

ANALIZA PORÓWNAWCZA METOD REGRESJI WIELOKROTNEJ I WIELOWARTOŚCIOWYCH DECYZYJNYCH DRZEW LOGICZNYCH DLA SPRAWNOŚCI POMPY ZĘBATEJ

Izabela D. GÓRSKA, Marian A. PARTYKA

Streszczenie: Na podstawie wartości arytmetycznych zawartych w tab.1 i przy użyciu programu Excel wyznaczono powierzchnię regresji, metodą najmniejszych kwadratów (MNK), opisującą wpływ trzech wielkości: lepkości dynamicznej (μ), prędkości obrotowej (n) oraz ciśnienia roboczego (p) na odpowiednie sprawności: objętościową (η_v), hydrauliczno-mechaniczną (η_{hm}) i całkowitą (η_c) w celu optymalizacji pompy zębatej. Otrzymane wyniki porównano z rozwiązaniem problemu optymalizacji pompy zębatej za pomocą nakładkowych drzew decyzyjnych.

Słowa kluczowe: pompa zębata, regresja wielokrotna, nakładkowe drzewa logiczne, optymalizacja, metoda najmniejszych kwadratów (MNK), sprawność całkowita, sprawność hydrauliczno-mechaniczna, sprawność objętościowa.

1. Wstęp [3]

W celu optymalizacji pompy zębatej należy wyznaczyć sprawności: objętościową (η_v), hydrauliczno-mechaniczną (η_{hm}) i całkowitą (η_c). Ze względu na występujący konflikt modelowy sprawność całkowita obliczana jest bezpośrednio przy jednoczesnym założeniu spełnienia dopuszczalnego pozostałych sprawności. Takie podejście skutkuje możliwością dużych oszczędności energetycznych.

Sprawność całkowita pompy określona jest jako stosunek mocy wyjściowej N_{wy} do mocy włożonej N_{we} lub jako iloczyn sprawności objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej:

$$\eta_c = \frac{N_{wy}}{N_{we}} \cong \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (1)$$

Sprawność objętościowa pompy zębatej η_v wyznaczana jest jako stosunek wydajności rzeczywistej Q_{rz} do wydajności teoretycznej Q_t :

$$\eta_v = \frac{Q_{rz}}{Q_t} \quad (2)$$

Na całkowite straty objętościowe w pompie mają wpływ następujące parametry: niecałkowite wypełnienie komór roboczych w okresie ssania, ściśliwość cieczy, odkształcenia elementów pompy oraz przecieki wewnętrzne, proporcjonalne do lepkości i gęstości cieczy. Uwzględniając wszystkie współczynniki i zależności między nimi otrzymuje się wzór na sprawność objętościową:

$$\eta_v = 1 - c_\mu \cdot \frac{p}{2\pi \cdot \mu \cdot n} - c_r \cdot \frac{1}{n} \cdot \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \cdot \sqrt[3]{q^{-1}}, \quad (3)$$

gdzie: c_μ – współczynnik będący funkcją rozmiarów i liczby szczelin, zależny od wydajności właściwej pompy,

p – ciśnienie robocze,

q – wydajność właściwa,

ρ – gęstość cieczy,

n – prędkość obrotowa,

μ – lepkość dynamiczna cieczy,

c_r – współczynnik zależny od rodzaju i rozmiaru szczelin oraz wydajności właściwej pompy.

Sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy η_{hm} opisana jest jako stosunek momentu teoretycznego M_t do sumy momentu strat hydrauliczno-mechanicznych ΔM i momentu teoretycznego M_t :

$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{\Delta M + M_t}, \quad (4)$$

I ostatecznie otrzymuje się wzór:

$$\eta_{hm} = \frac{1}{1 + c_v \cdot 2\pi \cdot \frac{\mu \cdot n}{p} + c_\rho \cdot \frac{\rho \cdot n^2}{2p} \cdot \sqrt[3]{q^2} + c_p}, \quad (5)$$

gdzie: c_p – współczynnik zależny od rodzaju pompy,

c_ρ – współczynnik zależny głównie od wydajności właściwej pompy,

c_v – współczynnik zależny od rodzaju pompy,

... – pozostałe parametry są takie jak dla sprawności objętościowej.

