text{с}, t_{\text{охла}} = 32\text{с}, 2\Delta\Delta = 58\text{мкм}$$

$$T_p = 180^\circ\text{C}, T_\phi = 55^\circ\text{C}, t_{\text{впл}} = 8\text{с}, t_{\text{охла}} = 25\text{с}, 2\Delta\Delta = 52\text{мкм}$$

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что технологическую точность изделий из СФД можно повысить за счет выбора оптимальных технологических параметров процесса литья под давлением с 12 до 10 качества точности. Аналогичные результаты получены для материалов ПА6, ПА66 и ПФО, соответственно повысив технологическую точность с 11 до 9 качества точности, а для ПФО - с 13 до 11 качества.

ՊԱՐԲԵՐԱԿԱՆ ՊՏՈՒՅՑՈՎ ԲՈՆՑԵԼԵՂԹԱՅԱԿԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ԵՄՍԿՈՒՄ  
Հ.Ահարոնյան, Ս.Չարությունյան

Ավտոմատ մեքենաներում ավանդաբար կիրառվող մաթյան, ատամնալծակային և այլ մեխանիզմների կողքին, որպես պարբերական պտտական (քայլային) շարժում կատարող մեխանիզմ, վերջին տարիներին, հաճախակի է դարձել շղթայալծակային մեխանիզմների կիրառությունը: Գոյություն ունեցող բազմաթիվ նմանօրինակ մեխանիզմներից նկ. 1-ում բերված են երկու սխեմաներ [1], որտեղ 1 մուտքի օղակի անընդհատ պտույտի դեպքում 2 ելքի օղակը (աստղանիվը) ստանում է պարբերական պտտական շարժում, որը սկսվում է հոծ գծով պատկերված 3 հողվակի դիրքից և վերջանում է նրա ընդհատ գծերով ցույց տրված դիրքում:

Այս մեխանիզմների հիմնական բերությունն այն է, որ ելքի օղակի շարժման սկզբում և վերջում ունեն արագացման նմանակի ֆունկցիայի խզում (տես աղ. 1, [1]), որն ուղեկցվում է հարվածներով, և դադարից հետո նաև տատանումներով:

Սույն աշխատանքի նպատակն է նշված մեխանիզմներում 1 տարիչը և 3 հողվակը բոցքով փոխարինելու միջոցով ապահովել 2 ելքի օղակի վրա արագացման նմանակի ֆունկցիայի անընդհատությունը:

Նախագծող բոցքի պրոֆիլի կորի ֆունկցիան պետք է լինի զույգ, ուռուցիկ, անընդհատ, մինչև երկրորդ կարգի ածանցյալը ներառյալ, պետք է ունենա ընդհանուր շոշափողներ կենտրոնական աստղանիվի բաժանարար շրջանագծի հետ տրված  $A_0, A'_0$  կետերում (նկ. 2), որոնք որոշվում են  $\varphi_0$  կանգառի անկյունով:

Ըստ վերը նշված պայմանների ունենք

$$f(x_{A_0}) = \sqrt{r^2 - x_{A_0}^2}, \quad (1)$$

$$f'(x_{A_0}) = -x_{A_0} / \sqrt{r^2 - x_{A_0}^2}, \quad (2)$$

որտեղ  $r$ -ը կենտրոնական աստղանիվի բաժանարար շրջանագծի շառավիղն է,

$$x_{A_0} = r \cos\left(\frac{\varphi_0 - \pi}{2}\right), \quad (3)$$

Մեխանիզմի  $\psi_w$  քայլային անկյունը կլինի

$$\psi_w = (2l - (2\pi - \varphi_0)r) / r, \quad (4)$$

որտեղ  $l$ -ը  $[0, x_{A_0}]$  միջակայքում  $f(x)$  կորի երկարությունն է՝

$$l = \int_0^{x_{A_0}} \sqrt{1 + (f'(x))^2} dx. \quad (5)$$

Սեր կողմից [2] աշխատանքում առաջարկվում է բունցքը պրոֆիլավորել  $y = ax^2 + b$  պարաբոլային ֆունկցիայով: Այս դեպքում մեխանիզմի  $\varphi_0$  կանգառի անկյունը փոփոխվում է 200°...230° սահմաններում:

Ստորև դիտարկվում են երկու տարբեր ֆունկցիաներ քառաստիճան պարաբոլ և էլիպս: Պարաբոլի հավասարումը ներկայացնենք հետևյալ տեսքով  $y = ax^2 + b$ , որտեղ  $a$  և  $b$  գործակիցները որոշվում են (1) և (2) պայմաններից՝

$$ax_{A_0}^2 + b = \sqrt{r^2 - x_{A_0}^2}, \quad 4ax_{A_0}^2 = -x_{A_0} / \sqrt{r^2 - x_{A_0}^2}:$$

Ըստ (4)-ի, հաշվի առնելով (3)-ը և (5)-ը կստանանք  $\varphi_0$  կանգառի անկյան արժեքները, կախված  $\psi_w$  քայլային անկյան արժեքներից: Այստեղ  $\varphi_0$ -ի արժեքները փոփոխվում են 187°...195° սահմաններում:

Ինչպես քառակուսային, այնպես էլ քառաստիճան պարաբոլների դեպքում քայլային անկյան յուրաքանչյուր արժեքին համապատասխանում է կանգառի անկյան միակ արժեքը, հանգամանք, որը սահմանափակում է մեխանիզմի կիրառման հնարավորությունը: Այս բերությունը կարելի է վերացնել՝ օգտվելով էլիպսի ֆունկցիայից: Այն ներկայացնենք հետևյալ տեսքով  $\frac{x^2}{a^2} + \frac{(y-d)^2}{b^2} = 1$ :

Այս դեպքում  $a$ ,  $b$  և  $d$  երեք գործակիցների միջոցով, քայլային անկյան յուրաքանչյուր արժեքի համար, կարելի է ստանալ կանգառի անկյան տարբեր արժեքներ՝ որոշակի սահմաններում: Ըստ (1) և (2) պայմանների կստանանք

$$\frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x_{A_0}^2} + d = \sqrt{r^2 - x_{A_0}^2}, \quad (6)$$

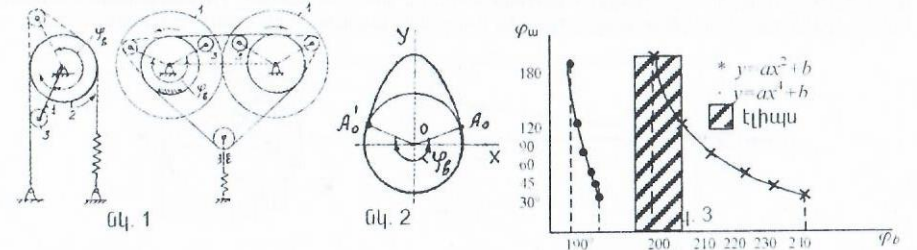
$$\frac{b}{a \sqrt{a^2 - x_{A_0}^2}} = \frac{1}{\sqrt{r^2 - x_{A_0}^2}}, \quad (7)$$

Ընդունելով  $a$ -ն որպես ազատ պարամետր, տալով նրան տարբեր արժեքներ, ըստ (5)-ի և (6)-ի որոշվում են  $b$  և  $d$  գործակիցները: Հաշվարկները կատարվել են  $a = 1 \div 10$  արժեքների համար: Այս դեպքում կանգառի անկյան արժեքները ստացվում են  $195^\circ \div 205^\circ$  սահմաններում  $\psi_w = 30^\circ \div 180^\circ$  ցանկացած արժեքների դեպքում: Նշենք, որ  $a$ -ի ավելի մեծացնելը անիմաստ է, քանի որ այն աննշան է ազդում  $\varphi_0$ -ի փոփոխման վրա:

Նկ. 3-ում բերված է  $\psi_w$ -ի գրաֆիկը կախված  $\varphi_0$ -ից տարբեր ֆունկցիաների համար, որը կօգնի նախագծողին, ըստ պահանջվող  $\varphi_0$  և  $\psi_w$  արժեքների, ընտրել համապատասխան ֆունկցիան:

Բոլոր հաշվարկները կատարելու համար կազմված են ծրագրեր:

Վերջում ավելացնենք, որ առաջարկվող մեթոդով կարելի է հաշվարկներ կատարել նաև այլ ֆունկցիաների համար (կոսինուսային, շրջանագծային և այլն):



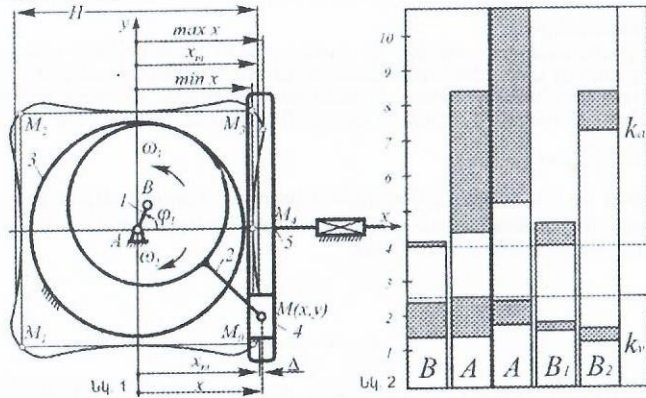
Գրականություն

1. Агаронян Г.Т. Ценные механизмы прерывистого движения. Арм НИИ научно-технической информации и технико-экономических исследований. Ереван, 1990. - 46 с.  
2. Агаронян Г.Т. Простирование кулачкового-ценных механизма шагового поворота //Известия вузов. Машиностроение. - 1987, №8.

ԵԼՔԻ ՕՂԱԿԻ ՄՈՏԱՎՈՐ ԿԱՆԳԱՌՔՆԵՐՈՎ ԱՏԱՄԱԼ ԾԱԿԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՈՒՍՈՒՄԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆ ԵՎ ՍԻՆՈՅԶ

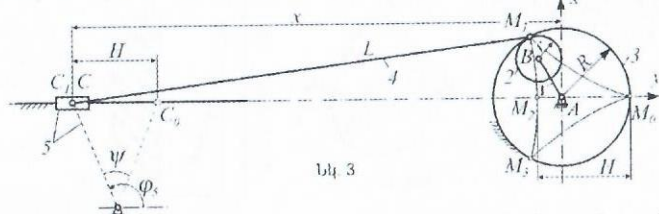
Ռ. Ջավախյան, Ա. Մխիթարյան

Ելքի օղակի մեկ կամ երկու մոտավոր կանգառքով հետադարձ շարժում վերարտադրելու համար օգտագործում են վեցօղակ լծակային մեխանիզմներ, որոնք բաղկացած են շարժաթևային կորի մեկ կամ երկու շրջանագծային տեղամասեր ունեցող քառօղակ լծակային մեխանիզմներից, որոնց շարժաթևային կետին ու հենակին միացվում են երկրորդ դասի կառուցվածքային խմբեր: Նշված շարժաթևային կորերի՝ քառօղակի համեմատությամբ փոքր տրամաչափերը պայմանավորում են մոտավոր կանգառքներով շարժվող ելքի օղակի համեմատաբար փոքր ընթացք:



Ելքի օղակի մեծ ընթացքով և բարձր ճշտությամբ մոտավոր կանգառքներով հետադարձ շարժումներ վերարտադրելու համար նպատակահարմար է օգտագործել մուլտակային ատամնավոր մեխանիզմների սատելիտային կետի հետագծեր, քանի որ այս դեպքում այդ կորի տրամաչափերը համաչափելի են մուլտակային մեխանիզմի տրամաչափերի հետ: Որպես ուսումնասիրության օբյեկտ վերցված են ներքին կառչումով եռօղակ մուլտակային ատամնավոր մեխանիզմներ, որոնք բաղկացած են 1 մուտքի տարիչից, 3 կենտրոնական անշարժ ատամնավորից և 2 սատելիտից, որի M կետի հիպոցիկլոիդային հետագծի M1M3 ուղղագծային (Նկ. 1) և շրջանագծային (Նկ. 3) մասն օգտագործվում է ելքի 5 օղակի մոտավոր կանգառքով շարժում ստանալու համար:

Ելքի օղակի երկու ծայրային դիրքերում մոտավոր կանգառքներ ստանալու համար օգտագործվում է  $u_{23} = u = R/r = 4/3$  փոխանցման հարաբերությամբ ներքին կառչման ատամնավոր փոխանցումը (Նկ. 1): Այս դեպքում սատելիտային M կետի հետագիծը քառակուսան է և նրա M1M3 և M2M6 տեղամասերն օգտագործվում են 5 սողնակի մոտավոր կանգառք ստանալու համար:



Ելքի 5 օղակի մեկ մոտավոր կանգառքով հետադարձ շարժում ստանալու համար վերցնում են  $u = R/r = 3$  (Նկ. 3) Այս դեպքում եռաթև հիպոցիկլոիդի M1M3 շրջանագծային տեղամասում մոտավոր կանգառք ստանալու համար հարկավոր է 4 շարժաթևի L երկարությունը մոտ վերցնել այդ տեղամասի կորության ρ շառավղին ( $L = \rho + \delta$ , որտեղ δ-ն ազատ չափ է, որի միջոցով կարելի է լավարկել կանգառքի ճշտությունը): Ելքի օղակի մոտավոր կանգառքի անճշտությունը գնահատենք ճշգրիտ կանգառքից շեղումը նկարագրող

$$\varepsilon = 100 \cdot \Delta/H = 100 \cdot |x - x_m|/H \quad (1)$$

պարամետրով, որը որոշում է սխալանքի տոկոսը: (1)-ում x-ը ելքի օղակի դիրքը որոշող ընթացիկ կորորհիսան է,  $x_m$ -ը՝ նրա միջին արժեքը մոտավոր կանգառքի ընթացքում, իսկ H-ը՝ ընթացքը:

Ելքի օղակի շարժման օրենքի համեմատական վերլուծությունը կիրականացնենք նրա արագության ( $k_v$ ), արագացման ( $k_a$ ) և դինամիկ իզոդրոմյան ( $k_p$ ) չափաբաժնի գործակիցներով, որոնք որոշվում են հետևյալ բանաձևերով՝

$$k_v = \max \frac{dx}{d\varphi_1} \cdot \frac{\omega_1 \cdot t_{01}}{H}, \quad k_a = \max \frac{d^2x}{d\varphi_1^2} \cdot \frac{(\omega_1 \cdot t_{01})^2}{H}, \quad k_p = k_v k_a \quad (2)$$

որոնցում  $t_{01}$ -ը  $M_0 M_1 = H$  ընթացքի տևողությունն է,  $\varphi_1$ -ը և  $\omega_1$ -ը մուտքի օղակի պտտման անկյունն ու անկյունային արագությունը (Նկ. 1):

Ելքի օղակի հետադարձ պտտական շարժման դեպքում (Նկ. 4) (1) և (2) բանաձևերում պետք է կատարել  $x \rightarrow \varphi_5, H = \Psi$  փոխարինումները:

u-ի տրված արժեքի դեպքում (1) և (2) պարամետրերի արժեքները կախված են սատելիտային կետը դիրքորոշող  $d = BM$  չափից և 4 շարժաթևի երկարությունից կամ δ չափից: Ըստ այդ չափերի որոշվել են  $\max \varepsilon \leq 1\%$  ճշտությամբ մոտավոր կանգառք ապահովող մեխանիզմների ընտանիքները,  $\min \max \varepsilon$  ապահովող  $\delta = f(d)$  մեխանիզմները, որոնց համար (2) բանաձևով որոշվել են ելքի օղակի հետադարձ շարժման օրենքը բնորոշող գործակիցների արժեքները:

Յաշվարկման արդյունքներով կազմվել են կոռեկցիոն բանաձևեր և դիագրամներ (Նկ. 2), որոնցում A-ն ներկայացնում է ճշգրիտ կանգառք ապահովող բոնցքային մեխանիզմներում օգտագործվող շարժման օրենքներին համապատասխանող գործակիցները, B-ն՝ ուսումնասիրվող երկկանգառք մեխանիզմը (Նկ. 1), B1-ը և B2-ը՝ ծայրային դիրքերից մեկում մոտավոր կանգառքով սողնակային և ճոճալծակով մեխանիզմները (Նկ. 3):

Ստացված արդյունքների վերլուծությունից հետևում է, որ դիտարկվող մեխանիզմները, ապահովելով մոտավոր կանգառքի բավականին բարձր ճշտություն ( $\min \max \varepsilon = 0.04 \pm 0.2\%$ ), միաժամանակ ապահովում են նաև (2) գործակիցների հավասար կամ ցածր արժեքներ բոնցքային մեխանիզմների նկատմամբ:

Մյուս կողմից, ստացված կոռեկցիոն  $\varepsilon = z(d, \delta)$  բանաձևերը թույլ են տալիս իրականացնել համապատասխան մեխանիզմի կինեմատիկ սխեմայի նախագծումը ըստ  $\varepsilon = \min \max \varepsilon, k_v, k_a, k_p$  չափանիշներից յուրաքանչյուրի:

ՍԿԱՎԱՌԱԿԱՎՈՐՆԱԿԱՎՈՐ ԱՐԳԵԼԱԿԻ ԹՐԹՈՒԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՓՈՐՁԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵԹՈԴԻԿԱՆ ԱՎՏՈՄՈՒԵԼԻ ՅԱԿԱՔԼՈՎԱԿՈՐՄԱՆ ՅԱՄԱԿԱՐԳՈՒՄ Ա. Քախյան

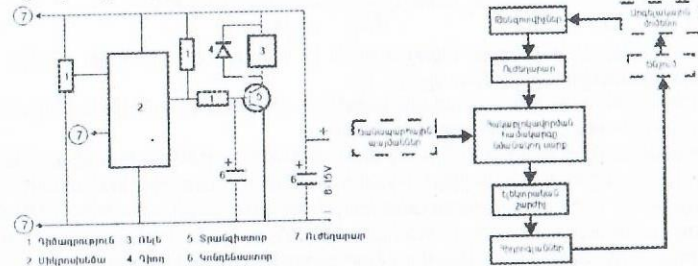
Փորձարկումներն իրականացվում են ավտոմոբիլի սկավառակակոճղակավոր արգելակի աշխատանքային բնութագրերը (սկավառակի և կոճղակի շփման մակերևույթի ջերմաստիճանը, արգելակման ճնշումը, սկավառակի պտտման արագությունը, կոճղակի թրթռումները) հակաբլոկավորման արգելակային համակարգում հետազոտելու նպատակով: Յակաբլոկավորման համակարգը հակադարձ կապով կառավարման համակարգ է, որ ըստ անվի դանդաղեցման չափի կարգավորում է ճնշումն արգելակում անիվները բլոկավորվելուց կանխելու համար: Յակաբլոկավորման համակարգը նմանակող էլեկտրոնային սարքի միջոցով չափման սխեման պատկերված է Նկ.1-ում:

Արգելակային մոմենտը թեմպոսկոպի միջոցով վեր է ածվում էլեկտրական ազդանշանի, որն ուժեղարարի միջոցով տրվում է հակաբլոկավորման համակարգի աշխատանքը նմանակող սարքին: Սարքը, համեմատելով ազդանշանի արժեքը սահմանված շեմի հետ, համապատասխան կերպով ազդում է հիդրոլանցների միջոցները շարժման մեջ դնող էլեկտրական շարժիչի վրա, փոքրացնելով կամ մեծացնելով արգելակային շարժաբերում ճնշումը, և այդ ցիկլն անընդհատ կրկնվում է մինչև արգելակային սկավառակի կանգառքը:

Յակաբլոկավորման համակարգի աշխատանքը նմանակող սարքը հնարավորություն ունի փոփոխելու ճանապարհային պայմանները, այսինքն՝ այն սահմանային շեմի արժեքը, ըստ որի սարքը ստուգում է ուժեղարարից ստացված ազդանշանի մեծությունը, ինչը հնա-

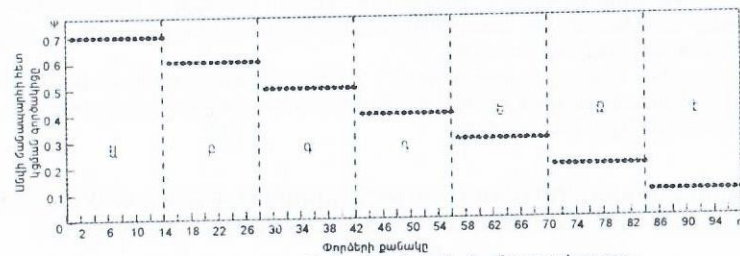
րավորություն է տալիս բավարար չափով վերարտադրել ավտոմոբիլի շահագործական պայմանները արգելակման ընթացքում:

