

3. Poloha a pohyblivosť telies v nekorektných SVT

Sústavy viazanych telies, ktorých pohyblivosť n_G podľa (1.51a) nespĺňa podmienku (1.51b): $n_G = n^s$, kde n^s je skutočná pohyblivosť, nazývame nekorektné SVT. Na základe analýzy vlastností nekorektných SVT zistíme príčiny nekorektnosti SVT a uvedieme metódy výpočtu skutočnej pohyblivosti SVT.

3.1 NEKOREKTNÁ SVT S PASÍVNÝMI SPOJENIAMI

Ak z SVT môžeme odstrániť elementy spojenia s_t triedy t a pohyblivosť výstupných (hnaných) členov sa nezmení, teda skutočná pohyblivosť n^s SVT zostane rovnaká, potom je spojenie úplne pasívne a vzhľadom na vzťah (1.8) $n^s = n_G + n_n$ bude sa počet n_n neodobratých stupňov voľnosti pohybu rovnať triede t úplne pasívneho spojenia (príklad 3.15, obr. 3.19b):

$$n_n = t \quad (3.1)$$

Príklad 3.15:

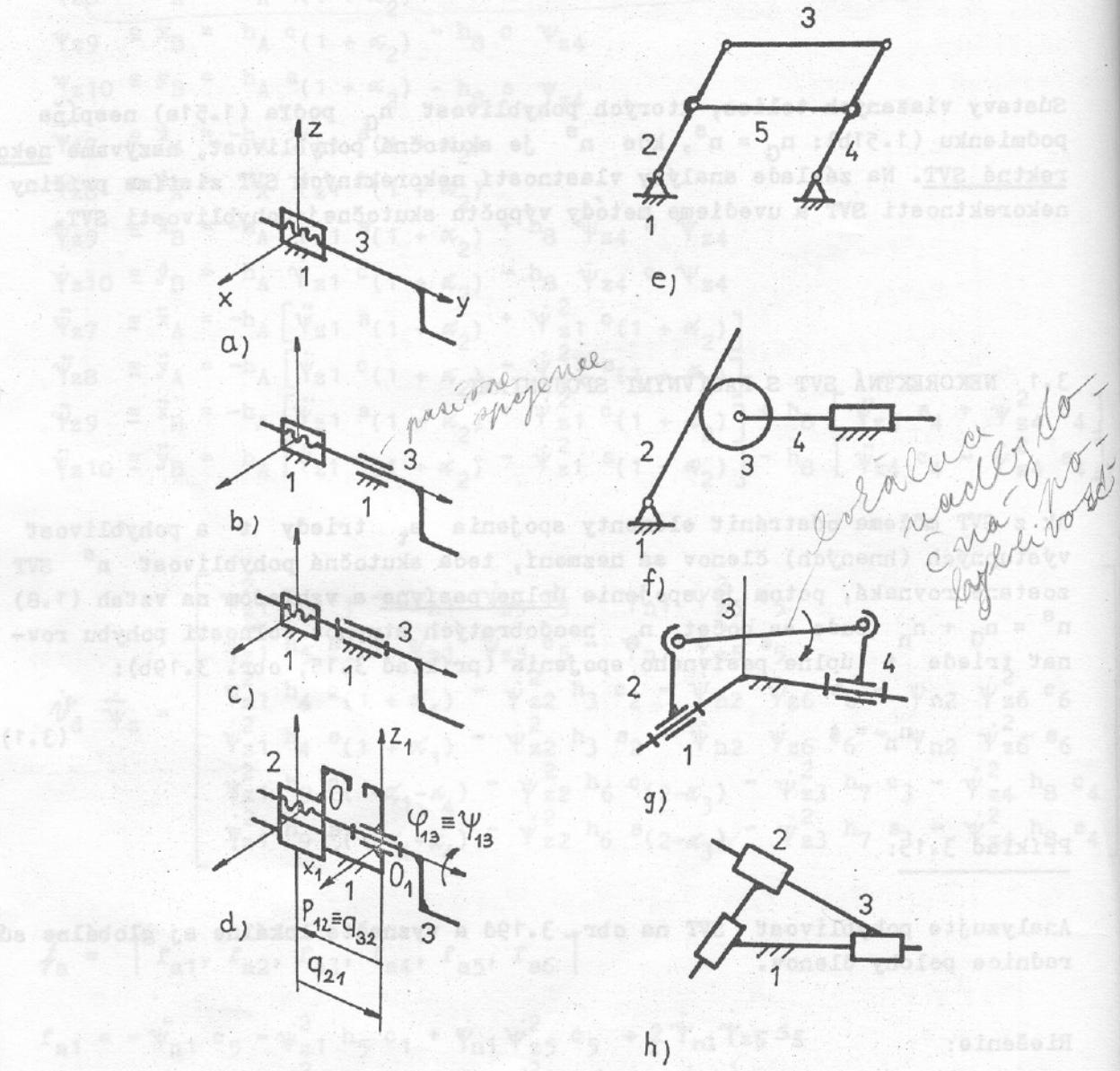
Analyzujte pohyblivosť SVT na obr. 3.19d a vyznačte lokálne aj globálne súradnice polohy členov.

Riešenie:

Základom mechanizmu zveráka na obr. 3.19d je H spojenie (obr. 3.19a). Ak pridáme k H spojeniu aj C spojenie (obr. 3.19b), skutočná pohyblivosť sa nezmení, teda C spojenie je úplne pasívne. Ak pridáme k H spojeniu R spojenie (obr. 3.19c), bude podľa (1.52) $n_G = -4$. H spojenie znemožňuje telesu 3 otáčanie φ_x , φ_z a posuv x, z, R spojenie znemožňuje aktívne len posuv y, teda R spojenie je v tomto prípade čiastočne pasívne a počet $n_n = 4$, teda

$$n_n < t \quad (3.2)$$

Pohyblivosť mechanizmu z obr. 3.19d je podľa (1.52) $n_G = -3$, počet $n_n = 4$, lebo H spojenie neodoberá $\varphi_x, \varphi_y, x, z$, teda podľa (1.8) $n^s = 1$.