Korzystając ze wzorów (1), (3) i (5) otrzymuje się równanie opisujące sprawność całkowitą:

$$\eta_c = \frac{1 - c_\mu \cdot \frac{p}{2\pi \cdot \mu \cdot n} - c_r \cdot \frac{1}{n} \cdot \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \cdot \sqrt[3]{q^{-1}}}{1 + c_v \cdot 2\pi \cdot \frac{\mu \cdot n}{p} + c_\rho \cdot \frac{\rho \cdot n^2}{2p} \cdot \sqrt[3]{q^2} + c_p}. \quad (6)$$

W opracowaniu za zmienne zależne uznano (3), (5) i (6), natomiast za zmienne niezależne przyjęto parametry μ, n, p . Zaprezentowane postępowanie jest sensowne z punktu widzenia zastosowania pompy zębatej w różnych układach, wykazania poprawności i dokładności obliczeń matematycznych, a także uzasadnienia rozbieżności, wynikających z różnych algorytmów wykorzystywanych w projektowaniu pompy zębatej:

- wyznaczenie maksymalnej sprawności objętościowej przy założeniu dopuszczalnej sprawności hydrauliczno-mechanicznej,
- wyznaczenie maksymalnej sprawności hydrauliczno-mechanicznej przy założeniu dopuszczalnej sprawności objętościowej,
- wyznaczenie maksymalnej sprawności całkowitej.

Uwzględniając umowny parametr wyrażony wzorem:

$$k = \frac{n \cdot \mu}{p} \quad (7)$$

można przedstawić bardziej szczegółowe opisy badanych parametrów. Taka metoda wymaga ciągłego uwzględniania kryterialnego konfliktu sprawności objętościowej η_v oraz sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} .

W celu znalezienia optymalnych wartości $\eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$ wykorzystano znane z literatury wartości arytmetyczne parametrów $\mu, n, p, \eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$ (Tab.1). Dopuszczalne sprawności kształtują się następująco: $\eta_v \geq 0,95$, $\eta_{hm} \geq 0,92$ i $\eta_c \geq 0,87$.

2. Analiza regresji wielokrotnej

Analiza regresji wielokrotnej, metodą najmniejszych kwadratów (MNK), która polega na minimalizacji sumy kwadratów odchyłek zaobserwowanych wartości od wartości teoretycznych, ma na celu zbadanie wpływu parametrów μ, n, p na odpowiednie sprawności: objętościową (η_v), hydrauliczno-mechaniczną (η_{hm}) oraz całkowitą (η_c).

Tab. 1. Wartości arytmetyczne dla $\mu, n, p, \eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$ [3]

Lp.	μ	n	p	η_v	η_{hm}	η_c	Lp.	μ	n	p	η_v	η_{hm}	η_c
1.	0,025	44,0	10,0	0,948	0,919	0,871	15.	0,018	49,6	6,3	0,961	0,902	0,867
2.	0,025	48,0	10,0	0,952	0,915	0,871	16.	0,018	49,6	12,0	0,935	0,927	0,866
3.	0,025	49,6	12,0	0,947	0,920	0,871	17.	0,015	49,6	10,0	0,937	0,925	0,866
4.	0,025	49,6	10,0	0,954	0,913	0,871	18.	0,018	48,0	12,0	0,932	0,928	0,866
5.	0,025	48,0	12,0	0,945	0,921	0,871	19.	0,015	48,0	10,0	0,934	0,926	0,866
6.	0,015	44,0	6,3	0,951	0,914	0,870	20.	0,025	44,0	6,3	0,963	0,898	0,865
7.	0,018	44,0	6,3	0,956	0,909	0,870	21.	0,015	44,0	10,0	0,928	0,930	0,863
8.	0,025	44,0	12,0	0,940	0,925	0,869	22.	0,018	44,0	12,0	0,926	0,931	0,863
9.	0,018	49,6	10,0	0,944	0,921	0,869	23.	0,025	48,0	6,3	0,966	0,892	0,862
10.	0,018	48,0	10,0	0,942	0,923	0,869	24.	0,015	49,6	12,0	0,926	0,930	0,861
11.	0,015	48,0	6,3	0,955	0,909	0,868	25.	0,025	49,6	6,3	0,967	0,889	0,860
12.	0,015	49,6	6,3	0,957	0,907	0,868	26.	0,015	48,0	12,0	0,924	0,931	0,860
13.	0,018	44,0	10,0	0,937	0,926	0,868	27.	0,015	44,0	12,0	0,917	0,934	0,856
14.	0,018	48,0	6,3	0,960	0,904	0,868							

Pierwszym krokiem analizy regresji było określenie wpływu zmiennych zależnych (μ, n, p) na kształtowanie się właściwych sprawności (zmiennych niezależnych) z wykorzystaniem współczynnika korelacji oraz programu Microsoft Excel.