Փորձերը կատարվում են ԱՍ-1 արգելակային իներցիոն ստենդի վրա տեղակայված սկավառակալորակավոր արգելակի վրա: Սկավառակի պտտման արագությունը չափվում է տախոգենրատորի միջոցով: Շփման մակերևույթի ջերմաստիճանը գրանցվում է սկավառակի շփամակերևույթից 0.5 մմ հեռավորության վրա տեղադրված «բրոմ-կոպել» թերմոդույզի օգնությամբ: Կոճակի թրթռումները թե՛նզուտվիչների միջոցով կերպափոխվում են էլեկտրական ազդանշանի և գրանցվում են ձայնային ալիքների տեսքով համակարգի օգնությամբ:



Նկ.1. Հակաբլոկավորման համակարգը նմանակող սարքի (ա) և արգելակային բնութագրերի չափման (բ) սխեմաները

Փորձարկումը կազմված է յոթ տարբեր հաջորդականություններից (Ա, Բ, Գ, Դ, Ե, Զ և Է) (Նկ.2): Յուրաքանչյուր հաջորդականություն կազմված է տասնչորս արգելակումից որոշակի կցման պայմանների (անվի և ճանապարհի միջև կցման ֆ գործակցի) համար:



Նկ.2. Գիտափորձի իրականացման ընթացակարգը

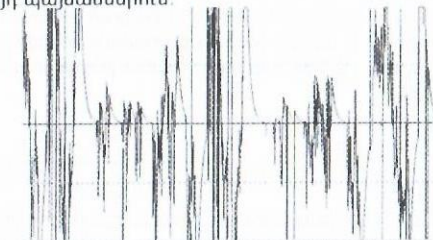
Չափման արդյունքների ճշտությունը բարձրացնելու նպատակով Նկ. 2-ում պատկերված ցիկլը կրկնվում է երկու անգամ, որի արդյունքում ստացվում է 196 արգելակում: Փորձարկումների ժամանակ արգելակային ճնշումը հասցվում է մինչև 2 ՄՊա, որպեսզի ապահովվի հակաբլոկավորման համակարգը նմանակող սարքի գործարկումը: Արգելակման պրոցեսը սկսվում է 120 կմ/ժ ավտոմոբիլի արագությանը համապատասխան սկզբնական արագությունից:

Յուրաքանչյուր հաջորդականության ժամանակ մինչև արգելակումը ստենդի իներցիոն զանգվածները եռաֆազ էլեկտրաշարժիչի օգնությամբ պտտվեցվում են համապատասխան համախոսությամբ, որից հետո էլեկտրական հիդրոիդրիչի միջոցով արգելակային սարքում մեծացվում է աշխատանքային ճնշումը և սկսում է արգելակման հերթական ցիկլը: Համակարգի միջոցով գրանցվում են շփազույգում առաջացող թրթռատատանումները և արգելակման ժամանակը: Յուրաքանչյուր արգելակման վերջում գրանցվում է նաև շփազույգի ջերմաստիճանը: Արգելակումների միջև ընկած ժամանակը կազմում է 1 րոպե:

Փորձարկումներն ավարտելուց հետո համակարգում գրանցված տվյալները մշակվում են Sound Forge 4.5 հատուկ ծրագրային փաթեթի միջոցով, որի օրինակը պատկերված է Նկ. 3-ում:

Արգելակային սարքերում իրականացվող փորձարկումները սովորաբար անց էին կացվում առանց հաշվի առնելու ճանապարհի ազդեցությունը արգելակի աշխատանքի վրա: Կախված ճանապարհի հետ անվի կցման ֆ գործակցի արժեքից՝ արգելակման ընթացքում

անվիլը բլոկավորվում է (սկավառակը արգելակային կոճակների նկատմամբ չի պտտվում), սակայն ավտոմոբիլը շարունակում է ընթացքը սահքի տեսքով: Առաջարկվող մեթոդիկան հնարավորություն է տալիս հաշվի առնել ավտոմոբիլի հակաբլոկավորման արգելակային համակարգի ազդեցությունը ընդհանուր առմամբ և հետագոտել բուն արգելակի աշխատանքային բնութագրերն այդ պայմաններում:



Նկ.3. Արգելակային կոճակի տատանումների սպեկտրը

ՄԵՏԱՂԱՊՈԼԻՄԵՐԱՅԻՆ ՇՓԱԿՊԱԿԻ ԲՆՈՒԹԱԳՐԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ՄԵԹՈԴԻԿԱ  
Ա. Պողոսյան, Ա.Իսաջանյան, Կ. Հովհաննիսյան, Գ.Սարգսյան

Մետաղալիմերային շփահպակի բնութագրերի հաշվարկային մեթոդիկան մշակված է շփանյութափոխանցման աղիեզիոնա-էներգետիկական մոդելի և շփման մոլեկուլային-մեխանիկական տեսության օրինաչափությունների հիման վրա, հաշվի առնելով կոմպոզիտային շփանյութերում որպես լցանյութ օգտագործվող հանքանյութերի ազդեցության գործոններ: Մեթոդիկան առաջարկվում է վիրտուալ փորձերի հիման վրա շփազույգի հատկությունների բարելավման հնարավոր ուղիների վերլուծության նպատակով:

Մետաղալիմերային շփազույգի հպման փաստացի մակերեսի հաշվարկման համար կիրառվում է շփվող մարմինների մակերևույթների խորրոգորությունը սֆերիկ սեգ մենտեն-րի տեսքով մոդելավորման սկզբունքը, որոնք, ըստ շփամակերևույթի մշակման տեսակի բաշխված են ըստ բարձրության որոշակի օրենքով: Հպման փաստացի մակերեսի կախումը  $\rho_c$  տեսակարար ճնշումից դիտարկվում է աշխատանքային պայմանների հնարավոր չորս դեպքի առաձգական ոչ հագեցած, առաձգական հագեցած, պլաստիկ ոչ հագեցած և պլաստիկ հագեցած հպակների համար: Իրական հպման մակերեսի արժեքն առաձգական ոչ հագեցած հպակի համար, օրինակ, հաշվարկվում է հետևյալ կերպ

$$A_r = \frac{A_c}{2} \cdot \left( \frac{\rho_c \cdot (1 - \mu^2)}{0.21 \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_i \cdot E_0 \cdot e^{-\gamma \cdot (\theta - \theta_0)} \cdot \sqrt{\Delta}} \right)^{\frac{2\nu}{2\nu - 1}} \quad (1)$$

որտեղ  $N$  -ը նորմալ ուժը,  $\mu$  -ն Պուասոնի գործակիցը,  $k_i$  -ը  $\nu$  -ից կախված գործակից,

$\Delta = R_{max} / R \cdot b^2$ ՝ միկրոերկրաչափական բնութագիրը,  $b$ -ն և  $\nu$ -ն մակերևույթի հենքային կորի պարամետրերը,  $R_{max}$ -ը և  $R$ -ը անհարթությունների բարձրությունն ու շառավիղը:

Շփման ուժը հաշվարկվում է այն պայմանից, որ մետաղական հակամարմնի մակերևույթը պատված է շփանյութափոխանցման պոլիմերային թաղանթով, հետևաբար շփումն իրականացվում է փաստորեն միջպոլիմերային շփահպակում: Համաձայն շփման մոլեկուլային-մեխանիկական տեսության, շփման ուժը (շփման գործակիցը) բաղկացած է երկու բաղադրիչից՝  $\mu$  մոլեկուլային, որն առաջանում է աղիեզիայի կամրջակների խզումից և  $\rho$  մեխանիկական, որն առաջանում է միկրոանհարթությունների դեֆորմացիայի պատճառով: Շփման գործակցի  $f_m$  մոլեկուլային բաղադրիչը հպակի փաստացի մակերեսի վրա

$$f_m = \frac{A_r \cdot \tau_{n_{max}} \cdot \left( -\psi \frac{\theta}{\theta_m} \right)}{N} \quad (2)$$

որտեղ  $\tau_{n_{max}}$  -ն աղիեզիայի կամրջակների խզման առավելագույն ամրությունն է (ընդունված է պոլիմերային նյութի ամրությանը հավասար),  $\theta$  -ն մակերևութային ջերմաստի-

ճանը,  $\theta_m$ -ը պոլիմերային նյութի հալման ջերմաստիճանը,  $\psi$ -ն գործակից, կախված նյութի տեսակից:

Շփման գործակցի մեխանիկական (կամ դեֆորմացիոն)  $f_d$  բաղադրիչը հաշվարկելիս դիտարկվում է երկու դեպք առաձգական և պլաստիկ հպակների: Մետաղապոլիմերային շփահպակին առավել բնորոշ առաձգական հպակի դեպքում շփման գործակցի  $f_d$  դեֆորմացիոն բաղադրիչը հաշվարկվում է ավելի ցածր կոշտություն ունեցող մարմնի (պոլիմերային նյութի) մակերևութային շերտի դեֆորմացմանը համապատասխան, հաշվի առնելով  $\alpha_{ef}$  հիստերեզիսային կորուստները

$$f_d = 0.25 \cdot \alpha_{ef} \cdot p_c^{1/5} \cdot \Delta^{2/5} \cdot \left( \frac{1 - \mu^2}{E_0 \cdot e^{-\gamma(\theta - \theta_0)}} \right)^{1/5} \quad (3)$$

Ընդունելով, որ շփման ուժի կատարած աշխատանքն ամբողջովին վերածվում է ջերմության, հաշվարկվում է շփման ընթացքում անջատվող ջերմաքանակը: Ընդ որում պոլիմերային նյութի մեջ թափանցող տեսակարար ջերմային հոսքը

$$q_c = \frac{(1 - \alpha_{hd}) \cdot N \cdot f \cdot v_s}{A_r} \quad (4)$$

որտեղ  $\alpha_{hd}$ -ն ջերմային հոսքերի բաշխման գործակիցն է:

Շփման ընթացքում անջատված ջերմության ազդեցության տակ տեղի է ունենում ջերմաստիճանի աճ մակերևութային միկրոանախրությունների վրա: Շփահպակում ակնթարթային ջերմաստիճանի հաշվարկման նպատակով դիտարկված է  $r_0$  շառավիղ ունեցող շրջանային հպակի միջով կիսատարածական մարմնի տաքացման ոչ ստացիոնար խնդիրը: Խնդրի լուծումը շրջանային առաձգական հպակի կենտրոնական առանցքի վրա հաստատուն ջերմային հոսքի դեպքում

$$\theta(x, t) - \theta' = \frac{4 \cdot (1 - \alpha_w) \cdot N \cdot f \cdot v_s \cdot \sqrt{t}}{b \cdot A \cdot \left( \frac{p \cdot (1 - \mu^2)}{0.21 \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_1 \cdot E_0 \cdot e^{-\gamma(\theta - \theta_0)} \cdot \sqrt{\Delta}} \right)^{2/5+1}} \cdot \left( \operatorname{ierfc} \left( \frac{x}{2 \cdot \sqrt{a \cdot t}} \right) - \operatorname{ierfc} \left( \frac{\sqrt{x^2 - r_0^2}}{2 \cdot \sqrt{a \cdot t}} \right) \right) \quad (5)$$

Շփանյութափոխանցման թաղանթի  $h$  հաստությունը հաշվարկվում է ընդունելով, որ պոլիմերային նյութի այն միկրոզանգվածը, որի ջերմաստիճանը հավասար է կամ գերազանցում է  $\theta$ , ջերմաստիճանի արժեքը, փոխանցվում է հակամարմնի մակերևութի վրա:

Թաղանթի երկարակեցությունը հաշվարկվում է այն պայմանից, որ թաղանթը քայքայվում է, երբ դրա մեջ կուտակված առանձգական լարումների էներգիայի արժեքը հավասարվում կամ գերազանցում է «թաղանթ-հակամարմին» մակերևութային ադիզիոն էներգիայի արժեքը: Շփման պրոցեսում շփանյութափոխանցման թաղանթի ցիկլային բեռնավորման հետևանքով առաջացած առաձգական  $\sigma_0$  լարումների կուտակված էներգիան որոշվում է հետևյալ կերպ

$$W_r = \frac{\mu^2 \cdot \sigma_0^2 \cdot V}{2 \cdot E} \quad (6)$$

Մաշվածքի չափն ընդունելով քայքայված թաղանթի զանգվածին համարժեք, կարելի է, համաձայն (2)-(5), հաշվարկել մաշման ուժգնությունը հետևյալ բանաձևով

$$l_w = \frac{N^2 \cdot \nu^2 \cdot \omega \cdot h(N, \nu_s, W_r, W_{c0}, \Delta)^2}{2 \cdot W_{12} \cdot E_0 \cdot e^{-\gamma(\theta - \theta_0)} \cdot A_r} \quad (7)$$

Առաջարկվող մեթոդիկան թույլ է տալիս հավարկել մետաղապոլիմերային շփագույզի հիմնական բնութագրերը և դրանց հիման վրա գնահատել շփագիտական հատկությունները բարելավելու հնարավոր ուղիները: Այն կարող է հիմք հանդիսանալ շփանյութափոխանցման երևույթի կիրառմամբ նոր մաշակայուն հակաշփական ինքնալուղվող մեքենամասերի շփանյութերի ստեղծման համար:

Հետազոտությունը կատարված է Քաղաքացիական Հետազոտությունների և Զարգացման Հիմնադրամի (CRDF) աջակցությամբ:

Благодаря своим структурным особенностям, механизмы указанного типа обладают большими возможностями воспроизведения сложных законов движения. Это объясняется тем, что они функционируют как кулачковые механизмы, профили кулачков которых выполнены в виде шатунных кривых  $\gamma_M$  их базовых четырехзвенников ABCD (табл. 1). Одним из критериев оценки функциональных возможностей механизмов является число экстремумов функции положения выходного звена, которые определяют число двойных ходов. Эти вопросы для рассматриваемых механизмов впервые исследованы в [1], однако там отсутствует подробный анализ о количестве двойных ходов механизма. В работе [2] приведены некоторые требования к шатунным кривым, обеспечивающим равномерное или движение с остановками выходного звена передаточного шестизвенника. Указывается также возможное число двойных ходов выходного звена шестизвенника.

Ниже сделана попытка решить вопрос о количестве двойных ходов и условия получения шатунной кривой с внутренней петлей, что расширяет функциональные возможности механизма. Согласно приведенной в работе [1] конструкции, для того, чтобы окружность с центром в точке  $O_E$  была касательной к шатунной кривой  $\gamma_M$  в точке  $M_O(\bar{X}_O, \bar{Y}_O)$  (рис. 1), должны выполняться условия:

$$F(\bar{X}_O, \bar{Y}_O) = CM^2(\bar{X}_M^2 + \bar{Y}_M^2 + BM^2 - AB^2)^2 \left[ (\bar{X}_M - AD)^2 + \bar{Y}_M^2 \right] + BM^2(\bar{X}_M^2 + \bar{Y}_M^2) \left[ (\bar{X}_M - AD)^2 + \bar{Y}_M^2 + CM^2 - CD^2 \right] + 2CM \cdot BM \cdot (\bar{X}_M^2 + \bar{Y}_M^2 + BM^2 - AB^2) \left[ (\bar{X}_M - AD)^2 + \bar{Y}_M^2 + CM^2 - CD^2 \right] \quad (1)$$

$$\left[ AD(\bar{X}_M \cos \beta' - \bar{Y}_M \sin \beta') - (\bar{X}_M^2 + \bar{Y}_M^2) \cos \beta' \right] - 4CM^2 \cdot BM^2 \cdot \sin^2 \beta' \left[ \bar{X}_M(\bar{X}_M - AD) + \bar{Y}_M^2 - AD \bar{Y}_M \operatorname{ctg} \beta' \right]^2 = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\bar{X} - \bar{X}_O}{\bar{X}_{O_x} - \bar{X}_O} = \frac{\bar{Y} - \bar{Y}_O}{\bar{Y}_{O_y} - \bar{Y}_O} \quad (3)$$

где  $F(X, Y)$  - левая часть уравнения шатунной кривой  $\gamma_M$ , уравнение (1) характеризует принадлежность точки  $M_O(\bar{X}_O, \bar{Y}_O)$  к кривой  $\gamma_M$ ; (2) - уравнение прямой  $O_E M_O$ , проходящей через точки  $M_O$  и  $O_E$ , а уравнение (3) характеризует условие того, что прямая  $O_E M_O$  является нормалью, проведенной к шатунной кривой в точке  $M_O(\bar{X}_O, \bar{Y}_O)$ . Таким образом, каждая касательная окружность ставит три ограничения на коэффициенты шатунной кривой  $\gamma_M$ .

Известно, что шатунная кривая шарнирных четырехзвенников представляет собой кривую шестого порядка, которая в общем случае содержит 27 коэффициентов. Однако известно также, что для шатунных кривых 9 из названных выше коэффициентов являются независимыми. Следовательно, для определения шатунных кривых необходимо найти 18 соотношений между коэффициентами, так как можно задать только 9 из них. Согласно уравнениям (1), (2) и (3), каждая касательная окружность налагает 3 условия связи на коэффициенты шатунной кривой. Максимальное число касательных окружностей не превышает 6, поскольку они в совокупности дают необходимые 18 соотношений между искомыми коэффициентами. В табл. 2 представлены

примерные виды таких шатунных кривых и графики функций положений выходных звеньев шестизвенников, построенных на базовых четырехзвенных механизмах, имеющих подобные шатунные кривые. Анализ показывает, что число двойных ходов указанных шестизвенников равно 3, и они характеризуются экстремальными значениями функций положений механизма, которые для рассматриваемых двух случаев равны 6.

Таблица 1

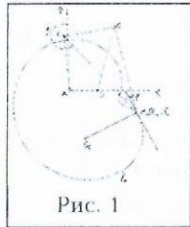
Кин. схема мех.	Эквивал. кулачковый мех.

Таблица 2

Форма шатунной кривой	Функция перемещения

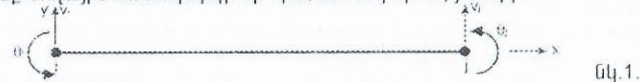
Литература

- Hain K. Applied kinematics// McGraw-Hill Book Co. - 1967. - P.727
- Саркисян Ю.А., Египян К.М., Карян А.А., Шахпаровян С.Ш. Синтез шестизвенных передаточных механизмов для реализации прерывистого вращательного или прямолинейного движения // Машиноведение. - 1988. - N1. - С. 82-90.