Obr. 3.19

- a) Skrutkové spojenie členov 1, 3
- b) Mechanizmus HC (skrutkové, valcové spojenie)
- c) Sústava viazaných telies HR (skrutkové, rotičné spojenie), d) Mechanizmus zveráka

Skutočný počet z^s závislých lokálnych súradníc polohy bude podľa (1.4)

a (1.8):

$$z^s = c - n^s \quad (3.3)$$

a po dosadení a úprave:

$$z^s = z - n_n \quad (3.4)$$

Pre náš príklad $c = 3$, $z^s = 2$

$$q_1 \equiv q_{n1} = q_{13}$$

$$q_2 \equiv q_{z1} = q_{32}$$

$$q_3 \equiv q_{z2} = q_{21}$$

Analogicky skutočný počet d^s závislých globálnych súradníc polohy bude podľa (1.67) a (1.68):

$$d^s = m - n^s \quad (3.5)$$

$$d^s = d - n_n \quad (3.6a)$$

Analogicky so vzťahom (1.4)

$$d = m - n \quad \text{kde } n = n_G \quad (3.6b)$$

Kedže $m = 2$, $d = 1$, máme:

$$\Psi_1 \equiv \Psi_{n1} = \Psi_{13}$$

$$\Psi_2 \equiv \Psi_{z1} = P_{12}$$

Úplne pasívne spojenie je z kinematického hľadiska v SVT nadbytočné (redundantné) a do SVT ho zaraďujeme, aby sme dosiahli priaznivejšie podmienky pri vzájomnom namáhaní telies.

3.2 NEKOREKTNÁ SVT S NADBYTOČNÝMI ČLENMI

Ak zo SVT môžeme odstrániť člen alebo skupinu členov bez zmeny skutočnej pohyblivosti výstupných (hnaných) členov, potom je člen alebo skupina členov z kinematického hľadiska nadbytočná (redundantná), preto ich pred výpočtom pohyblivosti zo SVT odstráňime. Napríklad člen 5 z obr. 1.19e.

Nadbytočné skupiny telies sú v symetrickom mechanizme odstredivého regulátora, v mechanizme čelustí úchopných hlavíc manipulátora, v mechanizme podvozka žeriava a pod.

3.3 NEKOREKTNÉ SVT S NADBYTOČNOU LOKÁLNU POHYBLIVOSTOU

Lokálna pohyblivosť členov 3 v mechanizmoch na obr. 3.19f, g nevplýva na skutočnú pohyblivosť výstupného (hnaného) člena 4, preto je nadbytočná (redundantná).

3.4 DOBROVOĽSKÉHO KRITÉRIUM POHYBLIVOSTI NEREGULÁRNYCH ROVINNÝCH SVT

Podľa Paula [22] je SVT regulárna, ak nemá v štruktúre slučku s posuvnými spojeniami, preto SVT na obr. 3.19h je neregulárna, nekorektná, lebo podľa (1.52) je $n_G = 0$, čo je v rozpore s $n^S = 1$.

Ak podľa Dobrovoľského zarádíme P spojenie do triedy

$$t_p = 1 \quad (3.7)$$

lebo všetky telesá v slučke sa môžu len posúvať, teda pohyblivosť n_v "volného" telesa v neregulárnej SVT bude

$$n_v = 2 \quad (3.8)$$

dostaneme z (1.52) Dobrovoľského kritérium pohyblivosti:

$$n_D = 2(u - 1) - s_p \quad (3.9)$$

kde s_p je počet P spojení dvojíc telies:

$$s_p = \sum_{v=2}^{v_m} s_{p_v} (v - 1) \quad (3.10)$$

Podľa (3.9) je pohyblivosť SVT z obr. 3.19h $n^S \equiv n_D = 1$.

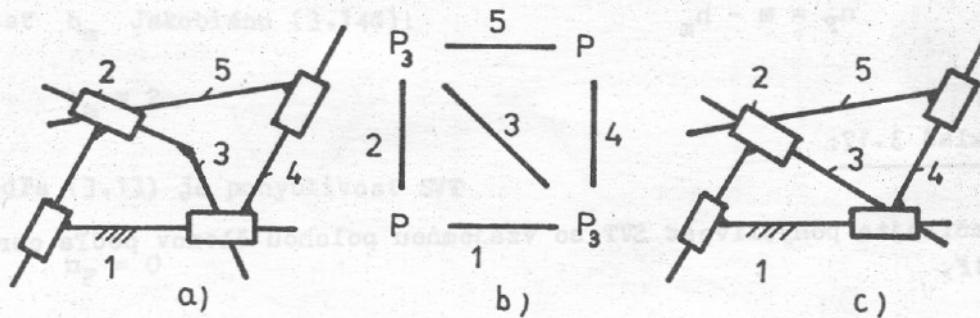
a po dočasenej úprave:

Príklad 3.16:

Vypočítajte pohyblivosť a vyznačte vstupné hnacie členy mechanizmu na obr. 3.20a,c.

Riešenie:

Oba mechanizmy majú rovnakú štruktúru (obr. 3.20b), v ktorej sú slučky s P spojeniami a pohyblivostou podľa (3.9) je pre $n_v = 2$, $s_{22} = 2$, $s_{23} = 2$, $s_2 = 6$, $n_D = 2$ a v obr. 3.20a,c sme vyznačili vstupné (hnacie) členy.



Obr. 3.20

- a) Mechanizmus so štyrmi posuvnými spojeniami a vstupnými členmi 2, 4
- b) Štruktúrna schéma mechanizmov z obr. 3.20a,c
- c) Mechanizmus so štyrmi posuvnými spojeniami a vstupnými členmi 2, 3

3.5 FREUNDENSTEINOVO KRITÉRIUM POHYBLIVOSTI ROVINNÝCH SVT

Označme γ_{dm} obdĺžnikovú matiu typu $(d \times m)$ z rovnice (2.16)

$$\gamma_{dm} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_i}{\partial \psi_j} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

kde $i = 1, 2, \dots, d$, $j = 1, 2, \dots, m$.

Podľa (3.11) prepíšeme rovnicu (2.16) do tvaru

$$\gamma_{dm} \dot{\psi} = \sigma \quad \text{druhý člen je } \text{maloj výberov} \quad (3.12)$$

Rovnica (3.12) je maticová slučková rovnica rýchlosťí členov, pričom γ_{dm} je Jakobián explicitných výzobných rovníc (2.1) s globálnymi súradnicami polohy a $\dot{\Psi}$ je vektor rýchlosťí. Označme h_m hodnosť Jakobiánu γ_{dm} .

Ak zvolíme počet ($m - h_m$) rýchlosťí $\dot{\Psi}_m$ tak, že hodnosť matice zostávajúcich h_m neznámych je tiež h_m , potom z nej zostávajúce neznáme jednoznačne vypočítame, lebo sústava rovníc (3.12) je lineárna pre rýchlosťi $\dot{\Psi}_m$.

Podľa predošlého má všeobecné Freudensteinovo kritérium pohyblivosti nekorrektných aj korektných SVT s globálnymi súradnicami polohy tvar

$$n_F = m - h_m \quad (3.13)$$

Príklad 3.17:

Vypočítajte pohyblivosť SVT so vzájomnou polohou členov podľa obr. 3.21b aj 3.21f.