Otrzymano następujące wyniki:

Tab.2. Tablica korelacji dla sprawności objętościowej (η_v) i μ, n, p

μ/n	0	brak związku korelacyjnego
μ/p	0	brak związku korelacyjnego
n/p	0	brak związku korelacyjnego
μ/η_v	0,5	słaba dodatnia korelacja
n/η_v	0,2	bardzo słaba dodatnia korelacja
p/η_v	-0,82	dość mocna ujemna korelacja

Tab.3. Tablica korelacji dla sprawności hydrauliczno-mechanicznej (η_{hm}) i μ, n, p

μ/n	0	brak związku korelacyjnego
μ/p	0	brak związku korelacyjnego
n/p	0	brak związku korelacyjnego
μ/η_{hm}	-0,4	słaba ujemna korelacja
n/η_{hm}	-0,2	bardzo słaba ujemna korelacja
p/η_{hm}	0,86	dość mocna dodatnia korelacja

Tab.4. Tablica korelacji dla sprawności całkowitej (η_c) i μ, n, p

μ/n	0	brak związku korelacyjnego
μ/p	0	brak związku korelacyjnego
n/p	0	brak związku korelacyjnego
μ/η_c	0,3	bardzo słaba dodatnia korelacja
n/η_c	0,05	bardzo słaba dodatnia korelacja
p/η_c	-0,12	bardzo słaba ujemna korelacja

Kolejnym etapem było wyznaczenie równań powierzchni regresji metodą najmniejszych kwadratów (MNK), również przy użyciu programu Microsoft Excel.

Dla sprawności objętościowej (η_v), otrzymano równanie:

$$\widehat{\eta}_v = 0,899644224 + 1,649085195\mu + 0,001228632n - 0,004762411p \quad (8)$$

ze skorygowanym współczynnikiem dopasowania $R^2 = 0,971$, co oznacza, że 97,1% wartości η_v jest opisanych równaniem (8).

Z równania (8) i dodatkowych obliczeń wynika, że:

1. jeżeli lepkość dynamiczna cieczy wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa wzrośnie o 1,649085195 z błędem średnim równym 10,88%,
2. jeżeli prędkość obrotowa wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa wzrośnie o 0,001228632 z niewielkim błędem średnim równym 0,02%,
3. jeżeli ciśnienie robocze wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa zmaleje o 0,004762411 z niewielkim błędem średnim równym 0,02%.

Ostateczność kolejności ważności parametrów do wyznaczania sprawności objętościowej (η_v) jest następująca: lepkość dynamiczna cieczy (μ), ciśnienie robocze (p) i prędkość obrotowa (n).

Dla sprawności hydrauliczno-mechanicznej (η_{hm}), otrzymano równanie:

$$\widehat{\eta}_{hm} = 0,948433 - 1,26442\mu - 0,00103n + 0,004457p \quad (9)$$

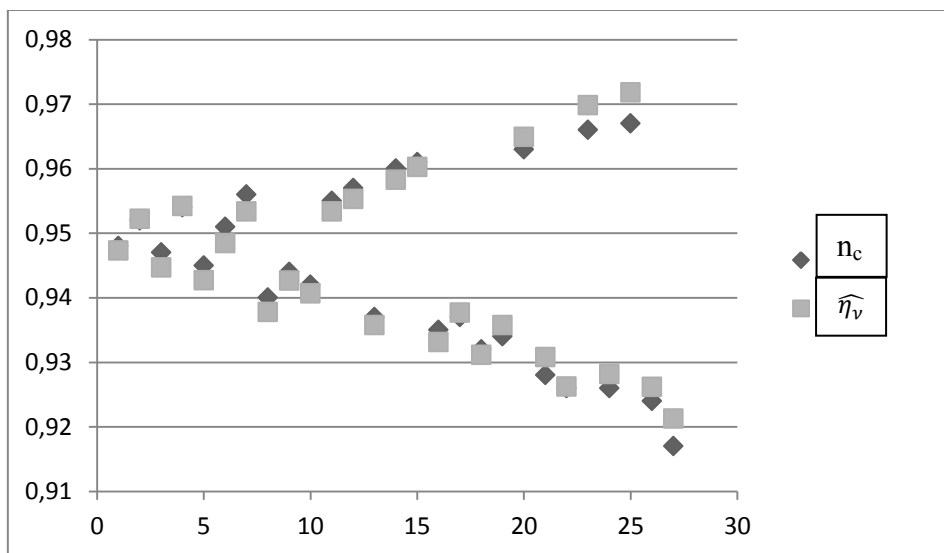
ze skorygowanym współczynnikiem dopasowania $R^2 = 0,966$, co oznacza, że 96,6% wartości η_{hm} jest opisanych równaniem (9).

