

ZESZYTY NAUKOWE WYSZEJ SZKOŁY PEDAGOGICZNEJ W BYDGOSZCZY  
Studia Techniczne 1980 z.8

Wiesław Garbatowski  
Politechnika Poznańska

Ewaryst Grodzki  
WSP Bydgoszcz

OCENA WARUNKÓW SMAROWANIA SWORZNIA TŁOKOWEGO SPRĘ-  
ŻARKI A200P PRZY WYKORZYSTANIU METOD OBLICZENIOWYCH  
FULLERA I LICHTA

W s t ę p

W sprężarkach powietrza A200P, produkowanych przez Zakłady Metalurgiczne "POMET" w Poznaniu, wystąpiły przypadki pęknięcia łożów korbowodów.

Pęknięcia te miały miejsce podczas I stopnia sprężania w sprężarkach wykorzystywanych w lokomotywach. Wystąpił również jeden przypadek pęknięcia łoża korbowodu w trakcie II stopnia sprężania w sprężarce, nie pracującej w lokomotywie, przy czym jej praca odbywała się przy obciążeniach mniejszych niż w poprzedniej sytuacji.

Podstawowe parametry sprężarki /sprężarka powietrza, czterocylindrowa, widlasta, dwustopniowa/ są następujące:

- max. ciśnienie tłoczenia -  $p_{max} = 980 \text{ kN/m}^2$
- ciśnienie nominalne -  $p_{nom} = 785 \text{ kN/m}^2$
- wydatek -  $V = 0,53 \text{ m}^3/\text{s}$
- obroty -  $n = 27,17 \text{ s}^{-1}$
- średnice cylindrów:
  - I stopnia -  $\varnothing 155 \text{ mm}$
  - II stopnia -  $\varnothing 82 \text{ mm}$

Sworznie tłokowe w tych sprężarkach łożyskowane były w tulejkach z brązu B101 /wg PN-60/H-87026/ od początku pro-

dukcji tych sprężarek w ZM "POMET".

Produkcja tulejek w stosunkowo małych seriach była zbyt kosztowna. Wprowadzono więc zmianę do produkcji, polegającą na zastosowaniu cienkościennych tulejek bimetalowych, związanych z taśmy i produkowanych przez Wytwórnę Łożysk Ślizgowych "Bimet" w Oliwie. Tulejki te są powszechnie stosowane w silniku samochodowym 8-13/15 Fiat 125P i wprowadzenie ich do sprężarek zapowiadało oszczędności na robociźnie.

W wyniku dokonanych zmian, wystąpiły pęknięcia łożów korbowodów, o których wspomniano na wstępie.

Analizując przyczyny [2], zwrócono uwagę na zjawisko łagodzenia działania sił gazowych i sił bezwładności dzięki istnieniu warstewki smaru między pracującymi powierzchniami tulejki i sworznia.

Problematyka związana ze smarowaniem sworznia tłokowego sprężarki stanowi przedmiot niniejszego artykułu.

W a r s t e w k i   h y d r o s t a t y c z n e   p o w -  
s t a j ą c e   p r z y   w y c i s k a n i u   s m a r u

Na powierzchniach nośnych łożysk ślizgowych dociażonych siłami o zmiennych kierunkach lub poddanych działaniu obciążeń pulsacyjnych zachodzi niebezpieczeństwo przerwania ciągłości warstewki smaru, istniejącej między elementami współpracującymi.

Zjawisko to, powodujące wzrost nacisków i powstanie nieciągłości ruchu posuwistego lub tocznego, prowadzi do szybkiego zniszczenia łożyska.

Z prowadzonych badań nad zjawiskiem wyciskania smaru wynika, iż często nie dochodzi do bezpośredniego styku metalicznego elementów współpracujących łożyska, mimo zaniku ruchu względnego tych części. Pomędzy powierzchniami roboczymi łożyska występuje wtedy warstewka smaru.

Zjawisko to należy tłumaczyć tym, że zbliżanie do siebie

dwu powierzchni współpracujących nie powoduje natychmiastowego, całkowitego wyciśnięcia warstewki smaru zawartej między nimi, wzrasta natomiast ciśnienie smaru, który dzięki swym własnościom może przez pewien okres czasu przenosić działające z zewnątrz naciski.

Przy krótkotrwałym działaniu obciążenia nie dochodzi więc do metalicznego styku powierzchni współpracujących. Jeżeli nastąpi zmiana kierunku działania obciążenia, względnie zmniejszy się nacisk, to warstewka smaru - zanim ulegnie ponownemu ściśnięciu - może wrócić do poprzedniej grubości. Decydujący wpływ ma odnawianie się warstewki smaru oraz zachowanie jej wymaganej nośności wywiera odpowiednie umieszczenie otworów, rowków i wgłębień smarowych.

Badania wykazały, że ciśnienie oleju w warstewce smarnej wzrasta w miarę jego wyciskania, czyli podczas wzajemnego zbliżania się do siebie elementów współpracujących. Osiąga ono wartość maksymalną, gdy grubość warstewki smaru zbliża się do wysokości chropowatości powierzchni metalowych, natomiast gwałtownie spada, gdy zanika ruch względny.

Łożyska obciążone dynamicznie np. w silnikach spalinowych w pewnych warunkach przenoszą większe obciążenia niż to wynika z klasycznej teorii łożysk /odnoszącej się do łożysk obciążonych jednokierunkowo/. Różnica między charakterystyką łożysk obciążonych jednokierunkowo a łożysk będących pod działaniem obciążeń pulsacyjnych lub obciążeń o zmiennym kierunku wynika ze zdolności powierzchni roboczych łożyska do przenoszenia działających sił nawet wówczas, gdy nie występuje względny poślizg.

