



Porównanie metod z zakresu analizy przekładni planetarnych za pomocą modeli grafowych

Dr inż. Adam Deptuła

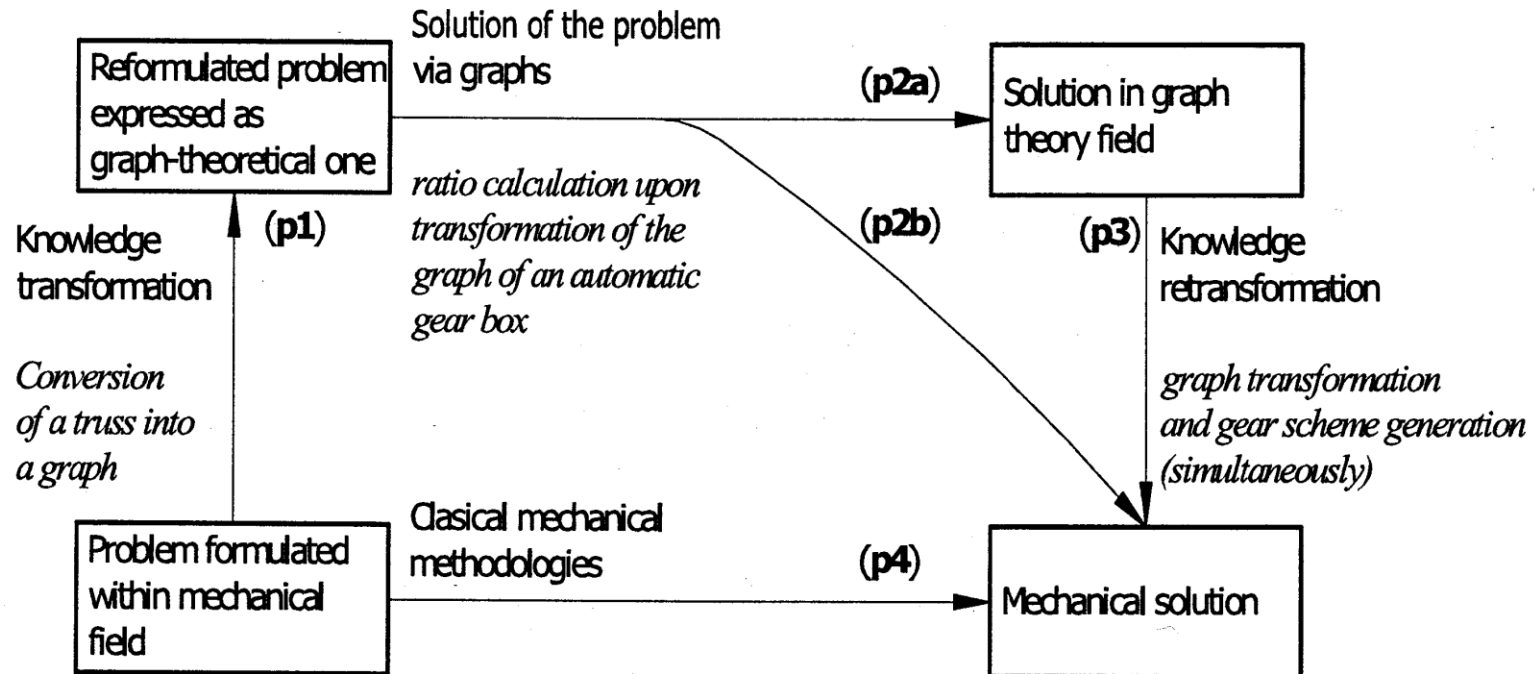
a.deptula@po.opole.pl

Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki



- GBMfD
 - Grafy jako modele drgających układów mechanicznych
- Wybrane rozwiązania szczegółowe związane z GBMfD w odniesieniu do przekładni planetarnych
 - Analiza przekładni planetarnych za pomocą modeli grafowych
- Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów: **Hsu, konturowych**
- Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych
- Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni
- Podsumowanie i wnioski

Graph-based methodology as an artificial intelligence aid for engineering design



Rys.1

Schemat zasady transformacji wiedzy

Graph-based methodology as an artificial intelligence aid for engineering design

„System (Układ) to zbiór wzajemnie ze sobą połączonych (pozostających we wzajemnych relacjach) elementów, z których każdy jest związany bezpośrednio lub pośrednio z każdym innym podzbiorem elementów systemu”

[Ackoff, Emery; 1972] On purposeful systems, Travistock, London 1972

[Britton, Yimin, Beng, 2000] Functional design: a systems viewpoint, Report. School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University, Singapore , 2000, 1-54

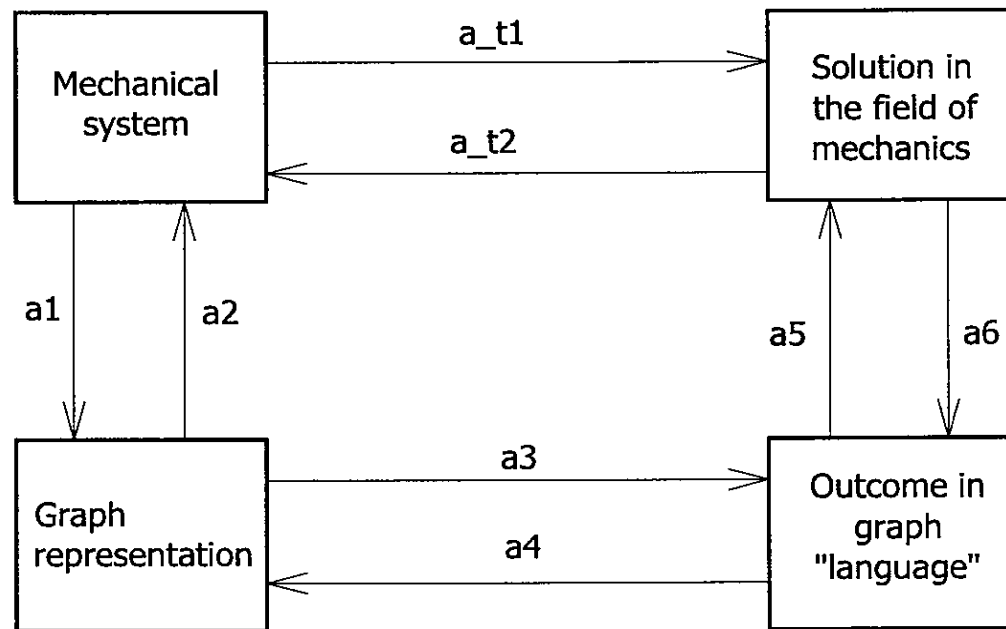
*„Modele są to uproszczone abstrakcyjne twory (abstrat constructs) używane do przewidywania zachowania się systemu (układu) oraz pozwalają one na liczbową analizę (zrozumienie) ich działania, poprawę jego działania poprzez wariacyjne zmiany parametrów , a także umożliwiają znajdowanie krytycznych stanów systemu-
zanim zostanie on rzeczywiście zbudowany (zrealizowany) ”*

[Ackoff, Emery; 1972] On purposeful systems, Travistock, London 1972

[Britton, Yimin, Beng, 2000] Functional design: a systems viewpoint, Report. School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University, Singapore , 2000, 1-54

Graph-based methodology as an artificial intelligence aid for engineering design

(ta3) opracowanie modyfikacji charakterystycznych parametrów układu taka by
(ta1) analiza drgań dyskretnego układu mechanicznego
(ta6) synteza przekładni planetarnej o określonej liczbie elementów
zredukować wibracje poszczególnych jego elementów



Rys.2

Główna idea bazująca na metodologii projektowania z uwzględnieniem teorii grafów

(ta5) analiza przekładni planetarnych poprzez detekcję kół redundantnych
(ta2) synteza dyskretnego układu mechanicznego na podstawie jego transmitancji

Graph-based methodology as an artificial intelligence aid for engineering design

- (ta2) synteza dyskretnego układu mechanicznego na podstawie jego transmitancji jego transmitancji*
- (ta8) analizę przełożenia przekładni planetarnych z kołami stożkowymi*
- (ta9) analizę automatycznych skrzynek przekładniowych, w których przełożenie zależy od biegu przekładni czyli konfiguracji sterowania taką przekładnią*
- (ta10) analizę postaci geometrycznej mechanizmów*
- (ta11) enumerację mechanizmów mających określoną liczbę elementów*
- (ta12) analizę dynamiki mechanizmów*
- (ta13) analizę dynamiki przekładni*
- (ta14) ewolucyjne projektowanie przekładni*
- (ta15) ewolucyjne projektowanie mechanizmów*
- (ta16) analizę kratownic oraz ram*

Graph-based methodology as an artificial intelligence aid for engineering design

[Trent, 1955]

Isomorphism between oriented linear graphs and lumped physical systems, The Journal of Acoustical Society of America, 27 (1955), 500, 500-527

[Branin, 1959, 1962, 1966]

The relation between Kron's method and the classical methods of network analysis, IRE WESCON Convention Record, Part 2(195)

The relation between Kron's Method and the classical methods of network analysis, The Matrix and Tensor Quarterly, 12, 3 (1962), 69-115

The algebraic-topological basis for network analogies and the vector calculus, Symposium on Generalized Networks, Polytechnic Institute of Brooklyn, 1966

[Cross, 1936]

Analysis of flow in network of conduits or conductors, University of Illinois , Bulletin No. 286, November 1936

[Firestone, 1938]

The mobility method of computing the vibration of linear mechanical and acoustical systems: mechanical- electrical analogies, Journal of Applied Physics, 9, 6(1938), 373-387

[Krone 1930, 1939, 1945, 1946a, b, 1953, 1956, 1957, 1963]

Generalized theory of electrical machinery. AIEE Transactions, 49(1930), 666-683, Discussion, *ibid.*, 683-685

Tensor analysis of network, Wiley, New York, 1939

Graph- based methodology as an artificial intelligence aid for engineering design

[Deo, 1974] Graph theory with application to engineering and computer science , Prentice- Hall, Old Tappan, New York, 1974

[Wilson, 1998] Introduction to graph theory (in Polish), PWN, Warszawa 1996

[Jungnickel, 1999] Graphs, networks and algorithms, Springer Verlag Berlin, New York 1999, 589

[Lipski, 1982] Kombinatoryka dla programistów, WNT, 1982

[Sysło, Deo, Kowalik, 1995] Algorithms of discrete optimization in Pascal, PWN, Warszawa 1995

[Reingold, Nievergelt, Deo, 1985

[BUCHACZ 2008, 2011, 2011]:

Charakterystyki dynamiczne belek wyznaczone metodami przybliżonymi jako warunek syntezy drgających giętnie układów mechatronicznych w ujęciu hipergrafów, Zeszyty Naukowe WSOWL, Nr 1(159) 2011.

Characteristics of discrete-continuous flexibly vibrating mechatronic system, [in:] "Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering", International OCOSCO World Press, vol. 28, Issue 1, May 2008, pp. 43-46.

Dynamical flexibility of discrete-continuous vibrating mechatronic system, [in:] "Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering", International OCOSCO World Press, Vol. 28, Issue 2, January 2008, pp. 159-166.

Wybrane rozwiązania szczegółowe związane z GBMfD

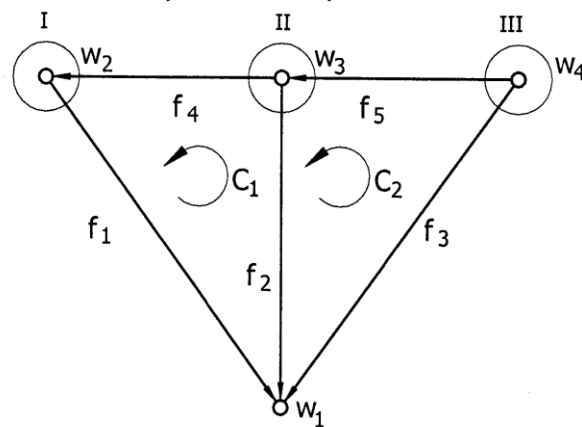
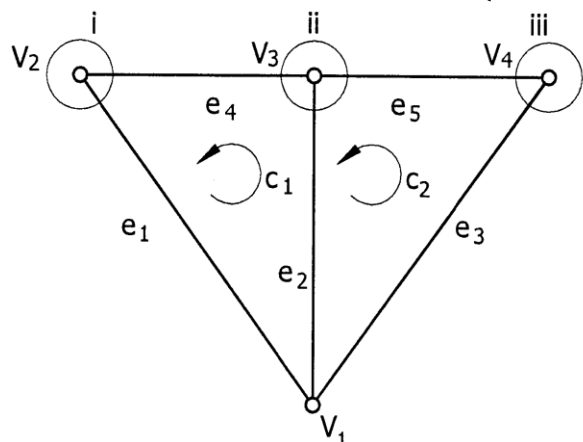
Graf (graf liniowy) G jest to uporządkowana para (V, E) , przy czym V jest niepustym zbiorem, którego elementy nazywane są wierzchołkami, a E jest rodziną dwuelementowych podzbiorów zbioru wierzchołków V

$$E \subseteq \{ \{u, v\} : u, v \in V, u \neq v \} \quad (3)$$

$${}_1X = \{ {}_1x_{1,1}, {}_1x_{1,2}, \dots, {}_1x_{1,n_1} \}, \quad V \times X = \{ {}_2x_{1,2}, {}_2x_{2,2}, \dots, {}_2x_{n_2,2} \} \quad (4)$$

$$|V| = n, \quad |E| = m$$

$$V = \{ v_1, v_2, v_3, \dots, v_n \}, \quad E = \{ e_1, e_2, e_3, \dots, e_n \} \quad (2)$$



$$G(V, E, R) \quad (5)$$

$$V \times E \times V$$

$$G(V, E, F) \quad (6)$$

$$F : E \rightarrow W$$

Rys.3

Grafy: graf liniowy oraz graf skierowany (digraf)