ՄԱՏՐԻՑԱՅԻՆ ՄԵԹՈԴՈՎ ՈՒՂԻՂ ՅԵՃԱՆԻ ՀԱՇՎՈՒՐԿԱՆ ԱՌԱՆՁՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ  
Շ. Պետրոսյան, Գ. Լևոնյան

Դիտարկենք ծողային համակարգի մի որևէ ստանդարտ  $i, j$  տարր:



$v_i, \theta_i, v_j, \theta_j$  -  $i, j$  հանգույցներում համապատասխանաբար ուղղաձիգ տեղափոխությունները և պտտման անկյուններն են: Տարրի եզրային պայմաններն են՝ երբ  $x=0$   $v=v_i, \theta=dv/dx=0_i$ , երբ  $x=L$   $v=v_j, \theta=dv/dx=0_j$ , (1), որտեղ  $v=v(x)$  - հեծանի ծոված առանցքի հավասարումն է:

Այս եզրային պայմաններին բավարարող ֆունկցիան վերցնենք խորանարդ աստիճանի բազմանդամի տեսքով՝

$$v = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 x^2 + \alpha_4 x^3, \quad (2)$$

որտեղ  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$  գործակիցները որոշվում են (1)-ից

$$\alpha_1 = v_i, \alpha_2 = 0_i, \alpha_3 = \frac{3}{L^2}(v_j - v_i) - \frac{1}{L}(2\theta_i + \theta_j), \alpha_4 = \frac{2}{L^3}(v_j - v_i) - \frac{1}{L^2}(\theta_i + \theta_j), \quad (3)$$

Տեղադրելով (3)-ը (2)-ի մեջ այն ներկայացնենք մատրիցային տեսքով՝

$$v = [N]^e \{\delta\}^e, \quad (4)$$

որտեղ  $\{\delta\}^e = [v, \theta_i, v_j, \theta_j]$ ,

$$[N]^e = \left[ 1 - \left( \frac{3x^2}{L^2} - \frac{2x}{L} \right), x - \left( \frac{2x^2}{L} + \frac{2x^3}{L^2} \right), \left( \frac{3x^2}{L^2} - \frac{2x}{L} \right), - \left( \frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2} \right) \right]$$

Մաքուր ծռման դեպքում հեծանի չեզոք շերտի կորության շառավիղը ( $\rho$ ) և նրանում կուտակված դեֆորմացիայի պոտենցիալ էներգիան ( $U$ ) որոշվում են հետևյալ բանաձևերով՝

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}, \quad (5) \quad U = \int_L \frac{M^2 dx}{2EI} \quad (6)$$

Սյուս կողմից մեծ կորության շառավիղ ունեցող կորերի համար՝

$$1/\rho = d^2 v / dx^2: \quad (7)$$

Ձևափոխենք (6) բանաձևը հաշվի առնելով (5) և (7)-ը կստանանք՝

$$U = \int_L \frac{M^2 dx}{2EI} = \frac{EI}{2} \int_L \left( \frac{1}{\rho} \right)^2 dx = \frac{EI}{2} \int_L \left( \frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 dx: \quad (8)$$

(4)-ը երկու անգամ ածանցելուց հետո կստանանք՝

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{d^2 [N]^e \{\delta\}^e}{dx^2} = [B]^e \{\delta\}^e, \quad (9)$$

$$\text{որտեղ } [B]^e = \left[ \left( -\frac{6}{L^2} + \frac{12x}{L^3} \right), - \left( \frac{4}{L} + \frac{6x}{L^2} \right), \left( \frac{6}{L^2} - \frac{12x}{L^3} \right), - \left( \frac{2}{L} + \frac{6x}{L^2} \right) \right]: \quad (10)$$

Հաշվի առնելով (9) և (10)-ը (8)-ից կստանանք՝

$$U = 0.5 \int_L \{\delta\}^{eT} [B]^e [D]^e [B]^e \{\delta\}^e dx, \quad (11)$$

$$\text{որտեղ } [D]^e = EI: \quad (12)$$

(11)-րդ բանաձևով որոշվող պոտենցիալ էներգիայի մինիմումի պայմանից որոշվում է էլեմենտի կոչտության հայտնի [1] մատրիցան՝

$$[k]^e = \int_L [B]^e [D]^e [B]^e dx: \quad (13)$$

(10) և (12) բանաձևերը տեղադրելով (13)-ի մեջ կստանանք՝

$$[k]^e = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix}: \quad (14)$$

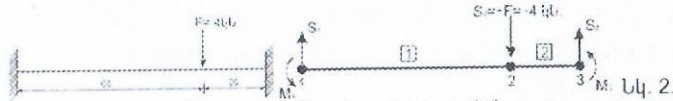
Նշանակելով տարրի հանգույցներում ազդող ուժերի ( $S_i, S_j$  - լայնական ուժեր,  $M_i, M_j$  - ծող մոմենտներ) վեկտոր սյունակը՝

$$\{f\}^e = [S_i, M_i, S_j, M_j]$$

և հաշվի առնելով տեղափոխությունների վեկտոր սյունակը՝  $\{\delta\}^e$ , կարող ենք գրել տարրի համար հետևյալ մատրիցային հավասարումը՝

$$[k] \{\delta\}^e = \{f\}^e \quad (15)$$

Այսպիսով ունենալով  $v_i, \theta_i, v_j, \theta_j$ , (15)-ից կարելի է որոշել  $S_i, M_i, S_j, M_j$ : Օգտագործելով (15)-ը կարելի է լուծել նաև բազմաթիվ տարրերից բաղկացած հեծանների բեռնավորման տարբեր խնդիրներ: Դիտարկենք հետևյալ հեծանի օրինակը (նկ. 2):



Տրված է՝  $E=2 \times 10^6$  ՄՊա,  $I=2 \times 10^{11}$  Ն/մ<sup>2</sup>,  $I=5.515 \times 10^{-4}$  մ<sup>4</sup> (համապատասխանում է տեսակա-ցուցակի երկտավր N55 տվյալներին),  $L_1=6$ մ,  $L_2=2$ մ:

Առաջին և երկրորդ տարրի համար (14)-ում բերված կոշտության մատրիցը կընդունի հետևյալ տեսքը՝

$$k_1 = \frac{11.03 \cdot 10^7}{6^3} \begin{bmatrix} 12 & 36 & -12 & 36 \\ & 144 & -36 & 72 \\ & & 12 & -36 \\ & & & 144 \end{bmatrix}, \quad k_2 = \frac{11.03 \cdot 10^7}{2^3} \begin{bmatrix} 12 & 12 & -12 & 12 \\ & 16 & -12 & 8 \\ & & 12 & -12 \\ & & & 16 \end{bmatrix}$$

որոնք հնարավորություն են տալիս կազմել ամբողջ հեծանի կոշտության մատրիցը՝  $[k]$  և գրել նրա հանգույցների վրա ազդող արտաքին ուժերի վեկտոր սյունակի  $\{f\}$  և տարրերի միացման հանգույցների տեղափոխությունների վեկտոր սյունակի  $\{\delta\}$  միջև մատրիցային հավասարումը՝  $[k] \{\delta\} = \{f\}$ , որն ըստ նկ. 2-ի նշանակումների ունի հետևյալ տեսքը՝

$$10^7 \times \begin{bmatrix} 0.613 & 1.838 & -0.613 & 1.838 & 0 & 0 \\ 1.838 & 7.353 & -1.838 & 3.677 & 0 & 0 \\ -0.613 & -1.838 & 17.158 & 14.707 & -16.545 & 16.545 \\ 1.838 & 3.677 & 14.707 & 29.413 & -16.545 & 11.03 \\ 0 & 0 & -16.545 & -16.545 & 16.545 & -16.545 \\ 0 & 0 & 16.545 & 11.03 & -16.545 & 22.06 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 \\ M_1 \\ S_2 \\ 0 \\ S_3 \\ M_3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

(16)-ում  $S_2 = -4 \times 10^3$  Ն - երկրորդ հանգույցում կիրառված ուղղաձիգ արտաքին ուժն է, իսկ  $M_2 = 0$ ,  $S_3$ ,  $M_3$ ,  $M_1$ ,  $M_3$  - 1 և 3 հանգույցներում առաջացած համապատասխան անհայտ հակազդումներն են: Խնդրի թվային լուծման համար օգտվենք նաև հետևյալ եզրային պայմաններից՝  $v_1 = \theta_1 = v_3 = \theta_3 = 0$ , որը տեղադրելով (16) մատրիցային հավասարման մեջ այն կրճատվի երկու մասի:

Առաջին մասը կընդունի հետևյալ տեսքը՝

$$10^7 \times \begin{bmatrix} 17.158 & 14.707 \\ 14.707 & 29.413 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -4 \times 10^3 \\ 0 \end{bmatrix}$$

որտեղից կատանանք երկրորդ հանգույցի տեղափոխությունները՝

$$v_2 = -4.08 \times 10^{-5} \text{մ}, \quad \theta_2 = 2.04 \times 10^{-5} \text{ռադ.}$$

Հաշվի առնելով ստացված արդյունքները (16)-ից կատանանք նաև

$$10^7 \times \begin{bmatrix} -0.613 & 1.838 \\ -1.838 & 3.677 \\ -16.545 & -16.545 \\ 16.545 & 11.03 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -4.08 \\ 2.04 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 \\ M_1 \\ S_3 \\ M_3 \end{bmatrix}$$

որտեղից  $S_1 = 625$ Ն,  $S_3 = 3.375 \times 10^3$ Ն,  $M_1 = 1.5 \times 10^3$ Նմ,  $M_3 = -4.5 \times 10^3$ Նմ:

Գրականություն

1. Fagan M.I. Finite element analysis. Theory and practice. - Edinburgh. - 1997. - 316բ

Հայտնի է հոգնածային փորձարկումների դեպքում երկարակեցությունների փոփոխա-կային շարքերի վիճակագրական ցուցանիշների փոխկապակցվածությունը, որը հանդես է գալիս բազմապարամետրական կապերի տեսքով [1]

1.  $\hat{x}_{pi} = f_1(\sigma_i, z_p)$ ,  $\hat{x}_{pi} = \varphi_1(\hat{x}_{pi})$ ,  $x_{oi} = \psi_1(\hat{x}_{pi}, z_p)$
2.  $\hat{x}_{pi} = f_2(\sigma_i, z_p)$ ,  $\hat{x}_{pi} = \varphi_2(\hat{x}_{pi})$ ,  $x_{oi} = \psi_2(\hat{x}_{pi}, z_p)$
3.  $x_{oi} = f_3(\sigma_i)$ ,  $x_{oi} = \varphi_3(\hat{x}_{pi})$ ,  $x_{oi} = \psi_3(\hat{x}_{pi}, z_p)$
4.  $s_i^2 = f_4(\sigma_i)$ ,  $s_i^2 = \varphi_4(\hat{x}_{pi})$
5.  $v_i = f_5(\sigma_i)$ ,  $v_i = \varphi_5(\hat{x}_{pi})$
6.  $s_i'^2 = f_6(\sigma_i)$ ,  $s_i'^2 = \psi_2(\hat{x}_{pi})$
7.  $v_i' = f_7(\sigma_i)$ ,  $v_i' = \psi_3(\hat{x}_{pi})$

որտեղ  $\hat{x}_{pi} = \bar{x}_i + z_p s_i$ ,  $\hat{x}_{pi} = \bar{x}_i' + z_p s_i'$ :

(1) Ֆունկցիաները կարելի է լավարկել և ներկայացնել գծային հարաբերակցական հավասարումների նոր համակարգով

- $$\left. \begin{aligned} 1. \hat{x}_{pi} &= a_1 + b_1 y_i, & 5. x_{oi} &= a_5 + b_5 \hat{x}_{pi}, & \hat{y}_{pi} &= \hat{x}_{pi}, \\ 2. x_{oi} &= a_2 + b_2 y_i, & 6. s_i^2 &= a_6 + b_6 y_i, & y_i &= \bar{x}_i, \\ 3. s_i'^2 &= a_3 + b_3 y_i, & 7. v_i &= a_7 + b_7 y_i, & y_i &= \bar{x}_i: \\ 4. v_i' &= a_4 + b_4 y_i, \end{aligned} \right\} y_i = \lg \sigma_i \quad (2)$$

որտեղ  $a_1, \dots, a_7$  և  $b_1, \dots, b_7$ -ը հետընթացային միջնարժեքային գծի պարամետրերը և գործա-կիցներն են:

(1)-ում ներկայացված գծային հավասարումների լավագույն տարբերակն ընտրելու կապակ-ցությամբ անհրաժեշտ է ընտրել գծային ձևափոխման այնպիսի մի  $(u-v)$  կոորդինատային համակարգ, որի շնորհիվ հարաբերակցական գործակցի արժեքը, որն էլ գծայնացման ամե-նագագայուն չափանիշն է, առավելագույնը ստացվի: Այդ նկատառումներից ելնելով՝ դիտարկ-ված են ձևափոխիչ կոորդինատային համակարգերի (ֆունկցիաների) 60 խումբ, որոնք էլ նե-րառում են 248 հնարավոր ձևափոխումներ (աղ.):

No	Աստիճա-նային	Լոգարիթմական		Աղյուսակ
		լոգարիթմական-աստիճանային		
	$(y-x)$	$(y-(\lg x)^n)$	$((\lg y)^n - x)$	$((\lg y)^n - (\lg x)^n)$
1	$y-x^n$ , $n=1 \dots 5$	$y-(\lg x)^n$ , $n=1 \dots 5$	$\lg y-x^n$ , $n=1 \dots 5$	$\lg y-(\lg x)^n$ , $n=1 \dots 5$
2	$y-1/x^n$ , $n=1 \dots 5$	$y-1/(\lg x)^n$ , $n=1 \dots 5$	$\lg y-1/x^n$ , $n=1 \dots 5$	$\lg y-1/(\lg x)^n$ , $n=1 \dots 5$
3	$y^n-x$ , $n=2 \dots 5$	$y^n-\lg x$ , $n=2 \dots 5$	$(\lg y)^n-x$ , $n=2 \dots 5$	$(\lg y)^n-\lg x$ , $n=2 \dots 5$
4	$1/y^n-x$ , $n=1 \dots 5$	$1/y^n-\lg x$ , $n=1 \dots 5$	$1/(\lg y)^n-x$ , $n=1 \dots 5$	$1/(\lg y)^n-\lg x$ , $n=1 \dots 5$

5	$y^n - x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$y^n - (lg x)^n,$ $n = 2 \dots 5$	$(lg y)^n - x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$(lg y)^n - (lg x)^n,$ $n = 2 \dots 5$
6	$1/y^n - 1/x^n,$ $n = 1 \dots 5$	$1/y^n - 1/(lg x)^n,$ $n = 1 \dots 5$	$1/(lg y)^n - 1/x^n,$ $n = 1 \dots 5$	$1/(lg y)^n - 1/(lg x)^n,$ $n = 1 \dots 5$
7	$y^n - 1/x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$y^n - 1/(lg x)^n,$ $n = 2 \dots 5$	$(lg y)^n - 1/x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$(lg y)^n - 1/(lg x)^n,$ $n = 2 \dots 5$
8	$1/y^n - x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/y^n - (lg x)^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/(lg y)^n - x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/(lg y)^n - (lg x)^n,$ $n = 2 \dots 5$

Աղ-ի շարունակություն			Էքսպոնենտային $(y - e^x),$ $(e^y - x),$ $(e^{yx} - e^{xy})$
Լոգարիթմական աստիճանային-լոգարիթմական			
$(y - lg x^n)$	$(lg y^n - x)$	$(lg y^n - lg x^n)$	
$y - lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	-	$lg y - lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$y^n - e^x,$ $n = 1 \dots 5$
$y - 1/lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	-	$lg y - 1/lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$y^n - 1/e^x,$ $n = 1 \dots 5$
-	$lg y^n - x,$ $n = 2 \dots 5$	$lg y^n - lg x,$ $n = 2 \dots 5$	$e^y - x^n,$ $n = 1 \dots 5$
-	$1/lg y^n - x,$ $n = 2 \dots 5$	$1/lg y^n - lg x,$ $n = 2 \dots 5$	$1/e^y - x^n,$ $n = 1 \dots 5$
$y^n - lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$lg y^n - x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$lg y^n - lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$e^y - e^x$
$1/y^n - 1/lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/lg y^n - 1/x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/lg y^n - 1/lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/e^y - 1/e^x$
$y^n - 1/lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$lg y^n - 1/x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$lg y^n - 1/lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$e^y - 1/e^x$
$1/y^n - lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/lg y^n - x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/lg y^n - lg x^n,$ $n = 2 \dots 5$	$1/e^y - e^x$

Գրականություն

1 Յովհաննիսյան Ա.Յ., Դեմիրճյանյան Ա.Ռ. Լիսեռների երկարակետությունների «զգայության շեմի» որոշումը // Յոզիլ ժող. «Տեղեկատվական տեխնոլոգիաներ և կառավարում».- Երևան, 2002.- 3-4 - էջ 99-104

ԼՈՍՈՂՐԱՄ «ԶԳԱՅՈՒԹՅԱՆ ՇԵՄԻ» ՅԱՇՎԱՌՄԱՐ ԼԻՍԵՌՆԵՐԻ ՑԻԿԼԱՅԻՆ ԵՐԿԱՐԱԿԵՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ԳՐԱՖԻԿԱԿԱՆ ՈՐՈՇՄԱՆ ՅԱՄԱՐ

Ս. Ստակյան, Ա. Յովհաննիսյան

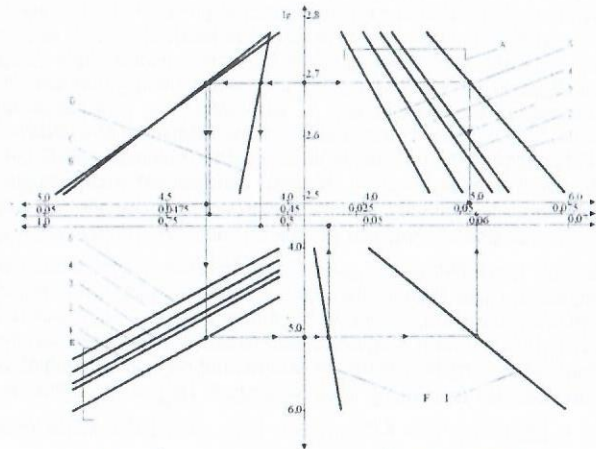
Լիսեռների զանգվածային հոգնածային փորձարկումներում ըստ գերլարումների  $\sigma_1$  մակարդակի առկա է ցիկլային երկարակետությունների «զգայության շեմի» արժեքների փոփոխումը,

որը հանգեցնում է երկարակետությունների լոգարիթմական նորմալ օրենքից շեղումների հաստատված ցածր  $\sigma_1$ -ի դեպքում: Այդ ստիպում է առնչություններ որոնել հոգնածային դիմադրության վիճակագրական ցուցանիշների և «զգայության շեմի» միջև և ճշտել վերջինների արժեքները լիսեռների հոգնածային գործընթացը նկարագրող մաթեմատիկական մոդելի երկչափ զծային հարաբերակցական կապի տեսքը ամբողջական դարձնելու համար: Այդ նպատակով ստեղծված է ձևափոխիչ զծայնացնող ֆունկցիաների փաթեթ, որի շնորհիվ հնարավոր է որոնել լավարկող կորդինատային համակարգ և այդ կապերը ներկայացնել զծային հարաբերակցական հավասարումների տեսքով, որոնցում հաշվի են առնված նաև չբայթայման  $P$  հավանականության մակարդակները  $P = 0.5 \dots 0.999$  միջակայքից [1, 2]:

Իրականացրած վիճակագրական հաշվարկները թույլ են տալիս վերջնականորեն ձևավորել վիճակագրական ցուցանիշների պարամետրական հավասարումների համակարգը և այն ներկայացնել հետևյալ տեսքով

- $\hat{x}_{p1} = a_1 + b_1 \lg \sigma_1, \quad P = 0.5 \dots 0.999 \quad (z_p = 0 \dots -3.09),$
- $x_{oi} = a_2 + b_2 \lg \sigma_1,$
- $s_i^2 = a_3 + b_3 \lg \sigma_1,$
- $v_i' = a_4 + b_4 \lg \sigma_1,$
- $x_{oi} = a_5 + b_5 \hat{x}_{p1}, \quad P = 0.5 \dots 0.999 \quad (z_p = 0 \dots -3.09),$
- $s_i^2 = a_6 + b_6 \hat{x}_{p1}, \quad 7. v_i' = a_7 + b_7 \hat{x}_{p1};$

(1) համակարգը հնարավորություն է ընձեռում կապեր ստեղծել լիսեռների ցիկլային երկարակետությունների, նրանց միջին արժեքների, ցրվածքների, փոփոխականի գործակիցների, «զգայության շեմի» և ցիկլային գերլարումների միջև, որը կարևոր է հոգնածային դիմադրության ցուցանիշների հավանական գնահատման դեպքում: Անհրաժեշտ ծրագրային ապահովման դեպքում կարելի է լուծած համարել (1)-ում ընդգրկված մեծությունների ճշգրիտ հաշվարկի խնդիրը:



Այլ.  $F(\sigma_1, \hat{x}_{p1}, \bar{x}, x_{oi}, s_i^2, v_i', s_i^2, v_i', z_p) = 0$  նունդորամը.

