

POLITECHNIKA GDAŃSKA
WYDZIAŁ OCEANOTECHNIKI I OKRĘTOWNICTWA
KATEDRA MECHATRONIKI MORSKIEJ

PRACA DOKTORSKA

**ANALIZA ENERGETYCZNA KONSTRUKCJI
MASZYN WYPOROWYCH OBROTOWYCH
STOSOWANYCH W PRZEKŁADNIACH
HYDROSTATYCZNYCH**

MGR INŻ. AGNIESZKA MACZYSZYN

PROMOTOR :
PROF. DR HAB. INŻ. ZYGMUNT PASZOTA

GDAŃSK 2014

Spis treści

1	WPROWADZENIE	9
2	CEL I TEZY PRACY	19
3	KONSTRUKCJA WYPOROWYCH MASZYN OBROTOWYCH	22
3.1	POMPY.....	22
3.1.1	ZASADA DZIAŁANIA I PARAMETRY PRACY	22
3.1.2	ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE	28
3.1.2.1	Pompy tłokowe.....	28
3.1.2.2	Pompy zębate	32
3.1.2.3	Pompy łopatkowe	34
3.2	SILNIKI HYDRAULICZNE.....	36
3.2.1	ZASADA DZIAŁANIA I PARAMETRY PRACY	36
3.2.2	ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE	37
3.2.2.1	Silniki tłokowe	39
3.2.2.2	Silniki zębate	42
4	BILANS ENERGETYCZNY WYPOROWYCH MASZYN OBROTOWYCH	43
4.1	OPIS STRAT WYSTĘPUJĄCYCH W POMPIE	44
4.1.1	STRATY CIŚNIENIOWE	46
4.1.2	STRATY OBJĘTOŚCIOWE.....	52
4.1.3	STRATY MECHANICZNE.....	53
4.2	OPIS STRAT WYSTĘPUJĄCYCH W SILNIKU HYDRAULICZNYM.....	62
4.2.1	STRATY MECHANICZNE.....	62
4.2.2	STRATY OBJĘTOŚCIOWE.....	67
4.2.3	STRATY CIŚNIENIOWE	68
5	BADANIA STRAT ENERGETYCZNYCH W MASZYNACH WYPOROWYCH TŁOKOWYCH ZGODNIE Z WYKRESEM WZROSTU MOCY PRZECIWNIEGO DO KIERUNKU PRZEPŁYWU MOCY	70
5.1	METODA SUMY MOCY.....	73
5.2	BADANIA POMP.....	85
5.2.1	POMPA PTOZ2-25	85
5.2.1.1	Straty ciśnieniowe	86
5.2.1.2	Straty objętościowe	87
5.2.1.3	Straty mechaniczne.....	88
5.2.1.4	Współczynniki k_i strat energetycznych	91
5.2.1.5	Wnioski	94
5.2.2	POMPA A7V.58.DR.1.R.P.F.00	95
5.2.2.1	Straty ciśnieniowe	97
5.2.2.2	Straty objętościowe	98
5.2.2.3	Straty mechaniczne.....	103
5.2.2.4	Współczynniki k_i strat energetycznych	107
5.2.2.5	Wnioski	109
5.2.3	POMPA A4VG.....	111
5.2.3.1	Straty ciśnieniowe	113
5.2.3.2	Straty objętościowe	114
5.2.3.3	Straty mechaniczne.....	120
5.2.3.4	Współczynniki k_i strat energetycznych	124
5.2.3.5	Badania symulacyjne.....	127
5.2.3.6	Wnioski	130
5.2.4	PORÓWNANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW STRAT ENERGETYCZNYCH W POMPACH TŁOKOWYCH..	133
5.3	BADANIA SILNIKÓW HYDRAULICZNYCH.....	135

5.3.1	SILNIK SWSB-63.....	135
5.3.1.1	Straty mechaniczne.....	136
5.3.1.2	Straty objętościowe	141
5.3.1.3	Straty ciśnieniowe	147
5.3.1.4	Współczynniki k_i strat energetycznych	150
5.3.1.5	Badania symulacyjne.....	151
5.3.1.6	Wnioski	154
5.3.2	SILNIK PTO2-16.....	157
5.3.2.1	Straty mechaniczne.....	158
5.3.2.2	Straty objętościowe	159
5.3.2.3	Straty ciśnieniowe	161
5.3.2.4	Współczynniki k_i strat energetycznych	162
5.3.2.5	Wnioski	165
5.3.3	SILNIK A6VM	166
5.3.3.1	Straty mechaniczne.....	167
5.3.3.2	Straty objętościowe	171
5.3.3.3	Straty ciśnieniowe	176
5.3.3.4	Współczynniki k_i strat energetycznych.....	177
5.3.3.5	Badania symulacyjne.....	178
5.3.3.6	Wnioski	181
5.3.4	SILNIK A2FM	182
5.3.4.1	Straty mechaniczne.....	183
5.3.4.2	Straty objętościowe	187
5.3.4.3	Straty ciśnieniowe	192
5.3.4.4	Współczynniki k_i strat energetycznych	194
5.3.4.5	Badania symulacyjne.....	195
5.3.4.6	Wnioski	198
5.3.5	PORÓWNANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW STRAT ENERGETYCZNYCH W SILNIKACH TŁOKOWYCH	199
5.4	WNIOSKI.....	201
6	WNIOSKI KOŃCOWE	203
7	LITERATURA.....	205
	ZAŁĄCZNIKI	210
	Natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie A4VG – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84].....	210
	Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie A4VG – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84].....	216
	Moment M_{mm} strat mechanicznych w silniku SWSB-63 – porównanie badań symulacyjnych z laboratoryjnymi.....	222
	Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku SWSB-63 – porównanie badań symulacyjnych z laboratoryjnymi.....	225
	Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika SWSB 63 – porównanie badań symulacyjnych z laboratoryjnymi.....	227
	Moment M_{mm} strat mechanicznych w silniku A6VM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [85].....	231
	Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A6VM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [85].....	237
	Moment M_{mm} strat mechanicznych w silniku A2FM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86].....	243
	Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86].....	247

Wykaz oznaczeń

a_{Mm}	- wykładnik potęgowy określający wpływ momentu M_M na wale silnika hydraulicznego na przyrost $\Delta M_{Mm M_M}$ momentu strat mechanicznych w zespole „wał - komory robocze” silnika hydraulicznego
a_{nm}	- wykładnik potęgowy określający wpływ prędkości obrotowej n_M wału silnika na przyrost momentu $M_{Mm M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole „wał - komory robocze” silnika hydraulicznego nieobciążonego
a_{nv}	- wykładnik potęgowy określający wpływ prędkości obrotowej n_M wału na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku hydraulicznym
a_{pm}	- wykładnik potęgowy określający wpływ przyrostu indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych na przyrost $\Delta M_{Pm \Delta p_{Pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole „komory robocze - wał” pompy obciążonej przyrostem indykowanym Δp_{Pi} ciśnienia
a_{pv}	- wykładnik potęgowy określający wpływ indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie oraz wykładnik potęgowy określający wpływ spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku hydraulicznym
a_{vp}	- wykładnik potęgowy określający wpływ lepkości ν cieczy roboczej na stratę ciśnieniową Δp_{Pp} w pompie oraz wykładnik potęgowy określający wpływ lepkości ν cieczy roboczej na stratę ciśnieniową Δp_{Mp} w silniku hydraulicznym
a_{vm}	- wykładnik potęgowy określający wpływ lepkości ν cieczy roboczej na moment $M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, \nu}$ strat mechanicznych w zespole „komory robocze - wał” pompy nieobciążonej oraz wykładnik potęgowy określający wpływ lepkości ν cieczy roboczej na moment $M_{Mm M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole „wał - komory robocze” silnika hydraulicznego nieobciążonego
a_{vv}	- wykładnik potęgowy określający wpływ lepkości ν cieczy roboczej na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie oraz wykładnik potęgowy określający wpływ lepkości ν cieczy roboczej na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku hydraulicznym
a_{Qp}	- wykładnik potęgowy określający wpływ natężenia Q_p cieczy (wydajności Q_p pompy) w kanałach na stratę ciśnieniową Δp_{Pp} w pompie oraz wykładnik potęgowy określający wpływ natężenia Q_M cieczy w kanałach na stratę ciśnieniową Δp_{Mp} w silniku hydraulicznym
b_M	- współczynnik zmiany chłonności silnika, będący stosunkiem chwilowej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału silnika o zmiennej chłonności na obrót wału do teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału silnika o stałej chłonności
b_p	- współczynnik zmiany wydajności pompy, będący stosunkiem chwilowej geometrycznej wydajności q_{pgv} na obrót pompy o zmiennej wydajności do teoretycznej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy o stałej wydajności
k_i	- ogólne oznaczenie współczynnika strat energetycznych w elementach układu hydrostatycznego
k_1	- współczynnik natężenia Q_{Pv} strat objętościowych określonych w trakcie jednego obrotu wału pompy o stałej i o zmiennej wydajności, przy przyroście indykowanym Δp_{Pi} ciśnienia równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego: $\Delta p_{Pi} = p_n$ i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, strat odniesionych do teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy
k_3	- współczynnik strat Δp_{Pp} ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu pompy (jeśli istnieje), określonego przy wydajności Q_p równej jej teoretycznej wydajności Q_{Pt} i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, strat odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu

- $k_{4.1}$ - współczynnik momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie nieobciążonej (przy zerowym przyroście indykowanym Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy: $\Delta p_{pi} = 0$) o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy ($b_p = 1$) i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, strat odniesionych do momentu M_{pt} teoretycznego pompy
- $k_{4.1.1}$ - współczynnik momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie nieobciążonej (przy zerowym przyroście indykowanym Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy: $\Delta p_{pi} = 0$), przy wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy (współczynnika b_p zmiany wydajności pompy) równej zeru: $q_{pgv} = 0$ ($b_p = 0$) i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, strat odniesionych do momentu M_{pt} teoretycznego pompy
- $k_{4.1.2}$ - współczynnik przyrostu momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie nieobciążonej (przy zerowym przyroście indykowanym Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy: $\Delta p_{pi} = 0$), przy przyroście wydajności do maksymalnej wielkości q_{pgv} czyli przy $q_{pgv} = q_{pt}$ (przy współczynniku $b_p = q_{pgv}/q_{pt} = 1$) i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, przyrostu odniesionego do momentu M_{pt} teoretycznego pompy
- $k_{4.2}$ - współczynnik przyrostu momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy ($b_p = 1$) wynikający z przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy ($\Delta p_{pi} = p_n$), przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, przyrostu odniesionego do momentu M_{pt} teoretycznego pompy
- $k_{7.1.1}$ - współczynnik momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o stałej chłonności na obrót q_{Mt} wału silnika ($b_M = 1$), przy momencie M_M obciążającym równym zeru, prędkości obrotowej n_M wału silnika równej zeru i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, strat odniesionych do momentu M_{Mt} teoretycznego silnika hydraulicznego
- $k_{7.1.2}$ - współczynnik przyrostu momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o stałej chłonności na obrót q_{Mt} wału silnika ($b_M = 1$), przy przyroście prędkości obrotowej $n_M = n_{Mt}$ i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, przyrostu odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} silnika hydraulicznego
- $k_{7.2}$ - współczynnik przyrostu momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o stałej chłonności na obrót q_{Mt} wału silnika ($b_M = 1$), przy wzroście momentu $M_M = M_{Mt}$ na wale silnika i wzroście prędkości obrotowej $n_M = n_{Mt}$ wału silnika, oraz przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, przyrostu odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} silnika
- $k_{7.2.1}$ - współczynnik przyrostu momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o stałej chłonności na obrót q_{Mt} wału silnika ($b_M = 1$), przy wzroście momentu $M_M = M_{Mt}$ na wale silnika i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, przyrostu odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} silnika hydraulicznego
- $k_{7.2.2}$ - współczynnik przyrostu momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o stałej chłonności na obrót q_{Mt} wału silnika ($b_M = 1$), przy momencie M_M na wale silnika równym momentowi M_{Mt} teoretycznemu i przy wzroście prędkości obrotowej $n_M = n_{Mt}$ wału silnika, oraz przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, przyrostu odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} silnika hydraulicznego
- k_8 - współczynnik strat Δp_{Mp} ciśnieniowych (oporów przepływu) w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego, przy natężeniu przepływu równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, strat odniesionych do ciśnienia p_n nominalnego układu
- k_9 - współczynnik strat objętościowych Q_{Mv} określonych w trakcie jednego obrotu wału silnika o stałej q_{Mt} i o zmiennej chłonności q_{Mgv} , przy spadku indykowanym Δp_{Mi} ciśnienia równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego: $\Delta p_{Mi} = p_n$, przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, strat odniesionych do teoretycznej objętości roboczej Q_{Pt} pompy o stałej wydajności
- $k_{Ic|p_n}$ - współczynnik ściśliwości cieczy roboczej, określa stopień spadku, w efekcie ściskania (nie biorąc pod uwagę nieszczelności) czynnej objętości cieczy roboczej wypartej przez pompę przy jednym obrocie wałka, w porównaniu z aktywną objętością równą teoretycznej wydajności q_{pt} lub geometrycznej objętości q_{pgv} na obrót wału pompy określoną przy przyroście indykowanym Δp_{pi} ciśnienia równym zeru: $\Delta p_{pi} = 0$.
- M - moment, indeks – oznaczenie silnika hydraulicznego

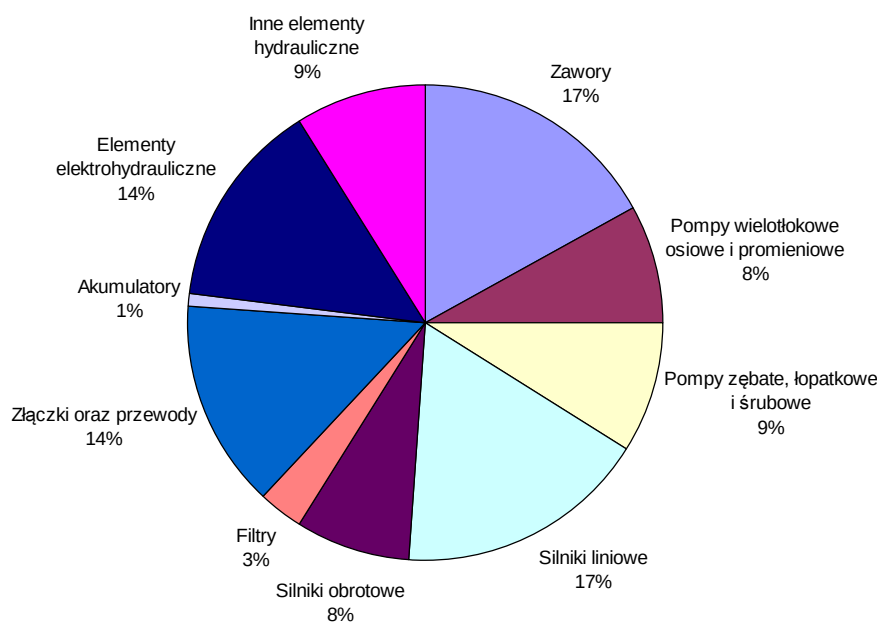
M_M	- moment na wale silnika hydraulicznego
$\overline{M}_M$	- współczynnik obciążenia silnika hydraulicznego, będący stosunkiem momentu M_M na wale silnika do momentu teoretycznego M_{Mt}
M_{Mi}	- moment indykowany w komorach roboczych silnika hydraulicznego
M_{Mm}	- moment strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” silnika hydraulicznego
M_{Mt}	- moment teoretyczny silnika hydraulicznego
M_p	- moment na wale pompy
M_{Pi}	- moment indykowany w komorach roboczych pompy
M_{Pm}	- moment strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy
M_{Pt}	- moment teoretyczny pompy
ΔM_m	- przyrost momentu strat mechanicznych w maszynie waporowej
n_M	- prędkość obrotowa wału silnika hydraulicznego
n_{Mcr}	- krytyczna prędkość obrotowa wału silnika hydraulicznego
n_{Mt}	- teoretyczna prędkość obrotowa wału silnika hydraulicznego
n_p	- prędkość obrotowa wału pompy
n_{Pt}	- teoretyczna prędkość obrotowa wału pompy
n_{p0}	- prędkość obrotowa wału pompy nieobciążonej (przy $\Delta p_{Pi} = 0$)
p_0	- ciśnienie odniesienia panujące w zbiorniku
p_n	- ciśnienie nominalne pracy układu
p_{M1}	- ciśnienie w przewodzie dopływowym silnika hydraulicznego
p_{M2}	- ciśnienie w przewodzie odpływowym silnika hydraulicznego
p_{Mi}	- ciśnienie indykowane w komorze roboczej silnika hydraulicznego
p_{P1}	- ciśnienie w przewodzie dopływowym pompy
p_{P2}	- ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy
p_{Pi}	- ciśnienie indykowane w komorze roboczej pompy
Δp	- przyrost, spadek ciśnienia, strata ciśnieniowa
Δp_M	- spadek ciśnienia w silniku hydraulicznym
Δp_{Mi}	- spadek ciśnienia indykowany w komorach roboczych silnika hydraulicznego
Δp_{Mp}	- strata ciśnieniowa cieczy roboczej w kanałach silnika hydraulicznego
Δp_{Mp1}	- strata ciśnieniowa w kanale dopływowym (między punktem dopływu cieczy do silnika hydraulicznego a komorami roboczymi)
Δp_{Mp2}	- strata ciśnieniowa w kanale odpływowym (między komorami roboczymi a punktem odpływu cieczy od silnika hydraulicznego)
Δp_p	- przyrost ciśnienia w pompie
Δp_{Pi}	- przyrost ciśnienia indykowany w komorach roboczych pompy
Δp_{Pp}	- strata ciśnieniowa w kanałach pompy
P	- moc, indeks – oznaczenie pompy
P_M	- moc na wale silnika hydraulicznego
P_{Mc}	- moc cieczy roboczej konsumowana przez silnik hydrauliczny
P_{Mci}	- moc cieczy roboczej konsumowana przez silnik hydrauliczny w komorach roboczych
P_{Mu}	- moc użyteczna na wale silnika hydraulicznego

η_{pp}	- sprawność ciśnieniowa pompy
η_{pv}	- sprawność objętościowa pompy
λ	- współczynnik oporów liniowych
μ	- lepkość dynamiczna czynnika roboczego (oleju hydraulicznego)
ϑ	- temperatura czynnika roboczego (oleju hydraulicznego)
ν	- lepkość kinematyczna czynnika roboczego (oleju hydraulicznego)
ν_n	- lepkość kinematyczna odniesienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), równa $\nu_n = 35\text{mm}^2\text{s}^{-1}$, określona przy ciśnieniu $p = 0$, czyli przy ciśnieniu atmosferycznym
ξ	- współczynnik miejscowych strat ciśnieniowych
ρ	- masa właściwa czynnika roboczego
ω_M	- prędkość kątowa silnika hydraulicznego
$\overline{\omega_M}$	- współczynnik prędkości silnika hydraulicznego, będący stosunkiem prędkości n_M wału silnika do teoretycznej prędkości n_{Mt} wału silnika

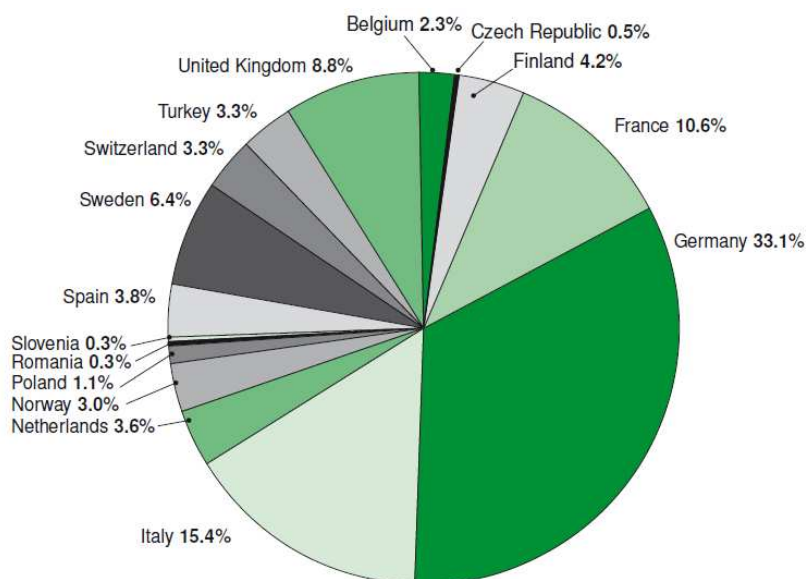
1 WPROWADZENIE

Z początkiem 1920 roku oleje mineralne zaczęły wypierać wodę z dotychczasowych zastosowań, ze względu na chociażby swoje własności smarne [61], przyczyniło się to do rozwoju napędu hydrostatycznego, który wówczas bardzo szybko ewoluował i został rozpowszechniony w różnych dziedzinach techniki – między innymi w oceanotechnice i okrętownictwie, zwłaszcza w napędzie maszyn pokładowych statków i obiektów oceanotechnicznych.

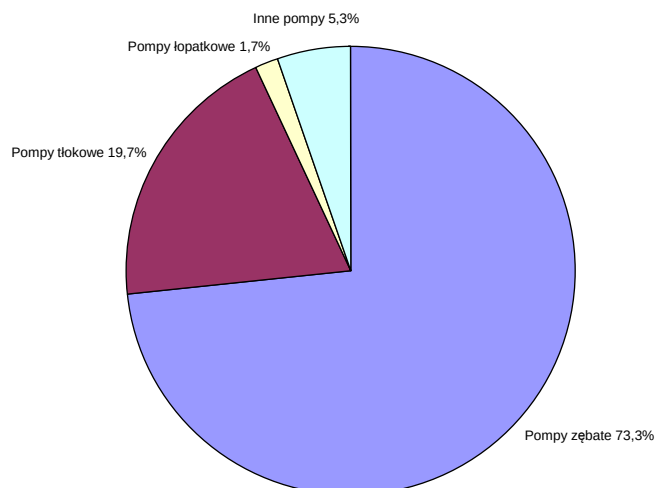
Na rysunku 1.1 przedstawiono dane dotyczące prognozy sprzedaży elementów i urządzeń układów hydrostatycznych [6, 9, 10]. Widać, iż największy popyt, wynoszący 17% stanowią trzy grupy elementów układów hydrostatycznych a mianowicie: pompy, siłowniki (silniki liniowe) oraz zawory. Popyt na silniki obrotowe wynosi 8%. Na tej podstawie sądzić można, iż nowobudowane układy hydrostatyczne w znacznej mierze składają się z pomp i silników liniowych (siłowników). Informacje o udziale poszczególnych krajów stowarzyszonych w CETOP (Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques) [7], Europejskim Komitecie ds. Hydrauliki i Pneumatyki, w rynku elementów układów hydrostatycznych w 2013 roku przedstawiono na rysunku 1.2 [7 ÷ 9]. Widzimy tu, iż udział Polski stanowi 1,1%, a potentatem są Niemcy, gdyż ich udział w rynku stanowi aż 33,1%. Na rysunku 1.3 i 1.4 przedstawiono udział procentowy poszczególnych typów pomp i silników hydraulicznych, jakie zostały wyprodukowane w kraju w 2006 roku [6]. Najwięcej produkujemy pomp zębatych, bo aż 73,3% a silników hydraulicznych zębatych tylko 10%. Pompy tłokowe stanowią 19,7%, natomiast silniki hydrauliczne tłokowe zaledwie 1%. Produkcja pomp łopatkowych wynosi 1,7% a silników hydraulicznych łopatkowych aż 35%. Największą grupę produkowanych silników hydraulicznych, bo aż wynoszącą 54% stanowią silniki obiegowe.



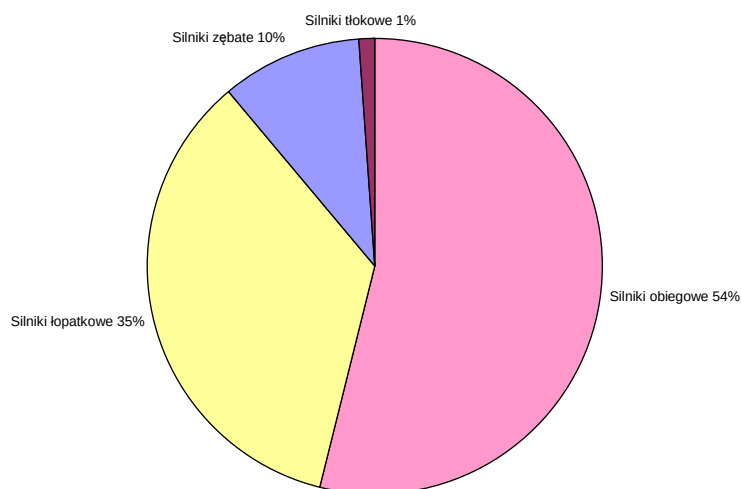
Rys. 1.1 Udziały sprzedaży na terenie Polski, elementów układów hydrostatycznych w 2010 roku [6, 10]



Rys. 1.2 Procentowy udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku komponentów układów hydrostatycznych o wartości sprzedaży krajowej wynoszącej w 2013 roku 13 mln EURO [7]



Rys. 1.3 Udział różnych typów pomp produkowanych w Polsce w 2006 roku o łącznej wartości 104mln zł [6]



Rys. 1.4 Udział różnych typów silników hydraulicznych produkowanych w Polsce w 2006 roku o łącznej wartości 29,8 mln zł [6]

Rynek produkcji i importu wyrobów maszyn wyporowych w Polsce (pomp i silników hydraulicznych) zawęzić można do producentów, którzy zrzeszeni są w Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych (dane na 2013 rok [7]). Producenci Ci w dużej mierze wraz z oferowanym produktem oferują karty katalogowe zawierające podstawowe parametry pracy danego urządzenia. W poniższych tabelach (tabele 1.1 ÷ 1.3) przedstawiono zakres działalności producentów i dystrybutorów pomp i silników hydraulicznych oraz informacje, jakie udzielają o danym produkcie.

Tabela 1.1 Polskie firmy zrzeszone w CETOP zajmujące się produkcją i importem pomp oraz silników hydraulicznych [8]

Lp.	Nazwa firmy/siedziba/strona WWW	Zakres działalności							
		Pompy				Silniki			
		łokowe	zębate	łopatkowe	inne	łokowe	zębate	łopatkowe	obiegowe i inne
1.	Argo-Hytos Polska Sp. z o.o. – Wadowice www.argo-hytos.pl	*	*	*	*				
2.	Bosch Rexroth Sp. z o.o. – Warszawa www.boschrexroth.pl	*	*	*	*	*	*	*	*
3.	Hydac – Mikołów WWW.hydac.com.pl	*	*	*	*				
4.	Hydromega Sp. z o.o. – Gdynia www.hydromega.com.pl	*	*	*	*	*	*	*	*
5.	Hydroster Sp. z o.o. - Gdańsk www.hydroster.com.pl				*				*
6.	Przedsiębiorstwo Hydrauliki Siłowej Hydrotor S.A. - Tuchola www.hydrotor.com.pl	*	*				*		
7.	Ponar Wadowice S.A. – Wadowice www.ponar-wadowice.pl	*	*	*			*		
8.	PZL-Hydral S.A. - Wrocław www.hydral.com.pl	*	*	*	*	*	*		
9.	Waryński Hydraulika Sp. z o.o. – Warszawa www.warynskihydraulika.com.pl		*				*		
10.	Wytwórnia Pomp Hydraulicznych Sp. Z o.o. – Wrocław www.wph.pl		*				*		

Wartym podkreślenia jest fakt, iż siedem firm (z tabeli 1.1) zajmuje się produkcją lub dystrybucją pomp łokowych, natomiast produkcją (dystrybucją) silników łokowych – trzy. Na rynku można znaleźć tego typu silniki wyprodukowane przez innych producentów, np. Sauer-Danfoss, Hydro Leduc – których zakres produkcji przedstawiony został w tabeli 1.2.

W tabeli 1.3 pokazano sposoby przedstawiania sprawności przez firmy wymienione w tabelach 1.1 i 1.2. Zdarza się, iż firmy nie zawsze udostępniają dane dotyczące

sprawności swoich wyrobów (pomp czy też silników hydraulicznych) a jeśli już one są udostępnione, to najczęściej w formie wykresów (rzadziej tabel), przedstawiając je najczęściej jako funkcję parametrów które zależą od strat [42].

Tabela 1.2 Światowi producenci i importerzy pomp i silników hydraulicznych [7]

Lp.	Nazwa firmy/kraj/adres WWW.	Zakres działalności							
		Pompy				Silniki			
		tłokowe	zębate	łopatkowe	inne	tłokowe	zębate	łopatkowe	obiegowe i inne
1.	Bosch-Rexroth – USA i Niemcy www.boschrexroth.com	*	*	*	*	*	*	*	*
2.	Häggglunds river – Szwecja i Wielka Brytania www.hagglunds.com	*	*	*	*	*	*	*	*
3.	Parker – USA www.parker.com	*	*	*	*	*	*	*	*
4.	Sauer Danfoss – USA, Niemcy i Dania www.sauer-danfoss.com	*	*			*	*		*
5.	Hydro Leduc – USA www.hydroleducusa.com	*				*			

Tabela 1.3 Sposoby przedstawiania sprawności energetycznej przez firmy wymienione w tabeli 1 i 2 [65 ÷ 95]

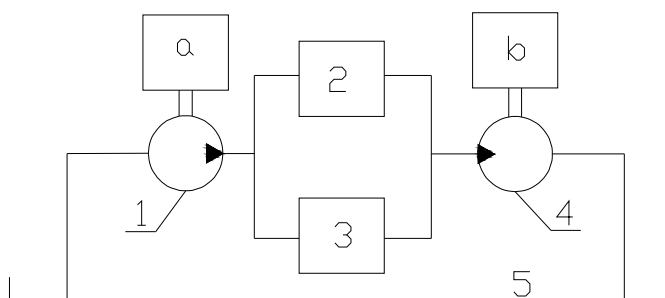
Lp.	Nazwa firmy	Sposób przedstawiania sprawności		
		Dane liczbowe	Charakterystyki	Brak danych ¹
1.	Bosch-Rexroth	*	*	
2.	Häggglunds Drives	*	*	
3.	Parker Hannifin	*	*	
4.	Sauer Danfoss	*	*	
5.	Hydro Leduc	*	*	
6.	Hydac			*
7.	Hydroster Sp. z o.o.	*	*	
8.	Przedsiębiorstwo Hydrauliki Siłowej Hydrotor S.A.	*		
9.	Ponar Wadowice S.A.		*	
10.	PZL-Hydral S.A.			*
11.	Waryński Hydraulika Sp. z o.o.			*
12.	Wytwórnia Pomp Hydraulicznych Sp. z o.o.			*
13.	Argo-Hytos Polska Sp. z o.o.	*	*	
14.	Hydromega Sp. z o.o.			*

¹ - dane nie są dostępne na stronie internetowej.

Napędy hydrostatyczne znalazły tak szerokie zastosowanie ze względu na swoje liczne zalety, chociażby jak już wspomniane własności smarne, ale również mały ciężar urządzenia przypadający na jednostkę przekazywanej mocy, dzięki czemu urządzenia posiadają zwartą i prostą konstrukcję. Kolejną ważną cechą jest możliwość uzyskania bezstopniowej zmiany prędkości roboczych napędzanego elementu lub maszyny oraz zmiany kierunku ruchu mechanizmu. Ważnym też, z punktu widzenia sterowania maszynami, jest duża wartość stosunku momentu obrotowego silnika hydraulicznego do momentu bezwładności jego części ruchomych, dzięki czemu czas nawrotu silnika hydraulicznego i czas potrzebny do osiągnięcia prędkości obrotowych maksymalnych jest niewielki [59].

Napędem hydrostatycznym (rysunek 1.5), wykorzystującym energię ciśnienia cieczy, nazywamy urządzenie służące do poruszania maszyn i ich mechanizmów, które składa się z pięciu zasadniczych części, z:

1. pompy, która może być napędzana silnikiem elektrycznym, spalinowym lub innym,
2. elementów sterowania i regulacji (np. rozdzielacze, itp.),
3. elementów pomocniczych (zawory, filtry, przewody, itp.),
4. silnika hydraulicznego (obrotowego lub liniowego (siłownika)),
5. cieczy roboczej (np. oleju hydraulicznego).



Rys. 1.5 Elementy tworzące układ napędu hydrostatycznego: a – silnik napędowy pompy wyporowej, b – mechanizm roboczy, 1 – pompa wyporowa; 2 – zespół sterujący; 3 – zespół pomocniczy; 4 – silnik hydrauliczny (obrotowy lub liniowy (siłownik)); 5 – zbiornik cieczy roboczej

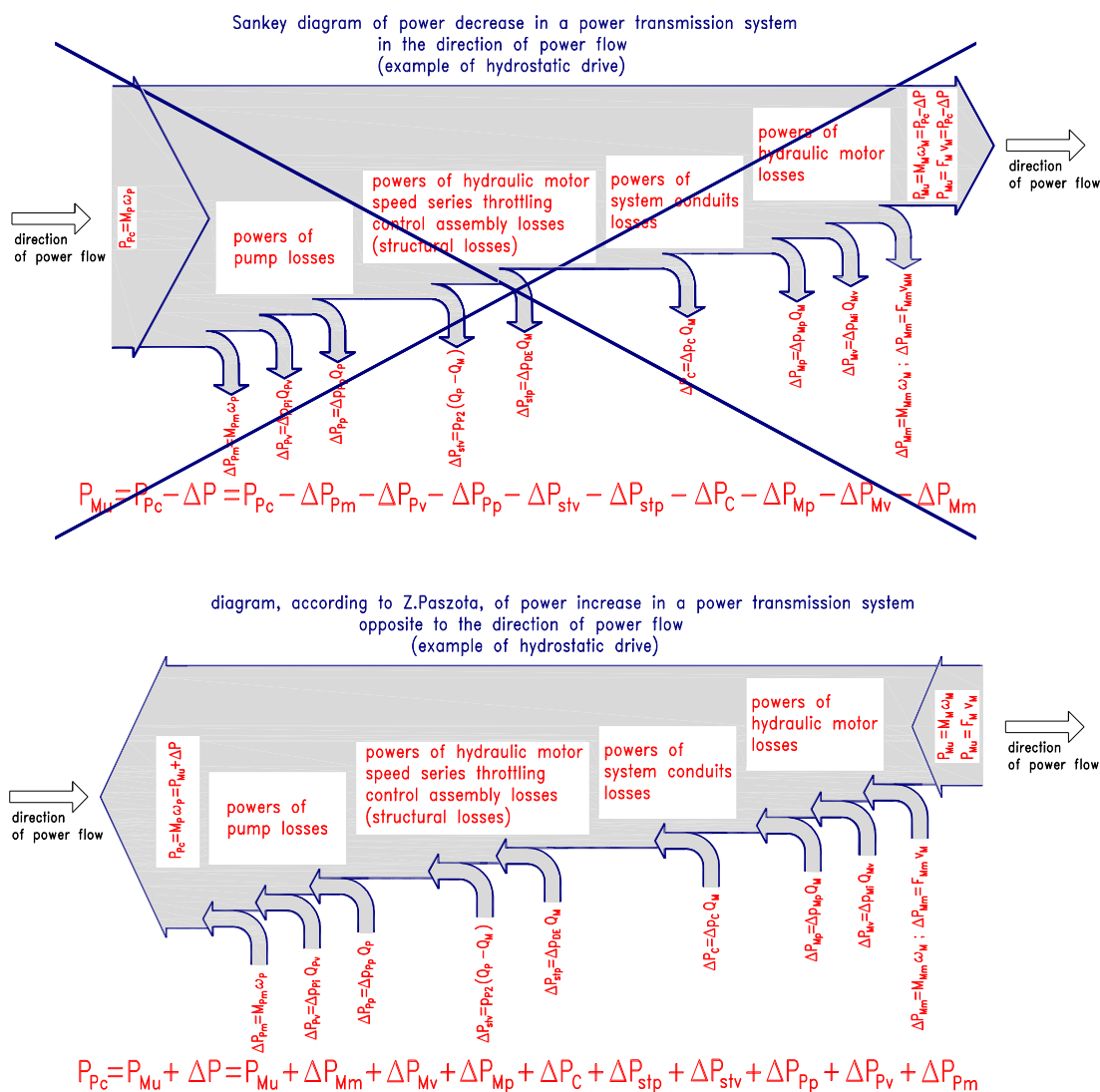
Elementy te mogą być łączone ze sobą w sposób tworzący przekładnię hydrostatyczną, która służy do przekazywania za pomocą cieczy ruchu obrotowego z wału pompy na wał silnika hydraulicznego wraz z regulacją prędkości i kierunku obrotów tego silnika.

