

Metoda określania stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie wyporowej o zmiennej wydajności

Zygmunt Paszota

1. Wprowadzenie

W pracach [1–4] autor dokonał oceny wpływu ściśliwości cieczy roboczej na obraz strat objętościowych i mechanicznych w wysokociśnieniowej pompie wyporowej o zmiennej wydajności. W rozważaniach oparł się na założeniach przyjętych w opracowanych przez siebie modelach teoretycznych i matematycznych momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym [5–7]. W modelach tych założono, że przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=q_{PgV}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy jest proporcjonalny do momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych pompy:

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}} \sim M_{Pi}$$

W pracach [1–4] autor wprowadził także pojęcie współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej, który określa stopień zmniejszenia, przy przyroście $\Delta p_{Pi} = p_n$ ciśnienia w komorach roboczych równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy, jako efekt ściśliwości cieczy, aktywnej objętości cieczy roboczej wypieranej przez pompę w trakcie jednego obrotu wału w porównaniu z aktywną objętością równą teoretycznej objętości roboczej q_{Pi} lub geometrycznej objętości roboczej q_{PgV} w trakcie jednego obrotu wału, określonymi przy przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych równym zero – $\Delta p_{Pi} = 0$:

$$k_{lc|p_n} = \frac{q_{Pt} - q_{Pt|\Delta p_{Pi}=p_n}}{q_{Pt}}$$

i

$$k_{lc|p_n} = \frac{q_{PgV} - q_{PgV|\Delta p_{Pi}=p_n}}{q_{PgV}} = \frac{b_P q_{Pt} - b_P q_{Pt|\Delta p_{Pi}=p_n}}{b_P q_{Pt}}$$

Autor stwierdził także, że jest możliwa ocena wpływu współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy na ocenę wielkości przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy i określenie wpływu współczynnika $k_{lc|p_n}$ na ocenę wartości współczynnika strat objętościowych w komorach roboczych pompy, będących rezultatem przecieków cieczy w komorach.

Poszukując wartości współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy, która, przy przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy, da przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ momentu strat mechanicznych proporcjonalny do q_{PgV} , czyli do momentu indykowanego $M_{Pi|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$, autor określił, w badanej przez Jana Koralewskiego w ramach pracy doktorskiej [8] pompie HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00,

Streszczenie: Autor stwierdza, że istnieje możliwość określania konkretnej wartości współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej w trakcie pracy pompy poprzez znalezienie takiej wartości ε , przy której przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy jest proporcjonalny do momentu $M_{Pi|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ indykowanego w komorach roboczych pompy, określonego przy ustalonej wielkości $\Delta p_{Pi} = cte$ przyrostu ciśnienia w komorach. Ustalona wielkość Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia, przyjęta w trakcie poszukiwania współczynnika ε zapowietrzenia cieczy, jest równa nominalnemu ciśnieniu pracy pompy ($\Delta p_{Pi} = cte = p_n$).

Przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ momentu strat mechanicznych, przy stałej wielkości Δp_{Pi} ($\Delta p_{Pi} = cte$) jest proporcjonalny do geometrycznej objętości roboczej q_{PgV} pompy, w związku z tym: tylko przy uwzględnieniu współczynnika ε zapowietrzenia cieczy przetwarzanej przez pompę uzyskuje się w wyniku badań zależność $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}} \sim q_{PgV}$.

Zaproponowana przez autora metoda określenia współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej w pompie jest przedstawiona w niniejszym artykule (oraz w artykule [11]), a po raz pierwszy praktycznie zastosowana w ramach prowadzonych przez Jana Koralewskiego badań wpływu lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju hydraulicznego na wyznaczone straty objętościowe i mechaniczne pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 9].

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, pompa wyporowa o zmiennej wydajności, zapowietrzenie oleju, metoda określania stopnia zapowietrzenia cieczy.

orientacyjną wartość współczynnika ściśliwości oleju występującej w trakcie badań równą $k_{lc|32.Mpa} = 0,030$.

Biorąc pod uwagę ściśliwość cieczy roboczej ocenioną współczynnikiem $k_{lc|32.Mpa} = 0,030$, autor określił orientacyjne wartości nowych współczynników strat objętościowych i strat mechanicznych w badanej pompie.

Autor stwierdza, że istnieje możliwość określenia konkretnej wartości współczynnika ε zapowietrzenia cieczy występującego w trakcie pracy pompy poprzez znalezienie takiej wartości ε , przy założeniu której przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ momentu strat mechanicznych jest proporcjonalny do momentu indykowanego $M_{Pi|\Delta p_{Pi}=p_n, q_{PgV}}$ określonego przy ustalonej wielkości $\Delta p_{Pi} = cte$ przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy. Ustalona wielkość Δp_{Pi} przyjęta w poszukiwaniu wartości ε współczynnika zapowietrzenia cieczy jest równa ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy ($\Delta p_{Pi} = cte = p_n$).

Przyrost $\Delta M_{p_{Pi}}|_{\Delta p_{Pi}=p_n, q_{Pgv}}$ momentu strat mechanicznych, przy ustalonej wartości Δp_{Pi} ($\Delta p_{Pi} = cte$) jest proporcjonalny do geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} pompy, a więc:

tylko przy uwzględnieniu współczynnika ε zapowietrzenia cieczy przetłaczanej przez pompę uzyskuje się w wyniku badań zależność $\Delta M_{p_{Pi}}|_{\Delta p_{Pi}=p_n, q_{Pgv}} \sim q_{Pgv}$.

Zaproponowana przez autora metoda określania współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej w pompie jest przedstawiona w niniejszym artykule oraz w artykule [11], a po raz pierwszy praktycznie zastosowana w ramach prowadzonych przez Jana Koralewskiego badań wpływu lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju hydraulicznego na wyznaczone straty objętościowe i mechaniczne pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 9].

2. Ściśliwość cieczy w pompie

Ściśliwość cieczy w określonej temperaturze jest oceniana zmianą jej masy właściwej (gęstości) ρ jako funkcji ciśnienia p . Aby uprościć obliczenia, wykres zmiany $\rho = f(p)$ jest przedstawiony za pomocą przybliżonej zależności algebraicznej. Najczęściej stosowana jest aproksymacja liniowa:

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{\Delta p}{B} \quad (1)$$

Można powiedzieć, że zależność (1) definiuje moduł B sprężystości objętościowej cieczy w określonej temperaturze i przy określonym ciśnieniu.

Wartości liczbowe modułu B stosowanych olejów hydraulicznych są następujące [10]:

- w temperaturze normalnej (20°C), są bliskie $B = 1500$ MPa;
- B rośnie ze wzrostem ciśnienia (o około 1% przy 2 MPa wzroście ciśnienia w zakresie do 20 MPa ($a_p = 0,005/1$ MPa));
- B maleje ze wzrostem temperatury (o około 1% przy 2°C wzroście temperatury w zakresie do 100°C ($a_\theta = -0,005/1^\circ\text{C}$)).

W komorach roboczych badanej pompy tłokowej [8, 9], w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym, panowało nieznaczne nadciśnienie $p_{Pi} \approx 0,05$ MPa (czyli ciśnienie absolutne $p_{Pi} \approx 0,15$ MPa). Przyjmijmy, że wartość modułu sprężystości objętościowej oleju w komorach, przy temperaturze oleju $\vartheta = 20^\circ\text{C}$, jest równa:

$$B_{|p_{Pi} \approx 0,15 \text{ MPa}; \vartheta = 20^\circ\text{C}} = 1500 \text{ MPa} \quad (2)$$

Zależność modułu B od przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych oraz od przyrostu $\Delta \vartheta$ temperatury oleju można więc opisać wyrażeniem:

$$B = B_{|p_{Pi} \approx 0,15 \text{ MPa}; \vartheta = 20^\circ\text{C}} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\theta \Delta \vartheta) \quad (3)$$

Moduł sprężystości objętościowej maleje bardzo szybko, gdy olej jest zapowietrzony, to znaczy, gdy współczynnik ε zapowietrzenia oleju jest większy od zera ($\varepsilon > 0$).

Współczynnik ε zapowietrzenia oleju jest stosunkiem objętości V_a powietrza do objętości $V_o = V_o + V_a$ mieszaniny oleju o objętości V_o i powietrza o objętości V_a ($\varepsilon = V_a/V_o = V_a/(V_o + V_a)$). Współczynnik ε zapowietrzenia oleju jest określony przy ciśnie-

niu absolutnym p_{Pi} w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z jej kanałem dopływowym.

Przyjmijmy więc, że objętość V_o zapowietrzonego oleju, przy początkowym ciśnieniu absolutnym p_{Pi} panującym w komorach roboczych pompy (rys. 6), zawiera objętość powietrza równą $V_a = \varepsilon V_o$ i objętość oleju równą $V_o = (1 - \varepsilon)V_o$.