Z równania (9) i dodatkowych obliczeń można wywnioskować, że:

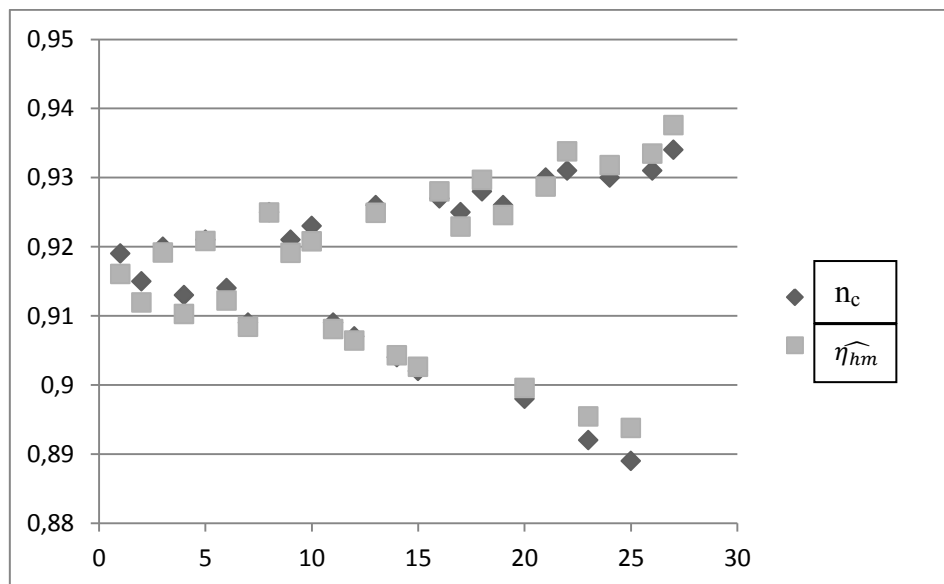
1. jeżeli lepkość dynamiczna cieczy wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa zmaleje o 1,26442 z błędem średnim równym 10,52%,
2. jeżeli prędkość obrotowa wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa zmaleje o 0,00103 z niewielkim błędem średnim równym 0,02%,

3. jeżeli ciśnienie robocze wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa wzrośnie o 0,004457 z niewielkim błędem średnim równym 0,02%.

Ostatecznie kolejność ważności parametrów do wyznaczania sprawności hydrauliczno-mechanicznej (η_{hm}) jest następująca: lepkość dynamiczna cieczy (μ), ciśnienie robocze (p) i prędkość obrotowa (n).



Rys. 1. Wykres rozrzutu dla sprawności objętościowej (η_v)



Rys. 2. Wykres rozrzutu dla sprawności hydrauliczno-mechanicznej (η_{hm})

Dla sprawności całkowitej (η_c), otrzymano równanie:

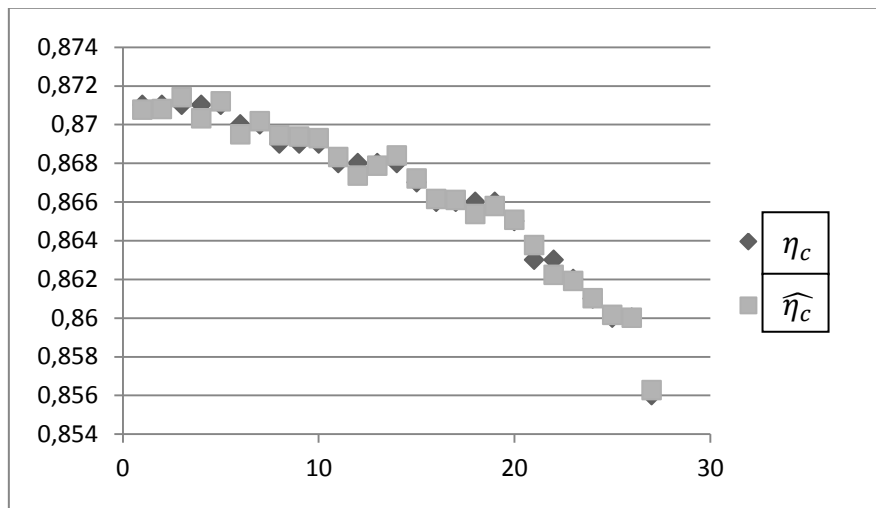
$$\hat{\eta}_c = 0,779506 + 3,62725\mu + 0,004111n - 0,009366p - 95,7672\mu^2 + -0,00005456n^2 - 0,000386p^2 - 0,049598\mu n + 0,308602\mu p + 0,000216np \quad (10)$$

ze skorygowanym współczynnikiem dopasowania $R^2 = 0,989$, co oznacza, że 98,9% wartości η_c jest opisanych równaniem (10).

Z równania (10) i dodatkowych obliczeń można wywnioskować, że:

1. jeżeli lepkość dynamiczna cieczy wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa wzrośnie o 3,62725 z błędem średnim równym 51,5%,
2. jeżeli prędkość obrotowa wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa wzrośnie o 0,004111 z niewielkim błędem średnim równym 0,26%,
3. jeżeli ciśnienie robocze wzrośnie o 1 jednostkę, to sprawność objętościowa zmaleje o 0,009366 z niewielkim błędem średnim równym 0,08%.