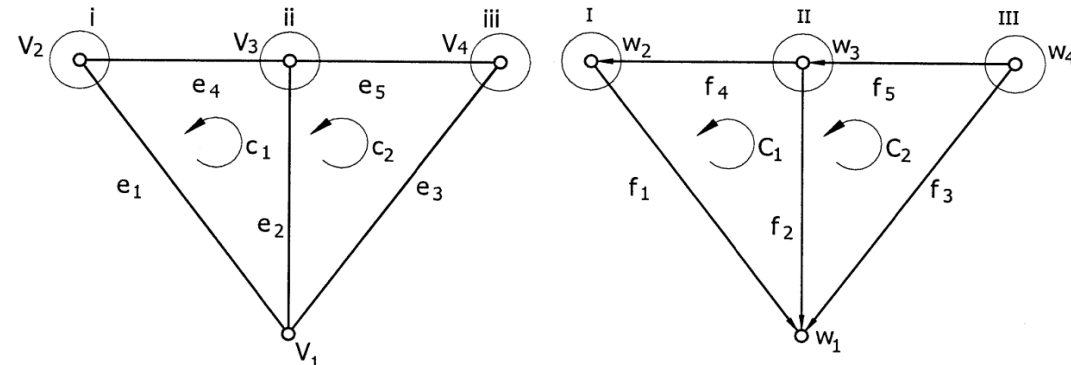
Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów
 Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni
 Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych
 Podsumowanie i wnioski

„... Ważną rzeczą w nauce jest nie tylko uzyskiwanie nowych rezultatów, ale także nowych sposobów ich interpretacji”
 Sir William Lawrence Bragg- Chapters 6-9

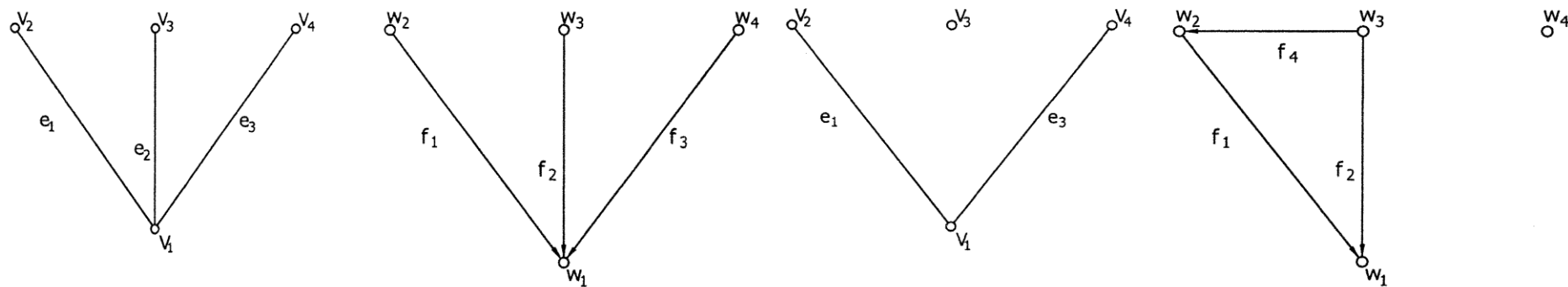
Wybrane rozwiązania szczegółowe związane z GBMfD

$$A_G = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

$$A_H = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \end{matrix}$$



$$i = \{e_1, e_4\}; ii = \{e_2, e_4, e_5\}; iii = \{e_3, e_5\}$$



Rys.4

Przykładowe drzewa grafu (a) G oraz (b) H, składowe spójności w/w grafów po usunięciu krawędzi należących odpowiednio do odcięć ii (c) and III (d)

Wybrane rozwiązania szczegółowe związane z GBMfD

Macierz cykloamatyczna ma postać:

$${}_3B_G = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \end{matrix} \\ \begin{matrix} c_1 \\ c_2 \end{matrix} & \left[\begin{array}{ccc|cc} 1 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \end{array} \right] \end{matrix} \quad {}_2B_G = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i \\ ii \\ iii \end{matrix} & \left[\begin{array}{ccc|cc} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \end{array} \right] \end{matrix} \quad (7)$$

$${}_3B_H = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \end{matrix} \\ \begin{matrix} C_1 \\ C_2 \end{matrix} & \left[\begin{array}{ccc|cc} 1 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 1 \end{array} \right] \end{matrix} \quad {}_2B_H = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \end{matrix} \\ \begin{matrix} I \\ II \\ III \end{matrix} & \left[\begin{array}{ccc|cc} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \end{array} \right] \end{matrix} \quad (8)$$

$$[1 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0] \perp [1 \ 1 \ 0 \ 1 \ 0]$$

są prostopadłe bo ich produkt jest równy 0:

$$1 \cdot 1 \oplus 0 \cdot 1 \oplus 0 \cdot 1 \oplus 1 \cdot 0 \oplus 0 \cdot 0 = 1 \oplus 0 \oplus 0 \oplus 1 \oplus 0 = 0$$

gdzie: \oplus oznacz sumowanie modulo 2.

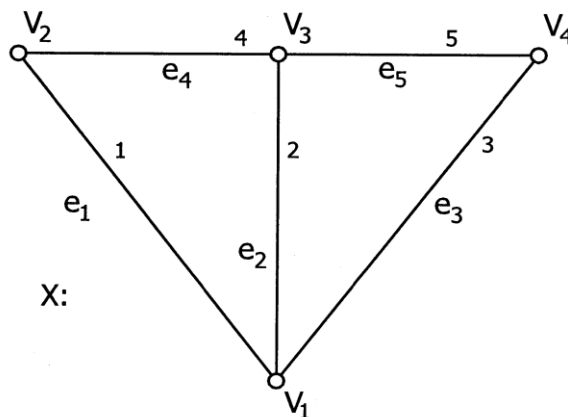
W pracach J. Wojnarowskiego używa się dla macierzy odcięć oraz cykli oznaczeń odpowiednio ${}_2B$ and ${}_3B$. Oznaczenia K and C były z kolei używane w pracy np. [Foulds, 1995].

Liczby strukturalne

Liczba strukturalna A jest tablicą dwuwskaznikową (wygląda jak macierz, ale nie jest macierzą)

$$A = \left[\begin{array}{c} [a_1] \\ [a_2] \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ [a_{n_1}]_1 \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} [a_1] \\ [a_2] \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ [a_{n_2}]_2 \end{array} \right] \dots \left[\begin{array}{c} [a_1] \\ [a_2] \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ [a_{n_k}]_k \end{array} \right] = \left[[a_{j_1}]_1, [a_{j_2}]_2, \dots, [a_{j_k}]_k \right] = [\bar{a}_1, \dots, \bar{a}_2], \quad (9)$$

$$X = Ob(A) \quad (10)$$



$$A = [1 \ 4][1 \ 2 \ 3][3 \ 5] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 4 & 4 & 4 & 4 & 4 \\ 2 & 2 & 3 & 1 & 1 & 2 & 2 & 3 \\ 3 & 5 & 5 & 3 & 5 & 3 & 5 & 5 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

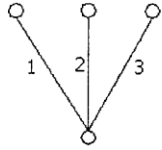
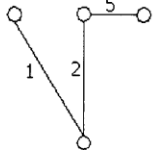
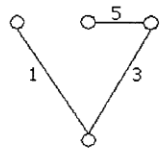
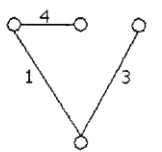
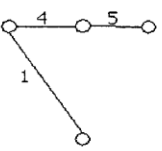
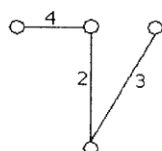
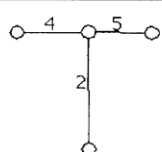
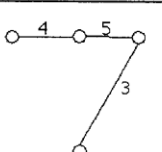
Rys.5

Graf z wagami

„... Ważną rzeczą w nauce jest nie tylko uzyskiwanie nowych rezultatów, ale także nowych sposobów ich interpretacji”
 Sir William Lawrence Bragg- Chapters 6-9

Liczby strukturalne

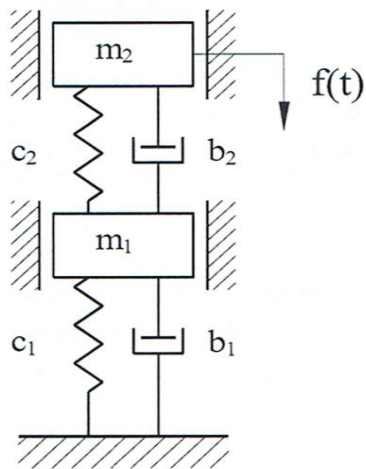
Liczbę strukturalną A można przedstawić jako:

Tabela 1						
Zbiór drzew grafu X jako reprezentantów poszczególnych kolumn liczby strukturalnej A .						
	Tree	Column	Summand	Tree	Column	Summand
1		$\begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix}$	$z_1 z_2 z_3$		$\begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 5 \end{bmatrix}$	$z_1 z_2 z_5$
2		$\begin{bmatrix} 1 \\ 3 \\ 5 \end{bmatrix}$	$z_1 z_3 z_5$		$\begin{bmatrix} 1 \\ 3 \\ 4 \end{bmatrix}$	$z_1 z_3 z_4$
3		$\begin{bmatrix} 1 \\ 4 \\ 5 \end{bmatrix}$	$z_1 z_4 z_5$		$\begin{bmatrix} 2 \\ 3 \\ 4 \end{bmatrix}$	$z_2 z_3 z_4$
4		$\begin{bmatrix} 2 \\ 4 \\ 5 \end{bmatrix}$	$z_2 z_4 z_5$		$\begin{bmatrix} 3 \\ 4 \\ 5 \end{bmatrix}$	$z_3 z_4 z_5$

Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów
 Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni
 Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych
 Podsumowanie i wnioski

„... Uogólnienia zawsze dają impuls do głębszego myślenia o problemach – stąd dążenie do ich opracowywania”
 Ralph Waldo Emerson- Chapter

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających



Rys.6

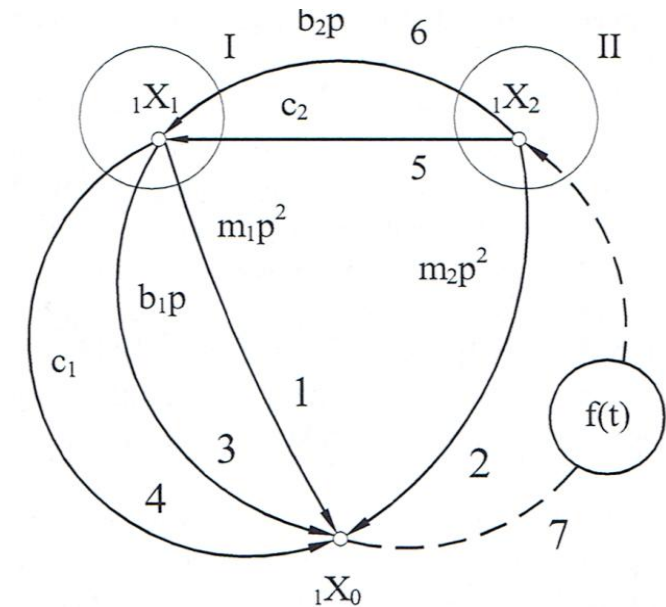
Układ mechaniczny- schemat układu

$$X = \{ {}_1X, {}_2X, {}_3X, {}_1f, {}_2f \} \quad (12)$$

$${}_2X_1 = {}_2X_1 \cup {}_2X_2 \quad (13)$$

$${}_1f: {}_2X_2 \rightarrow M, \quad (14)$$

$${}_2f: {}_2X \rightarrow ({}_1S, {}_2S),$$



Rys.7

Graf obciążony X układu mechanicznego

gdzie: M – zbiór wag, które są nazywane sztywnościami dynamicznymi,
 ${}_1S, {}_2S$ – odpowiednio, zbiory przemieszczeń (lub prędkości poszczególnych mas) oraz siły – są one przyporządkowane do odpowiednich krawędzi grafu.