Przyrost Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy powoduje zmniejszenie objętości mieszaniny oleju i powietrza o wielkość ΔV równą (przy założeniu hipotezy ściskania powietrza $pV_a = cte$):

$$\Delta V = \Delta V_o + \Delta V_a = \frac{V_o}{B} \Delta p_{Pi} + \frac{V_a}{p_{Pi} + \Delta p_{Pi}} \Delta p_{Pi} \quad (4)$$

Jeśli współczynnik ε zapowietrzenia jest mały, co jest najczęstszym przypadkiem, V_o jest bliskie V_o . Wówczas można napisać:

$$\Delta V = V_o \left(\frac{1}{B} + \frac{\varepsilon}{p_{Pi} + \Delta p_{Pi}} \right) \Delta p_{Pi} \quad (5)$$

Tak więc, **przy współczynniku ε zapowietrzenia oleju większym od zera ($\varepsilon > 0$), moduł B sprężystości objętościowej oleju musi być zastąpiony modulem B' zdefiniowanym zależnością:**

$$\frac{1}{B'} = \frac{1}{B} + \frac{\varepsilon}{p_{Pi} + \Delta p_{Pi}} \quad (6)$$

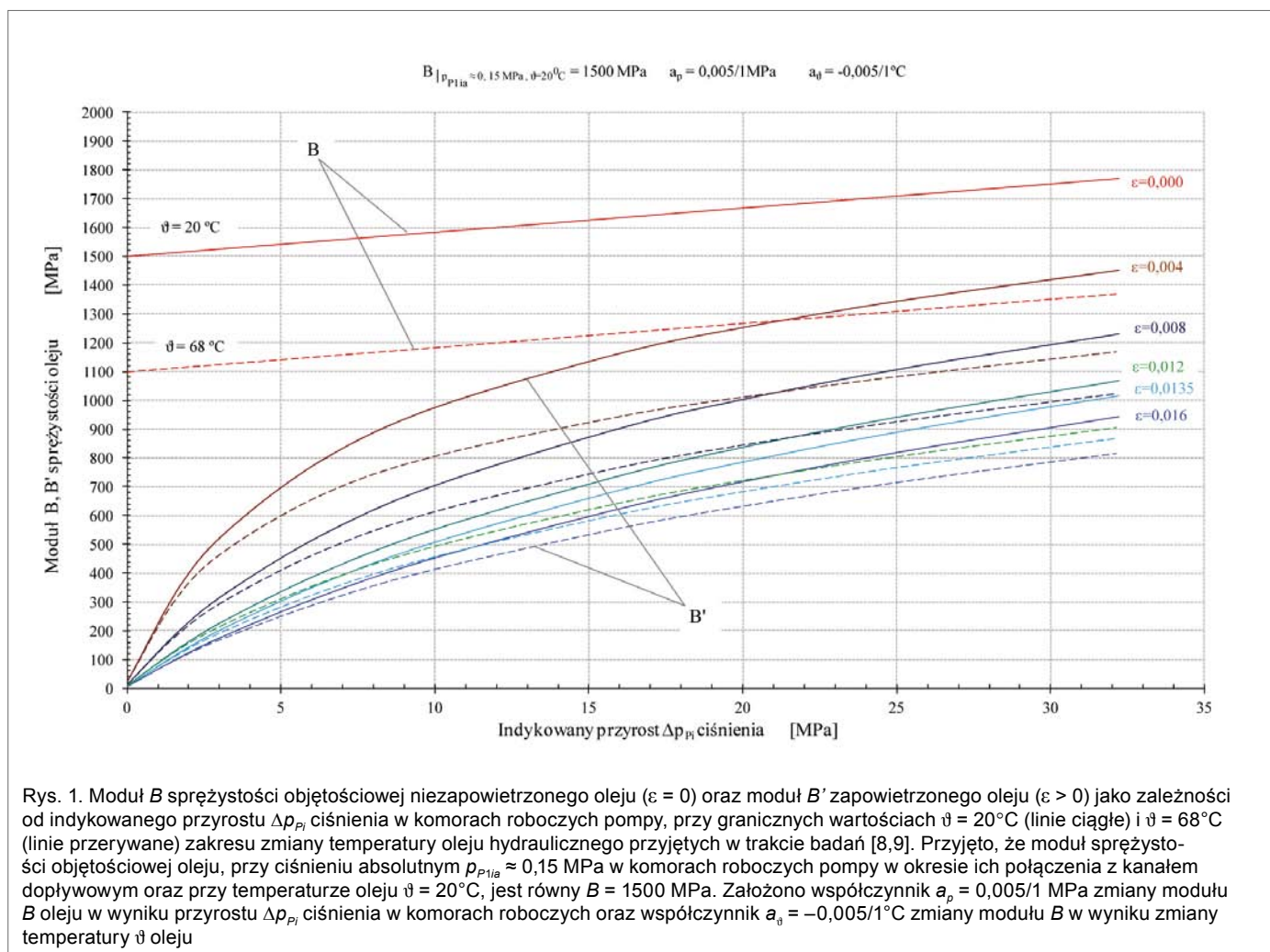
lub, w warunkach zmiany ciśnienia i temperatury zapowietrzonego oleju, zależnością:

$$\frac{1}{B'} = \frac{1}{B_{|p_{Pi} \approx 0,15 \text{ MPa}, \vartheta = 20^\circ\text{C}}} \left(1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\theta \Delta \vartheta \right) + \frac{\varepsilon}{p_{Pi} + \Delta p_{Pi}} \quad (7)$$

Na rys. 1 przedstawiono moduł B sprężystości objętościowej niezapowietrzonego oleju ($\varepsilon = 0$) oraz moduł B' zapowietrzonego oleju ($\varepsilon > 0$) jako zależności od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy granicznych wartościach $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ i $\vartheta = 68^\circ\text{C}$ zakresu temperatury oleju hydraulicznego przyjętych w trakcie badań [8, 9].

Pompa wyporowa o zmiennej geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} na obrót wału badana jest przy różnych ustalonych wielkościach q_{Pgv} .

Zmienna (nastawiana w trakcie badań) geometryczna objętość robocza q_{Pgv} komór roboczych, uzyskiwana w trakcie jednego obrotu wału, wynika z różnicy objętości maksymalnej komór (do której powiększana jest objętość komór w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym pompy) i objętości minimalnej komór (do której zmniejszana jest objętość komór w okresie ich połączenia z kanałem odpływowym (tłocznym) pompy). Początkowa objętość V_o oleju (rys. 6), która ulega ścisnieniu w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach pompy, odpowiadająca



Rys. 1. Moduł B sprężystości objętościowej niezapowietrzonego oleju ($\varepsilon = 0$) oraz moduł B' zapowietrzonego oleju ($\varepsilon > 0$) jako zależności od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy granicznych wartościach $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ (linie ciągłe) i $\vartheta = 68^\circ\text{C}$ (linie przerywane) zakresu zmiany temperatury oleju hydraulicznego przyjętych w trakcie badań [8,9]. Przyjęto, że moduł sprężystości objętościowej oleju, przy ciśnieniu absolutnym $p_{Pli\alpha} \approx 0,15 \text{ MPa}$ w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym oraz przy temperaturze oleju $\vartheta = 20^\circ\text{C}$, jest równy $B = 1500 \text{ MPa}$. Założono współczynnik $a_p = 0,005/1 \text{ MPa}$ zmiany modułu B oleju w wyniku przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych oraz współczynnik $a_\theta = -0,005/1^\circ\text{C}$ zmiany modułu B w wyniku zmiany temperatury ϑ oleju

nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej, jest w pompie o zmiennej wydajności równa:

$$V_0 = 0,5 q_{Pt} + 0,5 q_{Pgv} \quad (8)$$

Gdy zmienna (nastawiana) geometryczna objętość robocza q_{Pgv} osiąga wielkość maksymalną równą teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy ($q_{Pgv} = q_{Pt}$), objętość V_0 oleju ulegająca ścisnieniu osiąga wartość:

$$V_0 = 0,5 q_{Pt} + 0,5 q_{Pt} = q_{Pt} \quad (9)$$

Zmiana ΔV objętości cieczy, wynikająca ze ściśliwości cieczy na skutek przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach pompy (przedstawiona na rys. 6 uproszczonej pompy wyporowej), jest w rzeczywistej pompie równa stratom q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu jej wału:

$$\Delta V = q_{Pvc} \quad (10)$$

Straty q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu jej wału (rys. 2), wynikające ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju, występujące przy nastawie q_{Pgv} jej geometrycznej zmiennej objętości roboczej, określone są (w nawiązaniu do (5) i (6)) wzorem:

$$q_{Pvc} = \frac{(0,5q_{Pt} + 0,5q_{Pt}) \Delta p_{Pi}}{B} \quad (11)$$

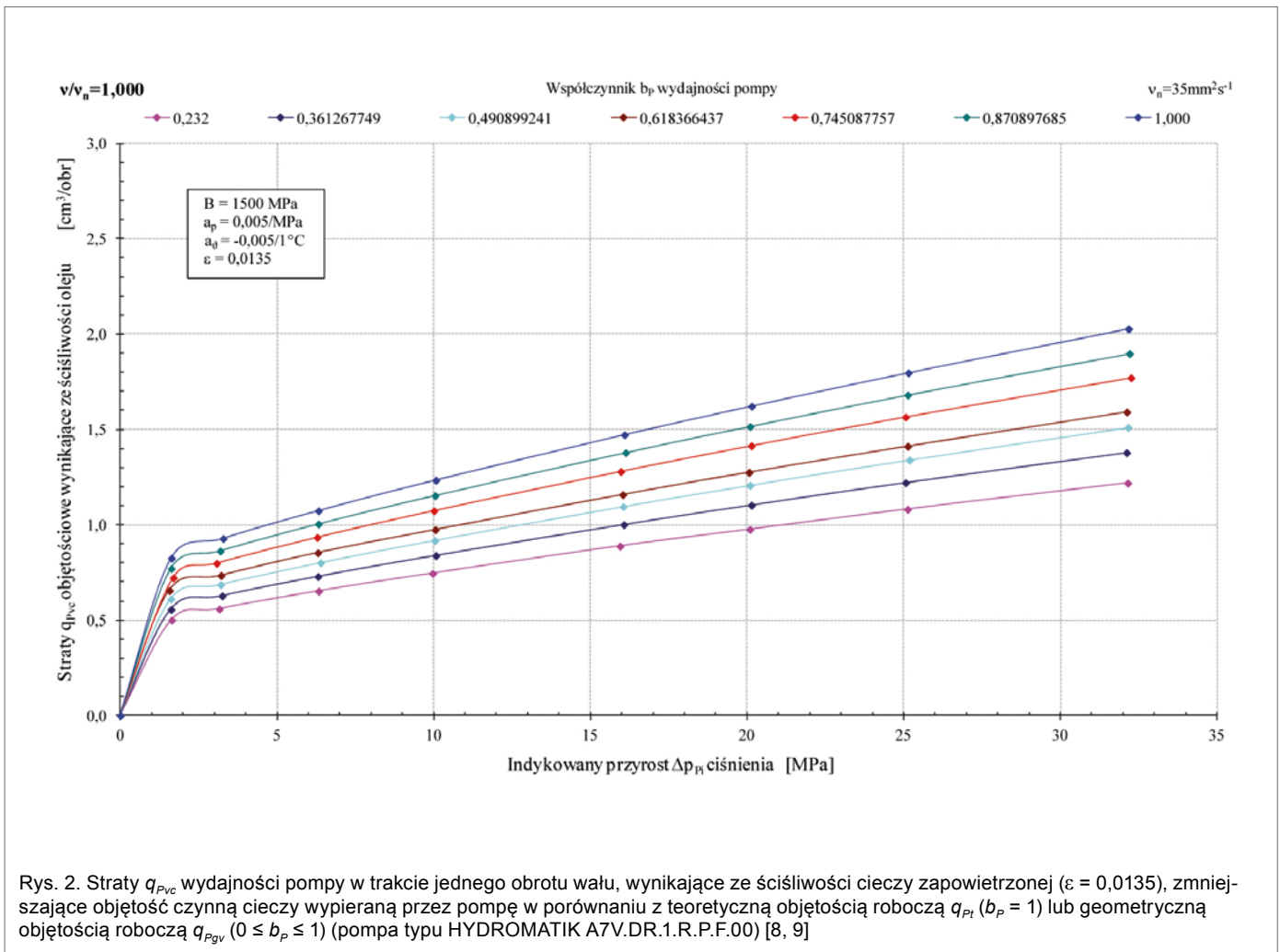
zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ wzorem:

$$q_{Pvc} = \frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{B'} \quad (12)$$

a po zastąpieniu $\frac{1}{B'}$ wyrażeniem (7), wzorem:

$$q_{Pvc} = (0,5q_{Pt} + 0,5q_{Pgv}) \left[\frac{1}{B_{|p_{Pli\alpha} \approx 0,15 \text{ MPa}, \vartheta=20^\circ\text{C}} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\theta \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{Pli\alpha} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \quad (13)$$

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ wzorem:



Rys. 2. Straty q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału, wynikające ze ściśliwości cieczy zapowietrzanej ($\varepsilon = 0,0135$), zmniejszające objętość czynną cieczy wypieraną przez pompę w porównaniu z teoretyczną objętością roboczą q_{Pt} ($b_p = 1$) lub geometryczną objętością roboczą q_{Pgv} ($0 \leq b_p \leq 1$) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) [8, 9]

$$q_{Pvc} = q_{Pt} \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15 \text{ MPa}, \vartheta = 20^\circ \text{ C}}} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta \Delta \vartheta) + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \quad (14)$$

Na rysunku 2 przedstawiono przykładowo (przy założonym współczynniku $\varepsilon = 0,0135$ zapowietrzania oleju) wyniki obliczeń strat $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wydajności badanej pompy w trakcie jednego obrotu wału z uwzględnieniem wzoru (13) dla przypadków nastawy q_{Pgv} geometrycznej zmiennej objętości roboczej oraz z uwzględnieniem wzoru (14) dla przypadku maksymalnej nastawy $q_{Pgv} = q_{Pt}$, czyli przypadku teoretycznej objętości roboczej pompy.

Zmiana q_{Pvc} jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przedstawiona na rysunku 2, uwzględnia więc wpływ zmieniających się objętości V_0 (rys. 6) cieczy w komorach roboczych podlegających ścisłaniu, będących rezultatem zasady pracy pompy wyporowej o zmiennej wydajności q_{Pgv} (o zmiennym współczynniku b_p) na obrót wału.

Straty q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału, wynikające ze ściśliwości cieczy, zmniejszają objętość czynną

cieczy wypieraną przez pompę w porównaniu z teoretyczną objętością roboczą q_{Pt} lub geometryczną zmienną objętością roboczą q_{Pgv} (określonymi przy $\Delta p_{Pi} = 0$). Fakt ten należy uwzględnić zarówno przy ocenie natężenia $q_{Pvc} = Q_{Pvc}/n_p$ strat objętościowych w komorach roboczych, jak i przy ocenie przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał”, strat wynikających z przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy przy określonych wielkościach geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} komór.

W rozważaniach wprowadzono pojęcie teoretycznej czynnej objętości roboczej i pojęcie geometrycznej czynnej objętości roboczej jako objętości, którymi dysponuje pompa w komorach roboczych przy przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu, w którym pompa pracuje. Czynne objętości robocze $q_{Pt|\Delta p_{Pi} = p_n}$ i $q_{Pgv|\Delta p_{Pi} = p_n}$ można określić z równań:

$$q_{Pt|\Delta p_{Pi} = p_n} = q_{Pt} - q_{Pvc|\Delta p_{Pi} = p_n} \quad (15)$$

$$q_{Pgv|\Delta p_{Pi} = p_n} = q_{Pgv} - q_{Pvc|\Delta p_{Pi} = p_n} \quad (16)$$

Wprowadzono także pojęcie współczynnika $k_{l|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej w pompie.

Współczynnik $k_{lcl|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej w pompie określa stopień zmniejszenia, jako efektu ściśliwości cieczy (bez uwzględnienia wpływu przecieków wynikających z nieszczelności komór) i zasady pracy pompy, objętości czynnej cieczy wypieranej przez pompę w trakcie jednego obrotu wału, przy przyroście Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych pompy równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu, w którym pompa pracuje, w porównaniu z objętością wypieraną przez pompę przy $\Delta p_{p_i} = 0$. Współczynnik $k_{lcl|p_n}$ jest zdefiniowany wzorami:

$$k_{lcl|p_n} = \frac{q_{Pt} - q_{Ptl|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{Pt}} = \frac{q_{Pvc|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{Pt}} \quad (17)$$

$$k_{lcl|p_n} = \frac{q_{Pgv} - q_{Pgv|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{Pgv}} = \frac{q_{Pvc|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{Pgv}} \quad (18)$$

Znajomość współczynnika $k_{lcl|p_n}$ ściśliwości cieczy w pompie umożliwia liczbową ocenę podziału strat objętościowych w pompie na straty wynikające z przecieków cieczy w komorach roboczych i na straty wynikające ze ściśliwości cieczy.

W pompie o zmiennej wydajności na obrót wału, pracującej przy nastawie q_{Pgv} geometrycznej zmiennej objętości roboczej (określonej przy $\Delta p_{p_i} = 0$), współczynnik $k_{lcl|p_n}$ opisuje (w nawiązaniu do (13) i (18)) wzór:

$$k_{lcl|p_n} = \frac{q_{Pvc|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{Pgv}} = \frac{0,5q_{Pt} + 0,5q_{Pgv}}{q_{Pgv}} \quad (19)$$

$$\left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15 \text{ MPa}, \vartheta = 20^\circ \text{ C}} (1 + a_p p_n + a_g \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + p_n} \right] p_n$$

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ (w nawiązaniu do (14) i (17)) wzór:

$$k_{lcl|p_n} = \frac{q_{Pvc|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{Pt}} = \quad (20)$$

$$= \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15 \text{ MPa}, \vartheta = 20^\circ \text{ C}} (1 + a_p p_n + a_g \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + p_n} \right] p_n$$

A więc w pompie wyporowej pracującej przy teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału współczynnik $k_{lcl|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej w pompie (wzór (20)) wynika z modułu B sprężystości objętościowej oleju, ze współczynnika ε zapowietrzenia oleju, a także z temperatury ϑ cieczy (z przyrostu $\Delta \vartheta$ w stosunku do temperatury odniesienia $\vartheta = 20^\circ \text{C}$) oraz z ciśnienia absolutnego p_{P1ia} w komorach roboczych w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym i z ciśnienia nominalnego p_n pracy układu, w którym pompa pracuje.

W tej samej pompie wyporowej, pracującej przy geometrycznej zmiennej objętości roboczej q_{Pgv} na obrót wału, war-

tość współczynnika $k_{lcl|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej w pompie (wzór (19)) różnie w porównaniu z wartością $k_{lcl|p_n}$ w okresie pracy pompy przy teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} . Jest to rezultatem wzrostu stosunku początkowej objętości cieczy (V_0 na rys. 6), która ulega ścisaniu, czyli objętości ($0,5q_{Pt} + 0,5q_{Pgv}$) (wzór (8)), do nastawianej objętości roboczej q_{Pgv} . Zmniejszenie nastawy q_{Pgv} powoduje więc w pompie wyporowej o zmiennej wydajności wzrost współczynnika $k_{lcl|p_n}$ (wzór (19)).

