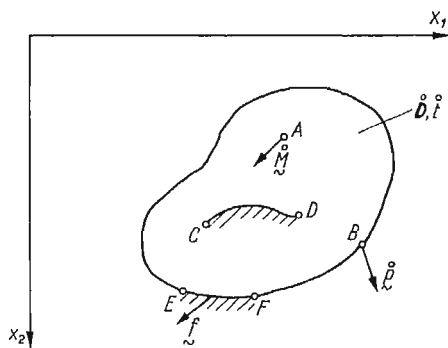


## OBLICZANIE DOWOLNYCH TARCZ METODĄ ITERACYJNĄ

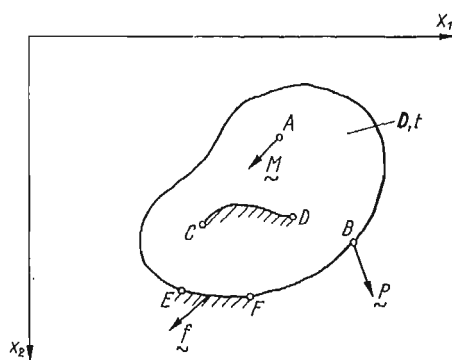
JÓZEF WRANIK (BIELSKO-BIAŁA)

### 1. Przedstawienie zagadnienia

W pracy niniejszej zastosowano metodę iteracyjną omówioną w [5] do tarcz, które wykazują cechy niejednorodności i anizotropii oraz mają zmienną grubość. Tarcze wielospójne i ze zmienną grubością omówiono w pracach [1, 4]. Rozważana tarcza określona jest przez macierz cech sprężystości  $\mathfrak{D}(x_1, x_2)$  i zmienną grubość  $t(x_1, x_2)$ , (rys. 1). Tarcza może być dowolnie podparta na brzegu (linia więzów  $EF$  na rys. 1) i w obszarze (linia więzów  $CD$  rys. 1) oraz może być poddana obciążeniom siłami powierzchniowymi  $\underline{p}$ , siłami masowymi  $\underline{M}$  oraz wymuszonemu stanowi przemieszczeń  $\underline{f}$  w liniach więzów.



Rys. 1. Układ dany  $\underline{U}^*$



Rys. 2. Układ zastępczy  $\underline{U}$

Odształcenia tarczy są małe i znajdują się w przedziale liniowo sprężystym. W całym obszarze tarczy zakładamy istnienie płaskiego stanu naprężenia.

Układ zastępczy  $\underline{U}$  przedstawiono na rys. 2, a układ  $\underline{W}$  na rys. 3.

Metodę obliczeń omówiono w [5]; tutaj przytacza się jedynie podstawowe wzory, na które powołano się w przykładach.

W kolejnym  $i$ -tym kroku iteracyjnym zgodnie z [5] otrzymamy:

obciążenia układu  $\Delta_{i-1} \underline{U}$

$$(1.1) \quad \begin{aligned} \Delta_i \underline{p} &= \mathfrak{S}r \Delta_{i-1} \underline{N}, \\ \Delta_i \underline{M} &= -\mathfrak{W}r \Delta_{i-1} \underline{N}, \end{aligned}$$

gdzie  $\Delta_{i-1} \underline{N} = \Delta_{i-1} \underline{\sigma} \cdot \underline{i}$  jest wektorem sił wewnętrznych w układzie  $\Delta_{i-1} \underline{U}$ ;

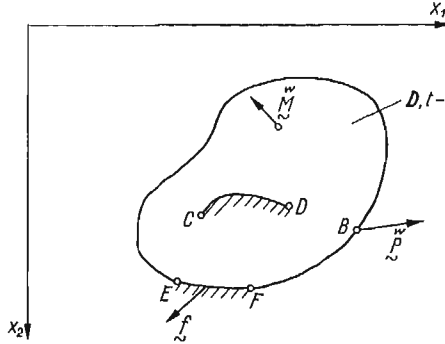
\* Symbole podkreślone węzykami na rysunkach odpowiadają symbolom pogrubionym w tekście.

siły wewnętrzne układu  $\Delta_i W$

$$(1.2) \quad \Delta_i \overset{w}{N} = \mathfrak{S} \Delta_i \dot{N},$$

obciążenie układu  $\Delta_i W$

$$(1.3) \quad \begin{aligned} \Delta_i \overset{w}{p} &= \mathfrak{H} \mathfrak{S} \Delta_i \dot{N}, \\ \Delta_i \overset{w}{M} &= -\mathfrak{B} \mathfrak{S} \Delta_i \dot{N}, \end{aligned}$$



Rys. 3. Układ  $W$

gdzie

$$(1.4) \quad \mathfrak{S} = \mathfrak{D}^{-1} \dot{\mathfrak{D}} t t^{-1},$$

$$(1.5) \quad \mathfrak{r} = \mathfrak{J} - \mathfrak{D}^{-1} \dot{\mathfrak{D}} t t^{-1},$$

$$(1.6) \quad \mathfrak{B} = \begin{bmatrix} \partial/\partial x_1 & 0 & \partial/\partial x_2 \\ 0 & \partial/\partial x_2 & \partial/\partial x_1 \end{bmatrix}$$

operator różniczkowy równań równowagi;

$$(1.7) \quad \mathfrak{H} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}.$$

## 2. Układ zastępczy

Tarczę zastępczą przyjmiemy jednorodną, izotropową ze stałą grubością, geometrycznie przystającą do tarczy danej.

2.1. Tarcza zastępcza dla przypadku tarczy danej niejednorodnej i izotropowej ze zmieniającą się grubością. Dla wyszczególnionego przypadku macierz  $\mathfrak{r}$  przedstawia się następująco:

$$(2.1) \quad \mathfrak{r} = \begin{bmatrix} 1 - (1 - \nu \dot{\nu}) e & -(\nu - \dot{\nu}) e & 0 \\ -(\nu - \dot{\nu}) e & 1 - (1 - \nu \dot{\nu}) e & 0 \\ 0 & 0 & 1 - (1 - \nu)(1 + \dot{\nu}) e \end{bmatrix},$$

gdzie

$$e = \frac{E(x_1, x_2) t(x_1, x_2)}{\dot{E} \cdot \dot{t}} \cdot \frac{1}{1 - \nu^2(x_1, x_2)}$$

Normę macierzy  $r$  wygodnie obliczyć jako normę spektralną [3]

$$(2.2) \quad \|r\|^2 = \max_i (\lambda_i(r^T r)).$$

Otrzymujemy wówczas

$$(2.3) \quad \sqrt{\lambda_1} = 1 - \frac{1 - \dot{\nu}}{1 - \nu} \frac{Et}{\dot{E} \dot{t}},$$

$$\sqrt{\lambda_2} = \sqrt{\lambda_3} = 1 - \frac{1 + \dot{\nu}}{1 + \nu} \frac{Et}{\dot{E} \dot{t}},$$

gdzie  $\lambda_i$  są wartościami własnymi macierzy  $r^T r$ .

Większa z wartości  $|\sqrt{\lambda_i}|$  określa normę macierzy  $r$ . Wystarczy więc zbadać nierówność

$$(2.4) \quad \lambda_1 - \lambda_2 > 0;$$

z wyrażenia (2.4) otrzymamy,

$$(2.5) \quad 4e(\dot{\nu} - \nu) [1 - (1 - \nu\dot{\nu})e] > 0.$$

Z nierówności (2.5) wynika, że normą macierzy  $r$  będzie  $|\sqrt{\lambda_1}|$  wówczas, gdy spełnione będą warunki:

$$(2.6) \quad \dot{\nu} > \nu \text{ i } (1 - \nu\dot{\nu})e < 1,$$

lub

$$\dot{\nu} < \nu \text{ i } (1 - \nu\dot{\nu})e > 1.$$

Dalsze rozważania przeprowadzimy przy założeniu, że norma macierzy  $r$  jest określona jako  $|\sqrt{\lambda_1}|$ ; przy warunkach (2.6) normę macierzy możemy przedstawić w postaci

$$(2.7) \quad \|r\| = |1 - \|\mathcal{D}^{-1}\| \cdot \|\dot{\mathcal{D}}^{-1}\|^{-1} \dot{t} \dot{t}^{-1}|$$

lub

$$(2.8) \quad \|r\| = \dot{t}^{-1} \cdot \|\dot{\mathcal{D}}^{-1}\|^{-1} \cdot \|\dot{\mathcal{D}}^{-1}\| \dot{t} - \|\mathcal{D}^{-1}\| \cdot \dot{t}.$$

Można zauważyć, że zbieżność szeregu iteracyjnego będzie najlepsza przy przyjętym modelu tarczy zastępczej wówczas, gdy normy, maksymalna i minimalna będą sobie równe, czyli gdy

$$(2.9) \quad \|r(x_1, x_2)\|_{\max} = \|r(x_1, x_2)\|_{\min}.$$

Relacja (2.9) oznacza jednakowe założenia zbieżności szeregu dla punktów tarczy, w których zróżnicowanie cech fizycznych i geometrycznych tarcz danej i zastępczej jest największe, czyli dla punktów, w których funkcja (2.8) osiąga ekstrema.