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

$$(M_T, T, W, {}_2X), \quad (15)$$

gdzie: M_T to regularny matroid, macierz W spełnia z kolei tzw, równanie sieciowe.

$${}_2S_b = [-W^{-1} {}_2B_b^T F^{-1} {}_2B_c] {}_2S_c, \quad (16)$$

gdzie:

$$F = [{}_2B_b \quad W^{-1} \quad {}_2B_b^T] \quad (17)$$

oraz macierz ${}_2B$ jest reprezentatywną macierzą przestrzeni liniowej odcień.

$$\begin{aligned} A &= [12347][2567] = \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 2 & 2 & 3 & 3 & 3 & 3 & 4 & 4 & 4 & 4 & 7 & 7 \\ 2 & 5 & 6 & 7 & 5 & 6 & 2 & 5 & 6 & 7 & 2 & 5 & 6 & 7 & 5 & 6 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (18)$$

$$\frac{\delta A}{\delta 7} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 2 & 2 & 3 & 3 & 3 & 4 & 4 & 4 \\ 2 & 5 & 6 & 5 & 6 & 2 & 5 & 6 & 2 & 5 & 6 \end{bmatrix}. \quad (19)$$

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

Równanie (wielomian) charakterystyczny D ma postać sumy składników, z których każdy jest iloczynem wag krawędzi grafu – wag związanych z mechanicznym charakterem modelowanego układu dla każdej reprezentacji drzewa zawartej w $\delta A/\delta \gamma$. Mamy 11 kolumn – więc jest 11 składników.

$$\begin{aligned}
 D &= m_1 m_2 p^4 + m_1 c_2 p^2 + m_1 b_2 p^3 + m_2 c_2 p^2 + m_2 b_2 p^3 + m_2 b_1 p^3 + c_2 b_1 p + \\
 &+ b_1 b_2 p^2 + c_1 m_2 p^2 + c_1 c_2 + c_1 b_2 p = \\
 &= m_1 m_2 p^4 + (m_1 b_2 + m_2 b_2 + m_2 b_1) p^3 + (m_1 c_2 + m_2 c_2 + b_1 b_2 + c_1 m_2) p^2 + \\
 &+ (c_2 b_1 + c_1 b_2) p + c_1 c_2
 \end{aligned} \tag{20}$$

Określenie drgań w zależności od obciążenia:

$$K_f = \frac{\text{Sim}_z \left(\frac{\partial A}{\partial a_i}; \frac{\partial A}{\partial a_n} \right)}{\det_z \left(\frac{\delta A}{\delta a_n} \right)} z_i, \tag{21}$$

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

gdzie: $i = 1, 2, \dots, n-1$ przy czym n – oznacza element, który reprezentuje obciążone zewnętrzne (siłę).

$$(c_2 + b_2 p) (m_1 p^2), \quad (22)$$

gdzie pierwszy czynnik jest wielomianem odpowiadającym wspólnej części zbiorów $\{2, 5, 6, 7\}$ oraz $\{1, 3, 4, 5, 6\}$. Odpowiada on zatem zbiorowi $\{5, 6\}$, z kolei uwzględniają wagi mamy sumę: $c_2 + b_2 p$.

$$K_f(1) = (1/D) (c_2 + b_2 p) (m_1 p^2). \quad (23)$$

Nową proponowaną metodą analizy układu mechanicznego jest przyporządkowanie mu uogólnionj sieci. W konsekwencji otrzymuje się metodę macierzową analizy (do której wyznaczenia stosowano też podejście prof. Świdra) - w konsekwencji jest to metoda macierzowa. Analizujemy ten sam układ mechaniczny co poprzednio.

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1 p^2 & & & & & 0 \\ & m_2 p^2 & & & & \\ & & c_1 & & & \\ & & & b_1 p & & \\ & & & & c_2 & \\ 0 & & & & & b_2 p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 1 & 0 \\ -1 & 1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (24)$$

Macierz F ma w końcu postać:

$$F = \begin{bmatrix} m_1 p^2 + c_1 + b_1 p + c_2 + b_2 p & -c_2 - b_2 p \\ -c_2 - b_2 p & m_2 p^2 + c_2 + b_2 p \end{bmatrix}. \quad (25)$$

$$\det F = D \quad (26)$$

Jak podano poprzednio przyrównuje się ten wzór do zera. Ponadto stosuje się podstawienie:

$$p = i \cdot \omega \quad (27)$$

gdzie: ω – częstotliwość, mamy też zależność:

$$i^2 = -1 \quad (28)$$

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

$$D(\omega) = \omega^4 m_1 m_2 + i\omega^3 (m_1 b_1 + m_2 b_1 + m_2 b_2) + \omega^2 (m_1 c_2 + b_1 b_2 + m_2 c_1 + c_2 m_2) + i\omega (b_1 c_2 + c_1 b_2) + c_1 c_2 = 0 \quad (29)$$

Ponadto, reprezentacja matroidowa umożliwia wyznaczanie funkcji transmitancji:

$$W^1 {}_2B_b^T F^{-1} {}_2B_c, \quad (30)$$

$$F^{-1} = \frac{1}{\det F} \begin{bmatrix} m_2 p^2 + c_2 + b_2 p & c_2 + b_2 p \\ c_2 + b_2 p & m_1 p^2 + c_1 + b_1 p + c_2 + b_2 p \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$\frac{1}{\det F} \begin{bmatrix} (c_2 + b_2 p) & * & m_1 p^2 \\ (m_1 p^2 + c_1 + b_1 p + c_2 + b_2 p) & * & m_2 p^2 \\ (c_2 + b_2 p) & * & c_1 \\ (c_2 + b_2 p) & * & b_1 p \\ (m_1 p^2 + c_1 + b_1 p) & * & c_2 \\ (m_1 p^2 + c_1 + b_1 p) & * & b_2 p \end{bmatrix}. \quad (32)$$

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

Ten sam układ mechaniczny analizujemy metodą tradycyjną rozwiązując układ równań różniczkowych. Układ równań różniczkowych opisujących układ U ma postać:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + (b_1 + b_2) \dot{y}_1 - b_2 \dot{y}_2 + (c_1 + c_2) y_1 - c_2 y_2 = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + b_2 \dot{y}_2 - b_2 \dot{y}_1 + c_2 y_2 - c_2 y_1 = 0 \end{cases} \quad (33)$$

Zakładamy postać jego rozwiązania w postaci funkcji harmonicznycch z amplitudami A_1 oraz A_2 :

$$\begin{aligned} y_1 &= A_1 e^{i\omega t} & y_2 &= A_2 e^{i\omega t} \\ \dot{y}_1 &= A_1 i\omega e^{i\omega t} & \dot{y}_2 &= A_2 i\omega e^{i\omega t} \\ \ddot{y}_1 &= (-1) A_1 \omega^2 e^{i\omega t} & \ddot{y}_2 &= (-1) A_2 \omega^2 e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (34)$$

Przekształcamy układ do postaci:

$$\begin{cases} e^{i\omega t} [-m_1 A_1 \omega^2 + (b_1 + b_2) A_1 i\omega - b_2 A_2 i\omega + (c_1 + c_2) A_1 - c_2 A_2] = 0 \\ e^{i\omega t} [-m_2 A_2 \omega^2 + b_2 A_2 i\omega - b_2 A_1 i\omega + c_2 A_2 - c_2 A_1] = 0 \end{cases} \quad (35)$$

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla układów drgających

Opuszczając wspólny mnożnik – otrzymujemy:

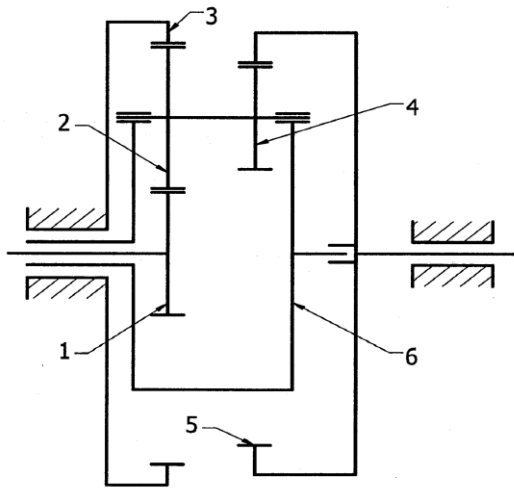
$$\begin{cases} A_1[-m_1\omega^2 + (b_1 + b_2)i\omega + (c_1 + c_2)] + A_2[-b_2i\omega - c_2] = 0 \\ A_1[-b_2i\omega - c_2] + A_2[-m_2\omega^2 + b_2i\omega + c_2] = 0 \end{cases}$$

Jeśli wartości amplitud mają być niezerowe to wyznacznik macierzy dla tego układu równań musi być równy 0. Stąd mamy warunek:

$$\det \begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (b_1 + b_2)i\omega + c_1 + c_2 & -b_2i\omega - c_2 \\ -b_2i\omega - c_2 & -m_2\omega^2 + b_2i\omega + c_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (36)$$

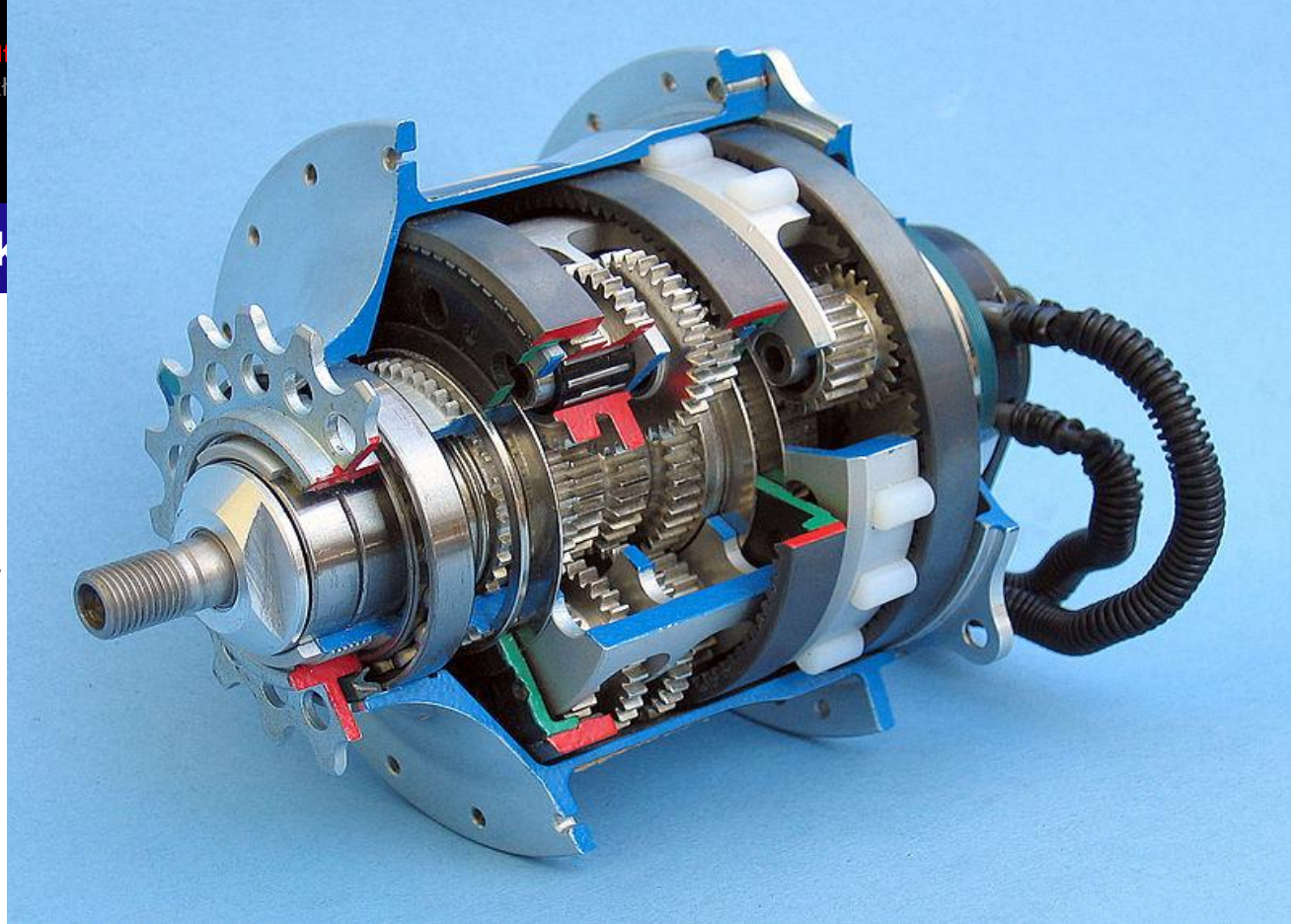
$$\begin{aligned} & [-m_1\omega^2 + (b_1 + b_2)i\omega + c_1 + c_2] \cdot [-m_2\omega^2 + b_2i\omega + c_2] - \\ & - [-b_2i\omega - c_2] \cdot [-b_2i\omega - c_2] = 0 \end{aligned} \quad (37)$$

Wybrane rozwiązania z zakresu



Rys.8

Schemat przekładni planetarnej



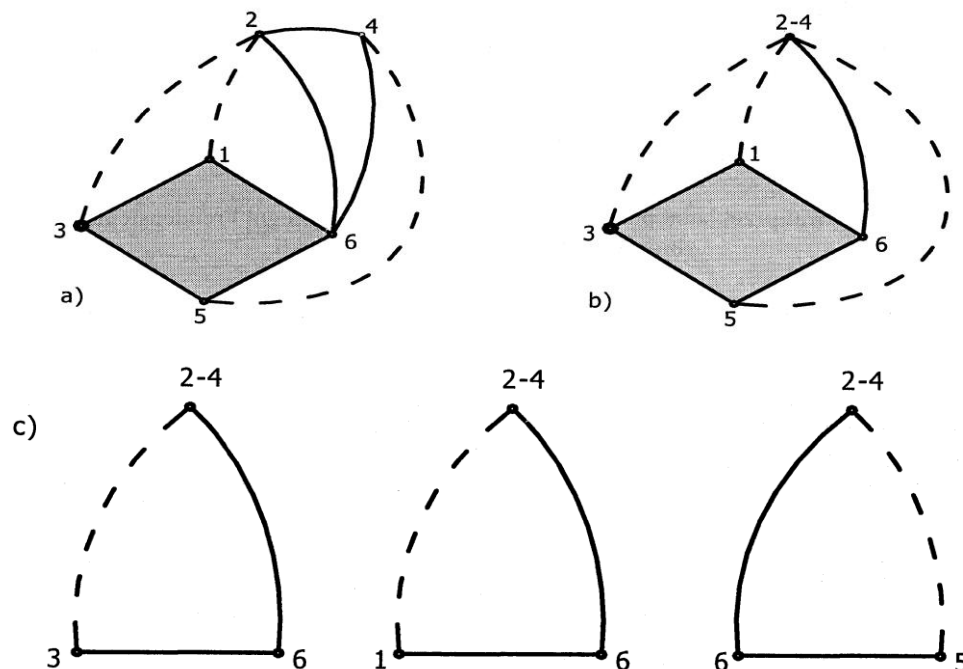
Rys.9

Model przekładni mechanicznej

1. Rozważa się tylko główne elementy przekładni, które są związane z przekazywaniem ruchu obrotowego
2. Wyróżnione elementy przekładni reprezentowane są jako wierzchołki grafu
3. Relacje (zależności) pomiędzy elementami np. obracanie się wokół wspólnej osi obrotu, bycie parą kinematyczną; jarzmo oraz koło planetarne lub bycie parą kinematyczną