$A - \hat{x}_{p1} = f_2(\sigma_1, z_p), B - x_{oi} = f_3(\sigma_1), C - s_i^2 = f_4(\sigma_1),$

$D - v_i' = f_5(\sigma_1), E - x_{oi} = \varphi_2(\bar{x}, z_p), F - s_i^2 = \varphi_3(\bar{x}), I - v_i' = \varphi_4(\bar{x});$

1-5 գծերը համապատասխանում են  $P = 0.5, 0.9, 0.95, 0.99$  և  $0.999$  հավանականություններին

Մյուս հնարավոր տարբերակը, որն առավել ակնառու է, հեշտ է ընկալվում և միաժամանակ հիմք ծառայում հարաբերակցական կապով արտահայտված օրինաչափությունների ներքին մեխանիզմը բացահայտելու և դրանով իսկ իրականացված հաշվարկների օգնությամբ նյութագիտական, նախագծային, տեխնոլոգիական և շահագործական բնույթի ճարտարագիտական լուծումների հանգելու դա նոմոգրաֆիայի մեթոդների կիրառմամբ երկչափ կողողինատային համակարգում բազմապարամետրական կապերի գրաֆիկական պատկերումն է: Դրանով հասնում են հավասարումների համակարգի փոխկապակցված կապերի ավելի հստակ ներկայացմանը, որը հաճախ պարզ գրաֆիկական կառուցումների միջոցով, արտադրական պայմաններում հնարավորություն է ընձեռում բավական արագ կերպով որոշել հետազոտման համար անհրաժեշտ պարամետրերի արժեքները: Մեթոդն օժտված է ևս մի կարևոր հատկանիշով. գրաֆիկական կառուցումների միջոցով իրականացվող հաշվարկային ընթացակարգերը բելադորում են նաև ճիշտ հաշվարկային ալգորիթմի ստեղծումը, որն ապահովում է պարամետրերի ստացման ամենակարճ և լավագույն ուղին:

Այդ նկատառումներից ելնելով՝ դիտարկված է (1) գծային հավասարումների համակարգի գրաֆիկական ներկայացումը  $\sigma_i - \bar{\bar{x}}_{P_i} - \bar{\bar{x}}_{P_i}' - x_{oi} - s_i - s_i' - v_i - v_i' - z_P$  նոմոգրամի տեսքով, ինչպես նաև անհրաժեշտ պարամետրերի որոշումը գրաֆիկական կառուցումների օգնությամբ (նկ.):

Գրականություն

1. Հովհաննիսյան Ա. Գ. Հոգնածային կորի հավասարումը «զգայության շեմի» հաշվառմամբ // Գող. ժող. «Տեղեկատվական տեխնոլոգիաներ և կառավարում» - Երևան, 2002 - 3.1. - էջ 101-107:
2. Հովհաննիսյան Ա. Գ. Լիսեռների ցիկլային երկարակեցությունների «զգայության շեմի» վիճակագրական հետազոտումը և հոգնածային դիագրամի կառուցումը // Գող. ժող. «Տեղեկատվական տեխնոլոգիաներ և կառավարում» - Երևան, 2002 - 3.1. - էջ 112-117:

ԼԱՐՈՒՄՆԵՐԻ ՍԱՀՄԱՆԱՅԻՆ ԴԻԱԳՐԱՄՆԵՐԸ ԼԻՍԵՐՆԵՐԻ ՓՈՓՈՒՍԱԿԱՆ ԲԱՐԴ ԲԵՈՒՎԱԾՈՒԹՅԱՆ ԴԵՊՋՈՒՄ

Կ. Իսախանյան, Մ. Սամուկյան

Կառուցվածքային պողպատներից պատրաստված պատասխանատու և ծանրաբեռված մեքենամասերի և հանգույցների (լիսեռներ, աստամանիվներ, «լիսեռ-կունդ» միացություններ, կցորդիչներ և այլն) հոգնածային դիմադրությունը սերտորեն կապված է բարդ լարվածային վիճակի առանձնահատկությունների հետ: Այդ հատույթներում գործող շոշափող և նորմալ լարումները պատահական ֆունկցիաներ են, որոնք բեռնվածքի բնույթից կախված կարող են փոխկապակցված կամ անկախ լինել: Այս հանգամանքը ստիպում է համակարգել լիսեռների բեռնվածության տարբերակները և առանձնացնել բնութագրական դեպքերը, որոնք առավելագույն են հանդիպում մեքենաների բեռնվածության ռեժիմներում:

Փոխանցիչ մեխանիզմների լիսեռների վտանգավոր հատույթներում կանոնավոր կամ դրան մոտ պարբերական բեռնվածության դեպքում առաջացած լարվածային վիճակը բնորոշվում է ցիկլային ծռող և ստատիկ ոլորող լարումների համատեղ ազդեցությամբ, ընդ որում  $\tau/\sigma = \text{const}$ : Նման բեռնվածության դեպքում լիսեռների հոգնածային դիմադրության վրա ազդող հիմնական գործոններն են լարումների կուտակիչների առկայությունը, վերադրված ստատիկ շոշափող լարումներից վտանգավոր հատվածներում լարվածային վիճակի ուժգնացումը և ոլորման առաձգապլաստիկ դեֆորմացիաներից առաջացած ամրացումը, որի աստիճանը կախված է լիսեռի նյութի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից:

Լիսեռների հոգնածային դիմադրությունը ուսումնասիրելու նպատակով կատարված են նորմալացված պողպատ 45 մակնիշից պատրաստված ( $\sigma_B = 680 \text{ ՄՊա}$ ,  $\sigma_T = 427 \text{ ՄՊա}$ ,  $\tau_B = 418 \text{ ՄՊա}$ ,  $\tau_T = 255 \text{ ՄՊա}$ ,  $\Psi = 47\%$ ,  $\text{HB} = 195 \dots 210$ )  $d = 12 \text{ մմ}$  տրամագծով փորձանմուշների զանգվածային փորձ:սրկումներ ( $\bar{N}_G = 5 \cdot 10^6$ ): Փորձարկումների արդյունքները ( $\lg \sigma - \lg N$ ) կողողինատային համակարգում մշակված են գծային կոռելյացիայի հայտնի մեթոդով և փորձարկումների յուրաքանչյուր շարքի համար ստացվել է քվանտիլային հոգնածային կորերի ընտանիքի հավասարումը:

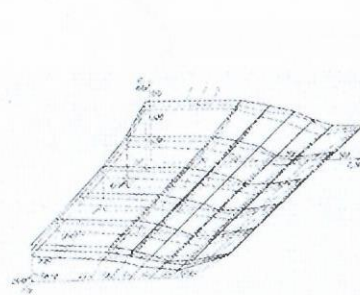
Համեմատության համար ներկայացված են հարթ ( $\tau/\sigma = 0, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4$  և  $1.65$ ,  $\bar{\sigma}_{Rz} = 268, 259, 256, 238, 233$  և  $248 \text{ ՄՊա}$ ) և կլորացմամբ ( $r/d = 0.05$ ,  $D/d = 1.25$ ,  $d_\sigma = 2.32$ ,  $\tau/\sigma = 0, 0.6, 0.8$  և  $1.0$ ,  $\bar{\sigma}_{Rz} = 160, 150, 140$  և  $120 \text{ ՄՊա}$ ) փորձանմուշների 11 խմբերի փորձարկման արդյունքները (յուրաքանչյուր խմբում  $n = 20 \dots 25$ ):

Սահմանային լարումների մակերևույթները (նկ. 1, 2), որոնք համապատասխանում են  $P = 0.1 \dots 0.999$  ջրայայման հավանականություններին, ցուցադրում են  $\bar{\sigma}_{Rz}$  դիմացկունության սահմանի վրա ստատիկ  $\tau$  շոշափող լարումների ազդեցության որակական կողմը:

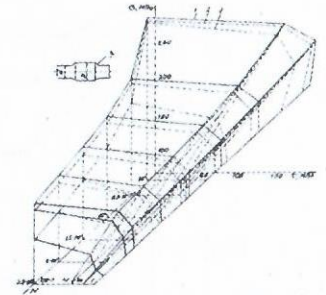
Հարթ լիսեռների դեպքում (նկ. 1) բազմացիկլային հոգնածության ողջ տիրույթում ( $N = 10^5 \dots 5 \cdot 10^6$ ), երբ  $\tau/\sigma = 0 \dots 0.6$ , դիմացկունության սահմանի փոփոխությունը գործնականորեն աննշան է ( $\approx 5\%$ ), որն արդյունք է  $\tau$ -ի շնորհիվ միաժամանակ գործող վերոհիշյալ գործընթացների փոխադարձ ազդեցությունը: Սակայն  $\tau/\sigma = 0.6 \dots 1.2$  տիրույթում  $\tau$ -ից լարվածության աճի ազդեցությունը գերազանցում է առաձգապլաստիկական ոլորումից առաջացած ամրացմանը, որի պատճառով  $\bar{\sigma}_{Rz}$ -ի անկումը կազմում է  $20 \dots 25\%$  և վերջապես  $\tau/\sigma = 1.2 \dots 1.65$  տիրույթում ամրացման ազդեցության աճի շնորհիվ տեղի ունի  $\bar{\sigma}_{Rz}$ -ի արժեքների վերականգնում մինչև ելքային մեծությունների  $0.92 \dots 0.94\%$ -ը:

(1.2...1.3)  $\sigma_1$  գերլարումների տեղամասում  $\bar{\sigma}_{RzN}$  սահմանափակ դիմացկունության սահմանի աճը հասնում է մինչև  $22 \dots 26\%$ -ի:  $\tau$ -ի հետագա աճը մինչև  $\tau \approx \tau_T$  հանգեցնում է հոգնածային դիմադրության կտրուկ անկման և լիսեռների կրողունակության լրիվ վերացման:

Կլորացումով աստիճանային լիսեռների համար (նկ. 2)  $\tau/\sigma = 0 \dots 0.6$  տիրույթում  $\tau$ -ի ազդեցությունը նույնպես աննշան է, բայց լարումների կուտակիչի առկայության պատճառով  $\bar{\sigma}_{Rz}$ -ի անկումը  $\approx 10\%$ -ի հասնում: Սահմանային լարումների մակերևույթների փոփոխման բնույթում հիմնական տարբերությունները դիտվում են  $\tau > 0.6$ -ից հետո. այս միջակայքում գերակշռում է լարումների կուտակման գործոնը, որը կուտակիչի տեղամասում կտրուկ տեղայնացնում է առաձգապլաստիկ ոլորումից առաջացած ամրացումը և խոչընդոտում լիսեռի ողջ երկարությամբ նրա տարածմանը: Այդ իսկ պատճառով լիսեռի կրողունակության կտրուկ անկումը տեղի ունի արդեն  $\tau/\sigma = 1.0 \dots 1.2$ -ից հետո, որի բնույթը չի փոխվում նույնիսկ  $\sigma_1$  գերլարումների բարձր մակարդակներում:



Նկ. 1. Սահմանային լարումների դիագրամը հարթ փորձանմուշների համար. 1, 2 և 3 մակերևույթները համապատասխանում են ջրայայման  $P = 0.1, 0.5$  և  $0.999$  հավանականությունների մակարդակներին



Նկ. 2. Սահմանային լարումների դիագրամը կլորացում ունեցող փորձանմուշների համար. նշանակումները նույնն են

Ստատիկ շոշափող  $\tau$  լարումների ազդեցությունը լիսեռների փոփոխական բարդ բեռնվածության նշված դեպքի համար երկակի է և արդյունք է միաժամանակ ընթացող մի քանի գործընթացների կախված լիսեռի երկրաչափական պարամետրերից և նրա նյութի ամրացման նկատմամբ զգայնությունից, որոնք էվրիստիկ բնույթ են կրում և հաշվարկային հայտնի մեթոդներով քանակական գնահատման չեն ենթարկվում: Այդ իսկ պատճառով նշված գործընթացների և գործոնների ինտեգրալային գնահատումը հնարավոր է իրականացնել, ստանալով սահմանային լարումների մակերևույթները նկարագրող մաթեմատիկական մոդելը մեկ ընդհանուր առնչությամբ կամ էլ պարամետրական հավասարումների համակարգի տեսքով:

**ՀԱՐԱԲԵՐԱԿԱՆ ԱՄՐՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԵՐԿԱՐԱԿԵՑՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ԳԱՀԱՏՄԱՆ ՄԵԹՈԴ ԼԻՍԵՐՆԵՐԻ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ԲԱՐԴ ԲԵՌՆՎԱԾՈՒԹՅԱՆ ԴԵՊՐՈՒՄ**

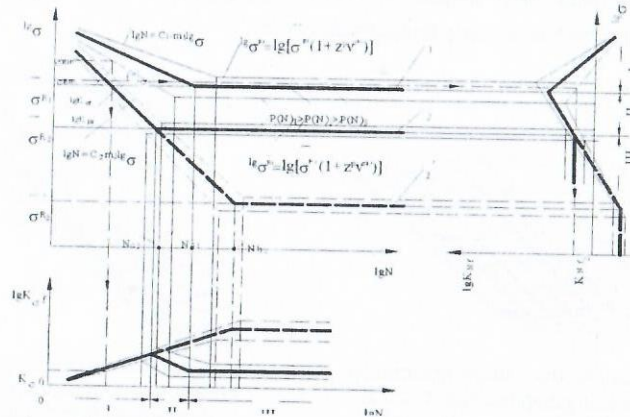
Կ. Բախանյան, Մ. Մանուկյան

Լիսեռների հոգնածային դիմադրության գնահատումն իր առանձնահատկություններն ունի, քանի որ այն առնչվում է փոփոխական բարդ բեռնվածության հատուկ դեպքին՝ ցիկլային ծռման և ստատիկ ոլորման համատեղ ազդեցությանը, շոշափող և նորմալ լարումների  $\tau/\sigma = \text{const}$  դեպքին: Նշված հարաբերությունը յուրաքանչյուր լիսեռի համար հաստատուն է և միայն փոխվում է մեխանիզմի կլինեմատիկ շրջայում մի լիսեռից մյուսին անցնելիս կամ էլ լիսեռի վրա տարբեր լարումների կուտակիչների առկայության դեպքում [1]: Այդ պատճառով էլ լիսեռների հոգնածային փորձարկումներում իրական աշխատանքային բեռնվածություն ապահովելու նպատակով  $\tau/\sigma = 0 \dots 1.8$  միջակայքում, անկախ նորմալ  $\sigma$ , գերլարումների մակարդակից, անհրաժեշտ է պահպանել  $\tau/\sigma = \text{const}$  պայմանը:

Բազմաթիվ հետազոտություններով ցույց է տրված, որ  $K_\sigma$  և  $K_N$  գործակիցները երկարակեցության և ամրության պատահական ֆունկցիաներ են, որոնք կարելի է ստանալ համատեղ լուծելով համեմատական հոգնածային փորձարկումների արդյունքով ստացված քվանտիլային հոգնածային կորերի հավասարումները: Քանի որ  $\lg K_\sigma = \lg \sigma_{RN} - \lg \sigma_{RF}$  և  $\lg K_N = \lg N - \lg N_f$ , կստանանք՝

$$K_{d\sigma}, K_\sigma, K_{F\sigma}, K_{v\sigma}, K_{K\sigma} = F_1(N, z_p), \quad (1)$$

$$K_{dN}, K_N, K_{FN}, K_{vN}, K_{KN} = F_1(\sigma, z_p): \quad (2)$$



Նկ.  $K_{\sigma f} = f(N, z_p)$  և  $K_{Nf} = \varphi(\sigma, z_p)$  ֆունկցիաների որոշումը. I, ..., III-ը՝ N-ի և  $\sigma$ -ի տիրույթներն են, իսկ 1, 2 և 2-ը՝ փորձանմուշների հոգնածային քվանտիլային կորերի ընտանիքները  $N_{G1} > N_{G2}$ ,  $N_{G1} < N'_{G2}$  դեպքերում

Հոգնածային կորերի նման (1), (2) ֆունկցիաներն ունեն երկու կամ երեք տեղամաս, որոնց սահմաններում դրանք անփոփոխ են մնում՝

$$I - N < N_{Gf} \quad (N < N_{Gf}), \quad \sigma > \sigma_{Rf} \quad (\sigma > \sigma_{Rf}),$$

$$II - N_{Gf} \leq N \leq N_G \quad (N_G \leq N \leq N_{Gf}), \quad \sigma_{Rf} \geq \sigma \geq \sigma_R \quad (\sigma_R \geq \sigma \geq \sigma_{Rf}), \quad (3)$$

$$III - N > N_G \quad (N > N_{Gf}), \quad \sigma < \sigma_R \quad (\sigma < \sigma_{Rf}):$$

Այս տեղամասերից յուրաքանչյուրում գործակիցները հաշվարկվում են տարբեր բանաձևերով, որոնք ներկայացված են աղ. 1-ում:

Աղյուսակ 1

N-ի և $\sigma$ -ի տեղամասերը		Հաշվարկային սխեմա
N	1	$\lg K_\sigma = S_1 - M_1 \lg N$
	2	$\lg K_\sigma = S_2 - M_2 \lg N$ ( $\lg K_\sigma = S'_2 + M'_2 \lg N$ )
	3	$\lg K_\sigma = S_1 - \Delta(\lg N_{Gf}/m) = \text{const}$
$\sigma$	1	$\lg K_N = \Delta C_1 - \Delta m \lg \sigma$
	2	$\lg K_N = \Delta C_2 + m_f \lg \sigma$
	3	$\lg K_N = \Delta C_1 - \Delta(m \lg \sigma_R) = \text{const}$

$$S_1 = \pm(C/m - C_f/m_f), \quad S_2 = S_1 + (\lg N_{Gf \cdot G}/m_f), \quad S'_2 = S_1 - (\lg N_{Gf \cdot G}/m_f),$$

$$M_1 = (1/m - 1/m_f), \quad M_2 = 1/m_f, \quad M'_2 = 1/m_f,$$

$$\Delta C_1 = \pm(C - C_f), \quad \Delta C_2 = \Delta C_1 - m_f \lg \sigma_{Rf},$$

$$\Delta m = \pm(m - m_f), \quad \Delta(m \lg \sigma_R) = \pm(m_f \lg \sigma_{Rf} - m \lg \sigma_R):$$

Նշված մեթոդը կիրառված է բազմացիկլային հոգնածության տիրույթում լիսեռների հոգնածային դիմադրության գնահատման համար, տարբեր երկրաչափական ուրվագիծ ունեցող լիսեռների դեպքում: Իրականացված են 25 շարք փորձարկումներ  $d=12$  մ տրամագծով և նորմալիզացված պողպատ 45 մակնիշից պատրաստված լիսեռների համար, երբ  $\tau/\sigma = 0 \dots 1.65$ :

Նկատի ունենալով լիսեռների հաշվարկային գնահատման հնարավոր բոլոր տարբերակները (1) ֆունկցիաները տարբեր գործոնների՝ բեռնվածության ռեժիմների ( $\tau/\sigma$ ), լարումների կուտակիչների ( $K_\sigma$ ) և շառավղային անցքերի խորության ( $h$ ) առանձին և համատեղ ազդեցությունը, կազմած է հաշվարկային գնահատման սխեմա (աղ 2):

Աղյուսակ 2

№	Լիսեռի տեսքը	$\tau/\sigma$	Գործոն(ներ)ի ազդեցությունը				
			$\tau/\sigma$	$K_\sigma$	$\tau/\sigma \cdot K_\sigma$	$h$	$\tau/\sigma \cdot h$
1	Հարթ (3)	0,0	-				
2		0,6	31-32				
3		0,8	31-33				
4		1,0	31-34				
5		1,2	31-35				
6		1,4	31-36				
7		1,65	31-37				
1	Կլորաց-ամբ (4)	0,0	-	31-41	31-41		
2		0,6	41-42	32-42	31-42		
3		0,8	41-43	33-43	31-43		
4		1,0	41-44	34-44	31-44		
1	Կոնական փոսիկով (Փ)	0,0	-	31-Փ1	31-Փ1		
2		0,6	Փ1-Փ2	32-Փ2	31-Փ2		
3		0,8	Փ1-Փ3	33-Փ3	31-Փ3		
4		1,0	Փ1-Փ4	34-Փ4	31-Փ4		
5		1,2	Փ1-Փ5	35-Փ5	31-Փ5		

1.		0,0	-	Յ1-Խ1	Յ1-Խ1	Փ1-Խ1	Փ1-Խ1
2.	Խուլ անցքով (Խ)	0,6	Խ1-Խ2	Յ2-Խ2	Յ1-Խ2	Փ2-Խ2	Փ1-Խ2
3.		0,8	Խ1-Խ3	Յ3-Խ3	Յ1-Խ3	Փ3-Խ3	Փ1-Խ3
4.		1,0	Խ1-Խ4	Յ4-Խ4	Յ1-Խ4	Փ4-Խ4	Փ1-Խ4
5.		1,2	Խ1-Խ5	Յ5-Խ5	Յ1-Խ5	Փ5-Խ5	Փ1-Խ5
1			0,0	-	Յ1-Ս1	Յ1-Ս1	Փ1-Ս1
2.	Սիջանցիկ անցքով (Ս)	0,6	Ս1-Ս2	Յ2-Ս2	Յ1-Ս2	Փ2-Ս2	Փ1-Ս2
3.		0,8	Ս1-Ս3	Յ3-Ս3	Յ1-Ս3	Փ3-Ս3	Փ1-Ս3
4.		1,0	Ս1-Ս4	Յ4-Ս4	Յ1-Ս4	Փ4-Ս4	Փ1-Ս4

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

1 Իսախանյան Կ. Փոխանցիչ մեխանիզմների լիսեռներում լարվածային վիճակի պարամետրերի հավանական գնահատումը // ԳՊԵՅ տարեկան գիտաժողովի նյութերի ժողովածու. - Երևան, 2001. Գ 1. - էջ 205-206.