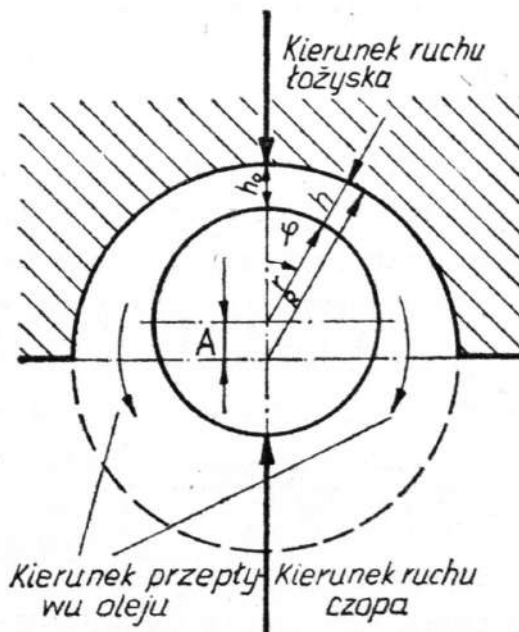
Przedmiotem prowadzonych w niniejszym artykule rozważań jest łożysko łoża korbowodu, w którym w pewnym czasie nie występuje względny ruch poślizgowy. Przy ustalaniu wzajemnych relacji pomiędzy zmiennymi parametrami uwzględnionymi w analizie posłużono się zależnościami dotyczącymi smarowania hydrostatycznego.

## Współpraca sworznia z tuleją

Zbliżanie się sworznia i tulei powoduje wzrost ciśnienia w warstewce smaru, dzięki czemu warstewka przejmuje obciążenie i nie dopuszcza do bezpośredniego zetknięcia się powierzchni metalowych. Ciśnienie to wzrasta progresywnie w miarę zmniejszania się odległości między elementami współpracującymi. Osiąga zaś wartość maksymalną, gdy wymiary warstewki smaru zbliżają się do wymiarów chropowatości powierzchni metalowych.

Czas potrzebny do zmiany grubości warstewki smaru od  $h$  do  $h_{\min}$  rośnie w miarę zmniejszania się tej grubości. Oznacza to, że prędkość zbliżania się powierzchni sworznia do powierzchni tulei maleje w miarę zmniejszania się grubości warstewki smaru między nimi.

W połączeniu sworzniowym zachodzi typowy przykład zbliżania się do siebie dwóch elementów współpracujących. Schemat sworznia tłokowego o promieniu  $r$  i tulei łożyskowej o promieniu  $R$  - zbliżających się do siebie z prędkością względną  $v$  - przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Działanie amortyzacyjne warstewki oleju w łożysku sworzniowym

Olej wyciskany jest /przez elementarną szczelinę o długości równej  $rd\varphi$  i szerokości  $b$ / z górnej przestrzeni szczeliny łożyskowej w dół, zgodnie z kierunkiem wskazanym przez strzałki. Założono, że długość łożyska jest znacznie większa od średnicy, co oznacza, że upływ oleju wzdłuż tworzącej czopa jest, w porównaniu z upływem na boki /w płaszczyźnie prostopadłej do osi czopa/, tak mały, że można go pominąć.

Z rozważań teoretycznych wynika, że natężenie przepływu cieczy lepkiej /nieściśliwej/ przez szczelinę o skończonych wymiarach równa się iloczynowi średniej prędkości przepływu tej cieczy  $v_{sr} = \frac{\Delta p h^2}{12 \eta l}$  przez pole przekroju poprzecznego, tj. przez  $bh$ .

Możemy zatem napisać, że natężenie to równa się

$$q = \frac{\Delta p b h^3}{12 \eta l} \quad (1)$$

gdzie:

- $q$  - natężenie przepływu cieczy
- $\Delta p$  - różnica ciśnień wywołująca przepływ
- $b$  - szerokość szczeliny
- $l$  - długość szczeliny /w kierunku przepływu/
- $h$  - wysokość szczeliny
- $\eta$  - lepkość cieczy /smaru/

Przy rozpatrywaniu szczeliny elementarnej zamiast  $p$  przyjmując należy wartość  $dp$ , zaś długość  $l$  zastąpić długością elementarną szczeliny równą  $rd\varphi$ . Należy zwrócić uwagę, że stosunek  $dp/dq$  jest wartością ujemną /gdy natężenie przepływu wzrasta, to ciśnienie w warstewce maleje/, zatem poprzednie równanie przyjmie postać:

$$q = - \frac{b h^3 dp}{12 \eta rd\varphi} \quad (2)$$

Należy również pamiętać, że grubość warstewki  $h$  nie jest wielkością stałą, lecz zmienia się wraz z kątem  $\varphi$  i mimośrodowością względną  $\xi$ .

Gdy wał spoczywa na panwi łożyska i powierzchnie metalo-

we obu elementach stykają się bezpośrednio, to mimośrodowość względna  $\varepsilon = 1$ . Jeżeli wał i łożysko są współśrodkowe względem siebie, to  $\varepsilon = 0$ .

Luz promieniowy łożyska oznaczono przez  $mr$ , gdzie  $m$  jest modułem luzu wyrażonym w  $\text{cm/cm}$ , jak to wynika z oznaczeń w tabeli 1. Moduł luzu łożyska  $m$  waha się w granicach  $0,5 \cdot 10^{-5}$  do  $3 \cdot 10^{-5}$   $\text{m/m}$ . Wymiar  $A$  /rys. 1./ zwykle jest nieduży w porównaniu z  $r$ , zaś  $h$  jest grubością warstewki dla danego kąta  $\varphi$ , którą wyrażamy równaniem:

$$h = mr - A \cos \varphi \quad (3)$$

gdzie

$$A = \varepsilon mr \quad (4)$$

zatem, grubość warstewki smaru wynosi

$$h = mr (1 - \varepsilon \cos \varphi) \quad (5)$$

a jej grubość minimalna

$$h_0 = mr (1 - \varepsilon) \quad (6)$$

Po podstawieniu zależności (5) do równania (2) otrzymano wyrażenie:

$$q = - \frac{b m^3 r^2 (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3}{12 \eta} \frac{dp}{d\varphi} \quad (7)$$

Objętość oleju przepływająca przez elementarną szczelinę równa jest objętości oleju wypartej przez zmianę położenia czopa względem łożyska. Zatem ilość oleju, która przepłynie przez szczelinę elementarną z jednej strony czopa, wskutek przesunięcia czopa od położenia górnego do położenia odpowiadającego kątowi  $\varphi$ , jest równa

$$q_e = v b r \sin \varphi \quad (8)$$

Porównując równania (7) i (8) stronami oraz całkując je, otrzymano wartość "p" w zależności od "φ" i "r", a więc w dowolnym punkcie

$$p = \frac{12 \eta v}{m^3 r} \left( \frac{1}{2 \varepsilon (1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} + C \right) \quad (9)$$