Ostatecznie kolejność ważności parametrów do wyznaczania sprawności całkowitej (η_c) jest następująca: lepkość dynamiczna cieczy (μ), ciśnienie robocze (p) i prędkość obrotowa (n), gdyż $\mu^2, \mu, np, \mu n, p, n, p^2, np, n^2$.



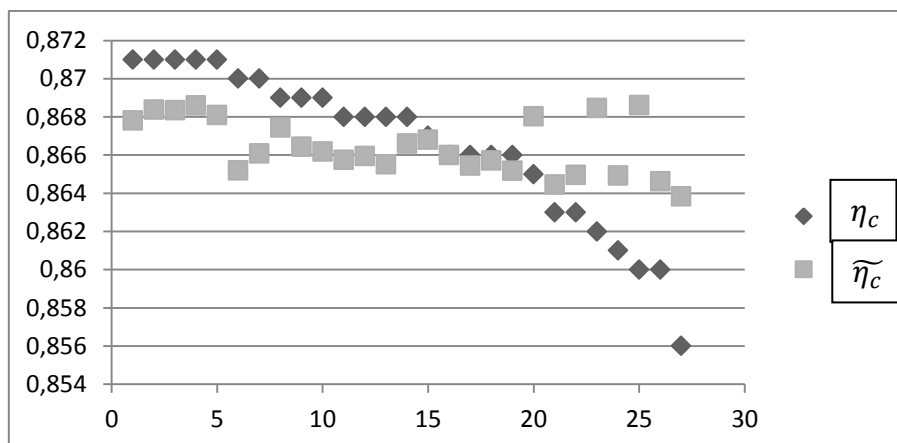
Rys. 3. Wykres rozrzutu dla sprawności całkowitej (η_c)

Ponieważ współczynnik przy lepkości dynamicznej (μ) w równaniu (10) obarczony jest bardzo dużym błędem standardowym wyznaczono przy użyciu programu Mathematica oraz na podstawie zależności (1), (8), (9), drugie równanie opisujące sprawność całkowitą (η_c):

$$\tilde{\eta}_c = 0,853252 + 0,426519\mu + 0,000238642n - 0,000507113p - 2,08514\mu^2 + -1,26549 \cdot 10^{-6}n^2 - 0,0000212261p^2 - 0,00325206\mu n + 0,0133717\mu p + +0,0000103813np \quad (11)$$

W (11) współczynniki przy analizowanych parametrach są znacznie mniejsze niż w równaniu (10), a kolejność ważności wielkości jest nadal niezmienna (μ, p, n), gdyż

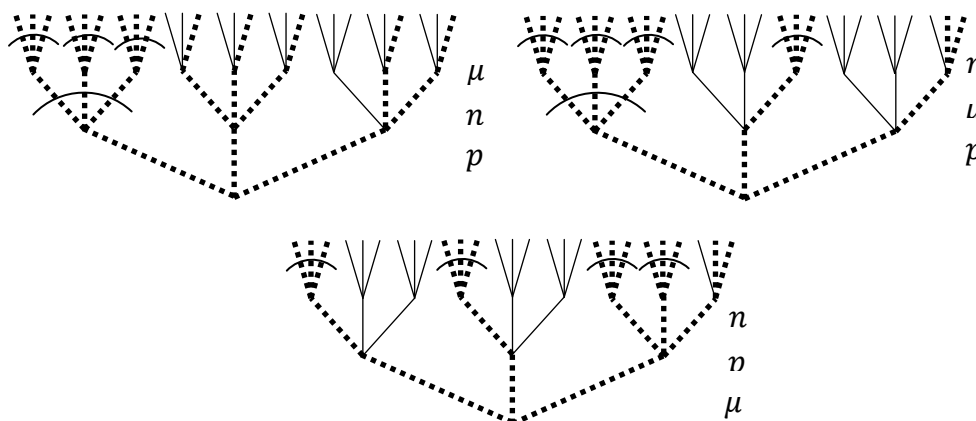
$\mu^2, \mu, \mu p, \mu n, p, n, p^2, np, n^2$. Widać zatem, że ranga ważności parametrów pozostaje niezmienną.



