Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Jan Koralewski

1. Wprowadzenie

W pracach [1–3] autor przedstawił wyniki badań wpływu lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności na przykładzie pompy z wychylnym blokiem cylindrowym typu A7V.58.1.R.P.F.00 firmy HYDROMATIK bez uwzględnienia wpływu ściśliwości oleju hydraulicznego zastosowanego w stanowisku badawczym. Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego, a wyniki tych badań opracowane zostały w Katedrze Mechatroniki Morskiej Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

Badania wykonano przy:

- 8 temperaturach ϑ oleju hydraulicznego (lepkości kinematycznej ν oleju):
  - $\vartheta = 20°C$ ($\nu = 120{,}40\ mm^2s^{-1}$), $\vartheta = 24°C$ ($\nu = 91{,}16\ mm^2s^{-1}$), $\vartheta = 30°C$ ($\nu = 65{,}37\ mm^2s^{-1}$);
  - $\vartheta = 36°C$ ($\nu = 47{,}05\ mm^2s^{-1}$), $\vartheta = 43°C$ ($\nu = 34{,}68\ mm^2s^{-1}$), $\vartheta = 50°C$ ($\nu = 26{,}41\ mm^2s^{-1}$);
  - $\vartheta = 60°C$ ($\nu = 18{,}77\ mm^2s^{-1}$), $\vartheta = 68°C$ ($\nu = 14{,}53\ mm^2s^{-1}$);
- 8 wartościach przyrostu Δp_P ciśnienia w pompie:
  - $\Delta p_P = 1{,}6$ MPa, $\Delta p_P = 3{,}2$ MPa, $\Delta p_P = 6{,}3$ MPa, $\Delta p_P = 10$ MPa;
  - $\Delta p_P = 16$ MPa, $\Delta p_P = 20$ MPa, $\Delta p_P = 25$ MPa, $\Delta p_P = 32$ MPa;
- 7 współczynnikach b_P wydajności pompy:
  - $b_P = 0{,}225$; $b_P = 0{,}361$; $b_P = 0{,}493$; $b_P = 0{,}623$; $b_P = 0{,}752$; $b_P = 0{,}880$; $b_P = 1$.

W niniejszym opracowaniu autor przedstawia wyniki badań wpływu lepkości i ściśliwości niezapowietrzonego, jak i zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności.

Problem wpływu ściśliwości niezapowietrzonej i zapowietrzonej cieczy roboczej na straty objętościowe i mechaniczne w pompie wyporowej o zmiennej wydajności podjął Zygmunt Paszota w pracach [4–10].

W pracy [13] Z. Paszota zaproponował metodę określania stopnia zapowietrzenia cieczy płynącej w pompie wyporowej o zmiennej wydajności.

Autor niniejszej pracy jako pierwszy zastosował zaproponowaną wyżej metodę w swoich badaniach nad wpływem zapowietrzenia i lepkości cieczy na straty mechaniczne i objętościowe w pompie.

Streszczenie: W pracy określono moduł B ściśliwości objętościowej niezapowietrzonego i zapowietrzonego oleju jako zależności od indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy zmianie temperatury oleju i zapowietrzenia oleju. Przy ocenie strat wynikających ze ściśliwości w pompie wyporowej o zmiennej wydajności uwzględniono objętość ściskanej cieczy przy każdej nastawie pompy. Określono podział strat objętościowych na straty wynikające z przecieków w komorach pompy i na straty wynikające ze ściśliwości cieczy. Wykazano potrzebę uwzględnienia przy ocenie pompy tylko strat wynikających z przecieków.

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, straty energetyczne w pompie.

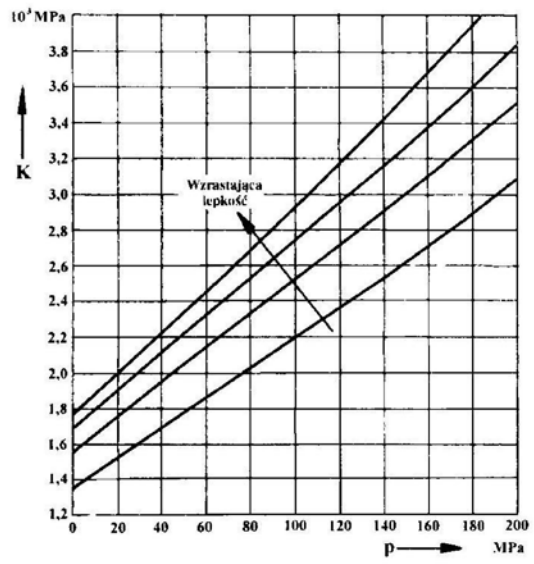
INFLUENCE OF VISCOSITY AND COMPRESSIBILITY OF AERATED OIL ON DETERMINATION OF VOLUMETRIC LOSSES IN A VARIABLE CAPACITY PISTON PUMP

Abstract: *Modulus B of the liquid volume elasticity of non-aerated and aerated oil is defined in the paper as relation to the indicated increase of pressure in the pump working chambers, with the change of oil temperature and degree of aeration. In evaluation of the loss due to oil compressibility in a variable capacity displacement pump, the volume of compressed liquid at each pump setting is taken into account. Volumetric losses have been divided into leakage losses in the pump chambers and losses due to liquid compressibility. The need of accounting for only the leakage losses for pump evaluation is pointed out.*

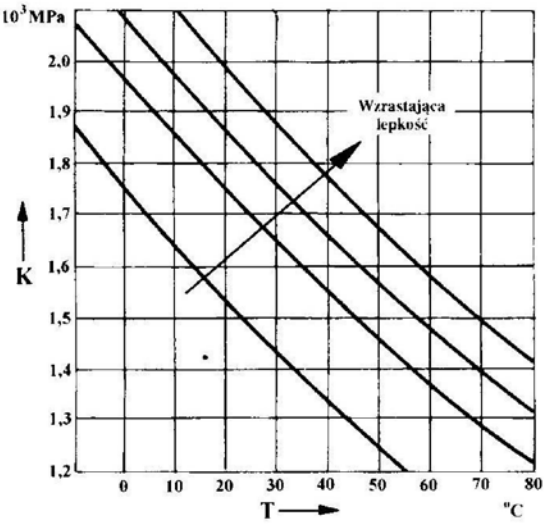
2. Ściśliwość cieczy w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Ściśliwością nazywamy podatność płynu na odkształcenia objętościowe wraz ze zmianą ciśnienia. Miarą jest współczynnik β ściśliwości definiowany jako:

$$\beta = -\frac{1}{V_0}\frac{dV}{dp} \tag{1}$$



Rys. 1. Zależność modułu odkształcenia objętościowego *K* olejów mineralnych od ciśnienia i lepkości [12]



Rys. 2. Zależność modułu odkształcenia objętościowego *K* olejów mineralnych od temperatury i lepkości [12]

Dla przyrostów skończonych można zastosować zależność dla zmiany objętości początkowej V_0 przy wzroście ciśnienia o wartość Δp:

$$\Delta V = -\beta V_0 \Delta p \tag{2}$$

Odwrotnością współczynnika ściśliwości jest moduł *B* sprężystości objętościowej cieczy:

$$B = \frac{1}{\beta} \tag{3}$$

Dla olejów mineralnych moduł *B* sprężystości jest zależny od ciśnienia *p* i temperatury ϑ.

Zależności te zilustrowano na wykresach (rys. 1 i rys. 2).

Wartości liczbowe modułu B stosowanych olejów hydraulicznych są następujące [11]:

- w temperaturze normalnej (20°C), są bliskie *B* = 1500 MPa;
- *B* rośnie ze wzrostem ciśnienia (o około 1% przy 2 MPa wzrostu ciśnienia w zakresie do 20 MPa [a_p = 0,005 / 1 MPa]);
- *B* maleje ze wzrostem temperatury (o około 1% przy 2°C wzrostu temperatury w zakresie do 100°C [a_ϑ = –0,005 / 1°C]).