Stałą całkowania C wyznaczamy dla warunku granicznego p = 0, gdy φ = 90°:

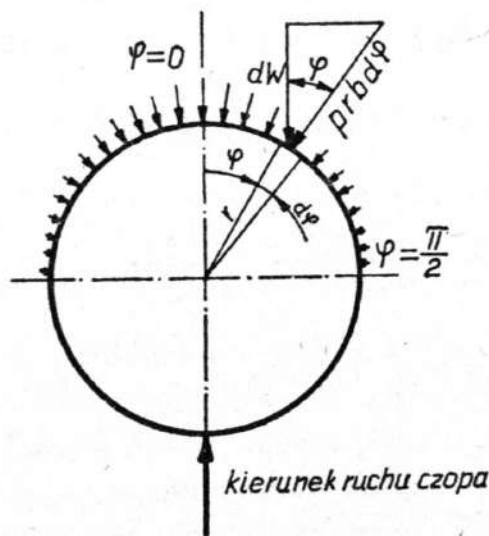
$$\text{stąd} \quad C = - \frac{1}{2 \varepsilon} \quad (10)$$

a więc

$$p = \frac{6 \eta v}{m^3 r \varepsilon} \left( \frac{1}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} - 1 \right) \quad (11)$$

Całkowitą nośność obliczamy przez zsumowanie składowych sił naporu działających prostopadle do łuku, na którym działa ciśnienie.

Korzystając z powyższych rozwiązań przedstawiono poniżej metodę wyznaczania nośności łożyska dla wszystkich wartości mimośrodowości względnej ε.



Rys. 2. Rozkład ciśnienia w warstewce smaru

Rysunek 2. przedstawia wypadkową siły dW działającej na elementarną powierzchnię o szerokości rdφ i długości b.

$$dW = b r d\varphi \quad p \cos\varphi \quad (12)$$

stąd (po podstawieniu równania (11))

$$W = 2 \int_0^{\pi/2} b r \cos\varphi d\varphi \frac{6\eta v}{m^3 r \varepsilon} \left( \frac{1}{(1 - \cos\varphi)^2} - 1 \right) \quad (13)$$

Po uporządkowaniu i scałkowaniu równanie otrzymuje postać

$$W = \frac{\eta v b}{m^3} (K) \quad (14)$$

gdzie

$$K = 12 \left( \frac{2}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \arctg \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{1 - \varepsilon} + \frac{1}{1 - \varepsilon^2} \right) \quad (15)$$

Wartości K zostały obliczone i wykreślone w literaturze [1]. Korzystając z tych danych wyznaczyć można chwilową nośność warstewki smaru w zależności od wartości liczbowej prędkości  $v$ . Również dla danej nośności i grubości warstewki, względnie mimośrodowości, można znaleźć chwilową wartość prędkości  $v$ .

#### O b l i c z e n i a

Wielkości przyjęte do obliczeń, a wynikające z konstrukcji i danych charakterystycznych sprężarki powietrza A200P oraz silnika spalinowego 8-13/15 Fiat 125P, przedstawia tabela 1.

W tabeli 2. podano zestawienie wartości siły  $W$  działającej na tłok i tuleję sworznia, prędkość  $v$  wzajemnego zbliżania się czopa i panwi /wyznaczoną z wzoru (14)/ oraz czas  $t_0$  trwania suwu pracy - czas obciążenia uderzeniowego łożyska /obliczony na podstawie prędkości obrotowej sprężarki i silnika/ dla poszczególnych przypadków A, B, C/.

W celu obliczenia czasu, w którym grubość warstewki smaru zmaleje od wartości początkowej  $h_1$  do wartości końcowej  $h_2$ , różnicę  $/h_1 - h_2/$  podzielono na pewną ilość odcinków



Tabela 1. Zestawienie wielkości przyjętych do obliczeń

Wielkość	Oznaczenie	Jednostka	Sprężarka A200P	Silnik 8-13/15 Fiat 125P
			A "przed zmianą"	C
Średnica sworznia	d	m	0,022	0,022
Długość tulei	b	m	0,025	0,02
Luz średnicowy max <sup>z</sup>	L <sub>max</sub>	m	4,9 · 10 <sup>-5</sup>	4,9 · 10 <sup>-5</sup>
Luz średnicowy min <sup>z</sup>	L <sub>min</sub>	m	0,7 · 10 <sup>-5</sup>	0,7 · 10 <sup>-5</sup>
Lepkość oleju /SAE 20; 355, 35 <sup>o</sup> K/	η	cP	10,8	10,8
Średnie ciśnienie efektywne	p <sub>e</sub>	N/m <sup>2</sup>	95 712,9	833 565,25
Ciśnienie max	p <sub>max</sub>	N/m <sup>2</sup>	245 166,25	
Powierzchnia tłoka	S	m <sup>2</sup>	0,01887	0,00465

Tabela 1. cd.

Wielkość	Oznaczenie	Jednostka	Sprężarka A200P	Silnik 8-13/15 Fiat 125P	
			A "przed zmianą"	B "po zmia- nie"	C
Prędkość obrotowa	n	s <sup>-1</sup>	27,17	90	
Promień sworznia	r	m	0,011	0,011	
Luz promieniowy max <sup>z</sup>	z <sub>max</sub>	m	2,45 · 10 <sup>-5</sup>	2,45 · 10 <sup>-5</sup>	
Luz promieniowy min <sup>z</sup>	z <sub>min</sub>	m	0,35 · 10 <sup>-5</sup>	0,35 · 10 <sup>-5</sup>	
Moduł luzu max	m <sub>max</sub> = $\frac{z_{max}}{r}$	m/m	2,227 · 10 <sup>-5</sup>	2,227 · 10 <sup>-5</sup>	
Moduł luzu min	m <sub>min</sub> = $\frac{z_{min}}{r}$	m/m	0,318 · 10 <sup>-5</sup>	0,318 · 10 <sup>-5</sup>	