Przekładnie hydrostatyczne, w których występuje co najmniej jedna nastawna maszyna wyporowa (pompa lub silnik hydrauliczny) nazywamy przekładniami ze sterowaniem objętościowym [62].

W przekładniach hydrostatycznych spotkać można się jeszcze z drugim rodzajem sterowania prędkości silnika, mianowicie ze sterowaniem dławieniowym – mamy z nim do czynienia, gdy między pompą a silnikiem hydraulicznym zastosowano zespoły sterowania dławieniowego w celu dławienia przepływu do wymaganej wartości jego natężenia.

Projektant układu hydrostatycznego projektuje go pod kątem pracy przy parametrach nominalnych obciążenia oraz prędkości silnika hydraulicznego i dla takich parametrów określana jest sprawność poszczególnych elementów jak i całego układu [28].

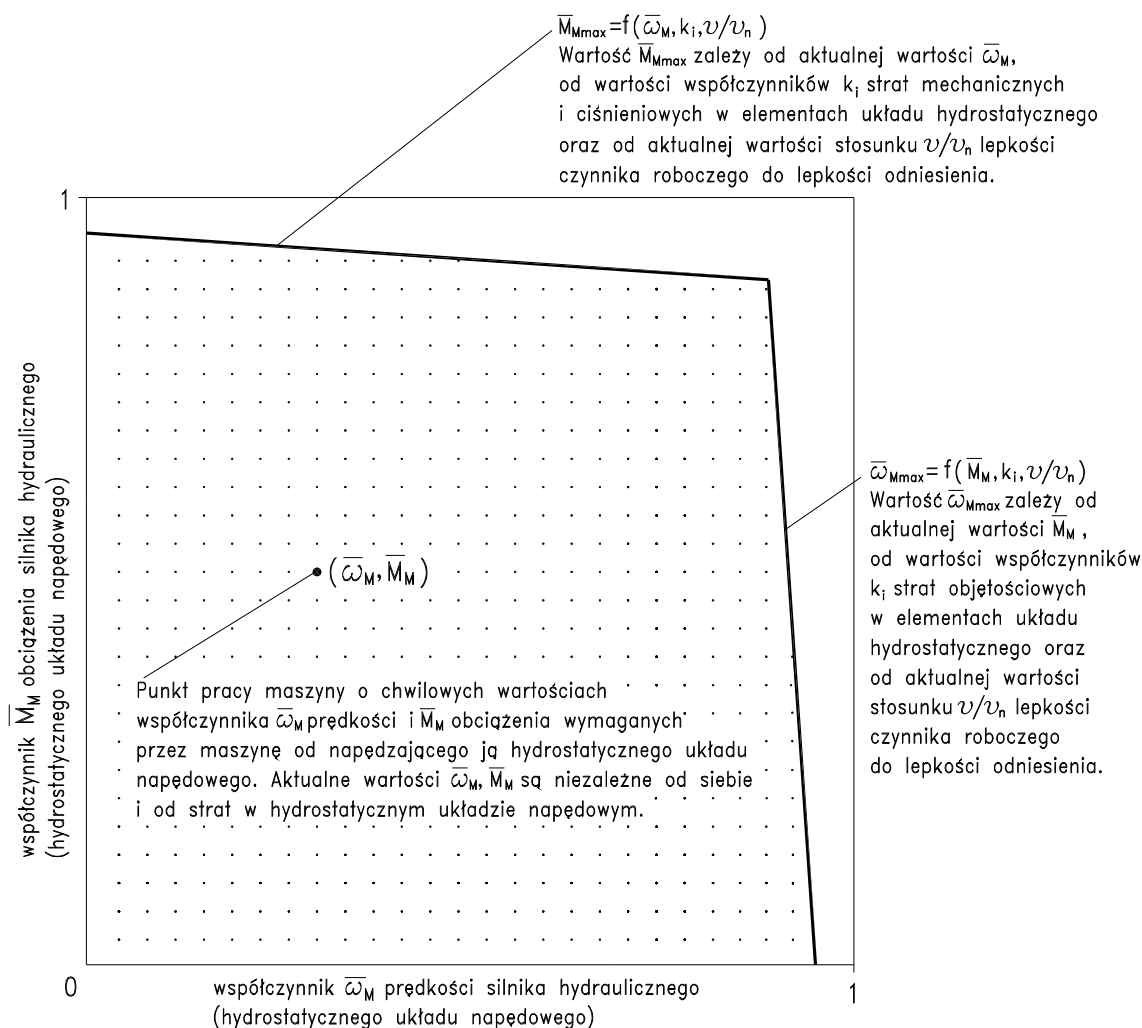
Większość badaczy jak i projektantów podczas badań czy też podczas projektowania układów opiera się na wykresie Sankey'a, przedstawiającym spadek mocy zgodny z kierunkiem przepływu mocy. W swej pracy pragnę przeanalizować to spojrzenie i porównać je ze spojrzeniem zaproponowanym przez Z. Paszotę w pracach [40 ÷ 50].



Rys. 1.6 Schemat zaproponowany przez Z. Paszotę w pracy [47], przedstawiający wzrost mocy w hydrostatycznym układzie napędowym w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankey’a obrazujący spadek mocy w kierunku przepływu mocy

Maszyna czy też urządzenie, które jest napędzane przez układ hydrostatyczny, składający się z elementów wymienionych na rysunku, stawia elementom tego układu pewne wymagania. Wymagania te dotyczą (w przypadku silnika hydraulicznego) momentu M_M obciążającego wał silnika i prędkości kątowej ω_M wału. Iloczyn powyższych parametrów tworzy moc P_{Mu} użyteczną silnika. Moc P_{Mu} użyteczna powiększona o moc ΔP strat występujących w układzie tworzy moc P_{Pc} konsumowaną przez pompę, która napędzana jest np. silnikiem elektrycznym. Moc ΔP strat występująca w układzie jest sumą mocy związanej z czterema grupami strat: mocy strat w silniku hydraulicznym, stanowiącej sumę mocy strat w nim występujących tj.: ΔP_{Mm} – moc strat mechanicznych; ΔP_{Mv} – moc strat objętościowych i ΔP_{Mp} – moc strat ciśnieniowych; mocy strat występującej w przewodach ΔP_C ; mocy strat związanej z metodą sterowania prędkości obrotowej w przekładni hydrostatycznej, ΔP_{stp} i ΔP_{stv} ; mocy strat występujących w pompie, stanowiącej sumę mocy strat w niej występujących tj.: ΔP_{pp} – moc strat ciśnieniowych; ΔP_{pv} – moc strat objętościowych oraz ΔP_{pm} – moc strat mechanicznych [47].

Układ nie decyduje o warunkach, w jakich pracuje dane urządzenie czy też mechanizm wykonawczy; to właśnie dane urządzenie lub mechanizm decyduje o tym, z jakim obciążeniem czy też, z jaką prędkością będzie pracował silnik hydrauliczny (rysunek 1.6), zastosowany w napędowym układzie hydrostatycznym. Zastosowana struktura sterowania (objętościowa lub dławieniowa) prędkości silnika hydraulicznego musi umożliwić osiągnięcie wymaganej prędkości przez napędzane tym układem urządzenie czy też maszynę.



Rys. 1.7 Pole zmiany współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i $\bar{M}_M$ obciążenia (pole pracy $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmin}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) silnika hydraulicznego w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego maszyny [40, 41]

Warunki pracy urządzenia są zmienne, tym samym warunki eksploatacyjne układu hydrostatycznego napędzającego to urządzenie też są zmienne. Zmiana parametrów pracy układu hydrostatycznego jest ograniczona jego możliwościami maksymalnymi; możliwości te określają granice pola pracy układu (obrazują to linie maksymalnych wartości współczynnika prędkości $\bar{\omega}_{Mmax}$ i obciążenia $\bar{M}_{Mmax}$ silnika na rysunku 1.7). Warunki pracy urządzenia mogą się zmieniać w pełnym zakresie zmiany współczynników prędkości $\bar{\omega}_M$ i obciążenia $\bar{M}_M$ silnika (pole zmiany współczynników określone jest

następującymi zakresami: $0 \leq \omega_M < \omega_{M \max}$, $0 \leq M_M < M_{M \max}$ pokazanymi na rysunku 1.7).

Zadaniem pracy układu hydrostatycznego jest zrealizowanie wymagań stawianych przez napędzane urządzenie lub maszynę w całym zakresie pola pracy tego układu. Zakładamy, że maszyna może pracować w każdym z punktów pola pracy. Ważna zatem staje się informacja o sprawności energetycznej układu w nowo powstałych warunkach pracy a praktyka dowodzi, iż eksploataotorzy takich układów tej informacji nie posiadają.

Chcąc zatem określić zakres pola pracy układu hydrostatycznego napędzającego jakąś maszynę, należy określić maksymalne wartości współczynników $\bar{\omega}_{M \max}$ prędkości i obciążenia $\bar{M}_{M \max}$ silnika. Przebieg $\bar{\omega}_{M \max} = f\left(\bar{M}_M, k_i, \frac{v}{v_n}\right)$ zależy od aktualnej wartości współczynnika $\bar{M}_M$ obciążenia silnika, od współczynników k_i strat objętościowych w elementach układów hydrostatycznego oraz od aktualnej wartości stosunku v/v_n lepkości v czynnika roboczego do lepkości v_n odniesienia; a wartość $\bar{M}_{M \max} = f\left(\bar{\omega}_M, k_i, \frac{v}{v_n}\right)$ zależy od aktualnej wartości współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości silnika, od współczynników k_i strat mechanicznych i ciśnieniowych w elementach układów hydrostatycznego oraz od aktualnej wartości stosunku v/v_n lepkości v czynnika roboczego do lepkości v_n odniesienia.

Chcąc przeprowadzić bilans energetyczny maszyny waporowej (pompy lub silnika hydraulicznego) zastosowanej w hydrostatycznym układzie napędowym należy (zgodnie z rysunkami 1.8 i 1.9) strumień mocy strat energetycznych dodawać do strumienia mocy wyjściowej, ponieważ to parametry mocy wyjściowej decydują o mocy poszczególnych strat [40].

Zgodnie z rysunkiem 1.8, przedstawiającym wykres wzrostu mocy w pompie waporowej przeciwnego do kierunku przepływu mocy, o mocach strat i o sprawności energetycznej decydują parametry wyjściowe pompy, czyli wydajność Q_p pompy i ciśnienie p_{p2} panujące w przewodzie tłocznym – są to wielkości niezależne od pompy. Natomiast moment M_p na wale pompy (przy prędkości ω_p wału wynikającej z charakterystyki napędzającego pompę silnika) oraz w przypadku pompy o zmiennej wydajności – współczynnik b_p nastawy wydajności pompy (dla pompy o stałej wydajności $b_p = 1$) – są wielkościami zależnymi [40].

Zgodnie z rysunkiem 1.9 przedstawiającym wykres wzrostu mocy w silniku hydraulicznym, przeciwnego do kierunku przepływu mocy, o mocach strat i o sprawności energetycznej decydują parametry wyjściowe silnika, czyli prędkość kątowna ω_M i moment M_M silnika – są to wielkości niezależne od silnika i od układu. Natomiast parametry wejściowe silnika, czyli natężenie Q_M strumienia zasilającego silnik (chłonność silnika) i spadek Δp_M ciśnienia w silniku – są wielkościami zależnymi [40].

Wartym podkreślenia jest fakt, iż o maksymalnych wartościach współczynników $\bar{\omega}_{M \max}$ prędkości i obciążenia $\bar{M}_{M \max}$ określających granice pola pracy układu decydują możliwości pracy maszyn waporowych zastosowanych w układzie. Zależą one również od zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego a także od strat występujących w elementach układu.



Rys. 1.8 Wykres wzrostu mocy w pompie wyporowej przeciwnego do kierunku przepływu mocy zastępujący wykres Sankey’a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [45]



Rys. 1.9 Wykres wzrostu mocy w silniku hydraulicznym przeciwnego do kierunku przepływu mocy zastępujący wykres Sankey’a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [46]

Przyczyną podjęcia badań dotyczących współczynników k_i strat energetycznych w maszynach waporowych tworzących przekładnie hydrostatyczne jest stworzenie możliwości uzyskania oceny sprawności maszyny (pompy i silnika hydraulicznego) w wybranym punkcie pola pracy w hydrostatycznym układzie napędowym. Ważne staje się to również ze względu na potrzebę minimalizowania strat występujących w maszynach waporowych z jednoczesnym podnoszeniem sprawności energetycznej maszyny.

W pracy pragnę pokazać **jak można określić współczynniki k_i strat korzystając z materiałów, jakimi dysponuje dotychczas projektant a więc korzystając z kart katalogowych i wykresów w nich zamieszczonych.** Dzięki temu możliwe będzie ograniczenie prowadzenia kosztownych badań laboratoryjnych maszyn wyporowych zastosowanych w stosowanych strukturach napędowych.

W pracy został przedstawiony tok postępowania na przykładzie badań pomp i silników hydraulicznych obrotowych produkowanych przez ich czołowego producenta tzn. przez firmę Bosch Rexroth. **Tok obliczeniowy przedstawiono nawiązując do rysunków 1.8 i 1.9 przedstawiających wykresy wzrostu mocy w maszynach wyporowych (pompach i silnikach hydraulicznych obrotowych) przeciwnego do kierunku przepływu mocy.**

2 CEL I TEZY PRACY

Przyczyną podjęcia badań współczynników k_i strat energetycznych w maszynach waporowych jest stworzenie możliwości uzyskania, w szybki i łatwy sposób, oceny sprawności maszyny i układu napędowego w każdym punkcie pola pracy układu.

Celem niniejszej pracy jest również ocena i analiza wielkości strat energetycznych wynikających z zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych maszyn waporowych obrotowych na przykładzie maszyn tłokowych charakteryzujących się najwyższymi ciśnieniami pracy.

Analiza dotyczy zarówno pomp jak i silników hydraulicznych. W maszynach tych występują straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe. Wielkość i proporcje strat energetycznych występujących w maszynie zależą od konstrukcji maszyny oraz od parametrów jej pracy. Parametry pracy decydujące bezpośrednio o poszczególnych stratach zależne są z kolei od tego, czy maszyna pracuje, jako pompa czy też jako silnik hydrauliczny.

Projektanci i producenci silników hydraulicznych oraz hydrostatycznych układów napędowych nie dysponują dotychczas, wg [42], narzędziem właściwego określania ich zachowania energetycznego, oceniając błędnie ich sprawności. Badacze silników hydraulicznych błędnie oceniają straty powstające w silniku np. moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję spadku Δp_M ciśnienia w silniku, natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję spadku Δp_M ciśnienia w silniku. Spowodowane jest to m.in. błędnym przedstawianiem zależności takich jak np. zależność prędkości obrotowej n_M wału silnika od chłonności Q_M silnika (np. [72]).

Według [42]:

Metody oceny strat i sprawności energetycznej obrotowych silników hydraulicznych, stosowane dotychczas w badaniach naukowych i w praktyce przemysłowej, dają błędne rezultaty, ponieważ obarczone są wpływem samych strat na parametry, w funkcji których straty i sprawności są oceniane.

Potwierdzenie powyższego cytatu można znaleźć również w artykułach [22 ÷ 24], w których autorka pokazała obraz strat występujących w silniku hydraulicznym jako funkcję parametrów niezależnych od strat, zgodnie z rysunkiem 1.9, przedstawiającym wzrost mocy przeciwny do kierunku przepływu mocy. W artykułach [22 ÷ 24] autorka pokazała, że aby określić sprawność silnika należy określić właściwie straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe. Aby określić właściwie te straty, należy określić je jak funkcje właściwych parametrów, które bezpośrednio o tych stratach decydują. Dotychczasowe metody określania strat są metodami określającymi je jako funkcje niewłaściwych parametrów i to takich parametrów, które od strat zależą np. w [86] sprawność całkowitą silnika hydraulicznego przedstawiono jako funkcję spadku ciśnienia w silniku.

Ważność poruszonego przez autorkę tematu, może potwierdzić cytat [42]:

Złożoną metodę oceny charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, v)$ silnika jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech sprawności poprawnie opisanych charak-

terystykami sprawności mechanicznej $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$, objętościowej $\eta_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ i ciśnieniowej $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, v)$ silnika należy zastąpić metodą oceny sprawności energetycznej silnika opartą na zdefiniowanych współczynnikach k_i strat energetycznych występujących w silniku i w napędzającym silnik układzie. Proponowana ocena sprawności silnika dokonywana jest w ramach oceny sprawności energetycznej hydrostatycznego układu napędowego, w którym silnik jest zastosowany.

W pracy [42] pokazano złożony wzór opisujący sprawność energetyczną silnika hydraulicznego jako iloczyn sprawności cząstkowych określonych parametrami które bezpośrednio o tych stratach decydują:

$$\eta_M = f(M_M, n_M, v) = \eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp} = \frac{M_M}{M_M + M_{Mm}} \frac{q_{Mt} n_M}{q_{Mt} n_M + Q_{Mv}} \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}}, \quad (2.1)$$

gdzie:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, v), \quad (2.2)$$

$$Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v), \quad (2.3)$$

$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v), \quad (2.4)$$

$$z \quad \Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi(M_M + M_{Mm})}{q_{Mt}} \quad (2.5)$$

$$i \quad Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv}. \quad (2.6)$$

Powyższy wzór jest bardzo złożony. Co dokładniej uzasadniono w wymienionej pracy.

Metoda oceny charakterystyki sprawności energetycznej silnika hydraulicznego (a także pompy i hydrostatycznego układu napędowego) oparta jest na modelach matematycznych strat, w których każdy rodzaj strat jest funkcją parametrów bezpośrednio na straty wpływających i od tych strat niezależnych.

Oceniane są wielkości współczynników k_i strat odnoszące straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe w silniku hydraulicznym (w pompie i w układzie) do wielkości odniesienia: ciśnienia nominalnego p_n układu napędowego, teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy napędzającej układ, teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} i teoretycznego momentu M_{Mt} wału silnika. Współczynniki k_i strat określane są przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej. Jednocześnie określany jest wpływ stosunku ν/ν_n lepkości (lepkości zmieniającej się w zakresie $\nu_{\min} \leq \nu \leq \nu_{\max}$) na wartości współczynników k_i strat [42].

Straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe można określić jako funkcje współczynników strat. Z. Paszotę w [50]. Przykładem jest artykuł [43], w którym przedstawione zostały wzory opisujące moment strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o stałej chłonności na obrót:

$$\begin{aligned} M_{Mm|M_M, n_M, b_M=1, v} &= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} \right) M_{Mt} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M = \\ &= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} \right) \frac{q_{Mt} p_n}{2\Pi} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M, \end{aligned} \quad (2.7)$$

gdzie:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{\frac{q_{Mt} P_n}{2\Pi}}, \quad (2.8)$$

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} =$$

$$= \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{\frac{q_{Mt} P_n}{2\Pi}}, \quad (2.9)$$

$$k_{7.2} = \frac{M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} =$$

$$= \frac{M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}}{\frac{q_{Mt} P_n}{2\Pi}}. \quad (2.10)$$

Objaśnienie przytoczonych wzorów (2.7 ÷ 2.10) umieszczono w rozdziale 4.2.1 dotyczącym strat mechanicznych występujących w silniku hydraulicznym.

W pracy pragnę pokazać jak można określić współczynniki k_i strat energetycznych wybranych typów maszyn waporowych, korzystając z metody sumy mocy (rozdział 5), posiadając materiały, jakimi dysponuje projektant układów hydrostatycznych, a więc korzystając z kart katalogowych i wykresów w nich zamieszczonych.

Podczas określania współczynników k_i strat energetycznych w maszynach waporowych stosowanych w napędach hydrostatycznych opierać się będą na wzorach zaproponowanych przez Z. Paszotę w pracach [29 ÷ 50] oraz na przyjętych tezach (które w dalszej części pracy zostaną potwierdzone, odrzucone bądź też zmodyfikowane). Są to następujące tezy:

- | | |
|-----------|--|
| T1 | Elementem drogi do określenia sprawności energetycznych pomp i silników hydraulicznych (oraz złożonych z nich przekładni hydrostatycznych o określonej strukturze) jest ocena zdefiniowanych współczynników k_i strat energetycznych w tych maszynach. |
| T2 | Rozwiązanie konstrukcyjne, które umożliwia zamianę energii mechanicznej w energię ciśnienia lub energii ciśnienia w energię mechaniczną, decyduje o wielkościach i o proporcjach poszczególnych strat. |
| T3 | Wielkość maszyny, tzn. teoretyczna wydajność na obrót q_{Pt} pompy czy też teoretyczna chłonność na obrót q_{Mt} silnika hydraulicznego obrotowego może mieć wpływ na wielkość współczynników k_i strat występujących w maszynie. |
| T4 | Warunki nominalnej pracy układu (ciśnienie nominalne p_n układu i prędkość nominalna n_n maszyny), w którym zastosowana jest maszyna wpływają na wielkość współczynników k_i strat energetycznych. |
| T5 | Pompa, pracująca w przekładni hydrostatycznej, napędzana jest z wybraną nominalną prędkością n_{Pn} wału a wybór prędkości n_{Pn} napędu wału w zakresie proponowanym przez producenta wpływa na wartość współczynników k_i strat energetycznych. |

3 KONSTRUKCJA WYPOROWYCH MASZYN OBROTOWYCH

Maszyny wyporowe tj. pompy i silniki hydrauliczne, są urządzeniami energetycznymi, których działanie sprowadza się do przekazywania energii czynnika roboczego (oleju hydraulicznego, emulsji olejowo-wodnej, itp.) organowi roboczemu maszyny (tłokowi, nurnikowi, rotorowi, itp.) – w przypadku silnika lub w kierunku odwrotnym w przypadku pompy [26].

3.1 POMPY

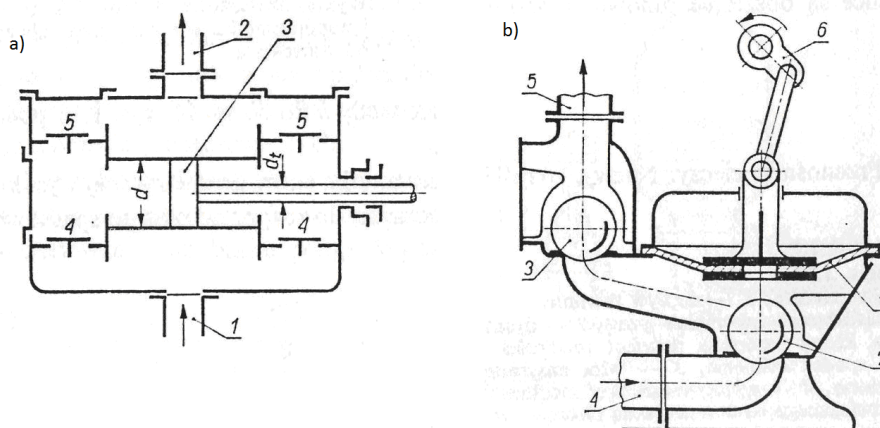
3.1.1 ZASADA DZIAŁANIA I PARAMETRY PRACY

Pompy wyporowe służą do podnoszenia cieczy z poziomu niższego na poziom wyższy lub też do przetłaczania cieczy z przestrzeni ssawnej (gdzie panuje niższe ciśnienie) do tłocznej (gdzie panuje ciśnienie wyższe) za pomocą elementów wyporowych (tłoka, nurnika, skrzydełka, rotora, itp.). Wielkość wypartej dawki cieczy określona jest wymiarami komory roboczej. W celu zapewnienia poprawnej pracy pompy ważne jest aby ich konstrukcja gwarantowała szczelne oddzielenie przestrzeni ssawnej i tłocznej oraz zapewniała szczelność między komorą roboczą a elementem roboczym [15, 57].

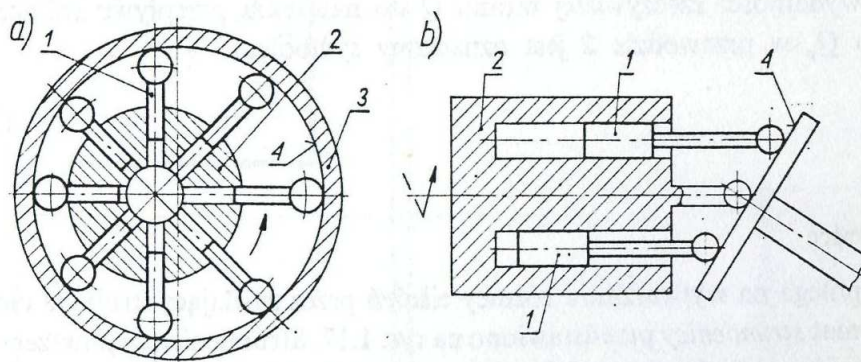
Wzorując się na klasyfikacji pomp wyporowych zamieszczonych w literaturze [15, 57, 59], w normie [107], oraz na szczegółowym podziale silników wyporowych zamieszczonych w rozdziale 3.2, podział pomp wyporowych w zależności od przyjętego kryterium przedstawić można następująco:

1. ze względu na możliwość zmiany wydajności:
 - a. pompa o stałej wydajności;
 - b. pompa o zmiennej wydajności;
2. ze względu na kierunki przepływu:
 - a. o stałym kierunku przepływu;
 - b. o zmiennym kierunku przepływu;
3. ze względu na sposób poruszania się elementów roboczych przetwarzających energię:
 - a. pompa o ruchu obrotowym;
 - b. pompa o ruchu posuwisto-zwrotnym (rysunek 3.1);
4. ze względu na typ elementu roboczego:
 - a. pompa zębata (rysunek 3.4);
 - o zazębieniu zewnętrznym;
 - o zazębieniu wewnętrznym;
 - b. pompa łopatkowa;
 - z wirującymi łopatkami;

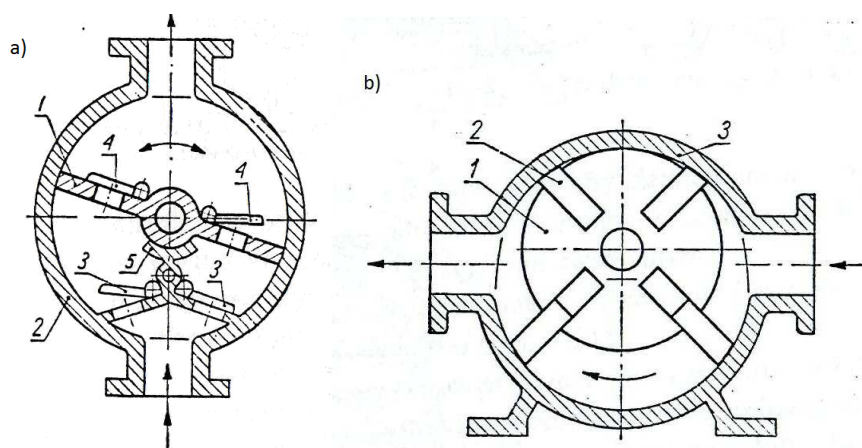
- z nie wirującymi łopatkami;
- c. pompa tłokowa (nurnikowa – rysunek 3.2):
 - rzędowa;
 - promieniowa z nieruchomym blokiem cylindrów;
 - promieniowa z wirującym blokiem cylindrów;
 - osiowa z przechylną tarczą;
 - osiowa z przechylnym blokiem cylindrów;
 - osiowa z wirującą tarczą oporową;
- d. pompa śrubowa (rysunek 3.6):
 - jednowirnikowa;
 - dwuwirnikowa;
 - trzywirnikowa;
- 5. ze względu na liczbę niezależnych strumieni:
 - a. jednostrumieniowe;
 - b. wielostrumieniowe.