Riešenie:

Vektorová slučková rovnica polohy členov má tvar

$$\vec{AC} + \vec{CB} + \vec{BA} = \vec{0} \quad (3.14a)$$

Z (3.14a) získame skalárny násobením podľa (1.60ab) rovnice:

$$f_1 = h_2 \cos \psi_{12} + h_3 \cos \psi_{13} - h_1 = 0 \quad (3.14b)$$

$$f_2 = h_2 \sin \psi_{12} - h_3 \sin \psi_{13} = 0$$

Podľa (2.16) a (3.12) maticová slučková rovnica rýchlosťí členov je

$$\begin{bmatrix} h_2 \sin \psi_{12} & h_3 \sin \psi_{13} \\ h_2 \cos \psi_{12} & -h_3 \cos \psi_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi}_{12} \\ \dot{\psi}_{13} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.14c)$$

Teda Jakobián s globálnymi súradnicami je

$$\gamma_{dm} = \begin{bmatrix} h_2 \sin \psi_{12} & h_3 \sin \psi_{13} \\ h_2 \cos \psi_{12} & -h_3 \cos \psi_{13} \end{bmatrix} \quad (3.14d)$$

a) Pre vzájomnú polohu členov podľa obr. 3.21b, teda pre uhly:

$$\begin{aligned}\psi_{12} &\neq j\pi \\ \psi_{13} &\neq j\pi\end{aligned}\tag{3.14e}$$

kde $j = 0, 1, 2$ je

$$\det \gamma_{dm} \neq 0\tag{3.14f}$$

a hodnosť h_m Jakobiánu (3.14d):

$$h_m = 2\tag{3.14g}$$

teda podľa (3.13) je pohyblivosť SVT

$$n_F = 0\tag{3.14h}$$

b) Pre uhly podľa obr. 3.21f:

$$\begin{aligned}\psi_{12} &= j\pi \\ \psi_{13} &= j\pi\end{aligned}\tag{3.14ch}$$

kde $j = 0$ bude mať Jakobián tvar

$$\gamma_{dm} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ h_2 & -h_3 \end{bmatrix}\tag{3.14i}$$

potom

$$\det \gamma_{dm} = 0\tag{3.14j}$$

a

$$h_m = 1\tag{3.14k}$$

teda pohyblivosť SVT podľa (3.13) bude

$$n_F = 1\tag{3.14l}$$

Vzájomná poloha členov a elementov spojení umožňuje členom 2, 3 virtuálne pootočenia $\delta \psi_{12} = \delta \varphi_{12}$, $\delta \psi_{13} = \delta \varphi_{13}$. Keďže SVT podľa obr. 3.21f má

podľa (1.52) $n_G = 0$ a podľa (3.141) $n^S \equiv n_F = 1$, je v danej polohe nekorektná. Ak teda $\det \gamma_{dm} = 0$, hovoríme, že SVT s nekorektnou vzájomnou polohou členov je v singulárnom stave. V prípade, keď $\det \gamma_{dm} \neq 0$, je SVT v nesingulárnom stave a vzhľadom na (1.67) je

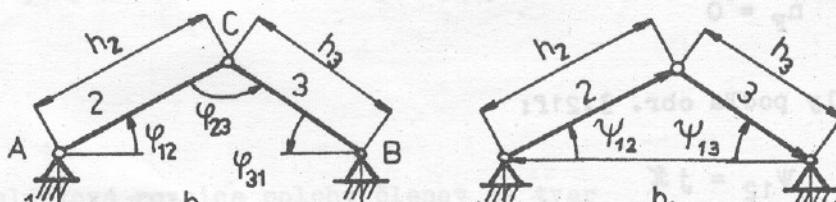
$$h_m = d \equiv 2 k + s_1 \quad (3.15)$$

Freudensteinovo kritérium pohyblivosti SVT s lokálnymi súradnicami polohy členov je analogicky s (3.13):

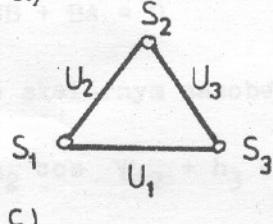
$$n_F = c - h_c \quad (3.16)$$

kde h_c je hodnosť Jakobiánu γ_{zc} typu ($z \times c$) s lokálnymi súradnicami a porovnaním vzťahov (3.13), (3.16):

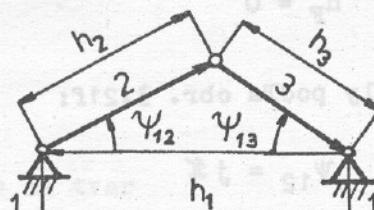
$$h_m = h_c - k + s_1 \quad (3.17)$$



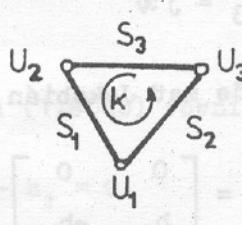
a)



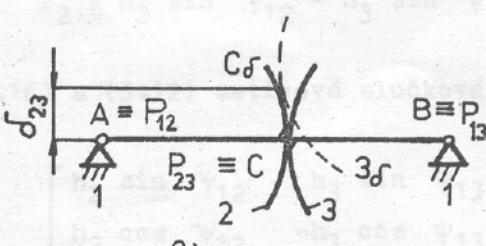
c)



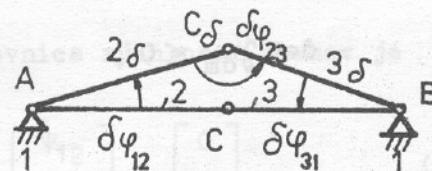
b)



d)



e)

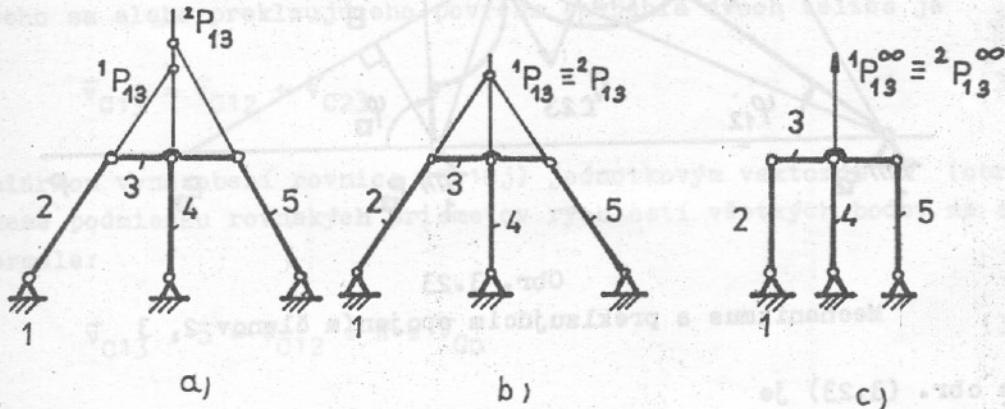


f)