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla przekładni planetarnych

Wśród metod analizy przekładni planetarnych można wyróżnić metody m.in.: Hsu oraz Freudensteina



Rys.10

Graf przekładni planetarnej według zasad Hsu: a) graf pierwsza wersja, b) graf uproszczony, c) zbiór cykli

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla przekładni planetarnych

Tabela 2

Transformacja wiedzy z zakresu przekładni „mechanika- teoria grafów” [Tsai, 2001]- wybranych problemy

	Dziedzina Mechaniki (Budowy Maszyn)	Dziedzina Teorii Grafów	
	1	Freudenstein'a	Hsu
		2	3
1	Przekładnia składa się z n-elementów, ma F-dof stopni swobody	Graf reprezentujący przekładnię ma n-1-F krawędzi ząbień oraz n-1 par planeta jarzmo	Graf przekładni ma n-1-F krawędzi ząbień. Wszystkie pary obrotowe reprezentowane SA krawędziami zaciętoego wielokąta.
2	Nie ma równoległych pod-układów elementów obracających się wokół jakiegokolwiek osi.	Po usunięciu krawędzi reprezentujących ząbienia graf staje się drzewem.	Po usunięciu z grafu przekładni krawędzi reprezentujących ząbienia – pozostaje wielokąt z krawędziami zaczynającymi się w wielokącie – które nie tworzą cykli.
3	Można napisać równania Willis'a opisujące prędkości obrotowe elementów	Kolejne cykle fundamentalne otrzymuje się dodając krawędzie ząbień do uzyskanego wcześniej drzewa. (Rys. 7.3).	Cykle fundamentalne można wyznaczyć na podstawie algorytmu odnoszącego się do specjalnej macierzy

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla przekładni planetarnych

Tabela 2 cz.2

Transformacja wiedzy z zakresu przekładni „mechanika- teoria grafów” [Tsai, 2001]- wybranych problemy

		Kody f-cykli pozwalają na właściwe wstawienie wskaźników dolnych w równaniach (patrz wzór (7.4))	reprezentującej graf Hsu.
4	Lokalizacja osi poprzez oznaczenia literowe e.g. a,b,c,	Odpowiednie pary ‘jarzmo-koło’ są reprezentowane krawędziami obciążonymi z wagami będącymi osiami obrotu kół planetarnych.	Informacja o nazwach osi nie jest uwzględniana – zgodność modelu z przekładnią trzeba sprawdzać w inny sposób.
5		Tzw. wierzchołek przejścia ‘transfer vertex’ w pewnym cyklu jest to taki wierzchołek, że krawędzie oznaczone kodem różnych krawędzi są z nim incydentne.	Cykle fundamentalne można wyznaczyć na podstawie algorytmu odnoszącego się do specjalnej macierzy reprezentującej graf Hsu – algorytm poprawnie rozpoznaje jarzma.
6	Elementy ząbające się nie mogą tworzyć zamkniętej pentli. Czyli autor nie dopuszcza do modelowania grafami przekładni sprzężonych, ale jest to możliwe [Drewniak, Zawislak, 2009b]	W grafie przekładni nie ma cyklu składającego się wyłącznie z krawędzi ząbających.	W grafie przekładni nie ma cyklu składającego się wyłącznie z krawędzi ząbających.

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla przekładni planetarnych ⁽¹⁾

Analiza może polegać na realizacji następujących kroków:

- (g_r1) przeanalizować schemat funkcjonalny przekładni, opisać (oznakować) elementy,
- (g_r2) zmienić schemat w graf – zgodnie z wybraną metodą reprezentowania, zachować zgodność oznaczeń – opisując wierzchołki grafu oraz wagi dla poszczególnych krawędzi,
- (g_r3) wyróżnić cycle fundamentalne (f-cykle) /Hsu, Freudenstein/ lub kontury /Margithu/,
- (g_r4) napisać układ równań opisujący kinematykę przekładni planetarnej – w sposób automatyczny (algorytmiczny), łatwo jest sprawdzić poprawność wskaźników,
- (g_r5) rozwiązać układ równań – wykonując żądane obliczenia np. przełożenie.

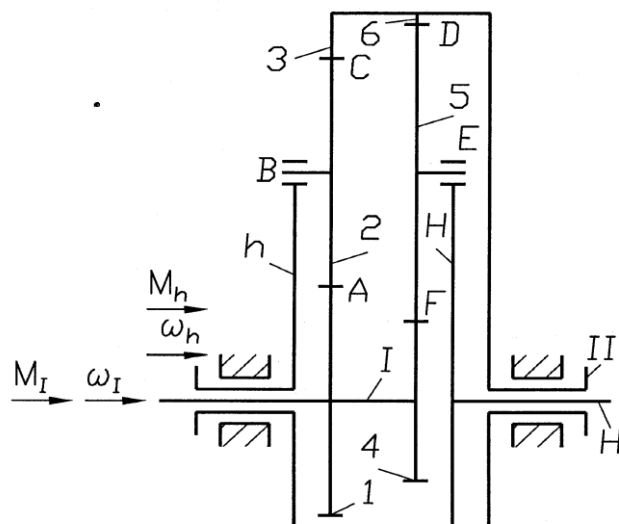
$$\omega_i - \omega_k = \pm N_{j,i} (\omega_j - \omega_k) \quad (38)$$

gdzie: ω_i – oznacza prędkość obrotową elementu i ,

$N_{j,i}$ – przełożenie; $N_{j,i} = D_j / D_i = z_j / z_i$,

znak ‘+’ dla zazębienia zewnętrznego, znak ‘-’ dla zazębienia wewnętrznego.

Wybrane rozwiązania z zakresu GBMfD dla przekładni planetarnych



$$W = 3n - 2c_5 - c_4 = 18 - 12 - 4 - 2 \quad (39)$$

gdzie:

n – liczba ogniów (elementów ruchomych), c_5 – liczba węzłów pełnych (one degree of freedom) np. typu obrotowego; c_4 – liczba węzłów np. typu ząbienie; ponadto c_5 oraz c_4 są równe łącznej liczbie krawędzi i przekatnych wielokąta (Hsu) ($c_5 = 6$) oraz liczbie krawędzi kreskowych

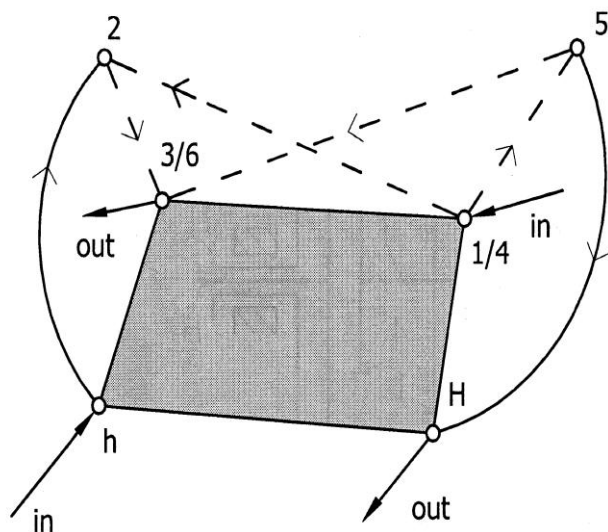
Rys.11

Przykładowa przekładnia planetarna w postaci schematu funkcjonalnego

Dla rozważanej przekładni przyjęto dane:: $z_1 = 15$, $z_2 = 24$, $z_3 = 63(-63)$, $z_4 = 18$, $z_5 = 21$ and $z_6 = 60(-60)$, $m = 2[mm]$, gdzie ujemne wartości liczb zębów są właściwe dla metody Willis'a.

Metoda Hsu

Zbiór f-cykli jest następujący: $(1,2)h$; $(2,3)h$; $(4,5)H$ oraz $(5,6)H$, gdzie z kolei użyto tylko pojedynczych oznaczeń tzn. 1 zamiast $1/4$. Zgodnie z wcześniejszymi rozważaniami mamy, że cykl $(1,2)h$ składa się z krawędzi: $\{(1,2), (2,h), (1,h)\}$.



$$\begin{cases} \omega_1 - \omega_h = -N_{21} (\omega_2 - \omega_h) \\ \omega_2 - \omega_h = +N_{32} (\omega_3 - \omega_h) \\ \omega_4 - \omega_H = -N_{54} (\omega_5 - \omega_H) \\ \omega_5 - \omega_H = +N_{65} (\omega_6 - \omega_H) \end{cases} \quad (40)$$

gdzie:

$$\omega_i, \quad i = 1, 2, \dots, 6$$

ω_h oraz ω_H – prędkości obrotowe odpowiednich elementów przekładni;

N_{ij} – przełożenia, $N_{ij} = z_i/z_j$, znak ‘-’ oraz ‘+’ zależą od tego czy zazębienie jest zewnętrzne czy wewnętrzne,

z_i, z_j - liczby zębów koła oraz zębniaka.

Metoda Hsu

$$\omega_3 = \omega_6 ;$$

$$\omega_1 = \omega_4$$

Rozwiązując układ równań – otrzymuje się:

$$\omega_3 = \frac{(N_{54}N_{65} + 1)\omega_H - \omega_1}{N_{54}N_{65}} \quad (41)$$

$$\omega_h = \frac{\omega_1 + N_{21}N_{32}\omega_3}{1 + N_{21}N_{32}} .$$

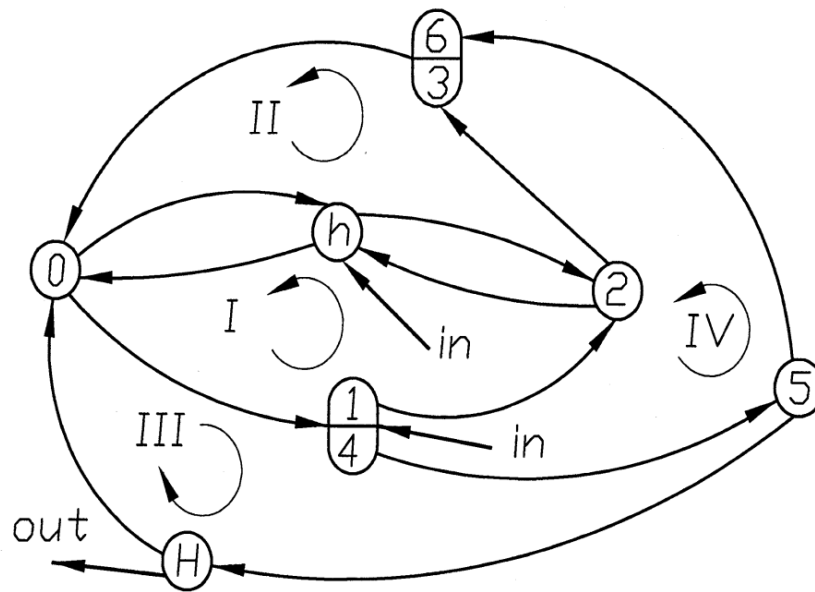
Biorąc pod uwagę prędkości wejściowe:

$$\omega_1 = 157 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_3 = \omega_6 = \frac{87,5 \cdot \left(1 + \frac{21}{18} \cdot \frac{60}{21}\right) - 157}{\frac{60}{18}} = 66,65 \text{ s}^{-1} \quad (42)$$

$$\omega_H = 87,5 \text{ s}^{-1},$$

$$\omega_h = \frac{157 + 66,65 \cdot \frac{24}{15} \cdot \frac{63}{24}}{1 + \frac{63}{15}} = 84,025 \text{ s}^{-1}$$

Metoda grafów konturowych



gdzie:

\vec{r}_k – są wektorami tzw. pozycyjnymi punktów $k = A, B, \dots, F$

$$\begin{aligned}
 \text{(I)} \quad & 0 \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow h \rightarrow 0; \\
 \text{(II)} \quad & 0 \rightarrow h \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 0; \\
 \text{(III)} \quad & 0 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow H \rightarrow 0 \\
 \text{(IV)} \quad & 0 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 0.
 \end{aligned} \tag{43}$$

$$\begin{aligned}
 /1/ \quad & \vec{\omega}_{10} + \vec{\omega}_{21} + \vec{\omega}_{h2} + \vec{\omega}_{0h} = 0 \\
 /2/ \quad & \vec{r}_A \times \vec{\omega}_{21} + \vec{r}_B \times \vec{\omega}_{h2} = 0 \\
 /3/ \quad & \vec{\omega}_{h0} + \vec{\omega}_{2h} + \vec{\omega}_{32} + \vec{\omega}_{03} = 0 \\
 /4/ \quad & \vec{r}_B \times \vec{\omega}_{2h} + \vec{r}_C \times \vec{\omega}_{32} = 0 \\
 /5/ \quad & \vec{\omega}_{40} + \vec{\omega}_{54} + \vec{\omega}_{H5} + \vec{\omega}_{0H} = 0 \\
 /6/ \quad & \vec{r}_F \times \vec{\omega}_{54} + \vec{r}_E \times \vec{\omega}_{H5} = 0 \\
 /7/ \quad & \vec{\omega}_{40} + \vec{\omega}_{54} + \vec{\omega}_{65} + \vec{\omega}_{06} = 0 \\
 /8/ \quad & \vec{r}_F \times \vec{\omega}_{54} + \vec{r}_D \times \vec{\omega}_{65} = 0
 \end{aligned} \tag{44}$$