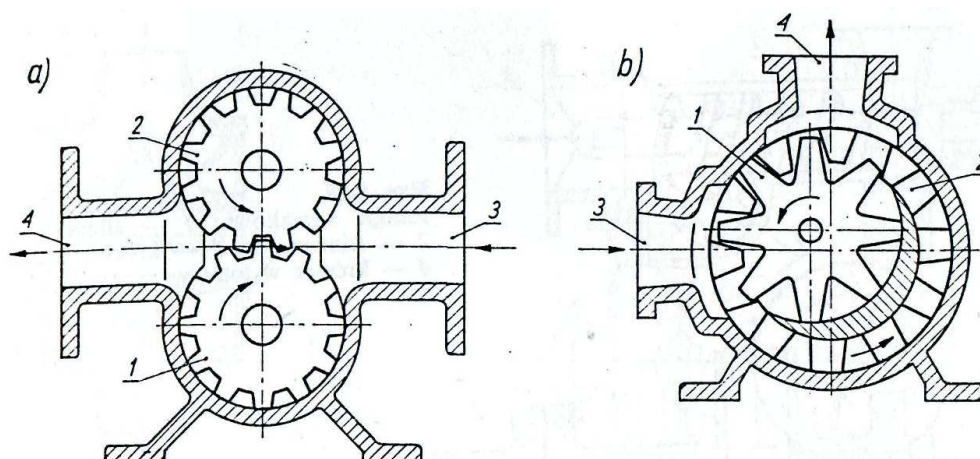
Rys. 3.1 Pompy o postępowo-zwrotnym ruchu organu roboczego [57]: a) pompa tłokowa dwustronnego działania (1 - króciec ssawny, 2 - króciec tłoczny, 3 - tłok, 4 - zawory ssawne, 5 - zawory tłoczne), b) pompa przeponowa - membranowa (1 - przepona, 2 - zawór kulowy ssawny, 3 - zawór kulowy tłoczny, 4 - króciec ssawny, 5 - króciec tłoczny, 6 - napęd korbowy)



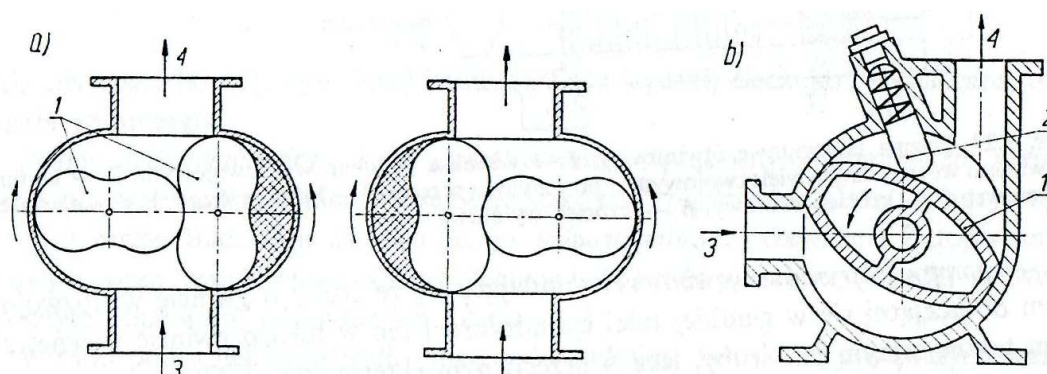
Rys. 3.2 Pompa tłokowa [57]: a) promieniowa, b) osiowa; 1- tłoki, 2 - obrotowy blok cylindryczny, 3 - nieruchomy kadłub pompy promieniowej, 4 - powierzchnie prowadzące tłoki



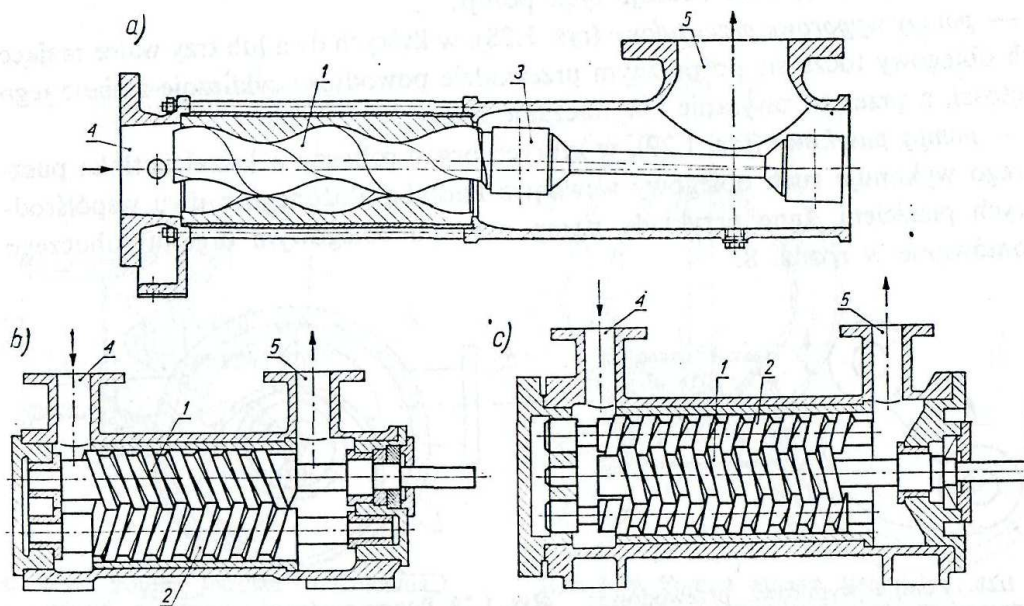
Rys. 3.3 Pompy o obrotowo-zwrotnym ruchu organu roboczego [57]: a) pompa skrzydełkowa (1 - tłok skrzydełkowy, 2 - obudowa pompy, 3 - zawory ssawne, 4 - zawory tłoczne, 5 - przegroda), b) pompa łopatkowa (1 - rotor (wirnik), 2 - łopatki promieniowe wysuwalne, 3 - kadłub pompy)



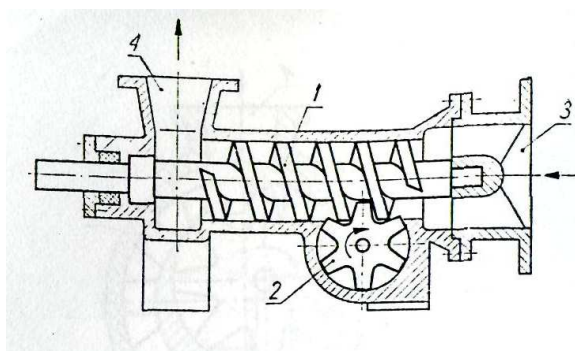
Rys. 3.4 Pompa zębata [57]: a) o zazębieniu zewnętrznym, b) o zazębieniu wewnętrznym; 1 - koło zębate napędzające, 2 - koło zębate napędzane, 3 - króciec wlotowy, 4 - króciec wylotowy



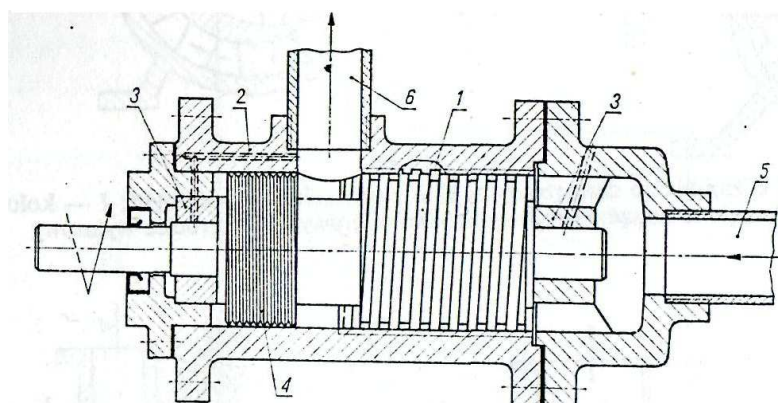
Rys. 3.5 Pompa krzywkowa [57]: a) Rootsa, b) jednowirnikowa; 1 - rotor lub wirnik, 2 - zgarniacz, 3 - króciec ssawny, 4 - króciec tłoczny



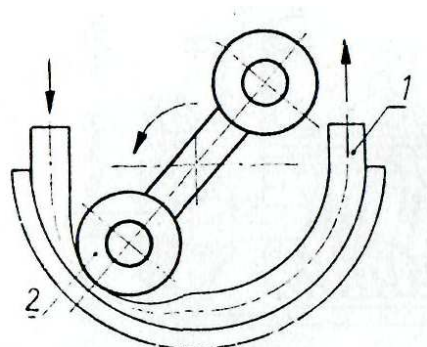
Rys. 3.6 Pompa śrubowa [57]: a) jednowirnikowa, b) dwuwirnikowa, c) trzywirnikowa; 1 – wirnik czynny, 2 – wirnik bierny, 3 – łącznik giętki napędzający, 4 – króciec wlotowy, 5 – króciec wylotowy



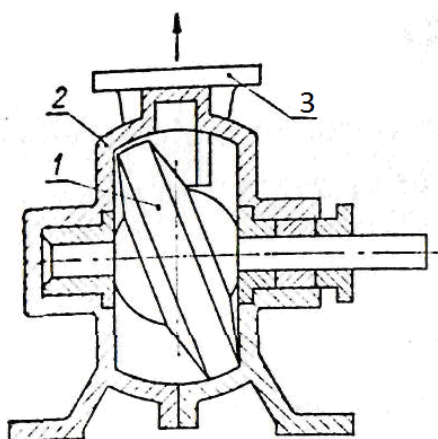
Rys. 3.7 Pompa ślimakowa [57]; 1 – ślimak, 2 – ślimacznica, 3 – króciec wlotowy, 4 – króciec wylotowy



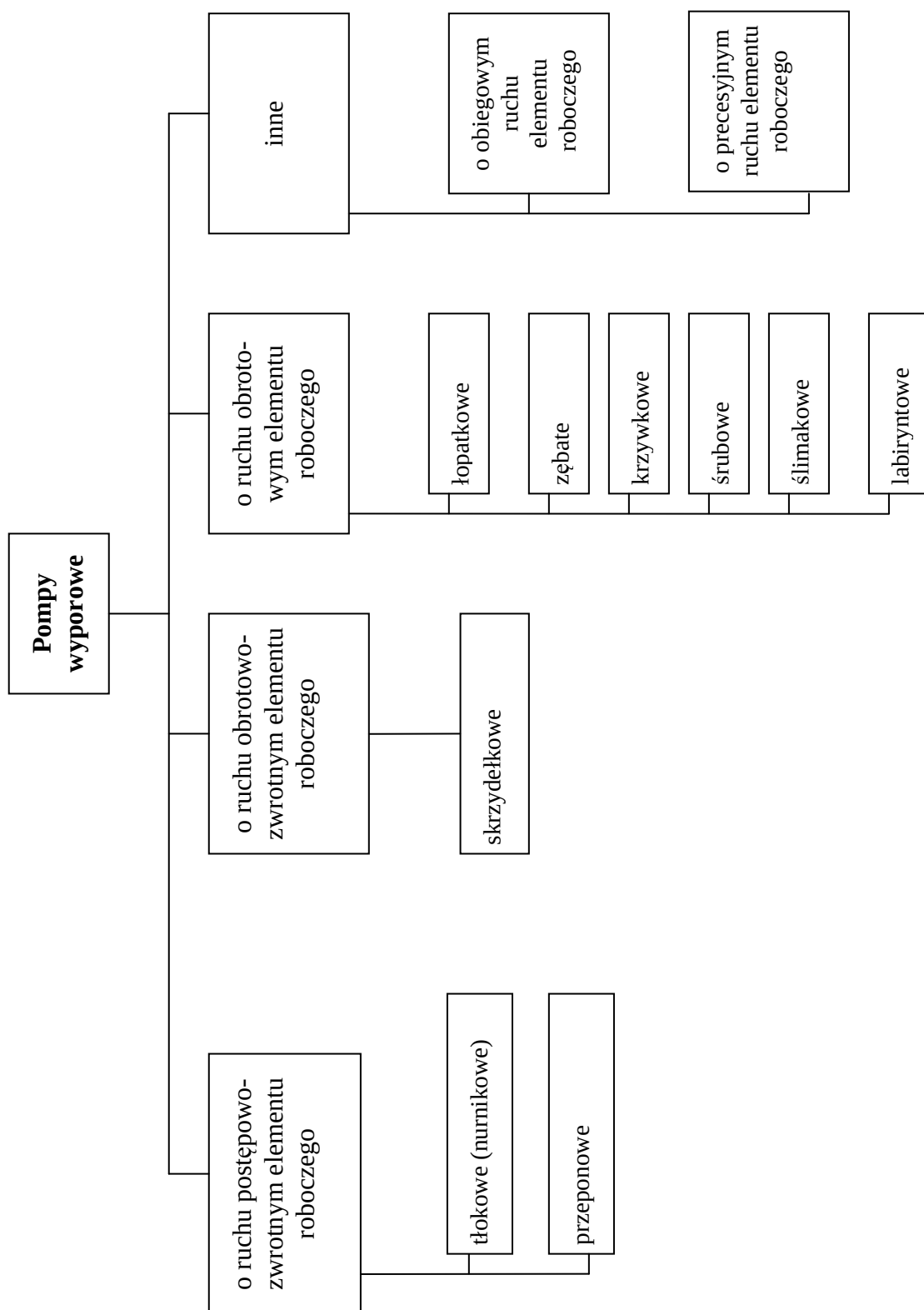
Rys. 3.8 Pompa labiryntowa (gwintowa) [57]; 1 – wirnik z gwintem wielozwojowym, 2 – kadłub z gwintem wewnętrznym wielozwojowym o przeciwnym skręcie, 3 – łożyska ślizgowe, 4 – dławnica gwintowa, 5 – króciec wlotowy, 6 – króciec wylotowy



Rys. 3.9 Pompa o ruchu obiegowym organu roboczego - pompa wyporowa przewodowa [57]; 1 - przewód prężny, 2 - walce naciskające przewód



Rys. 3.10 Pompa o precesyjnym (oscylacyjno - obrotowym) ruchu organu roboczego - pompa wyporowa tarczowa z dopływem promieniowym [57]; 1 - tarcza o ruchu oscylacyjno - obrotowym, 2 - kadłub, 3 - króciec tłoczny



Rys. 3.11 Podział pomp wyporowych ze względu na rodzaj ruchu elementu roboczego. [57,107]

3.1.2 ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE

Najczęściej napęd hydrostatyczny, zastosowany na statkach, służy do napędu i sterowania urządzeń pokładowych tj. wciągarek czy też kabestanów kotwicznych bądź cumowniczych, żurawi pokładowych, żurawi łodziowych, pokryw lukowych, drzwi grodziowych, zaworów zęzowych, balastowych, skoku śruby napędowej, jak również do napędu i sterowania urządzeń sterowych oraz innych [44, 56]. Do realizacji wymienionych zadań, mechanizmów umieszczonych na statkach jak również na obiektach oceanotechnicznych, wykorzystuje się zaledwie kilka typów pomp z pośród pomp wymienionych na rysunku 3.11.

Na podstawie [56] do najczęstszych typów pomp wyporowych, stosowanych w napędach hydrostatycznych stosowanych na statkach czy też obiektach oceanotechnicznych, zalicza się pompy: wielotłokowe, zębate oraz łopatkowe.

Na rysunkach 3.1 ÷ 3.10 pokazano przykładowe konstrukcje pomp wyporowych, których podział ze względu na rodzaj ruchu elementu roboczego przedstawiony został na rysunku 3.11.

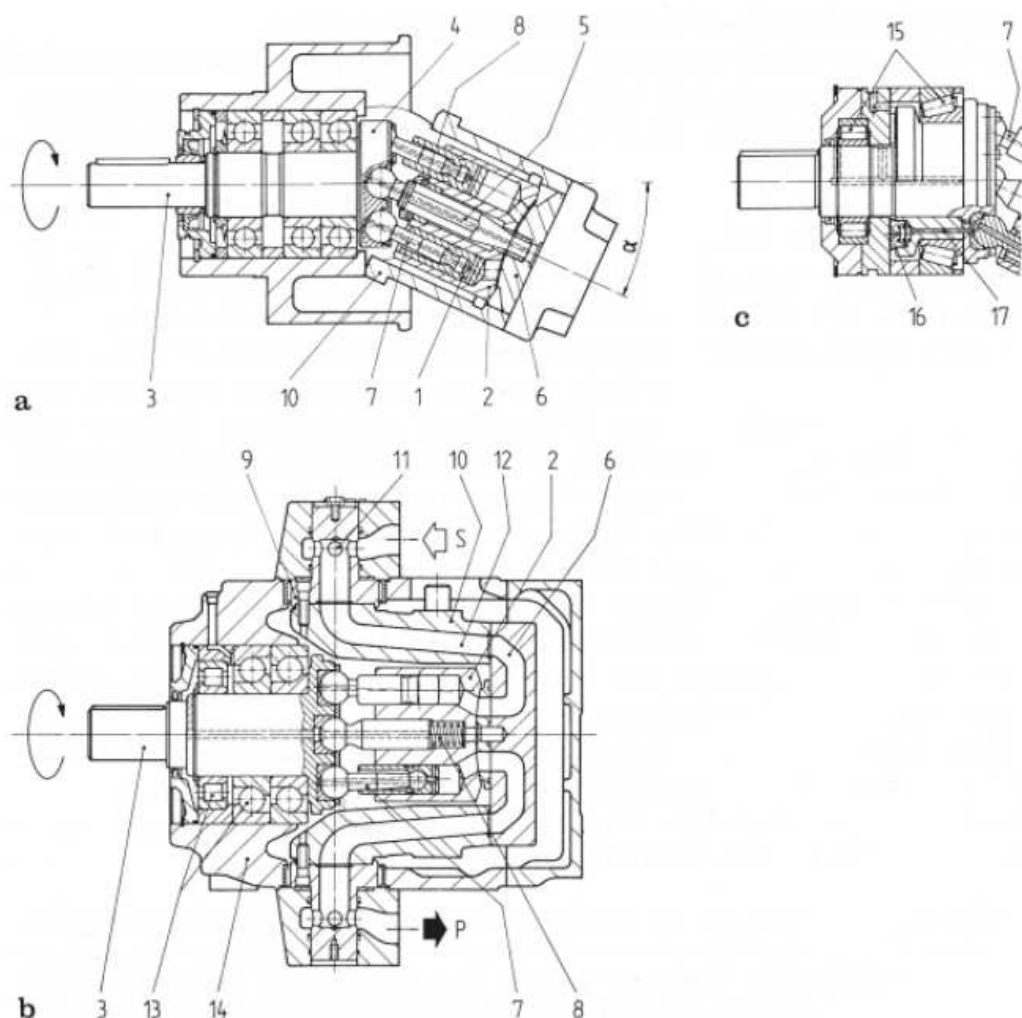
3.1.2.1 Pompy tłokowe

Przykłady pomp tłokowych osiowych, produkowanych przez firmę Bosch Rexroth przedstawiono na rysunku 3.12.

Na rysunku 3.12a nurniki 7 są usytuowane w kierunku osiowym w wirującym bloku cylindrowym 2. Przeniesienie ruchu obrotowego z wału napędowego 3 następuje poprzez tarcze napędową 4, w której umieszczone są stopki nurników 7. Nurniki 7 wykonują ruch posuwisto-zwrotny w cylindrach 1 znajdujących się w bloku cylindrowym 2. Tarcza napędowa 4 ustawiona jest pod pewnym kątem α do osi obrotu (dla $\alpha > 25^\circ$ zaczyna występować nierównomierność prędkości kątowej oraz drgania skrętne bębna cylindrowego [14]) i połączona jest z blokiem cylindrowym 2 za pomocą nurnika sterującego 5, który nie bierze udziału w tworzeniu komory roboczej pompy. Długość skoku nurników 7 jest uzależniona od wielkości kąta α . W rozdzielaczu 6 znajdują się kanały 12 dopływowe i odpływowe (dokładnie widoczne na rysunku 3.12b).

Poprzez zastosowanie małej liczby nurników (7 lub 9) osiągnięto wystarczająco mały przepływ i pulsację ciśnienia, co zapewnia niski poziom hałasu pracy pompy [14].

W tabelach 3.1 i 3.2 przedstawiono typoszeręg produkowanych, przez firmę Bosch Rexroth, obecnie pomp wielotłokowych, podając ich podstawowe parametry pracy.



Rys. 3.12 Pompy tłokowe osiowe o zmiennej wydajności [14]; a – pompa z wychylnym blokiem cylindrów (A2V, seria 1, Hydromatik Brueninghaus, Bosch Rexroth), b – przekrój wzdłużny w osi obrotu (A4V, seria 5, Hydromatik), c – wariant łożyskowania (SL, Hydromatik): 1 – cylinder, 2 – blok cylindrowy, 3 – wał napędowy, 4 – tarcza napędowa, 5 – nurnik sterujący, 6 – rozdzielacz, 7 – nurnik, 8 – sprężyna, 9 – sworzeń, 10 – korpus, w którym umieszczony jest obrotowy blok cylindrów, 11 – przyłącze obrotowe, 12 – kanał, 13 – łożysko wału napędowego, 14 – korpus od strony wału napędowego, 15 – łożyska, 16 – łożysko ślizgowe, 17 – kanalik

Tabela 3.1 Typoszerzeg pomp tłokowych osiowych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth [70]

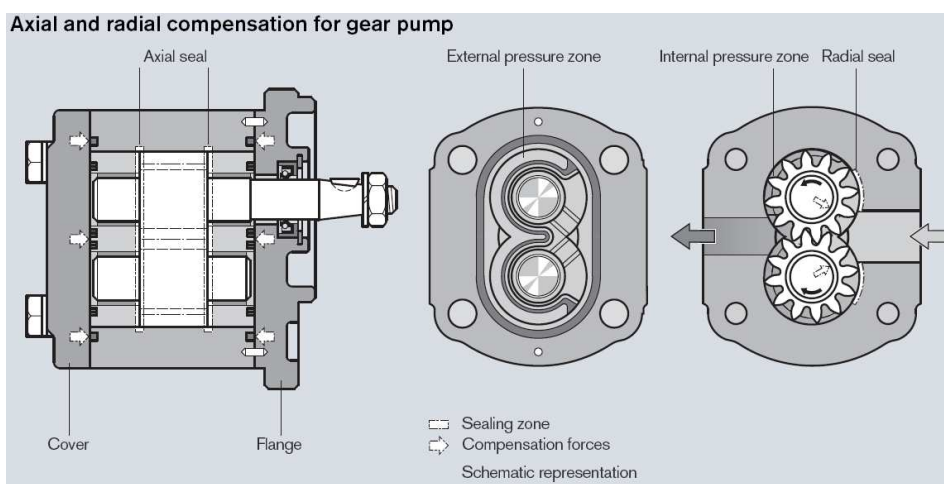
		Pompy tłokowe osiowe							
		A4VSG	A7VO	A4VB	A4VSO	A10VSO	A10VSO	A4FO	A2FO
Wydajność	[-]	zmienna	zmienna	zmienna	zmienna	zmienna	zmienna	stała	stała
Wydajność q_{Pt} na obrót wału pompy	[cm ³]	40-1000	54,8-160 250-1000	450	40-1000	18 28-140	10,5	16-500	4,93-80,4 90-1000
Nominalne ciśnienie p_{Pn} pracy	[bar]	350	350	420	350	280	250	350-400	210-400
Maksymalne ciśnienie p_{Pmax} pracy	[bar]	400	400	450	400	350	315	400-450	250-450
Wydajność Q_P	[l/min]	148-1600	133-295 364-922	821	104-1000	59,4-252	37	62-640	27-140 158-922
Dopuszczalna Maksymalna n_{Pmax} prędkość pracy	[min ⁻¹]	3700-1600	2500-1900 1500-950	1800	3200-1200	3300 3600-2100	3600	4000-1320	5600-1800 1800-950
Masa	[kg]	47-630	25-450	420	39-605	12-60	8	13,5-220	2,5-23 23-336
Maksymalna moc napędu przy wydajności Q_P i przy określonym Δp :	[kW]	$\Delta p=350$ [bar] 86-933	$\Delta p=350$ [bar] 80-538	$\Delta p=420$ [bar] 574	$\Delta p=350$ [bar] 61-583	$\Delta p=280$ [bar] 27,7-118	$\Delta p=250$ [bar] 16	$\Delta p=400$ [bar] 43-385	$\Delta p=350$ [bar] 14,5-84 95-554

Tabela 3.2 Typoszerzeg pomp zębatach, łopatkowych i łokowych promieniowych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth [70]

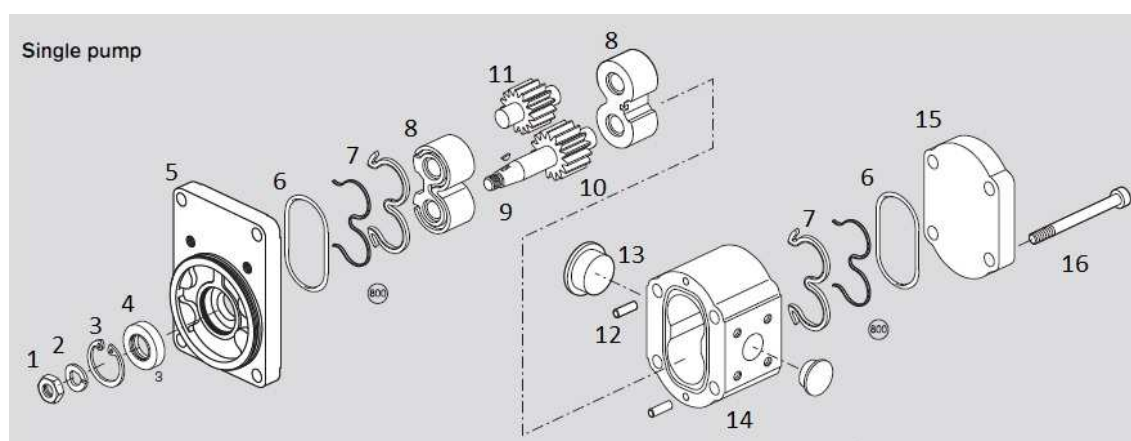
		Pompy zębate		Pompy łopatkowe		Pompy łokowe promieniowe	
		PGF	PGH	PVV/PVQ	PV7	R4	R4
Wydajność	[-]	stała	stała	stała	zmienna	stała	stała
Wydajność q_{Pt} na obrót wału pompy	[cm ³]	1,7-40,5	5,2-281,9	18-193,4	14-150	0,4-2	1,6-20
Maksymalne ciśnienie p_{Pmax} pracy	[bar]	180-250	125-350	140-210	160	175-700	700-500
Dopuszczalna minimalna n_{Pmin} prędkość pracy	[min ⁻¹]	500-600	300-600	600	-1	-1	-1
Dopuszczalna maksymalna n_{Pmax} prędkość pracy	[min ⁻¹]	2500-4500	1800-3000	1800-2700	900-1800	1450	1000-2000
Masa	[kg]	0,8-4,9	4,3-57,5	12-54	12,5-56	2,6	9,2-16,4
Minimalna wymagana moc napędu przy p_{Pmax}	[kW]	1,5-22	5-100	11-118	6,3-33	0,07-1,15	0,29-25,3

3.1.2.2 Pompy zębate

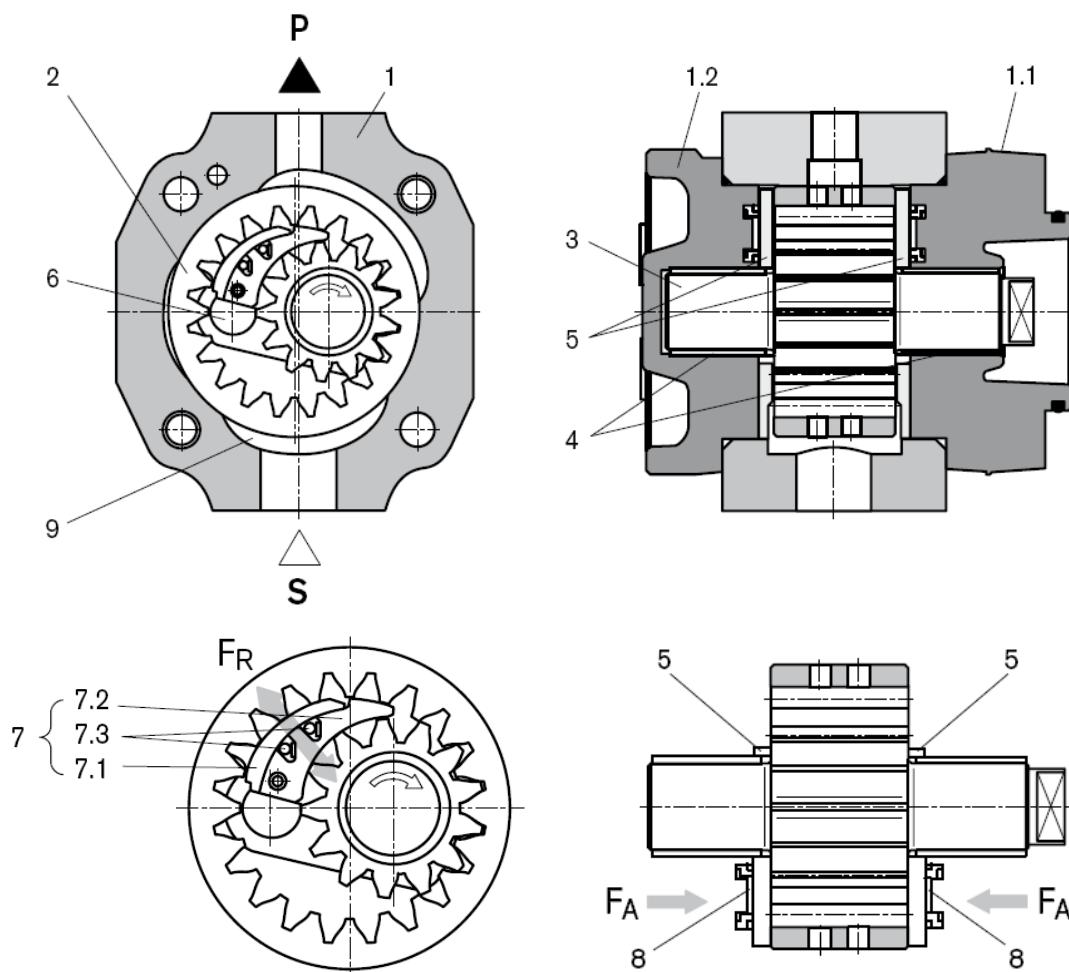
Pompa zębata składa się, najczęściej, z dwóch zazębionych ze sobą kół zębatych (przykład pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym przedstawiono na rysunkach 3.13 i 3.14), umieszczonych w szczelnej obudowie. Jedno z kół jest kołem napędowym - napędzanym od silnika np. elektrycznego bądź innego, posiada ono wystający wał, który jest dodatkowo uszczelniony pierścieniem uszczelniającym, drugie koło jest kołem napędzanym. Dodatkową szczelność stykających się kół zębatych zapewnia osiowy pierścień uszczelniający. Komory robocze tworzone są przez ścianki korpusu i międzyzębne wnęki kół zębatych. Koła zębate posiadają 12 zębów, dzięki czemu zarówno pulsacje przepływu jak i emisja hałasu ograniczona jest do minimum - jak podaje producent [68].



Rys. 3.13 Schemat działania pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym firmy Bosch Rexroth [68]



Rys. 3.14 Elementy składowe pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym firmy Bosch Rexroth [68]:
 1 – nakrętka, 2 – podkładka, 3 – pierścień ustalający, 4 – pierścień uszczelniający wał, 5 – obudowa zewnętrzna, 6 – uszczelka, 7 – osiowe pierścienie uszczelniające okulary łożyskowe, 8 – okulary łożyskowe, 9 – wał napędowy, 10 – koło zębate napędowe, 11 – koło zębate napędzane, 12 – kołki ustalające, 13 – korki przyłączy hydraulicznych, 14 – korpus, 15 – pokrywa tylna, 16 – śruby mocujące



Rys. 3.15 Konstrukcja pompy zębatej o zazębieniu wewnętrznym typu PGF firmy Bosch Rexroth [69]:

1 – korpus, 1.1 – pokrywa łożyska, 1.2 – pokrywa tylna, 2 – pierścień o zazębieniu wewnętrznym, 3 – koło zębate osadzone na wale, 4 – łożyska ślizgowe, 5 – tarcze osiowe, 6 – kołek ustalający (oporowy), 7 – segment oddzielający komorę ssawną z tłoczną, składa się on z elementu 7.1, elementu nośnego (wspornika) 7.2 i z rolek uszczelniających 7.3, 8 – pole ciśnienia dociskające tarcze osiowe do komory tłoczenia, 9 – łożysko hydrostatyczne, S – króciec ssawny, P – króciec tłoczny, F_A – siła osiowa, F_R – siła promieniowa

Innym przykładem pompy zębatej, jest pompa o zazębieniu wewnętrznym typu PGF produkowana przez firmę Bosch Rexroth - przedstawiona na rysunku 3.15.

Składa się ona z (zgodnie z rysunkiem 3.15): obudowy 1, pokrywy łożyskowej 1.1 oraz pokrywy tylnej 1.2. W obudowie 1 znajduje się wieniec (pierścień) o zazębieniu wewnętrznym 2, który zazębia się z kołem zębatym 3 umieszczonym na wale, ułożyskowanym ślizgowo 4. Proces ssania powoduje powstanie sił hydrodynamicznych, które działają na koło zębate 3 umieszczone na wale, wymuszając jego ruch (kierunek obrotu pokazany został na rysunku 3.15 strzałką) po zębach wieńca 2. Podczas obrotu o kąt około 180° wzrasta objętość w obszarze zasysania, wytwarza się podciśnienie i następuje przepływ czynnika roboczego do komór.

Element 7 zapewnia szczelne oddzielenie komory ssawnej od tłocznej, dzięki rolkowym uszczelnieniom 7.3 umieszczonych między elementem 7.1, a elementem nośnym 7.2 (uszczelnienia rolkowe 7.3 dodatkowo wyposażone są w elementy sprężyste zapewniające odpowiedni docisk, nawet przy bardzo niskich ciśnieniach), oraz kompensację siły promieniową F_R .

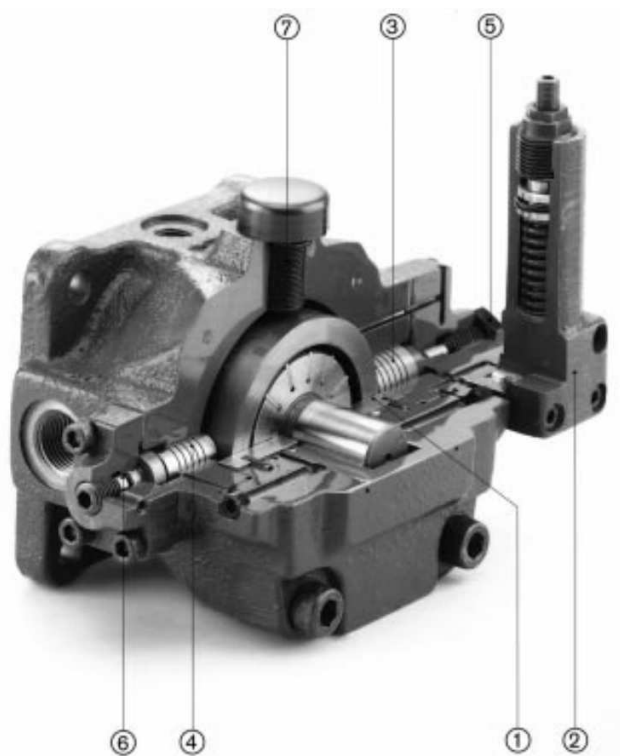
Kompensację sił osiowych F_A działających w obszarze komory wysokiego ciśnienia 8 zapewniają tarcze osiowe 5.

Siły działające na wał 3 są absorbowane przez łożysko ślizgowe 4, natomiast siły działające na wieniec przenoszone są przez hydrostatyczne łożysko 9 na korpus pompy 1.

W tabeli 3.2 przedstawiono podstawowe parametry pomp zębatych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth.

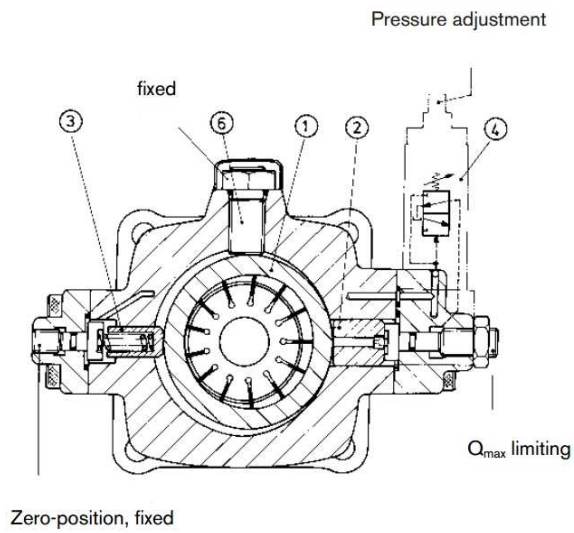
3.1.2.3 Pompy łopatkowe

Budowa pompy łopatkowej produkowanej przez firmę Bosch Rexroth przedstawiona została na rysunku 3.16. Nominalne parametry pracy pomp łopatkowych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth przedstawiono w tabeli 3.2.



Rys. 3.16 Konstrukcja pompy łopatkowej produkcji Bosch Rexroth [71]; 1 – pierścień zapewniający kompensację luzu osiowego, 2 – regulator ciśnienia, 3 – duży tłok sterujący, 4 – tłok na który działa ciśnienie robocze, 5 – ogranicznik wydajności, 6 – graniczna pozycja skoku zerowego tłoka 4, 7 – śruba

Położenie pierścienia 1 (rysunek 3.17) ustalają tłoki sterujące 2 i 3, których średnice w przybliżeniu są równe w stosunku 2:1. Na mniejszy tłok 3 stale działa ciśnienie zasilające pompę oraz sprężyna, posiada on możliwość skoku z podstawowej pozycji do maksymalnego lub minimalnego wydatku pompy. Ciśnienie w układzie jest regulowane przez regulator ciśnienia 4. W pozycji wyjściowej ten trzydrogowy zawór sterujący 4 odciąża większy tłok sterujący 2. Gdy ciśnienie osiągnie wartość ustawioną za pomocą sprężyny na zaworze 4, zostaje on przesterowany i ciśnienie zaczyna oddziaływać na duży tłok sterujący 2, który zaczyna przesuwając pierścień 1 w stronę środka, pokonując opór mniejszego tłoka sterującego 3. Wydatek pompy jest zmniejszany do momentu otrzymania żądanej wydajności [71].



Rys. 3.17 Zasada działania pompy łopatkowej produkcji Bosch Rexroth [71]; 1 – pierścień, 2 i 3 – tłoki ustalające pozycję pierścienia 1, 4 – regulator ciśnienia, 6 – śruba

3.2 SILNIKI HYDRAULICZNE

3.2.1 ZASADA DZIAŁANIA I PARAMETRY PRACY

Silniki hydrauliczne zmieniają energię strumienia cieczy na pracę mechaniczną elementu wyjściowego (wał lub tłoczyśka). Zamiana energii strumienia cieczy odbywa się wskutek przemieszczania się pod wpływem działania ciśnienia cieczy, elementu roboczego (tłoka, łopatki, itp.) w czasie napełniania cieczą komory roboczej.