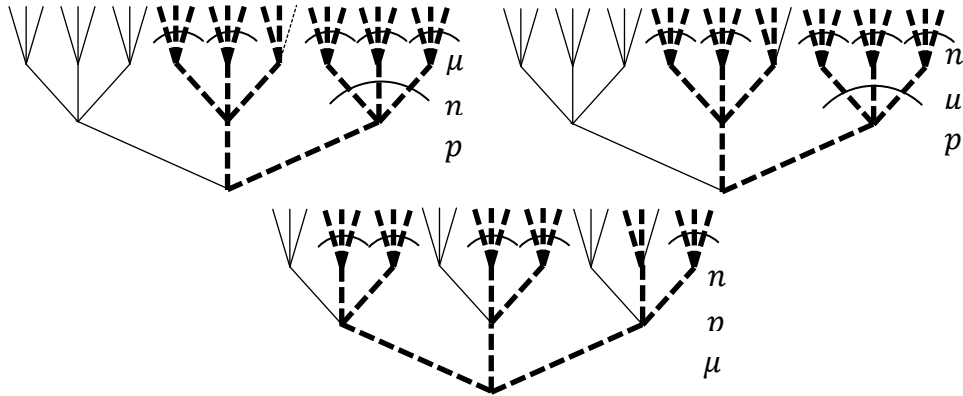
Rys. 4. Wykres rozrzutu dla sprawności całkowitej (η_c)

3. Analiza regresji wielokrotnej a nakładkowe drzewa decyzyjne

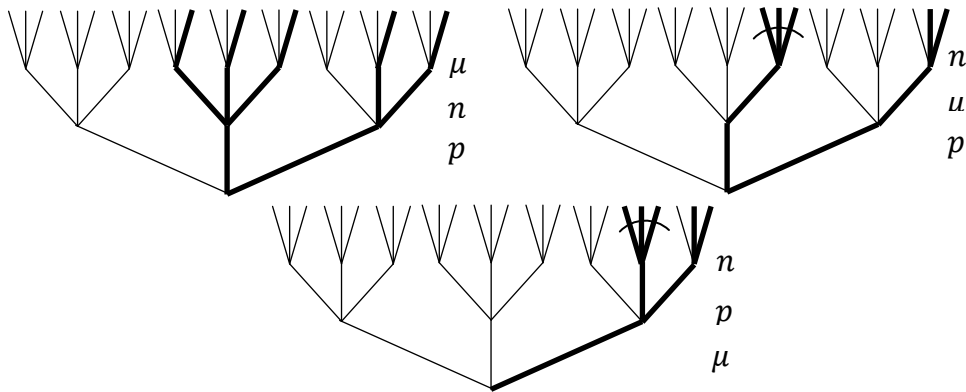
W opracowaniu [3] w celu optymalizacji pompy zębatej zastosowano nakładkowe wielowartościowe logiczne drzewa decyzyjne i otrzymano przedstawienia graficzne: Rys. 5, Rys.6, Rys.7. Wynika to z graficznej decyzyjnej minimalizacji indywidualnych cząstkowych wielowartościowych funkcji logicznych w systemie Rossera-Turquette'a z wykorzystaniem wielowartościowego algorytmu Quine'a – Mc Cluskey'a [5]. Takie podejście jest poprawne, gdyż zamiana pięter drzew logicznych jest problemem permutacyjnym NP – zupełnym i znalezienie optymalnych drzew logicznych w sensie minimum liczby gałązek po dowolnych odcięciach wiązkowych oznacza wyznaczenie rangi ważności.



Rys. 5. Drzewa logiczne dla sprawności objętościowej η_v



Rys. 6. Drzewa logiczne dla sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm}



Rys. 7. Drzewa logiczne dla sprawności całkowitej η_c

Po przeanalizowaniu Rys.5, Rys.6 i Rys.7 wyciągnięto następujące rozszerzone wobec [3] wnioski:

- w celu optymalizacji pompy zębatej można zastąpić obliczenie sprawności całkowitej η_c nakładkowymi drzewami decyzyjnymi dla sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} i objętościowej η_v o kolejności pięter identycznej do najlepszych oddzielnie η_{hm} i η_v ,
- można odszukać identyczne ścieżki decyzyjne dla η_{hm} i η_v oraz porównać z η_c , aby dokonać najlepszego wyboru konstrukcyjnego według Tab.1 i odpowiedniej kolejności pięter μ, p, n ,
- wspólne ścieżki stanowią spełnienie kompromisu w optymalizacji pompy, zgodnie z ustalonym zbiorem kryterialnym z istnieniem konfliktów modelowych,
- optymalnymi rozwiązaniami są drzewa o kolejności pięter: $\{\mu, p, n\}$, $\{p, n, \mu\}$ i $\{p, \mu, n\}$ (nakładkowe drzewa decyzyjne różnią się tylko jedną gałązką na najwyższych piętrach drzew),

- ewentualne rozbieżności w rozwiązaniu wynikają z zaokrągleń arytmetycznych dla sprawności η_v , η_{hm} i η_c .