Metoda grafów konturowych

Stosuje się też dodatkowe zasady zapisu:

(a) odnoszące się do zmiany kolejności wskaźników:

$$\omega_{i0} = -\omega_{0i}, \quad i = 1, 2, \dots, 6 \quad (43)$$

$$\omega_{0h} = -\omega_{h0}, \quad \omega_{0H} = -\omega_{H0};$$

(b) odnoszące się do układu odniesienia:

$$\omega_{i0} = \omega_i, \quad i = 1, 2, \dots, 6 \quad (44)$$

$$\omega_{h0} = \omega_h, \quad \omega_{H0} = \omega_H,$$

(c) odnoszące się do zależności geometrycznych:

$$r_A = r_1;$$

$$r_F = r_4$$

$$r_B = r_1 + r_2;$$

$$r_E = r_4 + r_5 \quad (45)$$

$$r_C = r_1 + 2r_2;$$

$$r_D = r_4 + 2r_5.$$

Metoda grafów konturowych

$$\left\{ \begin{array}{l} -r_A \omega_1 - r_A \omega_{21} - r_A \omega_{h2} - r_A \omega_{0h} = 0 \\ r_A \omega_{21} + r_B \omega_{h2} = 0 \\ -r_C \omega_{h0} - r_C \omega_{2h} - r_C \omega_{32} - r_C \omega_{03} = 0 \\ r_B \omega_{2h} + r_C \omega_{32} = 0 \\ -r_E \omega_{40} - r_E \omega_{54} - r_E \omega_{H5} - r_E \omega_{0H} = 0 \\ r_F \omega_{54} + r_E \omega_{H5} = 0 \\ -r_D \omega_{40} - r_D \omega_{54} - r_D \omega_{56} - r_D \omega_{06} = 0 \\ r_F \omega_{54} + r_D \omega_{56} = 0 \end{array} \right. \quad (46)$$

$$r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{z_i \cdot m}{2} \quad (47)$$

gdzie:

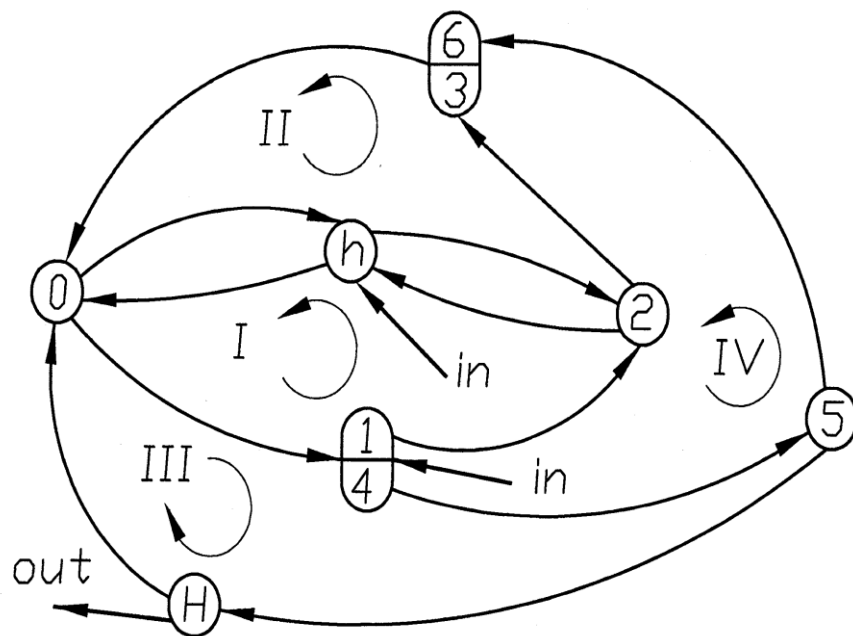
m_i – moduł i -tego koła, z_i – liczba zębów na i -tym kole, $i = 1, 2, \dots, 6$.

Przyjęto, że wszystkie moduły są równe, można zatem opuścić wskaźniki.

Metoda grafów konturowych

$$\omega_6 = \omega_3 = \frac{\omega_H(2r_4 + 2r_5) - r_4\omega_1}{2r_5 + r_4} = 66,65 \text{ s}^{-1},$$

$$\omega_h = \frac{r_1\omega_1 + (r_1 + 2r_2)\omega_3}{2(r_1 + r_2)} = 84,03 \text{ s}^{-1}.$$
(48)



$$\begin{aligned} \text{(I)} & \quad 0 \rightarrow h \rightarrow 2 \rightarrow 1 \rightarrow 0; \\ \text{(II)} & \quad 0 \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 0; \\ \text{(II)} & \quad 0 \rightarrow 6 \rightarrow 5 \rightarrow 4 \rightarrow 0 \\ \text{(III)} & \quad 0 \rightarrow H \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 0. \end{aligned}$$
(49)

Metoda grafów konturowych

Układ równań, który można przypisać temu zbiorowi konturów – ma następującą postać:

$$\begin{array}{l}
 /1/ \\
 /2/ \\
 /3/ \\
 /4/ \\
 /5/ \\
 /6/ \\
 /7/ \\
 /8/
 \end{array}
 \left\{ \begin{array}{l}
 \vec{\omega}_{h0} + \vec{\omega}_{2h} + \vec{\omega}_{12} + \vec{\omega}_{01} = 0 \\
 \vec{r}_B \times \vec{\omega}_{2h} + \vec{r}_A \times \vec{\omega}_{12} = 0 \\
 \vec{\omega}_{10} + \vec{\omega}_{21} + \vec{\omega}_{32} + \vec{\omega}_{03} = 0 \\
 \vec{r}_A \times \vec{\omega}_{21} + \vec{r}_C \times \vec{\omega}_{32} = 0 \\
 \vec{\omega}_{60} + \vec{\omega}_{56} + \vec{\omega}_{45} + \vec{\omega}_{04} = 0 \\
 \vec{r}_D \times \vec{\omega}_{56} + \vec{r}_F \times \vec{\omega}_{45} = 0 \\
 \vec{\omega}_{H0} + \vec{\omega}_{5H} + \vec{\omega}_{65} + \vec{\omega}_{06} = 0 \\
 \vec{r}_E \times \vec{\omega}_{5H} + \vec{r}_D \times \vec{\omega}_{65} = 0
 \end{array} \right. \quad (50)$$

Metoda grafów konturowych

Zalety metod grafowych można sformułować następująco:

- są algorytmiczne,
- są ogólne, tzn. jeśli jakiś element zostaje zahamowany – to dopisuje się warunek iż jego prędkość obrotowa jest zerowa i nie trzeba wzorów wyprowadzać od początku
- umożliwiają porównania wyników – sprawdzając wzajemnie ich poprawność,
- należą do GBMfD.

Ewentualne wady to:

- konieczność znania metod grafowych do modelowania;
- w przypadku metody konturowej wprowadzanie niechcianych prędkości i wielkości względnych, które należy wyeliminować rozwiązując układ.

Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów

Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni

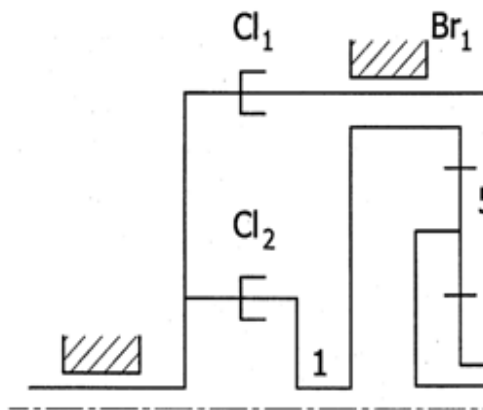
Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych

Podsumowanie i wnioski

„...Zalap się (gear up) na następny etap rozwoju”

Triad Tips, Published by Triad Associates

Metoda grafów konturowych



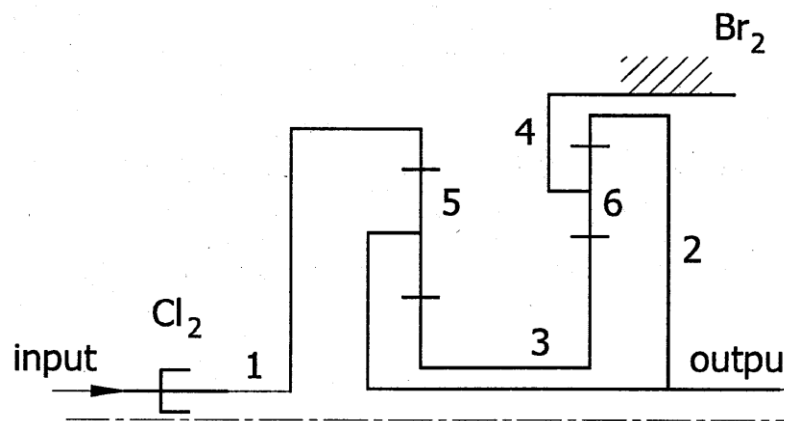
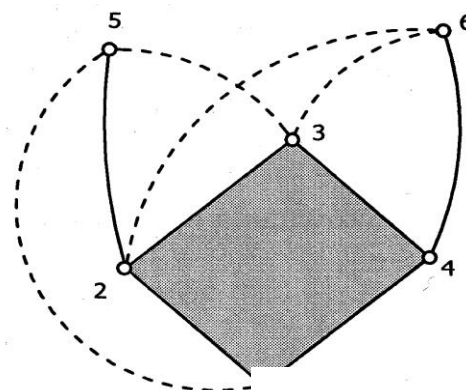
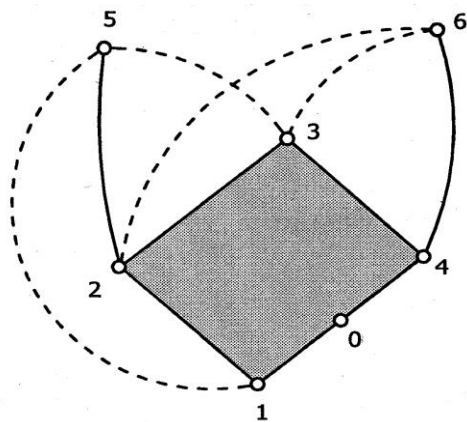
Rys.12

Przykładowa przekładnia planetarna funkcjonalnego

Drive	Cl ₁	Cl ₂	Br ₁	1
I	0	1	0	1
II	0	1	1	0
III	1	1	0	0
Rev	1	0	0	1

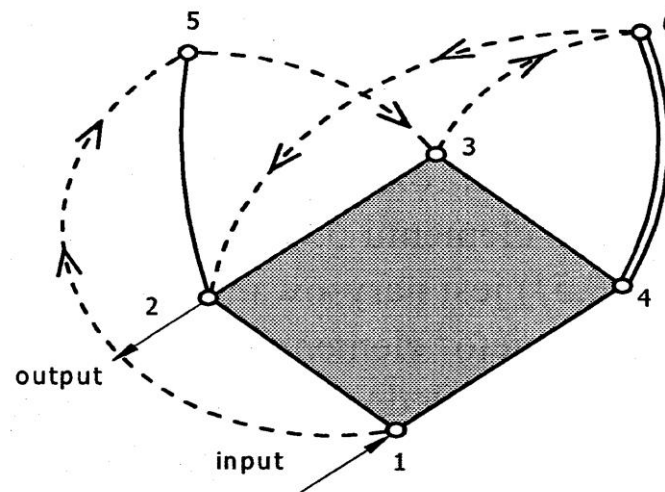
where: Cl – clutch, Br – brake, 1 – active, 2 – switched off

Metoda grafów konturowych



Rys.13

Przykładowa przekładnia planetarna w postaci schematu funkcjonalnego



Rys.14

Przykładowa przekładnia planetarna w postaci schematu funkcjonalnego

Metoda grafów konturowych

Warunek zahamowania:

$$\omega_4 = 0 \quad (50)$$

Pozostałe równania opisujące kinematykę mają postać.

$$\begin{cases} \omega_1 - \omega_2 = +N_{51} (\omega_5 - \omega_2) \\ \omega_3 - \omega_2 = -N_{53} (\omega_5 - \omega_2) \\ \omega_2 - \omega_4 = +N_{62} (\omega_6 - \omega_4) \\ \omega_3 - \omega_4 = -N_{63} (\omega_6 - \omega_4) \end{cases} \quad (51)$$