Silniki można klasyfikować w różny sposób, opierając się na istniejącej normie [109] i dostępnej literaturze [15, 16, 27, 57, 59], podział ten możemy przedstawić wg następujących kryteriów:

6. ze względu na możliwość zmiany chłonności na obrót wynikającej z objętości roboczej komór:
 - a. o stałej objętości roboczej komór;
 - b. o zmiennej objętości roboczej komór;
7. ze względu na kierunek przepływu:
 - a. o stałym kierunku przepływu;
 - b. o zmiennym kierunku przepływu;
8. ze względu na typ organu roboczego:
 - a. zębaty;
 - o zazębieniu zewnętrznym;
 - o zazębieniu wewnętrznym;
 - b. łopatkowy;
 - z wirującymi łopatkami;
 - z nie wirującymi łopatkami;
 - c. tłokowy (nurnikowy):
 - rzędowy;
 - promieniowy z nieruchomym blokiem cylindrów;
 - promieniowy z wirującym blokiem cylindrów;
 - osiowy z przechylną tarczą;
 - osiowy z przechylnym blokiem cylindrów;
 - osiowy z wirującą tarczą oporową;
 - d. śrubowy;
 - dwuwirnikowy;
 - trójwirnikowy;
9. ze względu na sposób mocowania:
 - a. na łapach;
 - b. kołnierzowe;
 - c. czołowe;
10. ze względu na dodatkowe cechy funkcjonalne:
 - a. jednostrumieniowy;

- b. wielostrumieniowy;
11. ze względu na parametry pracy silnika:
- a. ciśnienie zasilania:
 - wysokociśnieniowy;
 - niskociśnieniowy;
 - b. prędkość obrotowa i moment:
 - wolnoobrotowy wysokomomentowy;
 - szybkoobrotowy niskomomentowy.

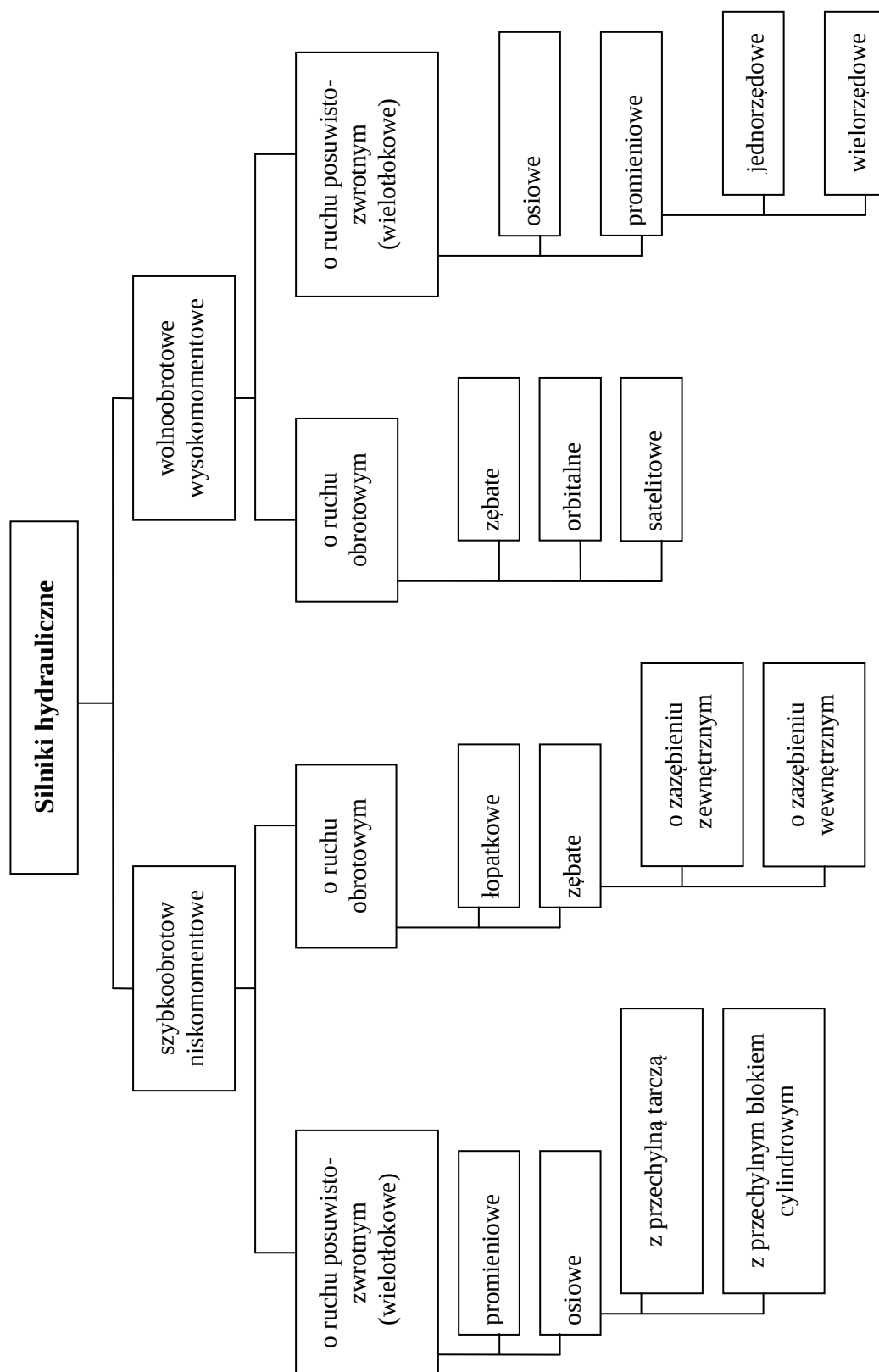
Obecnie najczęściej spotykanym kryterium podziału silników hydraulicznych jest podział ze względu na parametry pracy jakimi dysponują silniki – dotyczy to rozwijanej prędkości obrotowej i momentu obrotowego, podział ten pokazano na rysunku 3.18. Związane jest to z faktem, iż podczas projektowania układów napędowych maszyn i urządzeń, projektant często staje przed wyborem sposobu uzyskania dużych momentów na wale silnika przy małych prędkościach obrotowych. W praktyce, można osiągnąć to w dwojaki sposób: stosując np. przekładnię hydrostatyczną z silnikiem szybkoobrotowym sprzęgniętym z dodatkową przekładnią mechaniczną lub zastosować silnik wolnoobrotowy o dużej chłonności na obrót q_M i napędzać mechanizm bezpośrednio wałem silnika hydraulicznego. Podział silników, według kryterium osiąganych prędkości obrotowych, na silniki wolnoobrotowe i szybkoobrotowe przedstawić można w sposób podany w tabeli 3.3 [14, 15, 59].

Tabela 3.3 Podział silników wyporowych ze względu na osiągane prędkości obrotowe [14, 15, 59]

Rodzaje silników	Zakres prędkości obrotowych [min^{-1}]	
	$n_{\min}$	n_n
Wolnoobrotowe	0,1 ÷ 10	200 ÷ 1000
Szybkoobrotowe	200 ÷ 500	300 ÷ 8 000

3.2.2 ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE

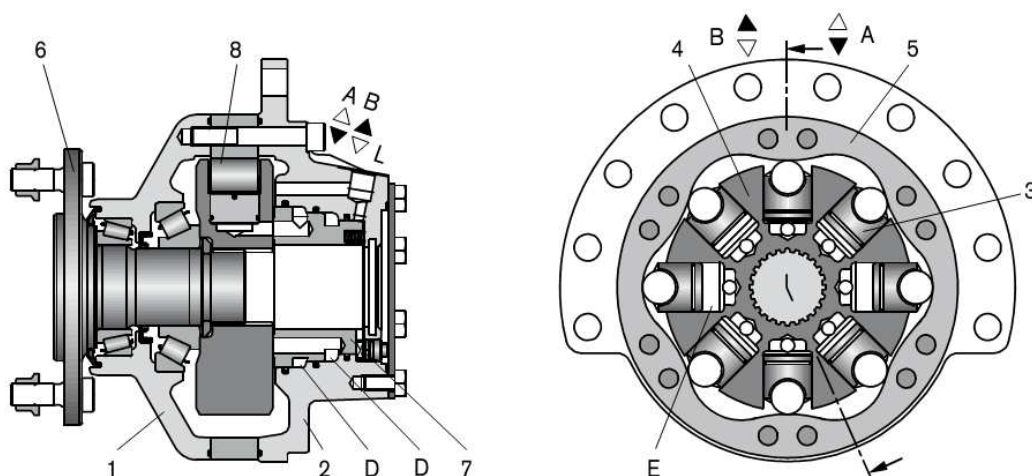
Klasyfikację najbardziej rozpowszechnionych typów silników hydraulicznych ze względu na najważniejsze cechy konstrukcyjne i kinematykę ujmuje schemat przedstawiony na rysunku 3.18.



Rys. 3.18 Podział silników hydraulicznych wg kryterium prędkości i momentu obrotowego a następnie ich klasyfikacja ze względu na rodzaj ruchu elementów wyporowych [109]

3.2.2.1 Silniki tłokowe

Przykładem silnika wolnoobrotowego są silniki wielotłokowe promieniowe, w których cylindry umieszcza się w postaci gwiazdy, przy czym osie ich znajdują się w jednej płaszczyźnie i przecinają się w jednym punkcie. Cylindry mogą być rozmieszczone w kilku (od dwóch do sześciu) rzędach, dzięki czemu można otrzymać większy moment obrotowy na wale silnika hydraulicznego.



Rys. 3.19 Konstrukcja silnika tłokowego promieniowego typu MCR5 firmy Bosch Rexroth [74];
1,2 – obudowa, 3 – nurniki, 4 – blok cylindrowy, 5 – pierścień krzyżowy, 6 – wał napędowy,
7 – rozdzielacz, 8 – rolki

Przykładem silnika tłokowego promieniowego może być silnik typu MRC5 produkowany przez firmę Bosch Rexroth, przedstawionym na rysunku 3.19, którego parametry pracy zawarte są w tabeli 3.4. Wał napędowy 6 połączony jest wielowypustem z blokiem cylindrowym 4, który posiada rząd ośmiu cylindrów, w których poruszają się nurniki 3. Ruch nurników 3 w kierunku promieniowo-odśrodkowym odbywa się pod wpływem siły odśrodkowej, a w kierunku dośrodkowym pod wpływem reakcji pierścienia krzyżowego 5 za pośrednictwem rolek 8. Przepływ cieczy roboczej odbywa się poprzez komory robocze E, które są połączone za pomocą otworów osiowych oraz kanałów pierścieniowych D z przyłączami A i B.

Kolejnym przykładem silnika wolnoobrotowego jest silnik SWSB-63, który został przebadany i opisany w [2, 3, 29]. Jego budowa oraz podstawowe parametry pracy przedstawione zostały w rozdziale 5.3.1.

Innym przykładem silnika wielotłokowego jest szybkoobrotowy silnik PTO2-16, którego budowa i podstawowe parametry pracy przedstawiono w rozdziale 5.3.2. Jest to przykład silnika tłokowego osiowego produkcji krajowej (PZL-Wrocław).

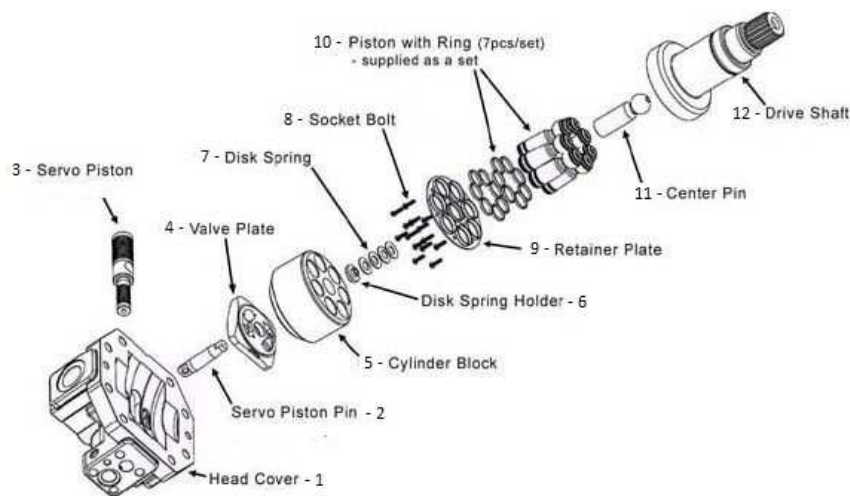
Przykładem silników typu tłokowych osiowych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth jest typoszereg silników zawartych w tabeli 3.5. Przykładowa budowa silnika tłokowego osiowego, produkcji Bosch Rexroth, przedstawiona została na rysunku 3.20.

Tabela 3.4 Typoszereg silników tłokowych promieniowych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth [73 ÷ 79]

Silniki tłokowe promieniowe								
		MRC-T	MRC20	MRC15	MRC10	MRC5	MRC3	MCR-X
Chłonność q_{Mt} na obrót wału silnika	[cm ³]	380-820 920 780-1340	1750-3000	1130-2150	780-1340	380-820	160-400	160-820
	Maksymalne ciśnienie p_{Mmax} pracy	[bar]	250	250	250	250	250	300
Dopuszczalna minimalna n_{Mmin} prędkość pracy	[min ⁻¹]	0,5	5	5	5-0,5	5-0,5	0,5	0,5
Dopuszczalna maksymalna n_{Mmax} prędkość pracy	[min ⁻¹]	475-220 195 335-195	125-115	150-125	215-125	475-220	670-270	375-75
Masa	[kg]	62,8 65,9 93,6	9-11	11-13	10-15	10-17	11-17	39-58
Maksymalny moment na wale M_{Mmax}	[Nm]	2450-2940 5930 5030-8640	11660-17760	7530-12730	5030-7680	2450-4700	1030-2290	710-3640

Tabela 3.5 Typoszerzeg silników tłokowych osiowych produkowanych przez firmę Bosch Rexroth [70]

Silniki tłokowe osiowe								
		A6VE	A6VM	A10FP	A4FP/2A4FP	A10FM/A10FE	A2FM	A4FM
Chłonność	[-]	zmienna	zmienna	stała	stała	stała	stała	stała
Chłonność q_M na obrót wału silnika	[cm ³]	28-250	28-1000	18	40-750	10-63	5-10-200 250-1000	22-500
Nominalne ciśnienie p_{Mn} pracy	[bar]	400	400	280	350	280	210-400 350	400
Maksymalne ciśnienie p_{Mmax} pracy	[bar]	450	450	350	400	350	250-450 400	450
Chłonność Q_M	[l/min]	156-625	156-1600	75,6	118-900	53-215	49-1600	93-900
Dopuszczalna maksymalna n_{Mmax} prędkość pracy	[min ⁻¹]	5550-2500	5550-1600	4200	3700-1800	5000-3400	10000-2750 2500-1600	4250-1800
Masa	[kg]	16-90	0,5-16	9	22-220	2-55	2,5-336	11-120
Maksymalna moc napędu przy maksymalnej chłonności Q_M i przy :	[kW]	$\Delta p=400$ [bar] 104-364	$\Delta p=400$ [bar] 104-933,5	$\Delta p=350$ [bar] 35,3	$\Delta p=350$ [bar] 69-525	$\Delta p=280$ [bar] 24,7-100,1	$\Delta p=350$ [bar] 26-933	$\Delta p=400$ [bar] 62-525

Rexroth A6VM Series Motor Parts**A6VM28/56/63/80/107/200/250/355/500**

Rys. 3.20 Elementy składowe silnika tłokowego osiowego typu A6VM355 produkowane przez firmę Seimt Hydraulics [102] pasujące do silnika tego samego typu produkowanego przez firmę Bosch Rexroth: 1 – obudowa, 2 – sworzeń tłoka serwomechanizmu, 3 – tłok serwomechanizmu, 4 – płyta rozdzielacza, 5 – blok cylindrowy, 6 – sprężyna dociskająca, 7 – sprężyna, 8 – śruby, 9 – płyta ustalająca, 10 – nurniki wraz z pierścieniami, 11 – nurnik sterujący, 12 – wał napędowy

3.2.2.2 Silniki zębate

Przykładem silników szybkoobrotowych są silniki zębate produkowane przez firmę Bosch Rexroth, których konstrukcja jest bardzo zbliżona do konstrukcji pomp zębatych przedstawionych w rozdziale 3.1.2.2. Podstawowe parametry pracy silników zębatych o zazębieniu zewnętrznym przedstawione zostały w tabeli 3.6.

Tabela 3.6 Typoszerzeg silników zębatych o zazębieniu zewnętrznym produkowanych przez firmę Bosch Rexroth [72]

		Silniki zębate		
		AZMF	AZMN	AZMG
Chłonność q_{Mt} na obrót wału silnika	[cm ³]	8-16 19-22,5	25-28	22,5-45
Maksymalne ciśnienie p_{Mmax} pracy	[bar]	250 200	200	200
Dopuszczalna minimalna n_{Mmin} prędkość pracy	[min ⁻¹]	500	500	500
Dopuszczalna maksymalna n_{Mmax} prędkość pracy	[min ⁻¹]	4000-3000	3000	3000-2600
Masa	[kg]	2,9-5,3	6,3-10,3	8,4-10,1
Maksymalny moment na wale M_{Mmax}	[Nm]	24-55	65-70	74-55

4 BILANS ENERGETYCZNY WAPOROWYCH MASZYN OBROTOWYCH

Opisem matematycznym strat występujących w hydraulicznych maszynach waporowych zajmowano się od momentu ich wynalezienia. Wzory te były rozbudowywane, dokładano do nich nowe elementy i człony związane z pogłębiającą się wiedzą na ten temat. Droga ta prowadziła, między innymi, przez prace takich badaczy jak: Wilson, Thoma, Prokofiev, Schlösser i Hilbrands, by skończyć na polskich autorach: Stryczek, Kollek, Balawender i Paszota.

Ważnym podkreślenia jest fakt, iż w literaturze przedmiotu dominuje utarty pogląd dotyczący spoglądania na straty występujące w maszynach waporowych w sposób Sankey'owski – w którym kierunek spadku mocy jest zgodny z kierunkiem przepływu mocy. W nowym spojrzeniu zaproponowanym przez Z. Paszotę w [45] pokazanym na rysunku 1.6, kierunek wzrostu mocy jest przeciwny do kierunku przepływu mocy.

Celem niniejszego rozdziału jest przedstawienie modeli teoretycznych i matematycznych poszczególnych strat występujących w maszynach waporowych. W modelach tych zastosowano współczynniki k_i strat, umożliwiające ocenę sprawności energetycznej maszyn waporowych jak i sprawności napędu hydrostatycznego, w którym zostały one zastosowane.

„Nie jest możliwym opracowanie opisów matematycznych poszczególnych strat energetycznych w maszynach waporowych, z pełnym uwzględnieniem wpływu na nie wszystkich czynników. Opisy strat posiadają, więc formy uproszczone.” [30]

Podstawą opisu strat i sprawności energetycznej maszyn waporowych (pompy czy też silnika hydraulicznego obrotowego) jest proponowany wykres wzrostu mocy w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy (rysunek 1.8 i 1.9), który zastępuje stosowany dotychczas wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy (rysunek 1.6) [46].

Wykres Sankey'a, przedstawiający spadek mocy zgodny z kierunkiem przepływu mocy (rysunek 1.6), jest główną przyczyną błędnej oceny strat energetycznych występujących w układzie, między innymi, w pompach i w silnikach hydraulicznych waporowych stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych. Straty energetyczne (straty mechaniczne, objętościowe, ciśnieniowe i wynikające z nich odpowiednie sprawności energetyczne) są, bowiem określone, jako funkcje parametrów wejściowych zespołu, w którym występują, a więc jako funkcje parametrów, które same zależą od tych strat.

W rzeczywistości, w trakcie pracy hydrostatycznego układu napędowego, straty energetyczne wymuszają wzrost mocy w układzie – od mocy użytecznej P_{Mu} wymaganej przez napędzaną silnikiem hydraulicznym maszynę do mocy P_{Pc} konsumowanej na wale pompy (mocy wymaganej przez pompę od napędzającego ją silnika).

Występujące w układzie napędowym straty energetyczne (i odpowiednie sprawności energetyczne) muszą, więc być określone, jako funkcje parametrów wyjściowych zespołu, w którym występują, a więc jako funkcje parametrów niezależnych od tych strat i o tych stratach decydujących.

4.1 OPIS STRAT WYSTĘPUJĄCYCH W POMPIE

W celu przeprowadzenia przybliżonych obliczeń napędu można posłużyć się znanymi zależnościami [1, 13, 15, 16, 27, 29, 57, 59], które autorka uznała za niezbędne do opisu pracy maszyn wyporowych zastosowanych w przekładni hydrostatycznej.

Pompa jest maszyną wyporową o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału (o stałej teoretycznej objętości roboczej V_{Pt}) bądź o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{pgv} na obrót wału (o zmiennej geometrycznej objętości roboczej V_{pgv}).

Iloczyn teoretycznej wydajności q_{Pt} na obrót wału i prędkości obrotowej n_{p0} wału pompy nieobciążonej (tzn. przy przyroście indykowanym Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy równym zero: $\Delta p_{pi} = 0$) określany jest mianem teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy:

$$Q_{Pt} = q_{Pt} \cdot n_{p0} \quad (4.1)$$

Mając do czynienia z pompą o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót wału, ważnym staje się określenie współczynnika b_p zmiany nastawy pompy, który jest stosunkiem chwilowej geometrycznej wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy o zmiennej wydajności do teoretycznej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy o stałej wydajności:

$$b_p = \frac{q_{pgv}}{q_{Pt}} \quad (4.2)$$

Moment na wale pompy jest proporcjonalny do przyrostu Δp_p ciśnienia w pompie i chwilowej geometrycznej objętości roboczej q_{pgv} na obrót wału pompy:

$$M_p = \frac{\Delta p_p \cdot q_{pgv}}{2\pi} = \frac{\Delta p_p \cdot b_p \cdot q_{Pt}}{2\pi} \quad (4.3)$$

Sprawność całkowitą pompy definiuje się jako stosunek mocy użytecznej P_{pu} (na wyjściu) do mocy pobieranej P_{pc} (na wejściu). Te dwie wielkości różnią się o wielkość strat ΔP mocy towarzyszących przemianie i przepływowi energii przez pompę. Zatem wzór na sprawność całkowitą pompy przyjmie postać (zgodnie z rysunkiem 1.8):

$$\eta_p = \frac{P_{pu}}{P_{pc}} = \frac{P_{pu}}{P_{pu} + \Delta P} \quad (4.4)$$

Sprawność wykorzystywana jest przez producentów, projektantów układów hydrostatycznych, czy też ich użytkowników do określania jakości danej maszyny wyporowej. To dzięki niej jesteśmy w stanie określić zdolność maszyny (urządzenia) do przetwarzania czy też przenoszenia energii. Sprawność jest wskaźnikiem bezwymiarowym, mieszczącym się w przedziale $\leq 0; 1>$, często jednak podawana jest w procentach. W przypadku układu idealnego (brak strat), sprawność osiągnęłaby wartość 100% (czyli wartość 1).

Sprawność całkowitą pompy możemy przedstawić również jako iloczyn sprawności częściowych, tj.:

$$\eta_p = \eta_{pp} \eta_{pv} \eta_{pm} \quad (4.5)$$

gdzie:

- η_{pp} - sprawność ciśnieniowa pompy,
- η_{pv} - sprawność objętościowa pompy,
- η_{pm} - sprawność mechaniczna pompy.

Sprawność ciśnieniowa η_{pp} pompy obejmuje straty mocy wywołane oporami przepływu cieczy roboczej w kanałach wewnętrznych pompy i w rozdzielaczu (jeżeli istnieje). Możemy przedstawić ją (zgodnie z rysunkiem 1.6) jako stosunek mocy P_{pu} użytecznej pompy do mocy P_{pui} użytecznej w komorach roboczych pompy:

$$\eta_{pp} = \frac{P_{pu}}{P_{pui}}. \quad (4.6)$$

Sprawność ciśnieniowa η_{pp} pompy jest funkcją strat Δp_{pp} ciśnienia w kanałach i ciśnienia p_{p2} w przewodzie tłocznym pompy:

$$\eta_{pp} = f(\Delta p_{pp}, p_{p2}). \quad (4.7)$$

Sprawność objętościowa η_{pv} pompy obejmuje natomiast wszystkie straty mocy związane ze stratami objętościowymi w komorach roboczych pompy, czyli:

- przecieki wewnętrzne z komór roboczych o wyższym ciśnieniu do komór roboczych o niższym ciśnieniu,
- przecieki zewnętrzne z komór roboczych przez węzły uszczelniające do korpusu maszyny lub do otoczenia,
- zwiększenie objętości komór roboczych wynikające z odkształceń sprężystych w wyniku działania ciśnienia [12, 31].

Sprawność objętościową η_{pv} pompy (zgodnie z rysunkiem 1.8) możemy zapisać jako stosunek mocy P_{pui} użytecznej w komorach roboczych pompy do mocy P_{pi} indykowanej w komorach roboczych pompy:

$$\eta_{pv} = \frac{P_{pui}}{P_{pi}}. \quad (4.8)$$

Sprawność objętościowa η_{pv} pompy jest funkcją natężenia Q_{pv} strat objętościowych, wydajności teoretycznej q_{pt} na obrót wału i prędkości obrotowej n_p wału pompy:

$$\eta_{pv} = f(Q_{pv}, q_{pt}, n_p). \quad (4.9)$$

Sprawność mechaniczna η_{pm} pompy obejmuje straty mocy wynikające głównie z sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał” [45]. Wielkość ich zależy, od jakości jednostki (dokładności wykonania, montażu itp.) oraz od momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych pompy.

Sprawność mechaniczną η_{pm} pompy można przedstawić jako stosunek mocy P_{pi} indykowanej w komorach roboczych pompy do mocy P_{pc} na wale pompy pobieranej od silnika napędzającego pompę:

$$\eta_{pm} = \frac{P_{pi}}{P_{pc}}. \quad (4.10)$$

Sprawność mechaniczna η_{pm} pompy jest funkcją strat Δp_{pp} ciśnienia w kanałach i momentu M_{pm} strat mechanicznych:

$$\eta_{pm} = f(\Delta p_{pp}, M_{pm}). \quad (4.11)$$

Opierając się na rysunku 1.8 przedstawiającym wzrost mocy przeciwny do kierunku przepływu mocy w pompie waporowej, możemy napisać, że:

- P_{pu} – moc użyteczna pompy jest iloczynem wydajności Q_p pompy i przyrostu Δp_p ciśnienia w pompie:

$$P_{pu} = Q_p \cdot \Delta p_p = Q_p \cdot (p_{p2} - p_{p1}). \quad (4.12)$$

- P_{pi} – moc indykowana w komorach roboczych pompy, jest iloczynem teoretycznej wydajności q_{pt} na obrót pompy, prędkości n_p obrotowej pompy i indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy:

$$P_{pi} = M_{pi} \cdot \omega_p = \frac{q_{pt} \cdot \Delta p_{pi}}{2\pi} \cdot 2\pi n_p = q_{pt} \cdot n_p \cdot \Delta p_{pi}. \quad (4.13)$$

- P_{pc} – moc na wale pompy pobierana (konsumowana) od silnika napędzającego pompę, jest iloczynem momentu M_p na wale pompy i prędkości ω_p kątowej pompy:

$$P_{pc} = M_p \cdot \omega_p = 2\pi M_p \cdot n_p. \quad (4.14)$$

4.1.1 STRATY CIŚNIENIOWE

Straty ciśnieniowe występujące w przekładni hydrostatycznej, składającej się z pompy wyporowej i silnika hydraulicznego obrotowego połączonych ze sobą przewodami, przez które następuje przepływ czynnika roboczego (oleju), można podzielić na dwa rodzaje strat:

- liniowe straty ciśnieniowe,
- miejscowe straty ciśnieniowe.

Liniowe straty ciśnieniowe odnoszą się do przepływu oleju w przewodach prostoliniowych, których długość l w stosunku do średnicy d jest wystarczająco duża. Wartość tych strat jest zależna od rodzaju przepływu.

Podziału na przepływ laminarny i turbulentny jako pierwszy dokonał Osborne Reynolds. W wyniku badań dla zmiennych parametrów takich jak: średnia prędkość przepływu v , średnica przewodu d oraz lepkość kinematyczna ν cieczy, wprowadził kryterium rodzaju przepływu zwane bezwymiarową liczbą Reynoldsa, zdefiniowane w następujący sposób:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (4.15)$$

przyjmując wartość krytyczną $Re_{kr} = 2300$ [60], powyżej której przepływ laminarny zmienia się w turbulentny. Dalsze badania nad rodzajami przepływu wykazały, że wartość krytyczna liczby Reynoldsa nie jest stała i zależy od innych czynników (między innymi od chropowatości ścianek, kształtu dopływu do przewodu, drgań przewodu, pulsacji ciśnienia w strumieniu dopływającym).

Straty ciśnieniowe przy przepływie laminarnym między dwoma przekrojami przewodu o średnicy d , odległymi o l można określić ze wzoru Hagena-Poiseuille'a:

$$\Delta p = \frac{128\mu l}{\pi d^4} Q. \quad (4.16)$$

Uwzględniając, że $Q = \frac{\pi d^2}{4} v$, $\frac{vd}{\nu} = Re$, $\mu = \rho\nu$, otrzymamy:

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (4.17)$$

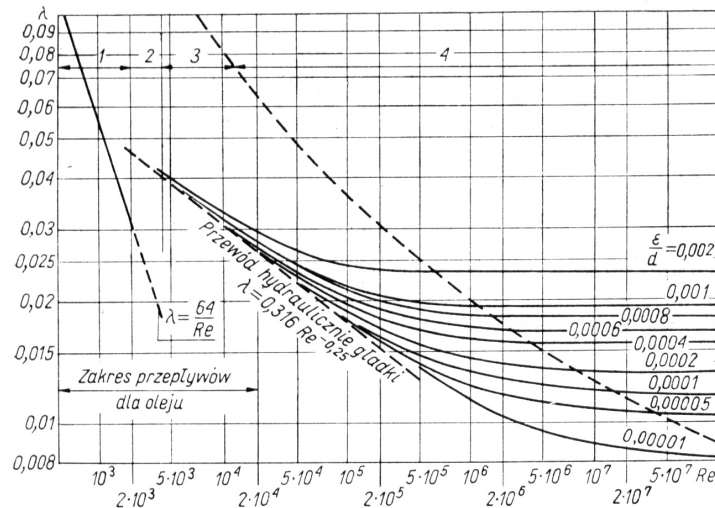
Wzór (4.17) w uogólnionej postaci, ważny także dla przepływu turbulentnego, znany jako wzór Darcy'ego-Weisbacha, ma postać:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4.18)$$

gdzie λ – współczynnik oporów liniowych, zmieniający się w zależności od liczby Reynoldsa Re (zależność zmiany współczynnika oporów liniowych λ od liczby Reynoldsa Re została przedstawiona na rysunku 4.1).

Przekształcając zależność (4.18) w funkcję zależną od natężenia Q przepływu, otrzymamy wzór:

$$\Delta p = \lambda \frac{8}{\pi^2} \rho \frac{l}{d^5} Q^2. \quad (4.19)$$



Rys. 4.1 Wykres zależności współczynnika oporów liniowych λ od liczby Reynoldsa Re [60]

Dla przepływu laminarnego, współczynnik λ oporów przepływu ma wartość określoną wyłącznie przez liczbę Reynoldsa wynikającą z równania Hagen-Poiseuille'a (4.17):

$$\lambda = \frac{64}{Re}; \quad (4.20)$$

na rysunku 4.1 zależność ta jest liniowa (na osiach współrzędnych przyjęto podziałkę logarytmiczną) i jest prawdziwa jedynie w przypadku przewodów długich, w których występuje paraboliczny rozkład prędkości cząstek w przekroju strugi, a przepływ jest izotermiczny (temperatura płynu w całej strudze jest taka sama - a zatem i jego lepkość oraz gęstość w całej strudze są takie same).

W rzeczywistości, rozkład prędkości cząstek jest zdeformowany, ponieważ w przekroju strugi występuje różna temperatura (temperatura cząstek strugi w przekroju maleje w kierunku ścianek przewodu), w skutek czego zmienia się lepkość cieczy a tym samym i opory przepływu. Rozkład taki nie jest dostatecznie zbadany i matematycznie opisany, dlatego też przyjmuje się zależność empiryczną (zgodnie z [60]) równą:

$$\lambda = \frac{75}{Re}. \quad (4.21)$$

Dzięki zależności (4.21) uzyskujemy większą dokładność w obliczeniach (zgodnie z [60]).

Na rysunku 4.1 przedstawiającym zależność współczynnika oporów liniowych λ od liczby Reynoldsa Re , wyodrębnione zostały cztery strefy. W strefie pierwszej dla $Re < Re_{kr}$ występuje przepływ laminarny (w której współczynnik oporów liniowych λ opisany jest zależnościami: (4.20) i (4.21)). W strefie drugiej, przejściowej, przepływ cieczy jest niestabilny, może występować przepływ laminarny jak i turbulentny, przejście z przepływu laminarnego w turbulentny nie w pełni rozwinięty następuje skokowo. Strefę trzecią, charakteryzuje przepływ turbulentny nie w pełni rozwinięty. W strefie tej współczynnik strat liniowych λ , dla przewodu hydraulicznie gładkiego, został przez Blasiusa opisany zależnością empiryczną:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (4.22)$$

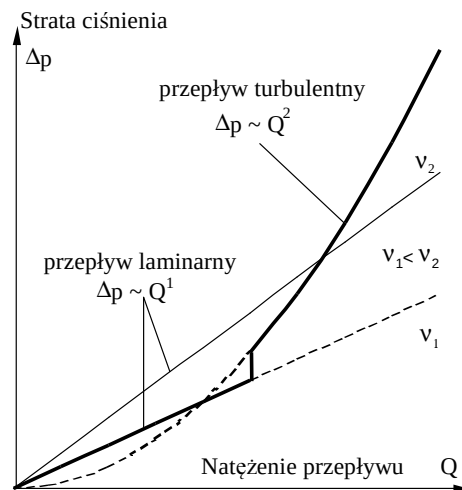
Podstawiając zależność (4.22) do wzoru Darcy'ego-Weisbacha (4.18) i przekształcając nowo otrzymaną zależność w funkcję natężenia przepływu otrzymamy:

$$\Delta p = 0,2414 \frac{l_p}{d^{4,75}} v^{0,25} Q^{1,75}. \quad (4.23)$$

Zgodnie z zależnością (4.23), straty ciśnieniowe przy przepływie nie w pełni rozwiniętym zależą, między innymi, od lepkości v i od natężenia przepływu cieczy Q . Występujące w tym wzorze wykładniki potęgowe, dla różnych warunków przepływu (np. chropowatości przewodu) przyjmują różne wartości niż podane we wzorze.