Wprowadzimy oznaczenia:

$$(2.10) \quad \begin{aligned} t', \nu', E', \mathcal{S}' & \text{ — wielkości odpowiadające normie } \|\dot{t}\mathcal{D}^{-1}\|_{\min}, \\ t'', \nu'', E'', \mathcal{S}'' & \text{ — wielkości odpowiadające normie } \|\dot{t}\mathcal{D}^{-1}\|_{\max}. \end{aligned}$$

Z (2.9) wynika równość bezwzględnych wartości elementów macierzy o normach  $\|\mathbf{r}\|_{\max}$  i  $\|\mathbf{r}\|_{\min}$ .

Przy oznaczeniach (2.10) otrzymujemy następujące równanie macierzowe

$$(2.11) \quad \mathfrak{S} - t' t'^{-1} \mathfrak{S}' = t'' t''^{-1} \mathfrak{S}'' - \mathfrak{S}.$$

Z rozwiązania równania (2.11) otrzymujemy

$$(2.12) \quad \dot{\nu} = -\frac{B'\nu' + B''\nu''}{B' + B''},$$

$$(2.13) \quad \dot{E}t = \frac{(B' + B'')^2 - (B'\nu' + B''\nu'')^2}{2(B' + B'')},$$

gdzie

$$B' = \frac{E't'}{1-\nu'^2}; \quad B'' = \frac{E''t''}{1-\nu''^2}.$$

**2.2. Tarcza zastępcza jednorodna, izotropowa przy przyjęciu  $\dot{\nu} = 0$ .** Zbieżność szeregu iteracyjnego przy z góry określonej wartości współczynnika Poissona  $\dot{\nu}$  tarczy zastępczej będzie słabsza aniżeli dla przypadku omówionego w p. 2.1, lecz często może dać korzyści przy rozwiązywaniu układów zastępczych w kolejnych krokach iteracyjnych.

Macierz  $\mathbf{r}$  w tym przypadku przedstawia się w postaci

$$(2.14) \quad \mathbf{r} = \begin{bmatrix} 1-e & -\nu e & 0 \\ -\nu e & 1-e & 0 \\ 0 & 0 & 1-(1-\nu)e \end{bmatrix}.$$

Norma tej macierzy wynosi

$$(2.15) \quad \|\mathbf{r}\| = \max \begin{cases} |1-e| + \nu e \\ |1-(1-\nu)e| \end{cases}.$$

Dla  $e < 1$  otrzymujemy

$$(2.16) \quad \|\mathbf{r}\| = 1 - \frac{Et}{\dot{E}t} \frac{1}{1+\nu},$$

dla  $e > 1$  zaś otrzymujemy

$$(2.17) \quad \|\mathbf{r}\| = \frac{Et}{\dot{E}t} \frac{1}{1-\nu} - 1.$$

Nierówność  $\|\mathbf{r}\| < 1$  odniesiona do relacji (2.16) przy  $e < 1$  będzie spełniona dla każdej wartości  $\dot{E}t$ , a odniesiona do relacji (2.17) przyjmie postać

$$(2.18) \quad \dot{E}t > \frac{1}{2} \frac{Et}{1-\nu}.$$

Relacja (2.18) jest warunkiem zbieżności szeregu iteracyjnego ([5], (4.16)) przy  $\dot{\nu} = 0$ . Będzie on spełniony dla każdej pary argumentów  $(x_1, x_2)$ , gdy obliczymy  $\dot{E}t$  ze wzoru

$$(2.19) \quad \dot{E}t = \frac{1}{2} \left( \frac{E't'}{1-\nu'} + \frac{E''t''}{1-\nu''} \right).$$

2.3. Tarcza zastępcza dla przypadku tarczy danej anizotropowej. Macierz cech sprężystości ciała anizotropowego w płaskim zadaniu teorii sprężystości przedstawia się następująco [2]:

$$(2.20) \quad \mathfrak{D} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} \\ d_{12} & d_{22} & d_{23} \\ d_{13} & d_{23} & d_{33} \end{bmatrix}.$$

Rozważmy tarczę zastępczą izotropową, określoną przez macierz sprężystości

$$(2.21) \quad \dot{\mathfrak{D}} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & 0 \\ -\nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix}$$

i zapiszmy ją w postaci

$$(2.22) \quad \dot{\mathfrak{D}} = \begin{bmatrix} x & -y & 0 \\ -y & x & 0 \\ 0 & 0 & 2(x+y) \end{bmatrix}.$$

Wartości niewiadomych  $x$  i  $y$  określimy z warunku osiągnięcia przez normę macierzy  $\mathfrak{r}$  wartości minimalnej. Macierz przedstawia się następująco:

$$(2.23) \quad \mathfrak{r} = \begin{bmatrix} 1-(a_{11}x-a_{12}y) & -a_{12}x+a_{22}y & -2a_{13}x-2a_{13}y \\ -a_{12}x+a_{22}y & 1-(a_{22}x-a_{12}y) & -2a_{23}x-2a_{23}y \\ -a_{13}x+a_{23}y & -a_{23}x+a_{13}y & 1-(2a_{33}x-2a_{33}y) \end{bmatrix},$$

gdzie  $a_{ik}$  są elementami macierzy  $\mathfrak{D}^{-1}$ .

Rozważmy normę euklidesową macierzy  $\mathfrak{r}$

$$(2.24) \quad (\|\mathfrak{r}\|_E)^2 = (1-(a_{11}x-a_{12}y))^2 + (-a_{12}x+a_{22}y)^2 + (2a_{13}x+2a_{13}y)^2 + \\ + (-a_{12}x+a_{22}y)^2 + (1-(a_{22}x-a_{12}y))^2 + (2a_{23}x+2a_{23}y)^2 + \\ + (-a_{13}x+a_{23}y)^2 + (-a_{23}x+a_{13}y)^2 + (1-(2a_{33}x+2a_{33}y))^2.$$

Normę (2.24) jako formę kwadratową możemy zapisać w postaci

$$(2.25) \quad (\|\mathfrak{r}\|'_E)^2 = (\mathfrak{A}\mathfrak{s} + \mathfrak{b})^T (\mathfrak{A}\mathfrak{s} + \mathfrak{b}),$$

gdzie  $\mathfrak{s}^T = [x, y]$ ,  $\mathfrak{b}^T = [100100]$ ,

$$(2.26) \quad \mathfrak{A}^T = \begin{bmatrix} -a_{11} & -a_{12} & -a_{12} & -a_{22} & -a_{13} & -a_{23} \\ a_{12} & a_{11} & a_{22} & a_{12} & a_{23} & a_{13} \end{bmatrix}.$$

Ze względu na specyficzny charakter macierzy  $\dot{\mathfrak{D}}$  taki, że jej element  $2(x+y)$  jest określony przez pozostałe elementy tej macierzy, nie wprowadzono do rozważań trzech składników wyrażenia (2.24), odpowiadających elementowi  $2(x+y)$  macierzy  $\dot{\mathfrak{D}}$ , stąd oznaczenie  $\|\mathfrak{r}\|'_E$ .