3. Znaczenie dokładności oceny q_{Pt} i q_{Pgv} dla dokładności oceny natężenia strat objętościowych i momentu strat mechanicznych w pompie

Istotne, szczególnie w ocenie charakterystyk pracy pompy wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału, jest dokładne określenie teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} oraz geometrycznych objętości roboczych q_{Pgv} pompy. Objętości geometryczne q_{Pgv} zmieniają się w przedziale $0 \leq q_{Pgv} \leq q_{Pt}$, a odpowiadające im współczynniki $b_p = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zmiany wydajności pompy zmieniają się w przedziale $0 \leq b_p \leq 1$. Dokładna ocena wartości współczynnika $b_p = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zależy więc od dokładności oceny q_{Pgv} i q_{Pt} .

Teoretyczna objętość robocza q_{Pt} i geometryczne objętości robocze q_{Pgv} pompy są oceniane przy indykowanym przyroście Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych równym zeru ($\Delta p_{p_i} = 0$); ich wielkości są określane drogą aproksymacji, w punkcie $\Delta p_{p_i} = 0$, linii $q_p = Q_p/n_p = f(\Delta p_{p_i})$ opisującej, przy ustalonej nastawie pompy (ale nieznannej dokładnie wartości współczynnika b_p), objętość q_p wypieraną w trakcie jednego obrotu wału jako zależność od wielkości Δp_{p_i} . Linia $q_p = f(\Delta p_{p_i})$ wyznaczona jest punktami pomiarowymi uzyskanymi w trakcie badań.

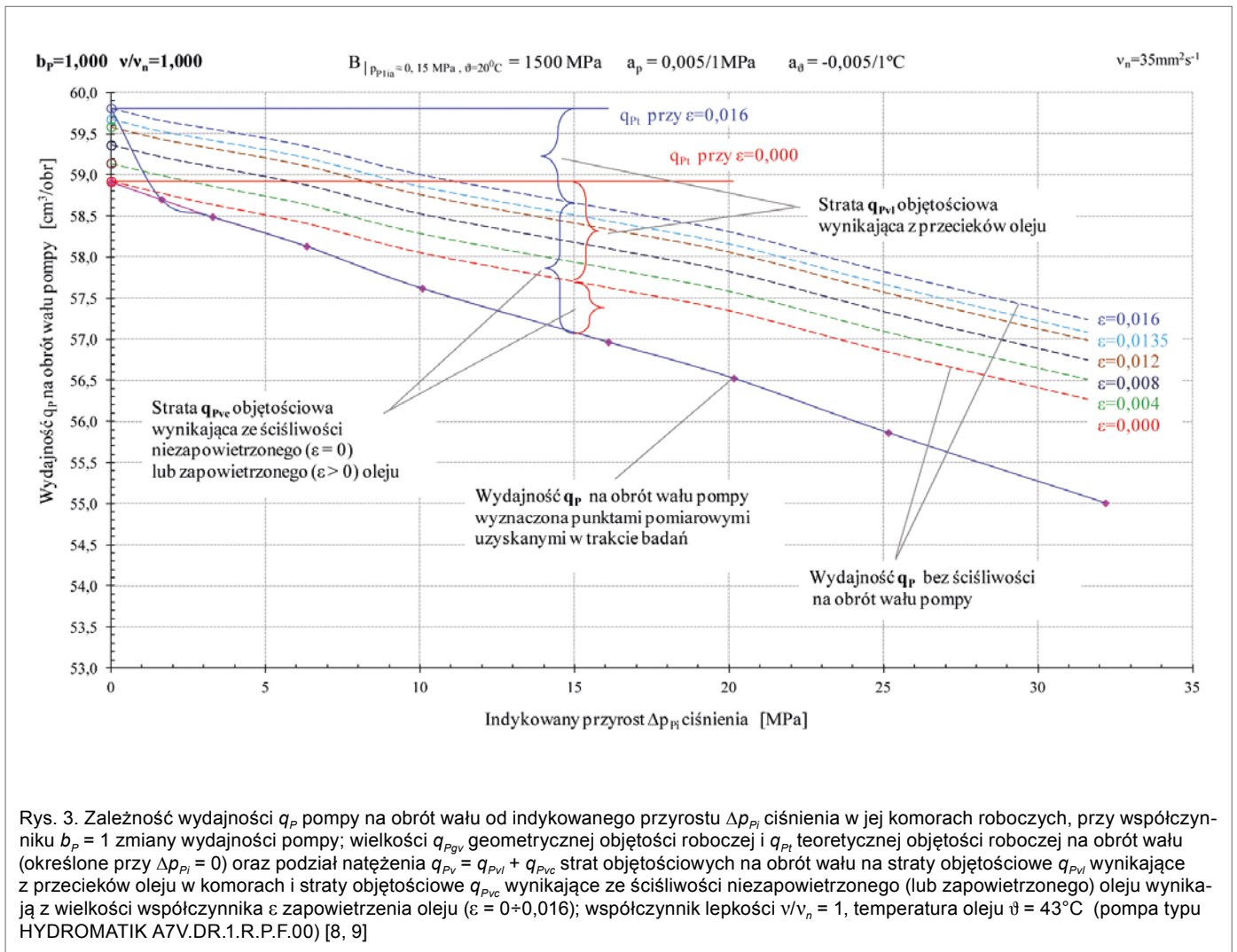
Rys. 3 przedstawia przykład zależności $q_p = f(\Delta p_{p_i})$ wydajności q_p na obrót wału badanej pompy osiowej tłokowej od indykowanego przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych, przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy na obrót wału. Jest to więc przykład poszukiwania teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału pompy oraz oceny podziału natężenia q_{Pvc} strat objętościowych na obrót wału na straty objętościowe q_{Pvl} wynikające z przecieków oleju w komorach roboczych i straty objętościowe q_{Pvc} wynikające ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju.

Określone za pomocą wzoru (13) straty $q_{Pvc} = f(\Delta p_{p_i})$ w trakcie jednego obrotu wału, wynikające ze ściśliwości cieczy, występujące przy nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej pompy (lub wg wzoru (14) przy nastawie q_{Pt} teoretycznej objętości roboczej pompy) dodawane są do wydajności $q_p = f(\Delta p_{p_i})$ na obrót wału określonej linią przebiegającą przez punkty pomiarowe wynikające z badań. W wyniku dodania $q_{Pvc} = f(\Delta p_{p_i})$ do $q_p = f(\Delta p_{p_i})$ otrzymujemy przebieg q_P bez ściśliwości = $f(\Delta p_{p_i})$ wydajności pompy jako różnicę między q_{Pgv} (bądź q_{Pt}) a stratami objętościowymi q_{Pvl} wynikającymi z przecieków oleju (niezależnymi od ściśliwości cieczy):

$$(q_P \text{ bez ściśliwości} = q_{Pvc} + q_p) = f(\Delta p_{p_i}) \quad (21)$$

$$(q_P \text{ bez ściśliwości} = q_{Pgv} \text{ (bądź } q_{Pt}) - q_{Pvl}) = f(\Delta p_{p_i}) \quad (22)$$

Aproksymacja linii q_P bez ściśliwości = $f(\Delta p_{p_i})$ przy $\Delta p_{p_i} = 0$ umożliwia określenie wielkości q_{Pgv} (lub q_{Pt}):



Rys. 3. Zależność wydajności q_p pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w jej komorach roboczych, przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy; wielkości q_{pgv} geometrycznej objętości roboczej i q_{pt} teoretycznej objętości roboczej na obrót wału (określone przy $\Delta p_{pi} = 0$) oraz podział natężenia $q_{pv} = q_{pvl} + q_{pvc}$ strat objętościowych na obrót wału na straty objętościowe q_{pvl} wynikające z przecieków oleju w komorach i straty objętościowe q_{pvc} wynikające ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju wynikają z wielkości współczynnika ε zapowietrzenia oleju ($\varepsilon = 0+0,016$); współczynnik lepkości $v/v_n = 1$, temperatura oleju $\vartheta = 43^\circ\text{C}$ (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) [8, 9]

$$q_P \text{ bez ściśliwości} |_{\Delta p_{pi} = 0} = q_{pgv} \text{ (lub } q_{pt}) \quad (23)$$

Jak pokazuje rysunek 3, teoretyczne objętości robocze q_{pt} badanej pompy, określone drogą aproksymacji, w punkcie $\Delta p_{pi} = 0$, linii $q_p = f(\Delta p_{pi})$ wynikającej z badań i będącej rezultatem również ściśliwości cieczy, jak i linii ($q_p \text{ bez ściśliwości} = q_{pvc} + q_p = f(\Delta p_{pi})$) uwzględniającej ściśliwość niezapowietrzonego (przy $\varepsilon = 0$) oleju, uzyskują praktycznie tę samą wielkość $q_{pt} = 58,9 \text{ cm}^3/\text{obr}$. Aproksymacja linii ($q_p \text{ bez ściśliwości} = q_{pvc} + q_p = f(\Delta p_{pi})$) w punkcie $\Delta p_{pi} = 0$, dokonana z uwzględnieniem ściśliwości zapowietrzonego oleju, pokazuje przyrost wielkości q_{pt} praktycznie proporcjonalny do współczynnika ε zapowietrzenia oleju. Przedstawiono to wyraźniej na rysunku 4. Przykładowo, teoretyczna objętość robocza, przy założeniu współczynnika $\varepsilon = 0,0135$, uzyskuje wielkość $q_{pt} = 59,57 \text{ cm}^3/\text{obr}$.