Strefę czwartą charakteryzuje przepływ burzliwy w pełni rozwinięty, leżący na prawo od linii przerywanej. W strefie tej współczynnik strat liniowych λ zależy tylko od chropowatości względnej, definiowanej stosunkiem chropowatości bezwzględnej ε do średnicy wewnętrznej przewodu d : ε/d . W napędach hydrostatycznych przepływy o tak dużych wartościach liczb Reynoldsa raczej nie występują. Przy przepływie turbulentnym w pełni rozwiniętym λ jest wartością stałą niezależną od liczby Reynoldsa.

Powyższe zależności opisujące straty ciśnieniowe jako funkcję natężenia przepływu można przedstawić na rysunku 4.2, dla przepływu laminarnego funkcją liniową zależną również od lepkości oleju, a dla przepływu turbulentnego funkcją kwadratową.

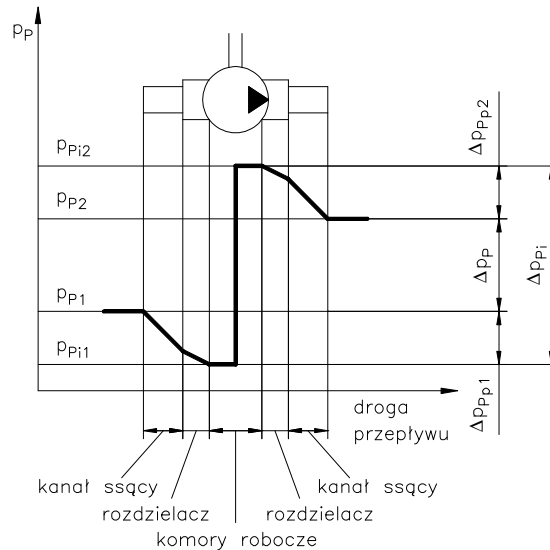


Rys. 4.2 Zależność straty ciśnienia Δp od natężenia przepływu Q [20]

Miejscowe straty ciśnieniowe powstają przy przepływie cieczy przez różnego rodzaju elementy o zmiennym kształcie, zmiennym kierunku przepływu, rozwidleniach lub łączeniach strumieni jak również przez elementy zaworów hydraulicznych. Analityczne obliczenie strat miejscowych jest możliwe tylko w najprostszych przypadkach. W większości, dla obliczenia miejscowych strat ciśnieniowych pozostają badania doświadczalne określające współczynnik ξ strat miejscowych. Literatura [60] podaje wartości współczynnika strat miejscowych obowiązujące dla przepływu turbulentnego $Re > Re_{kr}$ w przewodzie dopływowym (zasilającym), w formie tabel, tablic itp. W praktyce spotyka się przepływy o małych prędkościach ($Re < Re_{kr}$) i współczynnik ξ musi uwzględnić wpływ lepkości cieczy. Znajac wartość współczynnika ξ możemy określić straty miejscowe ciśnienia ze wzoru:

$$\Delta p = \xi \rho \frac{v^2}{2}, \quad (4.24)$$

gdzie: v – średnia prędkość przepływu przed przeszkodą.



Rys. 4.3 Przybliżony przebieg zmian ciśnienia cieczy roboczej na drodze przepływu w pompie [29, 31]

Straty ciśnieniowe Δp_{pp} w kanałach pompy (rysunek 4.3) są sumą strat ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych i rozdzielaczu części dopływowej (Δp_{pp1}) i odpływowej (Δp_{pp2}) pompy:

$$\Delta p_{pp} = \Delta p_{pp1} + \Delta p_{pp2}. \quad (4.25)$$

Przyrost Δp_{pi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych pompy jest sumą przyrostu ciśnienia Δp_p w pompie i strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy:

$$\Delta p_{pi} = \Delta p_p + \Delta p_{pp}. \quad (4.26)$$

Straty ciśnieniowe w kanałach pompy są głównie efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia [53, 54, 63]. Są najczęściej opisane wzorem:

$$\Delta p_{pp} = \xi \rho \frac{v^2}{2}, \quad (4.27)$$

gdzie: v – średnia prędkość przepływu oleju w kanałach.

Współczynnik ξ jest przedstawiony w [63] jako suma współczynnika C_1 zależnego od liczby Reynoldsa a więc zależnego między innymi od lepkości μ cieczy (określonego dla przepływu laminarnego) i współczynnika C_2 o wartości stałej (określonego dla przepływu turbulentnego):

$$\xi = \frac{C_1}{Re} + C_2. \quad (4.28)$$

Przyjmując taką zależność opisującą współczynnik ξ strat ciśnieniowych od natężenia Q przepływu opis strat ciśnieniowych przyjmie postać wielomianu kwadratowego:

$$\Delta p_{pp} = C_{1\mu} \mu Q + C_{2\rho} \rho Q^2, \quad (4.29)$$

czyli straty ciśnieniowe Δp_{pp} – jako suma strat $\Delta p_{pp\mu}$ zależnych od lepkości μ (v) oleju i od natężenia przepływu Q_p (dla przepływu laminarnego) oraz strat $\Delta p_{pp\rho}$ zależnych od masy właściwej ρ oleju i od kwadratu natężenia przepływu Q_p (dla przepływu burzliwego w pełni rozwiniętego):

$$\Delta p_{pp} = \Delta p_{pp\mu} + \Delta p_{pp\rho}. \quad (4.30)$$

Opis (4.31) zależności Δp_{pp} od stosunku $\frac{Q_p}{Q_{pt}}$, czyli od wielkości bezwymiarowej,

umożliwia zastąpienie wykładnika „2” w wyrażeniu $\left(\frac{Q_p}{Q_{pt}}\right)^2$ wartością z przedziału: od 1 (przy przepływie uwarstwionym) do 2 (przy przepływie burzliwym w pełni rozwiniętym).

W proponowanym modelu, zależność współczynnika $k_{3|v}$ (określonego przy lepkości kinematycznej ν zmieniającej się w trakcie pracy pompy w układzie napędowym) od współczynnika k_3 (określonego przy lepkości ν_n) ma postać:

$$k_{3|v} = k_3 \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{0,25}. \quad (4.33)$$

Wartość „0,25” wykładnika w zależności (4.33) jest przyjęta za doświadczalnym wzorem Blasiusa $\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$ lub za badaniami Nikuradse’go oporów liniowych w rurach gładkich występujących w zakresie przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego (w zakresie do $Re = 8 \cdot 10^4$).

W pracy [54] proponuje się, w celu podwyższenia precyzji opisu zależności sprawności energetycznej pompy od jej wydajności Q_p oraz w szerokim zakresie zmiany lepkości ν oleju hydraulicznego, przyjąć opisy symulacyjne zależności strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy tak jak dla przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego w przewodzie prostym.

W efekcie, matematyczny wzór symulacyjny, określający straty Δp_{pp} ciśnieniowe w kanałach pompy przy zmieniającej się lepkości ν , przyjmie postać:

$$\Delta p_{pp} = k_3 p_n \left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{a_{qp}} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vp}}. \quad (4.34)$$

Wartość wykładnika a_{vp} w wyrażeniu $\left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vp}}$ i wartość wykładnika a_{qp} w wyrażeniu $\left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{a_{qp}}$ należy zweryfikować laboratoryjnie dla każdego rodzaju pompy wporowej.

Przeprowadzone przez M. Czyńskiego, w ramach pracy [12], badania strat ciśnieniowych w pompie tłokowej osiowej PTOZ2-25 o zmiennej wydajności oraz w silniku hydraulicznym PTO2-16 tłokowym osiowym o stałej chłonności na obrót, wykonane przy zalecanej lepkości $\nu_n = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ oleju hydraulicznego L-HL46 (ϑ około 46°C), wykazały straty w pompie zmieniające się wg zależności: $\Delta p_{pp} \sim Q_p^{1,60}$, w silniku – wg zależności: $\Delta p_{Mp} \sim Q_M^{1,87}$. Wyniki te potwierdziły występowanie w kanałach badanych maszyn, rozważanych jako całość, przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego, w którym występujące straty ciśnieniowe zależną od natężenia przepływu wg zależności odbiegającej od opisu strat wynikającego ze wzoru Blasiusa:

$$\Delta p_{pp} \sim Q^{1,60}, \Delta p_p \sim Q^{1,75} \text{ (wg Blasiusa)}, \Delta p_{Mp} \sim Q^{1,87}.$$

4.1.2 STRATY OBJĘTOŚCIOWE

Idealne warunki w pompie nie występują, dlatego też straty objętościowe wymagają, w celu uzyskania stałej wydajności pompy przy rosnącym ciśnieniu w przewodzie tłocznym, zwiększenia geometrycznej wydajności pompy na obrót wału. Straty objętościowe związane są przede wszystkim z przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami waporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza (jeżeli istnieje), są również efektem zmiany objętości komór roboczych pompy oraz zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury. Dotychczasowy brak możliwości określenia ściśliwości cieczy roboczej zmusza do obarczania konstrukcji i szczelności samej pompy, w związku z tym ocena strat objętościowych w pompie uwzględniająca ściśliwość cieczy jest zawyżona.

Wydajnością teoretyczną Q_{pt} pompy, zgodnie ze wzorem (4.1), nazywamy wydajność maksymalną – możliwą do uzyskania w przypadku idealnym, tzn. gdy objętość robocza pompy jest równa teoretycznej wydajności q_{pt} na obrót wału a przyrost indykowany Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest równy zero: $\Delta p_{pi} = 0$.

Teoretyczna objętość robocza q_{pt} pompy (teoretyczna wydajność q_{pt} w trakcie jednego obrotu wału pompy), będąca geometryczną różnicą między objętością maksymalną a minimalną komór roboczych, jest wielkością charakterystyczną pompy. Określana jest przy wartości $p_{pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy w trakcie ich napełniania oraz przy przyroście indykowanym ciśnienia $\Delta p_{pi} = 0$ w komorach.

Pod wpływem ciśnienia i temperatury, geometryczna objętość robocza q_{pgv} pompy zmienia się nieco w porównaniu z q_{pt} . Przyjmuje się (w celu uproszczenia opisu natężenia Q_{pv} strat objętościowych w pompie), że teoretyczna objętość robocza q_{pt} pompy jest stała i równa geometrycznej objętości roboczej q_{pgv} określonej przy temperaturze cieczy roboczej odpowiadającej zalecanej lepkości kinematycznej cieczy równej $\nu_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$:

$$q_{pt} = q_{pgv} \left| \begin{array}{l} p_{pi} = 0 \\ \Delta p_{pi} = 0, \\ \nu_n \end{array} \right. \quad (4.35)$$

zaś zmiana geometrycznej objętości roboczej q_{pgv} w trakcie pracy układu będzie uwzględniana w wartościach współczynników strat występujących w pompie.

Model matematyczny strat objętościowych w pompie, uwzględnia uzyskane w trakcie badań [20] zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych w pompie od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy i od stosunku ν/ν_n lepkości oleju, posiada postać (zgodnie z [47]):

$$Q_{pv} = k_1 \cdot q_{pt} \cdot n_p \left| \begin{array}{l} q_{pt} \\ \nu_n \\ \Delta p_{pi} = p_n \end{array} \right. \cdot \left(\frac{\Delta p_{pi}}{p_n} \right)^{a_{pv}} \cdot \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vv}} \quad (4.36)$$

gdzie:

- k_1 – współczynnik strat objętościowych Q_{pv} określonych w trakcie jednego obrotu wału pompy o stałej i o zmiennej wydajności, przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego – $\Delta p_{pi} = p_n$ i przy lepkości odniesienia ν_n czynnika roboczego, strat odniesionych do teoretycznej objętości roboczej q_{pt} pompy opisuje wzór:

$$k_1 = \frac{Q_{pv} \left| \begin{array}{l} q_{pt} \\ \Delta p_{pi} = p_n \\ v_n \end{array} \right|}{n_p \left| \begin{array}{l} q_{pt} \\ \Delta p_{pi} = p_n \\ v_n \end{array} \right|} \frac{1}{q_{pt}}. \quad (4.37)$$

- q_{pt} – teoretyczna objętość robocza pompy o stałej wydajności,
- n_p – prędkość obrotowa pompy, określona przy teoretycznej objętości roboczej pompy, przy temperaturze odpowiadającej lepkości odniesienia v_n i przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy równym ciśnieniu p_n nominalnemu układu hydraulicznego – $\Delta p_{pi} = p_n$,
- Δp_{pi} – przyrost indykowany ciśnienia w komorach roboczych pompy,
- $(\Delta p_{pi}/p_n)^{a_{pv}}$ – forma opisu wpływu indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy na całość strat objętościowych w maszynie wporowej o ruchu obrotowym. Wartości wykładnika a_{pv} należy zweryfikować laboratoryjnie dla każdego rodzaju pompy,
- v – lepkość kinematyczna czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), przy której oblicza się natężenie Q_{pv} strat objętościowych, określona na dopływie do pompy,
- v_n – lepkość kinematyczna odniesienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), równa $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$, określona przy ciśnieniu $p = 0$ czyli przy ciśnieniu atmosferycznym,
- $(v/v_n)^{a_{vv}}$ – forma opisu wpływu lepkości v cieczy na całość strat objętościowych w maszynie wporowej o ruchu obrotowym. Wartość wykładnika a_{vv} uwzględnia przede wszystkim obecność dwóch składników strat objętościowych w pompie – przecieków o uwarstwionym charakterze przepływu, a więc proporcjonalnych do $(v/v_n)^{-1}$, oraz przecieków mających charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego a więc proporcjonalnych do $(v/v_n)^{-0,14}$. Wartość wykładnika a_{vv} należy określić laboratoryjnie w każdym rodzaju pompy wporowej.

4.1.3 STRATY MECHANICZNE

W pompie, między wałem napędowym a komorami roboczymi maszyny, występuje trzeci rodzaj strat, a mianowicie straty mechaniczne, które spowodowane są głównie tarciami elementów zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał”. Siły tarcia występujące między elementami zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał” są w pewnym stopniu również skutkiem obciążenia tych elementów siłami bezwładności wynikającymi z ich ruchu obrotowego i posuwisto – zwrotnego a zależnymi od wydajności q_{pgv} pompy na obrót wału (od współczynnika b_p).

W pompach tłokowych (osiowych lub promieniowych), posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą, występują także siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał” a tą cieczą, które zależne są, między innymi, od lepkości ν cieczy [45].

Celem niniejszego rozdziału, (który opracowany został na podstawie [45]) jest przedstawienie modeli teoretycznych i matematycznych momentu strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy.

W rozważaniach zawartych w [45], dotyczących modeli opisujących moment strat mechanicznych w pompie, zakłada się, że pompa napędzana jest z praktycznie stałą prędkością obrotową n_p , zaś pewien spadek prędkości jej wału (spadek prędkości silnika napędzającego pompę w wyniku wzrostu momentu M_p obciążającego wał tego silnika) do wartości $n_p < n_{p0}$ (n_{p0} – prędkość obrotowa nieobciążonego silnika napędzającego pompę) jest, z punktu widzenia wpływu prędkości n_p na wielkość momentu M_{pm} strat mechanicznych, pomijalny.

Moment M_p na wale pompy (wymagany przez pompę od napędzającego ją silnika) jest sumą momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych oraz momentu M_{pm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” (zespół formuje komory robocze i zmienia ich objętość oraz łączy komory robocze z wałem).

$$M_p = M_{pi} + M_{pm}. \quad (4.38)$$

Kolejnym założeniem jest potraktowanie momentu M_{pm} strat mechanicznych, występujących w pompie o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót wału, określonego przy maksymalnej wielkości q_{pgv} czyli przy $q_{pgv} = q_{pt}$ (przy współczynniku $b_p = q_{pgv}/q_{pt} = 1$), jako momentu równego momentowi strat mechanicznych występujących w tej pompie pracującej jako pompa o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału.

Wspomniany we wzorze (4.38) moment M_{pi} indykowany w komorach roboczych pompy, który obciąża elementy zespołu konstrukcyjnego, jest równy:

$$M_{pi} = \frac{q_{pgv} \Delta p_{pi}}{2\pi} = \frac{b_p q_{pt} \Delta p_{pi}}{2\pi}. \quad (4.39)$$

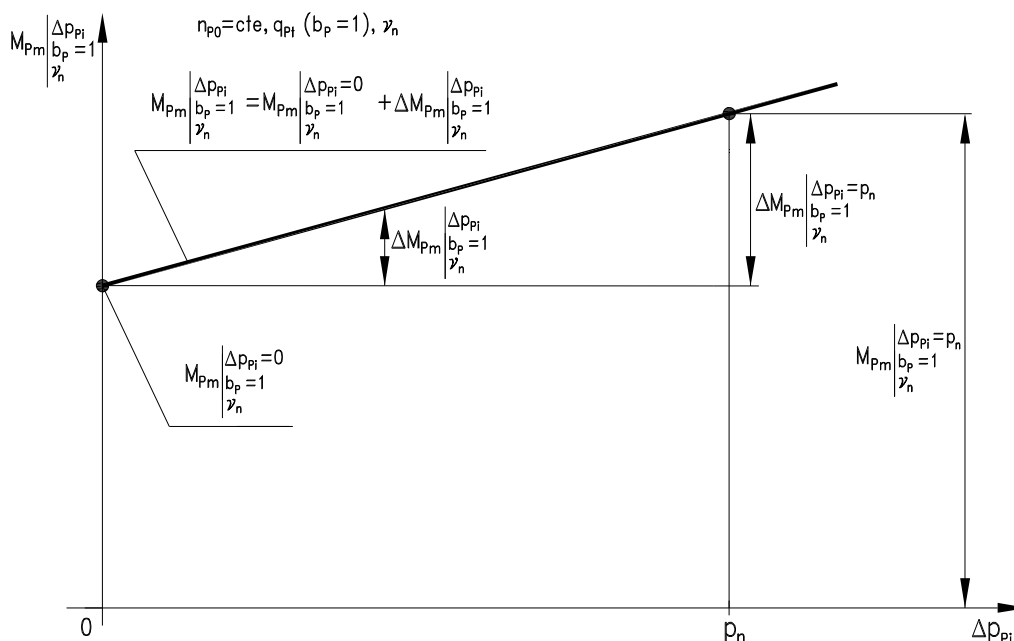
Moment M_{pi} indykowany w komorach roboczych pompy (zgodnie ze wzorem 4.39) jest proporcjonalny do przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach i do objętości czynnej komór tworzonej w trakcie jednego obrotu wału pompy. Objętość czynna komór tworzona w trakcie jednego obrotu wału pompy może być równa wydajności teoretycznej q_{pt} na obrót wału pompy - w przypadku pompy o stałej wydajności, lub wydajności geometrycznej $q_{pgv} = b_p \cdot q_{pt}$ na obrót wału w pompie o zmiennej wydajności na obrót.

Na rysunku 4.5 przedstawiono moment $M_{pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, \nu_n}$ strat mechanicznych w pompie o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy, przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcję przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, będący sumą dwóch składników:

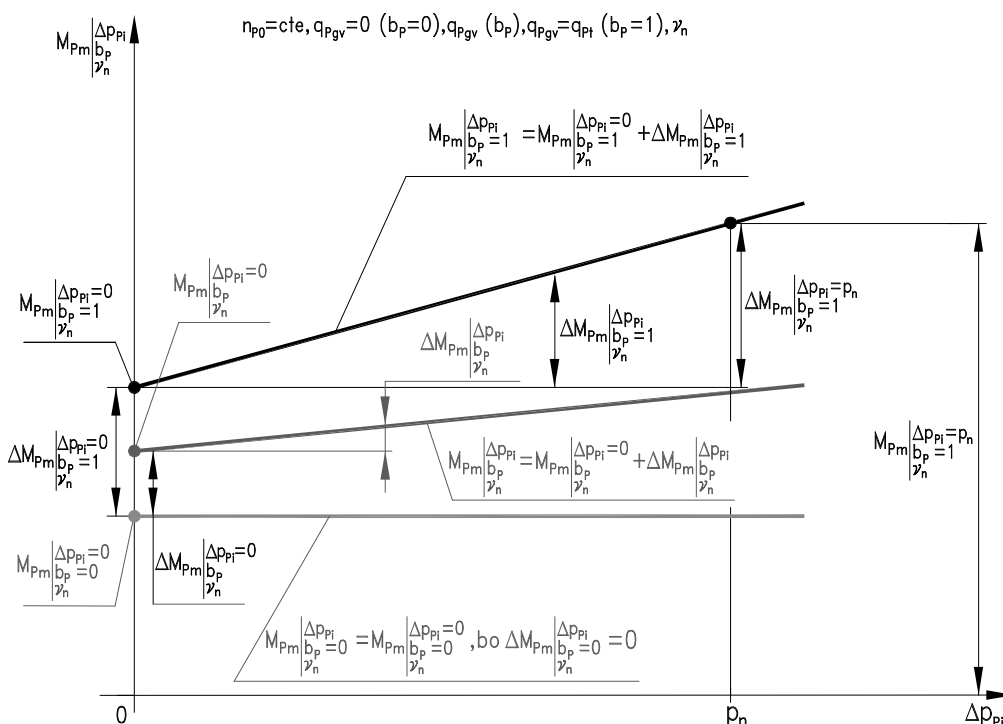
$$M_{pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, \nu_n} = M_{pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, \nu_n} + \Delta M_{pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, \nu_n}, \quad (4.40)$$

gdzie:

$M_{pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, \nu_n}$ - moment strat mechanicznych występujący w pompie nieobciążonej (występujący w sytuacji, gdy przyrost indy-



Rys. 4.5 Moment $M_{pm} \left| \frac{\Delta p_{pi}}{b_p = 1, \gamma_n} \right|$ strat mechanicznych w pompie o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału ($b_p = 1$), przy lepkości γ_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy [45]



Rys. 4.6 Moment $M_{pm} \left| \frac{\Delta p_{pi}}{b_p, \gamma_n} \right|$ strat mechanicznych w pompie o zmiennej wydajności $q_{pgv} = b_p q_{pt}$ na obrót wału, przy lepkości γ_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (4.41); wydajność q_{pgv} na obrót wału (współczynnik b_p zmiany wydajności pompy): $q_{pgv} = 0 (b_p = 0)$, $q_{pgv} (b_p)$, $q_{pgv} = q_{pt} (b_p = 1)$ [45]

kowany Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest równy zeru – $\Delta p_{Pi} = 0$) o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy oraz przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej,

$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p=1, \nu_n}$ - przyrost momentu strat mechanicznych w pompie o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy związany z obciążeniem elementów konstrukcyjnych momentem M_{Pi} indykowanym w komorach roboczych pompy (momentem M_{Pi} występującym w okresie, gdy przyrost indykowany Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest większy od zera – $\Delta p_{Pi} > 0$) oraz przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej.

Na rysunku 4.6 przedstawiono moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, \nu_n}$ strat mechanicznych w pompie, obciążonej przyrostem indykowanym Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, pracującej przy wydajności $q_{PgV} = b_p \cdot q_{Pt}$ na obrót wału pompy i przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcję przyrostu indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, będący sumą dwóch składników:

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, \nu_n} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, \nu_n} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, \nu_n}, \quad (4.41)$$

gdzie:

$M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, \nu_n}$ - moment strat mechanicznych występujący w pompie nieobciążonej (występujący w sytuacji, gdy przyrost indykowany Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest równy zeru – $\Delta p_{Pi} = 0$), pracującej przy wydajności $q_{PgV} = b_p \cdot q_{Pt}$ na obrót wału pompy oraz przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej,

$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, \nu_n}$ - przyrost momentu strat mechanicznych w pompie o zmiennej wydajności $q_{PgV} = b_p \cdot q_{Pt}$ na obrót wału pompy związany z obciążeniem elementów konstrukcyjnych momentem M_{Pi} indykowanym w komorach roboczych pompy (momentem M_{Pi} występującym w okresie, gdy przyrost indykowany Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest większy od zera – $\Delta p_{Pi} > 0$) oraz przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej.

Zgodnie z przebiegiem krzywych na rysunkach 4.5 i 4.6 przyjęto założenie, że przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, \nu_n}$ momentu strat mechanicznych w pompie jest proporcjonalny do momentu M_{Pi} indykowanego w jej komorach roboczych.

Na podstawie badań laboratoryjnych [12, 20, 51] można przyjąć, że moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, \nu_n}$ strat mechanicznych występujący w pompie nieobciążonej jest wielkością stałą w porównaniu z momentem teoretycznym pompy M_{Pt} definiowanym jako:

$$M_{Pt} = M_{P|\Delta p_{Pi}=p_n, b_p=1, \nu=\nu_n} = \frac{q_{Pt} P_n}{2\pi}, \quad (4.42)$$

który występuje przy $\Delta p_{Pi} = p_n$ oraz przy niewystępowaniu strat mechanicznych i ciśnieniowych w pompie.

Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, v_n}$ strat mechanicznych występujący w pompie nieobciążonej (przy przyroście indykowanym $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych) i przy zmieniającej się lepkości v cieczy roboczej (wpływ lepkości v cieczy ma miejsce głównie w pompach tłokowych z cieczą wypełniającą obudowę (karter)), ma postać:

- w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} ($b_p = 1$) na obrót wału (rysunek 4.7):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, v} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, v_n} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}}, \quad (4.43)$$

- w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_p q_{Pt}$) na obrót wału (rysunek 4.8):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, v} = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, v_n} \right) \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}}, \quad (4.44)$$

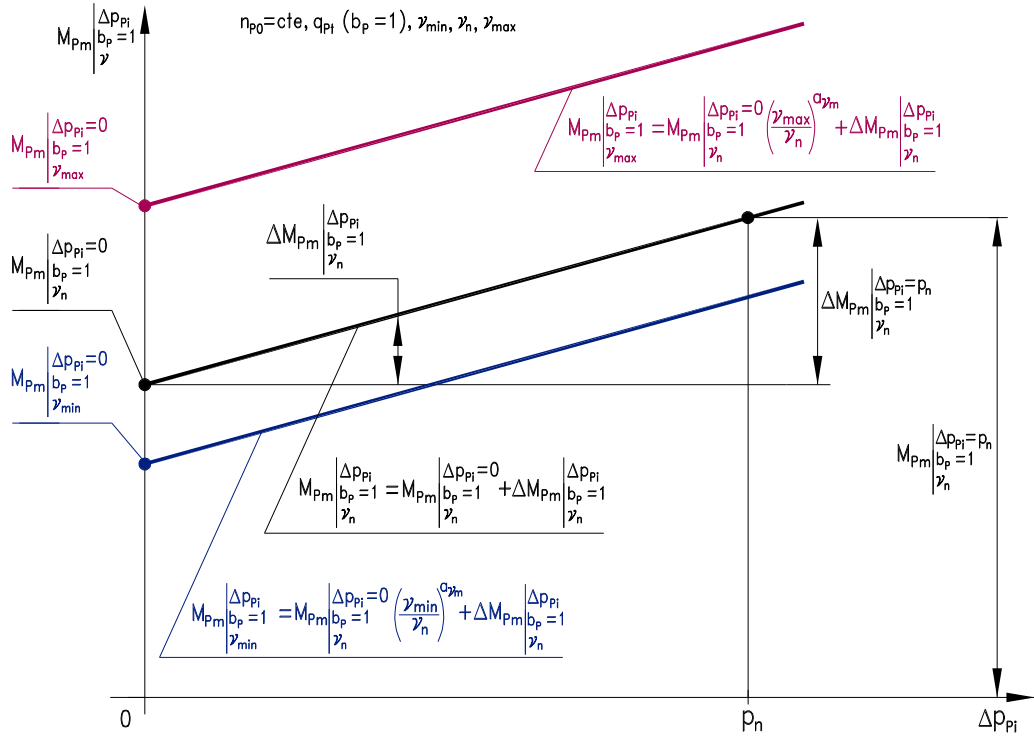
gdzie:

$$\begin{aligned} \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, v_n} &= M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n} = \\ &= \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n} \right) b_p. \end{aligned} \quad (4.45)$$

Zastosowany we wzorach (4.43) i (4.44) wykładnik a_{vm} określa wpływ stosunku v/v_n lepkości v do lepkości $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ odniesienia cieczy roboczej na wielkość występującego momentu strat mechanicznych w maszynie waporowej tłokowej z cieczą wypełniającą obudowę (karter) (zarówno w pompie jak i w silniku hydraulicznym).

Przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, v}$ momentu strat mechanicznych w pompie, który jest wynikiem występującego obciążenia elementów zespołu konstrukcyjnego momentem indykowanym M_{Pi} wynikającym z przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy, jest niezależny od sił bezwładności elementów wykonujących w pompie ruch obrotowy lub posuwisto – zwrotny. Jest także praktycznie niezależny od lepkości v cieczy roboczej; może, więc być określony przy jednej lepkości, np. przy lepkości odniesienia v_n cieczy (rysunki 4.9 i 4.10).

Na podstawie rysunków 4.9 i 4.10 przedstawiających moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, v}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, na rysunku 4.9 w pompie o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy, a na rysunku 4.10 w pompie o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_p \cdot q_{Pt}$ na obrót wału pompy, jako funkcja przyrostu indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy – możemy określić wielkość wpływu sił bezwładności elementów zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał”, wykonujących w pompie ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny, na moment M_{Pm} strat mechanicznych. Siły bezwładności nie zależą od wielkości przyrostu indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, dlatego też ich wpływ na moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie może zostać ujęty w ocenie wielkości momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p, v_n}$ strat mechanicznych określonego przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$.



Rys. 4.9 Moment $M_{Pm|\Delta P_{Pi}, b_P=1, \nu}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału ($b_P = 1$), jako funkcja przyrostu ΔP_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modeli teoretycznych (4.41); lepkość ν_{min} , ν_n i ν_{max} cieczy. Moment $M_{Pm|\Delta P_{Pi}, b_P=1, \nu}$ strat mechanicznych w pompie nie posiadającej obudowy (karteru) wypełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości ν a określany jest przy lepkości ν_n odniesienia cieczy [45].

Proponowane modele matematyczne opisujące moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie mają postać:

- w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} ($b_P = 1$) na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta P_{Pi}, \nu} = k_{4.1} M_{Pt} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pt} \frac{\Delta P_{Pi}}{P_n} = \left[k_{4.1} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} \frac{\Delta P_{Pi}}{P_n} \right] M_{Pt} =$$

$$= \left[k_{4.1} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} \frac{\Delta P_{Pi}}{P_n} \right] \frac{q_{Pt} P_n}{2\Pi}, \quad (4.46)$$

gdzie współczynnik $k_{4.1}$ wyraża stosunek momentu $M_{Pm|\Delta P_{Pi}=0, b_P=1, \nu_n}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej (przy zerowym przyroście indykowanego ΔP_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy: $\Delta P_{Pi} = 0$) o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy ($b_P = 1$) i przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego, do momentu M_{Pt} teoretycznego pompy:

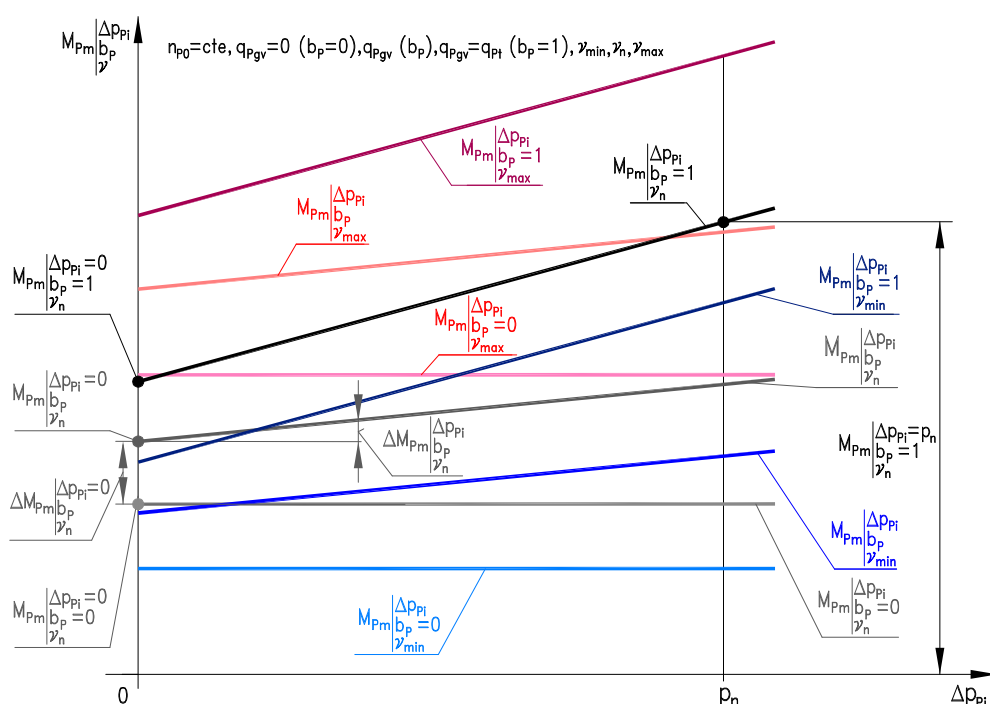
$$k_{4.1} = \frac{M_{Pm|\Delta P_{Pi}=0, b_P=1, \nu_n}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta P_{Pi}=0, b_P=1, \nu_n}}{\frac{q_{Pt} P_n}{2\Pi}}, \quad (4.47)$$

zaś współczynnik $k_{4.2}$ wyraża stosunek różnicy między momentem $M_{Pm|\Delta P_{Pi}=P_n, b_P=1, \nu_n}$ strat mechanicznych w pompie obciążonej ciśnieniem nomi-

nalnym ($\Delta p_{pi} = p_n$) o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy ($b_p = 1$) a momentem $M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej ($\Delta p_{pi} = 0$) o stałej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy ($b_p = 1$), przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego, do momentu M_{Pt} teoretycznego pompy:

$$k_{4.2} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, v_n}}{M_{Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}} =$$

$$= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{M_{Pt}}. \quad (4.48)$$



Rys. 4.10 Moment $M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o zmiennej wydajności $q_{pgv} = b_p q_{pt}$ na obrót wału, jako funkcja przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy; wydajność q_{pgv} na obrót wału (współczynnik b_p zmiany wydajności pompy): $q_{pgv} = 0$ ($b_p = 0$), $q_{pgv} = q_{pt}$ ($b_p = 1$); lepkość v_{min} , v_n i v_{max} cieczy. Moment $M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v}$ strat mechanicznych w pompie nie posiadającej obudowy (karteru) wypełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości v cieczy a określany jest przy lepkości v_n odniesienia cieczy [45].