Minimum funkcji  $\|\mathfrak{r}\|'_E$  znajdziemy w zwykły sposób, przyrównując jej pochodne cząstkowe względem  $x$  i  $y$  do zera, przy czym wystarczy rozpatrzyć funkcję podpierwiastkową. Otrzymamy

$$(2.27) \quad \frac{\partial(\|\mathfrak{r}\|'_E)^2}{\partial x} = \frac{\partial \mathfrak{s}^T}{\partial x} \mathfrak{A}^T (\mathfrak{A}\mathfrak{s} + \mathfrak{b}) + (\mathfrak{A}\mathfrak{s} + \mathfrak{b})^T \mathfrak{A} \frac{\partial \mathfrak{s}}{\partial x} = 0, \\ \frac{\partial(\|\mathfrak{r}\|'_E)^2}{\partial y} = \frac{\partial \mathfrak{s}^T}{\partial y} \mathfrak{A}^T (\mathfrak{A}\mathfrak{s} + \mathfrak{b}) + (\mathfrak{A}\mathfrak{s} + \mathfrak{b})^T \mathfrak{A} \frac{\partial \mathfrak{s}}{\partial y} = 0,$$

gdzie

$$(2.28) \quad \frac{\partial \mathbf{s}}{\partial x} = [10]; \quad \frac{\partial \mathbf{s}}{\partial y} = [0 \ 1].$$

Układ równań (2.27) z niewiadomymi  $x$  i  $y$  przy podstawieniu (2.28) i przekształceniu przyjmie postać

$$(2.29) \quad \mathfrak{U}^T \mathfrak{U} \mathbf{s} + \mathfrak{U}^T \mathbf{b} = 0.$$

Dla przypadku tarczy ortotropowej macierz  $\mathfrak{U}$  i wektor  $\mathbf{b}$  przyjmą postać

$$(2.30) \quad \mathfrak{U}^T = \begin{bmatrix} -a_{11} & -a_{12} & -a_{12} & -a_{22} \\ a_{12} & a_{11} & a_{22} & a_{12} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b}^T = [1 \ 0 \ 0 \ 1].$$

Rozwiązując układ (2.29) względem wektora  $\mathbf{s}$  przy podstawieniu (2.30) otrzymamy

$$(2.31) \quad x = \frac{(a_{11} + a_{22})(a_{11}^2 + a_{22}^2 + 2a_{12}^2) - 4a_{12}^2(a_{11} + a_{22})}{(a_{11}^2 + a_{22}^2 + 2a_{12}^2)^2 - 4a_{12}^2(a_{11} + a_{22})^2},$$

$$y = \frac{2(a_{11} + a_{22})^2 a_{12} - 2a_{12}(a_{11}^2 + 2a_{12}^2 + a_{22}^2)}{(a_{11}^2 + a_{22}^2 + 2a_{12}^2)^2 - 4a_{12}^2(a_{11} + a_{22})^2}.$$

Macierz  $\mathfrak{D}$  o elementach określonych wzorami (2.31) daje minimalną normę euklidesową macierzy  $\mathfrak{r}$ , a tym samym gwarantuje najszybszą zbieżność szeregu iteracyjnego.

Przy przyjęciu prostszej tarczy zastępczej, dla której  $\dot{\nu} = 0$ , określonej przez macierz

$$(2.32) \quad \mathfrak{D} = \begin{bmatrix} x & 0 & 0 \\ 0 & x & 0 \\ 0 & 0 & 2x \end{bmatrix},$$

otrzymamy dla przypadku tarczy anizotropowej

$$(2.33) \quad x = \frac{a_{11} + a_{22}}{a_{11}^2 + a_{22}^2 + 2a_{12}^2 + a_{13}^2 + a_{23}^2}$$

oraz dla tarczy ortotropowej

$$(2.34) \quad x = \frac{a_{11} + a_{22}}{a_{11}^2 + a_{12}^2 + 2a_{12}^2}.$$

### 3. Przykłady

**3.1. Tarcza niejednorodna.** Dany jest układ przedstawiony na rys. 4, scharakteryzowany przez:

$$\begin{aligned} t &= (1 + 0,2y) \cdot 10^{-2} \text{ m} && \text{— grubość tarczy,} \\ E &= 2(1 - 0,2y) 10^8 \text{ Nm}^{-2} && \text{— moduł sprężystości podłużnej,} \\ \nu &= 0,2y && \text{— współczynnik Poissona.} \end{aligned}$$

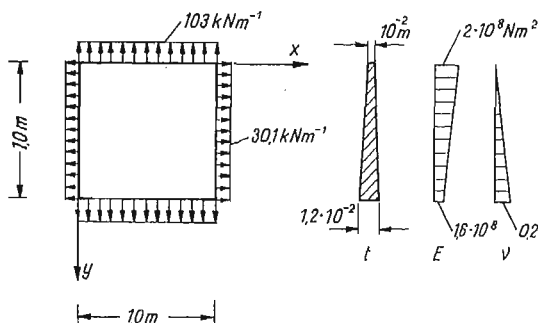
Macierz  $t\mathfrak{D}^{-1}$  przedstawia się następująco:

$$t\mathfrak{D}^{-1} = 2 \cdot 10^6 \begin{bmatrix} 1 & 0,2y & 0 \\ 0,2y & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2}(1 - 0,2y) \end{bmatrix}.$$

Norma macierzy  $t\mathcal{D}^{-1}$  wynosi

$$\|t\mathcal{D}^{-1}\| = 2 \cdot 10^6(1 + 0,2y).$$

Norma osiąga ekstrema dla  $y = 0$  i  $y = 1$ .



Rys. 4. Układ dany  $U$

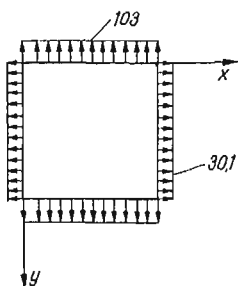
Otrzymamy

$$\begin{aligned} t' &= 10^{-2} \text{ m}, & t'' &= 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}, \\ E' &= 2 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-2}, & E'' &= 1,6 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-2}, \\ \nu' &= 0, & \nu'' &= 0,2. \end{aligned}$$

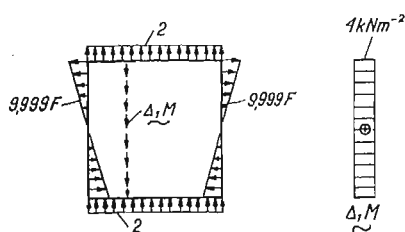
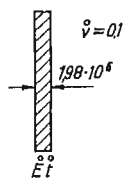
Według wzorów (2.12) i (2.13) obliczamy  $\dot{\nu} = 0,1$ ,  $\dot{E}t = 1,98 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}$ .

Obliczamy macierz  $\mathcal{S}$ , według wzoru (1.4):

$$\begin{aligned} \mathcal{S} &= 2 \cdot 10^6 \begin{bmatrix} 1 & 0,2y & 0 \\ 0,2y & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-0,2y) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -0,1 & 0 \\ -0,1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2,2 \end{bmatrix} \frac{10^{-6}}{1,98} = \\ &= \begin{bmatrix} 1-10^{-2}F & 10^{-1}F & 0 \\ 10^{-1}F & 1-10^{-2}F & 0 \\ 0 & 0 & 1-11F \end{bmatrix}. \end{aligned}$$



Rys. 5. Układ  $\dot{U}$



Rys. 6. Układ  $\Delta_1 U(\Delta_1 \dot{U})$

Macierz  $r$  obliczymy według wzoru (1.5), otrzymamy

$$r = 10^{-2}F \begin{bmatrix} 1 & -10 & 0 \\ -10 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 11 \end{bmatrix}, \quad \text{gdzie } F = 2,0202y - 1,0101.$$

Układ  $\dot{U}$  przedstawiono na rys. 5; jego rozwiązanie określone jest przez wektory naprężeń i odkształceń następująco:

$$\dot{\mathbf{N}} = \begin{bmatrix} 30,1 \\ 103 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \dot{\mathbf{\epsilon}} = \begin{bmatrix} 10 \\ 5,045 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot 10^{-6}.$$

Obliczamy obciążenie układu  $\Delta_1 U$  według wzorów (1.1) dla  $i = 1$ . Otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 6. Obciążenie to przyłożone do tarczy zastępczej daje łącznie z tą tarczą układ  $\Delta_1 \dot{U}$ , którego rozwiązanie stanowią wektory naprężeń i odkształceń, odpowiednio:

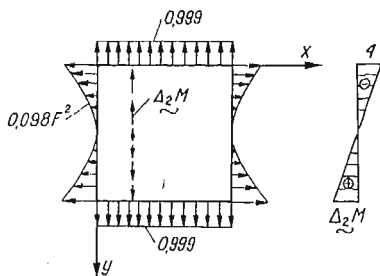
$$\Delta_1 \dot{\mathbf{N}} = \begin{bmatrix} -9,999 \\ -1,98 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F, \quad \Delta_1 \dot{\mathbf{\epsilon}} = \begin{bmatrix} -4,95 \\ -0,495 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot 10^{-6} F.$$

Obciążenie układu  $\Delta_2 U$  obliczymy według (1.1) dla  $i = 2$ ; przedstawiono je na rys. 7. Układ  $\Delta_2 \dot{U}$  daje rozwiązanie

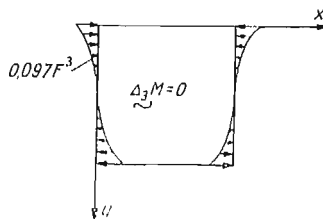
$$\Delta_2 \dot{\mathbf{N}} = \begin{bmatrix} 0,09801 \\ 0,9801 \\ 0 \end{bmatrix} F^2, \quad \Delta_2 \dot{\mathbf{\epsilon}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,4455 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot 10^{-6} F^2.$$

Podobnie obliczono obciążenia układu  $\Delta_3 U$ ; które przedstawiono na rys. 8.