<sup>z</sup> wynikający z pasowania sworznia z tuleją /ø 22 G7/h7/

Tabela 2. Zestawienie wartości siły W, prędkości v, czasu t<sub>0</sub>

Oznaczenie	Jednostka	Przypadek A <sup>**</sup> p <sub>e</sub> = 95712,9 N/m <sup>2</sup>	Przypadek A <sup>**</sup> p <sub>max</sub> = 245166,25 N/m <sup>2</sup>	Przypadek C <sup>**</sup> p <sub>e</sub> = 833565,25 N/m <sup>2</sup>
W = S · p	N	1806	4626,3	3876
V = $\frac{m^3}{W \cdot \eta \cdot b \cdot K}$	$\frac{m}{sek}$	0,392070	1,004300	1,053760
t <sub>0</sub>	sek	0,018404	0,018404	0,002778

\* patrz: tabela 1.

\*\* dla ε = 0; K = 18,85 i z<sub>max</sub> = h<sub>1</sub> = 2,45 · 10<sup>-5</sup> [m]

/przedziałów/ i następnie obliczono średnią prędkość dla każdego poszczególnego odcinka /w omawianych przypadkach grubość warstewki smaru podzielono na 10 przedziałów/. Następnie dzieląc średnią grubość  $h_{sr}$  danego odcinka przez średnią prędkość  $v_{sr}$  w tym przedziale, otrzymano czas  $\Delta t$  dla każdego odcinka. Suma składników czasu  $\Delta t$  określa czas, w którym grubość warstewki smaru maleje do wartości najmniejszej.

Wartości parametrów niezbędnych do obliczenia czasu zmniejszania się grubości warstewki smaru do wartości najmniejszej przedstawia tabela 3.

Na podstawie otrzymanych wielkości sporządzono wykresy przedstawiające zmianę średniej prędkości  $v_{sr}$  w każdym przedziale oraz czas zbliżania się sworzni w kierunku tulei dla danego odcinka w zależności od średniej grubości  $h_{sr}$ . Zależności te wykreślono na rys. 3. Z wykresów wynika, że czas potrzebny do zmniejszenia się grubości między wartościami  $h_{sr}$  w dwóch kolejnych, następujących po sobie przedziałach, rośnie w miarę zmniejszania się tej grubości. Oznacza to, że prędkość zbliżania się powierzchni czopa do powierzchni panwi maleje w miarę zmniejszania się grubości warstewki smaru między nimi.

Z obliczeń wynika, że w przypadku sprężarki powietrza A200P, czas suwu pracy sprężarki jest większy od czasu potrzebnego do uzyskania przez warstewkę smaru wartości najmniejszej. Oznacza to, że w wyniku zachodzącego zjawiska wyciskania smaru, możliwe jest przerwanie warstewki hydrostatycznej, a zatem możliwy jest metaliczny styk części współpracujących.

Czas, w którym grubość warstewki smaru maleje do wartości najmniejszej, można również obliczyć przy założeniu, że wyciskanie oleju wzdłuż osi sworzni jest tak małe, że winna je pominąć /metoda L. Lichta/. Równanie (14) możemy zapisać w postaci:

$$W = \frac{12 \eta v b}{m^3} \left[ \frac{2}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \arctg \left( \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{1/2} + \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon^2} \right]$$

(16)

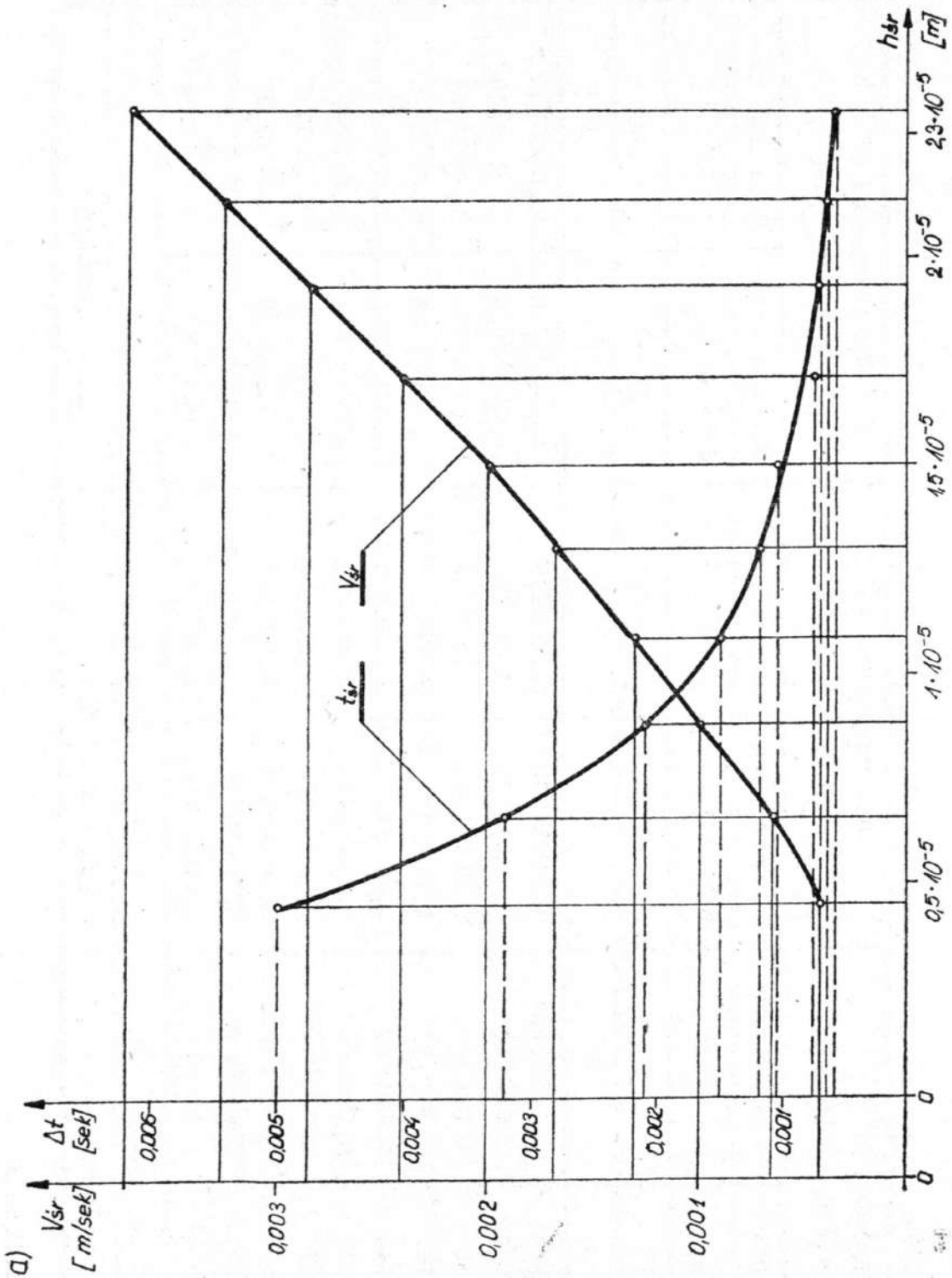
Tabela 3. Wartości parametrów do obliczania czasu zmniejszania się grubości warstewki oleju