- w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{pgv} ($q_{pgv} = b_p q_{pt}$) na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v} = (k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_p) M_{Pt} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pt} b_p \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} =$$

$$= \left[(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_p) \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_p \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right] M_{Pt} =$$

$$= \left[(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_p) \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_p \frac{\Delta p_{pi}}{p_n} \right] \frac{q_{pt} p_n}{2\Pi}, \quad (4.49)$$

gdzie:

współczynnik $k_{4.1.1}$ wyraża stosunek momentu $M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej i przy wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy (współczynnika b_p zmiany wydajności pompy) równej zero: $q_{pgv} = 0$ ($b_p = 0$), przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego, do momentu M_{Pt} teoretycznego pompy:

$$k_{4.1.1} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}}{\frac{q_{pt} p_n}{2\Pi}}, \quad (4.50)$$

współczynnik $k_{4.1.2}$ wyraża stosunek różnicy między momentem $M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej i przy wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy (współczynnika b_p zmiany wydajności pompy) równej teoretycznej wydajności q_{pt} roboczej pompy $q_{pgv} = q_{pt}$ ($b_p = 1$) a momentem $M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej i przy wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy równej zero: $q_{pgv} = 0$ ($b_p = 0$), przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego, do momentu M_{Pt} teoretycznego pompy:

$$\begin{aligned} k_{4.1.2} &= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}}{M_{Pt}} = \\ &= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}}{\frac{q_{pt} p_n}{2\Pi}}. \end{aligned} \quad (4.51)$$

A współczynnik $k_{4.2}$ wyraża stosunek różnicy między momentem $M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n}$ strat mechanicznych w pompie obciążonej ciśnieniem nominalnym a momentem $M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej, przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego, do momentu M_{Pt} teoretycznego pompy:

$$\begin{aligned} k_{4.2} &= \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}}{M_{Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}}{b_p q_{pt} \Delta p_{pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, v_n}}{q_{pt} \Delta p_{pi}} = \\ &= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{pt} p_n}{2\Pi}} = \\ &= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{M_{Pt}}. \end{aligned} \quad (4.52)$$

4.2 OPIS STRAT WYSTĘPUJĄCYCH W SILNIKU HYDRAULICZNYM

Podstawowymi wielkościami charakteryzującymi silnik hydrauliczny są moment M_M na wale oraz prędkość obrotowa n_M wału. Wielkości te są wielkościami niezależnymi od silnika. Muszą one sprostać wymaganiom stawianym przez napędzany silnikiem mechanizm lub maszynę. Wielkości te decydują o stratach występujących w silniku hydraulicznym oraz o chłonności Q_M silnika i spadku Δp_M ciśnienia w silniku. Chłonność Q_M silnika i spadek Δp_M ciśnienia są w silniku hydraulicznym wielkościami zależnymi [42].

Zasadniczym wskaźnikiem określającym jakość silnika hydraulicznego jest jego sprawność całkowita η_M , definiowana jako stosunek mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika, wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę, do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik [42]. Sprawność całkowita $\eta_M = f(n_M, M_M, \nu)$ określona jest jako funkcja prędkości n_M i obciążenia M_M wału silnika oraz jako funkcja lepkości ν cieczy roboczej. Sprawność ta wynika z wielkości strat występujących w maszynie. W silniku hydraulicznym mamy do czynienia ze stratami mechanicznymi, objętościowymi i ciśnieniowymi. Straty mechaniczne w silniku można określić momentem M_{Mm} strat mechanicznych, który jest głównie skutkiem sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał – komory robocze” a zależy, między innymi, od momentu M_M obciążającego wał. Siły tarcia występujące między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał – komory robocze” są w pewnym stopniu również skutkiem obciążenia tych elementów siłami bezwładności wynikającymi z ich ruchu obrotowego i posuwisto-zwrotnego a zależnymi od prędkości obrotowej n_M wału i od chłonności q_{Mgv} silnika na obrót wału (od współczynnika b_M). W silnikach hydraulicznych wielotłoczkowych (osiowych lub promieniowych), posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą, występują także siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał – komory robocze” a tą cieczą, które zależne są, między innymi, od lepkości ν cieczy [43]. Straty objętościowe w silniku można określić natężeniem Q_{Mv} strat objętościowych w jego komorach roboczych; uwzględniają one straty objętościowe wewnętrzne (występujące między kanałem dopływowym do komór a kanałem odpływowym od komór) i straty objętościowe zewnętrzne (występujące między komorami a obudową (karterem) i odprowadzane na zewnątrz obudowy) [42]. Natomiast straty ciśnieniowe można zdefiniować jako opory przepływu cieczy w kanałach i rozdzielaczu silnika (jeżeli istnieje).

4.2.1 STRATY MECHANICZNE

Celem niniejszego rozdziału, (który opracowany został na podstawie [43]) jest przedstawienie modeli teoretycznych i matematycznych momentu strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał - komory robocze".

Powstający w silniku hydraulicznym moment M_{Mm} strat mechanicznych jest przede wszystkim skutkiem sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał - komory robocze". Na wielkość sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał - komory robocze" ma wpływ obciążenie tych elementów siłami bezwładności spowodowanymi ich ruchem obrotowym i posuwisto - zwrotnym.

Dodatkowo w silnikach hydraulicznych wielotłokowych (osiowych lub promieniowych) do sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał - komory robocze" dochodzą jeszcze siły tarcia występujące między cieczą roboczą wypełniającą karter a elementami zespołu konstrukcyjnego "wał - komory robocze".

Zgodnie z rysunkiem 1.9 przedstawiającym wzrost mocy w silniku hydraulicznym obrotowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, moment M_{Mi} indykowany w jego komorach roboczych musi być powiększony od momentu M_M obciążającego wał silnika (momentu wymaganego od silnika przez napędzaną nim maszynę (urządzenie)) o wielkość momentu M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, który łączy wał z komorami roboczymi oraz tworzy komory robocze i zmienia ich objętość. Zatem moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika hydraulicznego obrotowego będzie równy sumie momentu M_M na wale i momentu M_{Mm} strat mechanicznych w nim występujących:

$$M_{Mi} = M_M + M_{Mm} \quad (4.53)$$

Wspomniany we wzorze (4.53) moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika wymaga odpowiedniej wartości iloczynu spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych i teoretycznej chłonności q_{Mt} silnika na obrót wału zgodnie z zależnością:

$$\frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}}{2\pi} = M_{Mi} \quad (4.54)$$

Na rysunku 4.11 przedstawiono moment $M_{Mm|M_M, n_M, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w silniku o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = 1$), przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcję momentu M_M na wale silnika, będący sumą dwóch składników:

$$M_{Mm|M_M, n_M, b_M=1, v_n} = M_{Mm|M_M=0, n_{Mt}, b_M=1, v_n} + \Delta M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M=1, v_n}, \quad (4.55)$$

gdzie:

$M_{Mm|M_M=0, n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ - moment strat mechanicznych występujący w nieobciążonym silniku (występujący w sytuacji, gdy moment M_M obciążający wał jest równy zeru - $M_M = 0$) o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = 1$), przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika i przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej,

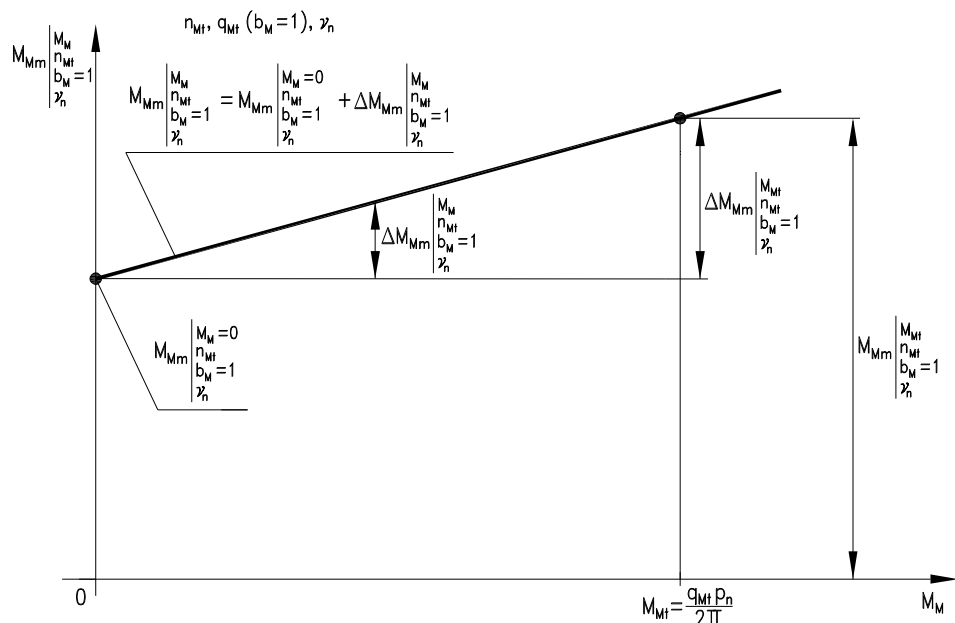
$\Delta M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ - przyrost momentu strat mechanicznych w silniku o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = 1$) związany z przyrostem momentu M_M obciążającego wał silnika - $M_M > 0$, przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika i przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej.

Na rysunku 4.12 przedstawiono moment $M_{Mm|M_M, n_M, b_M, v_n}$ strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału, przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcję momentu M_M na wale silnika, będący sumą dwóch składników:

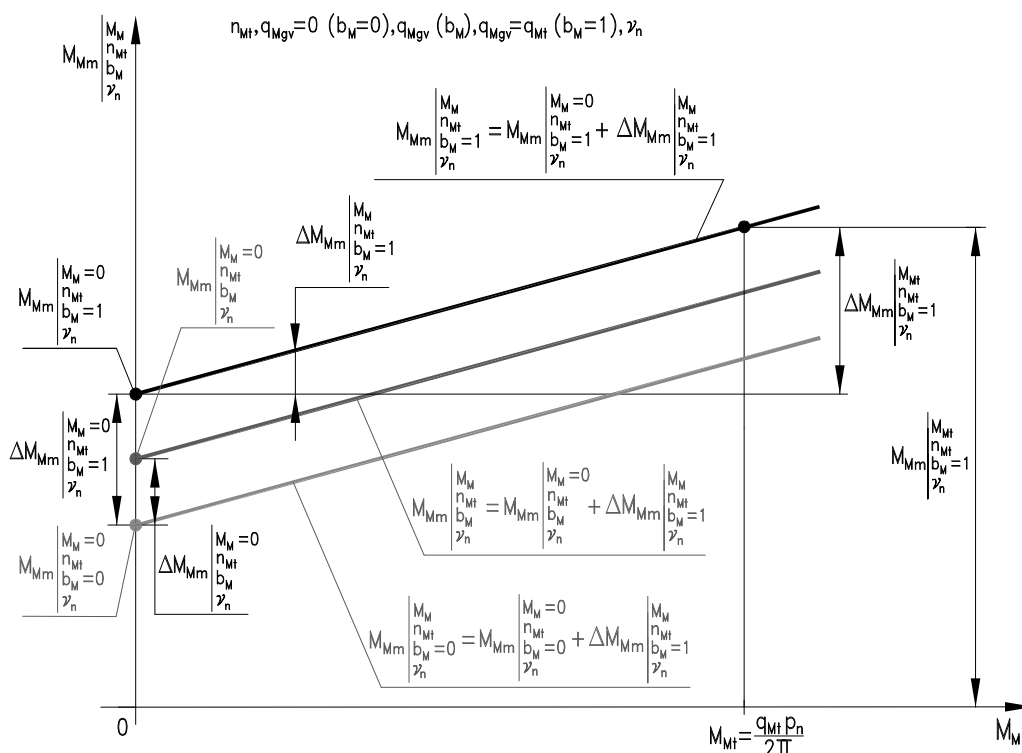
$$M_{Mm|M_M, n_M, b_M, v_n} = M_{Mm|M_M=0, n_{Mt}, b_M, v_n} + \Delta M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M, v_n}, \quad (4.56)$$

gdzie:

$M_{Mm|M_M=0, n_{Mt}, b_M, v_n}$ - moment strat mechanicznych występujący w nieobciążonym silniku (występujący w sytuacji, gdy moment M_M obciążający wał jest równy zeru - $M_M = 0$)



Rys. 4.11 Moment $M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = 1$), przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja momentu M_M na wale silnika [43].



Rys. 4.12 Moment $M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M, v_n}$ strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału, przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja momentu M_M na wale silnika; chłonność q_{Mgv} na obrót wału (współczynnik b_M zmiany chłonności na obrót wału): $q_{Mgv} = 0$ ($b_M = 0$), $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ ($b_M = 1$) [43].

o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału, przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika i przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej,

$\Delta M_{M|M_M, n_{Mt}, b_M, v_n}$ - przyrost momentu strat mechanicznych w silniku o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału związany z przyrostem momentu M_M obciążającego wał silnika - $M_M > 0$, przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika i przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej.

Zgodnie z przebiegiem krzywych na rysunkach 4.11 i 4.12 przyjęto założenie, że przyrost $\Delta M_{M|M_M, n_{Mt}, b_{Mn}, v_n}$ momentu strat mechanicznych jest proporcjonalny do wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika.

Z. Paszota w publikacjach [28 ÷ 48] zwraca uwagę na to, że straty występujące w silnikach hydraulicznych są błędnie oceniane, ponieważ są one przedstawiane w funkcji parametrów, które jednocześnie od tych strat zależą bądź w funkcji parametrów, które nie mają bezpośredniego wpływu na straty. Opublikowane dotychczas zależności strat w silniku hydraulicznym [42, 43, 50] przedstawiono poniżej:

- moment $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jest funkcją momentu M_M obciążającego wał silnika, wymaganej prędkości obrotowej n_M wału oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej [42]. W pracy [43] przedstawiono opis matematyczny momentu M_{Mm} strat w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze”:

o w silniku o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału, jako wzór (2.7):

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\text{Mm}|\text{M}_\text{M}, \text{n}_\text{M}, \text{b}_\text{M}=1, \text{v}} &= \left(\mathbf{k}_{7.1.1} + \mathbf{k}_{7.1.2} \frac{\mathbf{n}_\text{M}}{\mathbf{n}_\text{Mt}} \right) \mathbf{M}_\text{Mt} \left(\frac{\mathbf{v}}{\mathbf{v}_\text{n}} \right)^{\mathbf{a}_\text{vm}} + \mathbf{k}_{7.2} \mathbf{M}_\text{M} = \\ &= \left(\mathbf{k}_{7.1.1} + \mathbf{k}_{7.1.2} \frac{\mathbf{n}_\text{M}}{\mathbf{n}_\text{Mr}} \right) \frac{\mathbf{q}_\text{Mt} \mathbf{p}_\text{n}}{2\pi} \left(\frac{\mathbf{v}}{\mathbf{v}_\text{n}} \right)^{\mathbf{a}_\text{vm}} + \mathbf{k}_{7.2} \mathbf{M}_\text{M}, \end{aligned}$$

gdzie:

- n_{Mt} – teoretyczna prędkość wału silnika,
- M_{Mt} – teoretyczny moment silnika,
- v/v_n – stosunek lepkości v do lepkości odniesienia $v_n = 35\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ cieczy roboczej,
- a_{vm} – wykładnik określający wpływ stosunku v/v_n lepkości v do lepkości odniesienia $v_n = 35\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ cieczy roboczej na wielkość momentu strat mechanicznych w maszynie wyporowej tłokowej z cieczą wypełniającą obudowę,
- p_n – ciśnienie nominalne układu,
- k_i – współczynniki strat, gdzie:
 - współczynnik $k_{7.1.1}$ wyraża stosunek momentu M_{Mm} strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$), przy prędkości obrotowej n_M wału równej zero – $n_M = 0$ i przy teoretycznej objętości q_{Mt} silnika (współczynnikiem b_M zmiany chłonności silnika $b_M = 1$), przy lepkości v_n

odniesienia czynnika roboczego, do momentu M_{Mt} teoretycznego silnika:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} ; \quad (2.8)$$

współczynnik $k_{7.1.2}$ wyraża stosunek różnicy (w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) przy teoretycznej objętości q_{Mt} silnika ($b_M = 1$) i przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego) między momentem $M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika a momentem $M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych przy zerowej prędkości obrotowej n_M wału silnika ($n_M = 0$), do momentu M_{Mt} teoretycznego silnika:

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} ; \quad (2.9)$$

współczynnik $k_{7.2}$ wyraża stosunek różnicy (przy teoretycznej objętości q_{Mt} silnika ($b_M = 1$), przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika i przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego) między momentem $M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w silniku obciążonym momentem M_{Mt} teoretycznym a momentem $M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w nieobciążonym silniku, do momentu M_{Mt} teoretycznego silnika:

$$k_{7.2} = \frac{M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} ; \quad (2.10)$$

o w silniku o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} na obrót wału, jako:

$$M_{Mm|M_M, n_M, b_M, v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) \frac{q_{Mt} p_n}{2\pi} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M . \quad (4.57)$$

Modele strat (2.7) i (4.57) mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym powstały uwzględniając następujące założenia:

- straty mechaniczne w silniku hydraulicznym nie zależą od prędkości obrotowej;
- straty mechaniczne w silniku hydraulicznym nie zależą od zmiennej chłonności q_{Mgv} silnika na obrót wału (od współczynnika b_M);
- występujące siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał – komory robocze” a cieczą wypełniającą obudowę (karter), w silnikach hydraulicznych wielotłokowych (osiowych lub promieniowych), są nie zależne od lepkości v cieczy;
- przyrost $\Delta M_{Mm|M_M, n_M, b_M, v}$ momentu strat mechanicznych jest proporcjonalny do wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika.

4.2.2 STRATY OBJĘTOŚCIOWE

Od niedawna w literaturze dostępny jest opis dotyczący definicji i zależności strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym obrotowym, autorstwa prof. Zygmunta Paszoty [42]. Model ten klarownie opisuje zależności występujące w silniku hydraulicznym i relacje między nimi.

Opierając się na zależnościach umieszczonych w [29, 42], sprawność objętościową η_{Mv} silnika określimy stosunkiem mocy P_{Mi} indykowanej w komorach roboczych silnika do mocy P_{Mci} konsumowanej przez silnik w komorach:

$$\eta_{Mv} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mci}} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mi} + \Delta P_{Mv}} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M}{\Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M + \Delta p_{Mi} Q_{Mv}} = \frac{q_{Mt} n_M}{q_{Mt} n_M + Q_{Mv}} = \frac{q_{Mt} n_M}{Q_M}. \quad (4.58)$$

Widzimy tu, że sprawność objętościowa $\eta_{Mv} = f(Q_{Mv}, n_M)$ jest funkcją natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku (czyli parametrów wpływających na to natężenie Q_{Mv} strat objętościowych występujących w komorach roboczych) oraz prędkości obrotowej n_M wału silnika. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej. Zatem możemy zapisać, że sprawność objętościowa $\eta_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ silnika hydraulicznego jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej:

$$\eta_{Mv} = f(Q_{Mv}, n_M) = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v). \quad (4.59)$$

Straty objętościowe są związane przede wszystkim z przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami waporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza (jeżeli istnieje), są również efektem zmiany objętości roboczej silnika oraz zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury.

Przedstawiony przez Z. Paszotę w pracy [31], oraz w rozdziale 4.6.2, model strat objętościowych dla pompy waporowej można z łatwością adaptować do potrzeb związanych z silnikiem hydraulicznym obrotowym. W opisie przedstawionym w [31] przyjmuje się założenia i uproszczenia, co do wpływu pewnych czynników na te straty, a wpływ tych czynników na straty objętościowe znajduje odzwierciedlenie w określonym współczynniku i wykładnikach potęgowych opisujących zależność strat od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych i lepkości kinematycznej v czynnika roboczego (oleju hydraulicznego).

Wydajność teoretyczną Q_{Mt} silnika o stałej chłonności q_{Mt} na obrót opisuje wzór:

$$Q_{Mt} = q_{Mt} n_{Mt}, \quad (4.60)$$

gdzie:

n_{Mt} - jest teoretyczną prędkością obrotową wału silnika.

Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika zgodnie ze wzorem zaproponowanym przez Z. Paszotę w pracy [50] wyraża następujący matematyczny model symulacyjny:

$$Q_{Mv} = k_9 Q_{Pt} \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n} \right)^{a_{pv}} \left(\frac{n_M}{n_{Mt}} \right)^{a_{nv}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vv}}. \quad (4.61)$$

gdzie:

- k_9 – współczynnik strat objętościowych Q_{Mv} określonych w trakcie jednego obrotu wału silnika o stałej i o zmiennej chłonności, przy spadku indykowanym Δp_{Mi} ciśnienia równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego – $\Delta p_{Mi} = p_n$, przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego oraz przy prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika, opisuje wzór:

$$k_9 = \frac{Q_{Mv} \Big|_{v_n}^{\Delta p_{Mi} = p_n}}{Q_{pt}}. \quad (4.62)$$

- Q_{Pt} – teoretyczna objętość robocza pompy o stałej wydajności, zasilającej silnik hydrauliczny,
- Δp_{Mi} – spadek indykowany ciśnienia w komorach roboczych silnika,
- $\Delta p_{Mi}/p_n$ – forma opisu wpływu spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika na całość strat objętościowych w maszynie wyporowej o ruchu obrotowym,
- a_{pv} – wykładnik określający wpływ indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv} ,
- n_M/n_{Mt} – forma opisu wpływu prędkości n_M obrotowej wału silnika na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych,
- a_{nv} – wykładnik określający wpływ prędkości obrotowej n_M wału na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych,
- v/v_n – forma opisu wpływu lepkości cieczy roboczej na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych,
- a_{vv} – wykładnik określający wpływ lepkości cieczy roboczej na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych.

4.2.3 STRATY CIŚNIENIOWE

Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika hydraulicznego (opory przepływu) są sumą straty Δp_{Mp1} ciśnieniowe w kanale dopływowym i straty Δp_{Mp2} ciśnieniowe w kanale odpływowym silnika:

$$\Delta p_{\text{Mp}} = \Delta p_{\text{Mp1}} + \Delta p_{\text{Mp2}}. \quad (4.63)$$

W silniku obrotowym straty Δp_{Mp} ciśnieniowe (opory przepływu) w kanałach (i w rozdzielaczu, jeśli istnieje) są, przy założeniu przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego, funkcją:

- chłonności Q_M silnika,
- lepkości dynamicznej μ czynnika roboczego (oleju hydraulicznego, emulsji olejowo – wodnej),
- masy właściwej ρ czynnika roboczego:

$$\Delta p_{\text{MD}} = f(Q_M, \mu, \rho). \quad (4.64)$$

Moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym, jest sumą mocy ΔP_{Mp1} strat ciśnieniowych w kanale dopływowym i mocy ΔP_{Mp2} strat ciśnieniowych w kanale odpływowym silnika:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2}. \quad (4.65)$$

W ogólnym przypadku, moc ΔP_p strat ciśnieniowych jest iloczynem:

- straty Δp ciśnieniowej,
- natężenia Q strumienia cieczy:

$$\Delta P_p = \Delta p Q. \quad (4.66)$$

Podstawiając równanie (4.66) do równania (4.65) wzór na moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} = \Delta p_{Mp1} Q_M + \Delta p_{Mp1} Q_{M2}. \quad (4.67)$$

W silniku obrotowym, w których natężenie Q_{M2} strumienia cieczy w kanale odpływowym jest równe natężeniu strumienia cieczy w kanale dopływowym (czyli chłonności Q_M silnika) – $Q_{M2} = Q_M$, moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku opisuje wzór:

$$\Delta P_{Mp} = (\Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2}) Q_M = \Delta p_{Mp} Q_M. \quad (4.68)$$

Proponowany model strat ciśnieniowych ma postać:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}, \quad (4.69)$$

ze współczynnikiem:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{Pt}, v_n}}{p_n}, \quad (4.70)$$

określającym stratę Δp_{Mp} ciśnieniową w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu silnika hydraulicznego, która wystąpiłaby przy chłonności Q_M silnika równej teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy w stosunku do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym silnik hydrauliczny jest zastosowany.

Zastosowanie w modelu matematycznym (4.69) bezwymiarowych stosunków Q_M/Q_{Pt} oraz v/v_n daje możliwość określania wykładnika a_{Qp} wpływu natężenia Q_M cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} oraz wykładnika a_{vp} wpływu lepkości v cieczy roboczej na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} a więc umożliwia dokładny opis zależności Δp_{Mp} od Q_M i od v .

Równanie definicyjne (4.70) opisujące współczynnik k_8 oraz model matematyczny (4.69) wiążą opis strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika z wielkością wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

5 BADANIA STRAT ENERGETYCZNYCH W MASZYNACH WOPOROWYCH TŁOKOWYCH ZGODNIE Z WYKRESEM WZROSTU MOCY PRZECIWNIEGO DO KIERUNKU PRZEPŁYWU MOCY

Maszyny wporowe (pompy czy też silniki hydrauliczne), tak jak większość maszyn stosowanych w przemyśle okrętowym i nie tylko, poddawane są wielu próbom i badaniom. Mają one na celu w dużej mierze sprawdzenie niezawodności danej maszyny.

Większość producentów danego wyrobu – w tym przypadku – maszyny wporowej (pompy lub silnika hydraulicznego obrotowego), poddaje go różnym typom badań, w ramach własnych możliwości lub zleca ich wykonanie firmom bądź instytucjom zewnętrznym. Producent przede wszystkim sprawdza jakość wykonania swojego produktu. W tym celu, wyrób musi przejść następujące badania [11]:

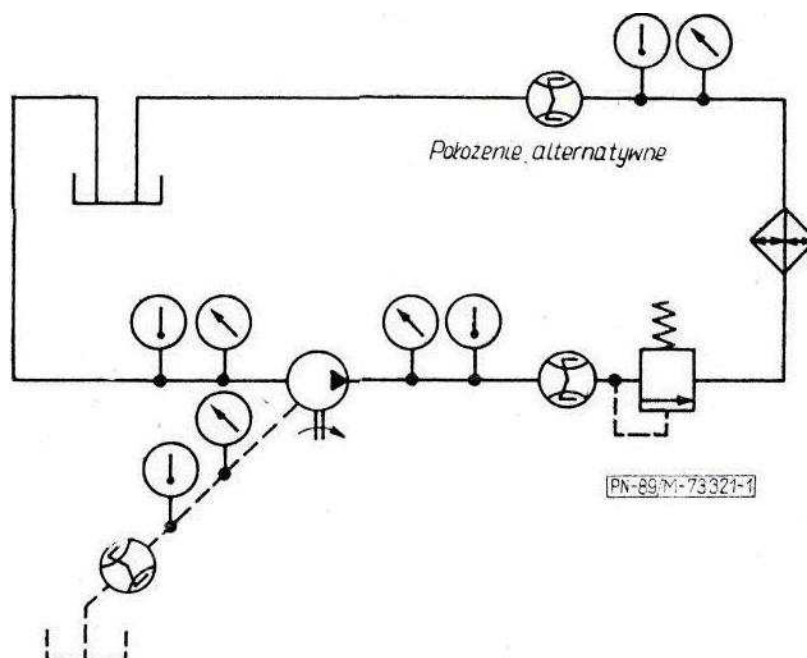
- kwalifikacyjne; dotyczą prototypów lub wyrobów zmodyfikowanych pod względem konstrukcyjnym, materiałowym bądź też technologicznym. Próby te są próbami sprawdzającymi jakość wyrobu i jego zgodność zarówno z dokumentacją jak i normami,
- okresowe; dotyczące sprawdzenia pojedynczych wyrobów w serii produkcyjnej; są to badania okresowe sprawdzające zgodność wyrobu z normami i dokumentacją techniczną oraz jakość wykonania wyrobu,
- sprawdzające wyroby serii produkcyjnych po zakończeniu procesu produkcyjnego w produkcji bieżącej lub poprzedzające odbiór; sprawdzana jest zgodność wyrobu z dokumentacją techniczną lub z wybranymi normami.

Na tym badania maszyn wporowych się nie kończą, gdyż producenci np. gotowych zespołów napędowych zmuszeni są do przeprowadzenia badań całego układu – czasami również poszczególnych jego elementów. W badaniach tych można wyróżnić następujące etapy [11]:

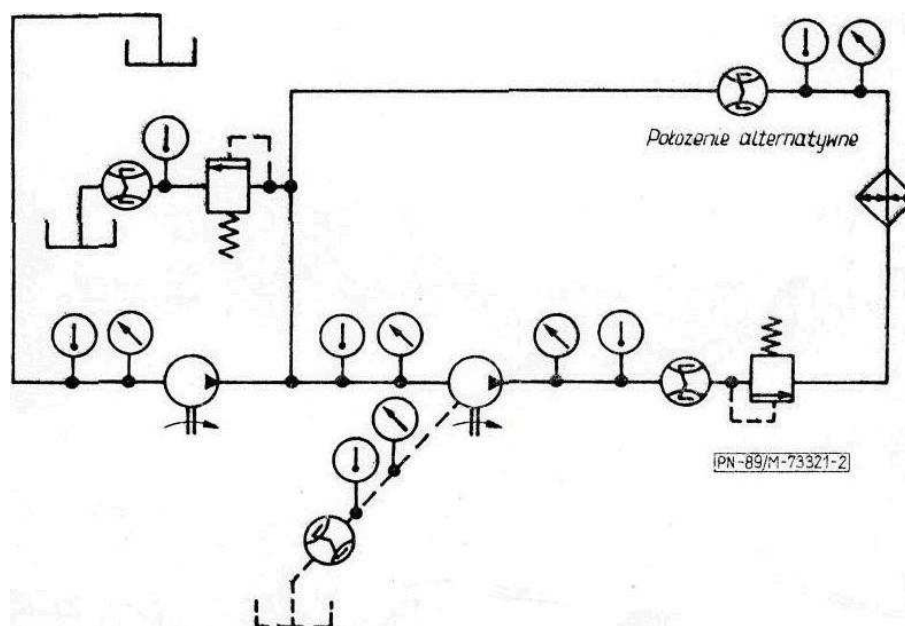
- badania stanowiskowe, które wykonuje się przed montażem maszyny wporowej (pompy lub silnika hydraulicznego) w urządzeniu,
- próby maszyny wporowej w zamontowanym układzie hydraulicznym,
- badania w warunkach eksploatacyjnych urządzenia.

Uproszczone schematy stanowisk badawczych maszyn wporowych zamieszczone w polskiej normie [107] przedstawiono na rysunkach 5.1 ÷ 5.3. Norma [107] dotycząca badań pomp i silników hydraulicznych w warunkach ustalonych, zaleca przedstawianie wyników badań:

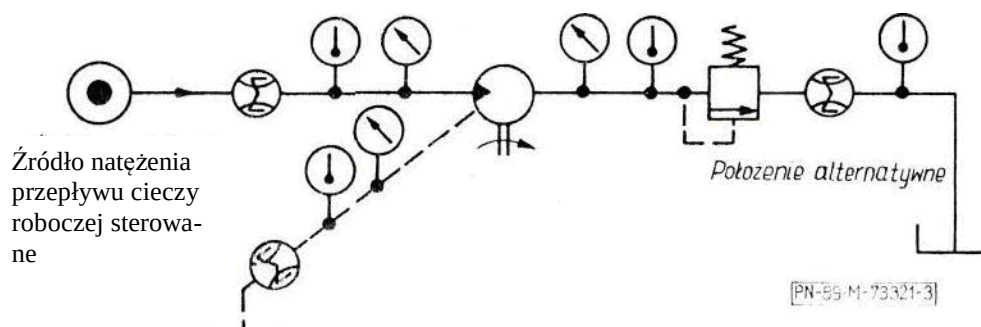
- pomp:
 - przy jednej stałej prędkości obrotowej n_p , w formie wykresów: mocy mechanicznej P_{pc} na wejściu, natężenia Q_p przepływu na wyjściu, sprawności całkowitej η_p , jako funkcje ciśnienia na wyjściu p_{p2} ,
 - przy kilku stałych prędkościach obrotowych n_p , można przedstawiać je jak wyżej, bądź też, jako funkcję prędkości obrotowej n_p dla różnych wartości ciśnienia na wyjściu p_{p2} ,
- silników:



Rys. 5.1 Schemat stanowiska do badania pomp w obwodzie otwartym [107]



Rys. 5.2 Schemat stanowiska do badania pomp w obwodzie zamkniętym [107]



Rys. 5.3 Schemat stanowiska do badania silników ze sterowanym natężeniem przepływu cieczy roboczej [107]

5.1 METODA SUMY MOCY

Podczas poprawnej interpretacji tabel pomiarowych [84÷86] jednego z producentów maszyn waporowych koniecznym stało się opracowanie metody umożliwiającej właściwe opracowanie danych w celu dokładnego określenia poszczególnych współczynników k_i strat energetycznych występujących w konkretnych maszynach waporowych. Dzięki współczynnikom k_i strat możliwe stało się określenie wielkości strat występujących w dowolnym punkcie pola pracy maszyny (rysunek 1.7). Obliczenia zostały oparte na modelach matematycznych zaproponowanych przez Z. Paszotę w publikacjach [28 ÷ 50].

Tok postępowania podczas wyznaczania współczynników k_i strat energetycznych występujących w maszynach waporowych, tj. w pompie i w silniku hydraulicznym przedstawiono poniżej.

Tok postępowania podczas korzystania z metody sumy mocy określenia strat energetycznych w maszynach waporowych przedstawiony został na przykładach maszyn produkowanych przez firmę Bosch Rexroth, w przypadku pompy posłużono się danymi [84] dotyczącymi pompy tłokowej osiowej typu A4VG, natomiast w przypadku silnika hydraulicznego wykorzystano dane [85] dotyczące silnika tłokowego typu A6VM. Opis konstrukcji wspomnianych maszyn waporowych umieszczono w rozdziałach 5.2.3 i 5.3.3.

Przykład zastosowania metody sumy mocy w celu wyznaczania współczynników k_i strat energetycznych występujących w pompie A4VG 28 (odstawowe parametry pompy przedstawiono w tabeli 5.5).