W komorach roboczych badanej pompy tłokowej, w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym, panowało nieznaczne nadciśnienie $p_{P1i} \approx 0{,}05$ MPa (czyli ciśnienie absolutne $p_{P1ia} \approx 0{,}15$ MPa). Przyjmijmy, że wartość modułu sprężystości objętościowej oleju w komorach, przy temperaturze oleju ϑ = 20°C, jest równa:

$$B\big|_{p_{P1ia} \approx 0{,}15 MPa;\, \vartheta = 20^0 C} = 1500\, MPa \tag{4}$$

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

$$B = B\big|_{p_{P1ia} \approx 0{,}15 MPa;\, \vartheta = 20^0 C} (1 + a_p\, \Delta p_{Pi} + a_\vartheta\, \Delta\vartheta) \tag{5}$$

Ściśliwość oleju hydraulicznego w dużym stopniu zależy od zawartości nierozpuszczonego w nim powietrza. Miarą ilości nierozpuszczonego powietrza w oleju jest współczynnik ε zapowietrzenia oleju jako stosunek objętości V_a powietrza do objętości $V_0 = V_o + V_a$ mieszaniny równej sumie objętości V_o oleju i objętości V_a powietrza:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_o + V_a} = \frac{V_a}{V_0} \tag{6}$$

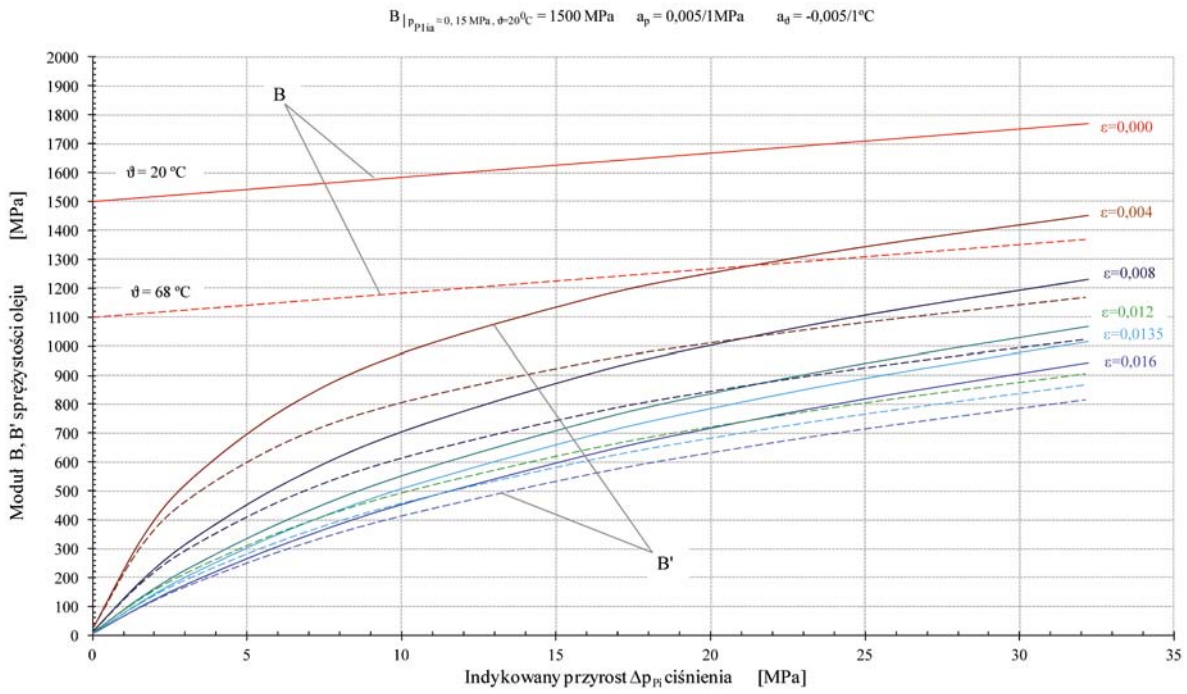
Współczynnik ε zapowietrzenia oleju jest określony przy ciśnieniu absolutnym p_{P1ia} w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z jej kanałem dopływowym.

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

$$\Delta V = \Delta V_o + \Delta V_a = \frac{V_o}{B} \Delta p_{Pi} + \frac{V_a}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \Delta p_{Pi} \tag{7}$$

Jeśli współczynnik ε zapowietrzenia jest mały, co jest najczęstszym przypadkiem, V_o jest bliskie V_0. Wówczas można napisać [11]:

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{1}{B} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right) \Delta p_{Pi} \tag{8}$$



Rys. 3. 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 $\vartheta = 20°C$ (linie ciągłe) i $\vartheta = 68°C$ (linie przerywane) zakresu zmiany temperatury oleju hydraulicznego przyjętych w trakcie badań. Przyjęto, że moduł sprężystości objętościowej oleju, przy ciśnieniu absolutnym $p_{P1ia} \approx 0{,}15$ MPa w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym oraz przy temperaturze oleju $\vartheta = 20°C$, jest równy $B = 1500$ MPa. Założono współczynnik $a_p = 0{,}005/1$ MPa zmiany modułu B oleju w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych oraz współczynnik $a_\vartheta = -0{,}005/1°C$ zmiany modułu B w wyniku zmiany temperatury ϑ oleju

Moduł B' sprężystości objętościowej zapowietrzonego oleju zdefiniowany został zależnością:

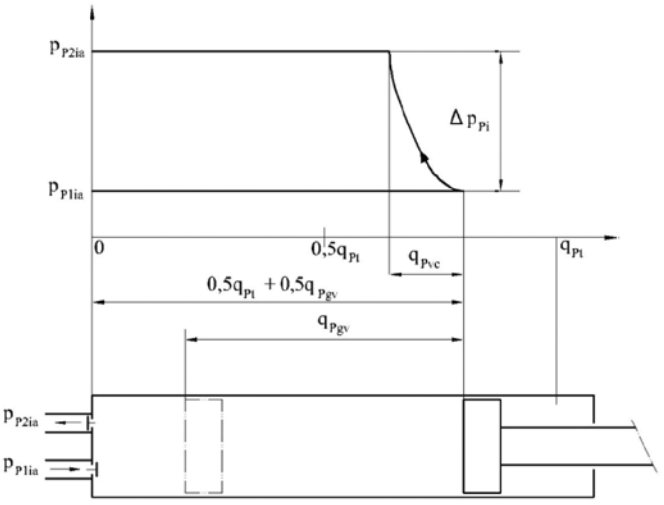
$$\frac{1}{B'} = \frac{1}{B} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \tag{9}$$

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

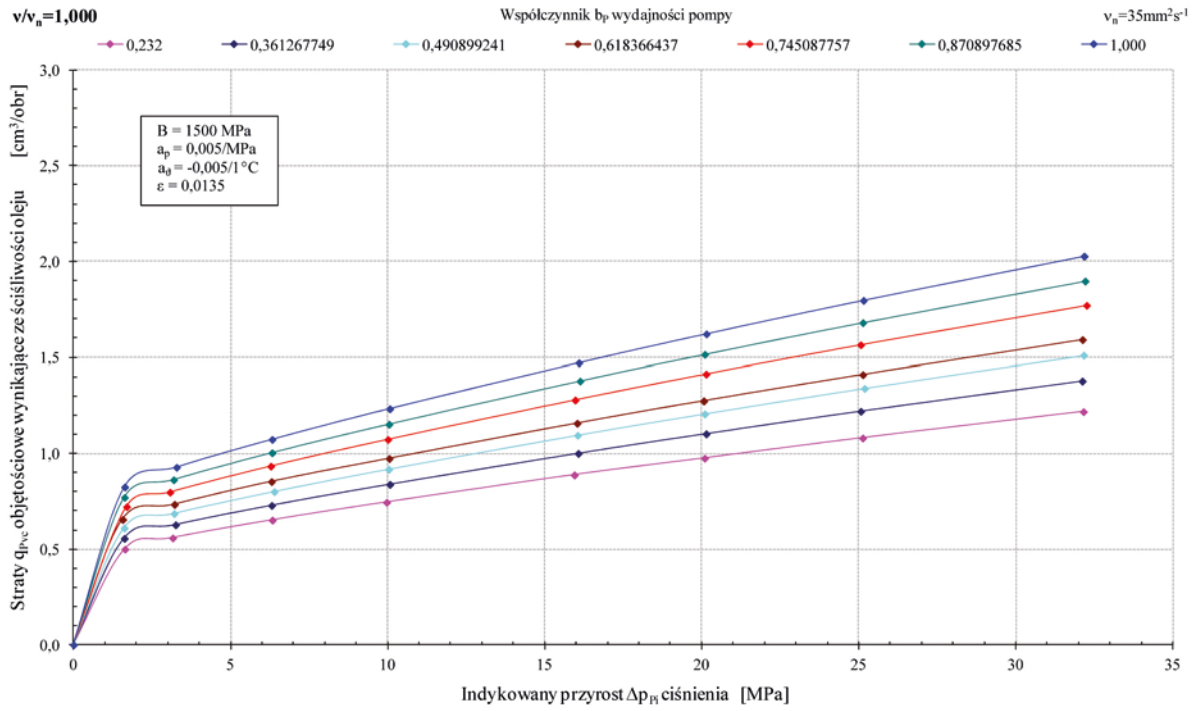
$$\frac{1}{B'} = \frac{1}{B_{\left|p_{P1ia} \approx 0{,}15 MPa,\, \vartheta = 20^{o}C\right.}\left(1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta \Delta \vartheta\right)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \tag{10}$$

Na rys. 3 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 $\vartheta = 20°C$ i $\vartheta = 68°C$ zakresu temperatury oleju hydraulicznego przyjętych w trakcie badań.