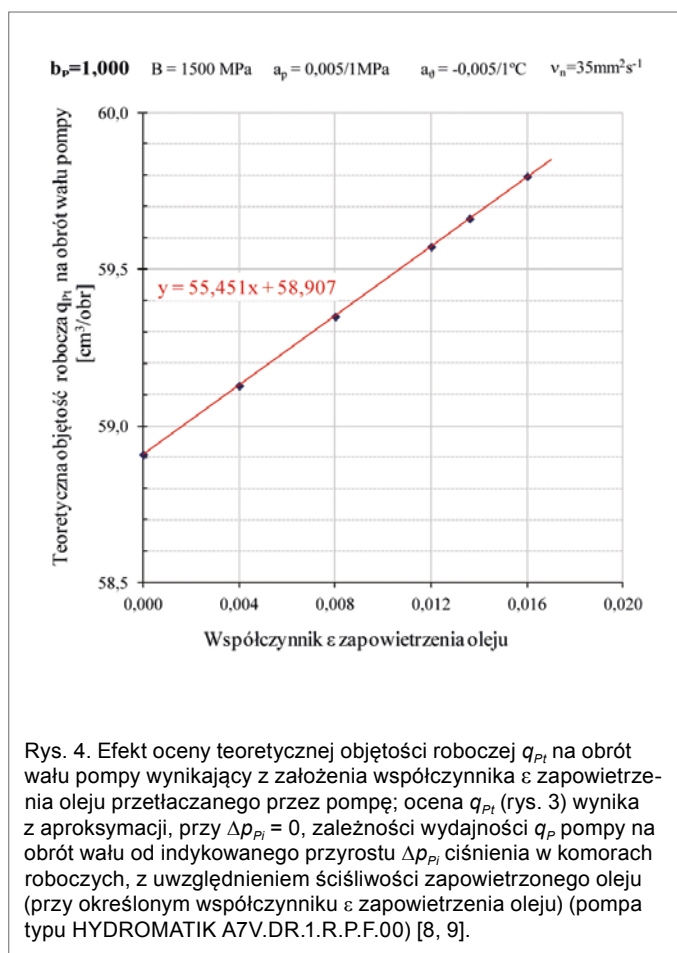
Na rysunku 5 przedstawiono podział strat objętościowych $q_{pv} = f(\Delta p_{pi})$ na straty $q_{pvc} = f(\Delta p_{pi})$ wynikające ze ściśliwości cieczy oraz straty $q_{pvl} = f(\Delta p_{pi})$ wynikające z przecieków oleju przy różnych wartościach ε współczynnika zapowietrzenia cieczy w badanej pompie, przy teoretycznej objętości roboczej q_{pt} na obrót wału. Widzimy niezmienione, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia, przebiegi zależności strat $q_{pvl} = f(\Delta p_{pi})$ wynikających z przecieków oleju oraz zmie-

niające się przebiegi $q_{pvc} = f(\Delta p_{pi})$ strat wynikających ze ściśliwości cieczy, a także przebiegi ($q_{pv} = q_{pvl} + q_{pvc} = f(\Delta p_{pi})$) strat objętościowych $q_{pv} = f(\Delta p_{pi})$ w pompie jako sumy $q_{pvl} = f(\Delta p_{pi})$ strat wynikających z przecieków i $q_{pvc} = f(\Delta p_{pi})$ strat wynikających ze ściśliwości cieczy.

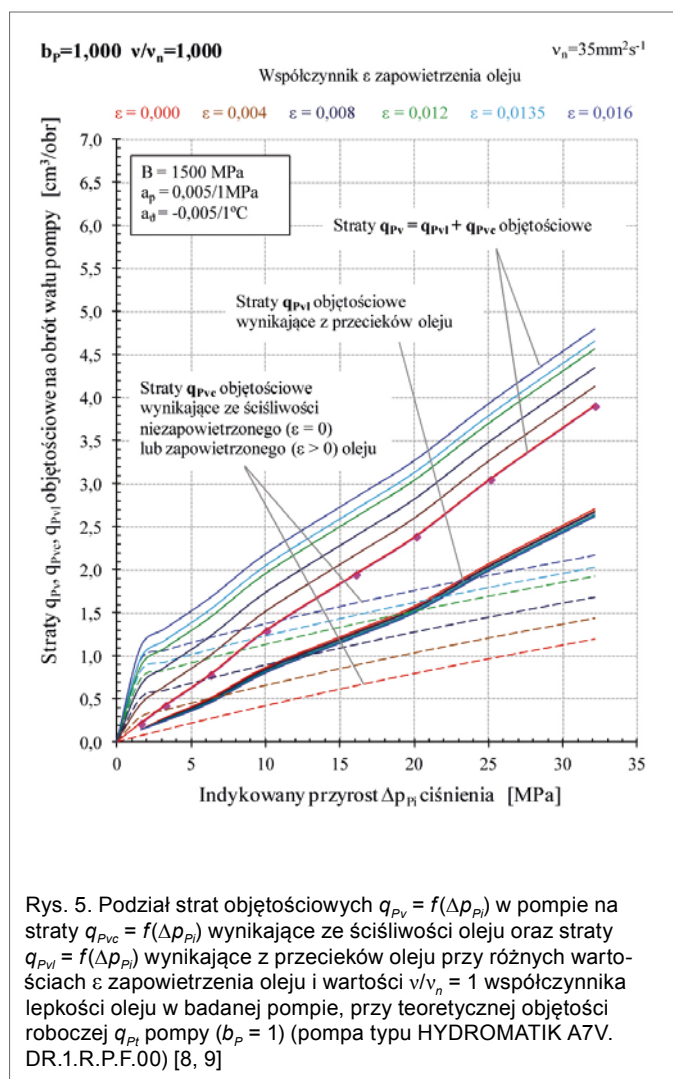
Przy starannym badaniu pompy tłoczącej ciecz roboczą niezapowietrzoną dokładność określenia teoretycznej objętości roboczej q_{pt} i geometrycznej objętości roboczej q_{pgv} jest rzędu jednej tysięcznej wielkości q_{pt} . Wysoka jest wówczas również dokładność oceny wartości współczynnika $b_p = q_{pgv}/q_{pt}$ zmiany wydajności pompy.

Dokładność oceny q_{pt} i q_{pgv} znacznie się pogarsza, gdy ciecz robocza jest zapowietrzona. Wynika to z faktu, że ciecz zapowietrzona znajdująca się w komorach roboczych, napełnianych w trakcie ich połączenia z niskociśnieniowym kanałem dopływowym, z racji dużej ściśliwości nierozpuszczonego w cieczy powietrza, zmniejsza swoją objętość po połączeniu komór roboczych z kanałem tłocznym, w którym może panować ciśnienie nawet niewiele większe od ciśnienia panującego w kanale dopływowym pompy.

Bez znajomości współczynnika ε zapowietrzenia oleju dopływającego do komory roboczej pompy nie jest więc możliwe dokładne określenie wielkości q_{pt} i q_{pgv} .



Rys. 4. Efekt oceny teoretycznej objętości roboczej q_{P_t} na obrót wału pompy wynikający z założenia współczynnika ε zapowietrzenia oleju przetwarzanego przez pompę; ocena q_{P_t} (rys. 3) wynika z aproksymacji, przy $\Delta p_{P_i} = 0$, zależności wydajności q_p pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{P_i} ciśnienia w komorach roboczych, z uwzględnieniem ściśliwości zapowietrzonego oleju (przy określonym współczynniku ε zapowietrzenia oleju) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) [8, 9].



Rys. 5. Podział strat objętościowych $q_{P_v} = f(\Delta p_{P_i})$ w pompie na straty $q_{P_{vc}} = f(\Delta p_{P_i})$ wynikające ze ściśliwości oleju oraz straty $q_{P_{vl}} = f(\Delta p_{P_i})$ wynikające z przecieków oleju przy różnych wartościach ε zapowietrzenia oleju i wartości $v/v_n = 1$ współczynnika lepkości oleju w badanej pompie, przy teoretycznej objętości roboczej q_{P_t} pompy ($b_p = 1$) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) [8, 9].

Jednocześnie dokładna znajomość wielkości q_{P_t} i $q_{P_{gv}}$ jest ważna w ocenie strat objętościowych i strat mechanicznych występujących w pompie.

Natężenie $q_{P_v} = Q_{P_v}/n_p$ strat objętościowych Q_{P_v} w komorach roboczych pompy przeliczonych na jeden obrót jej wału oceniane jest jako różnica między wielkością q_{P_t} (lub $q_{P_{gv}}$) a wielkością q_p określaną w trakcie badań przy zmieniających się wielkościach indykowanego przyrostu Δp_{P_i} ciśnienia w komorach.

Przyrost $\Delta M_{P_{m|\Delta p_{P_i}}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, w porównaniu z momentem $M_{P_{m|\Delta p_{P_i}=0}}$ strat mechanicznych występujących w zespole, gdy pompa jest nieobciążona, jest skutkiem wzrostu sił tarcia w zespole konstrukcyjnym, będącego rezultatem oddziaływania na zespół momentu M_{P_i} indykowanego w komorach roboczych pompy i jest proporcjonalny do M_{P_i} .

Przyrost $\Delta M_{P_{m|\Delta p_{P_i}}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” określaną jest w trakcie badań jako różnica $\Delta M_{P_{m|\Delta p_{P_i}}} = M_{P_m} - M_{P_{m|\Delta p_{P_i}=0}}$ między momentem M_{P_m} strat w zespole a momentem $M_{P_{m|\Delta p_{P_i}=0}}$ strat w zespole pompy nieobciążonej.