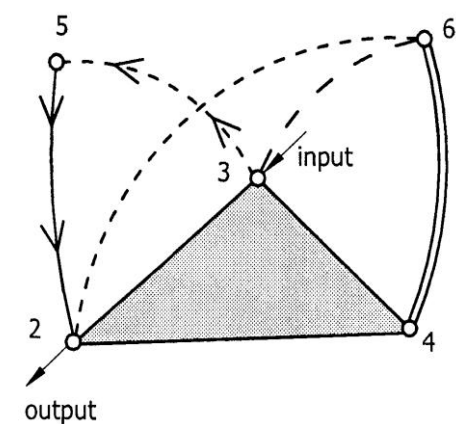
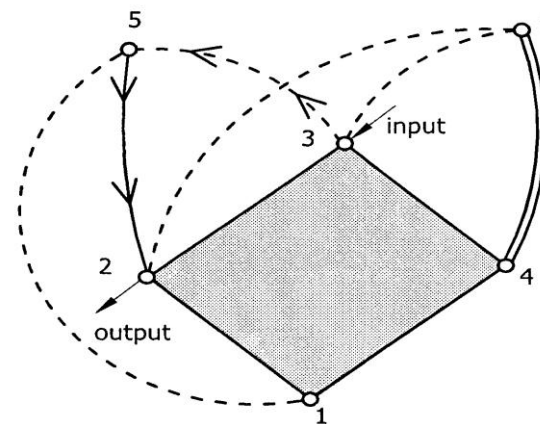
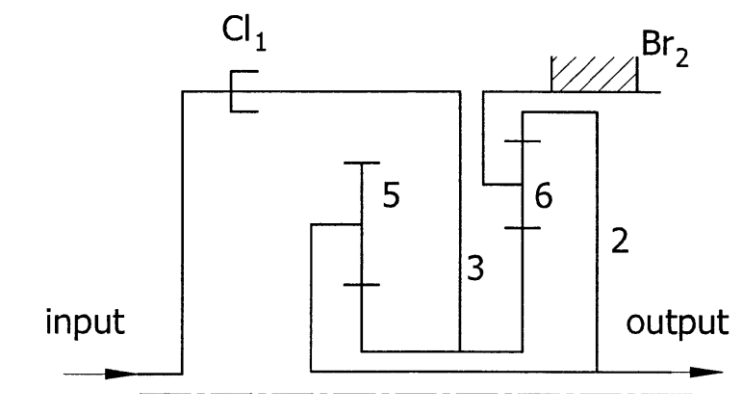
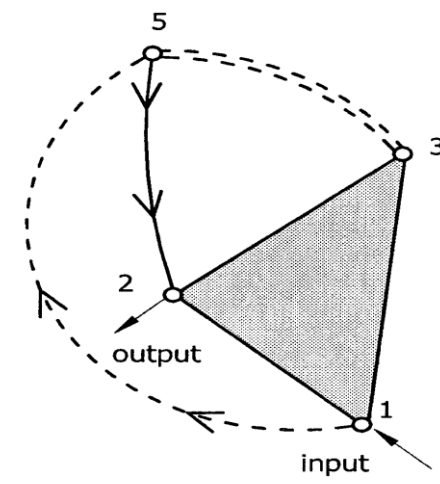
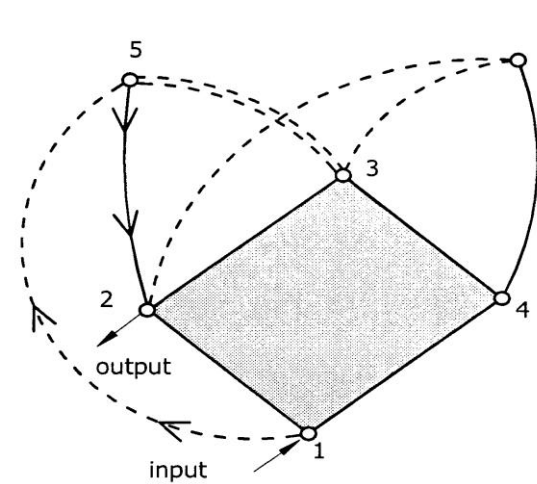
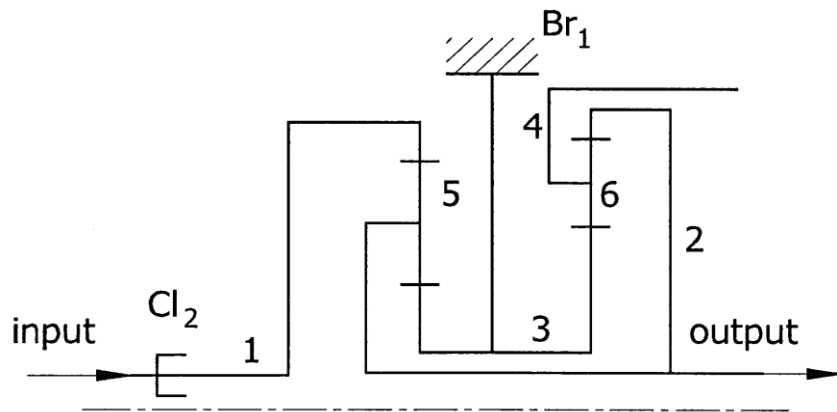
Szukane przełożenie:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_{63} N_{53}}{N_{53} N_{63} + N_{51} (N_{63} + N_{62})} \quad (52)$$

$$\omega_3 = 0$$

$$\begin{cases} \omega_1 - \omega_2 = +N_{51} (\omega_5 - \omega_2) \\ \omega_3 - \omega_2 = -N_{53} (\omega_5 - \omega_2) \end{cases} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_{53}}{N_{53} + N_{51}} \quad (53)$$

Metoda grafów konturowych



Metoda grafów konturowych

$$\omega_4 = 0 \quad (54)$$

$$\begin{cases} \omega_3 - \omega_2 = -N_{53} (\omega_5 - \omega_2) \\ \omega_2 - \omega_4 = +N_{62} (\omega_6 - \omega_4) \\ \omega_3 - \omega_4 = -N_{63} (\omega_6 - \omega_4) \end{cases} \quad (55)$$

Przełożenie wyrażone jest wzorem:

$$\frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{N_{62}}{N_{63}} \quad (56)$$

Zestaw przełożeń na poszczególnych biegach pozwala na analizę zakresu zastosowań przekładni, należy dodać iż nie są one w pełni niezależne. Pozostaje jeszcze dobór zębów, aby zrealizować rzeczywisci pożądane przełożenia [Tsai, Magrab, Mogalapalli, 1992], [Huang, Lu, Chen, 1996], [Tsai et al., 1988].

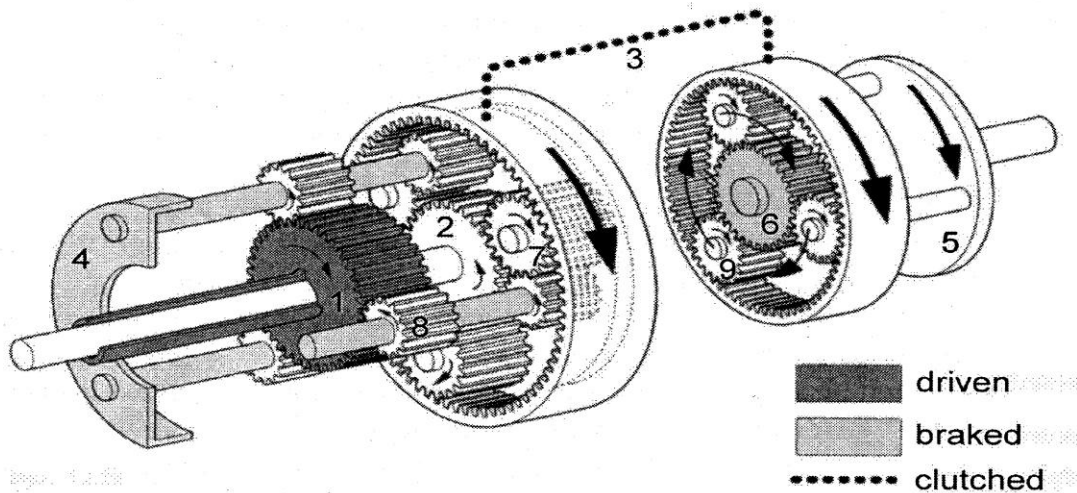
	Drive	Ratio
1	I-st drive	0.352
2	II-nd drive	0.625
3	III-rd drive	1
4	Reverse drive	- 0.485

Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów
 Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni
 Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych
 Podsumowanie i wnioski

„...Zalap się (gear up) na następny etap rozwoju”

Triad Tips, Published by Triad Associates

Metoda grafów konturowych

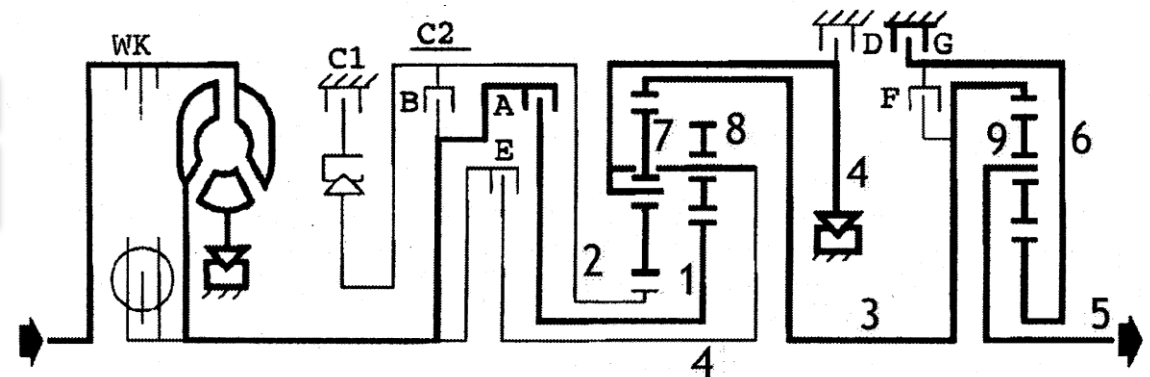


Rys. 14

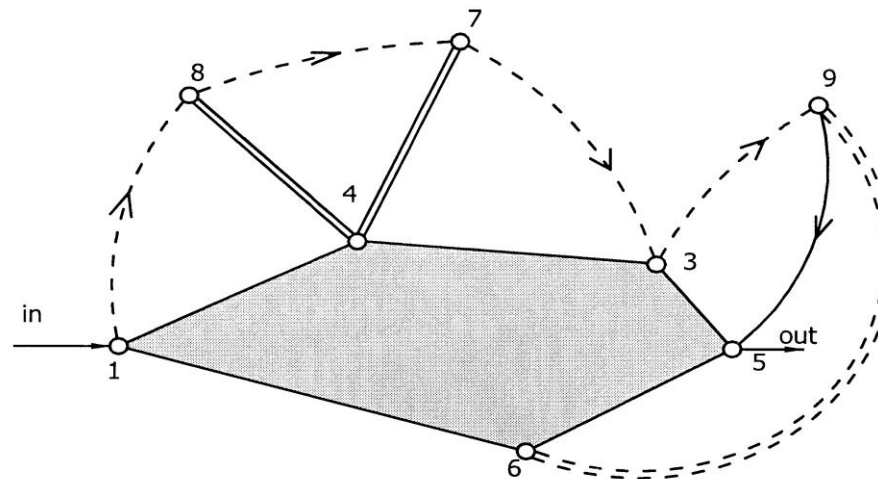
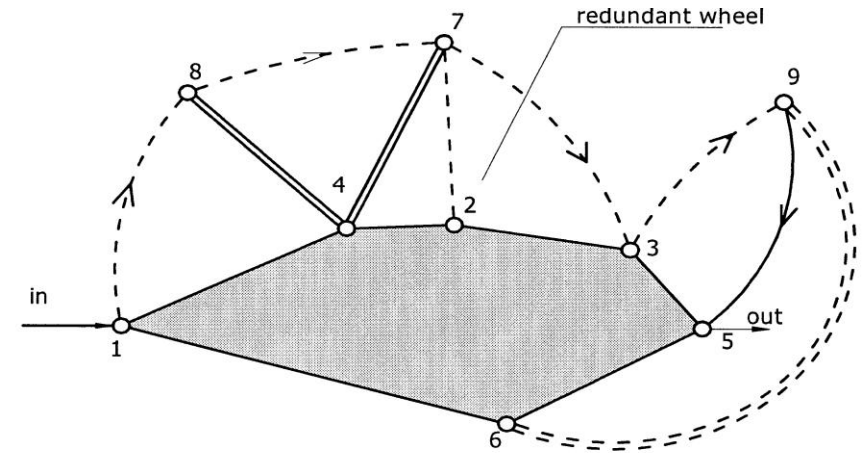
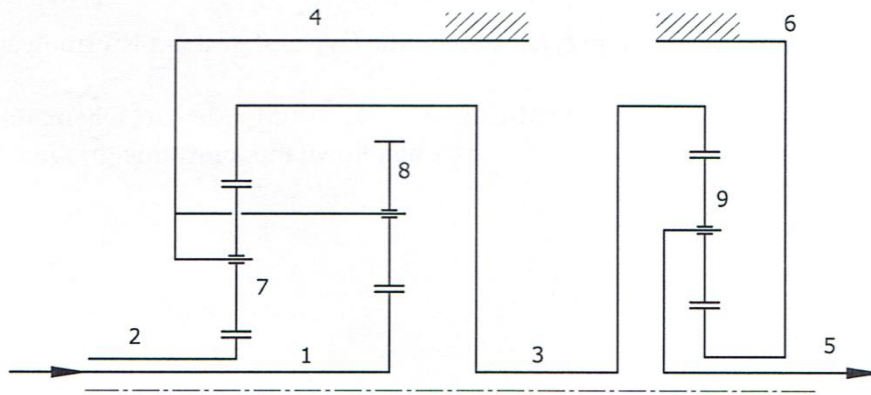
Przykładowa przekładnia planetarna w postaci schematu funkcjonalnego

Rys. 15

Przykładowa przekładnia planetarna w postaci schematu funkcjonalnego



Metoda grafów konturowych



Metoda grafów konturowych

Można wyróżnić następujące f-cykle: $(1, 8)4$; $(3, 7)4$; $(3, 9)5$ oraz $(6, 9)5$.