W pompie o zmiennej wydajności początkowa objętość V_0 oleju (rys. 4), która ulega ściskaniu w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach pompy, odpowiadająca nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej, jest równa:



Rys. 4. Początkowa objętość ($0{,}5\, q_{Pt} + 0{,}5\, q_{Pgv}$) oleju, która ulega ściskaniu w pompie wyporowej o zmiennej wydajności w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach, odpowiadająca nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej



Rys. 5. Straty q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału, wynikające ze ściśliwości cieczy zapowietrzonej (ε = 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} ($0 \le b_P \le 1$) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)

$$V_0 = 0{,}5\, q_{Pt} + 0{,}5\, q_{Pgv} \tag{11}$$

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 ściskaniu osiąga wartość:

$$V_0 = 0{,}5\, q_{Pt} + 0{,}5\, q_{Pt} = q_{Pt} \tag{12}$$

Zmiana ΔV objętości cieczy, wynikająca ze ściśliwości cieczy na skutek przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach pompy (przedstawiona na rys. 4), jest równa stratom objętościowym q_{Pvc} wynikającym ze ściśliwości oleju w trakcie jednego obrotu jej wału:

$$\Delta V = q_{Pvc} \tag{13}$$

Straty q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu jej wału (rys. 4), wynikające ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju, występujące przy nastawie q_{Pgv} jej geometrycznej zmiennej objętości roboczej, określone są (w nawiązaniu do (7) i (8)) wzorem:

$$q_{Pvc} = \frac{(0{,}5\, q_{Pt} + 0{,}5\, q_{Pt})\,\Delta p_{Pi}}{B'} \tag{14}$$

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$, wzorem:

$$q_{Pvc} = \frac{q_{Pt}\,\Delta p_{Pi}}{B'} \tag{15}$$

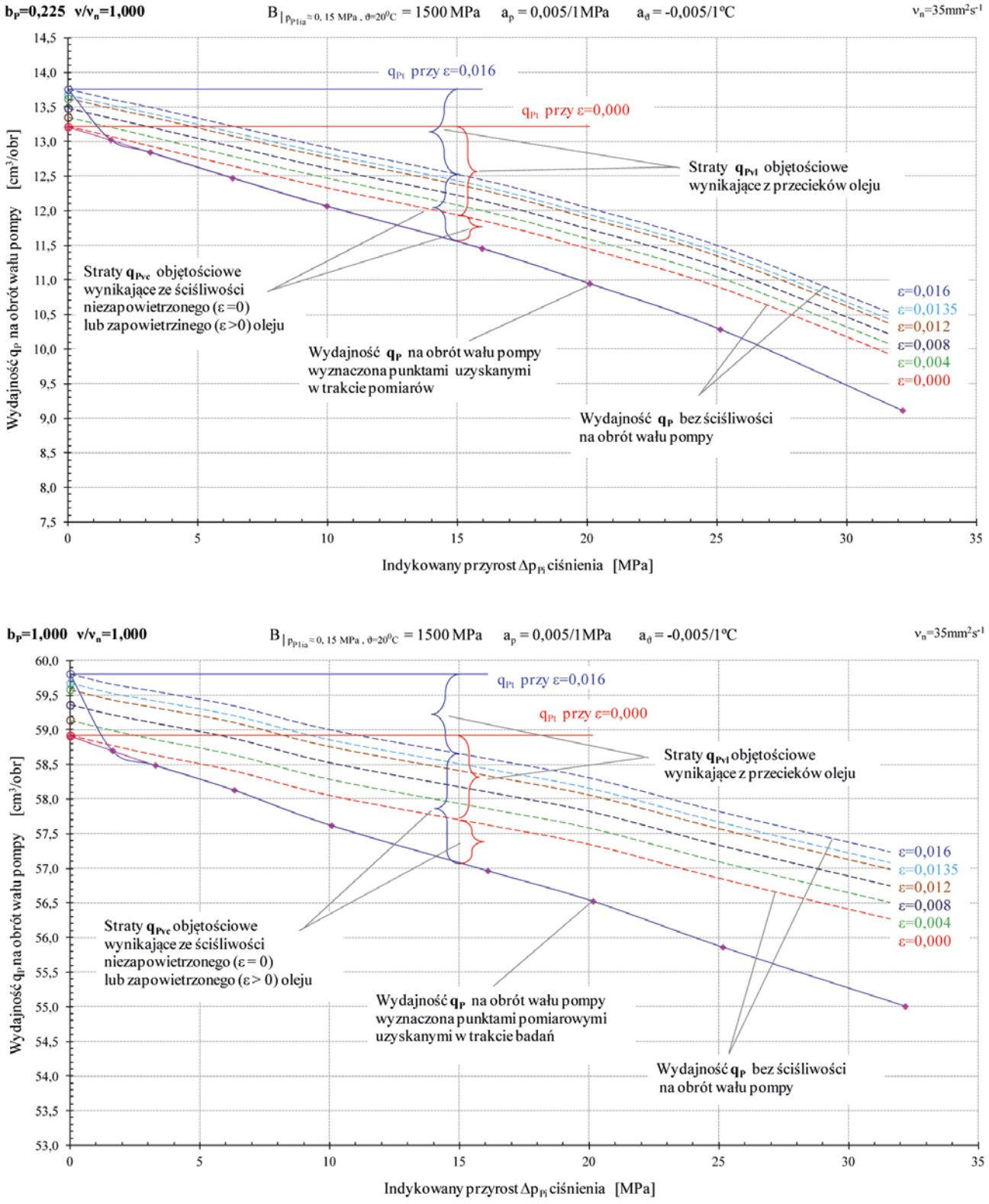
a po zastąpieniu wyrażeniem (10), wzorem:

$$q_{Pvc} = (0{,}5\, q_{Pt} + 0{,}5\, q_{Pgv}) \times \left[\frac{1}{B_{\left|p_{P1ia} \approx 0{,}15MPa,\, \vartheta = 20^{o}C}} \left(1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta\, \Delta\vartheta\right) + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \tag{16}$$

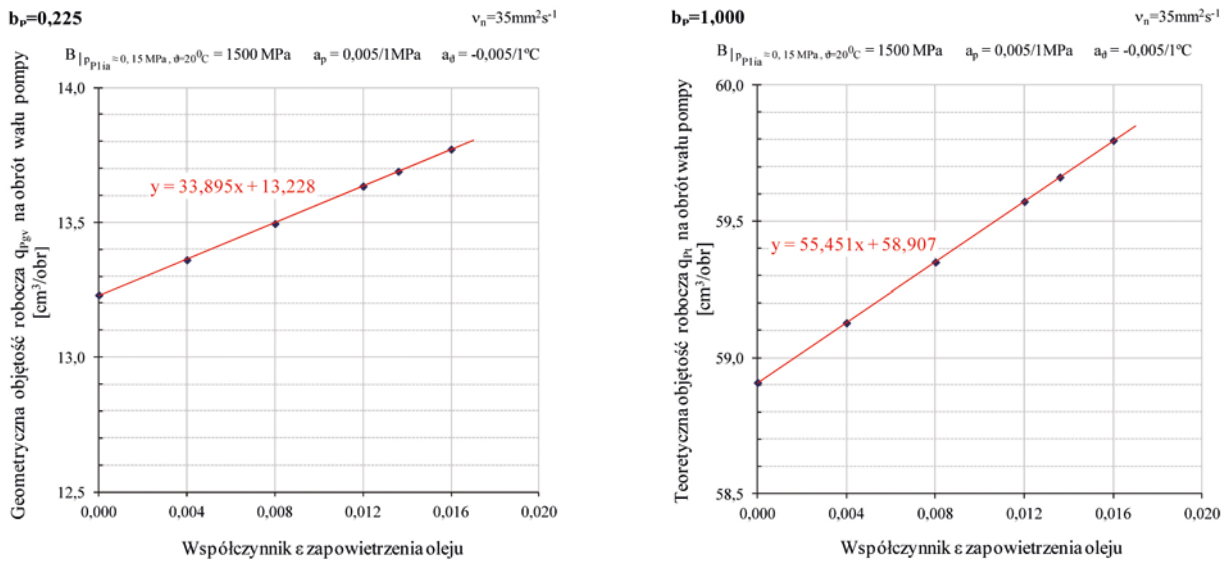
zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$, wzorem:

$$q_{Pvc} = q_{Pt} \times \left[\frac{1}{B_{\left|p_{P1ia} \approx 0{,}15MPa,\, \vartheta = 20^{o}C}} \left(1 + a_p \Delta p_{Pi} + a_\vartheta\, \Delta\vartheta\right) + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi} \tag{17}$$

Na rysunku 5 przedstawiono przykładowo (przy założonym współczynniku ε = 0,0135 zapowietrzenia oleju) wyniki obliczeń strat $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wydajności badanej pompy w trakcie jednego obrotu wału z uwzględnieniem wzoru (16) dla przypad-



Rys. 6. Zależność wydajności q_P pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w jej komorach roboczych, przy współczynniku b_P = 0,225 i b_P = 1 zmiany wydajności pompy; wielkości q_{Pgv} geometrycznej objętości roboczej i q_{Pt} teoretycznej objętości roboczej na obrót wału (określone przy Δp_{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 (ε = 0÷0,016); współczynnik lepkości ν/ν_n = 1, temperatura oleju ϑ = 43°C (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



Rys. 7. Efekt oceny geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału pompy wynikający z założenia współczynnika ε zapowietrzenia oleju przetłaczanego przez pompę; ocena q_{Pgv} i q_{Pt} (rys. 7, rys. 8) wynika z aproksymacji, przy $\Delta p_{Pi} = 0$, zależności wydajności q_P pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} 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)

ków nastawy q_{Pgv} geometrycznej zmiennej objętości roboczej oraz z uwzględnieniem wzoru (17) dla przypadku maksymalnej nastawy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ czyli przypadku teoretycznej objętości roboczej pompy.