Obciążenia układu  $\Delta_3 U$  stanowią około 0,1% obciążeń układu danego, można więc pominąć dalsze obliczenia zadowalając się dokładnością około 0,1%.



Rys. 7. Układ  $\Delta_2 U(\Delta_2 \dot{U})$



Rys. 8. Układ  $\Delta_3 U(\Delta_3 \dot{U})$

Rozwiązanie układu  $U$  przedstawia się więc w postaci szeregu rozwiązań układów  $\Delta_i \dot{U}$ , przy czym wektor sił wewnętrznych otrzymamy w postaci iloczynu  $\mathfrak{S} \sum_{i=0}^2 \Delta_i \dot{\mathbf{N}}$ , a wektor odkształceń w postaci  $\sum_{i=0}^2 \Delta_i \dot{\mathbf{\epsilon}}$ , a zatem

$$\mathbf{N} \cong \mathfrak{S} \left( \begin{bmatrix} 30,1 \\ 103 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -9,999 \\ -1,98 \\ 0 \end{bmatrix} F + \begin{bmatrix} 0,098 \\ 0,98 \\ 0 \end{bmatrix} F^2 \right) = \begin{bmatrix} 1-10^{-2}F & 10^{-1}F & 0 \\ 10^{-1}F & 1-10^{-2}F & 0 \\ 0 & 0 & 1-11F \end{bmatrix} \times \\ \times \begin{bmatrix} 30,1-9,999F+0,098F^2 \\ 103-1,98F+0,98F^2 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 30,1+0,097(2,02y-1,01)^3 \\ 103 \\ 0 \end{bmatrix}.$$



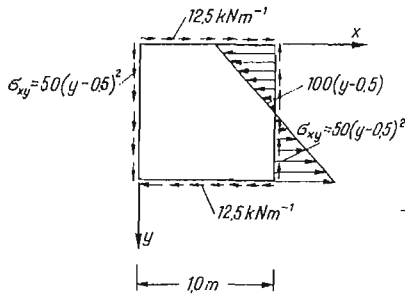
Wektor odkształceń

$$\epsilon \cong \left( \begin{bmatrix} 10 \\ 5,045 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -4,95 \\ -0,495 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F + \begin{bmatrix} 0 \\ 0,4455 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F^2 \right) \cdot 10^{-6} = \begin{bmatrix} 15-10y \\ 10,904-2,818y+1,818y^2 \\ 0 \end{bmatrix}$$

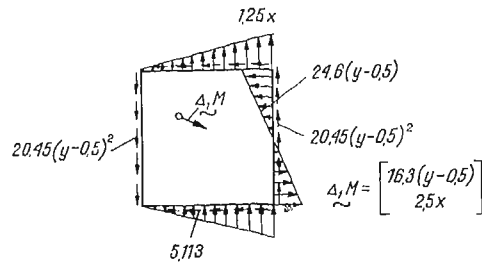
3.2. Tarcza ortotropowa. Dana jest tarcza ortotropowa, obciążona jak na rys. 9. Jej macierz sprężystości przedstawia się następująco:

$$\mathfrak{D} = \begin{bmatrix} 1,064 & -0,213 & 0 \\ -0,213 & 0,709 & 0 \\ 0 & 0 & 3,333 \end{bmatrix} \cdot 10^{-4} \text{ MNm}^{-2},$$

przy czym  $E_1 = 0,94 \cdot 10^4 \text{ MNm}^{-2}$ ,  $\nu_1 = 0,2$ ,  $E_2 = 1,41 \cdot 10^4 \text{ MNm}^{-2}$ ,  $\nu_2 = 0,3$ .



Rys. 9. Układ  $U(\dot{U})$



Rys. 10. Układ  $\Delta_1 U(\Delta_1 \dot{U})$

Według wzorów (2.31) obliczamy elementy  $x$  i  $y$  macierzy tarczy zastępczej; otrzymujemy  $x = 0,8066 \cdot 10^{-4}$ ,  $y = 0,1780 \cdot 10^{-4}$ .

Korzystając z (2.23) otrzymujemy

$$r = \begin{bmatrix} 0,246 & -0,064 & 0 \\ -0,025 & -0,263 & 0 \\ 0 & 0 & 0,409 \end{bmatrix}.$$

Macierz  $\mathfrak{S}$  obliczymy jako  $\mathfrak{S} = \mathfrak{J} - r$ , mianowicie

$$\mathfrak{S} = \begin{bmatrix} 0,754 & 0,064 & 0 \\ 0,025 & 1,263 & 0 \\ 0 & 0 & 0,591 \end{bmatrix}.$$

Obciążając tarczę zastępczą identycznie jak tarczę daną otrzymujemy wektor  $\dot{N}$  sił wewnętrznych w postaci

$$\dot{N} = \begin{bmatrix} 100x(y-0,5) \\ 0 \\ -50(y-0,5)^2 \end{bmatrix}.$$

Obciążenie w układzie  $\Delta_1 U$  obliczymy za pomocą wzorów (1.1), wynik przedstawiono na rys. 10.

Układ  $\Delta_1 \dot{U}$  otrzymamy obciążając tarczę zastępczą siłami z układu  $\Delta_1 \dot{U}$ . Rozwiązaniem układu  $\Delta_1 U$  jest

$$\Delta_1 \dot{N} = \begin{bmatrix} 24,6x(y-0,5) \\ -2,5x(y-0,5) \\ -20,45(y-0,5)^2 \end{bmatrix}.$$

Na podstawie obliczonego wektora  $\Delta_1 \dot{N}$  korzystając ponownie z wzorów (1.1) obliczymy obciążenie w układzie  $\Delta_2 U$ . Obciążenie tarczy zastępczej jest identyczne. Rozwiązanie układu  $\Delta_2 U$  przedstawia wektor sił wewnętrznych

$$\Delta_2 \dot{N} = \begin{bmatrix} 6,21x(y-0,5) \\ 0,043(y-0,5) \\ -8,364(y-0,5)^2 \end{bmatrix}.$$

Podobnie otrzymamy

$$\Delta_3 \dot{N} = \begin{bmatrix} 1,516x(y-0,5) \\ -0,167x(y-0,5) \\ -3,42(y-0,5)^2 \end{bmatrix}, \quad \Delta_4 \dot{N} = \begin{bmatrix} 0,373x(y-0,5) \\ 0,001x(y-0,5) \\ -1,399(y-0,5)^2 \end{bmatrix}.$$

Rozwiązaniem układu  $U$  jest więc

$$N \cong \mathcal{E} \sum_{i=0}^4 \Delta_i \dot{N} = \begin{bmatrix} 99,89x(y-0,5) \\ 0,005x(y-0,5) \\ -50,97(y-0,5)^2 \end{bmatrix},$$

$$\epsilon = \sum_{i=0}^4 \Delta_i \dot{\epsilon} = \mathcal{D} \sum_{i=0}^4 \Delta_i \dot{N} = \begin{bmatrix} 107,6x(y-0,5) \\ -25,73x(y-0,5) \\ 169,83(y-0,5)^2 \end{bmatrix} 10^{-4}.$$

#### Literatura cytowana w tekście

1. Z. BUDZIANOWSKI, F. ANDERMANN, J. WRANIK, *Pewien iteracyjny sposób wyznaczania naprężeń w tarczach wielospójnych*. Mech. Teor. i Stos. 2, 12 (1974).
2. С. ЛЕХНИЦКИЙ, *Анизотропные пластинки*, Огиз-гостехиздат, 1947.
3. A. RALSTON, *Wstęp do analizy numerycznej*, Warszawa 1971.
4. J. WRANIK, *Iteracyjna metoda obliczania tarcz o ciągłej zmianie grubości według funkcji jednej zmiennej*, Zesz. Nauk. Pol. Śl. Bud., 41, 1976.
5. J. WRANIK, *Iteracyjna metoda obliczania dowolnych ciał odkształcalnych w zakresie liniowo sprężystym*, Mech. Teor. i Stos. 1, 16(1978).

#### Резюме

#### РАСЧЕТ ДИСКОВ ИТЕРАЦИОННЫМ МЕТОДОМ

В работе представлен итерационный метод расчета односвязных дисков переменной толщины обладающих неоднородностью и анизотропией. Приведены фиктивные системы для произвольных дисков и примеры расчета неоднородного и анизотропного дисков.