Obr. 3.21

- a) Rovinná sústava viazanych telies s lokálnymi súradnicami vzájomnej polohy členov
- b) Rovinná sústava viazanych telies s globálnymi súradnicami polohy členov voči vzťažnému priestoru 1
- c) Štruktúrna schéma sústavy viazanych telies z obr. 3.21a
- d) Inverzný graf k štruktúrnej schéme rovinnej sústavy viazanych telies z obr. 3.21a
- e) Sústava viazanych telies s valivým spojením členov 2, 3 s vyznačeným členom 3g po virtuálnom premiestnení
- f) Sústava viazanych telies s vyznačenými virtuálnymi pootočeniami členov 2, 3

Singulárny stav pohyblivých SVT signalizuje aj matica (2.19): \mathcal{V}_d rýchlosťí (s globálnymi súradnicami), lebo vtedy je $\det \mathcal{V}_d = 0$, resp. $\det \mathcal{V}_z = 0$ (s lokálnymi súradnicami). Maticu \mathcal{V}_d nemôžeme použiť na určenie singulárneho stavu nepohyblivých SVT, lebo pre ne $\det \mathcal{V}_d = 0$ aj v prípade nesingulárneho stavu. Rozlišujeme tiež okamžitý a permanentný singulárny stav SVT. Napr. nepohyblivá SVT z obr. 3.22a je v okamžitej singulárnom stave na obr. 3.22b a v permanentnom singulárnom stave na obr. 3.22c. Okamžitý singulárny stav SVT na obr. 3.27j nazývame mrívou polchou.



Obr. 3.22

- a) Nepohyblivá sústava viazaných telies s okamžitým stredom otáčania ${}^1P_{13}$, resp. ${}^2P_{13}$ telesa 3 v sústavě viazaných telies 1,2,3,4, resp. 1,4,3,5
- b) Sústava viazaných telies v okamžitej singulárnom stave
- c) Sústava viazaných telies v permanentne singulárnom stave

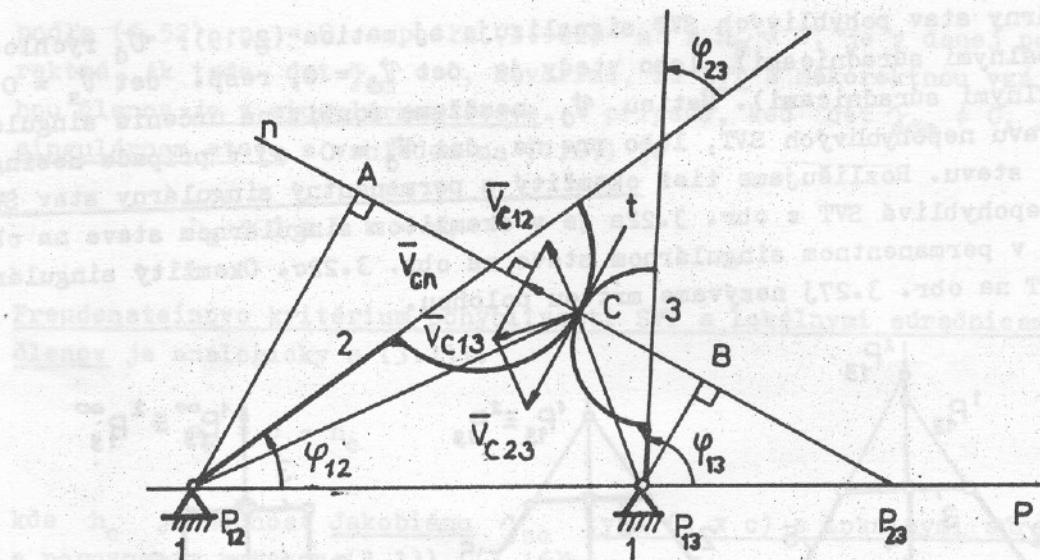
3.6 POLOHA A POHYBLIVOSŤ SVT S VALIVÝM A PREKLZUJÚCIM SPOJENÍM

3.6.1 Prevod mechanizmu s V alebo K spojením

Podľa Kennedyho-Aronholdovej vety ležia okamžité stredy pŕažania P_{12} , P_{13} , P_{23} dvoch rotačne uložených telies (pričom $P_{12} \neq P_{13}$) dotýkajúcich sa v bode C (obr. 3.23) na spoločnej pôlovej priamke p, pričom

$$P_{23} \equiv p \times n \quad (3.18a)$$

kde n je spoločná normála dotýkajúcich sa elementov telies 2, 3 v bode C.



Obr. 3.23

Mechanizmus s preklzujúcim spojením členov 2, 3

Podľa obr. (3.23) je

$$\varphi_{13} = \varphi_{12} + \varphi_{23} \quad (3.18b)$$

a po derivácii podľa času:

$$\dot{\varphi}_{13} = \dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_{23} \quad (3.18c)$$

Veľkosť okamžitej relatívnej rýchlosťi preklzovania povrchov telies 2, 3 je

$$v_{C23} = \overline{P_{23}^C} \dot{\varphi}_{23} \quad (3.18d)$$

Podmienku valenia povrchov telies 2, 3

$$v_{C23} = 0 \quad (3.18e)$$

splníme podľa (3.18d), ak bud

$$1. \quad \overline{P_{23}^C} \neq 0 \quad (3.18f)$$

teda

$$\dot{\varphi}_{13} = \dot{\varphi}_{12} \quad \text{a} \quad P_{12} = P_{13} \quad (3.18g)$$

čo je v rozporu s predpokladom, že $P_{12} \neq P_{13}$ alebo

2. $\overline{P_{23}C} = 0$

(3.18h)

potom $C \in p$

$C \equiv P_{23}$

(3.18i)

teda povrchy telies 2, 3 sa môžu po sebe valiť len vtedy, ak ich spoločný bod dotyku leží na pólovej priamke p . Okamžitá výsledná rýchlosť bodu C valiacého sa alebo preklzujúceho povrchu spojenia dvoch telies je

$$\bar{v}_{C13} = \bar{v}_{C12} + \bar{v}_{C23} \quad (3.18j)$$

Po skalárnom vynásobení rovnice (3.18j) jednotkovým vektorom \bar{n} (obr. 3.23) dostaneme podmienku rovnakých priemetov rýchlosťí všetkých bodov na spoločnej normále:

$$\bar{v}_{C13} \cdot \bar{n} = \bar{v}_{C12} \cdot \bar{n} \equiv \bar{v}_{Cn} \quad (3.18k)$$