Zmiana strat q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału, wynikających ze ściśliwości cieczy, jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przedstawiona na rysunku 5, uwzględnia więc wpływ zmieniających się objętości V_0 (rys. 4) cieczy w komorach roboczych podlegających ściskaniu, będących rezultatem 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 $q_{Pv} = Q_{Pv}/n_P$ 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.

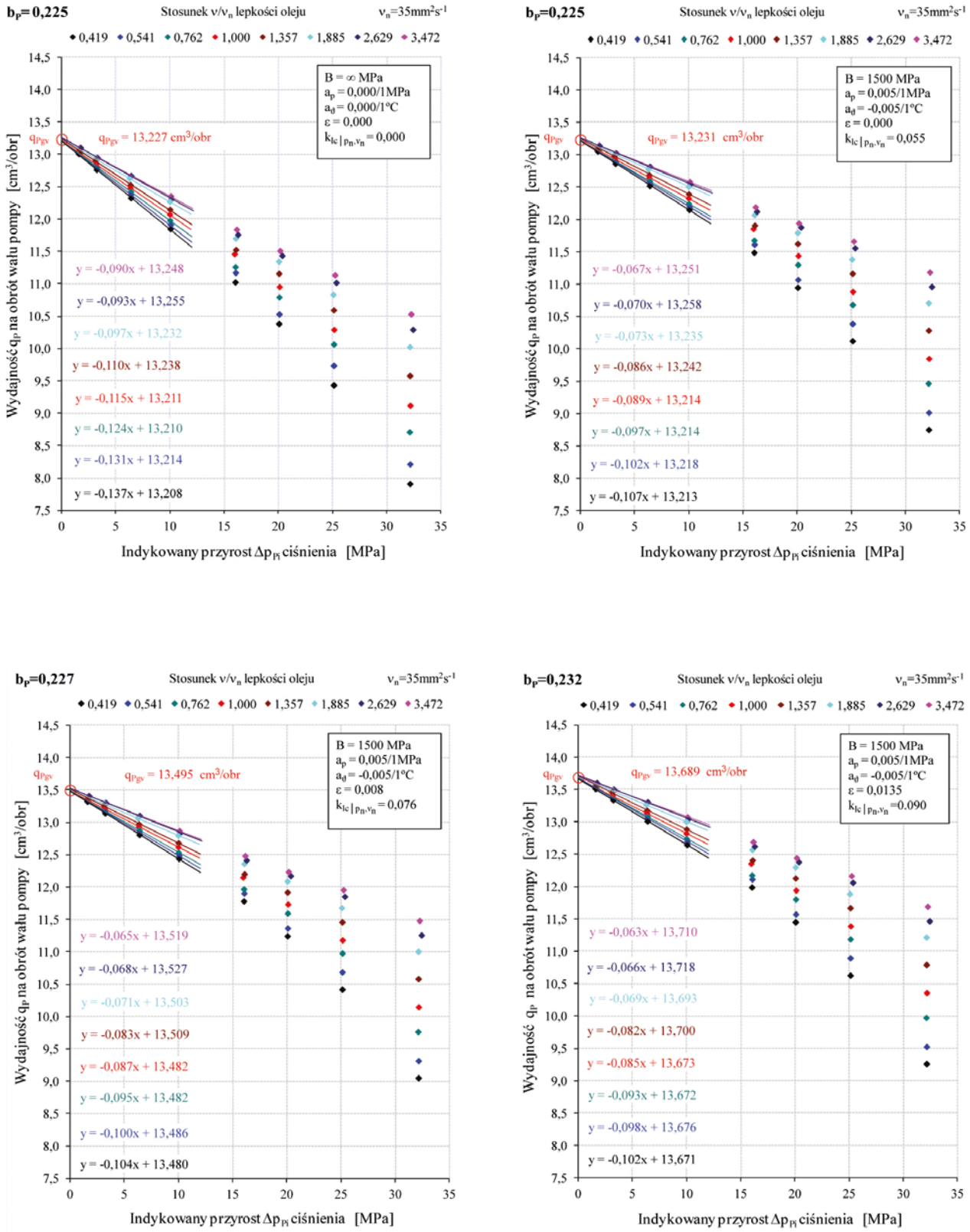
3. Wyznaczanie geometrycznej zmiennej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy

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 $0 \le q_{Pgv} \le q_{Pt}$, a odpowiadające im współczynniki $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zmiany wydajności pompy zmieniają się w przedziale $0 \le b_P \le 1$. Dokładna ocena wartości współczynnika $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zależy więc od dokładności oceny q_{Pgv} i q_{Pt}.

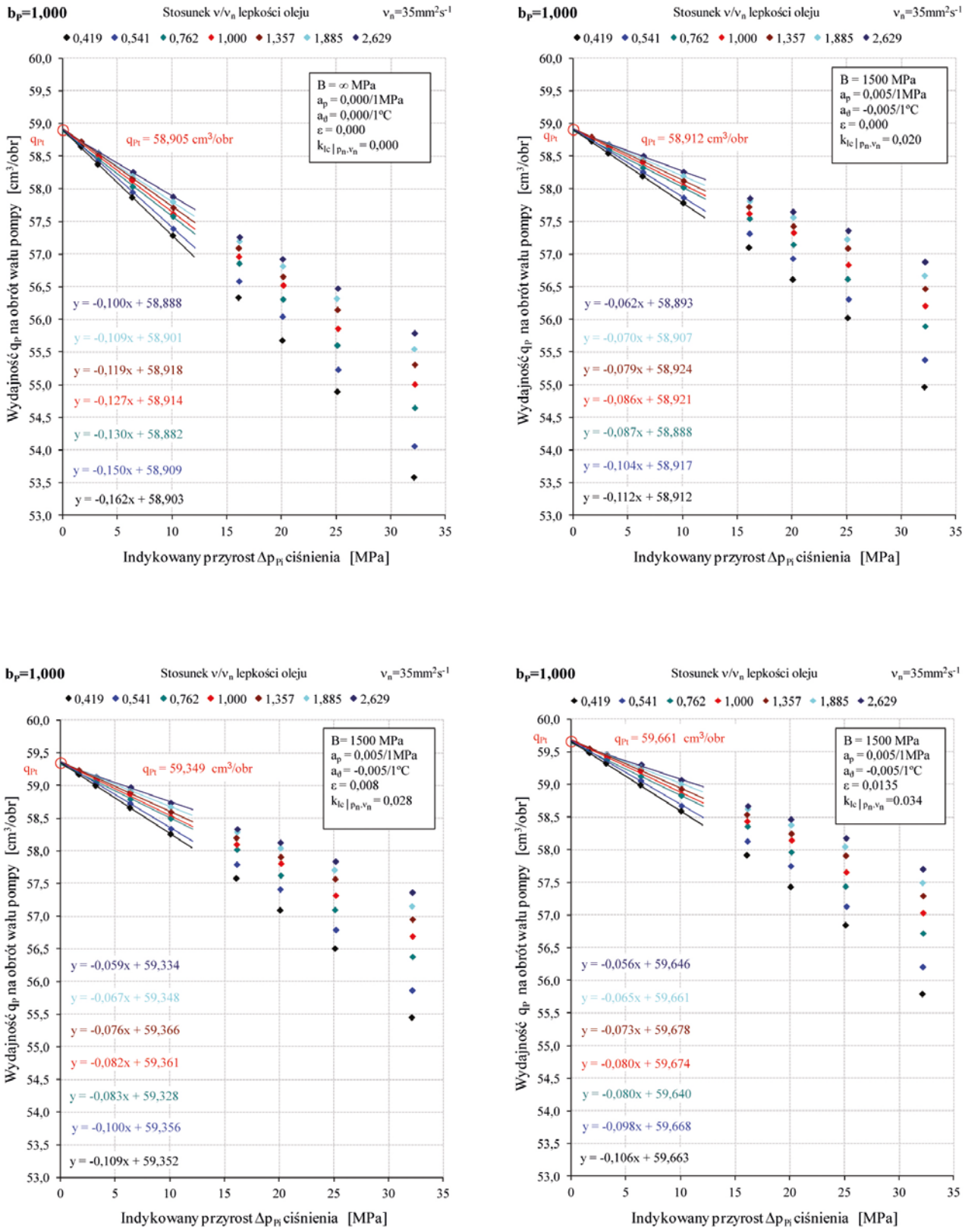
Teoretyczna objętość robocza q_{Pt} i geometryczne objętości robocze q_{Pgv} pompy są oceniane przy indykowanym przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych równym zeru ($\Delta p_{Pi} = 0$); ich wielkości są określane drogą aproksymacji, w punkcie $\Delta p_{Pi} = 0$, linii $q_P = Q_P/n_P = f(\Delta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