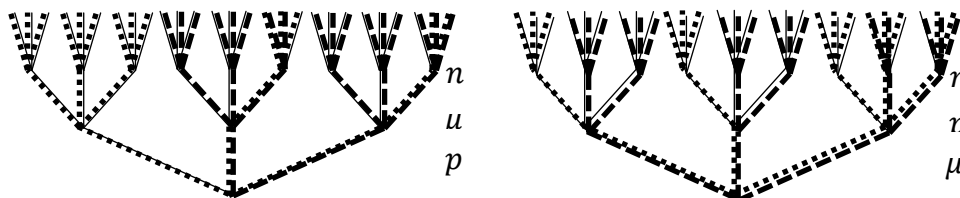
Analiza regresji wielokrotnej wskazuje, że kolejność rang ważności parametrów eksploatacyjnych i/lub konstrukcyjnych μ, p, n jest nieco lepsza niż p, μ, n , otrzymana za pomocą nakładkowych drzew logicznych. Wynika to także z faktu, że mogą istnieć inne najlepsze konfiguracje piętrowe oddzielnie dla η_v , η_{hm} wobec najlepszej konfiguracji piętrowej dla obliczonej samodzielnie η_c (zamiast na podstawie iloczynu η_v i η_{hm}). Widać to bezpośrednio z Tab.2 dla zachowania nierówności $\eta_v \geq 0,95$; $\eta_{hm} \geq 0,92$ i $\eta_c \geq 0,87$ przy założeniach: $\mu = 0,015 \frac{kg}{ms} \sim 0$; $\mu = 0,018 \frac{kg}{ms} \sim 1$; $\mu = 0,025 \frac{kg}{ms} \sim 2$; $n = 44 s^{-1} \sim 0$; $n = 48 s^{-1} \sim 1$; $n = 49,6 s^{-1} \sim 2$; $p = 6,3 MPa \sim 0$; $p = 10 MPa \sim 1$; $p = 12 MPa \sim 2$.

Tab. 2. Wartości arytmetyczne dla η_v , η_{hm} , η_c wraz z zaokrągleniami [3]

Lp.	η_v		η_{hm}		η_c	Lp.	η_v		η_{hm}		η_c
1.	0,948	0,95	0,919	0,92	0,871	15.	0,961	0,96	0,902	0,90	0,867
2.	0,952	0,95	0,915	0,92	0,871	16.	0,935	0,94	0,927	0,93	0,866
3.	0,947	0,95	0,920	0,92	0,871	17.	0,937	0,94	0,925	0,93	0,866
4.	0,954	0,95	0,913	0,91	0,871	18.	0,932	0,93	0,928	0,93	0,866
5.	0,945	0,95	0,921	0,92	0,871	19.	0,934	0,93	0,926	0,93	0,866
6.	0,951	0,95	0,914	0,91	0,870	20.	0,963	0,96	0,898	0,90	0,865
7.	0,956	0,96	0,909	0,91	0,870	21.	0,928	0,93	0,930	0,93	0,863
8.	0,940	0,94	0,925	0,93	0,869	22.	0,926	0,93	0,931	0,93	0,863
9.	0,944	0,94	0,921	0,92	0,869	23.	0,966	0,97	0,892	0,89	0,862
10.	0,942	0,94	0,923	0,92	0,869	24.	0,926	0,93	0,930	0,93	0,861
11.	0,955	0,96	0,909	0,91	0,868	25.	0,967	0,97	0,889	0,89	0,860
12.	0,957	0,96	0,907	0,91	0,868	26.	0,924	0,92	0,931	0,93	0,860
13.	0,937	0,94	0,926	0,93	0,868	27.	0,917	0,92	0,934	0,93	0,856
14.	0,960	0,96	0,904	0,90	0,868						

Dlatego dla decyzyjnych wartości $p = 1, \mu = 2, n = 2$ nie istnieje ścieżka realizowalna dla η_{hm} , chociaż istnieją ścieżki realizowalne oddzielnie dla η_v i η_c , na podstawie ustalonego wiersza w Tab. 2: 0,954; **0,95**; 0,913; 0,91; **0,871**.

Widać to bezpośrednio na Rys. 8 dla drzew logicznych nakładkowych z η_v i η_{hm} [3] o kolejności pięter μ, p, n oraz p, μ, n wobec Rys.7 z drzewami logicznymi z obliczonej sprawności η_c .



Rys. 8. Sprawność całkowita η_c według nakładkowych drzew logicznych dla sprawności objętościowej η_v i hydrauliczno-mechanicznej η_{hm}

4. Analiza regresji wielokrotnej w ocenie ważności parametrów eksploatacyjnych i/lub konstrukcyjnych

Analiza regresji wielokrotnej, w zależności od jakości estymacji, umożliwia bardziej bądź mniej dokładne określenie rangi ważności badanych parametrów.