Potom pre bod $A \in n$ a $B \in n$ platí:

$$\bar{v}_{A12} \cdot \bar{n} = \bar{v}_{Cn} = \omega_{12} \overline{AP}_{12} \quad (3.18l)$$

$$\bar{v}_{B13} \cdot \bar{n} = \bar{v}_{Cn} = \omega_{13} \overline{BP}_{13} \quad (3.18m)$$

a prevod μ_{23} je

$$\mu_{23} = \frac{\omega_{12}}{\omega_{13}} = \frac{\overline{BP}_{13}}{\overline{AP}_{12}} = \frac{\overline{P_{13}P_{23}}}{\overline{P_{12}P_{23}}} \quad (3.18n)$$

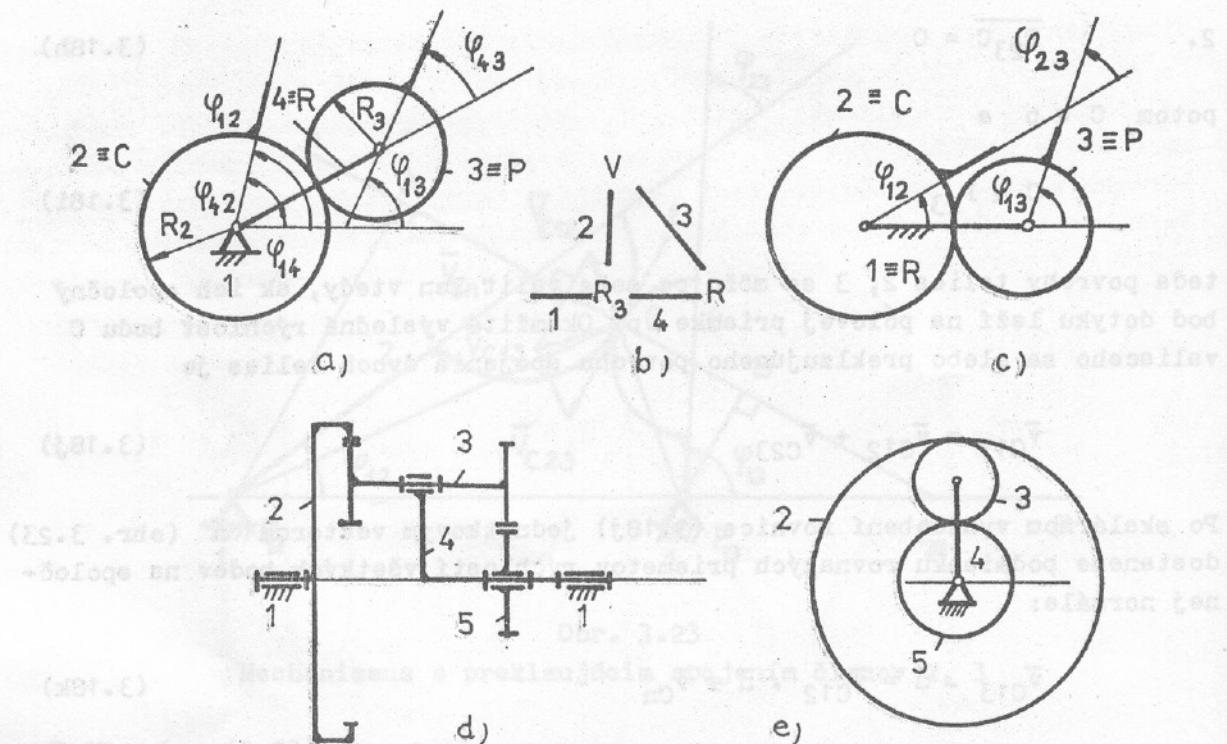
3.6.2 Základná rovnica a epicykloidálneho súkolesia

SVT na obr. 3.24a (epicykloidálne súkolesie s V spojením) je kombinovaný mechanizmus so štruktúrou na obr. 3.24b. Podľa obr. 3.24a je

$$\varphi_{13} = \varphi_{14} + \varphi_{43} \quad (3.19a)$$

deriváciou

$$\dot{\varphi}_{13} = \dot{\varphi}_{14} + \dot{\varphi}_{43} \quad (3.19b)$$



Obr. 3.24

- a) Kinematická schéma epicykloidálneho súkolesia s valivým spojením
- b) Štruktúrna schéma kombinovaného mechanizmu z obr. 3.24a
- c) Kinematická schéma mechanizmu s valivým spojením
- d) Kinematická schéma planétovej prevodovky
- e) Čelný pohľad na mechanizmus z obr. 3.24d

Označme telesá: $2 \equiv C$ - centrálné koleso, $3 \equiv P$ - planétové koleso, $4 \equiv R$ - rameno. Potom podľa (3.19b) je

$$\omega_{RP} = \omega_{1P} - \omega_{1R} \quad (3.19c)$$

podľa obr. 3.24a je tiež

$$\varphi_{12} = \varphi_{14} \pm \varphi_{42} \quad (3.19d)$$

po derivácii

$$\dot{\varphi}_{12} = \dot{\varphi}_{14} + \dot{\varphi}_{42} \quad (3.19e)$$

teda

$$\omega_{RC} = \omega_{1C} - \omega_{1R} \quad (3.19f)$$

Ak bude teleso $4 \equiv R$ vziazené, potom podiel uhlových rýchlosí z rovníc (3.19f) a (3.19c) bude

$$\mu_{CPR} = \frac{\omega_{RC}}{\omega_{RP}} = \frac{\omega_{1C} - \omega_{1R}}{\omega_{1P} - \omega_{1R}} = - \frac{R_p}{R_C} \quad (3.19g)$$

kde $R_p = R_3$, $R_C = R_2$ sú polomery kolies. Rovnica (3.19g) je základná rovnica epicykloidálneho súkolesia, z ktorej môžeme pre lubovolné dve dané uhlové rýchlosť vypočítať tretiu.

Roznásobením rovnice (3.19g) dostaneme:

$$R_C \omega_{1C} = (R_p + R_C) \omega_{1R} - R_p \omega_{1P} \quad (3.19h)$$

Integráciou rovnice (3.19h) určíme uhol φ_{1C} polohy telesa $C \equiv 2$ voči telesu 1:

$$\varphi_{1C} - \varphi_{1C,0} = \left(1 + \frac{R_p}{R_C} \right) (\varphi_{1R} - \varphi_{1R,0}) - \frac{R_p}{R_C} (\varphi_{1P} - \varphi_{1P,0}) \quad (3.19ch)$$

kde $\varphi_{1C,0}$ je lubovolný uhol udávajúci polohu značky na telesu C v čase $t = t_0$, keď $\varphi_{1P} = \varphi_{1P,0}$ a $\varphi_{1R} = \varphi_{1R,0}$.