Wartości powtarzające się w kolejnych trzech przypadkach					
Grubość warstewki $h$ na początku przedziału $h_1$	Grubość warstewki $h$ na końcu przedziału $h_2$	Różnica grubości $\Delta h$ w przedziale	Srednia grubość $h_{sr}$ w przedziale	Mimosrodowość $\epsilon$ dla średniej grubości $h_{sr}$	Wartość współczynnika
m	m	m	m		K
1	2	3	4	5	6
2,45	2,24	$0,21 \times 10^{-5}$	2,345	0,05285	19,8
2,24	2,03		2,135	0,12867	22,6
2,03	1,82		1,925	0,21428	25,8
1,82	1,61		1,715	0,30000	29,9
1,61	1,40		1,505	0,38570	35,6
1,40	1,19		1,295	0,47143	43,8
1,19	0,98		1,085	0,55714	56,0
0,98	0,77		0,875	0,64295	76,3
0,77	0,56		0,665	0,72857	114,2
0,56	0,35		0,455	0,81429	177,4

Tabela 3. cd.

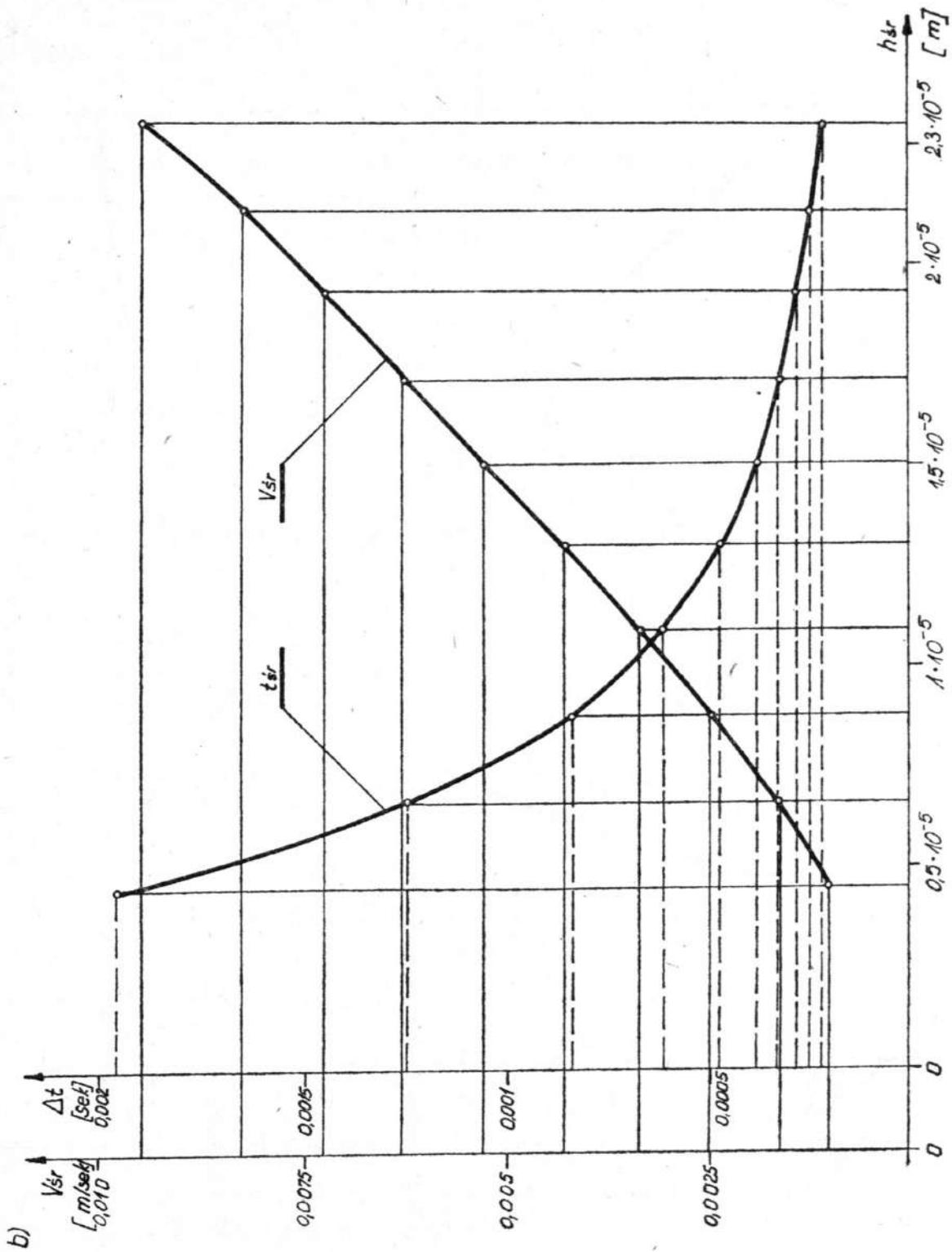
Dla przypadku A <sup>*</sup> P <sub>e</sub> = 95 712,9 N/m <sup>2</sup>		Dla przypadku A <sup>*</sup> P <sub>max</sub> = 245 166,25 N/m <sup>2</sup>		Dla przypadku C P <sub>e</sub> = 833 565,25 N/m <sup>2</sup>	
Srednia prędkość w przemieszczeniu V <sub>śr</sub>	Czas dla danego odcinka Δt	Srednia prędkość w przemieszczeniu V <sub>śr</sub>	Czas dla danego odcinka Δt	Srednia prędkość w przemieszczeniu V <sub>śr</sub>	Czas dla danego odcinka Δt
m/sek	sek	m/sek	sek	m/sek	sek
7	8	9	10	11	12
0,00370646	0,00056666	0,00956114	0,000219	0,01003200	0,0000209
0,003270215	0,000642	0,00837658	0,000250	0,00878909	0,0000239
0,00286461	0,000733	0,00733762	0,000786	0,00767500	0,0000273
0,00277180	0,000757	0,00633146	0,000331	0,00664326	0,0000316
0,00207640	0,001011	0,00531771	0,000394	0,00557959	0,0000376
0,00168737	0,001244	0,00432216	0,000485	0,00453501	0,0000463
0,00131977	0,001591	0,00338054	0,000621	0,00354703	0,0000592
0,00096864	0,002167	0,00248113	0,000846	0,00260332	0,0000807
0,000647117	0,003244	0,00165771	0,001266	0,00173835	0,0001207
0,000416611	0,005041	0,00106714	0,001967	0,00111970	0,0001875
ΣΔt = 0,016996		Czas całkowity ΣΔt = 0,006665		ΣΔt = 0,0065093	