Zatem można napisać układ równań:

$$\begin{cases} \omega_1 - \omega_4 = -N_{81} \cdot (\omega_8 - \omega_4) \\ \omega_3 - \omega_4 = +N_{73} \cdot (\omega_7 - \omega_4) \\ \omega_3 - \omega_5 = +N_{93} \cdot (\omega_9 - \omega_5) \\ \omega_6 - \omega_5 = -N_{96} \cdot (\omega_9 - \omega_5) \end{cases} \quad (56)$$

Po pewnych przekształceniach ostatnich dwóch równań w podukładzie objętym klamrą mamy:

$$\frac{\omega_3 - \omega_5}{N_{93}} = \frac{\omega_6 - \omega_5}{-N_{96}} \quad (57)$$

$$-\omega_5 \cdot N_{93} = -N_{96} \cdot \omega_3 + N_{96} \cdot \omega_5 \quad (58)$$

$$\omega_5 = \frac{N_{96}}{N_{96} + N_{93}} \cdot \omega_3 \quad (59)$$

Rozważając (z kolei) dwa pierwsze równania, można zapisać:

Metoda grafów konturowych

$$\begin{aligned}\omega_1 &= -N_{81} \cdot \omega_8 \\ \omega_3 &= -N_{73} \cdot N_{87} \cdot \omega_8 \\ \frac{\omega_1}{N_{81}} &= \frac{\omega_3}{N_{73} \cdot N_{87}} \quad .\end{aligned}\tag{60}$$

Łącząc wyprowadzone powyżej wzory otrzymuje się zależność:

$$\omega_5 = \frac{N_{96}}{N_{96} + N_{93}} \cdot \omega_1 \cdot \frac{N_{73} \cdot N_{87}}{N_{81}}\tag{61}$$

oraz ostatecznie wzór na poszukiwane przełożenie:

$$\frac{\omega_5}{\omega_1} = \frac{N_{96} \cdot N_{73} \cdot N_{87}}{(N_{96} + N_{93}) \cdot N_{81}} \quad .\tag{62}$$

Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów

Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni

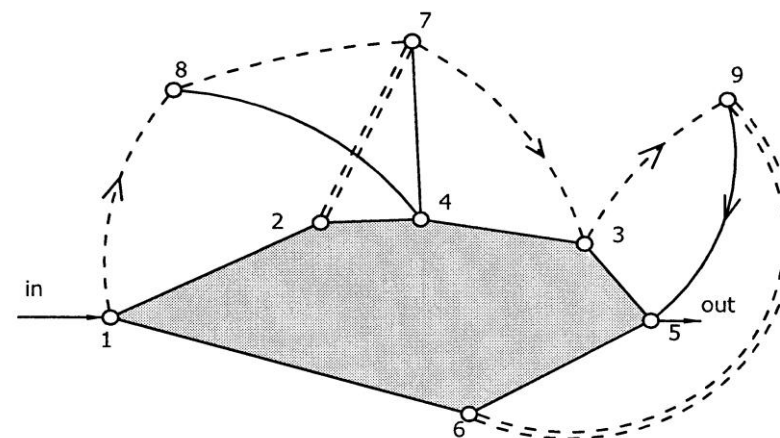
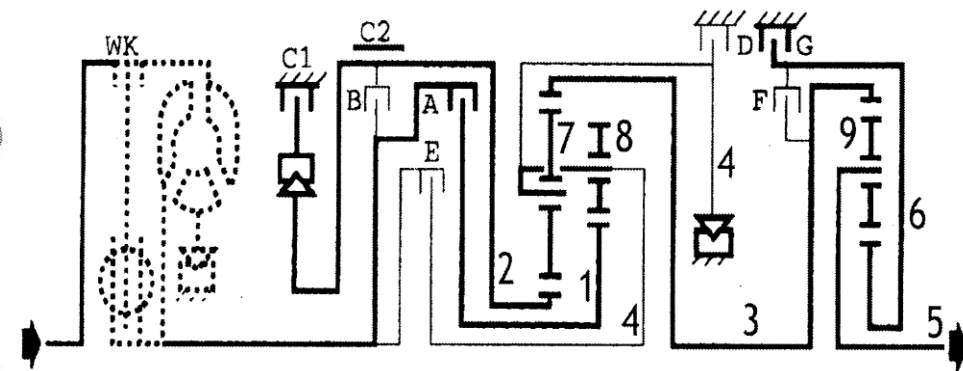
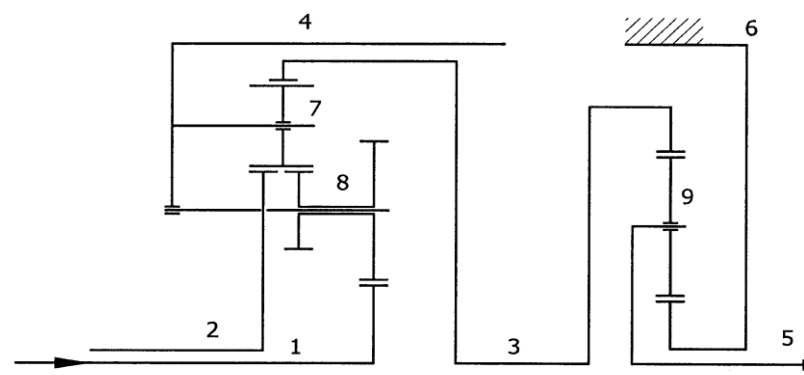
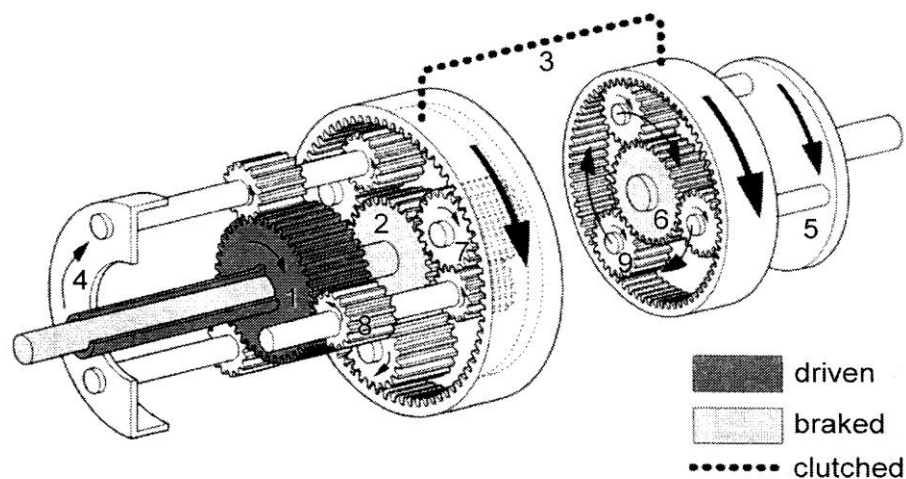
Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych

Podsumowanie i wnioski

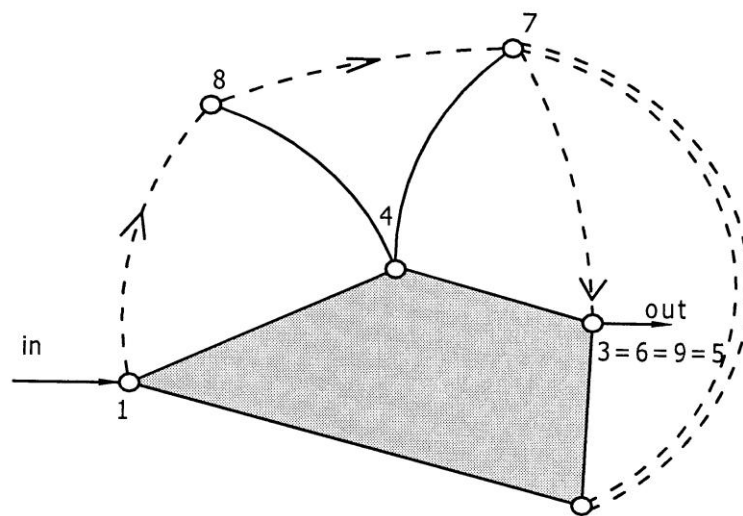
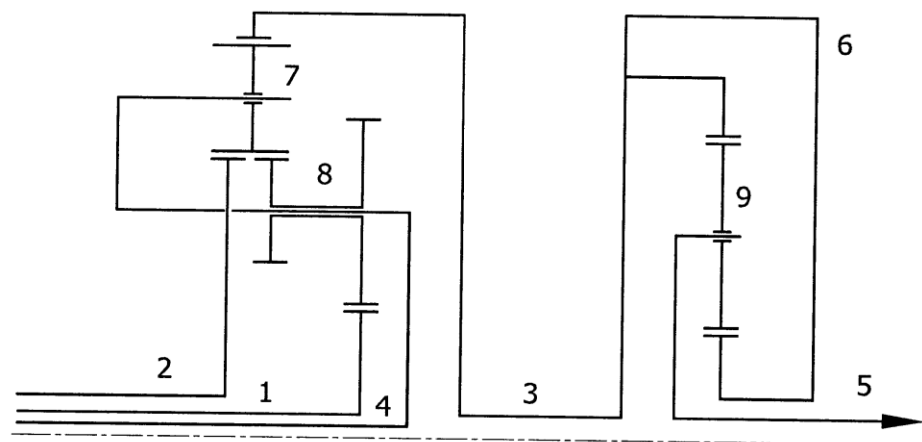
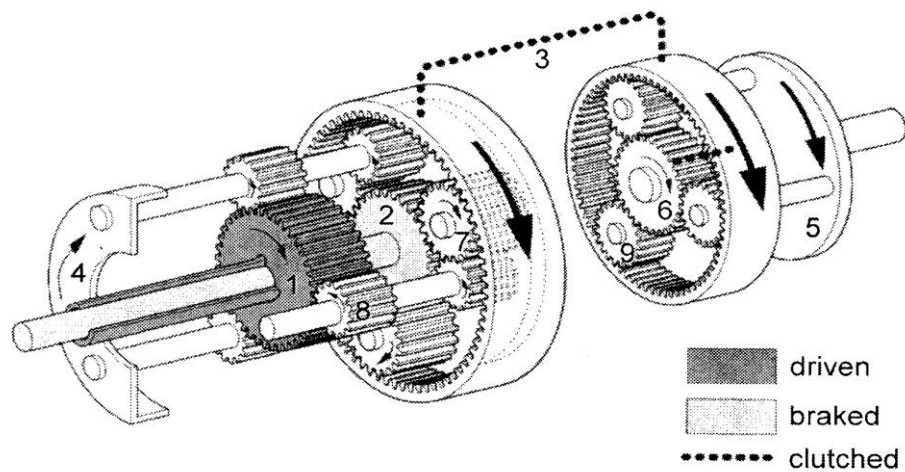
„...Zalap się (gear up) na następny etap rozwoju”

Triad Tips, Published by Triad Associates

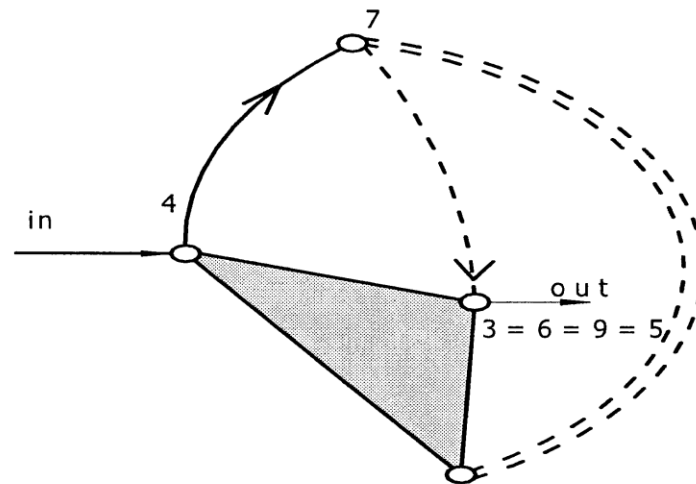
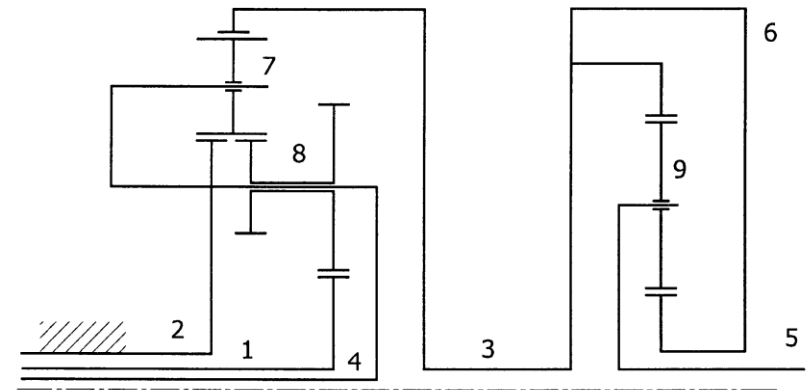
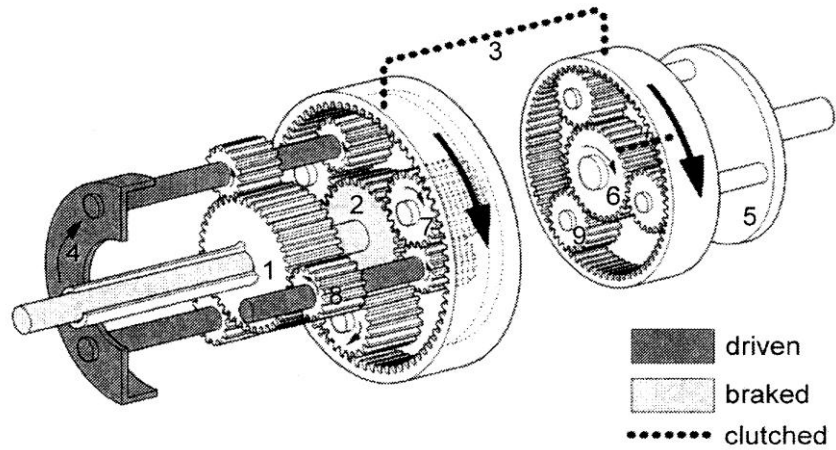
Metoda grafów konturowych