Ak bude v SVT na obr. 3.24a teleso $R \equiv 4$ nepohyblivé, teda $R \equiv 1$ (obr. 3.24c), potom $\varphi_{14} = 0$ a z rovnice (3.19g) dostaneme prevod:

$$\mu_{CP} = \frac{\omega_{1C}}{\omega_{1P}} = - \frac{R_p}{R_C} \quad (3.19i)$$

Potom z rovnice (3.19ch) dostaneme:

$$\varphi_{12} - \varphi_{12,0} = - \frac{R_3}{R_2} (\varphi_{13} - \varphi_{13,0}) \quad (3.19j)$$

Ak v čase $t = t_0$ bude $\varphi_{12,0} = 0$, $\varphi_{13,0} = 0$, potom pre daný uhol φ_{12} určíme z (3.19j):

$$\varphi_{13} = - \frac{R_3}{R_2} \varphi_{12} \quad (3.19k)$$

a φ_{23} určíme podľa rovnice (3.18b).

3.6.3 Statiský a kinematický model valivého spojenia dvoch telies

V statickom modeli valivého spojenia dvoch telies je nevyhnutné, aby reakcia v bode vzájomného dotyku povrchov telies obsahovala aj tangenciálnu zložku, preto je valivé spojenie v triede $t = 2$.

Ak uvažujeme len kinematické vlastnosti valivého spojenia, potom z predošej analýzy vyplývajú dve väzobné podmienky:

1. Spoločný dotykový bod C je zároveň okamžitým stredom P relatívneho pohybu:

(3.18i):

$$C_2 \equiv C_3 \equiv C \equiv P_{23}$$

2. Relatívna rýchlosť dotykového bodu bude:

(3.18c):

$$v_{C23} = 0$$

Teda valivé spojenie je aj z kinematického hľadiska v triede $t = 2$.

Z pohľadu konfigurácie a tvaru členov môžu byť valivé spojenia uzavorené (napr. v obr. 3.21e, obr. 3.24a,c,e) aj otvorené (napr. v obr. 3.25a, obr. 3.26a), pričom obidva druhy spĺňajú väzobné podmienky: (3.18i), (3.18c), ale líšia sa v tom, že v otvorenom valivom spojení by bolo možné dotýkať sa povrchy členov od seba oddialiť.

V uzavorenom valivom spojení s kruhovým tvarom členov (na obr. 3.21e) majú členy 2,3 analogickú vzájomnú polohu ako členy 2,3 na obr. 3.21f, teda sú v permanentnej singulárnej vzájomnej polohe. Z toho vyplýva, že uzavorené valivé spojenie členov s kruhovým tvarom je trvalo čiastočne pasívne (nekorektné) a pre každé takto valivé spojenie máme jeden neodobratý stupeň voľnosti pohybu

$$n = 1$$

Príklad 3.18:

Vypočítajte skutočnú pohyblivosť SVT z obr. 3.24d ak je spojenie telies 4,5 zamknuté, teda telesá 4,5 sú vzájomne nepohyblivé.

Riešenie:

Skutočnú pohyblivosť vypočítame podľa (1.8): $n^s = n_G + n_n$, kde podľa (1.52): $n_G = -1$, lebo $u = 4$, $s_2 = s_{22} = 3(R) + 2(V)$, $n_v = 3$ a pre dve uzavorené valivé spojenia členov s kruhovým tvarom máme $n_n = 2$, potom $n^s = 1$.

Príklad 3.19:

Vypočítajte skutočnú pohyblivosť SVT z obr. 3.24a.

Riešenie:

$$u = 4, s_{23} = 1(R_3), s_{22} = 2, s_2 = 4, n_G = 1$$

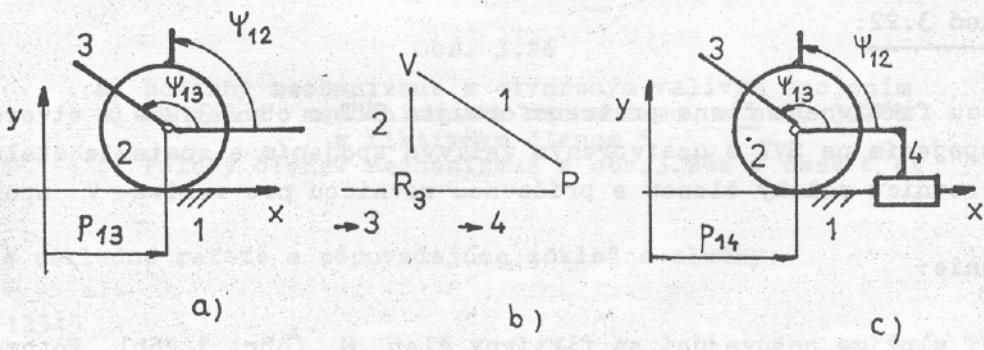
$$n_n = 1, n^s = 2$$

3.6.4 Otvorené valivé spojenie

Systém údajov o parametroch štruktúry mechanizmu neobsahuje informácie o rozročoch a tvare dotýkajúcich sa členov, ktoré môžu byť príčinou existencie ne-korektností, ako to bolo v prípade uzavoreného valivého spojenia členov s kruhivým tvarom.

Príklad 3.20:

Vypočítajte skutočnú pohyblivosť aj počet globálnych súradníc v SVT z obr. 3.25a s otvoreným valivým spojením.



Obr. 3.25

- a) Mechanizmus fúrika s otvoreným valivým spojením
- b) Štruktúrna schéma kombinovaného mechanizmu z obr. 3.25a
- c) Náhradný mechanizmus k mechanizmu z obr. 3.25a s fiktívnym členom 4

Riešenie:

$u = 3, s_2 = 22 = 1(OV) + 1(R), n_G = 2 = n^S, \text{ lebo pre otvorené valivé spojenie je } n_n = 0, c = 2, m = 2 \neq m^S = 3.$

Rovinné mechanizmy s otvoreným valivým spojením sú nekorektné z pohľadu štruktúrnej analýzy, lebo vypočítaný počet lokálnych aj globálnych súradníč sa líši od skutočne potrebného počtu pre väzobné rovnice, čo súvisí s tým, že pri otvorených valivých spojeniach je rozhodujúci tvar dotýkajúcich sa členov.

Pri kinematickej analýze mechanizmov v danej polohe môžeme túto nekorektnosť kompenzovať kinematicky ekvivalentnými mechanizmami.

Ak má mechanizmus otvorené valivé spojenie s kruhovým a v limitnom prípade aj priamkovým tvarom dotykovej časti členov (ako je to na obr. 3.25a) potom sa relatívny pohyb členov nezmení keď vložíme do sústavy binárny fiktívny člen spájajúci stredy oskuláčnych kružníc tvarov členov (obr. 3.25c). Tým pretransformujeme otvorené valivé spojenie na uzavorené, ktoré je trvalo čiastočne pasívne a štruktúrna analýza bude korektná (obr. 3.25c).