Moment M_{P_m} strat określaną jest z kolei jako różnica $M_{P_m} = M_p - M_{P_i}$ między momentem M_p mierzonym bezpośrednio na wale a momentem M_{P_i} indykowanym w komorach ro-

boczych. Niezwykle ważna jest więc, dla określenia momentu M_{P_m} strat mechanicznych i przyrostu $\Delta M_{P_{m|\Delta p_{P_i}}}$ momentu strat mechanicznych, dokładność określenia momentu M_{P_i} indykowanego w komorach roboczych (opisanego wzorami (35) i (36)).

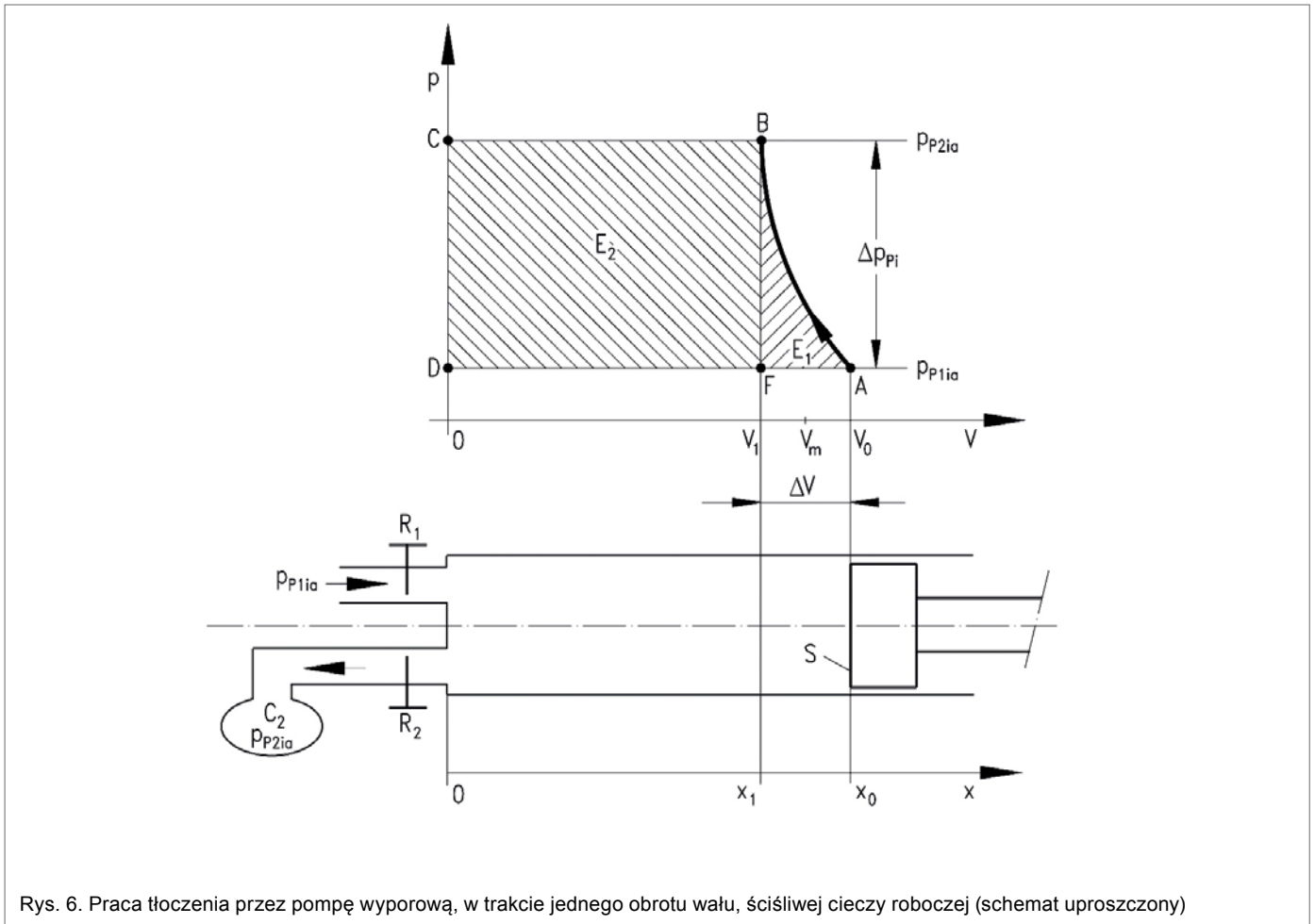
4. Praca tłoczenia przez pompę, w trakcie jednego obrotu wału, ściślej cieczi roboczej i moment indykowany w komorach roboczych

W celu przetłoczenia przez pompę, w trakcie jednego obrotu jej wału, ściślej cieczi roboczej, wymagana jest praca E , która jest sumą:

- pracy samego ściskania – E_1 ;
- pracy przetłoczenia przy stałym ciśnieniu – E_2 .

Obliczmy teoretyczne wielkości (przy sprawnościach równych 1) obu tych prac. W tym celu pompa tłocząca ściślij cieczi jest przedstawiona w uproszczeniu jako tłok o przekroju S poruszający się w cylindrze, który przez 2 zawory: R_1 i R_2 (działające jako rozdzielacz) może komunikować się odpowiednio z:

- przestrzenią wypełnioną cieczą o stałym ciśnieniu absolutnym p_{P1ia} ;
- objętością C_2 wypełnioną cieczą o stałym ciśnieniu absolutnym p_{P2ia} (rys. 6).



Rys. 6. Praca tłoczenia przez pompę wyporową, w trakcie jednego obrotu wału, ściśliwej cieczy roboczej (schemat uproszczony)

Tłok na rys. 6 wykonuje skok od położenia x_0 do dna cylindra, a więc do położenia 0.

Położenie początkowe: tłok w punkcie x_0 . Objętość V_0 cylindra otwarta dla cieczy o ciśnieniu p_{P1ia} ; R_1 otwarty, R_2 zamknięty.

Pierwsza faza: R_1 jest zamknięty, tłok przesunięty z x_0 do x_1 (objętość V_1). Jest to punkt, w którym ciecz zamknięta w cylindrze osiąga ciśnienie p_{P2ia} . Praca wykonana przez tłok jest pracą ściskania:

$$E_1 = - \int_{x_0}^{x_1} (p - p_{P1ia}) S dx = - \int_{V_0}^{V_1} (p - p_{P1ia}) dV \quad (24)$$

Praca E_1 jest przedstawiona przez pole ABFA.

Druga faza: R_2 jest otwarty, a tłok przesunięty od x_1 do 0 a więc do dna cylindra. Ciecz zostaje wyparta do C_2 . Praca wykonana przez tłok jest pracą wyparcia:

$$E_2 = - \int_{x_1}^0 (p_{P2ia} - p_{P1ia}) S dx = - \int_{V_1}^0 (p_{P2ia} - p_{P1ia}) dV = (p_{P2ia} - p_{P1ia}) V_1 \quad (25)$$

Praca E_2 jest przedstawiona przez pole BCDFB.

Trzecia faza: R_2 jest zamknięty, R_1 otwarty i wracamy do położenia początkowego. Ta operacja jest wykonywana bez wykonania pracy przez pompę.

Całkowita praca $E = E_1 + E_2$ jest przedstawiona na rys. 6 przez pola zakresowane.

Jedną z definicji modułu B sprężystości objętościowej cieczy jest następująca:

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{\Delta p}{B} \quad \text{bądź} \quad dV = - \frac{V}{B} dp \quad (26)$$

Zatem pracę ściskania przedstawia następujące wyrażenie:

$$E_1 = - \int_{V_0}^{V_1} (p - p_{P1ia}) dV = \int_{p_{P1ia}}^{p_{P2ia}} (p - p_{P1ia}) \frac{V}{B} dp = \frac{V}{B} \frac{(p - p_{P1ia})^2}{2} \Big|_{p_{P1ia}}^{p_{P2ia}} \quad (27)$$

Zmiana objętości V (rys. 6) podczas pracy ściskania w stosunku do V_0 jest mała. Krzywą ściskania można zastąpić aproksymacją liniową, a wielkość V w równaniu (27) wartością średnią $V_m = (V_0 + V_1)/2$:

$$E_1 = \frac{V_m}{B} \frac{(p_{P2ia} - p_{P1ia})^2}{2} \quad (28)$$

Zatem:

$$E_2 = V_1(p_{P2ia} - p_{P1ia}) \quad (\text{wg (25)})$$

i

$$E = E_1 + E_2 = \left[V_1 + \frac{V_m(p_{P2ia} - p_{P1ia})}{2B} \right] (p_{P2ia} - p_{P1ia}) = \left[V_1 + \frac{\Delta V}{2} \right] (p_{P2ia} - p_{P1ia}) \quad (29)$$

$$E = V_m (p_{P2ia} - p_{P1ia})$$

Wzór (29) opisujący pracę E można zastąpić wyrażeniem:

$$E = \left[V_0 - \frac{\Delta V}{2} \right] (p_{P2ia} - p_{P1ia}) = \left[V_0 - \frac{\Delta V}{2} \right] \Delta p_{Pi} \quad (30)$$