## S u m m a r y

## CALCULATION OF DISCS BY MEANS OF ITERATION METHOD

In this work an iteration method is used to solve the non-homogeneous and anisotropic discs with variable thickness. Auxiliary systems of arbitrary discs are introduced and illustrative examples are presented including a non-homogeneous and anisotropic discs.

POLITECHNIKA ŁÓDZKA  
FILIA W BIELSKU-BIAŁEJ

*Praca została złożona w Redakcji dnia 25 lipca 1977 r.*

---



# BIULETYN INFORMACYJNY

## XVI SYMPOZJON «MODELOWANIE W MECHANICE»

Symposium pod hasłem «Modelowanie w mechanice» został zorganizowany przez Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej Oddziału Gliwickiego i odbył się w Wiśle Jarzębatej w dniach 9—15 marca 1977 r.

Otwarcia Sympozjonu dokonał przewodniczący Zarządu Oddziału Gliwickiego PTMTS doc. dr inż. Józef WOJNAROWSKI.

W imieniu Zarządu Głównego PTMTS wystąpił sekretarz generalny prof. dr hab. inż. Marek DIETRICH.

Prorektor doc. dr inż. Szczepan WYRA, który wystąpił w imieniu władz Politechniki Śląskiej, wysoko ocenił działalność Oddziału Gliwickiego PTMTS w rozwijaniu i krzewieniu mechaniki; złożył też uczestnikom Sympozjonu życzenia owocnych obrad, a Towarzystwu dalszych sukcesów.

Po tych wystąpieniach przewodniczącymi obrad plenarnych zostali wybrani prof. dr hab. inż. M. DIETRICH i prof. dr hab. inż. Zb. ORŁOŚ.

W czasie obrad plenarnych wygłoszono następujące referaty przeglądowe:

— prof. dr inż. J. DIETRICH (IPKM Politechnika Śląska): *Przedmiot optymalizacji w działaniach technicznych*,

— doc. dr hab. R. DOROSZKIEWICZ, dr inż. J. LIETZ, dr inż. B. MICHALSKI (IPPT PAN Warszawa): *Modelowanie elastooptyczne układów mechanicznych*,

— prof. dr hab. inż. L. MÜLLER (Politechnika Śląska): *Metody doboru skal w modelach fizycznych*,

— prof. dr hab. inż. B. SKALMIERSKI (Politechnika Śląska): *Model przekroczeń w układach mechanicznych*.

Pozostałe prace referowane w czasie obrad obejmowały następujące grupy problemowe:

C — modelowanie procesów i systemów cieplnych,

D — modelowanie w dynamice maszyn,

G — modelowanie metodą grafów,

K — modelowanie układów konstrukcyjnych,

M — metody modelowania.

W pracach tych poświęcono wiele uwagi współczesnym metodom modelowania w mechanice wykazując, że modelowanie ma nie tylko charakter użytkowy, ale również duże walory poznawcze. Modelowanie określonej rzeczywistości jest dzisiaj nauką rozległą i wciąż rozwijającą się. Umożliwia ona nie tylko poznanie istoty zjawiska, lecz także jest nieodzownym ogniwem współczesnych badań naukowych.

Wygłoszono następujące referaty:

1. R. BĄK, T. BURCZYŃSKI (Politechnika Śląska) — *Modelowanie dynamicznych obciążeń pionowych działających na kolejowy zestaw kołowy w czasie eksploatacji*,
2. A. BODNAR, A. LECHOWICZ, K. MARCHELEK (Politechnika Szczecińska) — *Modelowanie procesów dynamicznych w układach pozycjonowania zawierających sprzęgła cierne*,
3. E. BRZUCHOWSKI (Politechnika Wroclawska) — *Cyfrowe modelowanie sieci*,
4. C. CEMPEL (Politechnika Poznańska) — *Modelowanie zagadnień wibroizolacji maszyn i urządzeń*,
5. M. CHUDEK, J. DRWIĘGA, W. OŁASZEWSKI, S. STAŁĘGA (Politechnika Śląska) — *Modelowanie metodą symulacji analogowej procesów współpracy obudowy górniczej z dynamicznie deformującym się górotworem*,
6. A. DENDURA, S. ŚWISZCZOWSKI (Politechnika Krakowska) — *Projektowanie optymalnych kształtów prętów metodą programowania geometrycznego*,

7. M. DIETRICH, B. KRASNOWSKI (Politechnika Warszawska) — *Pewien model sprzęgła zębatego,*
8. B. DOBROWOLSKI (Politechnika Wrocławska) — *Model matematyczny przepływu płynu rzeczywistego przez rurociąg ze zwężką,*
9. L. GŁADYSIEWICZ, M. HARDYGÓRA, T. ŻUR (Politechnika Wrocławska) — *Model tkaninowej taśmy wieloprzekładowej,*
10. L. GŁADYSIEWICZ, J. SZYMAŃSKI, T. ŻUR (Politechnika Wrocławska) — *Model reologiczny taśmy prętośnikowej,*
11. K. GRABCZYŃSKI (ITB Warszawa) — *Doświadczalna analiza pracy statycznej wielootworowej ściany usztywniającej i jej model obliczeniowy,*
12. R. GRZYMKOWSKI, K. MAZUR (Politechnika Śląska) — *Model numeryczny nieustalonego przepływu ciepła w procesie odlewania ciągłego,*
13. J. JAMRÓZ, R. URBAŃSKI (Politechnika Gdańska) — *Modelowanie i obliczanie obiegów ciepłych okrętowych silowni turboparowych na maszynach cyfrowych,*
14. Z. KOWAL (Politechnika Wrocławska) — *Stochastyczny model wyczerpania nośności prętowych konstrukcji przestrzennych,*
15. H. KUDĘLA (Politechnika Wrocławska) — *Metoda dekompozycji w modelowaniu zagadnień fizycznych opisywanych parabolicznymi równaniami różniczkowymi cząstkowymi,*
16. R. KRZYWIEC (Uniwersytet Warszawski) — *O wielociągowym modelowaniu mechanicznych systemów wielkich,*
17. L. LAUDAŃSKI (Politechnika Rzeszowska) — *O generowaniu procesów opisujących dynamikę samolotu,*
18. M. MAJEWSKI, C. CEMPEL (Politechnika Poznańska) — *Randomizacja w układach dynamicznych i jej wykorzystanie do modelowania struktur mechano-akustycznych,*
19. S. MIKUŁA (Politechnika Śląska) — *Model rozwoju pęknięć zmęczeniowych w elementach stalowych umocnionych zgniotem powierzchniowym,*
20. J. MILANOWSKI (WSI Koszalin) — *Identyfikacja analityczna dynamicznych układów mechanicznych,*
21. B. MOCHNACKI, B. ORTYL (Politechnika Śląska) — *O pewnej metodzie rozwiązania wielowymiarowego problemu Stefana,*
22. K. NAZARCZUK (Politechnika Warszawska) — *Modelowanie poślizgów w złożonych łańcuchach kinematycznych,*
23. W. NOWAK (Politechnika Szczecińska) — *Sprawność rekuperatora pętlicowego z przegrodami segmentowymi,*
24. A. OŁĘDZKI, W. SZYDŁOWSKI, K. ORKAN-ŁĘCKI (Politechnika Warszawska) — *Modelowanie procesów zderzenia w parach kinematycznych,*
25. T. OPOLSKI (WSI Lublin) — *Model pracy gryzów urabiających skalę,*
26. J. OTTE, A. SZAFRANIEC (Politechnika Śląska) — *Badania przepływów w wirnikach maszyn promieniowych metodą analogii elektrycznej,*
27. E. PALCZAK, St. STRYCZEK (Politechnika Wrocławska) — *Analiza stabilności hydraulicznego mechanizmu kierowniczego kopalnianej ładowarki przegubowej,*
28. A. PIELORZ (IPPT PAN) — *Modelowanie układu złożonego z pręta uderzonego drugim prętem z zamocowaną bryłą sztywną,*
29. S. RABIEJ, R. STANISZEWSKI, St. ZIEMBA (Warszawa) — *Modelowanie systemu projektowania w warunkach nieustannego napływu informacji,*
30. I. SIWICKI, A. OŁĘDZKI (Politechnika Warszawska) — *Zastosowanie metody grafów więzów w modelowaniu pras hydraulicznych,*
31. M. SZATA (Politechnika Warszawska) — *Budowa modelu matematycznego procesu w oparciu o parametryczny zapis twierdzenia  $\pi$ ,*
32. W. SZUŚCIK, K. KOŚLACZ, J. BĄK (Politechnika Śląska) — *Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa odniesionego do granicy plastyczności przy projektowaniu stropnic typu belkowego obudów zmechanizowanych,*
33. W. SZUŚCIK, S. SZWEDA (Politechnika Śląska) — *Modelowanie obciążeń stropnic i osłon podpierających zawał obudów podporowo-osłonowych,*
34. J. ŚWIDER, J. WOJNAROWSKI (Politechnika Śląska) — *Grafy przepływu sygnałów w modelowaniu kaskadowej struktury układu wyciągowego,*