Rys. 6 przedstawia przykład zależności $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ wydajności q_P na obrót wału badanej pompy osiowej tłokowej od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy współczynnikach $b_P = 0{,}225$ i $b_P = 1$ zmiany wydajności pompy na obrót wału. Są to więc przykłady poszukiwania geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału pompy oraz oceny podziału natężenia q_{Pv} 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.

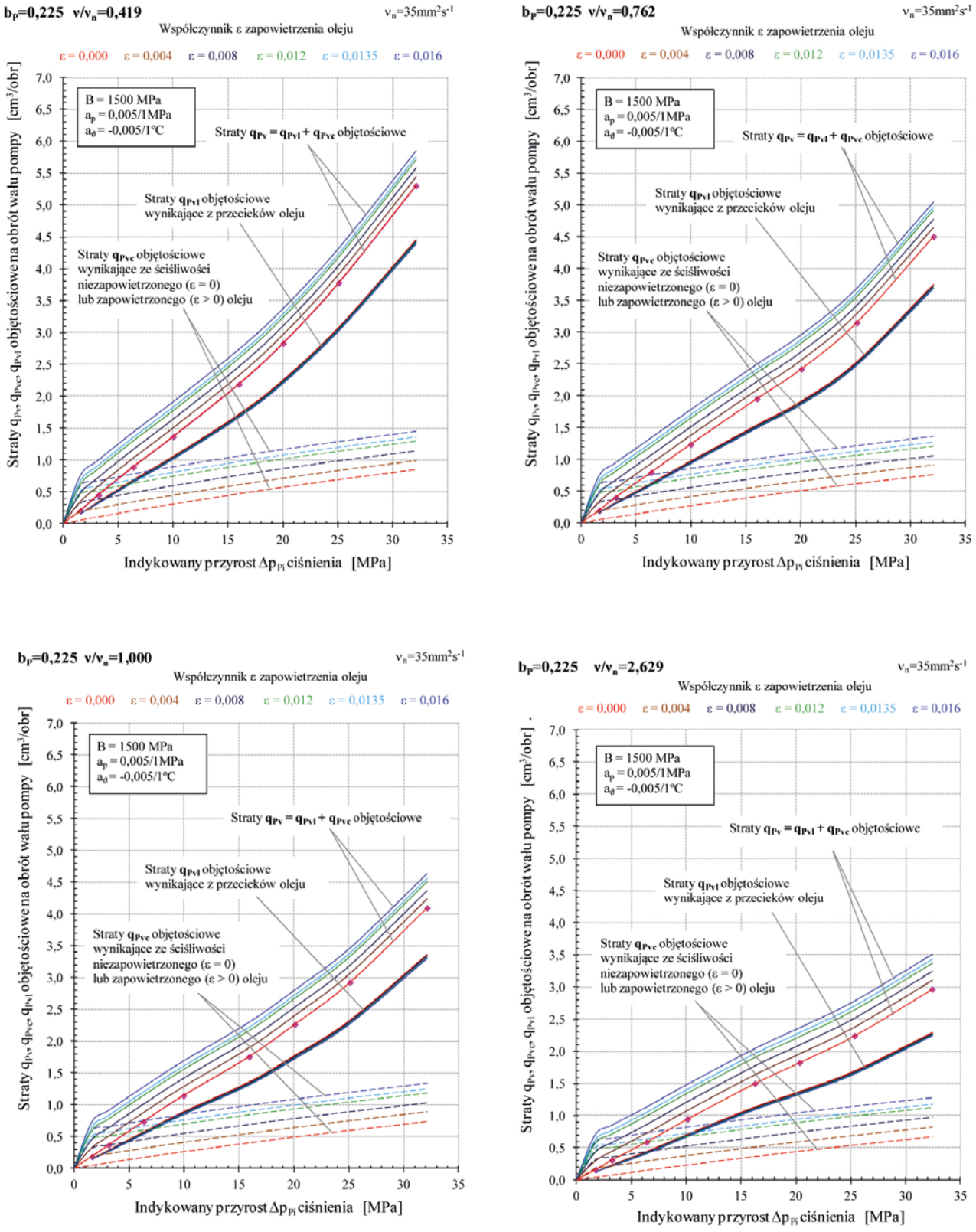
Określone za pomocą wzoru (16) straty $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ w trakcie jednego obrotu wału, wynikające ze ściśliwości cieczy, występujące przy nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej pompy (lub wg wzoru (17) przy nastawie q_{Pt} teoretycznej objętości roboczej pompy) dodawane są do wydajności $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ na obrót wału określonej linią przebiegającą przez punkty pomiarowe wynikające z badań. W wyniku dodania $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ do $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ otrzymujemy przebieg $q_{P\ \text{bez ściśliwości}} = f(\Delta p_{Pi})$ wydajności pompy jako różnicę między q_{Pgv} (bądź q_{Pt}) a stratami objętościowymi q_{Pvl} wynikającymi z przecieków oleju (niezależnymi od ściśliwości cieczy):



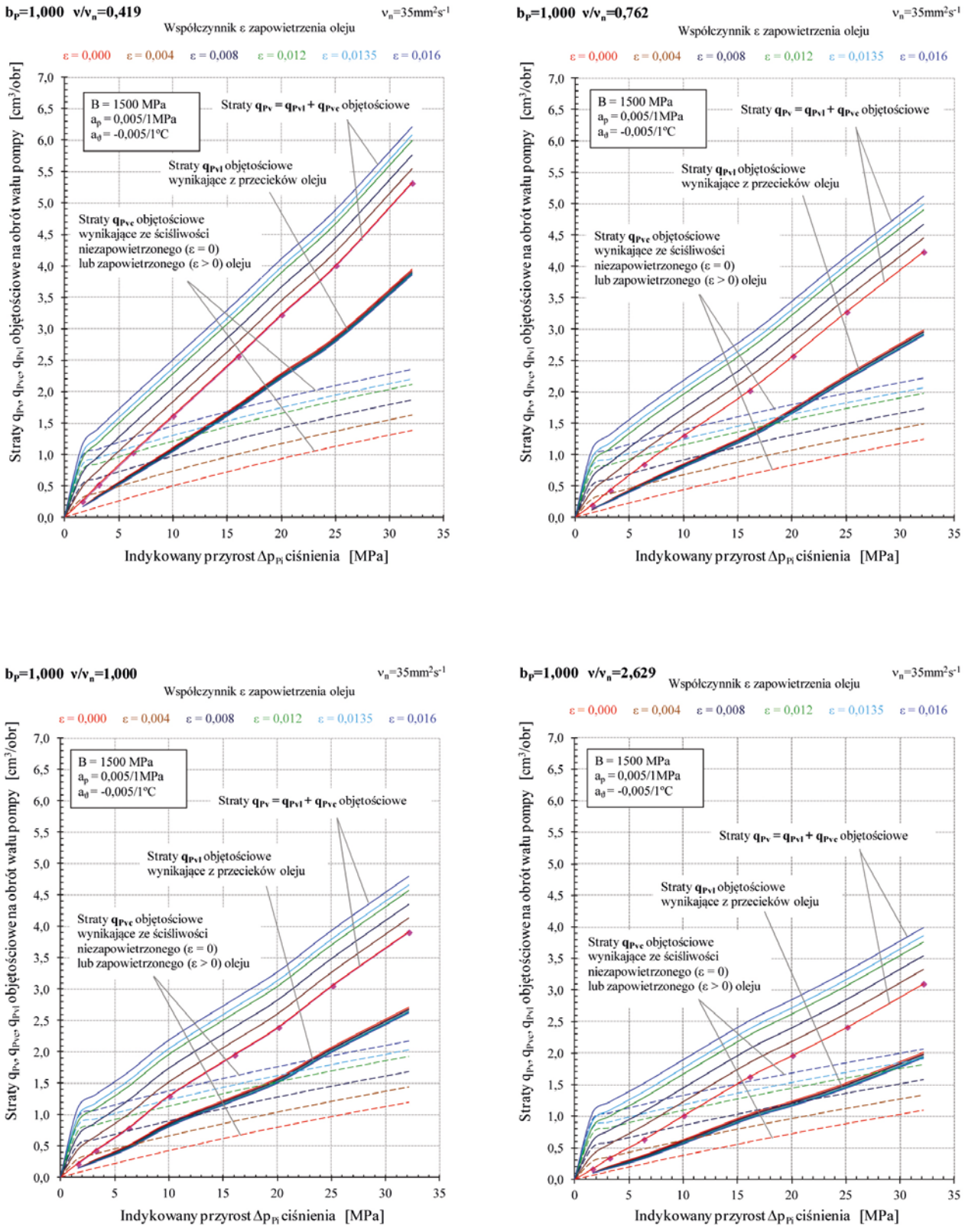
Rys. 8a. Wyznaczenie geometrycznej zmiennej objętości roboczej q_{Pgv}($q_{Pgv} = b_P \cdot q_{Pt}$) i wartości współczynnika b_P wydajności pompy na podstawie zależności wydajności q_P pompy na jeden obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju oraz średnia wartość q_{Pgv}; założone wielkości $B = \infty$ i $B = 1500$ MPa, założone wartości $\varepsilon = 0$, $\varepsilon = 0{,}008$, $\varepsilon = 0{,}0135$, $b_P = 0{,}225$ (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