ՀՈԳՆԱԾԱՅԻՆ ԵՐԿԱՐԱԿԵՑՈՒԹՅԱՆ ՆԿԱՐԱԳՐՄԱՆ ՎԻՃԱԿԱԳՐԱԿԱՆ ՆՄԱՆԱԿԻ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ

Ս. Գասպարյան, Լ. Շեկյան

Սեքենամասերի հոգնածային դիմադրության հավանականային հատկություններն ամբողջությամբ բնութագրվում են բաշխման ֆունկցիայով: Սեքենամասերի ամբողջումը գնահատելու դեպքում, երբ պահանջվում է դրանց գործառնման բարձր հուսալիություն, անհրաժեշտ է հոգնածային բնութագրերի բաշխման ֆունկցիայի նկարագրում քայքայման հավանականությունների լայն ընդգրկություն: Գետևաբար հոգնածային դիմադրության բնութագրերի բաշխման ֆունկցիայի ձևի ու հարաչափերի հիմնավորումը գործնական նշանակություն ունի: Ընդհանուր դեպքում որևէ ֆիզիկական համակարգ նկարագրող բաշխման ընտրությունը թելադրվում է դիտարկվող երևույթի բնույթի հասկացությամբ և ստուգվում առկա փորձարարական տվյալների միջոցով: Ներկայումս միջազգային մասշտաբով հոգնածային քայքայում նկարագրող հավանականային մոդելավորման ֆունկցիաներից ( $\arcsin \sqrt{P}$  կերպափոխություն, էքստրեմալ արժեքների տեսություն, ստանդարտ նորմալ բաշխման կերպափոխություն ներկայացնող Probit, Logit, և այլն) ուշադրություն են գրավում Վեյբուլ-Գնեդենկոյի և լոգարիթմական նորմալ բաշխման ֆունկցիաները, որոնք բնութագրվում են ֆիզիկա-վիճակագրական (վարկածային) հիմնավորումով:

Լոգարիթմական նորմալ բաշխման կիրառումը՝ որպես հոգնածային երկարակեցությունը նկարագրելու վիճակագրական նմանակ, հիմնվում է պատահական դրական մեծությունների (այս դեպքում հոգնածային ճաքի չափերի) դրա զարգացման ընթացքում իրեն ներհատուկ բազմապատկման հատկանիշի վրա ըստ հավանականության տեսության կենտրոնական սահմանային թեորեմի:

Էքստրեմալ արժեքների վիճակագրական տեսության երրորդ Վեյբուլ-Գնեդենկոյի բաշխման օրենքի կիրառումը հոգնածային երկարակեցությունը նկարագրելու համար հիմնվում է «ամենաթույլ օղակի» մտաբերման վրա՝ հոգնածային մարտկոցի ճաքի զարգացումը մինչև վերջնական քայքայում հնարավոր է նյութի արատավորված բյուրեղահատիկների համախմբից ամենաթույլի դեպքում: Այս մոտեցումն իրականացվում է փոփոխականի շարքի ամենավոր կարգային վիճակագրության ասիմպտոտիկ բաշխմամբ կազմված  $n$  ծավալի ընտրանքից:

Վերը նշված դիտարկումից կարելի է եզրակացնել, որ երկու վիճակագրական օրենքները լրացնում են միմյանց հոգնածային գործընթաց նկարագրելու համար, հետևաբար դրանք կարող են համակցվել որոշակի տեսքով՝ հոգնածային երկարակեցության կանխագուշակման խնդրում որպես կենսակայունության հավանականության վիճակագրական նմանակի արտահայտությունը՝ ստացված կոմպոզիցիայի մեթոդով ֆունկցիաներից մեկի կերպափոխության ըստ մյուսի բերվում է ստորև հավանականության ֆունկցիայի ու դրա խտության տեսքով՝

$$F(N) = 1 - \exp \left\{ -n \left[ \left( \frac{\ln N - \ln N_0}{\ln N_u} \right)^\beta - 1 \right] \right\}, \quad N \geq N_0 N_u$$

$$f(N) = \frac{n\beta}{N \ln N_u} \left( \frac{\ln N - \ln N_0}{\ln N_u} \right)^{\beta-1} \cdot \exp \left\{ -n \left[ \left( \frac{\ln N - \ln N_0}{\ln N_u} \right)^\beta - 1 \right] \right\}$$

որտեղ  $N$ ,  $N_0$  և  $N_u$  լարումների տրված արժեքների դեպքում գումարային ցիկլերի, բնութագրիչ և նվազագույն ցիկլերի թվերն են՝ համապատասխանաբար: Գումարային ցիկլերի քանակը որոշվում է լաբորատոր ստանդարտ փորձանմուշի միջին հոգնածության սահմանի միջոցով՝ վերահաշվված հոգնածային քայքայման վիճակագրական նմանության հավասարումով ըստ տրված չափի ու լարումների կուտակիչի մեքենամասի համար [1], կամ այդ մեքենամասի վիճակագրական հարաչափերի միջոցով, եթե դրանք առկա են, կիրառելով լոգարիթմական էքստրեմալ հավանականային թուր [2]:

Գրականության

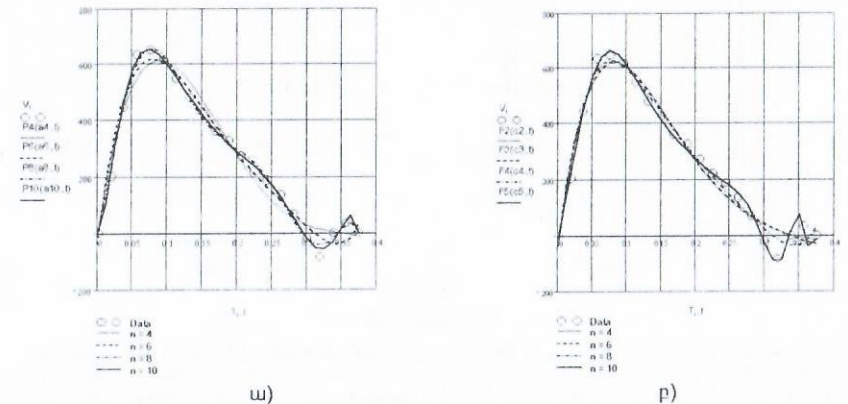
1. Кораев В. П. и др. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. - М.: Машиностроение, 1985. - 223 с.
2. Gumbel E.J. Statistics of extremes. "Columbia University Press" New York, 1962.

ԱՐՅԱՆ ԲՆԱԿԱՆՈՆ ՀՈՍՔԻ ԾԱՎԱԼԱՅԻՆ ԱՐԱԳՈՒԹՅԱՆ ՏԻՊԱՅԻՆ ԿԱՆՎԱԾՈՒԹՅԱՆ ՄԱԹԵՄԱՏԻԿԱԿԱՆ ՆԵՐԿԱՅԱՑՈՒՄԸ

Ֆ. Արզումանյան

Արտի վիրահատությունների ժամանակ արյան արհեստական շրջանառության (ԱՍՇ) մեթոդի լայն կիրառմամբ պայանավորված, խիստ կարևոր է ժամանակակից պահանջներին բավարարող ԱՍՇ ապահովող սարքերի նախագծումը՝ մասնավորապես ԱՍՇ-ի ժամանակ արյան ընդհատում հոսք և ֆիզիոլոգիական մոտ օրենքով փոփոխվող արյան հոսքի ծավալային արագություն (ԱՅՕԱ) ապահովող պոմպի նախագծումը: Վերջինիս իրագործումը հնարավոր է միայն հիվանդի անոթային համակարգ մոլոր արյան հոսքի միջինացված ստուգանմուշային ծավալային արագության և ժամանակի կախումը ներկայացնող բանաձևի առկայության դեպքում, որը կարելի է ստանալ հայտնի հետազոտական և փորձարարական տվյալների մաթեմատիկական մշակմամբ:

ԱՅՕԱ՝ ժամանակից կախման մաթեմատիկական ներկայացման համար օգտվենք նկ. 1-ում բերված ( $T - t$ ) միջինացված փորձարարական տվյալներից [1]:



Նկ. 1

Ելնելով այդ կախման բնույթից՝ որպես մոտարկող ֆունկցիաներ դիտարկենք

$$P_n(a, t) = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + \dots + a_{n-1} \cdot t^{n-1} + a_n \cdot t^n \quad (n = 3 \div 10) \quad (1)$$

$n$  աստիճանի բազմանդամները և

$$F(b, a, t) = b_0 \cdot e^{b_1 t} \sin(P_n(a, t)) \quad (n = 2 \div 5) \quad (2)$$

տիպի ֆունկցիաները:

$(T-V)$  փորձարարական տվյալներից հայտնի մեթոդներով [2, 3] ստացված որոնելի  $a_0, a_1, \dots, a_n$  և  $c = [b_0, b_1, a_0, a_1, \dots, a_n]$  գործակիցներով (1) և (2) տիպի մոտարկող ֆունկցիաներից մի քանիսի գրաֆիկները բերված են համապատասխանաբար նկ. 1ա-ում և նկ. 1բ-ում: Աղյուսակ 1-ում և աղյուսակ 2-ում բերված են համապատասխանաբար (1) և (2) տիպի մոտարկող ֆունկցիաների կոռեկցիայի  $R$  գործակիցի և  $\Delta$  նվազագույն միջին քառակուսային շեղման արժեքները:

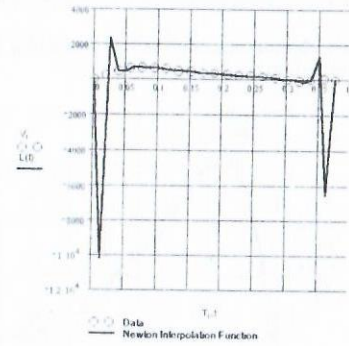
n	R	$\Delta$
3	0.9637	4067.6
4	0.9812	2129.39
5	0.9873	1441.93
6	0.9875	1412.27

n	R	$\Delta$
2	0.966	1763.86
3	0.9713	1702.88
4	0.9841	1105.06
5	0.9941	185.38

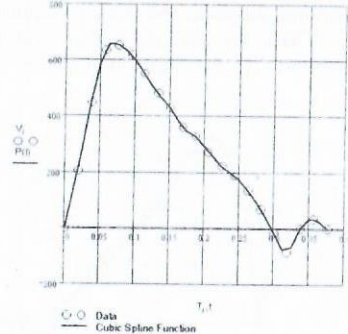
Նկ. 2-ում բերված են  $(T-V)$  փորձարարական տվյալներով ներկայացվող կորդինատներ ունեցող կետերով միջարկումային հանգույցներով տարված  $N$  կուտոնի միջարկումային բազմանդամի (նկ. 2ա) «սպլայն-ֆունկցիայի» օգնությամբ ստացված միջարկումային ֆունկցիայի (նկ. 2բ) գրաֆիկները:

Վերլուծելով ընտրված մեթոդներով ստացված արդյունքները կարելի է կատարել հետևյալ եզրակացությունները՝

- Ընդհանուր դեպքում, տարբեր  $(T-V)$  փորձարարական տվյալների միջհանգուցային միջանկյալ արժեքների որոշման համար նպատակահարմար է օգտվել միջարկումային մեթոդից:
- Հաշվի առնելով հանգույցների (փորձարարական տվյալների) փոքր թվով պայմանավորված միջարկումային միջհանգուցային մեծ շեղումները (նկ. 2ա) նպատակահարմար է օգտվել «սպլայն-ֆունկցիայի» միջարկումային մեթոդից:
- Որպես ստուգանմուշային ընտրված  $(T-V)$  կախումը ներկայացնող փորձարարական տվյալների դեպքում նպատակահարմար է օգտվել (1) և (2) մոտարկող ֆունկցիաներից:



ա)



բ)

Նկ. 2

Գրականություն

1. Каро К., Педан Т., Шротер Р., Сид У. Механика кровообращения. - М.: Мир, 1981. - 624 с.
2. Демидович Б. П., Марон И. А. Основы вычислительной математики. - М.: Наука, 1970. - 664 с.
3. Демидович Б. П., Марон И. А., Шувалов Э. З. Численные методы анализа. М.: Наука, 1967. - 368 с.

ԱՂՏՈՒԿԻ ՆՎԱԶԵՑՄԱՆ ԵՂԱՆԱԿՆԵՐԸ ԱՐԱԳԸՆԹԱՑ ՆՎԱՍՏՈՂԵԼԻ ՀԱՐԺՄԱՆ ԸՆԹԱՑՔՈՒՄ

Ս. Ղևորգյան, Ա. Շահազիզյան

Դեմաֆերացման հարցը նավամոդելներում կարևոր նշանակություն ունի, քանի որ դրանից է կախված կրող տարրերի սեփական տատանումների ռեզոնանսային ձևերի ձայնա-

լին ճառագայթումը: Հայտնի է, որ դեմաֆերացնող նյութը կարող է կլանել տատանման էներգիան այն դեպքում, երբ դեմաֆերացվող նյութերի մեջ ստեղծվում է բավարար կոնտակտ [1,2]: Եթե սպահանջվում է, որ նյութը ունենա բավականին մեծ դիմադրության գործակից, ապա այն պետք է լինի բավականին կոշտ: Թեթև նյութի շերտը, որը ամրացված է սալին, կուստանովի սալի հետ, սակայն տատանումները գրեթե չեն մարի: Որպեսզի ստանանք անհրաժեշտ մարման գործակից, պետք է օգտագործվեն խեժեր, ինչպես նաև մետաղական փոշիով ներծծված ռետինե կամ խեժե միացություններ, որտեղ ներքին հարմարեցումները միկրոսկոպիկ անհամասեռությունները և շփման վրա լրացուցիչ կորուստները էապես մեծացնում են դեմաֆերացման հատկությունը: Փորձերը ցույց են տալիս, որ դեմաֆերացնող միայն մեկ շերտի կիրառության դեպքում դժվար է հասնել բավարար մարման: Առավել արդյունավետ է բազմաշերտ կոնստրուկցիաների կիրառումը, որտեղ դեմաֆերացնող շերտերը հաջորդում են կոնստրուկցիային կոշտություն հաղորդող շերտերին: Այս դեպքում մարման գործակիցը կարելի է դարձնել ավելի քան 0.1:

Ելնելով դրանից, ինչպես նաև ժամանակակից նավամոդելների վրա առաջադրված այլ պահանջներից մեծ արագություն, փոքր քաշ, փոքր դիմադրություն, մեծ ամրություն և կոշտություն, ստատիկ լողունություն, աղմուկի սահմանափակում, մեր կողմից կիրառվել են պատրաստման ոչ ավանդական լուծումներ՝ օգտագործելով ժամանակակից կոմպոզիցիոն նյութեր [3]:

Վերը նշված պայմանները բավարարելու համար նավամոդելի իրանի կոնստրուկցիոն տարրը պատրաստվում է հինգ շերտերից, որոնք ըստ հերթականության հետևյալն են՝ ալյումինե նրբաթիթեղ, ածխեգործվածք, կելվար, բալզա փայտ, ալյումինե նրբաթիթեղ: Նշված նյութերը միմյանց հետ ամրակցված են պլաստիֆիկացված K-115 մակնիշի էպոքսիդային խեժով մակերևութային ճնշման եղանակով: Տվյալ նյութերի համադրությունը և պատրաստման տեխնոլոգիան թույլ են տալիս ստանալ մեծ տեսակարար ամրություն և կոշտություն ելնելով ընտրված նյութերի հատկություններից (փայտե շերտի շնորհիվ շերտերը միմյանցից հեռացնելուց, պատրաստման տեխնոլոգիայից և այլն): Սինուոյն ժամանակ շերտերի նյութերի ֆիզիկա-մեխանիկական բնութագրերի կտրուկ փոփոխությունը օժանդակում է տատանումների մարմանը, ռեզոնանսային երևույթների բացառմանը և հատկապես աղմուկի նվազեցմանը, որը ելակետային է արագընթաց նավամոդելների համար առաջադրված սպորտային սահմանափակումներից ելնելով: Կոնստրուկցիոն տարրերի միջև շերտերի գլխավոր առանցքները գոյալկան անկյուն են կազմում միմյանց նկատմամբ և ուղղված են իրանի երկայնական ուղղությամբ, ապահովելով նշված ուղղությամբ մաքսիմալ ամրություն և կոշտություն:

Ալյումինե նրբաթիթեղները, տեղակայված ամենավերին և ստորին հատվածներում, տալիս են համակարգին մեծ ամրություն, հեշտացնում են պատրաստման տեխնոլոգիան և առավելապես նպաստավոր են ազդում մեծ արագություններով շարժման ժամանակ համակարգի մակերևութային դիմադրության նվազման համար, օժտված լինելով ի սկզբանե ողորկ մակերևութով:

Երկրորդ շերտը կելվարե գործվածքը, օգտագործված նյութերի մեջ օժտված է ամենաբարձր մեխանիկական ցուցանիշներով, սիմետրիկ լինելով գլխավոր և 90 աստիճանով շեղված առանցքներում՝ համակարգի գլխավոր ուժային էլեմենտներից մեկն է:

Կելվարե գործվածքին հաջորդող ածխեգործվածքը, տեղակայված շերտերի միջնամասում, համակարգին տալիս է մեծ կոշտություն ելնելով գլխավոր առանցքի ուղղությամբ գործվածքի բարձր ֆիզիկա-մեխանիկական հատկություններից: Սինուոյն ժամանակ այն ունենալով առավել բարձր կապակցման հատկություններ, բալզա փայտի և կելվարե գործվածքի հետ էպոքսիդային խեժի միջավայրում ստեղծում է ամուր կապ այդ երեք շերտերի միջև:

Բալզափայտը նպաստում է մերին և ստորին շերտերը միմյանցից հեռացնելուն, օժանդակում է տատանման մարմանը, պատրաստման տեխնոլոգիային և փոքր քաշի, մեծ տեսակարար ամրության և հեշտ նվազման շնորհիվ անփոխարինելի նյութ է արագընթաց նավամոդելներում կիրառելու համար:

Որպես կապակցող նյութ օգտագործված պլաստիֆիկացված K-115 էպոքսիդային խեժը, շնորհիվ բարձր աղգեզիայի, թրծման հնարավորության, բարձր առաձգականության, ցածր թրջելիության, բավարար ջերմակայունության գրեթե ամրողությամբ բավարարում է դեմաֆերացնող նյութին առաջադրված ֆիզիկա-մեխանիկական պահանջներից:

Գրականություն

1. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. - М.: Мир. - 1971.
2. Вибрация в технике //Машиностроение. - Т. 6, 1981.
3. Ղևորգյան Ս., Սուտայեյան Ս., Շահազիզյան Ա. Արագընթաց նավամոդելներում կիրառվող բալզափայտ-կելվար-ածխեպլաստ կոմպոզիցիայի մեխանիկական հատկությունների որոշումը: ՀԳՖՀ-ի տարեկան գիտաժողով, նյութերի ժողովածու. - Երևան, - ՀԳՖՀ. - 2001, հատոր 1, հատոր 2.

ПОЛЗУЧЕСТЬ УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

М. Мурадян, С. Геворкян

Как известно, для углеродистых сталей при температурах выше 1100°C-1200°C существенную роль играет ползучесть, связанная с процессами пластического течения по границам зерен, где с большой скоростью осуществляется самодиффузия. Основными примесями, влияющими на механические характеристики этих сталей, являются С, Мп, Р, S.

В разных марках углеродистых сталей содержание марганца, фосфора и серы примерно одинаковое, а двухфазные зоны Fe-Mn и Fe-P на диаграммах течения [1] расположены выше температуры солидуса сплава Fe-C. Поэтому существенное влияние на скорость высокотемпературной ползучести эти элементы оказать не могут.