35. S. ŚWISZCZOWSKI, D. ZBOŚ (Politechnika Krakowska) — *Projekt uniwersalnego pakietu programów metody sekwencyjnego programowania geometrycznego*,
36. D. TEJSZERSKA, J. WOJNAROWSKI (Politechnika Śląska) — *Modelowanie tłumionych drgań eolicznych przewodów napowietrznych*,
37. J. TOMECZEK, W. KUDZIA (Politechnika Śląska) — *Opis matematyczny suszenia materiałów drobnoziarnistych w łożu fluidalnym*,
38. K. WERNEROWSKI, J. GĄSIOROWSKI (ATR Bydgoszcz) — *Modelowanie analogowe ślizgowego łożyska poprzecznego*,
39. J. WOJNAROWSKI (Politechnika Śląska) — *Modelowanie układów mechanicznych za pomocą grafów i liczb strukturalnych (referat przeglądowy)*,
40. J. WOJNAROWSKI, A. BUCHACZ (Politechnika Śląska) — *Zastosowanie grafów i liczb strukturalnych wyższej kategorii w modelowaniu układów mechanicznych*,
41. J. WOJNAROWSKI, J. KROPKA (Politechnika Śląska) — *Modelowanie układów mechanicznych za pomocą grafów sprzężeń*,
42. J. WOJNAROWSKI, A. MEDER, D. TEJSZERSKA (Politechnika Śląska) — *Modelowanie wieloliniowych układów wyciągowych*,
43. J. WRÓBEL (Politechnika Warszawska) — *Symulacyjne badanie efektów nieliniowości przy cyfrowym modelowaniu zawieszania samochodu*.

Duże zainteresowanie wśród uczestników wzbudziły referaty przeglądowe: *Przedmiot optymalizacji w działaniach technicznych* wygłoszony przez prof. dr inż. J. DIETRZYCHA, oraz *Modelowanie układów mechanicznych za pomocą grafów i liczb strukturalnych* wygłoszony przez doc. dr inż. J. WOJNAROWSKIEGO.

W pierwszym prof. J. DIETRZYCH opisał model przedstawiający przedmioty optymalizacji w działaniach technicznych w postaci grafów systemu nauki konstrukcji. W drugim doc. J. WOJNAROWSKI podał próbę systemowego przedstawienia metody modelowania układów mechanicznych za pomocą grafów i liczb strukturalnych.

Autorzy zgłoszonych referatów reprezentowali następujące ośrodki naukowe: Gliwice — 18 referatów, Warszawa — 10 referatów, Wrocław — 8 referatów, Kraków, Poznań, Szczecin po 2 referaty Bydgoszcz, Gdańsk, Koszalin, Lublin i Rzeszów po 1 referacie.

W dyskusji, która stała na wysokim poziomie naukowym, zabierano głos 141 razy.

Ponadto przeprowadzono dyskusję okrągłego stołu na temat aktualnie rozwijanych prac badawczych w ośrodkach naukowych kraju. W dyskusji tej wzięło udział 17 uczestników.

Ogółem w Sympozjone wzięło udział 112 uczestników (w tym 18 profesorów, 33 docentów, 45 pomocniczych pracowników naukowych oraz 16 członków studenckiego Koła Naukowego).

Na zakończenie obrad uczestnicy z innych ośrodków naukowych podkreślili wysoką rangę i potrzebę kontynuowania tradycyjnych już sympozjone Oddziału Gliwickiego PTMTS.

Jednocześnie z obradami Sympozjonu odbywało się pod patronatem przewodniczącego Oddziału Gliwickiego PTMTS Seminarium Studenckiego Koła Naukowego Mechaniki Stosowanej im. Prof. W. BURZYŃSKIEGO. W Sesji wzięli udział studenci niżej podanych uczelni: Politechniki Śląskiej — 5, Politechniki Warszawskiej — 7, Wyższej Szkoły Pedagogicznej w Krakowie — 4.

W czasie obrad Seminarium, w którym brali udział również uczestnicy Sympozjonu, wygłoszono 13 referatów (PŚI — 5, PW — 5, WSP — 3).

Referowane prace oceniało jury w składzie: doc. dr inż. Roman BĄK, dr inż. Jerzy KUCZYŃSKI i dr inż. Stanisław MIKUŁA, które wyróżniło 4 spośród 13 prac, mianowicie:

J. FLAKA (PŚI) — *Zastosowanie grafów w poszukiwaniu określonych klas układów kół pośrednich dla przekładni ciernych*,

T. KLIMOWICZA (PW) — *Badanie mechanizmu rozrządu silnika samochodu Fiat 126P*,

W. MAROWSKIEGO (PW) — *Zastosowanie metody szeregów połączonych do określania gęstości prawdopodobieństwa odpowiedzi układu dynamicznego na zaburzenia losowe*,

J. ROSIŃSKIEJ (WSP) — *Wybrane zagadnienie wytrzymałościowe klejonego połączenia elektronu*.

Ta forma oddziaływania PTMTS na krzewienie mechaniki w ramach studenckiej działalności naukowej spotkała się z aprobatą uczestników Sympozjonu, którzy sugerowali wiele udoskonaleń w rozwijaniu mechaniki wśród studentów.

J. Wojnarowski (Gliwice)

**XIX POLSKA KONFERENCJA MECHANIKI CIAŁA STAŁEGO**  
**Ruciane—Piaski, 7—16 września 1977 r.**

XIX Polska Konferencja Mechaniki Ciała Stałego odbyła się w dniach 7—16 września w miejscowości Piaski k. Rucianego, w województwie suwalskim, w ośrodku czasowo-wypoczynkowym «Malinka» Kombinat Budownictwa Miejskiego Warszawa—Wschód. Ośrodek położony jest w malowniczym ustroniu, wśród lasów nad jeziorem Beldan.

Organizatorem konferencji był Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk w Warszawie. Komitet Organizacyjny z ramienia IPPT PAN stanowili: prof. dr Marek Sokołowski — przewodniczący i dr Romuald Kotowski — sekretarz.

W Konferencji wzięło udział 139 uczestników, w tym 94 z Polski i 45 z zagranicy z następujących państw europejskich i pozaeuropejskich (w nawiasach podano liczbę uczestników): Arabia Saudyjska (1), Belgia (1), Bułgaria (1), CSSR (2), Dania (1), Francja (2), Japonia (2), Jugosławia (3), Norwegia (1), NRD (4), RFN (7), Stany Zjednoczone (5), Szwecja (1), Wielka Brytania (3), Włochy (6), ZSRR (5).

Wygłoszono 98 referatów, w tym 11 referatów generalnych prezentowanych przez naukowców zaproszonych przez Komitet Organizacyjny. Referaty generalne były następujące:

1. G. I. BARENBLATT (ZSRR) — Propagacja szyjki w polimerach — przykład zjawiska nielokalnego,
2. A. G. CROCKER (Wielka Brytania) — Obliczenia dyskretne w przestrzeni rzeczywistej struktury i oddziaływań krystalicznych,
3. A. C. ERINGEN (USA) — Mechanika ośrodków ciągłych w skali atomowej,
4. E. A. EVANS (USA) — Mechanika i termodynamika błon biologicznych,
5. W. A. GREEN (Wielka Brytania) — Propagacja fal w silnie anizotropowych materiałach sprężystych,
6. E. KRÖNER (RFN) — Efektywne własności ośrodków stochastycznych,
7. Th. LEHMAN (RFN) — Pewne aspekty nieizotermicznych dużych odkształceń niesprężystych,
8. J. LOTHE (Norwegia) — Dyslokacje i fale powierzchniowe w anizotropowych ośrodkach sprężystych. Kryteria istnienia dla fal powierzchniowych. Uogólnienia dla ośrodków piezoelektrycznych,
9. M. P. NIELSEN (Dania) — Analiza plastyczna ścinania w betonie,
10. A. SAWCZUK (Polska) — Wykorzystanie reprezentacji funkcji tensorowych w mechanice ośrodków niesprężystych,
11. W. SZCZEPIŃSKI (Polska) — Problemy kształtowania wytrzymałościowego konstrukcji o złożonym kształcie.