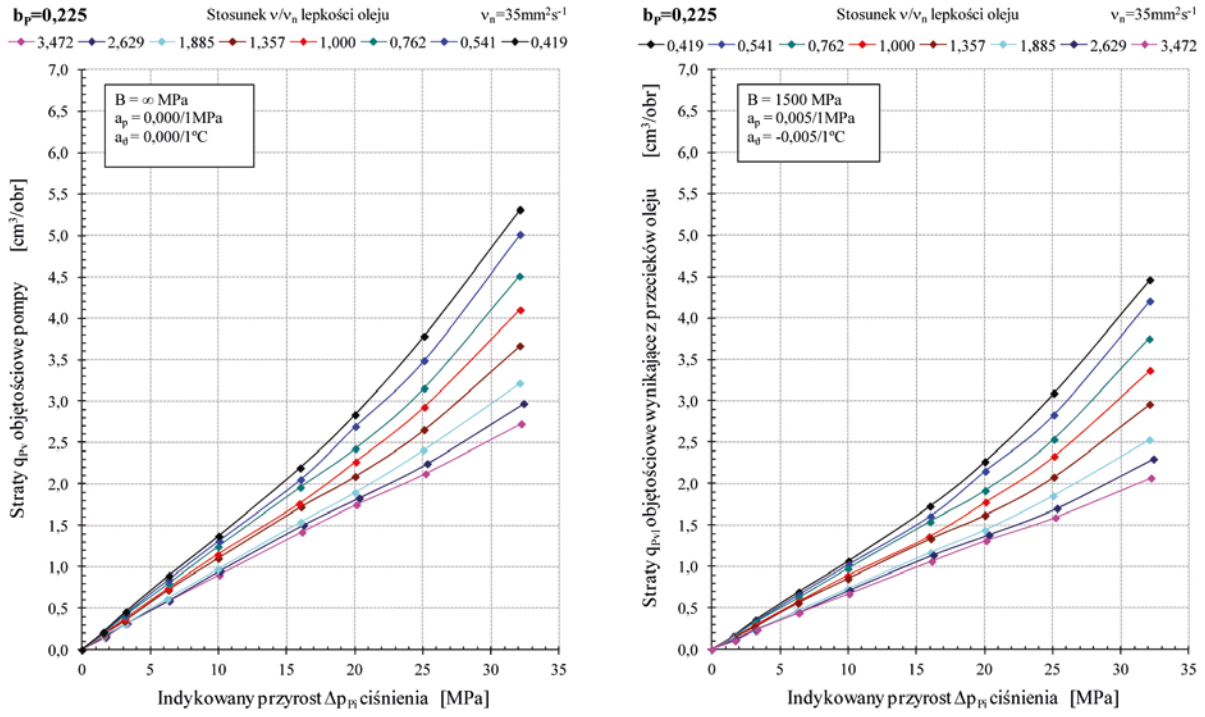
Rys. 8 b. Wyznaczenie teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy (współczynnik wydajności pompy b_P = 1) na podstawie zależności wydajności q_P pompy na jeden obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju oraz średnia wartość q_{Pt}; założone wielkości $B = \infty$ i B = 1500 MPa, założone wartości ε = 0, ε = 0,008, ε = 0,0135 (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



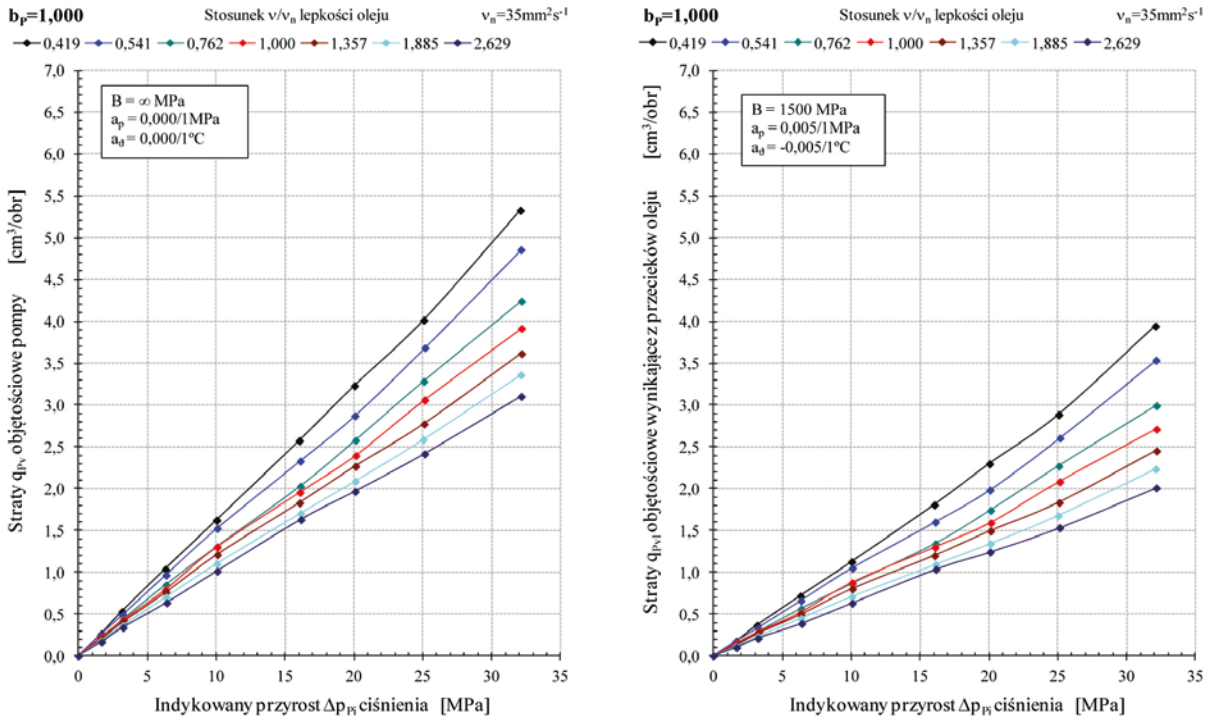
Rys. 9a. Podział strat objętościowych $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ na obrót wału w komorach roboczych pompy na straty $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikające ze ściśliwości oleju oraz straty $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikające z przecieków oleju przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia oleju i różnych wartościach ν/ν_n współczynnika lepkości oleju w badanej pompie, przy geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} pompy (b_P = 0,225) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