Основываясь на приведенных рассуждениях в рамках феноменологической теории ползучести, можно предложить уравнение состояния при высоких температурах для углеродистых сталей следующего вида [2]:

$$\dot{\epsilon} = f(\sigma, T) \psi(c, T) \varphi(T) \quad (1)$$

Можно удовлетворить приведенным физическим требованиям, выбирая выражение для  $f(\sigma, T)$  в следующем виде:

$$f(\sigma, T) = A \left[ \sigma + (1 - \theta) \sigma^n \right] \quad (2)$$

$$\theta = \frac{T}{T_1(kc)} \quad (3)$$

где  $T_1$  - температура ликвидуса при заданной концентрации углерода в стали;

$T$  - температурная функция;  $c$  - средняя концентрация углерода в стали;

$A, m, n$  - постоянные, которые определяются на основе результатов экспериментов;

$k = c / c_3$  - коэффициент распределения углерода в межзеренных границах;

$c_3$  - реальная концентрация углерода в межзеренных границах;

$\varphi(c, T)$  - функция влияния концентрации углерода в стали, на величину скорости ползучести.

Для уточнения полученных результатов и определения постоянных аппроксимации нами совместно со специалистами Института механики МГУ им. Ломоносова в лаборатории ползучести металлов под руководством д-ра физ.-мат. наук профессора С.А. Шестерикова проведены эксперименты на ползучесть для стали марки Ст.3 и Ст.45 при температурах 1100°C, 1200°C, 1250°C и 1300°C.

Эксперименты проводились по стандартной методике в инертной среде (аргон), исключаяющей окисление поверхности испытываемого образца. На основе полученных экспериментальных результатов построены некоторые кривые ползучести для Ст.3 (рис.1 и 2).

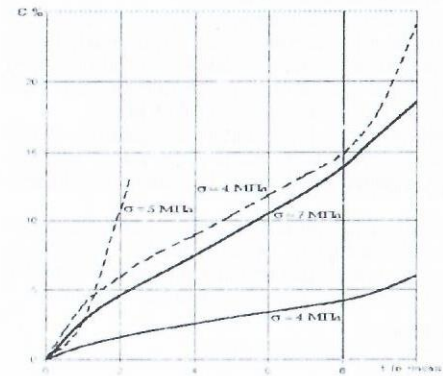


Рис.1

--- T = 1200°C    ---- T = 1100°C

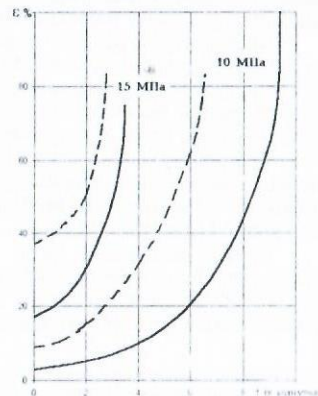


Рис.2

--- T = 1250°C    ---- T = 1300°C

Как показывают результаты экспериментов при температурах до 1200°C на кривых ползучести четко выделяется участок установившейся ползучести, когда скорость деформации при постоянном напряжении является неизменной величиной и определяется величиной приложенного напряжения и температурой. При этом начальный неустановившийся участок сравнительно невелик, и поэтому им можно пренебречь в диапазоне температур 200°C - 1100°C. При более высоких температурах установившийся участок ползучести на экспериментальных кривых практически отсутствует, а долговечность определяется несколькими минутами.

Литература

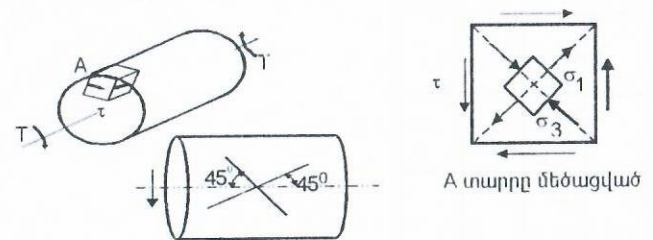
1. Гуляев А.П. Металловедение. - М.: Металлургия, 1977.
2. Мурадян А.М. Варданян В.А. О ползучести углеродистой стали при высоких температурах // Известия АН АрмССР. Серия технических наук. - 1991. Т. XLIV, N4.
3. Odqvist F.K.G. Mathematical theory of creep and creep rupture. - Oxford. Clarendon Press, 1974.

ԵՌԱՎԱԼՎԱԾ ԿՆՈՐ ՀԱՏՈՒՅԹՈՎ ՆՄՈՒՇՆԵՐԻ ԶԳՄԱՆ ԵՎ ՈԼՈՐՄԱՆ ՓՈՐՁԱՐ-ԿՈՒՄՆԵՐԻ ԴԵՊՔՈՒՄ ԱՌԱՋԱՑԱԾ ՊԼԱՏԻԿ ԴԵՖՈՐՄԱՑԻԱՆԵՐԻ ԳՆԱՀԱՏՈՒՄԸ  
Գ. Պետրոսյան, Գ. Մամիկոնյան

Աշխատանքը նվիրված է եռակաված պողպատից պատրաստված կլոր հատույթով տարրեր ծակոտկենության նմուշների ձգման և ոլորման տակ փորձարկումների արդյունքների [1] ճշակմանը: Նյութի իրական հատկությունների որոշումը իրականացվում է ժամանակակից դասական և ծակոտկեն նյութերի պլաստիկության տեսության հիման վրա [2]: Ստացված արդյունքների համեմատությամբ բացահայտվել են ոլորման փորձարկումների առանձնահատկությունները: Ցույց է տրվել, որ ձգման դեպքի համեմատ ոլորման ժամանակ նյութի մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների ենթարկման պատճառը երկրորդ գլխավոր լարման սեղմող բաղադրիչի առկայությունն է:

Նմուշների ձգման փորձարկումները կատարվել են հիդրավլիկական մածուցի վրա [1]: Արդյունքում ստացվել են տարրեր ծակոտկենության նմուշների ձգման դեպքում  $\sigma_{\text{ժամ}}$ -ամրության և  $\sigma_H$ - պայմանական հոսունության սահմանների, նմուշի քայքայումից հետո  $\epsilon$ -մնացորդային հարաբերական երկարացման և  $\psi$ -մնացորդային լայնական նեղացման արժեքները:

Եռակաված կլոր հատույթով նմուշը ոլորման դեպքում հոծի նման ենթարկվում է մաքուր սահքի (Նկ. 1,  $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau$ ):



Նկ. 1

Զգման (գլխավոր դեֆորմացիաները  $\epsilon_1 = \epsilon$ ,  $\epsilon_2 = \epsilon_3 = -\epsilon/2$ ) և ոլորման ( $\epsilon_1 = -\epsilon_3 = \gamma_{\text{max}}/2$ ,  $\epsilon_2 = 0$ ) դեպքերում ծակոտկեն երկաթի պլաստիկ հատկությունների գնահատման համար [1]-ում կատարվել է համեմատություն, այդ տիպի լարվածային վիճակների դեպքում քայքայմանը համապատասխանող առավելագույն «փրական» սահքերը հաշվարկված հետևյալ բանաձևերով

$$g_{\text{ձգ}} = 1.5\epsilon = 1.5 \ln \frac{1}{1-\psi} \approx 1.5 \ln \frac{1}{l_0} \quad (1)$$

$$g_{\text{ոլ}} = \ln \left[ 1 + \frac{\gamma_{\text{max}}^2}{2} + \gamma_{\text{max}} \sqrt{1 + \frac{\gamma_{\text{max}}^2}{4}} \right] \quad (2)$$

որտեղ  $l$  և  $l_0$  - ձգման դեպքում մոնոլի երկարությունը քայքայումից առաջ և հետո,  $\gamma_{\max} = \varphi_{\max} \cdot a/l$  քայքայմանը համապատասխանող լայնական հատույթի ուրվագծի պայմանական սահման է,  $\varphi_{\max}$  առավելագույն ոլորման անկյունն է,  $l$  և  $a$  մոնոլի երկարությունը և շառավիղը: Նշենք, որ այդ բանաձևերը, հաշվի չեն առնում մոնոլի երկայնքով տեղային անհավասարաչափ դեֆորմացիաները և հիմնավորված չեն:

Ելնելով վերոհիշյալից՝ անհրաժեշտություն է առաջանում եռակալված նյութերի պլաստիկ դեֆորմացիաների գնահատման համար օգտագործել կամ դասական (մոտավոր ձև), կամ ծակուտկեն նյութերի պլաստիկության տեսության հիման վրա ստեղծված նյութերի ընդհանրացված բնութագրերը: Մասնավորապես  $\varepsilon_1$  - դեֆորմացիաների ինտենսիվությունը և  $\varepsilon_{\text{հստ}}$  - համարժեք դեֆորմացիան [2]

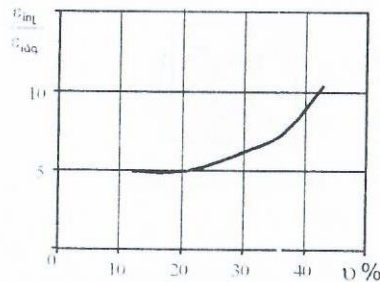
$$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\text{հստ}} = \beta^{2n-0.5} \sqrt{\frac{[(2/9)((\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2)] +}{+(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3)^2 / 9 \alpha^m}}, \quad (4)$$

որտեղ  $\alpha$ ,  $\beta$  ծակուտկենության ֆունկցիաներն են,  $m, n$  - ծակուտկենության պարամետրերն են:

Այս աշխատանքում կատարվել են նյութերի ձգման և ոլորման պլաստիկ դեֆորմացիաների որոշման գործընթացների գնահատում մոտավոր ձևով, օգտագործելով  $\varepsilon_1$ : Հաշվարկման տվյալները բերված են հետևյալ աղյուսակում, իսկ  $\varepsilon_{\text{մո}}$ / $\varepsilon_{\text{ծգ}}$  - Գրաֆիկը պատկերված է նկ.2-ում:

r, %	Չ զ ՈՒ Մ			Ո Լ ՈՐ ՈՒ Մ				$\frac{\varepsilon_{\text{մո}}}{\varepsilon_{\text{ծգ}}}$
	$\psi$ , %	$\varepsilon_1 = \varepsilon$	$\varepsilon_{\text{ծգ}}$	$\varphi_{\max}$ ասղ	$\gamma_{\max}$	$\varepsilon_1 = \gamma_{\max}/2$	$\varepsilon_{\text{մո}}$	
0	-	-	-	-	-	-	-	-
12	8.75	0.096	0.096	10.0	0.80	0.40	0.47	4.9
21	5.56	0.059	0.059	6.3	0.5	0.25	0.29	5
31	2.53	0.026	0.026	3.4	0.28	0.14	0.16	6.3
37	1.48	0.015	0.015	2.4	0.19	0.096	0.11	7.6
43	0.79	0.008	0.008	1.8	0.14	0.07	0.083	10.5



Նկ. 2

Ինչպես տեսնում ենք, պլաստիկ դեֆորմացիաները ոլորման դեպքում բավականին մեծ են ձգման դեպքի համեմատ, և այն մեծանում է նյութի ծակուտկենության մեծացմամբ: Դա բացատրվում է ոլորման դեպքում լայնականի վիճակի երկրորդ սեղծող ( $\sigma_3 = -\tau_{\max}$ ) բաղադրիչի առկայությամբ:

#### Գրականություն

1. Писаренко Г.С., Троценко В.Г., и др. Исследование механических свойств пористого железа при растяжении и кручении //ИИМ. Сообщение 1. - 1963, №6, 42-48с.
2. Петросян Г.А. Пластическое деформирование пористых материалов. - М: Металлургия, 1988. - 153с.

## Օ ՈՏԻՄՄԵՏՐԻՇՈՄ ՎԴԱՎԼԻՎԱՆԻԻ ԴՎՄՄ ԶԵՏՔԻՒՅՏ ՏՄՏԱՄՓՈՎ Վ ՍՄՐՈՒՅՈՒՄ ՈՐՏՈՏՐՈՍՆԻՍ ԲՈՒԼՈՒՍՏՈՒՄ, ՕՏԼԱԲԵՆՆՈՒՄ ՎՆՄՏՐԵՆՆԻՄ ՎԵՐՏԻԿԱԿԱԼՆԻՄ ԿՈՆԵՇՆՈՒՄ ՐԱԶՐԵԶՈՄ

Ա. Գրիգորյան  
/Kanan/

В настоящей работе рассматривается плоская несимметричная контактная задача для упругой, ортотропной полуплоскости ( $z \geq 0; |x| < \infty$ ), ослабленной внутренним, вертикальным конечным разрезом ( $c < z < d$ ), когда на участках  $(-b_2; -a_2)$  и  $(a_1; b_1)$  горизонтальной границы ( $z = 0$ ) полуплоскости приложены два жестких штампа с произвольной гладкой формы, расположенных несимметрично относительно оси разреза ( $x = 0$ ).

Предполагается, что трение между штампами и полуплоскостью отсутствует. На краях разреза действует произвольное нормальное давление.

Решение задачи представлено как сумма решений смешанных задач для двух квадрантов, разделенных осью разреза ( $i = 1$  - для правого квадранта,  $i = 2$  - для левого квадранта).

Задача решается методом Фурье в перемещениях. Решение представлено в виде сумм интегралов Фурье:

$$U_x^{(i)}(x, z) = \frac{(-1)^{i+1}}{c_{11}} \int_0^{\infty} \alpha \bar{U}^{(i)}(\alpha, z) \cos \alpha x d\alpha + \frac{(-1)^i}{c_{11}} \int_0^{\infty} \beta \bar{U}^{(i)}(\beta, x) \cos \beta z d\beta \quad (1)$$

$$U_z^{(i)}(x, z) = \frac{(-1)^{i-1}}{c_{44}} \int_0^{\infty} \alpha \bar{W}^{(i)}(\alpha, z) \sin \alpha x d\alpha + \frac{1}{c_{44}} \int_0^{\infty} \beta \bar{W}^{(i)}(\beta, x) \sin \beta z d\beta$$

ԴՁԵ

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{U}^{(i)}(\alpha, z) \\ \bar{U}^{(i)}(\beta, z) \end{array} \right\} = \sum_{j=1}^2 \Delta_1(t_j) \left\{ \begin{array}{l} A_j(\alpha) \\ B_j(\alpha) \end{array} \right\} e^{-\alpha_j z}; \quad \left\{ \begin{array}{l} \bar{W}^{(i)}(\alpha, z) \\ \bar{W}^{(i)}(\beta, z) \end{array} \right\} = \sum_{j=1}^2 \Delta_2(t_j) \left\{ \begin{array}{l} A_j(\alpha) \\ B_j(\alpha) \end{array} \right\} e^{-\alpha_j z} \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{U}^{(i)}(\beta, z) \\ \bar{U}^{(i)}(\alpha, z) \end{array} \right\} = \sum_{k=1}^2 \Delta_1(t_k) \left\{ \begin{array}{l} C_k(\beta) \\ D_k(\beta) \end{array} \right\} e^{-(\beta_k) z}; \quad \left\{ \begin{array}{l} \bar{W}^{(i)}(\beta, z) \\ \bar{W}^{(i)}(\alpha, z) \end{array} \right\} = \sum_{k=1}^2 \Delta_2(t_k) \left\{ \begin{array}{l} C_k(\beta) \\ D_k(\beta) \end{array} \right\} e^{-(\beta_k) z}$$

Определение  $\Delta_1(t_j)$  и  $\Delta_2(t_j)$  дано в работе [1]. Незвестные функции интегрирования  $A_j(\alpha)$ ,  $B_j(\alpha)$ ,  $C_k(\beta)$  и  $D_k(\beta)$  определяются, используя граничные условия и условия полного контакта квадрантов:

$$\begin{aligned} \sigma_z^{(1)}(x, 0) &= 0, & 0 < x < a_1; & \sigma_z^{(2)}(x, 0) &= 0, & -a_2 < x < 0 \\ U_z^{(1)}(x, 0) &= f_1(x); & a_1 \leq x \leq b_1; & U_z^{(2)}(x, 0) &= f_2(x); & -b_2 \leq x \leq -a_2 \\ \sigma_z^{(1)}(x, 0) &= 0; & b_1 < x < \infty; & \sigma_z^{(2)}(x, 0) &= 0; & -\infty < x < -b_2 \\ \tau_{xz}^{(1)}(x, 0) &= 0, & 0 < x < \infty; & \tau_{xz}^{(2)}(x, 0) &= 0; & -\infty < x < 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\sigma_x^{(1)}(0, z) = \sigma_x^{(2)}(0, z); \quad \tau_{xz}^{(1)}(0, z) = \tau_{xz}^{(2)}(0, z); \quad 0 < z < c$$

$$U_x^{(1)}(0, z) = U_x^{(2)}(0, z); \quad U_z^{(1)}(0, z) = U_z^{(2)}(0, z); \quad 0 \leq z \leq c$$

$$\sigma_x^{(1)}(0, z) = f_3(z); c < z < d; \quad \sigma_x^{(2)}(0, z) = f_3(z); \quad c < z < d$$

$$\tau_{xz}^{(1)}(0, z) = 0; \quad c < z < d; \quad \tau_{xz}^{(2)}(0, z) = 0; \quad c < z < d$$

$$\sigma_x^{(1)}(0, z) = \sigma_x^{(2)}(0, z); \quad \tau_{xz}^{(1)}(0, z) = \tau_{xz}^{(2)}(0, z); \quad d < z < \infty$$

$$U_x^{(1)}(0, z) = U_x^{(2)}(0, z); \quad U_z^{(1)}(0, z) = U_z^{(2)}(0, z); \quad d < z < \infty$$

Пользуясь основными соотношениями теории упругости [2], можно все компоненты упругого поля выразить через неизвестные функции интегрирования. Удовлетворяя условиям (3), получены интегральные соотношения и „тройные“ интегральные уравнения, которые решены на основе методов, указанных в работах [3-5], и используя [6].

После решений „тройных“ интегральных уравнений определение неизвестных функций интегрирования приведено к решению системы из двух интегральных уравнений типа Фредгольма второго рода:

$$A_1^*(y) = \Omega_1(y) + \int_0^{\infty} K_1(y; \alpha) A_1^*(\alpha) d\alpha + \int_0^{\infty} K_2(y; \alpha) B_1^*(\alpha) d\alpha \quad (4)$$

$$B_1^*(y) = \Omega_2(y) + \int_0^{\infty} K_3(y; \alpha) A_1^*(\alpha) d\alpha + \int_0^{\infty} K_4(y; \alpha) B_1^*(\alpha) d\alpha$$

Здесь  $A_1^*(\alpha) = \alpha^2 A_1(\alpha)$ ,  $B_1^*(\alpha) = \alpha^2 B_1(\alpha)$ . Доказав разрешимость системы (4) для данного материала, можно определить  $A_1^*(y)$  и  $B_1^*(y)$ .

Далее, после нахождения искомого функций, используя основные соотношения теории упругости [2], можно определить напряжения, деформации и перемещения в любой точке полуплоскости.

#### Литература

1. Мелкумян С.А., Григорян А.Ж. Доклады НАН Армении. - 1997. - Т.97, №04. - С. 37-43.
2. Саркисян В.С. Некоторые задачи математической теории упругости анизотропного тела. - Ереван, 1976. - 535 с.
3. Топоян В.С., Мелкумян С.А. ДАН АрмССР. - 1997. - Т. 65, №02. - С. 122-127.
4. Мелкумян С.А., Григорян А.Ж. Доклады НАН Армении. - 2001. - Т.101, №02. - С.135-141.
5. Григорян А.Ж. Сб.науч.трудов конф. ЕГУ. - 1997. - С. 216-219.
6. Градштейн И.С., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. - М.: Физматгиз, 1962. - 1100 с.

## О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БЕЗАСБЕСТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ТИПА БАСТЕНИТ В ПАРАХ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

А.Погосян, Н.Меликсетян, Н.Ламбарян  
/Вагазор/

Эксплуатационные испытания свидетельствуют, что причиной снижения работоспособности пар трения сухих муфт сцепления коробки передач автомобильных кранов с телескопическими стрелами является недопустимо высокий уровень поверхностных температур, обусловленный, в основном, крайне неравномерным распределением по поверхностям дисков удельной мощности сил трения. Обеспечение существенного снижения температурного режима работы пары трения за счет конструктивных решений представляется проблематичным, поэтому перспективным является применение муфт сцепления с принудительным охлаждением потоком жидкости.

В конструкциях таких муфт за рубежом используются различные керамические и органические фрикционные материалы. При этом важным направлением является использование в этих парах трения безасбестовых фрикционных композиционных материалов.

В работе представлены результаты сравнительных испытаний керамических материалов на медной основе марки М-140 и фрикционных безасбестовых композитов типа БАСТЕНИТ, разработанных нами для сухих пар трения, в частности для тормозов [1].