DANE	OBLICZENIA	WYNIK
[1]	[2]	[3]
η_p	Założono, iż sprawność η_p całkowita pompy została określona poprawnie – zgodnie ze wzorem (4.4), jako stosunek mocy P_{pu} użytecznej pompy do mocy P_{pc} na wale pompy pobieranej (konsumowanej) od silnika napędzającego pompę: $\eta_p = \frac{P_{pu}}{P_{pc}}.$	
Obliczenia mocy P_{pu} użytecznej pompy:		
	Moc użyteczna P_{pu} pompy, przedstawiona za pomocą wzoru (4.12), jest iloczynem wydajności Q_p pompy i przyrostu Δp_p ciśnienia w pompie. Moc użyteczną P_{pu} pompy można również przedstawić, zgodnie z rysunkiem 1.8, jako różnicę między mocą P_{p2} cieczy w przewodzie tłocznym pompy a mocą P_{p1} cieczy w przewodzie dopływowym pompy: $P_{pu} = P_{p2} - P_{p1}. \quad (5.1)$	
P_{p2} $P_{p1}=0$	Przyrost Δp_p ciśnienia w pompie, wynika z różnicy między ciśnieniem p_{p2} w przewodzie tłocznym (odpływowym) pompy a ciśnieniem p_{p1} w przewodzie dopływowym pompy: $\Delta p_p = p_{p2} - p_{p1}, \quad (5.2)$ a ponieważ ciśnienie w przewodzie dopływowym pompy p_{p1} (nadciśnienie w stosunku do ciśnienia atmosferycznego) jest równe zero: $\Delta p_p = p_{p2}. \quad (5.3)$	Δp_p

[1]	[2]	[3]
Δp_p P_{P2}	Przy założeniu, że ciśnienie p_{P1} w przewodzie dopływowym pompy jest równe zero $p_{P1} = 0$, moc P_{Pu} będzie równa jedynie mocy P_{P2} cieczy w przewodzie tłocznym pompy: $P_{Pu} = P_{P2} \cdot Q_p \cdot \quad (5.4)$	
q_{Pt} n_p q_{pgv}	Q_p – wydajność pompy o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy, jest funkcją wydajności teoretycznej q_{Pt} na obrót wału pompy o stałej wydajności, współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, prędkości obrotowej n_p wału pompy oraz natężenia Q_{Pv} strat objętościowych - $Q_p = f(q_{Pt}, b_p, n_p, Q_{Pv})$. Można określić ją z następującej zależności: $Q_p = q_{pgv} n_p - Q_{Pv} \cdot \quad (5.5)$	
η_{pv}	Korzystając z danych dotyczących sprawności η_{pv} objętościowej, zawartych w [84], wydajność Q_p pompy, o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót wału pompy, można obliczyć z następującej zależności: $Q_p = q_{pgv} n_p \eta_{pv} \cdot \quad (5.6)$ Natężenie strat objętościowych można, zatem obliczyć (dla pompy o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót) z przekształconej zależności (5.6): $Q_{Pv} = q_{pgv} n_p - Q_p \cdot \quad (5.7)$	Q_p Q_{Pv}
Δp_p q_{Pt} n_p Q_{Pv} q_{pgv}	Zatem moc użyteczna P_{Pu} pompy o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót obliczymy podstawiając zależność (5.5) do wzoru (4.12): $P_{Pu} = \Delta p_p \cdot (q_{pgv} n_p - Q_{Pv}) \cdot \quad (5.8)$ Umieszczając w (5.8) przekształconą zależność (4.2), otrzymamy: $P_{Pu} = \Delta p_p \cdot (b_p q_{Pt} n_p - Q_{Pv}) \cdot \quad (5.9)$	P_{Pu}
Obliczenia współczynnika k_1 strat objętościowych		
	W celu obliczenia współczynnika k_1 strat objętościowych, korzystamy ze wzoru (4.37), oraz z wykresu (5.27): $k_1 = \frac{Q_{Pv} \left \begin{smallmatrix} q_{Pt} \\ \Delta p_{Pi} = p_n \\ v_n \end{smallmatrix} \right }{n_p \left \begin{smallmatrix} q_{Pt} \\ \Delta p_{Pi} = p_n \\ v_n \end{smallmatrix} \right } \frac{1}{q_{Pt}},$ $k_1 = \frac{81,433 \cdot 10^{-6} [m^3 s^{-1}]}{70,83 [s^{-1}]} \frac{1}{28 \cdot 10^{-6} [m^3]} = 0,0411 [-].$	k_1
Obliczenia mocy P_{Pc} na wale pompy pobieranej (konsumowanej) od silnika napędzającego pompę		
η_p P_{Pu}	W celu wyznaczenia mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika można skorzystać z zależności na sprawność η_p całkowitą pompy, daną wzorem (4.4), odpowiednio ją przekształcając: $\eta_p = \frac{P_{Pu}}{P_{Pc}} \rightarrow P_{Pc} = \frac{P_{Pu}}{\eta_p} \cdot$	P_{Pc}
P_{Pc}	Moc P_{Pc} na wale pompy pobierana (konsumowana) od silnika napędzającego pompę, jest funkcją (iloczynem) momentu M_p , generowanego przez pompę na jej wale i prędkości kątowej ω_p wału pompy równej prędkości kątowej napędzającego pompę silnika (wzór (4.14)):	

[1]	[2]	[3]
n _p	$P_{pc} = M_p \cdot \omega_p,$ $\omega_p = 2\pi n_p.$ Mając moc P_{pc} na wale pompy pobierana (konsumowana) od silnika napędzającego pompę oraz prędkość kątową, możemy wyznaczyć moment M_p generowany przez pompę na jej wale, przekształcając zależność (4.14) otrzymamy: $M_p = \frac{P_{pc}}{\omega_p}.$	 ω _p M _p
P _{pc} P _{pu}	Moc P_{pc} pobierana przez pompę od napędzającego ją silnika (zgodnie z rysunkiem 1.8) jest sumą następujących mocy: mocy P_{pu} użytecznej pompy, mocy ΔP_{pp} strat ciśnieniowych, mocy ΔP_{p_v} strat objętościowych i mocy ΔP_{p_m} strat mechanicznych w pompie: $P_{pc} = P_{pu} + \Delta P_{pp} + \Delta P_{pv} + \Delta P_{pm}.$	
Obliczenia mocy ΔP_{pp} strat ciśnieniowych w pompie		
Q _p	Moc ΔP_{pp} strat ciśnieniowych w pompie, jest sumą mocy ΔP_{pp1} strat ciśnieniowych w kanale dopływowym i mocy ΔP_{pp2} strat ciśnieniowych w kanale tłocznym (odpływowym) pompy: $\Delta P_{pp} = \Delta P_{pp1} + \Delta P_{pp2},$ $\Delta P_{pp} = \Delta p_{pp1} Q_{p1} + \Delta p_{pp2} Q_p.$ Zakładam, że natężenie Q_{p1} strumienia cieczy w kanale dopływowym pompy jest równe jej wydajności Q_p, zatem powyższy wzór przyjmie postać: $\Delta P_{pp} = (\Delta p_{pp1} + \Delta p_{pp2}) Q_p.$ Wstawiając zależność (4.25) do powyższej zależności, otrzymamy: $\Delta P_{pp} = \Delta p_{pp} Q_p.$	
Obliczenia współczynnika k₃ strat ciśnieniowych		
Δp _{pp1} p _n	W celu wyznaczenia strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy (oporów przepływu oraz straty w rozdzielaczu), korzystam z danych laboratoryjnych J. Koralewskiego zawartych w [20] na temat strat ciśnieniowych w pompie i przyjmując wartość straty Δp_{pp1} ciśnieniowej w kanale dopływowym pompy można obliczyć współczynnik k₃. Korzystając z zależności (4.34) do której podstawiam za straty Δp_{pp} ciśnieniowe zależność (4.25) otrzymamy poniższy wzór: $\Delta p_{pp1} = \frac{k_3}{2} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}} \cdot p_n \cdot \left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{a_{qp}},$ Przekształcając powyższą zależność, otrzymamy zależność, (5.18) z której obliczymy wartość współczynnika k₃: $k_3 = \frac{2 \cdot \Delta p_{pp1}}{\left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}} \cdot p_n \cdot \left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{a_{qp}}},$ $k_3 = \frac{2 \cdot \Delta p_{pp1}}{1 \cdot p_n \cdot 1} = 2 \frac{\Delta p_{pp1}}{p_n}.$ $\Delta p_{pp1} = 0,0198 [\text{MPa}]$	

[1]	[2]	[3]
	Należy uwzględnić zmianę prędkości: $\Delta p_{pp1} = 0,0198[\text{MPa}] \cdot \left(\frac{4250}{1500} \right)^{1,76} = 0,1224[\text{MPa}]$ $k_3 = \frac{2 \cdot \Delta p_{pp1}}{40[\text{MPa}]} = \frac{2 \cdot 0,1224[\text{MPa}]}{40[\text{MPa}]} = 0,0061[-].$	k_3
k_3 p_n Q_p Q_{pt}	Wyznamy straty Δp_{pp} ciśnieniowe w kanałach pompy, przy założeniu przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego (opierając się na danych z badań [12, 20]), przekształcając zależność (4.34): $\Delta p_{pp} = k_3 p_n \left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{1,76} \quad (5.19)$	Δp_{pp}
Δp_{pp} Q_p n_p Q_{pv} q_{pgv}	Zatem moc ΔP_{pp} strat ciśnieniowych w pompie o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót, daną wzorem (5.16) i uzupełnioną zależnością (5.5), obliczymy z: $\Delta P_{pp} = \Delta p_{pp} \cdot (q_{pgv} n_p - Q_{pv}). \quad (5.20)$	ΔP_{pp}
Obliczenia mocy ΔP_{pv} strat objętościowych w pompie		
Q_{pv} Δp_{pp} Δp_p	Moc ΔP_{pv} strat objętościowych w pompie, jest iloczynem natężenia Q_{pv} strat objętościowych w pompie i przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego między komorami roboczymi: $\Delta P_{pv} = Q_{pv} \Delta p_{pi} \quad (5.21)$ Wielkość przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego między komorami roboczymi pompy jest równa sumie strat Δp_{pp} ciśnienia w kanałach pompy i przyrostu ciśnienia Δp_p w pompie (zależność 4.26): $\Delta p_{pi} = \Delta p_{pp} + \Delta p_p.$	Δp_{pi}
Q_{pv} Δp_{pi}	Zatem, można wyznaczyć moc ΔP_{pv} strat objętościowych w pompie z zależności (5.21).	ΔP_{pv}
Obliczenia mocy ΔP_{pm} strat mechanicznych w pompie		
P_{pu} P_{pc} ΔP_{pp} ΔP_{pv}	Moc ΔP_{pm} strat mechanicznych w pompie jest sumą strat związanych z siłami bezwładności elementów będących w ruchu oraz siłami tarcia mechanicznego. Przekształcając zależność (5.12) otrzymamy: $\Delta P_{pm} = P_{pc} - P_{pu} - \Delta P_{pp} - \Delta P_{pv}. \quad (5.22)$ Moc ΔP_{pm} strat mechanicznych jest iloczynem momentu M_{pm} strat mechanicznych i prędkości kątowej ω_p wału pompy: $\Delta P_{pm} = M_{pm} \omega_p. \quad (5.23)$	ΔP_{pm}
ΔP_{pm} ω_p	Chcąc wyznaczyć wielkość momentu M_{pm} strat mechanicznych przekształcimy zależność (5.23) do postaci przedstawiającej iloraz mocy ΔP_{pm} strat mechanicznych i prędkości kątowej ω_p wału pompy: $M_{pm} = \frac{\Delta P_{pm}}{\omega_p}. \quad (5.24)$	M_{pm}
M_{pm}	Moment M_p na wale pompy, zgodnie z zależnością (4.38), jest sumą momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych pompy i momentu M_{pm} strat mechanicznych: $M_p = M_{pi} + M_{pm},$ przekształcając powyższą zależność (4.38) otrzymamy:	

[1]	[2]	[3]
	$M_{Pi} = M_p - M_{pm} \quad (5.25)$	
q_{pgv} q_{pt} b_p Δp_{Pi}	Moment M_{Pi} indykowany w komorach roboczych pompy, jest momentem, którym dysponują elementy ruchome w komorach roboczych pompy (nurniki – w przypadku pompy A4VG) połączone zespołem konstrukcyjnym z wałem roboczym. Moment M_{Pi} indykowany w komorach roboczych wynika, w pompie o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót, z iloczynu zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót pompy i przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy (zależność (4.39)): $M_{Pi} = \frac{q_{pgv} \Delta p_{Pi}}{2\pi} = \frac{b_p q_{pt} \Delta p_{Pi}}{2\pi}.$	M_{Pi}
ΔP_{Pv} M_{Pi} ω_p	Moc P_{Pi} indykowana w komorach roboczych pompy jest mocą elementów ruchomych w komorach (w przypadku pompy A4VG są to tłoki, które tworzą komory robocze) napędzanych wałem pompy, mocą przekazywaną cieczy w komorach roboczych. Moc P_{Pi} indykowana w komorach roboczych jest sumą mocy P_{Pui} użytecznej w komorach roboczych i mocy ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie: $P_{Pi} = P_{Pui} + \Delta P_{Pv} \quad (5.26)$ Moc P_{Pi} indykowana w komorach roboczych jest również iloczynem momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych i prędkości kątownej ω_p wału pompy: $P_{Pi} = M_{Pi} \omega_p \quad (5.27)$	P_{Pi}
P_{Pi} ΔP_{Pv}	Moc P_{Pui} użyteczną w komorach roboczych można obliczyć przekształcając wzór (5.26) do postaci: $P_{Pui} = P_{Pi} - \Delta P_{Pv} \quad (5.28)$	P_{Pui}
Obliczenia współczynnika $k_{4.1.1}$ strat mechanicznych		
	Współczynnik $k_{4.1.1}$ obliczamy korzystając ze wzoru (4.50), do którego wartości zostały odczytane z wykresu 5.35: $k_{4.1.1} = \frac{M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n}}{\frac{q_{Pt} P_n}{2\Pi}},$ $k_{4.1.1} = \frac{4,4634[Nm]}{178,25[Nm]} = 0,0250[-].$	$k_{4.1.1}$
Obliczenia współczynnika $k_{4.1.2}$ strat mechanicznych		
	Współczynnik $k_{4.1.2}$ obliczymy z wyrażenia (4.51), do którego wartości zostały odczytane z wykresu 5.35: $k_{4.1.2} = \frac{M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, b_p=1, v_n} - M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n}}{M_{Pt}} =$ $= \frac{M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, b_p=1, v_n} - M_{Pm \Delta p_{Pi}=0, b_p=0, v_n}}{\frac{q_{Pt} P_n}{2\Pi}},$ $k_{4.1.2} = \frac{5,4417[Nm] - 4,4634[Nm]}{178,25[Nm]} = \frac{0,9783}{178,25} = 0,0055[-]$	$k_{4.1.2}$

[1]	[2]	[3]
Obliczenia współczynnika $k_{4,2}$ strat mechanicznych		
	Współczynnik $k_{4,2}$ dany jest wzorem (4.52), do którego wartości odczytujemy z rysunków 5.34 i 5.35: $k_{4,2} = \frac{M_{Pm \Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm \Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt}P_n}{2\Pi}},$ $k_{4,2} = \frac{5,8935[Nm] - 5,4417[Nm]}{178,25[Nm]} = 0,0025[-].$	$k_{4,2}$

Przykład zastosowania metody sumy mocy w celu wyznaczania współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym A6VM 160 (odstawowe parametry silnika przedstawiono w tabeli 5.15).

DANE	OBLICZENIA	WYNIK
[1]	[2]	[3]
η_M	Sprawność η_M całkowita silnika hydraulicznego, zgodnie z [25] i wzorem (2.1), powinna zostać przedstawiona jako funkcja momentu M_M na wale silnika, prędkości n_M obrotowej i lepkości ν cieczy roboczej. Możliwe jest wówczas przedstawienie sprawności η_M całkowitej jako stosunku mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika, wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę, do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik: $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu) = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}}. \quad (5.29)$ Podczas określania współczynników k_i strat w silniku tłokowym osiowym A6VM, korzystano z tabel pomiarowych zawartych w [85], w których podano następujące wielkości: spadek ciśnienia Δp_M w silniku; prędkość n_M obrotową silnika, jako stosunek zmiany aktualnej prędkości n_M obrotowej do teoretycznej (maksymalnej) prędkości n_{Mt} obrotowej; chłonność silnika q_{Mt} (V_M) na obrót wału; oraz współczynnik b_M dany stosunkiem zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału do teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału; sprawność η_M całkowita; sprawność η_{MH} „hydrauliczna”; sprawność η_{Mv} objętościowa; oraz lepkość $\nu = 22\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ kinematyczną cieczy. W [85] oprócz tabel pomiarowych zawarto również wykresy $n_M/n_{Mmax} = f(\Delta p_M)$, które przedstawiały sprawność η_M całkowitą dla poszczególnych współczynników b_M. Sprawność η_M całkowita została przedstawiona, jako funkcja spadku Δp_M ciśnienia w silniku i prędkości n_M obrotowej, przy danym q_{Mt} (V_M) oraz b_M. Takie przedstawienie sprawności jest zgodnie z utartym spojrzeniem Sankey’owskim. Tak określona sprawność η_M całkowita wymusza znalezienie algorytmu, który umożliwi znalezienie sprawności $\eta_M = f(M_M, n_M)$ określonej w funkcji momentu M_M na wale i prędkości n_M obrotowej silnika. Zgodnie z celem niniejszej pracy, chcąc udowodnić słuszność tezy	

[1]	[2]	[3]
	T5, nawiązując do wykresów zaproponowanych przez Z. Paszotę w [47, 48], że jedyną poprawną formą przedstawienia strat występujących w silniku (mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych) jest forma przedstawienie tych strat w funkcji tych parametrów które bezpośrednio na te straty wpływają i od tych strat nie zależą, przedstawiony został poniżej algorytm sumy mocy umożliwiający wyznaczenie poszczególnych współczynników k_i strat występujących w silniku hydraulicznym.	
Obliczenia mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik		
Δp_M	Moc P_{Mc} wynika z iloczynu spadku Δp_M ciśnienia w silniku i chłonności Q_M silnika: $P_{Mc} = \Delta p_M Q_M. \quad (5.30)$ Moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik możemy również zapisać, jako sumę mocy P_{Mci} (konsumowanej przez silnik w komorach roboczych silnika) i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika. $P_{Mc} = \Delta p_M Q_M = (\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}) Q_M, \quad (5.31)$ $P_{Mc} = \Delta p_{Mi} Q_M + \Delta p_{Mp} Q_M, \quad (5.32)$ $P_{Mc} = P_{Mci} + \Delta P_{Mp}. \quad (5.33)$	
	Zgodnie z [42] i rysunkiem 1.8 moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowana przez silnik jest sumą mocy użytecznej P_{Mu} (wymaganej na wale silnika przez napędzane nim urządzenie), mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika: $P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}. \quad (5.34)$	
Obliczenia chłonności Q_M silnika		
q_{Mt} n_M η_{Mv}	Chłonność Q_M silnika, wymagana przez silnik od napędzającej go cieczy, musi być większa od natężenia równego iloczynowi $q_{Mt} n_M$ (wynikającego z teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału i z prędkości obrotowej n_M wału silnika wymaganej przez napędzane silnikiem urządzenie) w wyniku konieczności zrównoważenia nią także natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika. Chłonność Q_M, przedstawiona wzorem (2.6), jest więc równa sumie natężenia $q_{Mt} n_M$ oraz natężenia Q_{Mv} strat objętościowych: $Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv}.$ Do poznania wielkości chłonności Q_M silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału) można użyć wzoru stanowiącego iloraz prędkości obrotowej n_M wału silnika wymaganej przez napędzane silnikiem urządzenie i znanej sprawności objętościowej η_{Mv} silnika: $Q_M = \frac{q_{Mt} n_M}{\eta_{Mv}}. \quad (5.35)$ W przypadku silnika o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału, powyższy wzór (5.35) przyjmie postać:	
b_M	$Q_M = \frac{q_{Mt} n_M}{\eta_{Mv}} = \frac{q_{Mt} b_M n_M}{\eta_{Mv}}. \quad (5.36)$	Q_M

[1]	[2]	[3]
Obliczenia mocy P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik		
Δp_M Q_M	Znając spadek Δp_M ciśnienia w silniku oraz chłonność Q_M silnika, możemy obliczyć moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik przedstawionej wzorem (5.30).	P_{Mc}
Obliczenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika		
q_{Mt} n_M Q_M	W celu obliczenia natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika możemy wykorzystać zależność (2.6): $Q_{Mv} = Q_M - q_{Mt} n_M. \quad (5.37)$ Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika zgodnie ze wzorem (4.61) zaproponowanym przez Z. Paszotę w pracy [50] będzie wynosił: $Q_{Mv} = k_9 Q_{Pt} \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n} \right)^{a_{pv}} \left(\frac{n_M}{n_{Mt}} \right)^{a_{nv}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vv}}.$	Q_{Mv}
Obliczenia współczynnika k_9 strat objętościowych w silniku		
	Współczynnik k_9 strat objętościowych Q_{Mv} w silniku hydraulicznym, przedstawiony jest wzorem (4.62), do którego wartość odczytano z rysunku 5.27: $k_9 = \frac{Q_{Mv \Delta p_{Mi}=p_n}}{Q_{Pt}},$ $k_9 = \frac{0,00043[m^3 s^{-1}]}{0,008[m^3 s^{-1}]} = 0,0537[-].$	k_9
Obliczenia mocy P_{Mu} użytecznej silnika		
η_M P_{Mc}	Moc P_{Mu} użyteczną silnika możemy obliczyć z przekształconej zależności (5.29), czyli: $P_{Mc} = \frac{P_{Mu}}{\eta_M}. \quad (5.38)$ Ze względu na brak danych dotyczących wartości momentu M_M obciążającego wał silnika, drogą do określenia współczynników k_i strat występujących w silniku hydraulicznym, a posiadając wartość sprawności $\eta_M = f(M_M, n_M, v)$ całkowitej jako funkcji momentu M_M na wale, prędkości n_M obrotowej silnika oraz lepkości v kinematycznej, oraz wartość obliczeniową mocy P_{Mc} pobieranej od cieczy przez silnik hydrauliczny, powyższy wzór został przekształcony do postaci w której P_{Mu} użyteczna jest iloczynem sprawności η_M całkowitej i mocy P_{Mc}: $P_{Mu} = \eta_M P_{Mc}, \quad (5.39)$ z matematycznego punktu widzenia powyższy zapis jest poprawny, choć świadczy on o spojrzeniu Sankey'owskim, wynika on jednak z konieczności określenia wartości mocy P_{Mu} użytecznej, w której zawarta jest wartość momentu M_M na wale silnika.	P_{Mu}
Obliczenia momentu M_M obciążającego wał silnika		
P_{Mu}	Moc użyteczna P_{Mu} silnika hydraulicznego jest mocą mechaniczną na wale silnika będącą iloczynem momentu M_M obciążającego i prędkości kątowej ω_M wału silnika: $P_{Mu} = M_M \omega_M, \quad (5.40)$	ω_M

[illegible]

[1]	[2]	[3]
	$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp}}{p_{Mn}},$ $k_8 = \frac{0,1292[\text{MPa}]}{40[\text{MPa}]} = 0,0032.$ Znając wartość współczynnika k_8 mogę wyznaczyć wartość strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika z zależności (4.69): $\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{1,76}.$ Otrzymane wartości umożliwiają obliczenie wielkości mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika.	k_8 ΔP_{Mp}
Obliczenia mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku		
Q_{Mv}	Moc ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku jest iloczynem natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku (głównie natężenia przecieków wewnętrznych między roboczymi komorami dopływowymi a odpływowymi) oraz spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego między ciśnieniem p_{M1i} w komorach dopływowych silnika a ciśnieniem p_{M2i} w komorach odpływowych silnika: $\Delta P_{Mv} = Q_{Mv} \Delta p_{Mi} = Q_{Mv} (p_{M1i} - p_{M2i}). \quad (5.43)$	ΔP_{Mv}
Obliczenia spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika		
Δp_{M} Δp_{Mp}	Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika wraz ze stratami Δp_{Mp} ciśnieniowymi w kanałach silnika daje nam spadek Δp_M ciśnienia w silniku: $\Delta p_M = \Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}, \quad (5.44)$ przekształcając zależność (5.45) możemy wyznaczyć spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika: $\Delta p_{Mi} = \Delta p_M - \Delta p_{Mp}. \quad (5.45)$	Δp_{Mi}
Q_{Mv} Δp_{Mi}	Znając wartość spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych można obliczyć wartości mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych występujących w silniku z zależności (5.43).	ΔP_{Mv}
Obliczenia mocy P_{Mci} konsumowanej przez silnik w komorach roboczych silnika		
Δp_{Mi} Q_M	Moc P_{Mci} konsumowana przez silnik w komorach roboczych silnika jest równa iloczynowi indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia między komorami roboczymi silnika i chłonności Q_M silnika: $P_{Mci} = \Delta p_{Mi} Q_M. \quad (5.46)$	P_{Mci}
Obliczenia mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”		
P_{Mc} P_{Mu} ΔP_{Mv} ΔP_{Mp}	Zgodnie ze wzorem (5.34) moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik, jest sumą mocy P_{Mu} użytecznej i mocy strat występujących w silniku możemy, więc po przekształceniu obliczyć moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” jako: $\Delta P_{Mm} = P_{Mc} - P_{Mu} - \Delta P_{Mv} - \Delta P_{Mp}. \quad (5.47)$ Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym jest mocą strat związanych z siłami tarcia mechanicznego i z siłami bezwładności elementów ruchomych w zespole konstrukcyjnym przenoszącym moc mechaniczną od elementów ruchomych w komorach	ΔP_{Mm}

[1]	[2]	[3]
ΔP_{Mm} ω_M	roboczych do wału silnika obrotowego. Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest iloczynem momentu M_{Mm} strat mechanicznych oraz prędkości kątowej ω_M wału silnika: $\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \omega_M. \quad (5.48)$ Zatem moment strat M_{Mm} mechanicznych wyznaczony z zależności (5.48) będzie równy: $M_{Mm} = \frac{\Delta P_{Mm}}{\omega_M}. \quad (5.49)$	M_{Mm}
M_M M_{Mm} q_{Mt} Δp_{Mi}	Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika, zależność (4.53), jest równy sumie momentu M_M obciążającego wał silnika i momentu M_{Mm} strat mechanicznych: $M_{Mi} = M_M + M_{Mm}.$ Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika może zostać również wyliczony z zależności (4.54): $\frac{q_{Mt} \Delta p_{Mi}}{2\pi} = M_{Mi}.$	M_{Mi} M_{Mi}
Obliczenia momentu M_{Mt} teoretycznego silnika		
q_{Mt} p_n	Wartość momentu M_{Mt} teoretycznego silnika, można obliczyć ze wzoru: $M_{Mt} = \frac{q_{Mt} p_n}{2\pi}. \quad (5.50)$ $M_{Mt} = \frac{160 \cdot 10^{-6} [m^3] \cdot 40 \cdot 10^6 [Pa]}{2\pi} = 1018,6 [Nm].$	M_{Mt}
Obliczenia momentu M_{Mm} strat mechanicznych		
	Zgodnie z zależnościami podanymi przez Z. Paszotę w [43, 50] (opisanymi również w rozdziale 4) wartość momentu M_{Mm} strat dla silnika o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} na obrót wału przedstawia się, zgodnie z (4.61), następująco: $M_{Mm M_M, n_M, b_M, v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M =$ $\left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) \frac{q_{Mt} p_n}{2\pi} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M.$ Uwzględniając stałą lepkość oleju hydraulicznego człon $\left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}}$ przyjmuję równy 1. Wartość momentu M_{Mm} strat przyjmie zatem następującą postać: $M_{Mm M_M, n_M, b_M, v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) M_{Mt} + k_{7.2} M_M. \quad (5.51)$	
Obliczenia współczynnika $k_{7.1.1}$ strat mechanicznych		
	Współczynnik $k_{7.1.1}$ obliczamy z zależności (2.8):	

[1]	[2]	[3]
	$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} = \frac{M_{Mm M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{\frac{q_{Mt} P_n}{2\Pi}}$ Wartość momentu M_{Mm} strat mechanicznych odczytujemy z rysunku 5.69. $k_{7.1.1} = \frac{5,093[Nm]}{1018,6[Nm]} = 0,0050 .$	$k_{7.1.1}$
Obliczenia współczynnika $k_{7.1.2}$ strat mechanicznych		
	Współczynnik $k_{7.1.2}$ obliczamy z zależności (2.9): $k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$ Wartość momentu M_{Mm} strat mechanicznych odczytujemy z rysunku 5.69. $k_{7.1.2} = \frac{31,577[Nm] - 5,093[Nm]}{1018,6[Nm]} = 0,026 .$	$k_{7.1.2}$
Obliczenia współczynnika $k_{7.2}$ strat mechanicznych		
	Współczynnik $k_{7.2}$ wyraża stosunek różnicy (przy teoretycznej objętości q_{Mt} silnika ($b_M = 1$), przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału silnika i przy lepkości v_n odniesienia czynnika roboczego) między momentem $M_{Mm M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w silniku obciążonym momentem M_{Mt} teoretycznym a momentem $M_{Mm M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w nieobciążonym silniku, do momentu M_{Mt} teoretycznego silnika (2.10): $k_{7.2} = \frac{M_{Mm M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$ Wartość momentów M_{Mm} strat mechanicznych odczytujemy z rysunków 5.67 i 5.69. $k_{7.2} = \frac{75,50[Nm] - 39,21[Nm]}{1018,6[Nm]} = 0,036 .$	$k_{7.2}$

5.2 BADANIA POMP

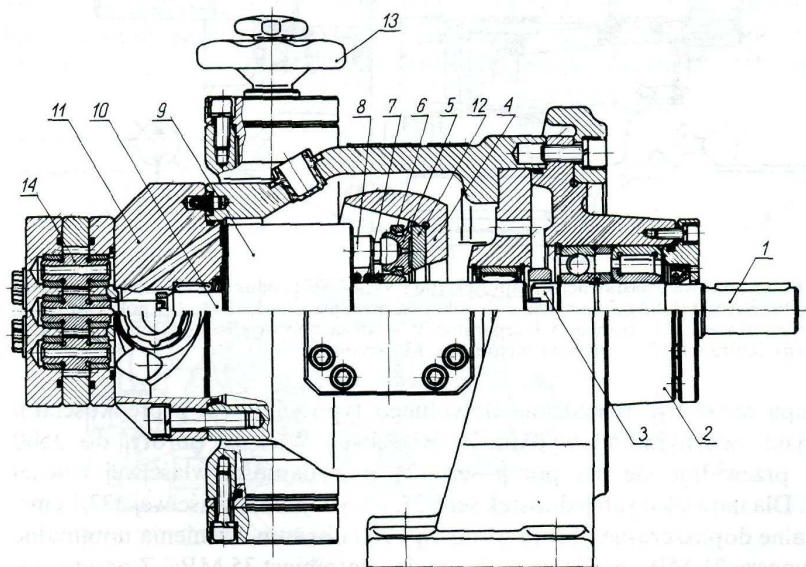
5.2.1 POMPA PTOZ2-25

Opierając się na badaniach zawartych w [12] pompy PTOZ2-25 wielotłokowej osiowej o zmiennej wydajności, której konstrukcja została przedstawiona na rysunku 5.4, natomiast parametry nominalnej pracy przedstawiono w tabeli 5.1, w poniższych podrozdziałach przedstawione zostały poszczególne rodzaje strat w niej występujące.

Tabela 5.1 Zestawienie podstawowych parametrów pompy PTOZ2-25

	q_{Pt} [m ³]	n_{Pn} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	P_n [MPa]	M_{Pt} [Nm]	P_{Pc} [kW]
PTOZ2-25	$16,5 \cdot 10^{-6}$	16,67	35	16	41,99	4,40

Pompa PTOZ2-25 (rysunek 5.4) napędzana jest poprzez wał napędowy 1, który połączony jest z wałem głównym pompy 10 za pomocą sprzęgła 3. Blok cylindrowy 9 współpracuje z tarczą rozrządczą, stanowiącą całość z pokrywą tylną 11. Nurniki są podparte na tarczy oporowej za pomocą stopiek ślizgowych 5. Nawrotny ruch nurników realizowany jest poprzez separator 6, znajdujący się pod naciskiem sprężyny 7. Kanały - ssawny i tłoczny - znajdują się w pokrywie tylnej 11. Pompa PTOZ2-25 wyposażona jest w urządzenie nastawcze do bezpośredniej nastawy wydajności za pomocą kółka ręcznego 13. Pompa ta dodatkowo została wyposażona w pomocniczą pompę zębatą 14 o wydajności około 10% wydajności pompy głównej, wykorzystywaną, jako pompa uzupełniająca przecieki w układzie [59].



Rys. 5.4 Pompa PTOZ2-25 o zmiennej wydajności [12, 59]; 1 – wał napędowy, 2 – przystawka napędowa, 3 – sprzęgło, 4 – tarcza wychyłna, 5 – stopka ślizgowa, 6 – separator, 7 – sprężyna, 8 – nurnik, 9 – blok cylindrowy, 10 – wał główny, 11 – pokrywa tylna, 12 – tarcza ślizgowa, 13 – zespół sterowania, 14 – pompa zębata

5.2.1.1 Straty ciśnieniowe

Straty ciśnieniowe, występują w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu maszyny i zależą głównie od natężenia przepływającego strumienia oraz od lepkości oleju.