W rzeczywistej pompie wporowej o zmiennej wydajności na obrót wału, przy nastawie q_{Pgv} jej geometrycznej zmiennej objętości roboczej, pracę E wykonaną przez pompę w komorach roboczych w trakcie jednego obrotu wału (po zastąpieniu w wzorze (30) początkowej objętości V_0 komory objętością q_{Pgv} , zmiany ΔV objętości cieczy wynikającej ze ściśliwości cieczy stratami q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału (wzór (8)), zaś strat q_{Pvc} wzorem (11)), opisują wyrażenia:

$$E = \left(q_{Pgv} - \frac{q_{Pvc}}{2} \right) \Delta p_{Pi} \quad (31)$$

i

$$E = \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15MPa, \vartheta=20^\circ C} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \right\} q_{Pgv} \Delta p_{Pi} \quad (32)$$

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ (w nawiązaniu do (12)), wyrażenia:

$$E = \left(q_{Pt} - \frac{q_{Pvc}}{2} \right) \Delta p_{Pi} \quad (33)$$

i

$$E = \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15MPa, \vartheta=20^\circ C} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \right\} q_{Pt} \Delta p_{Pi} \quad (34)$$

Należy nadmienić, że we wzorze (32), opisującym pracę E wykonaną przez pompę o nastawie q_{Pgv} w trakcie jednego obrotu wału, umieszczona jest wielkość q_{Pgv} określona za pomocą aproksymacji linii $(q_p + q_{Pvc}) = f(\Delta p_{Pi})$ w punkcie $\Delta p_{Pi} = 0$. We wzorze (32) umieszczona jest jednocześnie wielkość $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$, opisująca stratę wydajności w trakcie jednego obrotu wału wynikającą ze ściśliwości cieczy, uwzględniającą zmianę ΔV (rys. 6) objętości cieczy wynikającą z zasady pracy pompy o zmiennej wydajności, czyli ściskaną objętość V_0 (rys. 6) równą $V_0 = 0,5 q_{Pt} + 0,5 q_{Pgv}$.

Moment M_{Pi} indykowany w komorach roboczych pompy, przy pracy E w komorach wykonanej w trakcie jednego obrotu wału, opisuje więc, przy nastawie q_{Pgv} , wzór:

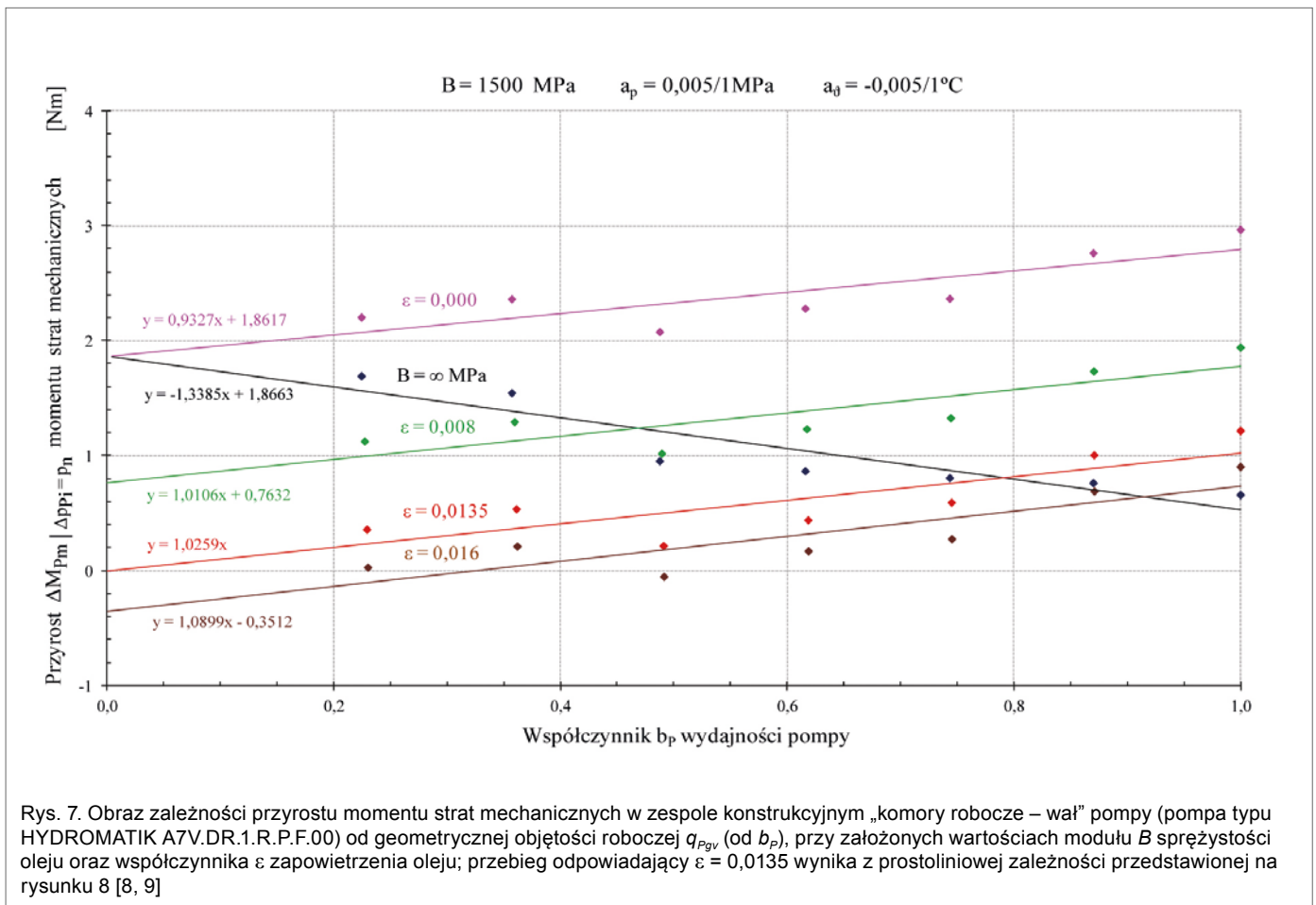
$$M_{Pi} = \frac{E}{2\Pi} = \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15MPa, \vartheta=20^\circ C} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \right\} \frac{q_{Pgv} \Delta p_{Pi}}{2\Pi} \quad (35)$$

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$, wzór:

$$M_{Pi} = \frac{E}{2\Pi} = \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15MPa, \vartheta=20^\circ C} (1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \right\} \frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi} \quad (36)$$

5. Metoda określenia współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej

Przy dotychczasowym braku możliwości określenia współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej dopływającej do pompy i przy nieuwzględnianiu, w związku z tym, ściśliwości cieczy, zarówno przy niewielkim przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, jak i w pełnym zakresie przy-



Rys. 7. Obraz zależności przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) od geometrycznej objętości roboczej q_{pgv} (od b_p), przy założonych wartościach modułu B sprężystości oleju oraz współczynnika ε zapowietrzenia oleju; przebieg odpowiadający $\varepsilon = 0,0135$ wynika z prostoliniowej zależności przedstawionej na rysunku 8 [8, 9]

rostu Δp_{pi} – do poziomu ciśnienia nominalnego p_n pracy hydrostatycznego układu napędowego, obrazy strat objętościowych i strat mechanicznych w pompie, określone opisanymi wyżej metodami, są zdeformowane. Przykładowo, nie uwzględniając ściśliwości cieczy roboczej, cieczy w rzeczywistości zapowietrzona, uzyskujemy obraz ujemnego przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy jako efektu wzrostu momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych w wyniku wzrostu wielkości q_{pgv} (współczynnika b_p) geometrycznej objętości roboczej, co jest rezultatem nielocznego (rys. 7).

Metodą określenia współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej może być poszukiwanie wartości ε , przy uwzględnieniu której określono wielkości q_{pgv} geometrycznych objętości roboczych powodujące przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole „komory robocze – wał” pompy proporcjonalny do momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych (opisanego wzorem (37)), momentu M_{pi} wynikającego z q_{pgv} i z ε przy ustalonej wartości Δp_{pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach. Przyjęto, że w trakcie poszukiwania q_{pgv} i ε przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych jest określany przy ustalonej wielkości indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy równej ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu ($\Delta p_{pi} = p_n$).