Ponadto należy odnotować, że w konferencji wzięli udział naukowcy tej miary, co prof. prof. I. N. SNEDDON i G. S. SZAPIRO.

Powyższa lista daje pewien pogląd na zakres dyskutowanych podczas konferencji zagadnień; można jednak pokusić się o bardziej precyzyjne sklasyfikowanie omawianych problemów mechaniki. Większość prac miała charakter teoretyczny. Można było zaobserwować szeroką gamę zainteresowań: były prace poświęcone zarówno podstawom mechaniki, jak i prace mające charakter czysto aplikacyjny (inżynierski). Do pierwszej grupy zaliczyć można prace dotyczące nielokalnych teorii ośrodków materialnych, teorii defektów w ciałach stałych, teorii ośrodków mikropolarnych, nieliniowej teorii sprężystości, teorii plastyczności, termodynamiki, propagacji fal zjawisk występujących w polimerach oraz teorii ośrodków sypkich i porowatych. Do drugiej grupy należą prace zajmujące się wykorzystaniem do konkretnych obliczeń teorii płyt i powłok, prace poświęcone dynamice konstrukcji, kompozytom, optymalizacji i metodzie elementów skończonych.

Oczywiście, podział ten nie jest jednoznaczny, tak jak nie jest sprecyzowane, gdzie kończy się „czysta” i dalej «teoria», a zaczyna zastosowanie. Przedstawiono również prace doświadczalne.

Czas przeznaczony na wygłoszenie referatu i dyskusję wynosił dla referatów generalnych 60 min., a dla referatów zwyczajnych 30 min. Był więc on wystarczająco długi (w porównaniu z czasem do dyskusji na innych konferencjach) na rzetelne przedstawienie otrzymanych wyników.

Podczas konferencji panowała atmosfera sprzyjająca dyskusjom naukowym, które nieraz przeciągały się do późnych godzin nocnych.

Materiały z konferencji dostępne są w postaci dwu wersji streszczeń referatów (polskiej i angielskiej) oraz dwujęzycznego programu z listą i adresami uczestników.



Referaty mogły być wygłoszone we wszystkich językach kongresowych, jednakże w większości prezentowano prace w językach angielskim i polskim.

Oprócz programu naukowego, organizatorzy zapewnili również uczestnikom program socjalny. Zorganizowano dwie wycieczki krajoznawcze: statkiem po jeziorach oraz do Gierłoża i św. Lipki. Dostępne były również lodzie oraz konie do jazdy wierzchem. Niestety pogoda nie pozwoliła wykorzystać w pełni tych możliwości.

*Romuald Kotowski (Warszawa)*

### MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAPĘDU I PRZEKŁADNI ZĘBATYCH Chicago, 28—30 września 1977 r.

Międzynarodowa Konferencja Napędu i Przekładni Zębatych stanowiła drugą Międzynarodową Konferencję Uzębień, zorganizowaną pod egidą ASME. Komitet Napędu i Przekładni Zębatych Oddziału Konferencji Maszynowych ASME przygotował konferencję w ramach współpracy z ASME, USCoToMM oraz IET SYNECOT. Temat konferencji brzmiał: „Blisko cztery tysiąclecia postępu w napędach”. Głównym celem konferencji było przedstawienie osiągnięć w dziedzinie techniki napędu i przekładni zębatych.

Podczas konferencji przedstawiono ogółem 81 prac, w tym 37 autorów amerykańskich oraz 44 autorów zagranicznych, wśród których było 18 prac z Japonii, 9 z Wielkiej Brytanii, 3 z Polski, 3 z Republiki Federalnej Niemiec, 2 z Brazylii, 2 z Kanady oraz po 1 z Bułgarii, Egiptu, Francji, Grecji, Indii, Szwajcarii i Związku Radzieckiego. Wszystkie prace z wyjątkiem 8 (5 z USA oraz po 1 z Polski, Japonii i Wielkiej Brytanii) zostały opublikowane przed konferencją.

Przewodniczącym konferencji był dr D. TOWNSEND (Nasa Lewis Research Center), zaś mówcą podczas wspólnego obiadu uczestników konferencji w dniu 29.09.1977 był dr J. H. FURBAY (General Motors), światowy podróżnik, znany ze swych wielu międzynarodowych osiągnięć i występów w radiu. Dr FURBAY wygłosił ciekawy odczyt nt. «Perspektywy przemodelowania cywilizacji w naszych czasach».

Konferencja odbyła się w 19 sesjach. Ramowy program konferencji był następujący:

28.09.1977 r.

Sesja PTG-1 «Wytrzymałość przekładni zębatych». Przewodn. dr D. H. RIMBEY (University of South Florida), 3 referaty.

Sesja PTG-2 «Łańcuchy i pasy». Przewodn. S. WORLEY (The Gates Rubber Company, Denver), 8 referatów.

Sesja PTG-3 «Smarowanie i zużycie». Przewodn. A. STRANFORD (Dresser Industries Inc., Orlean), 4 referaty.

Sesja PTG-4 «Geometria ząbów». Przewodn. R. KASUBA (Cleveland State University), 4 referaty.

29.09.1977 r.

Sesja PTG-5 «Wytrzymałość przekładni zębatych». Przewodn. dr A. SEIREG (University of Wisconsin-Madison), 5 referatów.

Sesja PTG-6 «Produkcja». Przewodn. J. R. MILLER (Miller Associates Inc., Milwaukee), 5 referatów.

Sesja PTG-7 «Hałas przekładni». Przewodn. D. R. HOUSER (Ohio State University), 3 referaty.

Sesja PTG-8 «Typy przekładni». Przewodn. G. L. SCOTT (American Gear Manufacturers Association, Arligton), 5 referatów.

Sesja PTG-9 «Dynamika przekładni zębatych». Przewodn. J. R. TROXLER (Northern Arizona University), 5 referatów.

Sesja PTG-10 «Smarowanie i zużycie». Przewodn. H. E. STAPH (Southwest Research Institute, San Antonio), 4 referaty.

Sesja PTG-11 «Wytrzymałość powierzchniowa zębów». Przewodn. D. W. DUDLEY (Solar Turbines International, San Diego), 5 referatów.

Sesja PTG-12 «Konstrukcja». Przewodn. E. M. ALMEIDA (Dana Corporation Fort Wayne), 4 referaty.

30.09.1977 r.

Sesja PTG-13 «Wytrzymałość powierzchniowa zębów». Przewodn. E. SHIPLEY (Mechanical Technology Inc., Latham), 4 referaty.

Sesja PTG-14 «Dynamika przekładni zębatych». Przewodn. M. J. DROSJACK (Shell Oil Company, Houston), 5 referatów.

Sesja PTG-15 «Sprzęgła i połączenia wałów». Przewodn. M. M. CALISTRAT (Koppers Company Inc., Baltimore), 5 referatów.

Sesja PTG-16 «Zastosowanie przekładni zębatych». Przewodn. D. L. BORDEN (Falk Corp., Milwaukee), 3 referaty.

Sesja PTG-17 «Sprzęgła i połączenia wałów». Przewodn. Q. W. HEIN (Falk Corp., Milwaukee), 3 referaty.

Sesja PTG-18 «Materiały na koła zębate». Przewodn. E. T. BERGQUIST (Western Gear Company, Lynwood), 3 referaty.

Sesja PTG-19 «Przekładnie zębate». Przewodn. A. TUCKER (Solar Turbines International, San Diego), 3 referaty.

W konferencji wzięło udział dwóch uczestników z Polski: prof. M. DIETRICH i dr J. KOWALSKI.

Dr J. KOWALSKI przedstawił w ramach Sesji PTG-12 2 prace: «Optymalna synteza dwustopniowych przekładni zębatych walcowych przy wykorzystaniu programowania nieliniowego» (publikacja nr 77-DET-171) oraz «Optymalna synteza dwustopniowych przekładni zębatych stożkowo-walcowych przy wykorzystaniu programowania nieliniowego» (publikacja nr 77-DET-172).

Prof. M. DIETRICH wygłosił w ramach Sesji PTG-14 referat pt. «Dynamika przekładni walcowych» przedstawiający kompleksowe badania doświadczalne nad określeniem współczynnika nadywżki dynamicznej.

Podkreślić należy bardzo wysoki poziom wygłoszonych referatów oraz szczególnie miłą atmosferę obrad.