Эксперименты проводились на лабораторной установке И-47-К-54 при удельном давлении 1,0 МПа. Пара трения работала в условиях принудительного охлаждения потоком жидкости с использованием охлаждающего масла типа М10Б2 при расходе  $0,4 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с. Поверхностная температура при экспериментах не превышала 240°C.

Результаты испытаний представлены в таблице.

Таблица

Результаты испытаний фрикционных материалов

Параметр	М-140	БАСТЕНИТ				
		Б - 1	Б - 2	Б - 3	Б - 4	Б - 5
Коеф. трения	0,036-0,05	0,07-0,1 0,25-0,31	0,08-0,12 0,35-0,41	0,09-0,13 0,48-0,6	0,08-0,12 0,5-0,6	0,07-0,1 0,36-0,4
Макс. поверхн.-ая темп., °С	220	210	220	230	220	210
Износ $\times 10^{-5}$ , гр/Дж	0,06	0,07 0,72-0,8	0,07 1,8-2,1	0,07 1,85-2,1	0,06 1,8-2,2	0,06 1,7-2,1

Примечание. В знаменателе указаны аналогичные значения параметров в условиях сухого трения.

Анализ результатов показывает, что безасбестовые материалы типа БАСТЕНИТ обладают более высокими и стабильными коэффициентами трения, меньшей склонностью к релаксационным явлениям и отсутствием схватывания при работе с чугуном марки СЧ20. Они более предпочтительны, чем металлокерамические и их применение в узлах жидкостного трения безусловно целесообразно.

#### Литература

1. Погосян А.К., Сысоев П.В., Меликсетян Н.Г. и др. Фрикционные композиты на основе полимеров. - М.: Информттрибо, 1992. - 218с.

## ԱՌԱՉՁԱԿԱԼՈՒԹՅԱՆ ՀԱՐԹ ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ԽՆԴՐԻ ՄԻ ԻՆՏԵԳՐԱԼ ՀԱՎԱՍԱՐՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Վ.Արսենյան  
/Վանաձոր/

Դիտարկվում է առաձգականության հարթ տեսության խնդրի լուծման ինտեգրալ հավասարումների մեթոդը՝ մասնավորապես Դ.Ի.Շերմանի ինտեգրալ հավասարումները, երբ բազմակապ տիրույթի եզրագծի վրա տրված են տեղափոխություններ (I խնդիրը) կամ լարումներ (II խնդիրը), ինչպես նաև խառը խնդրի հավասարումները, երբ եզրագծի մի մասի վրա տրված են տեղափոխություններ, իսկ մյուս մասի վրա՝ լարումներ: Առաձգական տիրույթում որոնում են  $\varphi(z)$  և  $\psi(z)$  անալիտիկ ֆունկցիաները, որոնք  $L (L = L_0 + L_1 + \dots + L_m)$  եզրագծի վրա բավարարում են հետևյալ պայմանին [1]

$$K\varphi(t) + t\varphi'(t) + \psi(t) = f(t) + C_k; \quad (1)$$

ընդ որում, I խնդրի դեպքում  $K = -\chi$ ,  $C_k = 0$ , որտեղ  $\chi$ -ֆիզիկական հաստատուն է, իսկ II խնդրի դեպքում  $K = 1$ :  $f(t)$ -ն եզրի վրա տրված ֆունկցիա է:

Առաջարկվում է  $\varphi(z)$  և  $\psi(z)$  ֆունկցիաները փնտրել հետևյալ տեսքով.

$$\varphi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_L \omega(t) \frac{dt}{t-z}; \quad \psi(z) = \frac{m}{2\pi i} \int_L \overline{\omega(t)} \frac{dt}{t-z} + \frac{1}{2\pi i} \int_L \omega(t) \frac{d\bar{t}}{t-z} - \frac{1}{2\pi i} \int_L \bar{\omega(t)} \frac{dt}{(t-z)^2} + \sum_{j=1}^n \frac{b_j}{z-z_j} \quad (2)$$

որոնք  $m = 1$  դեպքում համընկնում են Դ.Ի.Շերմանի հայտնի ներկայացումների հետ: Միևնույն ժամանակ, (2) ֆունկցիաների մեջ մտցված է  $m$  պարամետրը, որը հնարավորություն է ընձեռում հարմար ձևով փոփոխել խնդրի ինտեգրալային օպերատորի նորման և ինտեգրալ

հավասարումը լուծել հաջորդական մոտավորությունների եղանակով, ինչը թույլ չի տալիս Գ.Ի.Շերմանի ինտեգրալ հավասարումը [2]: Դիտարկենք մի «մոդելային» խնդիր, որի վրա ցույց է տրվում  $m$  պարամետրի ընտրության ձևը: Ընդունենք՝ շրջանաձև անցքով անվերջ հարթության անցքի եզրագծի վրա ազդում է  $p$  ինտենսիվությամբ հիդրոստատիկ ճնշում: Այդ դեպքում (2) ֆունկցիաների եզրային արժեքները տեղադրելով (1) պայմանի մեջ, ստանում ենք հետևյալ սինգուլյար ինտեգրալ հավասարումը

$$\frac{m+1}{2} \omega(t) = -pt - \frac{1}{2\pi i} \int_L \omega(\tau) \frac{d\tau}{\tau-t} + \frac{m}{2\pi i} \int_L \omega(\tau) \frac{d\bar{\tau}}{\bar{\tau}-i} + \frac{1}{2\pi i} \int_L \overline{\omega(\tau)} d\frac{\tau-t}{\bar{\tau}-i} - \frac{i}{i} \int_L [\omega(\tau) d\bar{\tau} - \overline{\omega(\tau)} d\tau] \quad (3)$$

Յեշտ է տեսնել, որ  $m = 1$  դեպքում ստացվում է Գ.Ի.Շերմանի հավասարումը, որը ի տարբերություն (3)-ի, ռեգուլյար է: Հավասարման լուծումը փնտրենք

$$\omega(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \lambda^n \omega_n(t), \text{ երբ } \lambda = 1,$$

չարքի տեսքով և հավասարեցնելով  $\lambda^n$ -ի գործակիցները (3) հավասարման երկու կողմերում, կազմենք հաջորդական մոտավորություններ

$$\omega_0(t) = -2pt/(m+1); \quad \omega_1(t) = \omega_0(t)q; \dots$$

$$\omega_n(t) = \omega_0(t)q^n; \quad q = (3-m+8\pi)/(m+1):$$

Հաջորդական մոտավորությունները հաշվելիս ինտեգրալների մեջ տեղադրվել է շրջանի հավասարումը  $\bar{r}^2 = R^2 = 1$ : Ինչպես տեսնում ենք, հաջորդական մոտավորությունները կազմում են երկրաչափական պրոգրեսիա: Ընտրելով  $m$  պարամետրը այնպես, որ տեղի ունենա  $q < |1|$  (օրինակ  $m = 8\pi - 1$ ;  $q = 1/2\pi$ ),  $\omega(t)$  ֆունկցիան կարելի է որոշել իբրև անվերջ նվազող երկրաչափական պրոգրեսիայի անդամների գումար՝  $\omega(t) = -pt/(4\pi - 2)$ : Նշենք նաև, որ երբ  $m = 1$ , ստանում ենք  $q = 1 + 4\pi > 1$ , հետևապես Գ.Ի.Շերմանի հավասարման դեպքում հաջորդական մոտավորությունները տարածիտում են: Տեղադրելով  $\omega(t)$  ֆունկցիայի արժեքը (2) ֆունկցիաների մեջ և կատարելով ինտեգրում, ստանում ենք  $\varphi(z) = 0$ :  $\psi(z) = -p/z$ : Այսպիսով, ինչպես և սպասվում էր,  $m$  պարամետրը ազդում է միայն ինտեգրալ հավասարման լուծման վրա, իսկ  $\varphi(z)$  և  $\psi(z)$  անալիտիկ ֆունկցիաները, որոնք տալիս են հարթ խնդրի լուծումը,  $m$  պարամետրից կախված չեն: Ինչպես ցույց են տալիս էՅՄ միջոցով կատարված փորձնական հաշվարկները,  $m$  պարամետրի ընտրությունը համանման ձևով կարելի է կատարել նաև այն դեպքում, երբ տիրույթի եզրագիծը կամայական ողորկ կոր է առանց ինքնահատումների և նույնիսկ երբ այն պարունակում է անշրջադարձ անկյունային կետեր:

**Գրականություն**

1. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. - М.: Наука, 1966. - 407 с.
2. Арсениан В.А., Заргарян С.С., Мартиросян В.Р. О решении интегральных уравнений плоской теории упругости методом последовательных приближений //Изв. АН СССР, МТТ. - 1982, № 1. - С. 79-83.

**«ՄԵՏԱՂ-ՊՈԼԻՄԵՐ» ՄԻԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԲԱՅՔԱՅՄԱՆ ԲՆՈՒՅԹԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ՝ ԲԱՅՔԱՅՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԿԱՅԻ ՏԵՍԱՆԿՅՈՒՆԻՑ**

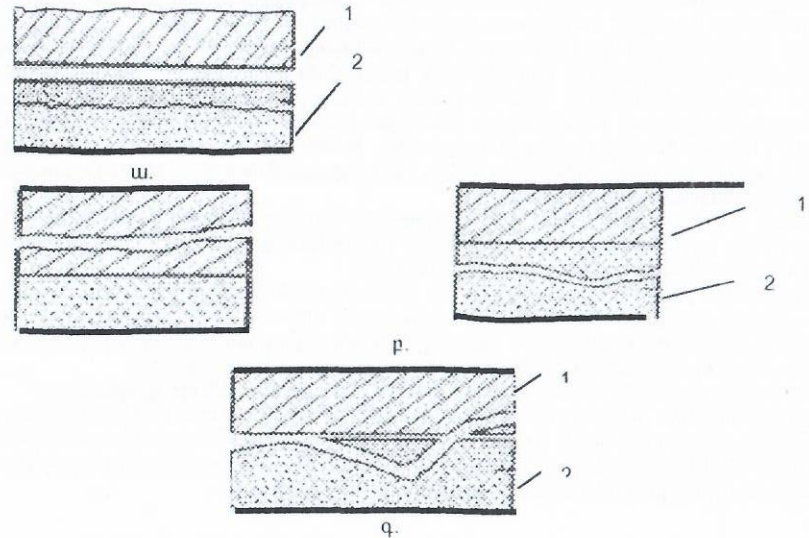
Ա.Ուամազյան  
/Վանաձոր/

«Մետաղ-պոլիմեր» միացությունները կարելի է բնութագրել ոչ միայն հարակցային միացության ամրությամբ, այլ նաև նրա քայքայման բնույթով: Քայքայումը կարող է լինել հարակցային (սուսինձը լիովին անջատվում է հիմնանյութից), բաղակցային (ճաքն անցնում է սուսնձի կամ հիմնանյութի զանգվածի կամ էլ երկու շերտերի միջով) և խառը (ճաքն անցնում է

մասնակիորեն սուսնձի և հիմնանյութի միջով): Քայքայման այդ եղանակների սխեմատիկ պատկերը բերված է նկ 1-ում:

Յետազոտությունները ցույց են տվել, որ իրական հարակցային քայքայում չի կարող տեղի ունենալ, քանի որ հիմնանյութի վրա միշտ պետք է մնան սուսնձի մասնիկներ՝ ամենապակասը մոնոմոլեկուլյար շերտի տեսքով: Չնայած այդ դրությունը լիովին թույլատրելի է, վերը բերված քայքայման բնույթի դասակարգումն արդարացվում է: Գործնական նպատակների համար հիմնանյութի վրա մնացած սուսնձի մոլեկուլների թվի գնահատումը որոշիչ նշանակություն չունի, բայց հարակցային քայքայումը նշանակում է, որ սխալ է թույլ տրվել հիմնանյութի մակերևութային մշակման, սուսնձի ընտրության կամ էլ պատման ժամանակ, որը հանգեցնում է թույլ սահմանային շերտի առաջացմանը: Բաղակցային և խառը քայքայումները տեղեկություն են տալիս հիմնանյութի ամրության, արատների, լարումների կուտակումների և այլնի մասին:

Սակայն իրականում դրությունը շատ ավելի բարդ է, քան այն հետևում է վերը ասվածից: Հիմնանյութի հետ սահմանի վրա կան անցումային (սահմանային) շերտեր, որոնք կողմնորոշված են որոշակի ձևով, և որոնց վրա ազդում են հիմնանյութի մակերևութային մեջ դիֆուզիայի գործընթացները: Եթե ճաքն անցնում է այդ շերտով, ապա քայքայումը հարկ է համարել հարակցային: Քայքայման մակերևութի վրա լուսարձակման եղանակով ուսումնասիրությունը ցույց է տվել, որ հարակցային քայքայումը, որպես կանոն, տեղի է ունենում այդ շերտերով և որ հիմնանյութի (մետաղի) մակերևութի վրա մնում են սուսնձի հետքեր:



Նկ 1. «Մետաղ-պոլիմեր» միացությունների քայքայումը: ա. հարակցային, բ. բաղակցային, գ. խառը (1՝ մետաղ, 2՝ պոլիմեր (սուսինձ))

Մեր կողմից կատարված գերամուր պոլիմերային սուսինձների կիրառմամբ «մետաղ-պոլիմեր» միացությունների երկարատև ստատիկ և հոգնածային դինամիկ փորձարկումների արդյունքով հաստատվել է վերը նշված քայքայման բնույթը:

**ԳԵՐԱՄՈՒՐ ՊՈԼԻՄԵՐԱՅԻՆ ՍՈՍԻՆՁՆԵՐԻ ԿԻՐԱՍՄԱՄԲ «ՄԵՏԱՂ-ՊՈԼԻՄԵՐ» ՄԻԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՀՈԳՆԱԾԱՅԻՆ ԲԱՅՔԱՅՄԱՆ ԲՆՈՒՅԹԻ ԳՆԱՀԱՏՈՒՄԸ**

Ա.Ուամազյան  
/Վանաձոր/

Սուսնձային միացությունների քայքայման բնույթի վերլուծությունը հոգնածային փորձարկումների գործընթացների ժամանակ տեղեկատվության լրացուցիչ աղբյուր է կառուցվածքներում սուսինձների երկարակեցության մասին: Ինչպես երկարատև ստատիկ ամրութ-

յան փորձարկումների, այնպես էլ զիկլային փորձարկումների գործընթացի դեպքում քայքայման բաղակցային բնույթը գրեթե ամենուրեք փոխվում է հարակցայինի: Չափազանց կարևոր է, որ քայքայման բնույթի փոփոխությունը նկատվում է այն լարումների ժամանակ, որոնք մոտ են հոգնածության սահմանին: Լրացուցիչ ջերմամշակման արդյունքով հարակցային կապերի ամրության բարձրացումը հանգեցնում է հոգնածության սահմանի բացարձակ մեծության աճին, բայց այդ դեպքում ժամանակը մինչ քայքայումը չի փոխվում:

Գերաճուր պոլիմերների բաղակցային կապերի, և «մետաղ-պոլիմեր» միացություններում հարակցային կապերի հոգնածային ամրությունը, ինչպես սոսնձային միացությունների ստատիկ բեռնավորման դեպքում, ենթարկվում է ընդհանուր օրինաչափությունների:

Դետալքերի եզրակացությունների կարելի է գալ, եթե ուսումնասիրենք գերաճուր պոլիմերային սոսինձների կիրառմամբ «մետաղ-պոլիմեր» միացությունների քայքայման բնույթի փոփոխության հաջորդականությունը հոգնածային փորձարկումների ժամանակ: Ցիկլերի բլի բարձրացման հետ հարակցային քայքայման սահմանը ծայրամասից տեղափոխվում է կենտրոն, և նկատվում է գծային կապ հարակցային քայքայման գոտու չափերի և փորձանմուշների բեռների՝ ազդեցության տակ գտնվելու երկարատևության միջև: Հարակցային քայքայման ճակատի աստիճանաբար տեղաշարժը դեպի կենտրոն ձգման-դլորման դեպքում փորձարկումների ժամանակ կապված է այնպես, որ առավելագույն լարումները զարգանում են եզրային գոտիներում, ամենաշատ հեռացված կենտրոնից: Հարակցային և բաղակցային քայքայման տեղամասերը կարելի է համեմատել բլոկային պոլիմերների քայքայման հայելային և խորդաբորդ տեղամասերի հետ: Այնպես է, որ պոլիմերների նման, միկրոճաքերի դանդաղ աճը սոսնձային միացությունների մեջ բերում է քայքայման հարակցային (հարթ) բնույթի (քայքայման հարակցային բնույթը նկատվել է ուլտրամանուշակագույն լույսի տակ): Միկրոճաքերի ծայրահեղ (լարման յուրաքանչյուր մեծության համար) չափերի հասնելու դեպքում կատարվում է փորձանմուշի տարափային քայքայում, ի դեպ պարզվում է, որ այդ պայմաններում բաղակցային կապերը պակաս կայուն են, իսկ քայքայման մակերևույթը խորդաբորդ է դառնում (բաղակցային քայքայում):

«Մետաղ-պոլիմեր» միացությունների քայքայման հարակցային բնույթը հոգնածային փորձարկումների շարունակականության դեպքում խիստ կապված է սոսնձային միացություններում մնացորդային լարումների առկայության հետ:

Մնացորդային լարումների փոփոխության կինետիկ օրինաչափությունների, «մետաղ-պոլիմեր» միացությունների կարծառև և հոգնածային ամրության ուսումնասիրությունը սոսնձի վրա դրոման դեպքում ցույց է տալիս լավ կոնելյացիա մնացորդային լարումների մեծության և «մետաղ-պոլիմեր» միացությունների հոգնածային ամրության միջև:

Մնացորդային լարումների նվազումը արտացոլվում է նաև հարակցային քայքայման վրա:

«Մետաղ-պոլիմեր» միացությունների հոգնածային փորձարկումների ժամանակ պարզվում է, որ հոգնածային ամրության վրա ազդեցություն է թողնում նաև մասշտաբային գործոնը: Սոսնձային կարի հաստացման մեծացման հետ արագ ընկնում է սոսնձման ամրությունը: Արտոների քանակը պոլիմերում աճում է նրա ծավալի մեծացման հետ:

### ՄԵԿ ՇԱՐՓՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ԱՍՏԻՃԱՆՈՎ ՀԱՎԱՔՄԱՆ ՄԱՆԻՊՈՒԼԱՅԻՈՆ

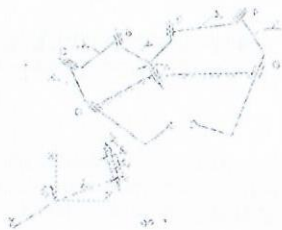
#### ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ԸՆԹԱՑԱՎԱՐԳ

Ա. Խատառյան

Վանաձոր/

Հավաքման աշխատանքների ավտոմատացման ժամանակ հավաքման ենթակա դետալների սկզբնական և վերջնական դիրքերը հաճախ նախապես տրված են լինում: Այսպիսի դեպքերում հնարավոր է ստեղծել նոր տիպի հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմներ, որոնք ունեն ընդամենը մեկ շարժումության աստիճան, փակ կինեմատիկ շղթա և դրանից շխտոլ մի շարք առավելություններ ունիվերսալ մանիպուլյատորների նկատմամբ [1]:

Նման մեխանիզմների աշխատանքը և նախագծման ընթացակարգը նկարագրենք գծ. 1-ում պատկերված հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմի օրինակով:



232

Մեխանիզմը աշխատում է հետևյալ ձևով. շարժիչից պտտական շարժումը փոխանցվում է 1 տանող օղակին, որից 2 և 3 շարժաթևերի միջոցով շարժումը փոխանցվում է 4 և 5 տարվող օղակներին, որոնք կատարում են փոխաձայնեցված պտտականային շարժումներ: 4 և 5 օղակներին ամրացված են բռնիչներ, որոնք շարժվելով միմյանց ընդառայ, իրագործում են դետալների հավաքումը: Յետո 1 օղակին հաղորդվում է դարձափոխված շարժում, և բռնիչները գալիս են իրենց սկզբնական դիրքին:

Այժմ նկարագրենք մեխանիզմի նախագծման ընթացակարգը: Յայտնի է, որ ըստ տարածության մեջ տրված օբյեկտի 2 կամայական դիրքերի կարելի է գտնել մի վերջավոր տեղափոխության պտտական  $S_y^0$  (գծ. 1), որի շուրջը և երկայնքով որոշակի պտույտ և գծային տեղափոխություն կատարելուց հետո օբյեկտը կարելի է տեղափոխել  $i$ -րդ դիրքից  $j$ -րդ դիրքը:

$S_y^0$  պտտական բնութագրվում է հետևյալ պարամետրերով  $S_y^0$  – պտտական առանցքին զուգահեռ միավոր վեկտոր է,  $\vec{A}_y^0$  – պտտական առանցքի վրայի կամայական կետի վեկտոր է,

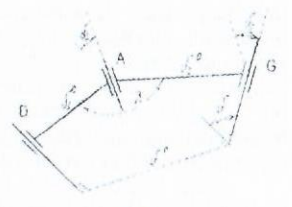
$\theta_y$  և  $t_y$  –  $G$  – պտտական առանցքի շուրջը պտույտի անկյունը և առանցքի երկայնքով գծային տեղափոխություն են համապատասխանաբար: Վերջավոր տեղափոխության պտտական պարամետրերի որոշման բանաձևերը հայտնի են [2]:

Ելնելով այդ բանաձևերից, ըստ հավաքման ենթակա առաջին դետալի 2 դիրքերի գտնում ենք վերջավոր տեղափոխության  $S_{12}^0$  պտտական պարամետրերը, իսկ ըստ հավաքման ենթակա երկրորդ դետալի 2 դիրքերի գտնում ենք  $S_{34}^0$  պտտական պարամետրերը:

Մեխանիզմի D գլանական զույգի առանցքը պետք է համընկնի  $S_{12}^0$  – ի առանցքի հետ, իսկ G զույգի առանցքը  $S_{34}^0$  – ի առանցքի հետ:

Գծ. 2 – ում ցույց է տրված հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմի G, A և D կինեմատիկ զույգերի փոխադարձ դասավորությունը:

Այստեղ  $\delta_1^0, \delta_2^0$  –  $G, A, D$  կինեմատիկ զույգերի առանցքների միջև կարճագույն հեռավորություններն են (առանցքների ընդհանուր նորմալների երկարությունները),  $\delta_1^0, \delta_2^0$  –  $\rho$  – այս նույն առանցքների միջև կազմված հաստատուն անկյուններն են,  $\delta^0, \delta$  –  $G$  – համապատասխանաբար



գծ. 2

D և G կինեմատիկ զույգերի առանցքների կարճագույն հեռավորությունն է և նրանց կազմած անկյունը,  $\lambda$  –  $G, A$  և  $A, D$  կինեմատիկ զույգերի առանցքների կարճագույն հեռավորությունների միջև կազմած անկյունն է:

Մանիպուլյացիոն մեխանիզմի կանգնակի  $\delta^0$  և  $\delta$  պարամետրերը որոշվում են հետևյալ բանաձևերով.

$$\delta^0 = (\vec{S}_{12}^0 \cdot \vec{A}_{34}^0 + \vec{A}_{12}^0 \cdot \vec{S}_{34}^0) / |\vec{S}_{12}^0 \times \vec{S}_{34}^0|, \quad \delta = \arccos(\vec{S}_{12}^0 \cdot \vec{S}_{34}^0),$$

Ստացված  $\delta^0$  երկարությունը և  $\delta$  անկյունը ապահովելու պայմանից ընտրվում է որոշվում են  $\lambda, \delta_1, \delta_2$  անկյունները և  $\delta^0, \delta^0$  կարճագույն հեռավորությունները, օգտվելով դուրս գնդային եռանկյունաչափության կոսինուսների թեորեմից.

$$\cos \delta = \cos \delta_1 \cdot \cos \delta_2 + \sin \delta_1 \cdot \sin \delta_2 \cdot \cos \lambda,$$

$$\delta_0 \cdot \sin \delta = \delta_1^0 (\cos \delta_2 \cdot \sin \delta_1 - \cos \lambda \cdot \sin \delta_2 \cdot \cos \delta_1) + \delta_2^0 (\cos \delta_1 \cdot \sin \delta_2 - \cos \lambda \cdot \sin \delta_1 \cdot \cos \delta_2)$$

Կանգնակի պարամետրերը որոշելուց հետո մեխանիզմի հետագա նախագծումը իրագործվում է հետևյալ ձևով:

Տանող 1 օղակի երկու դիրքերով և 4 տարվող օղակի երկու դիրքերով (այս դիրքերը համապատասխանում են  $\hat{S}_{12}$  պտուտակի առանցքի շուրջը  $\hat{\theta}_{12}$  պտույտի անկյանը և պտուտակի առանցքի երկայնքով  $I_{12}$  տեղափոխությանը) որոշում ենք ABCD տարածական բառօղակ մեխանիզմի հաստատուն պարամետրերը:

Այնուհետև 1 օղակի այդ նույն դիրքերով և 5 տարվող օղակի երկու դիրքերով (այս դիրքերը համապատասխանում են  $\hat{S}_{34}$  պտուտակի առանցքի շուրջը  $\theta_{34}$  պտույտի անկյանը և պտուտակի առանցքի երկայնքով  $I_{34}$  տեղափոխությանը) որոշում ենք ACFG տարածական բառօղակ մեխանիզմի հաստատուն պարամետրերը [3]:

Նախագծված մեխանիզմը ճշգրտորեն կվերարտադրի հավաքման ենթակա 2 դեղատվերի տրված դիրքերը տարածության մեջ:

**Գրականություն**

1 Խառատյան Ա. Գ. Փակ կինեմատիկ շղթաներով, նվազագույն շարժունության աստիճանով հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմների նախագծում. - ԳՊԵՅ տարեկան գիտաժողովի նյութերի ժողովածու. - Երևան, 1998. - էջ 111-112:  
 2 Bottema O., Roth B. Theoretical kinematics - Amsterdam etc.: Publ. Co. North-Holland, 1979. - 558 p  
 3 Rao A.V., Mohan Sandor G.N., Kohli D., Sony A.H. Closed form synthesis of spatial function generating mechanism for the max. number of precision points. - Trans. ASME B, 1973. - Vol. 95, N 3. - P. 725-736

**ԱԼԻԲԱՅԻՆ ՓՈՒՍԱՆՑԱՆ ԳԵՆԵՐԱՏՈՐԻ ՊՐՈՖԻԼԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆ**

Դ. Պողոսյան, Դ. Հովհաննիսյան  
 /Կանաձոր/

Ազատ դեֆորմացիայի գեներատորը ալիքային փոխանցման ճկուն օղակում չի առաջացնում լրացուցիչ նորմալ լարումներ, բացի այն լարումից, որն առաջանում է տրամագծային հակառակ ուղղություններով գործող շառավղային երկու ուժերի ազդեցության տակ: Հոլովակային կամ սկավառակային գեներատորները դեֆորմացնում են ճկուն օղակը Ռեզալի կորի ձևով, այդ դեպքում նրա լարվածային վիճակը լավագույնն է: Սակայն ազատ դեֆորմացիայի գեներատորով ալիքային փոխանցումը օգտագործվում է միայն կինեմատիկական շղթաներում, քանի որ չի ապահովում կառչման բազմազույգությունը և մեծ կրողունակությունը: Ռեզալին և պատասխանատու փոխանցումներում սովորաբար օգտագործում են ստիպող դեֆորմացիայի գեներատորը, որի պրոֆիլից է կախված ինչպես ճկուն, այնպես էլ գեներատորի երկարակեցությունը և փոխանցման կրողունակությունը:

Բացի Ռեզալի կորից, ճարտարագիտական պրակտիկայում տարածում են գտել, օվալը, էլիպսը, 2 կամ 3 շառավիղներով լծորդվող կորը [1], էպիտրախիդը: ճկուն օղակի լարվածային վիճակը գնահատում են այդ պրոֆիլներին հավասարաիտե պրոֆիլով դեֆորմացնելու դեպքում, քանի որ սովորաբար ճկուն օղակի և գեներատորի միջև տեղադրում են ճկուն առանցքակալ: Նշված պրոֆիլներից նվազագույն նորմալ լարումներ ծնունդից առաջացնում է Ռեզալի կորը, սակայն այն տեխնոլոգիաներ է:

Մենք կատարել ենք տարածված պրոֆիլների երկրաչափական հետազոտում 90° անկյան սահմաններում, ապահովելով բոլոր պրոֆիլների շառավիղների առժեքները 0° անկյան դեպքում 177մմ, իսկ 90° անկյան դեպքում՝ 175,5մմ: Պարզվեց, որ լավագույն մոտարկումը Ռեզալի կորին ապահովում է էպիտրախիդը, առավելապես 25°...75° անկյունների միջակայքում: Ինչպես ցույց տվեցին ուսումնասիրությունները, էպիտրախիդը ապահովում է բարձր կառչման բազմազույգություն [2] և տեխնոլոգիաներ է [3]:

Ռեզալի կորից տարբերվող բոլոր այլ պրոֆիլների դեպքում ճկուն օղակի և գեներատորի միջև առաջանում են բացակներ կամ պրկվածքներ որոշ տեղամասերում: Բացակի առկայությունը մեծ բեռնվածությունների դեպքում կարող է առաջացնել ատամների ցատկ [2], որը շատ վտանգավոր է ճկուն և կոշտ օղակների ատամների համար: Պրկվածքի հետևանքով առաջանում են լրացուցիչ լարումներ ծնունդից, ինչը նվազեցնում է ճկուն օղակի երկարակեցությունը:

Գեներատորի պրոֆիլով դեֆորմացնելու դեպքում նրա մեծ առանցքի գոտում ճկուն օղակի չեզոք գծի կորության շառավիղը նվազում է չդեֆորմացված վիճակի համեմատությամբ, իսկ փոքր առանցքի գոտում՝ հակառակը, մեծանում է: ճկուն օղակի արտաքին բե-

լիկները գեներատորի մեծ առանցքի գոտում ձգվում են, իսկ ներքին թելիկները՝ սեղմվում են: Փոքր առանցքի գոտում՝ հակառակը՝ արտաքին թելիկները սեղմվում են, իսկ ներքին թելիկները՝ ձգվում են: Հետևաբար, կարելի է ընդունել, որ շրջանագծերի երկարությունները չեն փոփոխվում ոչ միայն չեզոք գծի վրա, այլև բոլոր թելիկների համար, իսկ լրացուցիչ դեֆորմացիաները կրում են տեղական բնույթ: ճկուն օղակում նորմալ լարումները փոփոխվում են գեներատորի պտտման ժամանակ համաչափ ցիկլով, ինչը առաջացնում է ճկուն օղակի նյութի հոգնածություն:

Այսպիսով, ուսումնասիրած պրոֆիլներից կրողունակության, տեխնոլոգիաների և լարվածային վիճակի տեսակետից լավագույնը կարելի է համարել էպիտրախիդի պրոֆիլը, որը պետք է ունենա շառավղային տարբեր դեֆորմացիայի մեծություն ճկուն օղակի երկարության ուղղությամբ, ինչը ապահովվում է երկպրոֆիլ գեներատորի միջոցով [1]:

**Գրականություն**

1. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. - А.: Машиностроение, 1969.  
 2. Погосян Г.М. Исследование работоспособности волновых редукторов общего назначения. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н. - А., 1972.  
 3. Պողոսյան Դ.Մ. Ալիքային փոխանցման գեներատորի պրոֆիլի մշակում. ԳՊԵՅ տարեկան գիտաժողովի նյութերի ժողովածու, Երևան, 1999.

**ВЛИЯНИЕ ПАРАБОЛИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТИ ОПОР НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ СООСНОЙ ДВУХРОТОРНОЙ СИСТЕМЫ**

А. Папоян  
 /Գյումրի/

Для оптимального проектирования соосных двухроторных систем необходимо проанализировать и вопрос устойчивости их положения равновесия. Ранее нами была рассмотрена устойчивость положения равновесия такой системы, при которой опоры промежуточного и основного роторов имели линейную характеристику жесткости [1]. При этом роторы системы являлись жесткими.

В частности, показано, что устойчивость положения равновесия системы зависит от её конструктивных размеров - от расположения опор роторов относительно их центров масс. Доказано, что положение равновесия системы неустойчиво, если опоры ротора равноудалены и расположены на разных сторонах от центра масс ротора.

В настоящей работе рассмотрена аналогичная задача в случае, если характеристики жесткости опор роторов нелинейные. Для текстильных роторных систем представляет интерес случай, когда нелинейная характеристика жесткости опор меняется параболическим законом [2]:

$$C_{ix} = a_{i1} + 3a_{i3}x_i^2, \quad C_{iz} = a_{i1} + 3a_{i3}z_i^2, \quad (1)$$

где  $C_{ix}, C_{iz}$  - жесткости опор роторов ( $i = 1 \div 4$ ) в направлении осей  $X_j, Z_j$  ( $j = 1 \div 2$ ), которые проходят через центры масс роторов и направлены перпендикулярно осям роторов в положении равновесия;  $a_{i1}, a_{i3}$  - постоянные, зависящие от конструктивных параметров опор;  $x_i, z_i$  - абсолютные и относительные перемещения точек, лежащих на осях, промежуточного и основного роторов, соответственно, в сечениях, проходящих через опоры роторов.

При выборе обобщенных координат положения роторов вышесказанным образом потенциальная энергия системы определяется следующим выражением:

$$\Pi = \sum_{i=1}^4 \left[ \frac{1}{2} a_{i1} (x_{(i)}^2 + z_{(i)}^2) + \frac{1}{4} a_{i3} (x_{(i)}^4 + z_{(i)}^4) \right]. \quad (2)$$

Последовательно вычисляя вторые частные производные для выражения (2), по координатам  $x_{(i)}$  и  $z_{(i)}$  получим ( $i = 1 \div 4$ ):

$$q_{x(i,t)} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_{(i)}^2} = a_{i1} + a_{i3} x_{(i)}^2, \quad q_{z(i,t)} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial z_{(i)}^2} = a_{i1} + a_{i3} z_{(i)}^2. \quad (3)$$

Все смешанные производные по обобщенным координатам будут равны нулю.

Зная, что положение равновесия системы устойчиво, если ее потенциальная энергия имеет изолированный минимум, в виде неравенств получим восемь условий устойчивости системы, которые все выполняются, если выражение (4) положительное.

$$\prod_{i=1}^4 (a_{i1} + 3a_{i3} x_{(i)}^2) \cdot \prod_{i=1}^4 (a_{i1} + 3a_{i3} z_{(i)}^2) > 0. \quad (4)$$

Следовательно, выражение (4) характеризует условие устойчивости положения равновесия системы.

Для его выполнения необходимо, чтобы все множители неравенства (4) были положительными, так как каждый множитель выражения повторяет формулу определения жесткости опоры (1), а она не может быть отрицательной. С учетом вышесказанного получим

$$\begin{cases} a_{i1} + a_{i3} x_{(i)}^2 > 0, \\ a_{i1} + a_{i3} z_{(i)}^2 > 0. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} a_{i1} + a_{i3} x_{(i)}^2 > 0, \\ a_{i1} + a_{i3} z_{(i)}^2 > 0. \end{cases} \quad (6)$$

Если допустить, что опоры роторов изотропные в двух взаимоперпендикулярных плоскостях и учесть симметричность неравенств (5) и (6), то достаточно проанализировать только одно из них, чтобы разработать общие рекомендации.

Проанализируем выражение (5). Здесь необходимо рассмотреть четыре возможные области значений коэффициентов  $a_{i1}$  и  $a_{i3}$  (см. рис.).

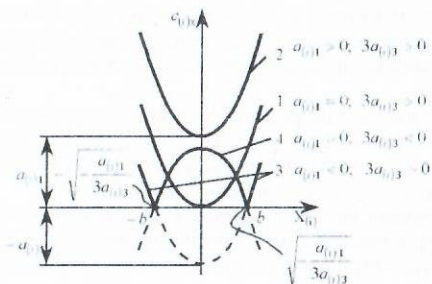


Рис.

Нетрудно заметить, что выполнение условия (5) в целом зависит от значений коэффициентов  $a_{i1}$ ,  $a_{i3}$  и от перемещения оси ротора  $x_{(i)}$ . Только в случае, если  $a_{i1} > 0$  и  $a_{i3} > 0$ , всегда выполняется условие (5) независимо от перемещения оси ротора  $x_{(i)}$ .

Следовательно, в отличие от случая с линейными опорами, при определенных параметрах нелинейности опор можно всегда добиться устойчивости положения равновесия соосной двухроторной системы, независимо от конструктивных размеров роторов и компоновки узла в целом.

#### Литература

1. Папоян А.Р. Об устойчивости вращения соосной двухроторной системы // Сб. мат. н. т. конференции ПГУА. - Ереван, 2001.
2. Митропольский Ю.А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний. - М.: Наука, 1964. - 431с.

## К ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ГРАВИТАЦИИ

В. Агамян  
/Гюмри/

Известно, что за простой формулировкой закона всемирного тяготения скрывается много сложностей реального физического мира, которые ученые - физики исследуют уже на протяжении многих столетий. Проведенные нами исследования по-

казали, что за простой формулировкой закона всемирного тяготения скрывается также простое объяснение указанных сложностей реального физического мира.

Все мы привыкли мыслить геометрическими образами, оперировать наглядными представлениями, так как подготовлены к этому вековыми традициями геометрии, которые изучали в школе. Нам хотелось бы этим также вооружить механиков и утверждать, что Ньютон именно такими средствами изыскания руководствовался в своем творении. Но только тот, кто не читал «Начало» Ньютона, может думать, что он пришел к своей механике исключительно формальным логическим мышлением. Несмотря на это, всем очевидно, что современная классическая механика является высшим достижением математического анализа. Но напрасно думают, что геометрия имеет мало практической ценности для механики и что геометры в наше время могут заниматься лишь какими-то частными и незначительными вопросами. В данной работе геометрия снова вступает на захваченные анализом научные территории и приступает к конструированию геометрических моделей физических процессов и явлений. Модели эти помогают изучать, интерпретировать, прогнозировать факты и явления. Они помогают также воспроизводить их. Эта последняя функция геометрических моделей представляется нам особенно важной.

С помощью методов элементарной геометрии нам удалось создать общую специальную теорию движения земных и небесных тел, дающую способы решения разнообразных задач механики, автоматически вытекающие из их формулировок. Новая теория облегчила исследования явлений природы, внося в эти исследования стройность и общность, недоступные даже средствам анализа.

Мы стремились предложить в работе такой геометрический алгоритм, на основе которого можно было бы с полной последовательностью вывести все признанные законы механических процессов, связанные с движением материальных тел. Разработанный алгоритм позволяет строить точки траектории движения тел, а также облегчает восприятие существующих физических закономерностей, связанные с исследуемыми движениями. Элементы созданного алгоритма и их взаимосвязь отражают целые сценарии мыслей и дают исчерпывающую характеристику процесса движения.

Мы стремились также придать изложению более или менее популярный характер, ориентируясь на читателя со средним образованием. Заметной для данной работы служит исчисление в геометрической форме, в которой вместо чисел оперируют с отрезками или с другими геометрическими элементами. Следовательно, нет дифференцирования и интегрирования, а есть только их результаты. В рамках созданной теории физические законы вытекают столь легко, что обучать им и запоминать их нужно не более, чем заучивать необходимые теоремы геометрии тому, кто знает основы классической механики.

Можно заверить, что правильность созданной теории не встретит возражений, так как полученные на ее основе результаты соответствуют всему объему накопленного до сих пор опыта. Наша картина обладает и простотой, так как ее представления в такой степени приспособлены к природе, что существующие соотношения природы воспроизводятся простыми соотношениями между геометрическими понятиями.

Надеемся, что читатель не обвинит нас за наше стремление к наглядности. Глубоко убежденные, что геометрические изложения механики совершенно правильны, так как полезны для усвоения фактического содержания предмета. Вследствие доступности такого изложения считаем, что в школе осуществимо изучение полученных в работе материалов. Полагаем также, что не найдется такого механика, который решился бы начать изучение этого материала в школе в исключительно формальном изложении, на основе методов математического анализа.

Полагаем, что созданная теория не заслужит одобрения только тех, которые в первый раз бегом просмотрят работу, так как это исследование не движется по прогоревшим дорожкам механики. Но прежде чем осудить и отвергнуть эту теорию, просим вглядеться в нее чистым умственным взором и убедиться, что все доказанное таким простым путем в точности совпадает с известными выводами других. Если все это будет надлежащим образом принято во внимание, то, думается, что не найдется никого, кто счел бы созданную геометрическую теорию гравитации достойным презрения.