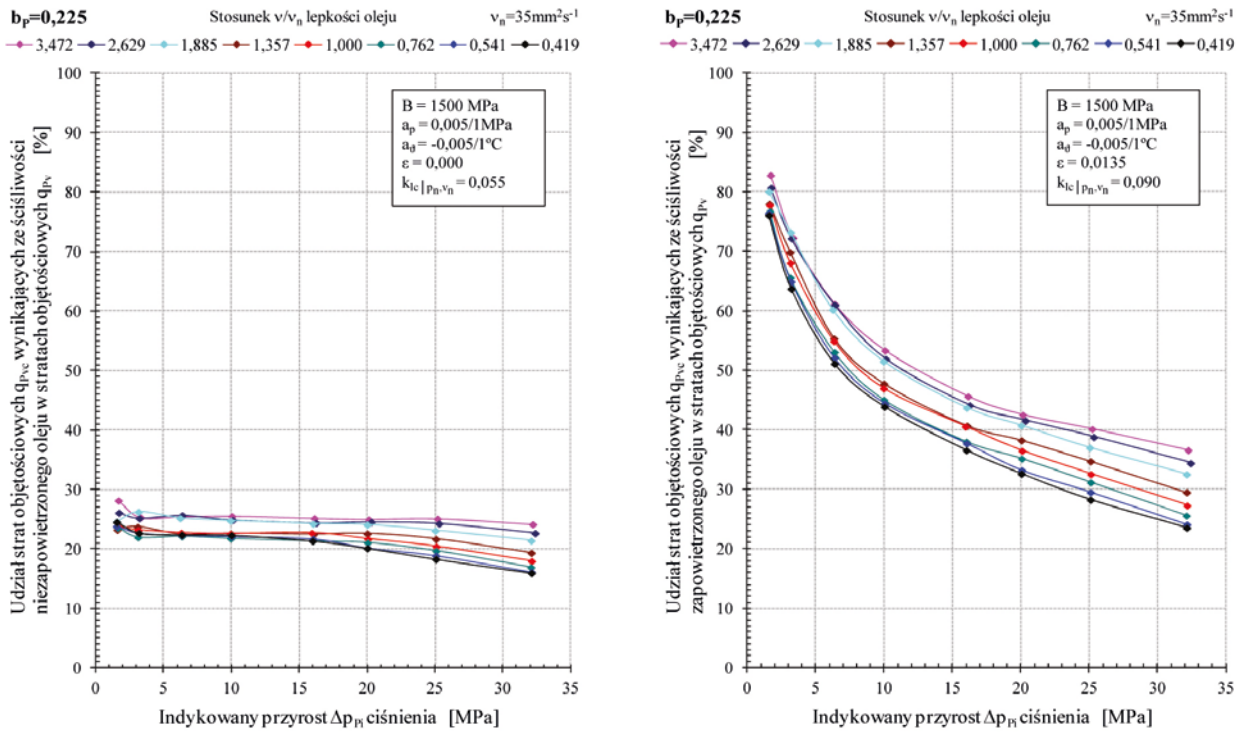
Rys. 9b. Podział strat objętościowych $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ na obrót wału w komorach roboczych pompy na straty $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikające ze ściśliwości oleju oraz straty $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikające z przecieków oleju przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia oleju i różnych wartościach ν/ν$_n$ współczynnika lepkości oleju w badanej pompie, przy teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy (b_P = 1) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



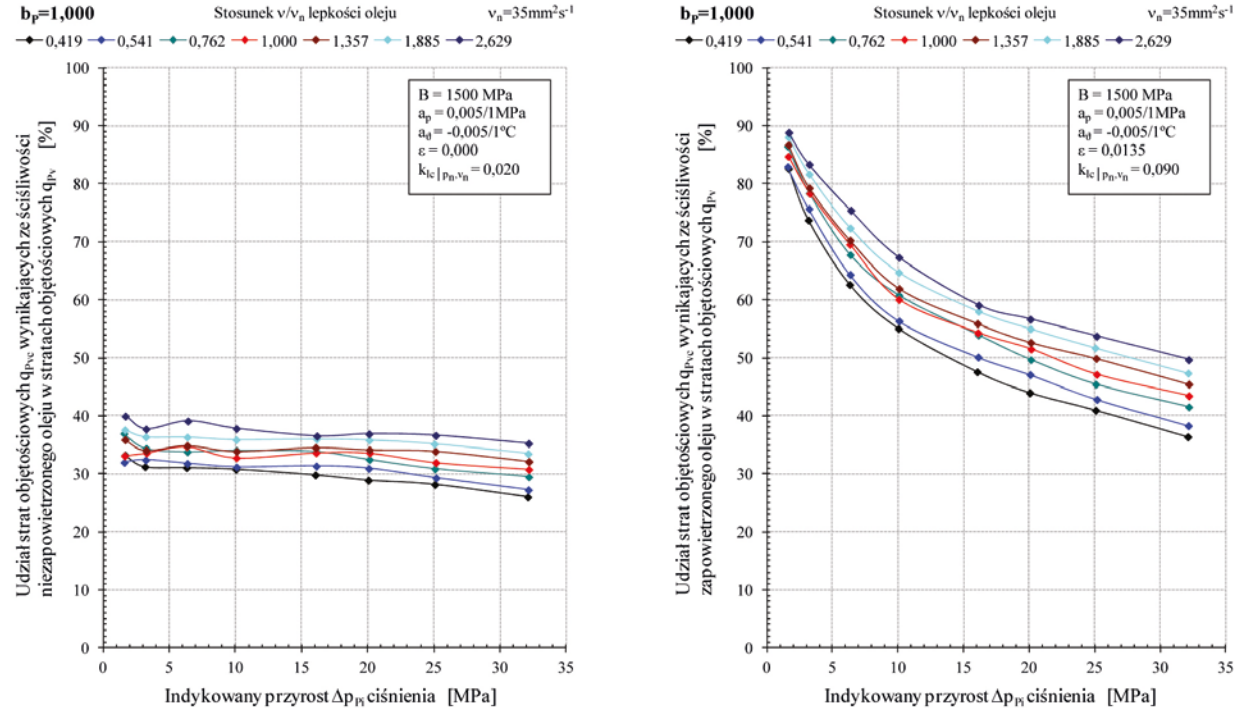
Rys. 10 a. Straty objętościowe q_{Pv} (przy założeniu $B = \infty$) bądź straty objętościowe q_{Pvl} na obrót wału wynikające z przecieków oleju (przy założeniu B = 1500 MPa, a_p = 0,005 / 1 MPa, a_ϑ = –0,005 / 1°C) jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju, przy współczynniku b_P = 0,225 zmiany wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy ($b_P = q_{Pgv} / q_{Pt}$) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



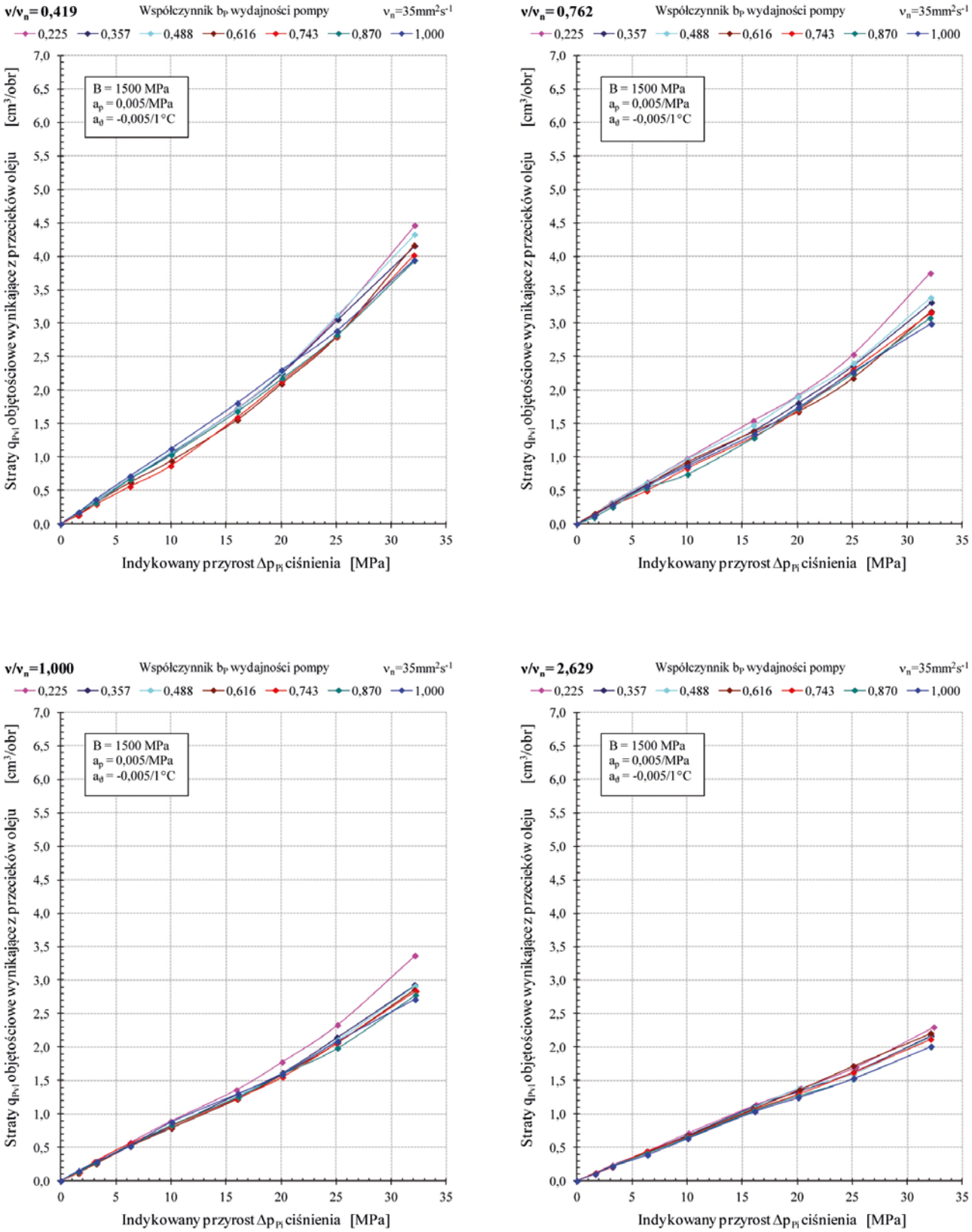
Rys. 10 b. Straty objętościowe q_{Pv} (przy założeniu $B = \infty$) bądź straty objętościowe q_{Pvl} na obrót wału wynikające z przecieków oleju (przy założeniu B = 1500 MPa, a_p = 0,005 / 1 MPa, a_ϑ = –0,005 / 1°C) jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju, przy współczynniku b_P = 1 zmiany wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy ($b_P = q_{Pgv} / q_{Pt}$) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