*J. Kowalski (Poznań)*

## INFORMACJE DLA AUTORÓW

Komitet Redakcyjny prosi Autorów o ułatwienie prac redakcyjnych przez przestrzeganie następujących wytycznych:

1. Prace powinny być napisane piśmem maszynowym w dwóch egzemplarzach (oryginał + kopia), na zwykłym papierze na pojedynczych arkuszach formatu A4, jednostronnie, z podwójną interlinią, z marginesem 4 cm z lewej strony, stronice z kolejną numeracją. Odbitki kserograficzne nie będą akceptowane jako oryginał.

2. Prace powinny być pisane zwięźle i zawierać najistotniejszą treść tak, by objętość artykułu była skondensowana.

3. Wzory i oznaczenia należy wypisywać ręcznie lub na maszynie, bardzo czytelnie, używając liter łacińskich i greckich. Wskaźniki potęg i wykładniki potęg należy pisać szczególnie dokładnie.

4. Praca powinna być zaopatrzona w krótkie streszczenie (do 20 wierszy maszynopisu) w j. polskim, j. rosyjskim i w j. angielskim. W razie niemożności nadesłania streszczeń w językach obcych, Autor dostarcza streszczenie w j. polskim z podaniem terminologii w j. rosyjskim i w j. angielskim.

5. Numeracja wzorów powinna się wiązać z poszczególnymi rozdziałami pracy (np. 1.1, 1.2, 1.3, itd.; 2.1, 2.2, 2.3, itd.). Numery wzorów powinny znajdować się w nawiasach okrągłych po lewej stronie wzoru.

6. Rysunki, wykresy i fotografie należy wykonać na oddzielnych arkuszach w podaniu kolejnych numerów. Obok właściwego tekstu, na marginesie należy podać jedynie odnośny numer rysunku. Na oddzielnym arkuszu należy załączyć spis podpisów pod rysunkami. Ostateczne wykonanie rysunków obowiązuje Redakcję.

7. Wszystkie rysunki, wykresy i fotografie należy nazywać w tekście rysunkami (skrót rys.), a nie używać określeń figura, szkic, fotografia. U dołu rysunku (a na fotografiach na odwrocie) należy wpisać czytelnie numer rysunku, podpis pod rysunkiem (objaśniający), tytuł pracy i nazwisko autora.

8. Wszystkie tablice (unikając zbyt dużych), podobnie jak rysunki, należy wykonać na oddzielnych arkuszach i numerować liczbami arabskimi. U góry każdej tablicy należy podać tytuł objaśniający.

9. W tekście należy na marginesie podać słownie opis oznaczeń, które mogą budzić wątpliwości. Dotyczy to pisowni małych i dużych liter łacińskich i greckich np.: ni, fau, dzeta, ksi, kappa i in.

10. Wykaz literatury należy podać wg kolejności cytowania w tekście, wymieniając: inicjały imion, nazwisko autora (oraz współautorów), pełny tytuł dzieła lub artykułu, tytuł czasopisma (może być skrótami), numer zeszytu, numer tomu, rok (w nawiasach okrągłych) oraz ewent. strony. Przy pozycjach książkowych należy podać miejsce wydania i rok. Pozycje literatury powinny mieć numerację kolejną (np. 1, 2 itd.), a w tekście, powołując się na literaturę, należy podać numer w nawiasie kwadratowym.

11. Redakcja zastrzega sobie prawo potrącenia z honorarium autorskiego kosztów sporządzenia nowego maszynopisu artykułu lub jego części w przypadku nieprzestrzegania wyżej podanych wskazówek.

12. Autorowi przysługuje bezpłatnie 25 egz. nadbitek pracy. Dodatkowe egzemplarze Autor może zamówić w Redakcji na koszt własny przy odsyłaniu korekty autorskiej.

13. Autora obowiązuje korekta autorska (szczególnie wnikliwa kontrola złożonych wzorów), którą należy zwrócić w ciągu 5 dni pod adresem: Redakcja MECHANIKI TEORETYCZNEJ I STOSOWANEJ, 00-049 Warszawa, ul. Świętokrzyska 21, pokój 413.

W następnym zeszycie ukaza się prace:

- R. I. STEPHENS, Wpływ przeciążeń na wzrost szczelin zmęczeniowych  
Влияние перегрузки на развитие усталостных трещин  
The influence of overloads on fatigue crack growth
- M. CHRZANOWSKI, Parametry uszkodzenia w kontynuualnej mechanice zniszczenia  
Параметры повреждения в механике разрушения сплошной среды  
Damage parameters in continual fracture mechanics
- K. KRZEMIŃSKI, Rozkład ciśnień i nośność hydrodynamicznego filmu smarnego w łożyskach porowatych  
Распределение давления и несущая способность смазочного слоя в пористых подшипниках  
The pressure distribution and load capacity of the hydrodynamic film in porous bearings
- J. SZALA, Wpływ sekwencji obciążeń na trwałość zmęczeniową  
Влияние истории нагружения на усталостную прочность  
The effect of load sequence on fatigue life
- F. ROMANÓW, Naprężenia krytyczne wolnopodpartych ścinanych płyt przekładkowych  
Критические напряжения свободно опертых трехслойных пластин работающих на сдвиг  
Critical stresses of simply supported sandwich plates in shear
- J. ŚWIDER, J. Wojnarowski, Grafy przepływu sygnałów w modelowaniu kaskadowej struktury układu wyciągowego  
Графы сигналов в моделировании каскадной структуры подъемной системы  
Signal flow graphs in modelling of the cascade structure of the lifting system
- J. ŚWIDER, J. Wojnarowski, Metoda fikcyjnych źródeł zmiennej biegunowej jako sposób wyznaczenia podatności dynamicznej złożonych układów mechanicznych  
Метод фиктивных источников полюсной переменной как способ определения динамической податливости сложных механических систем  
The fictitious source method in polar coordinates as the method of obtaining dynamical flexibility of composite mechanical systems
- E. WŁODARCZYK, O pewnym zamkniętym rozwiązaniu problemu propagacji płaskiej fali uderzeniowej w niejednorodnym plastycznym ośrodku politropowym z liniowo-sprężystym obciążeniem  
О некотором замкнутом решении задачи о распространении плоской, ударной волны в неоднородной среде с линейно-упругой разгрузкой  
On a certain in closed-form solution of the problem of propagation of a plane shock wave in a nonhomogeneous plastic polytropic medium
- J. TALER, Апроксимация неусталонного поля температуры в телах валцовых и кулистных  
Аппроксимация неустановившегося температурного поля в цилиндрических и сферических телах  
Approximation of the transient temperature field in cylindrical and spherical bodies

BIULETYN INFORMACYJNY

Warunki prenumeraty  
Cena prenumeraty krajowej  
rocznie zł 120.—  
półrocznie zł 60.—

Prenumeratę na kaj przyjmują Oddziały RSW „Prasa—Książka—Ruch” oraz urzędy pocztowy doręczyciele w terminach:

— do dnia 25 listopada na styczeń, 1-szy kwartał, I-sze półrocze roku następnego i na cały rok następny,

— do dnia 10 miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty i na pozostałe okresy roku bieżącego

Jednostki gospodarki uspołecznionej, instytucje i organizacje społeczno-polityczne składają zamówienia w miejscowych Oddziałach RSW „Prasa—Książka—Ruch”.

Zakłady pracy w miejscowościach, w których nie ma Oddziałów RSW, oraz prenumeratorzy indywidualni zamawiają prenumeratę w urzędach pocztowych lub u doręczycieli.

Prenumeratę ze zleceniem wysyłki za granicę, która jest o 50% droższa od prenumeraty krajowej, przejmuje RSW „Prasa—Książka—Ruch”, Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw, ul. Towarowa 28, 00-958 Warszawa, konto PKO nr 1531-71 — w terminach podanych dla prenumeraty krajowej.

Bieżące i archiwalne numery można nabyć lub zamówić we Wzorcowni Wydawnictw Naukowych P.A.N.-Ossolineum-PWN, Pałac Kultury i Nauki (wysoki parter) 00-901 Warszawa oraz w księgarniach naukowych „Domu Książki”.

A subscription order stating the period of time, along with the subscriber's name and address can be sent to your subscription agent or directly to Foreign Trade Enterprise Ars Polona—Ruch 0-068 Warszawa, 7 Krakowskie Przedmieście, P.O. Box 1001, Poland. Please send payments to the account of Ars Polona-Ruch in Bank Handlowy S.A., 7 Traugutt Street, 00-067 Warszawa, Poland.

---

*MECHANIKA TEORETYCZNA I STOSOWANA jest organem Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej; ukazuje się poczynając od 1 stycznia 1967 r. jako kwartalnik. Zeszyty z lat poprzednich można nabywać w sekretariacie Zarządu Głównego PTMTS (Warszawa, — Pałac Kultury i Nauki piętro 17, pokój 1724)*

---