\* patrz: tabela 1.



Rys. 3a. Zmiana prędkości i czasu zbliżania się sworzni do tuleji w zależności od zmiany grubości warstewki smar-

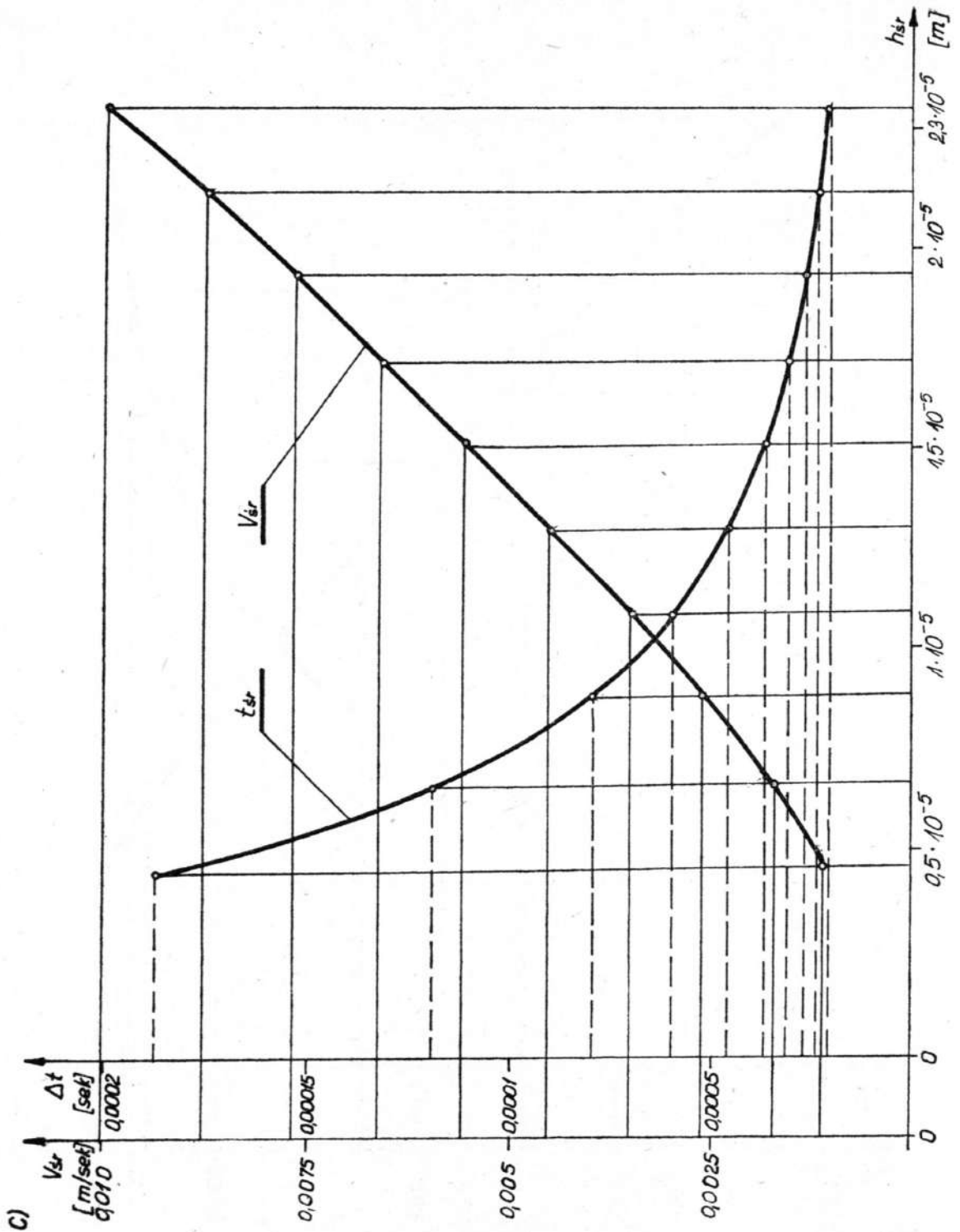
a/ dla przypadku A i  $p_e = 95\,712,9 \text{ N/m}^2$