Rys. 11 a. Udział strat objętościowych q_{Pvc} na obrót wału wynikających ze ściśliwości niezapowietrzonego (ε = 0) i zapowietrzonego (ε = 0,0135) oleju w stratach objętościowych q_{Pv} pompy przy współczynniku b_P = 0,225 wydajności pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



Rys. 11 b. Udział strat objętościowych q_{Pvc} na obrót wału wynikających ze ściśliwości niezapowietrzonego (ε = 0) i zapowietrzonego (ε = 0,0135) oleju w stratach objętościowych q_{Pv} pompy przy współczynniku b_P = 1 wydajności pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



Rys. 12. Straty objętościowe q_{Pvl} na obrót wału wynikające z przecieków oleju jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach współczynnika b_P wydajności pompy i różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju; straty q_{Pvl} są praktycznie niezależne od współczynnika b_P wydajności pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00).

$$(q_{P\ \text{bez ściśliwości}} = q_{Pvc} + q_P) = f(\Delta p_{Pi}) \quad (18)$$

$$(q_{P\ \text{bez ściśliwości}} = q_{Pgv}\ (\text{bądź}\ q_{Pt}) - q_{Pvl}) = f(\Delta p_{Pi}) \quad (19)$$

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

$$q_{P\ \text{bez ściśliwości}} = q_{Pgv}\ (\text{lub}\ q_{Pt}) \quad (20)$$

Jak pokazuje rysunek 6, teoretyczna objętość robocza q_{Pt} badanej pompy, określona 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, uzyskuje praktycznie tę samą wielkość $q_{Pt} = 58{,}9$ cm^3/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 7. Przykładowo, teoretyczna objętość robocza, przy założeniu współczynnika $\varepsilon = 0{,}0135$, uzyskuje wielkość $q_{Pt} = 59{,}57$ cm^3/obr.

Rysunki 8 a i 8 b przedstawiają wielkości geometrycznej objętości roboczej $q_{Pgv}(b_p = 0{,}225)$ i teoretycznej objętości roboczej $q_{Pt}(b_p = 1)$ na obrót wału pompy uzyskane przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju, a także średnie wartości q_{Pgv} i q_{Pt} uzyskane przy założonych wielkościach $B = \infty$, $B = 1500$ MPa modułu sprężystości objętościowej, przy założonych wartościach $\varepsilon = 0$, $\varepsilon = 0{,}008$ i $\varepsilon = 0{,}0135$ współczynnika zapowietrzenia oleju.

4. Wyniki badań strat objętościowych

Na rysunkach 9 a i 9 b przedstawiono podział strat objętościowych $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ na obrót wału na straty $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikające ze ściśliwości oleju oraz straty $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikające z przecieków oleju przy różnych wartościach ε współczynnika zapowietrzenia oleju w badanej pompie, przy geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału pompy. Widzimy niezmienione, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia, przebiegi zależności strat $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikających z przecieków oleju oraz zmieniające 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 oleju.

Rysunki 10 a i 10 b przedstawiają zależność strat objętościowych q_{Pv} na obrót wału pompy (przy założeniu $B = \infty$) bądź zależność strat objętościowych q_{Pvl} na obrót wału wynikających z przecieków oleju (przy założeniu $B = 1500$ MPa, $a_p = 0{,}005/1$ MPa, $a_\vartheta = -0{,}005/1°C$) od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach ν/ν_n lepkości oleju, przy współczynnikach $b_P = 0{,}225$ i $b_P = 1$ zmiany wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy. Przy uwzględnieniu ściśliwości cieczy, straty wynikające z przecieków oleju w komorach roboczych pompy okazują się wyraźnie mniejsze.

Rys. 11 a i 11 b przedstawiają wysoki udział strat objętościowych q_{Pvc} na obrót wału wynikających ze ściśliwości niezapowietrzonego ($\varepsilon = 0$) i zapowietrzonego ($\varepsilon = 0{,}0135$) oleju jako składnika strat $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$ objętościowych w badanej pompie. Przy współczynniku $b_P = 1$ zmiany wydajności pompy i współczynniku $\varepsilon = 0$ (przy oleju niezapowietrzonym) udział ten mieścił się w granicach od 30 do 40%. Przy współczynniku zapowietrzenia $\varepsilon = 0{,}013$, udział ten zmienia się w granicach od 40–50% do 80–90%. Przy współczynniku $b_P = 0{,}225$ zmiany wydajności pompy udział ten jest nieco niższy, ale równie wysoki.

Rys. 12 przedstawia obraz strat objętościowych q_{Pvl} na obrót wału wynikających z przecieków oleju jako zależność od indykowanego przyrostu Δ_{pPi} ciśnienia w komorach roboczych, przy różnych wartościach współczynnika b_P wydajności pompy i różnych wartościach ν/ν_n lepkości oleju. Malejąca lepkość ν oleju wyraźnie wpływa na wzrost przecieków w pompie, natomiast zmiana współczynnika b_P wydajności pompy nie ma praktycznego wpływu na przecieki w komorach.

5. Wnioski

Możliwość określenia zapowietrzenia cieczy roboczej i wynikającej z tego ściśliwości cieczy umożliwia określenie strat q_{Pv} objętościowych oraz podział tych strat na straty q_{Pvl} wynikające z przecieków w komorach i straty q_{Pvc} wynikające ze ściśliwości cieczy w komorach, które nie wiążą się z konstrukcją pompy wyporowej.

Wpływ ściśliwości cieczy na ocenę strat objętościowych w pompie przy współczynniku $\varepsilon = 0{,}0135$ zapowietrzenia oleju był duży. Straty wynikające ze ściśliwości cieczy stanowiły od 30 do 90% strat objętościowych w zależności od wielkości przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, stosunku ν/ν_n lepkości oleju i współczynnika b_P wydajności pompy.

Znajomość ściśliwości cieczy niezapowietrzonej umożliwia wyznaczenie strat objętościowych wynikających z przecieków cieczy w komorach pompy.

Należy wyraźnie rozdzielić straty objętościowe wynikające z przecieków cieczy i straty objętościowe wynikające ze ściśliwości cieczy, a do oceny pompy przyjmować tylko straty wynikające z przecieków.

Literatura

[1] Koralewski J.: *Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie o zmiennej wydajności*. Rozdział w monografii p.t.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, E. Palczaka i A. Medera. Biblioteka „Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag", Gliwice 2011.

[2] Koralewski J.: *Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie o zmiennej wydajności*. „Napędy i Sterowanie" 9/2011.

[3] Koralewski J.: *Influence of hydraulic oil viscosity on the volumetric losses in a variable capacity piston pump*. „Polish Maritime Research" 3/2011, Vol. 18.

[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 I. Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump*. International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16–18 maja 2012. ODK SIMP, Wrocław 2012.

[5] 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, Wrocław, 16–18 maja 2012. ODK SIMP, Wrocław 2012.

[6] 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.

[7] 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.

[8] Paszota Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym*. Rozdział w monografii p.t.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją A. Klicha, E. Palczaka i A. Medera. Biblioteka „Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag", Gliwice 2011.

[9] Paszota Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym*. „Napędy i Sterowanie" 10/2011.

[10] 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.

[11] Guillon M.: *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1967.

[12] Osiecki A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 2004.

[13] Paszota Z.: *Method of determining the degree of liquid aeration in a variable capacity displacement pump*. „Polish Maritime Research" 3/2013, Vol. 20.

Jan Koralewski – Politechnika Gdańska,
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa

artykuł recenzowany