Zakłada się więc, że przy ustalonej wielkości $\Delta p_{pi} = p_n$ indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy rosnącemu momentowi M_{pi} indykowanemu w komorach (wzór (35)), opisanemu wówczas wzorem:

$$M_{pi} = \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{B_{|p_{P1ia} \approx 0,15 \text{ MPa}, \vartheta = 20^\circ \text{ C}} (1 + a_p p_n + a_g \Delta \vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + p_n} \right] p_n \right\} \frac{q_{pgv} p_n}{2\Pi} \quad (37)$$

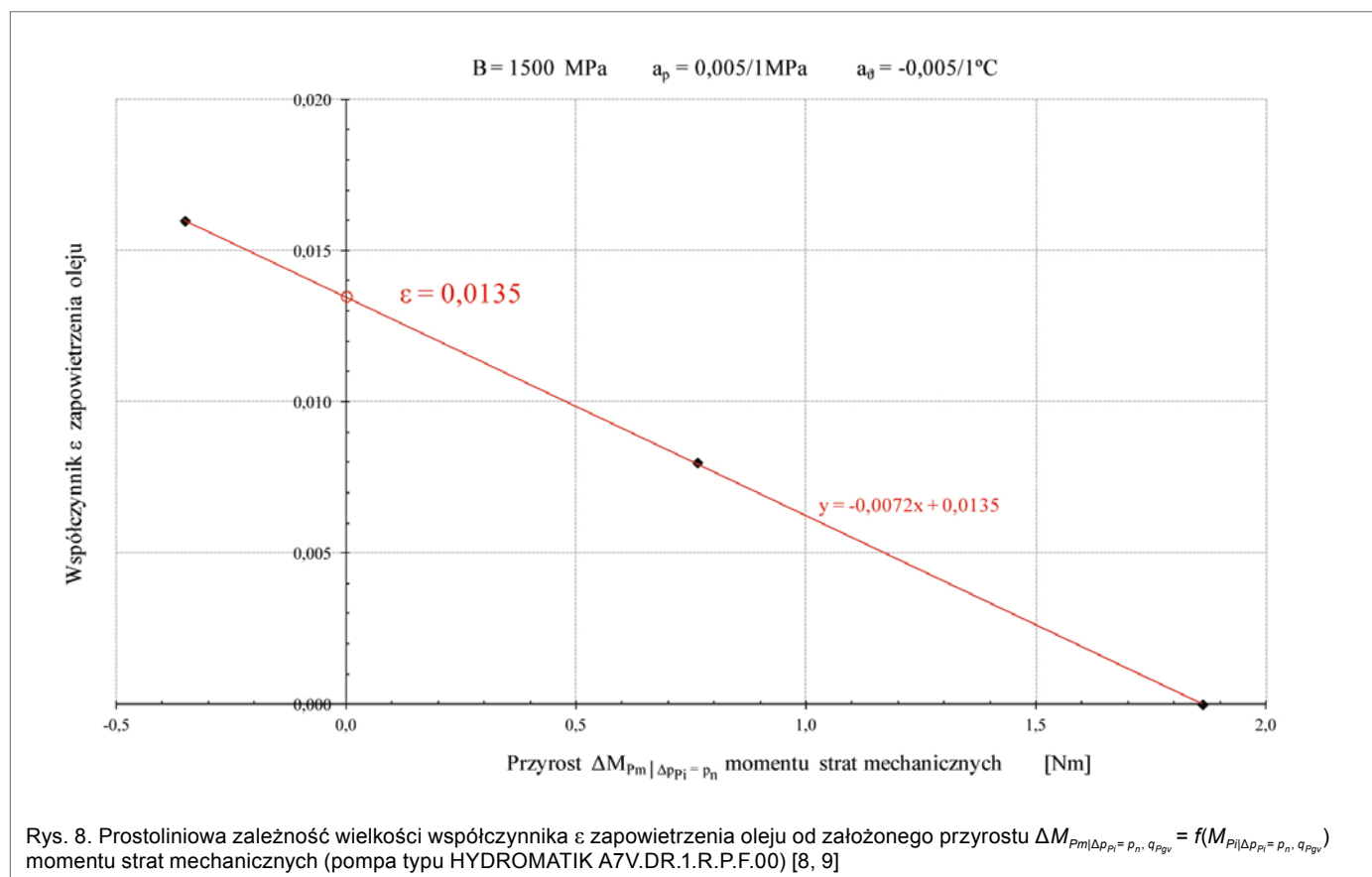
musi towarzyszyć, proporcjonalny do $M_{pi|\Delta p_{pi} = p_n}$, przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi} = p_n}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy:

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi} = p_n; q_{pgv}} \sim M_{pi|\Delta p_{pi} = p_n; q_{pgv}} \quad (38)$$

czyli

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi} = p_n; q_{pgv}} \sim q_{pgv} (b_p) \quad (39)$$

Przy ustalonych wartościach B , a_p , a_g , ϑ , p_{P1ia} i p_n , zależności (38) i (39) są możliwe do uzyskania tylko przy jednej wartości ε współczynnika zapowietrzenia, przy założeniu której określone zostały wielkości q_{pgv} i współczynniki b_p zmiany wydajności pompy.



Rysunek 7 przedstawia wyniki poszukiwania współczynnika ε zapowietrzenia oleju w trakcie badań pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) [8, 9].

Przy założeniu cieczy nieściśliwej (B = ∞) i niezapowietrzonej (ε = 0), a więc przy założeniu współczynnika k_{lc|P_n} = 0 ściśliwości cieczy, obraz zależności posiada postać prostej opadającej

od wartości ΔM_{Pm} = 1,87 Nm przy q_{Pgv} = 0

do wartości ΔM_{Pm} = 0,53 Nm przy q_{Pgv} = q_{Pt}.

Przy założeniu cieczy ściśliwej i niezapowietrzonej (ε = 0), obraz zależności ΔM_{Pm}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = f(M_{Pi}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv}) posiada postać prostej wznoszącej

od wartości ΔM_{Pm} = 1,86 Nm przy q_{Pgv} = 0

do wartości ΔM_{Pm} = 2,79 Nm przy q_{Pgv} = q_{Pt}.

Przy założeniu cieczy ściśliwej i zapowietrzonej (ε = 0,008), obraz zależności ΔM_{Pm}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = f(M_{Pi}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv}) jest prostą wznoszącą się

od wartości ΔM_{Pm} = 0,76 Nm przy q_{Pgv} = 0

do wartości ΔM_{Pm} = 1,77 Nm przy q_{Pgv} = q_{Pt}.

Przy założeniu cieczy ściśliwej i zapowietrzonej (ε = 0,016), obraz zależności ΔM_{Pm}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = f(M_{Pi}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv}) jest prostą wznoszącą się

od wartości ΔM_{Pm} = -0,35 Nm przy q_{Pgv} = 0

do wartości ΔM_{Pm} = 0,74 Nm przy q_{Pgv} = q_{Pt}.

Przy określonej wartości ε = 0,0135 współczynnika zapowietrzenia oleju obraz zależności ΔM_{Pm}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = f(M_{Pi}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv}) jest prostą wznoszącą się

od wartości ΔM_{Pm} = 0 przy q_{Pgv} = 0

do wartości ΔM_{Pm} = 1,03 Nm przy q_{Pgv} = q_{Pt}.

Rysunek 8 pokazuje, w oparciu o wyniki przedstawione na rysunku 7, prostoliniową zależność wielkości współczynnika ε zapowietrzenia oleju od założonego przyrostu ΔM_{Pm}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = 0 momentu strat mechanicznych przy q_{Pgv} = 0 (b_p = 0). Zależność na rysunku 8 umożliwia znalezienie z dużą dokładnością wartości współczynnika ε zapowietrzenia oleju, przy założeniu której przyrost ΔM_{Pm}|Δp_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = 0 momentu strat mechanicznych, przy q_{Pgv} = 0 (b_p = 0), jest równy zero:

$$\Delta M_{Pm} | \Delta p_{Pi} = P_n; q_{Pgv} = 0; \epsilon = 0 \text{ przy } q_{Pgv} = 0 (b_p = 0) \quad (40)$$

Odpowiadający sytuacji opisanej wzorem (40) współczynnik ε zapowietrzenia oleju w trakcie badania pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) posiadał wartość ε = 0,0135.

Wnioski

1. Autor zaproponował metodę określania współczynnika zapowietrzenia ε cieczy roboczej przetłaczanej przez pompę wyporową o zmiennej wydajności.
2. Metoda otwiera możliwości oceny podziału strat objętościowych w komorach roboczych pompy na straty objętościowe wynikające ze ściśliwości cieczy zapowietrzanej (lub niezapowietrzanej) oraz na straty wynikające z przecieków w pompie.
3. Metoda umożliwia ocenę przyrostu $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}, q_{pgv}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, przyrostu będącego funkcją momentu $M_{pi|\Delta p_{pi}=p_n, q_{pgv}}$ indykowanego w komorach roboczych pompy (poprzez umożliwienie dokładnej oceny momentu indykowanego M_{pi}).
4. Zdaniem autora, możliwości przedstawione we wnioskach 1–3 dotychczas nie istniały. Możliwości powyższe mają znaczenie dla oceny strat objętościowych i mechanicznych w pompie, a więc dla oceny jakości rozwiązania konstrukcyjnego pompy wyporowej pracującej w warunkach wysokiego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych.
5. Zaproponowana metoda została po raz pierwszy wykorzystana przez Jana Koralewskiego [8, 9] w badaniach pompy typu HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00.

Literatura

- [1] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I. Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump.* International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, ODK SIMP, Wrocław 2012.
- [2] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II. Mechanical losses in a pump.* International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, ODK SIMP, Wrocław 2012.
- [3] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I. Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump.* „Polish Maritime Research” 2/2012, Vol. 19.
- [4] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II. Mechanical losses in a pump.* „Polish Maritime Research” 3/2012, Vol. 19.
- [5] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym.* Rozdział w monografii pt.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją A. Klicha, E. Palczaka i A. Medera. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2011.
- [6] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym.* „Napędy i Sterowanie” 10/2011.
- [7] PASZOTA Z.: *Theoretical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive.* „Polish Maritime Research” 4/2011, Vol. 18.
- [8] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości cieczy na charakterystyki energetyczne pompy tłokowej osiowej o zmiennej wydajności.* Praca doktorska w toku. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa.
- [9] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości i ściśliwości oleju na wyznaczenie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności.* Referat zgłoszony na Konferencję „Cylinder” 2013. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2013.
- [10] GUILLON M.: *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych.* Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1967.
- [11] PASZOTA Z.: *Method of determining the degree of liquid aeration in a variable capacity displacement pump.* „Polish Maritime Research” 3/2013, Vol. 20.

prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska
e-mail: zpszota@pg.gda.pl

artykuł recenzowany