Metoda grafów konturowych



Metoda grafów konturowych



Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów

Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni

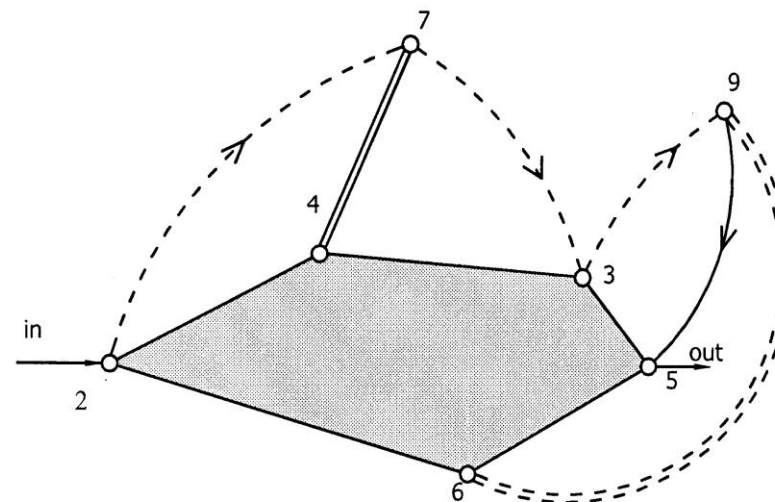
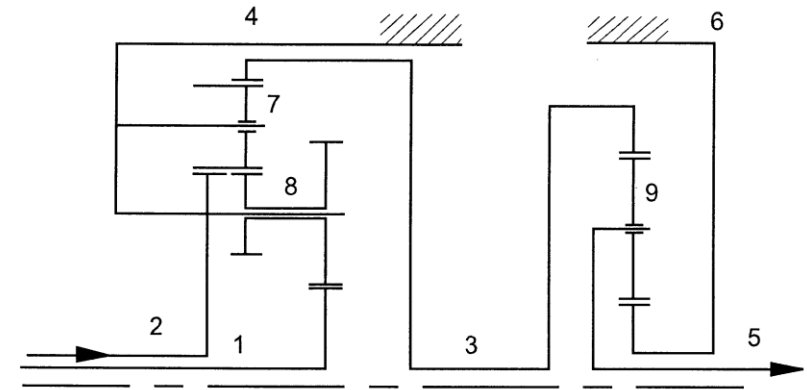
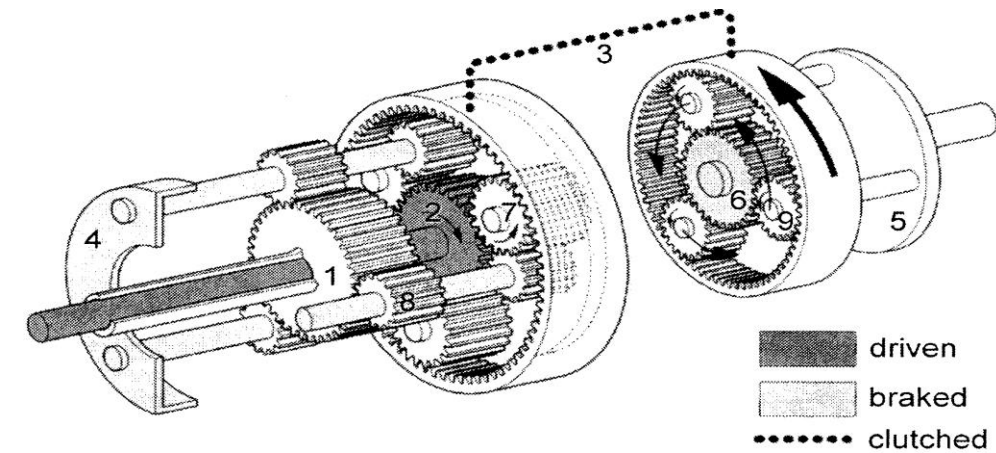
Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych

Podsumowanie i wnioski

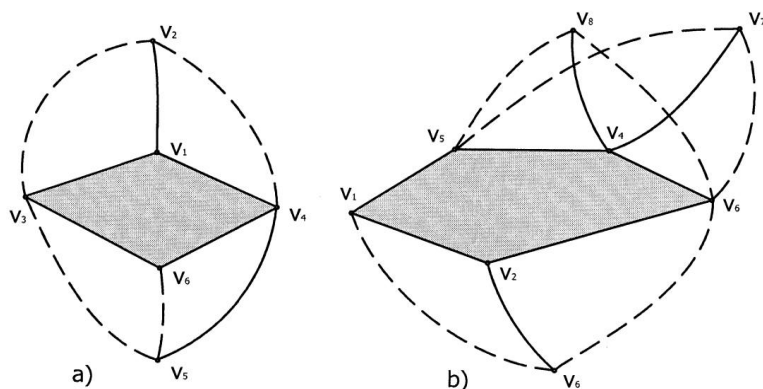
„...Załap się (gear up) na następny etap rozwoju”

Triad Tips, Published by Triad Associates

Metoda grafów konturowych

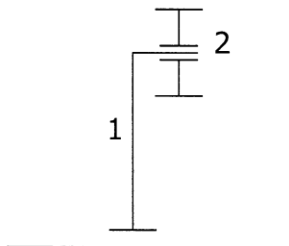
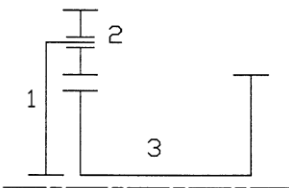


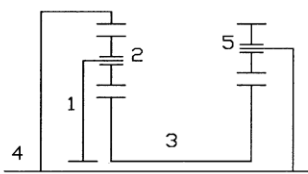
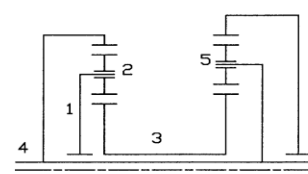
Metoda grafów konturowych



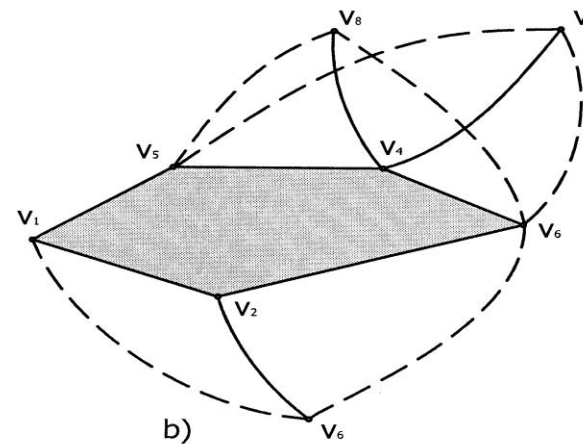
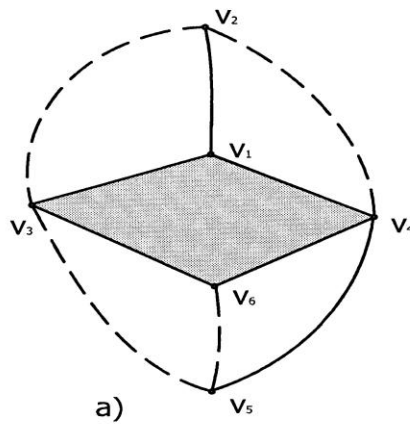
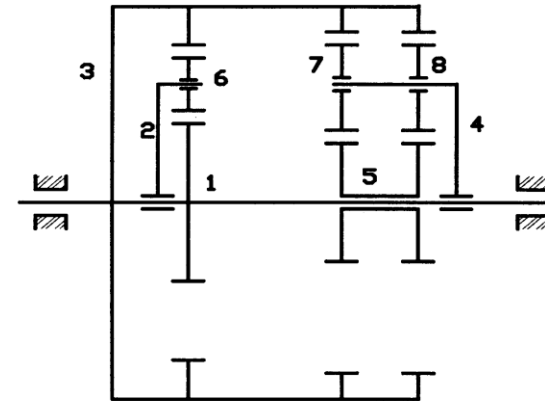
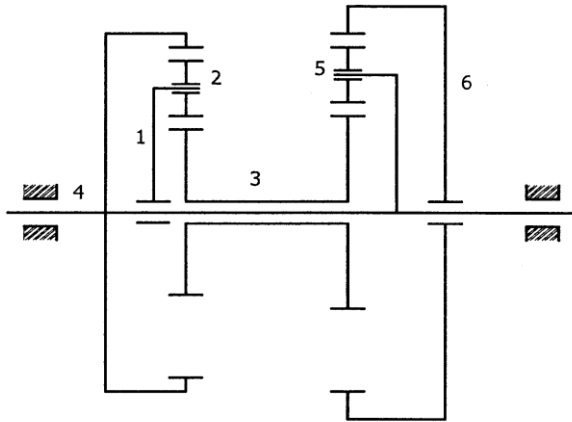
- Krok 1.** Przeanalizować graph przekładni – odczytać (odkodować) liczbę elementów obracających się wokół głównej osi obrotu, liczbę planet (kół zębatach planetarnych), liczbę par zazębionych oraz par ‘jarzmo – koło planetarne’,
- Krok 2.** Rozpocząć rysowanie schematu, zaczynając od elementów, które obracają się wokół głównej przekątnej tzn. tych reprezentowanych przez wierzchołki wielokąta. Są one albo kołami słonecznymi albo pierścieniami z zazębieniem wewnętrznym albo jarzmami. Jeśli wierzchołek jest początkowym wierzchołkiem krawędzi narysowanej linią kreskową to reprezentuje jeden z elementów będących w zazębieniu – zatem drugi wierzchołek tej krawędzi reprezentuje planetę. Jeśli jest wierzchołkiem początkowym krawędzi rysowanej linią ciągłą to – reprezentuje on jarzmo,
- Krok 3.** Umieścić koła planetarne na jarzmach, sprawdzając właściwe zazębienie się elementów, uzupełnić pierścienie zewnętrzne także sprawdzając zazębienia,
- Krok 4.** Sprawdzić poprawność całego procesu rysowania schemata, porównać z grafem, przerysować schemat w ostatecznej postaci.

Metoda grafów konturowych

Faza 1	Faza 2	Wyjśnienia
	Schemat	
1	2	3
Wybór wierzchołka grafu należącego do wielokąta tzn.: v_1		<ul style="list-style-type: none"> - decyzja powiązana – wybór wierzchołek v_2, - krawędź (v_1, v_2) jest linią ciągłą, - $v_1 \in$ wielokąta <p style="text-align: center;">↓</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ element 1 obraca się wokół głównej osi, ■ element 1 jest jarzmem dla elementu 2, ■ element 2 jest kołem planetarnym (planetary wheel)
Faza 3	Faza 4	
	Schemat	Wyjśnienia
Wybór następnego wierzchołka należącego do wielokąta tzn.: v_3		<ul style="list-style-type: none"> - krawędź (v_2, v_3) jest rysowana linią kreskową, - $v_1 \in$ wielokąta <p style="text-align: center;">↓</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ elementy 2 oraz 3 są w zazębieniu, ■ element 3 obraca się wokół głównej osi przekładni, dwie krawędzie kreskowe są incydentne z wierzchołkiem v_3 – zatem element ten jest kołem słonecznym.

	Schemat	Wyjśnienia
Wybór następnego wierzchołka Połączonego z v_3 tzn.: v_5		<ul style="list-style-type: none"> - decyzja związana – wybór wierzchołka: v_4, - krawędź (v_4, v_5) jest linią ciągłą, - $v_4 \in$ wielokąta, - krawędź (v_3, v_5) jest linią kreskową, - krawędź (v_2, v_4) jest linią kreskową <p style="text-align: center;">↓</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ elementy 3 oraz 5 są w zazębieniu, ■ element 4 obraca się wokół głównej osi, ■ element 4 jest jarzmem dla elementu 5, ■ element 5 jest planetą, ■ elementy 2 oraz 4 są w zazębieniu, <p style="text-align: center;">↓</p> <p>Dodatkowy wniosek!</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ element 4 jest też fizyczną osią przekładni.
Faza 7	Faza 8	
	Schemat	Wyjśnienia
Ostatni wierzchołek do analizy v_6		<ul style="list-style-type: none"> - krawędź (v_5, v_6) jest linią kreskową, - $v_6 \in$ wielokąta, <p style="text-align: center;">↓</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ elementy 5 oraz 6 są w zazębieniu, ■ element 6 obraca się wokół głównej osi przekładni.

Metoda grafów konturowych



Analiza porównawcza struktury kinematycznej przekładni za pomocą grafów

Konwersja grafu w schemat funkcjonalny przekładni

Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych

Podsumowanie i wnioski

„...Załap się (gear up) na następny etap rozwoju”

Triad Tips, Published by Triad Associates

Podsumowanie i wnioski