W przypadku znalezienia wartości pierwiastka kwadratowego współczynnika determinacji R^2 bliższej jedynce oszacowany model staje bardziej dokładny w ocenie ważności badanych parametrów. W opracowaniu [4] zaproponowano lepszy addytywny model regresji wielokrotnej dla sprawności całkowitej η_c , tzn. z wyższym pierwiastkiem kwadratowym współczynnika determinacji równym $R = 0,999995$. Estymacji dokonano metodą quasi-Newtona i otrzymano następujące równanie [4]:

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_c = & 0,901668 + 4,021891\mu + 0,001439n - 0,031951p - 90,237481\mu^2 + \\ & -0,000027n^2 + 0,000374p^2 - 0,202335\mu n + 0,997735\mu p + 0,000606np + \\ & + 2,059910\mu^2 n + 0,000790\mu n^2 - 9,997644\mu^2 p - 0,012305\mu p^2 - 0,000002n^2 p + \\ & -0,000011np^2 - 0,001418\mu np \end{aligned} \quad (12)$$

Z (12) można odczytać, że hierarchia czynników eksploatacyjnych i/lub konstrukcyjnych jest następująca: $\mu^2, \mu^2 p, \mu, \mu^2 n, \mu p, \mu n, p, n, \mu np, \mu p^2, \mu n^2, np, p^2, n^2, np^2, n^2 p$.

W addytywnej postaci regresji jakość pierwiastka kwadratowego współczynnika determinacji R^2 zależy od wyboru i kształtu funkcji, co pokazano w opracowaniu.

W szczególności błędy zaokrągleń działań arytmetycznych mają ostateczny wpływ na dobór wartości optymalnych dla $\eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$. Taka sytuacja widoczna jest z analizy liczby gałęzi nakładkowych drzew decyzyjnych.

5. Wnioski

Analiza regresji wielokrotnej, obok drzew decyzyjnych, może być dodatkową metodą oceny ważności parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych μ, p, n przy projektowaniu pomp zębatych, mających wpływ na odpowiednie sprawności η_v, η_{hm} i η_c .

Należy zwrócić uwagę, że dla sprawności objętościowej η_v i hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} , ze względu na liniowość wyznaczonej funkcji regresji (8) i (9), można było jednoznacznie określić rangę ważności parametrów. Natomiast w przypadku sprawności całkowitej η_c , w równaniach regresji (10), (11) i (12), pojawiły się iloczyny badanych parametrów eksploatacyjnych i/lub konstrukcyjnych, w związku z czym ocena ważności czynników μ, p, n okazała się kłopotliwa.

Rozwiązaniem tego problemu może być model regresji wielokrotnej typu multiplikatywnego. Analiza regresji wielokrotnej według modelu multiplikatywnego [4] uwzględnia w założeniach rangę ważności, gdyż aproksymacja wykonywana jest kolejno dla zmiennych niezależnych według ich rangi ważności od najważniejszej do najmniej ważnej. Takie podejście umożliwia wybranie odpowiednich typów i kształtów funkcji oddzielnie dla każdej zmiennej niezależnej μ, p, n , co wcześniej było niemożliwe. Dzięki temu projektant ingerując w jeden z parametrów eksploatacyjnych i/lub konstrukcyjnych unika znacznych zmian w obliczeniach kolejnych sprawności η_v, η_{hm} i η_c .

Literatura

1. Kollek W.: Pompy zębate. Zakł. Narod. im. Ossol.. Wrocław 1996
2. Kollek W.: Wpływ parametrów eksploatacyjnych na sprawność pomp zębatych. Ster. I Nap. Hydr., 3/1983
3. Grabowski C., Partyka M.A.: Nakładkowe drzewa logiczne dla kryterium kompromisu w optymalizacji dyskretnej na przykładzie pomp zębatych. Górn. Odkryw. 4-5/ 2008
4. Deptuła A., Łuszczyna R., Partyka M.A.: Zastosowanie graficznych struktur decyzyjnych w metodologii projektowania i zarządzania na przykładzie CAD układów maszynowych, Politechnika Opolska, Opole 2012
5. Partyka M. A.: Algorytm Quine'a – Mc Cluskey'a minimalizacji indywidualnych cząstkowych wielowartościowych funkcji logicznych, St. i Monogr. Nr 37, Oficyna Wydawnicza Politechnika Opolska, Opole 1990

Prof. dr hab. Marian A. PARTYKA
Mgr Izabela D. GÓRSKA
Instytut Innowacyjności Procesów i Produktów
Politechnika Opolska
45-370 Opole, ul. Ozimska 75
e-mail: m.partyka@po.opole.pl
i.gorska@po.opole.pl