Rys. 3b. Zmiana prędkości i czasu zbliżania się sworznia do tuleji w zależności od zmiany grubości warstewki smaru

b/ dla przypadku A i  $p_{\max} = 245\,166,25 \text{ N/m}^2$





Rys. 3c. Zmiana prędkości i czasu zbliżenia się sworznia do tuleji w zależności od zmiany grubości warstewki smaru

c/ dla przypadku C i  $p_e = 833\,565,25 \text{ N/m}^2$

ponieważ

$$v = - \frac{dh}{dt} \quad (17)$$

(minus oznacza, że ze wzrostem  $t$  maleje wartość  $h$ )  
zaś

$$h = m r (1 - \varepsilon) \quad (18)$$

to

$$dh_0 = - m r d\varepsilon \quad (19)$$

oraz

$$v = m r \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (20)$$

Po podstawieniu powyższych zależności do równania (16), rozdzieleniu zmiennych i wyznaczeniu granic całkowania otrzymano

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \frac{12 \eta b r}{m^2 W} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \operatorname{arctg} \left( \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{1/2} \frac{2 d\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} + \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon^2} d\varepsilon \quad (21)$$

Po scałkowaniu przez części oraz uproszczeniu otrzymano wyrażenie na czas, w którym warstewka smaru maleje do wartości najmniejszej

$$t = \frac{24 \eta b r}{W m^2} \left| \operatorname{arctg} \left[ \left( \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{1/2} \right] \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} \right| \quad (22)$$

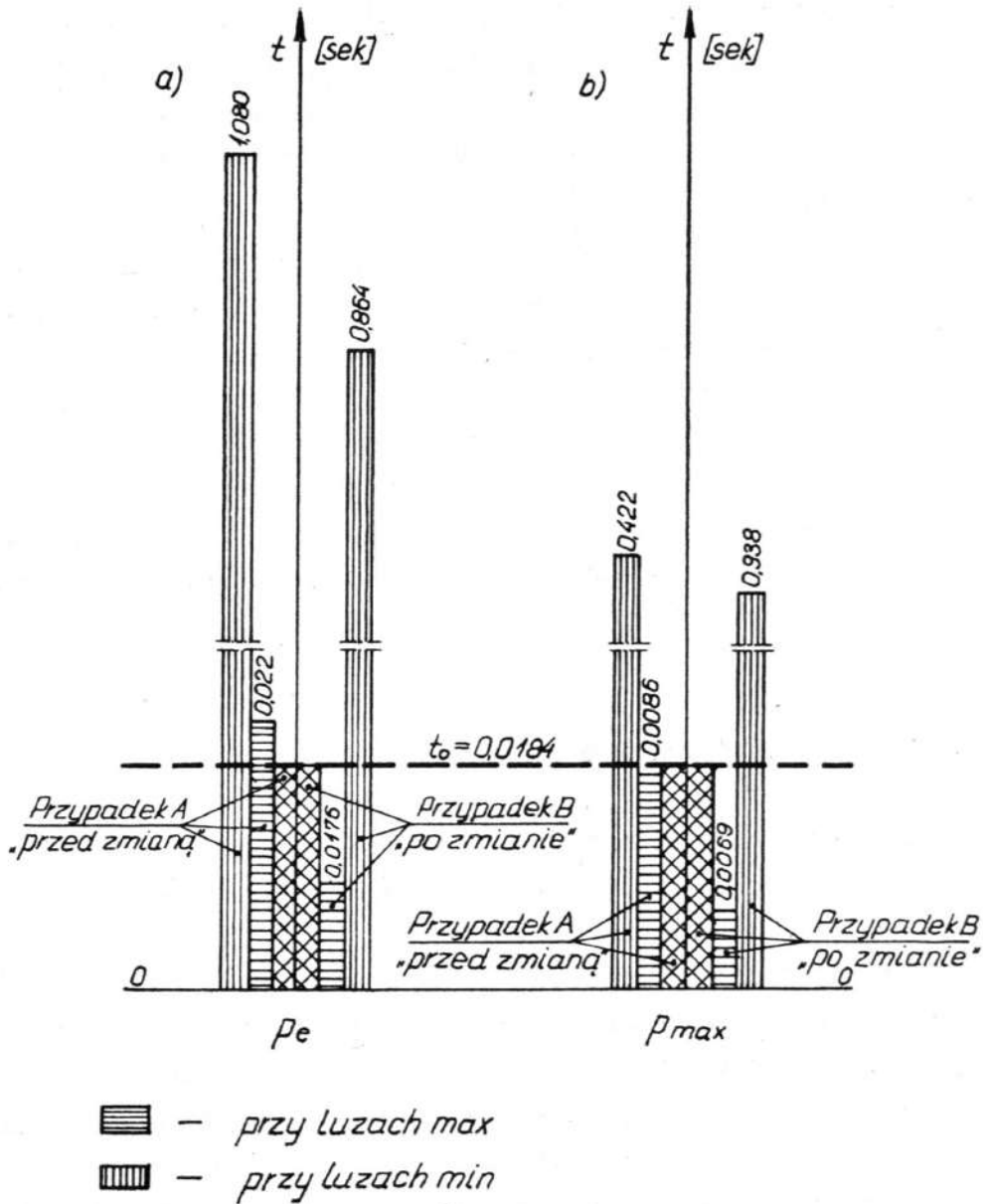
Podstawiając do równania (22) odpowiednie wartości z tabeli 1. oraz z tabeli 2, otrzymano wyniki dla poszczególnych przypadków, które zestawiono w tabeli 4.

Wyniki otrzymane metodą L. Lichta są dokładniejsze od wyników uzyskanych poprzednią metodą, gdyż do obliczania czasu  $t$ , potrzebnego na wyciśnięcie smaru do minimalnej grubości warstewki, przyjęto całkowitą grubość warstewki /bez podziału na przedziały/. Zatem nie przyjmowano do obliczeń wartości uśrednionych.