Príklad 3.21:

Vypočítajte skutočnú pohyblivosť a počet globálnych súradníč členov pre SVT z obr. 3.25c.

Riešenie:

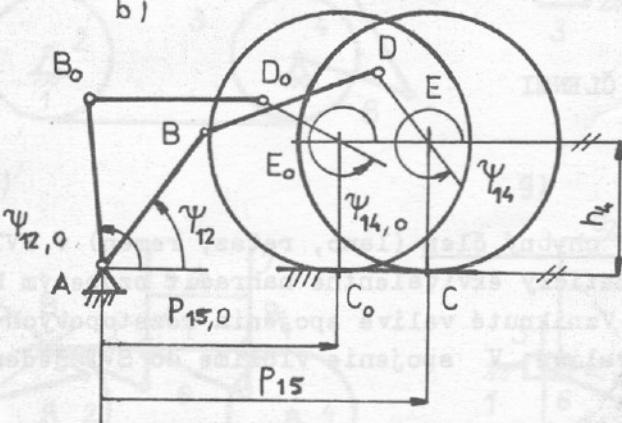
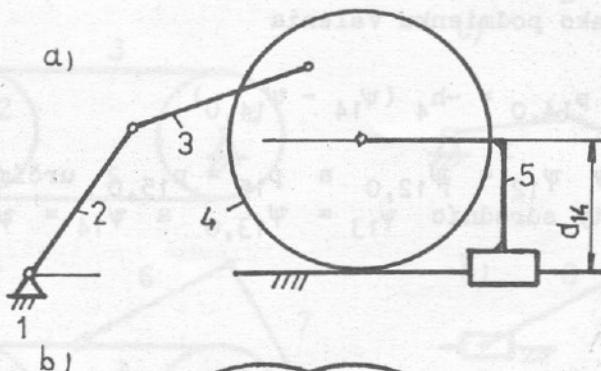
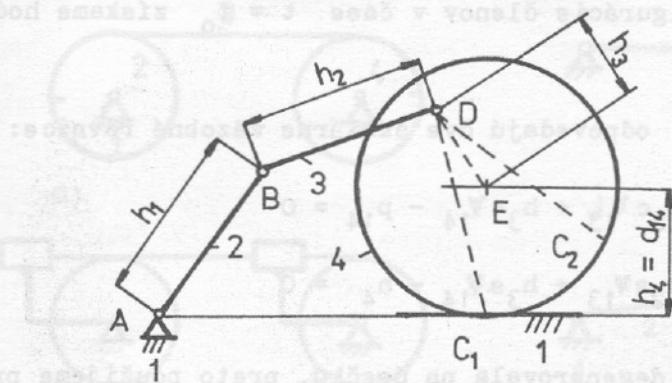
$u = 4, s_{22} = 1(V) + 1(P) = 2, s_{23} = 1(R), s_2 = 4, n_G = 1, n_n = 1, n^S = 2$
 $c = 4, k = 1, m = 3 = m.$

Príklad 3.22:

Pomocou fiktívneho člena pretransformujte SVT z obr. 3.26a s otvoreným valivým spojením na SVT s uzavoreným valivým spojením a zostavte skalárne slučkové rovnice polohy členov s prídavnou rovnicou pre valivé V spojenie.

Riešenie:

Do SVT vložíme posúvajúci sa fiktívny člen U (obr. 3.26b). Potom bude $n^S = 1$, lebo $u = 5, s = s_2 = s_{22} = 4(R) + 1(P) + 1(V) = 6, k = 2, z = 6, n_n = 1(V), s = 5, c = 6, m = 4, d = 4, d^S = 3.$



c)

Obr. 3.26

- a) Rovinný mechanizmus s otvoreným valivým spojením
- b) Náhradný mechanizmus k mechanizmu z obr. 3.26a s fiktívnym členom 5
- c) Polohy členov mechanizmu z obr. 3.26a v čase t₀

Utvoríme základné reťaze a odpovedajúce základné slučky:

Členy: 12345

$$r_1 = 1234$$

$$k_1 = 12341$$

$$k_1: ABDECA$$

$$r_2 = 5$$

$$k_2 = 1451$$

$$k_2: CEC \text{ (úsečka)}$$

Z východiskovej konfigurácie členov v čase $t = t_0$ získame hodnoty $\psi_{12,0}$, $p_{14,0}$ (obr. 3.26c).

Základnej slučke k_1 odpovedajú dve skalárne väzobné rovnice:

$$h_1 c \psi_{12} + h_2 c \psi_{13} + h_3 c \psi_{14} - p_{14} = 0 \quad (3.20a)$$

$$h_1 s \psi_{12} + h_2 s \psi_{13} + h_3 s \psi_{14} - h_4 = 0 \quad (3.20b)$$

Základná slučka k_2 degenerovala na úsečku, preto použijeme prídavnú rovnica typu (3.19ch) ako podmienku valenia