Rysunek 4, przedstawia porównanie wartości czasu  $t$ , w którym grubość warstewki smaru maleje do najmniejszej, z czasem

Tabela 4. Czas, w którym grubość warstewki smaru maleje do najmniejszej, obliczony metoda L. Lichta

Łożyskowanie sworznia tłokowego	Luz	t / sek/		Czas trwania suwu pracy $t_0$ /sek/
		przy średnim ciśnieniu $P_e$	przy max ciśnieniu $P_{max}$	
Sprężarka A200P w wersji A "przed zmianą"	max	0,022072	0,008617	0,018404
	min	1,080000	0,422624	
Sprężarka A200P w wersji B "po zmianie"	max	0,017658	0,006894	0,018404
	min	0,864000	0,338098	
Silnik spalinowy 8-13/15 Fiat 125P	max	0,008213		0,002778
	min	0,402790		



Rys. 4. Porównanie czasu  $t$ , w którym grubość warstewki smaru maleje do wartości najmniejszej, z czasem trwania suwu pracy  $t_0$  w sprężarce w wersji "przed zmianą" i "po zmianie"

trwania suwu pracy  $t_0$  w sprężarce powietrza A200P w wersjach "przed zmianą" /przypadek A/ i "po zmianie" /przypadek B/.

Rysunek 4a. przedstawia wartości czasu  $t$ , obliczone przy średnim ciśnieniu efektywnym  $p_e$ , zaś rys. 4b. wartości obliczone przy ciśnieniu maksymalnym  $p_{max}$ . Lewe strony wykresów odnoszą się do obliczeń uzyskanych dla przypadku A /w wersji "przed zmianą"/, prawe natomiast dla przypadku B /w wersji "po zmianie"/.

Z zestawienia wynika, że wprowadzenie zmian w ułożyskowaniu sworznia tłokowego wpłynęło niekorzystnie na warunki pracy, a przede wszystkim na zachowanie właściwych warunków smarowania. W przypadku "B", czyli "po zmianie", zarówno przy obciążeniu średnim ciśnieniem efektywnym  $p_e$ , jak również przy maksymalnym ciśnieniu  $p_{max}$  czas  $t$ , potrzebny na wyciśnięcie smaru, jest krótszy od czasu trwania suwu pracy  $t_0$ . Można więc przypuszczać, że mogło dojść do metalicznego styku powierzchni współpracujących.

#### P o d s u m o w a n i e

Przeprowadzona analiza teoretyczna dotyczy łożysk, pracujących w ruchu wahadłowym. Wprowadzone równania mogą być również zastosowane do rozważań nad łożyskami ślizgowymi pracującymi w ruchu obrotowym. Wymagany jedynie jest warunek, by ciśnienie w warstewce nośnej oleju było dostatecznie duże w porównaniu z ewentualnym podciśnieniem, które może wytworzyć się w górnej części łożyska, wskutek przemieszczania się czopa. Przy pracy łożyska w normalnych warunkach otoczenia najmniejsze ciśnienie w łożysku będzie równe ciśnieniu atmosferycznemu.

Działanie amortyzacyjne oleju powinno być wystarczające do zapobieżenia przed metalicznym stykiem sworznia z tuleją, jeżeli czas, w którym grubość warstewki oleju osiągnie wartość najmniejszą, jest większy od czasu działania sił gazowych na tłok /sworzeń/. Dodatkowym jeszcze warunkiem, który

musi być jednocześnie spełniony jest wymaganie, aby nie występowały żadne zakłócenia we wzroście ciśnienia w warstewce oleju, przed następnym uderzeniowym działaniem sił gazowych na tłok.

Z analizy wartości zestawionych w tabelach: 2., 3. i 4. oraz z rysunku 4. wynika, że czas działania sił gazowych na tłok w sprężarce A200P jest większy od czasu potrzebnego na wyciśnięcie smaru z przestrzeni między sworzniem a tuleją. Możliwy jest zatem styk metaliczny sworznia z tuleją, który prowadzi do szybkiego zużywania się w sposób nieprawidłowy części współpracujących. Szczególne niebezpieczeństwo występuje w przypadku luzów maksymalnych. Wynika stąd również wniosek, że pasowanie sworznia z tuleją, przy którym występuje minimalny luz promieniowy, daje większą pewność prawidłowej pracy łożyska.

Obliczenia porównawcze łożyskowania sworznia tłokowego w silniku spalinowym 8-13/15 Fiat 125P utwierdzają w przekonaniu, że występowały nieprawidłowości w procesie łożyskowania sworznia tłokowego sprężarki A200P. Dlatego za słuszną należy uznać decyzję powrotu do łożyskowania sworznia tłokowego w wersji "przed zmianą".

#### B i b l i o g r a f i a

- [1] D. D. Fuller, Teoria i praktyka smarowania, PWT, Warszawa 1960.
- [2] W. Pietrzyk, W. Garbatowski, Analiza przyczyn pękania korbowodów w czterocylnkowych, widlastych, dwustopniowych sprężarkach powietrza, Praca nie publikowana, Politechnika Poznańska, kwiecień 1975.
- [3] H. Basiński, S. Szyndler, Cienkościenne łożyska ślizgowe, Informator dla konstruktorów nr 1, Wytwórnia łożysk ślizgowych "Bimet", 1971.
- [4] łożyska ślizgowe. Katalog, Warszawa 1971, Wyd. Przemysłu Maszynowego "WEMA".

THE METHOD OF ESTIMATION OF PISTON PIN GREASING  
CONDITIONS OF COMPRESSOR A200P WITH THE FULLER  
AND LIGHT CALCULATIONAL METHODS

Summary

The paper presents the cases of the connecting rod cracking in the four - cylinder, V - type, double - stage air compressor. The phenomenon of grease squeezing is discussed and the possibility of the rupture of the hydrostatic layer formed as a result of grease squeezing in the piston pin bearing is checked in the calculational way. The calculations have been carried out for air compressor A200P and for internal combustion engine 8-13/15 Fiat 125P having the similar constructional solution of the arrangement of piston pin in the bearing sleeve in order to compare the characteristic values appearing during grease squeezing.

Резюме

В настоящей статье представлены появляющиеся случаи разрыва шатуна в четырехцилиндровых, вилообразных двухступенчатых компрессорах воздуха. Обсуждено также явление выжимания смазки и проверено путем вычисления возможность возникновения случая перерыва гидростатической пленки выступающего в результате выжимания смазки в подшипнике поршневого пальца.

Вычисления сделаны для компрессора воздуха А 200 Р и двигателя внутреннего сгорания 8-13/15 ФИАТ 125 Р, /в которых выступает сходство камер поршневого пальца в подшипнике/, с целью сопоставления характерных величин, выступающих во время выжимания смазки.