$$p_{14} - p_{14,0} = -h_4 (\psi_{14} - \psi_{14,0}) \quad (3.20c)$$

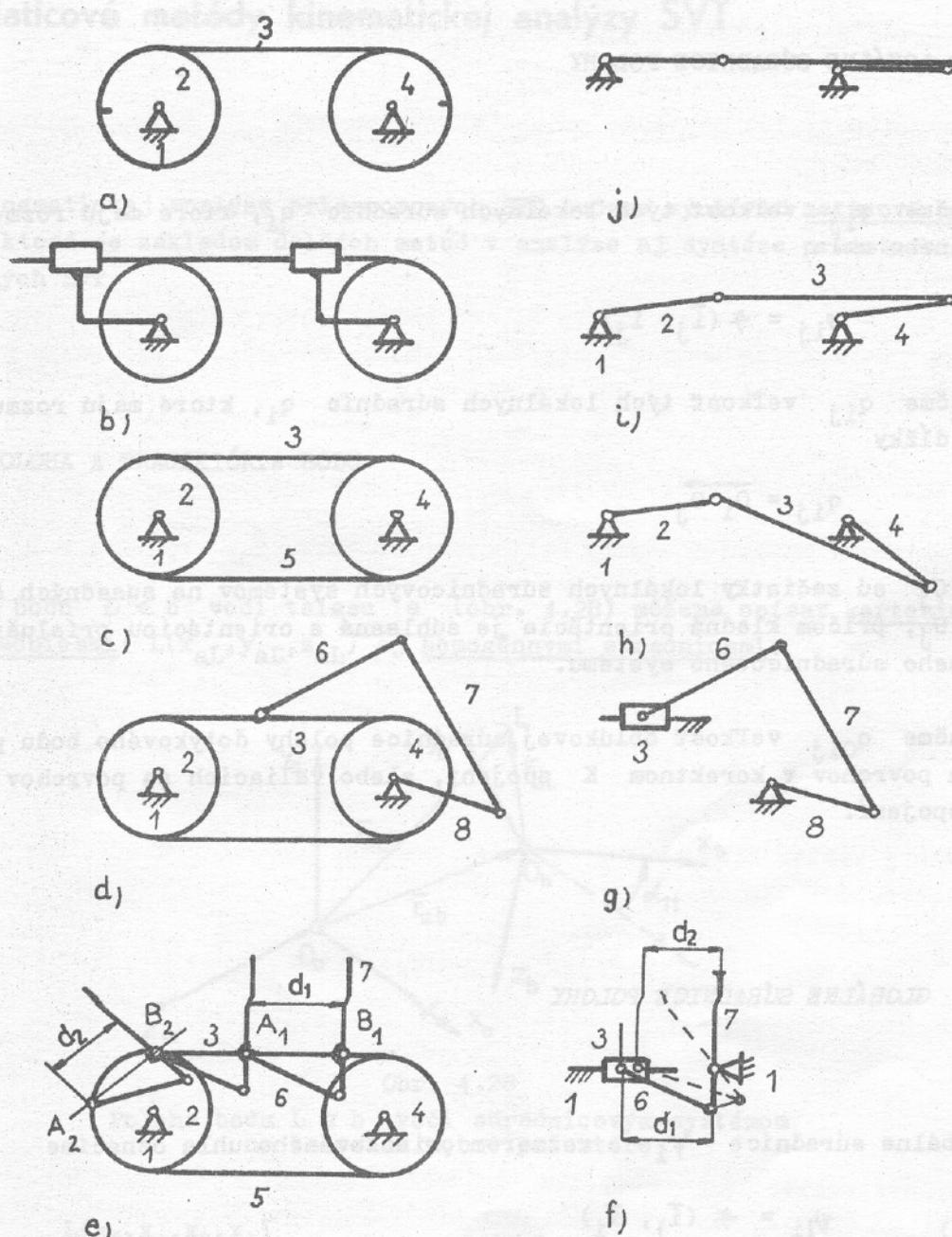
Pre známe hodnoty $\psi_{12} = \psi_{12,0}$ a $p_{15} = p_{15,0}$ určíme z rovníc (3.20ab) od povedajúce hodnoty súradníc $\psi_{13} = \psi_{13,0}$ a $\psi_{14} = \psi_{14,0}$ v začiatoknej polohe.

3.7 SVT S OHYBNÝMI ČLENMI

Ak namáhame otvorený ohybný člen (lano, retaz, remeň) v SVT na obr. 3.27a na tah, môžeme ho kinematicky ekvivalentne nahradíť ozubeným hrebeňom a kladky ozubenými kolesami. Vzniknuté valivé spojenia rozstupových kružníc sú otvorené, preto za každé valivé V spojenie vložíme do SVT jeden fiktívny člen (obr. 3.27b).

Uzavorený ohybný člen v SVT na obr. 3.27c nahradíme členmi 3,5, avšak jeden z nich je pre výpočet pohyblivosti nedobytočný (redundantný). Potom dostaneme SVT podľa obr. 3.27b, ktorá má pohyblivosť $n^s = 1$. SVT na obr. 3.27d má okrem základnej SVT i podľa obr. 3.27c ďalšiu SVT 2 na obr. 3.27g s pohyblivosťou $n_G = 2$, ktorá je zhodná s pohyblivosťou celej SVT.

Zaujímavú funkciu má ohybný člen v SVT na obr. 3.27e. Na priamom úseku medzi kladkami 2,4 je v základnej SVT 1 podľa obr. 3.27c člen 3 rámom pre ne-pohyblivú SVT, ktorú tvoria členy 3,6,7, avšak na kladkách sa zmenšením vzdielenosti $d_1 = \overline{A_1 B_1}$ na $d_2 = \overline{A_2 B_2}$ z nepohyblivej SVT 2 stane mechanizmus s pohyblivosťou $n_G = 1$ (obr. 3.27f).



Obr. 3.27

- a) Mechanizmus s otvoreným ohybným členom 3
- b) Náhradný mechanizmus k mechanizmu z obr. 3.27a
- c) Mechanizmus s uzavoreným ohybným členom (3,5)
- d) Mechanizmus s uzavoreným ohybným členom, ktorý má funkciu pohonu pre sústavu viazanych telies 6,7,8
- e) Mechanizmus zhrabaváča sena
- f) Mechanizmus znázorňujúci vzájomný pohyb členov 3,6,7 v mechanizme z obr. 3.27e
- g) Mechanizmus znázorňujúci pohyb členov 3,6,7,8 v mechanizme z obr. 3.27d
- h) Jedna z dvoch alternatívnych polôh hnacích členov 3,4 pre danú polohu hnacieho člena 2
- i) Druhá z dvoch alternatívnych polôh hnacích členov 3,4
- j) Okamžitý singulárny stav (mrátva poloha) členov mechanizmu z obr. 3.27i

3.8 LOKÁLNE SÚRADNICE POLOHY

Označme φ_{ij} veľkosť tých lokálnych súradníc q_i , ktoré majú rozmer orientovaného uhla

$$\varphi_{ij} = \varphi(\bar{i}_j, \bar{i}_i) \quad (3.21)$$

Označme q_{ij} veľkosť tých lokálnych súradníc q_i , ktoré majú rozmer premenlivej dĺžky

$$q_{ij} = \overrightarrow{o_i o_j} \quad (3.22)$$

o_i, o_j sú začiatky lokálnych súradnicových systémov na susedných členoch U_i, U_j , pričom kladná orientácia je súhlasná s orientáciou príslušnej osi lokálneho súradnicového systému.

Označme q_{0ij} veľkosť oblúkovej súradnice polohy dotykového bodu prekízajúcich povrchov v korektnom K spojení, alebo valiacich sa povrchov vo valivom V spojení.

3.9 GLOBÁLNE SÚRADNICE POLOHY

Globálne súradnice ψ_i s rozmerom orientovaného uhla označíme

$$\psi_{li} = \varphi(\bar{i}_l, \bar{i}_i) \quad (3.23)$$

pričom kladná zmena ich veľkosti bude zhodná s pravotočivou orientáciou.

Globálne súradnice ψ_i s rozmerom premenlivej dĺžky

$$p_{li} = \overrightarrow{o_l o_i} \quad (3.24)$$

použijeme na opis polohy členov spojených v posuvných P spojeniach, pričom $(o_1), (x_1)$ reprezentujú translačne posunutý vzťažný globálny súradnicový systém.

Na opis polohy členov $U_k, k = i, j$ spojených korektným prekízajúcim spojením použijeme globálne súradnice $(\psi_{1k})_2$

$$(\psi_{1k})_2 = \psi_{1k} + \psi_{kp} \quad (3.25)$$