Dzięki danym pomiarowym zawartych w [12], straty Δp_{pp} ciśnieniowe w kanałach pompy można było bezpośrednio wyznaczyć. Ich przebieg został przedstawiony na rysunku 5.5. Punkty pomiarowe zostały aproksymowane funkcją wykładniczą w postaci:

$$y(x) = a \cdot x^{a_{Qp}}, \quad (5.52)$$

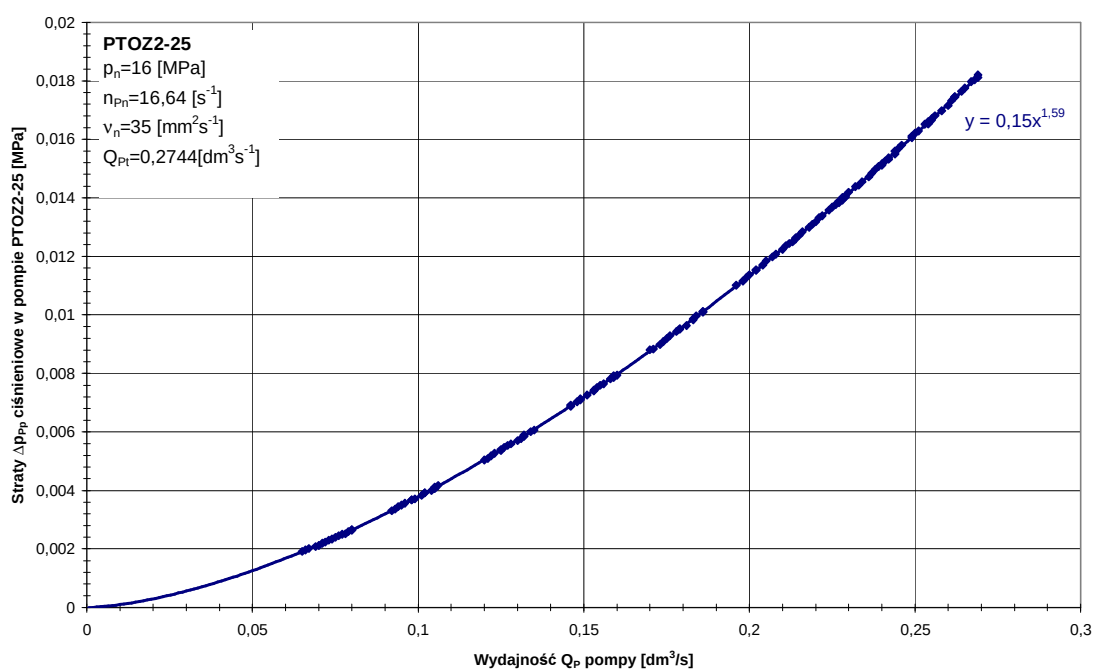
a wyznaczone w ten sposób parametry równania przyjmują następujące wartości:

$$a = 0,15,$$

$$a_{Qp} = 1,59.$$

Wyznaczona wartość wykładnika potęgowego a_{Qp} równania (5.52) pozwala wnioskować, że w pompie występuje przepływ burzliwy nie w pełni rozwinięty.

Obliczony w punkcie 5.2.1.4 współczynnik k_3 strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach przyjmuje niewielką wartość, gdyż jest rzędu 0,001. Świadczy to o stosunkowo niewielkim udziale wielkości strat Δp_{pp} ciśnieniowych w bilansie energetycznym maszyny.

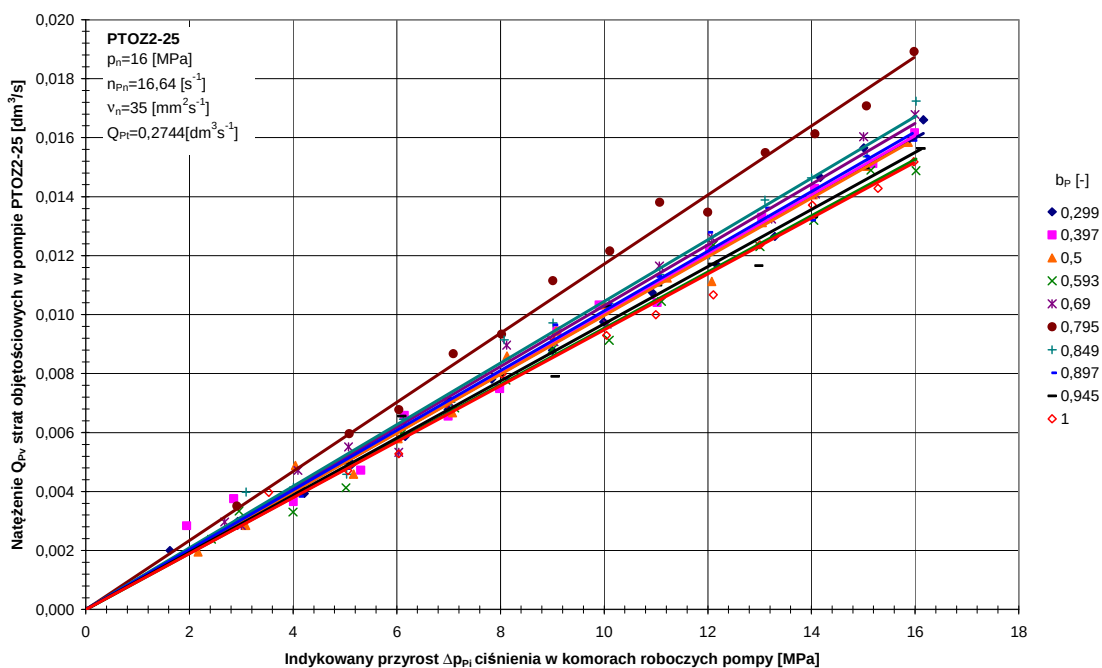


Rys. 5.5 Straty Δp_{pp} ciśnieniowe w kanałach pompy PTO22-25 jako funkcja wydajności Q_p pompy

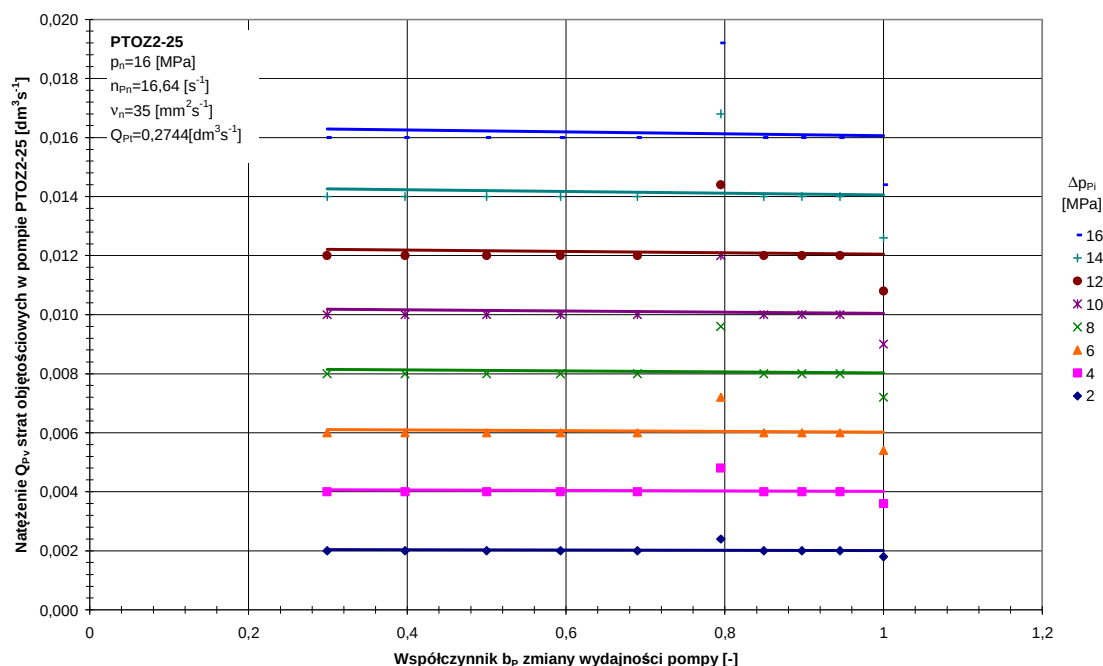
5.2.1.2 Straty objętościowe

Na rysunku 5.6 przedstawiono wpływ indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy na wielkość natężenia Q_{pv} strat objętościowych, przy różnych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy.

Widocznym, na rysunku 5.6 odstępstwem od układających się w pęk krzywych jest prosta obrazująca wartość natężenia Q_{pv} strat objętościowych dla wartości współczynnika b_p zmiany wydajności pompy wynoszącej 0,795. Wartości te zostały pominięte podczas wykreślania linii na rysunku 5.7, który przedstawia zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy przy różnych wartościach indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy lepkości ν_n odniesienia czynnika roboczego. Na podstawie rysunku 5.7 można stwierdzić, że współczynnik b_p zmiany wydajności pompy praktycznie nie wpływa na natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie, gdyż uzyskane linie są praktycznie liniami poziomymi.



Rys. 5.6 Natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie PTOZ2-25 jako funkcja indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy przy ustalonych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy



Rys. 5.7 Natężenie Q_v strat objętościowych w pompie PTOZ2-25 jako funkcja współczynnika b_p zmiany wydajności pompy przy ustalonych wartościach indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy

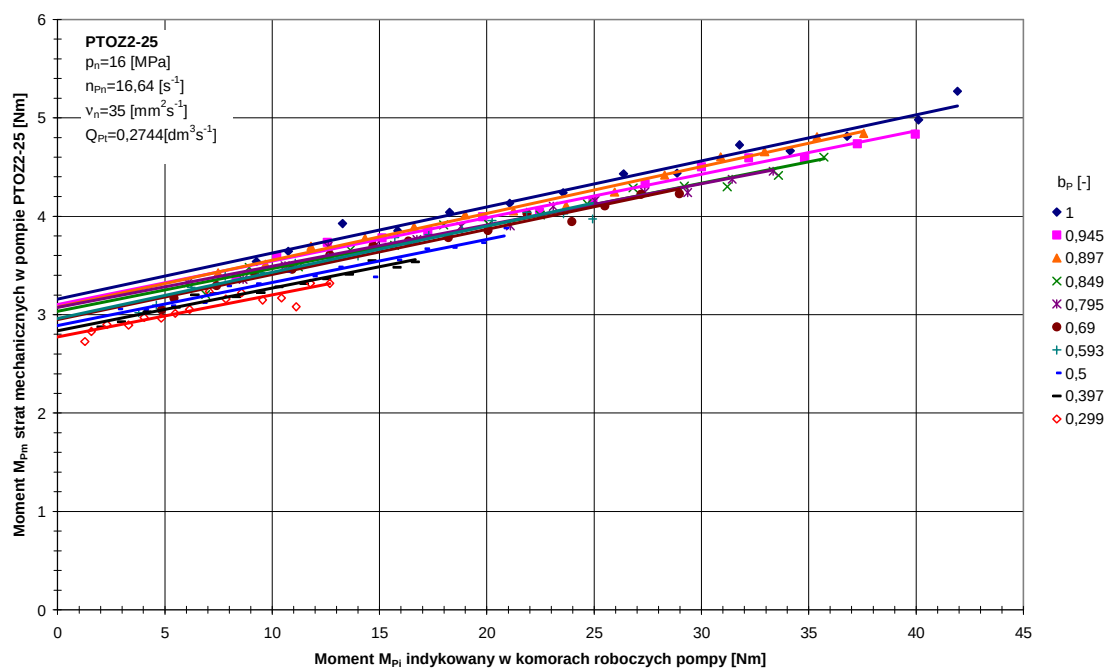
5.2.1.3 Straty mechaniczne

Pompa zasilająca dowolny układ hydrostatyczny wymaga określonego momentu M_p na wale od napędzającego ją silnika (elektrycznego, spalinowego lub innego), by móc sprostać wymaganiom stawianym jej przez urządzenie (maszynę) napędzane układem hydrostatycznym.

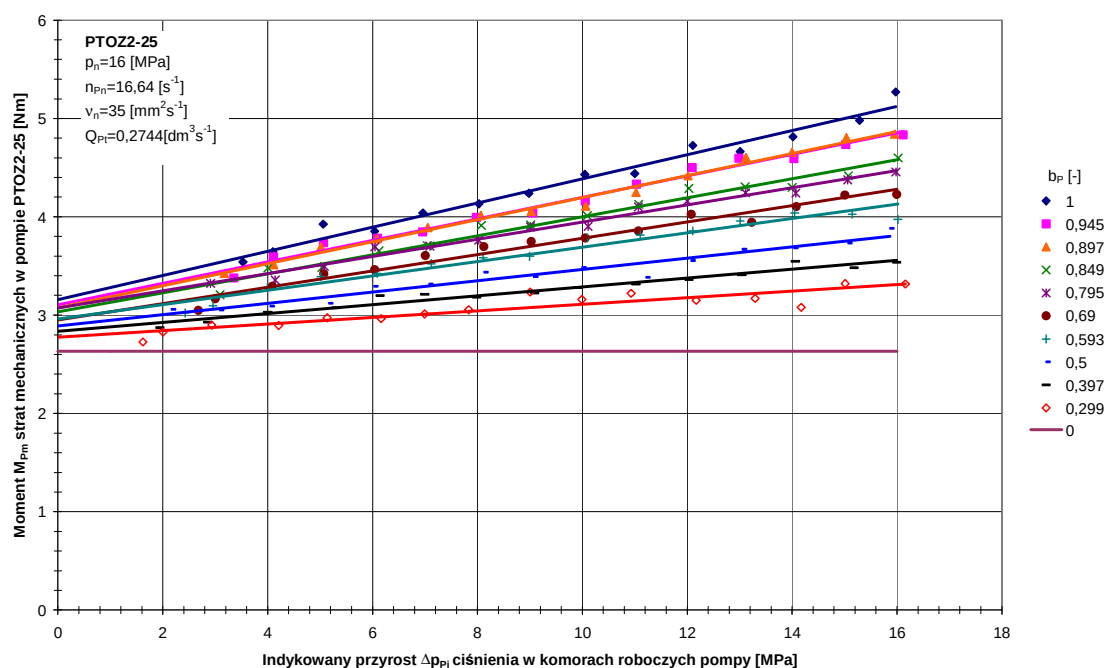
Pojawiający się w pompie moment M_{pm} strat mechanicznych jest efektem głównie sił tarcia występujących w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" oraz sił bezwładności elementów wykonujących w zespole konstrukcyjnym ruch posuwisto-zwrotny (np. nurników).

Wielkość momentu $M_{pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}$ strat mechanicznych w pompie, obciążonej indykowanym przyrostem Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych, pracującej przy wydajności $q_{pgv} = b_p q_{pt}$ na obrót wału i tłoczącej ciecz roboczą o (stałej) lepkości v_n odniesienia, została opisana wzorem (4.41) przedstawiającym sumę momentu $M_{pm|\Delta p_{pi}=0, b_p, v_n}$ strat mechanicznych występujących w pompie nieobciążonej ($\Delta p_{pi} = 0$) oraz przyrostu $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}$ momentu strat mechanicznych, przyrostu będącego skutkiem obciążenia elementów konstrukcyjnych momentem M_{pi} indykowanym w komorach roboczych pompy.

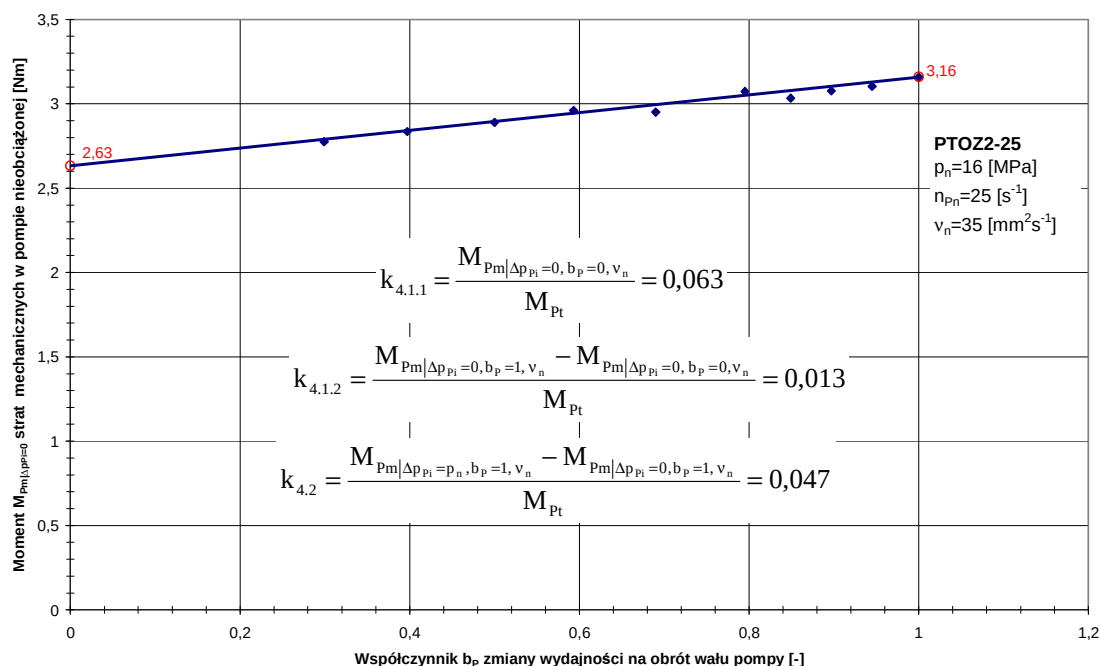
Na rysunku 5.8 przedstawiono wpływ momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych pompy na wielkość momentu M_{pm} strat mechanicznych, przy różnych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy.



Rys. 5.8 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie PTO2-25 jako funkcja momentu M_{pi} indukowanego w komorach roboczych pompy



Rys. 5.9 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie PTO2-25 jako funkcja indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy



Rys. 5.10 Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0}$ strat mechanicznych w nieobciążonej pompie PTOZ2-25 jako funkcja współczynnika b_P zmiany wydajności pompy

Krzywe przedstawiające zależność (rysunek 5.8) momentu M_{Pm} strat mechanicznych od momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych pompy rosną równolegle wraz ze wzrostem wartości współczynnika b_P , wiąże się to z powiększaniem komór roboczych a co za tym idzie ze zwiększającym się momentem M_{Pi} indykowanym w komorach roboczych, oraz z większym momentem M_P na wale pompy.

Zależność (rysunek 5.9) przedstawia moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie od przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach współczynnika b_P zmiany wydajności pompy. Przebieg uzyskanych krzywych na rysunku 5.9, potwierdza słuszność modelu teoretycznego (4.41), którego interpretacja graficzna przedstawiona została na rysunku 4.6. Na rysunku 5.9 umieszczono linię wyznaczającą wielkość stałego momentu M_{Pm} strat mechanicznych przy współczynniku b_P równym zero: $b_P = 0$, czyli przy wydajności q_{pgv} na obrót wału wynoszącej zero $q_{pgv}=0$. Wielkość stałego momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P=0}$ strat mechanicznych w nieobciążonej pompie i przy wydajności q_{pgv} na obrót wału równej zero: $q_{pgv} = 0$, została wyznaczona na podstawie rysunku 5.10. Z rysunku 5.9 została również odczytana wartość momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, b_P=1, v_n}$ strat mechanicznych, występująca we wzorze (4.52) umożliwiająca obliczenie współczynnika $k_{4.2}$ strat mechanicznych.

Wartość momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0}$ strat mechanicznych w nieobciążonej pompie PTOZ2-25 ($\Delta p_{Pi} = 0$) z rysunku 5.9 pozwoliła na wykreślenie zależności (rysunek 5.10) przedstawiającej moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0}$ strat mechanicznych w nieobciążonej pompie jako funkcję współczynnika b_P zmiany wydajności pompy. Rysunek 5.10 umożliwił odczytanie wartości momentu M_{Pm} strat mechanicznych potrzebnych do obliczenia współczynników: $k_{4.1.1}$ ($M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P=0, v_n}$), $k_{4.1.2}$ ($M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P=0, v_n}$ i $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P=1, v_n}$), $k_{4.2}$ ($M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P=1, v_n}$).

5.2.1.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Tok obliczeniowy podczas wyznaczania współczynników k_i strat występujących w pompie PTOZ2-25 został przedstawiony poniżej. Opracowano go na podstawie zdefiniowanych zależności w punkcie 4.1 oraz toku obliczeniowego zamieszczonego w punkcie 5.1.

Poniższy tok obliczeniowy umożliwił wykreślenie zależności przedstawiających poszczególne rodzaje strat, od parametrów bezpośrednio o nich decydujących, występujących w pompie PTOZ2-25. Wykresy zamieszczone w punktach 5.2.1.1 – 5.2.1.3 umożliwiły wyznaczenie współczynników k_i strat energetycznych, które zebrano i przedstawiono w tabeli 5.2.

DANE	OBLICZENIA	WYNIK
[1]	[2]	[3]
p_{P1} p_{P2} Δp_{pp} M_p n_p Q_p ϑ_1 b_p	Podczas badań pompy mierzono m.in. następujące wielkości [12]: – p_{P1} - ciśnienie w przewodzie dopływowym pompy, – p_{P2} - ciśnienie w przewodzie odpływowym pompy, – Δp_{pp} - straty ciśnieniowe w kanałach pompy, – M_p - moment obrotowy na wale pompy, – n_p - prędkość obrotową wału pompy, – Q_p - wydajność pompy, – ϑ_1 - temperatura oleju na dopływie do pompy, – b_p - współczynnik zmiany nastawy wydajności pompy, będący stosunkiem q_{pgv}/q_{pt} .	
Obliczenia strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy		
Δp_{pp}	Straty Δp_{pp} ciśnieniowe w kanałach pompy zostały bezpośrednio zmierzone.	Δp_{pp}
Obliczenia wydajności teoretycznej Q_{pt}		
n_{p0} q_{pt}	Wydajność teoretyczna Q_{pt} pompy jest równa, zgodnie z zależnością (4.1): $Q_{pt} = n_{p0} q_{pt} = 16,64 [s^{-1}] \cdot 0,01649 \cdot 10^{-3} [m^3] = 0,2744 \cdot 10^{-3} [m^3 s^{-1}].$	Q_{pt}
Obliczenia współczynnika k_3 strat ciśnieniowych		
Δp_{pp} p_n	Zgodnie ze wzorem (4.32) i rysunkiem 5.5, współczynnik k_3 strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy wyniesie: $k_3 = \frac{\Delta p_{pp} _{Q_p=Q_{pt}}}{p_n} = \frac{0,0184 [MPa]}{16 [MPa]} = 0,001 [-].$	k_3
Obliczenia natężenia Q_{pv} strat objętościowych		
Q_p n_p b_p	Wydajność Q_p pompy o zmiennej wydajności q_{pgv} na obrót pompy dana jest wzorem (5.5): $Q_p = q_{pgv} n_p - Q_{pv} = b_p q_{pt} n_p - Q_{pv}.$ Przekształcając powyższą zależność, otrzymamy wzór (5.7), dzięki któremu możliwe jest obliczenie natężenia Q_{pv} strat objętościowych: $Q_{pv} = b_p q_{pt} n_p - Q_p.$	Q_{pv}

[illegible]

[1]	[2]	[3]
	$k_{4.1.2} = \frac{M_{Pm \Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n} - M_{Pm \Delta p_{pi}=0, b_p=0, v_n}}{M_{Pt}} =$ $= \frac{3,16[Nm] - 2,63[Nm]}{41,99[Nm]} = 0,013[-].$	$k_{4.1.2}$
Obliczenia współczynnika $k_{4.2}$ strat mechanicznych		
	Obliczamy współczynnik $k_{4.2}$ zgodnie ze wzorem (4.52), odczytując potrzebne wartości z rysunków 5.9 i 5.10: $k_{4.2} = \frac{M_{Pm \Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm \Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{M_{Pt}}$ $k_{4.2} = \frac{5,13[Nm] - 3,16[Nm]}{41,99[Nm]} = 0,047[-].$	$k_{4.2}$

Wykładniki a_{vm} , a_{vv} i a_{vp} mówiące o wpływie lepkości ν cieczy roboczej na poszczególne rodzaje strat (p – ciśnieniowe, v – objętościowe, m – mechaniczne) zostały pominięte, gdyż badania zostały przeprowadzone tylko dla jednej lepkości cieczy roboczej wynoszącej $35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

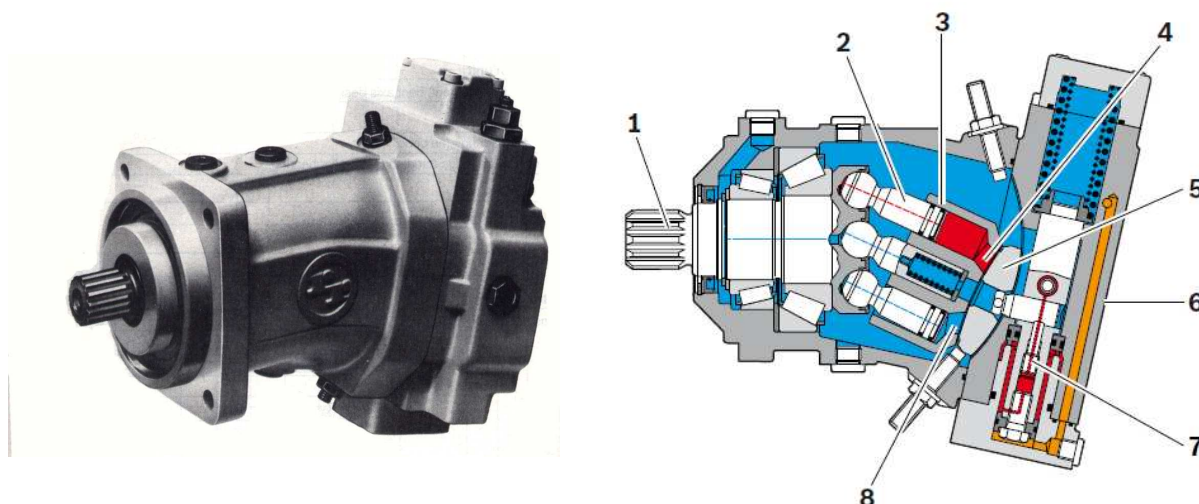
Tabela 5.2 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w pompie PTOZ2-25

PTOZ2-25		$q_{Pt} = 16,50 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_p \neq \text{const.}$ $n_{Pn} = 16,67 [\text{s}^{-1}]$ $p_n = 16 [\text{MPa}]$ $\nu = 35 [\text{mm}^2\text{s}^{-1}]$ $P_{Pc} = 4,40 [\text{kW}]$
Δp_{pp}	$k_3 =$	0,001
	$a_{Qp} =$	1,59
	$a_{vp} =$	—
Q_{Pv}	$k_1 =$	0,056
	$a_{pv} =$	1
	$a_{vv} =$	—
M_{Pm}	$k_{4.1} =$	0,076
	$k_{4.1.1} =$	0,063
	$k_{4.1.2} =$	0,013
	$k_{4.2} =$	0,047
	$a_{vm} =$	—

5.2.1.5 Wnioski

1. Michał Czyński w pracy [12] przeprowadził badania laboratoryjne pompy średnio-ciśnieniowej typu PTOZ2-25 w celu weryfikacji modeli matematycznych sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej. Pompa została załadowana przez silnik hydrauliczny, a nie przez zawór przelewowy (jak to było w przypadku postępowania z wysoko-ciśniewą pompą tłokową osiową typu A7V.58.DR.1.R.P.F.00 HYDROMATIK). Zjawisko napowietrzenia się oleju hydraulicznego było mniejsze. Układ hydrostatyczny działał przy nominalnym ciśnieniu $p_n = 16$ MPa (połowie wartości ciśnienia stosowanego w badaniu pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00). Badanie trwało stosunkowo krótko, zbiornik oleju hydraulicznego był duży w stosunku do mocy pompy, w związku z tym efekt napowietrzania oleju i jego ściśliwości został zminimalizowany [48].
2. Badania zawarte w pracy [12] umożliwiły weryfikację modeli poszczególnych rodzajów strat występujących w pompie zaproponowanych przez Z. Paszotę w pracach [30, 31, 45, 50]. Badania te posłużyły również, jako punkt odniesienia przeprowadzonych przez autorkę badań zawartych w kolejnych rozdziałach.
3. W pracy [12] straty Δp_{pp} ciśnienia w kanałach pompy zostały bezpośrednio zmierzone a ich wielkość, rzędu 0,001, stanowi niewielki udział w bilansie energetycznym badanej pompy.
4. Obraz zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od współczynnika b_p nastawy pompy przy ustalonych wartościach indykowanego spadku Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy (rysunek 5.7) jest zgodny z założeniami modelu, przedstawionego w [31]. Straty objętościowe w pompie PTOZ2-25, będącą pompą o zmiennej wydajności, są praktycznie niezależne od chwilowej nastawy jej wydajności (współczynnika b_p zmiany wydajności pompy).
5. Obraz zależności momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie od przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy, przy ustalonych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy pokrywa się z założeniami modelu teoretycznego przedstawionego w rozdziale 4.
6. Obraz zależności momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie od momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych pompy (rysunek 5.8), pokazuje, że przyrost $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}$ momentu strat mechanicznych w pompie jest proporcjonalny do momentu M_{pi} indykowanego w jej komorach roboczych.
7. Na rysunku 5.9 widoczny jest wpływ sił bezwładności elementów zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał”, wykonujących w pompie ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny, na moment M_{pm} strat mechanicznych. Siły bezwładności nie zależą od wielkości przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych, stąd ich wpływ na moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie może być ujęty w ocenie wielkości momentu $M_{pm|\Delta p_{pi}=0, b_p, v_n}$ strat mechanicznych, czyli określonego przy przyroście Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy równego zeru: $\Delta p_{pi} = 0$.

5.2.2 POMPA A7V.58.DR.1.R.P.F.00



Rys. 5.11 Widok [66] i przekrój [81] pompy tłokowej osiowej o zmiennej wydajności z przechylnym blokiem cylindrów (A7V.58.DR.1.R.P.F.00 firmy HYDROMATIK): 1 – wał napędowy, 2 – tłok, 3 – blok cylindrów, 4 – kanał odpływowy (wysokiego ciśnienia), 5 – rozdzielacz, 6 – korpus, w którym umieszczony jest tłok sterujący, 7 – skok tłoka sterującego, 8 – kanał dopływowy (niskiego ciśnienia)

Tabela 5.3 Zestawienie podstawowych parametrów pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00

	q_{Pt} [m ³]	n_{Pn} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	P_n [MPa]	M_{Pt} [Nm]	P_{Pc} [kW]
A7V.58.DR.1.R.P.F.00 przy $b_p = \text{const.}$	$32,20 \cdot 10^{-6}$	25	35	16	81,99	12,88
A7V.58.DR.1.R.P.F.00 przy $b_p \neq \text{const.}$	$58,227 \cdot 10^{-6}$	25	35	32	147	46,58

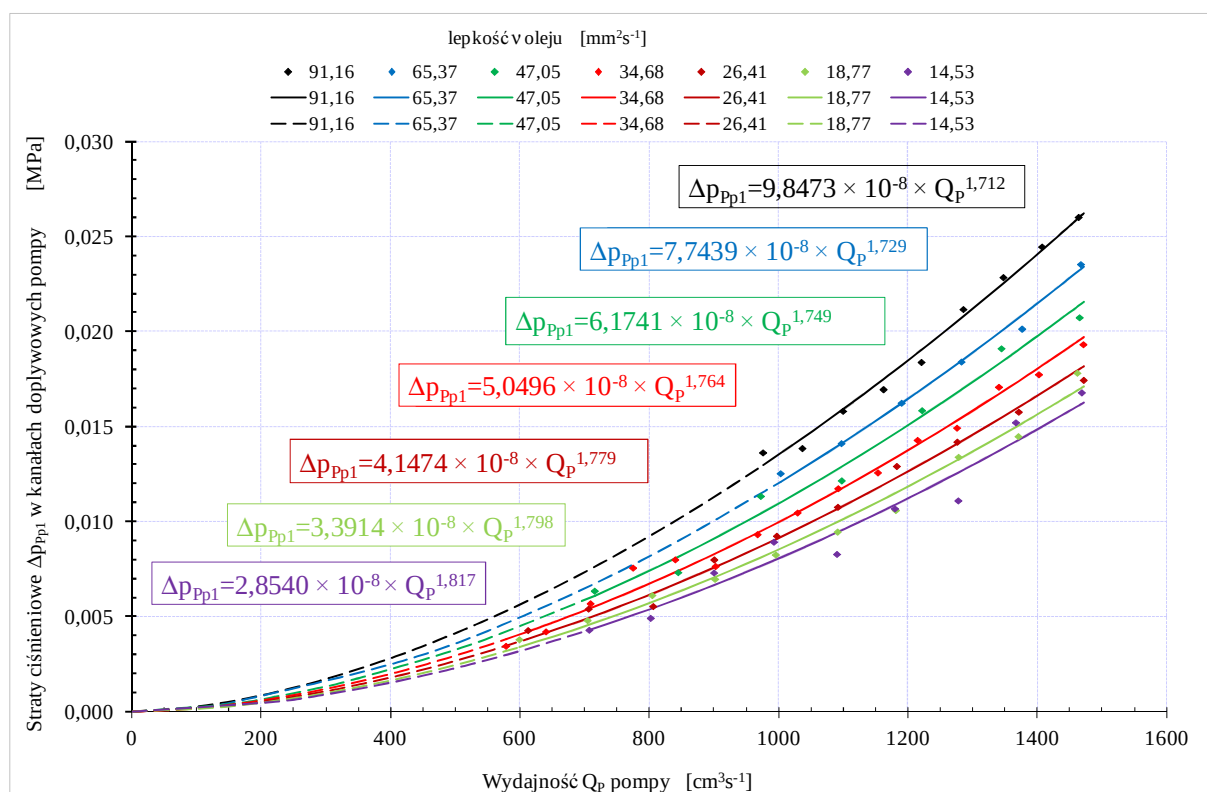
W pompach typu tłokowego osiowego w wykonaniu firmy Hydromatik (Bosch Rexroth) przedstawionych na rysunkach 5.11 i 5.12, tłoki usytuowane są w kierunku osiowym w wirującym bloku cylindrowym 2 (w pompach typu A7VO maksymalny kąt odchylenia bloku cylindrowego 2 od osi wału napędowego 3 wynosi $\alpha = 28^\circ$ [14]).

Pompy tłokowe osiowe posiadają przeważnie nieparzystą ilość tłoków pracujących w cylindrach umieszczonych w bloku cylindrowym 2. W czasie obrotu bloku cylindrowego 2, znajdujące się w nim tłoki 1 łączą się kolejno z przestrzeniami ssawną i tłoczną za pośrednictwem otworów znajdujących się w przestrzeni czołowej bloku cylindrowego 2. Przy ruchu tłoka w lewo następuje powiększanie się komory roboczej, która łączy się z przestrzenią ssawną i napełnia się cieczą. Przy ruchu tłoka w prawo następuje zmniejszanie się komory roboczej, ciecz jest wypierana do przestrzeni tłocznej. Podczas pracy pompy część jej komór jest napełniania cieczą roboczą, podczas gdy z innych komór ciecz jest wytłaczana do przewodu tłoczego. W pompie zastosowano sferyczną odmianę rozdzielacza 6, w którym przestrzenie ssawna i tłoczna połączone są kanałami w korpusie pompy z otworem dopływowym (ssawnym) i otworem odpływowym

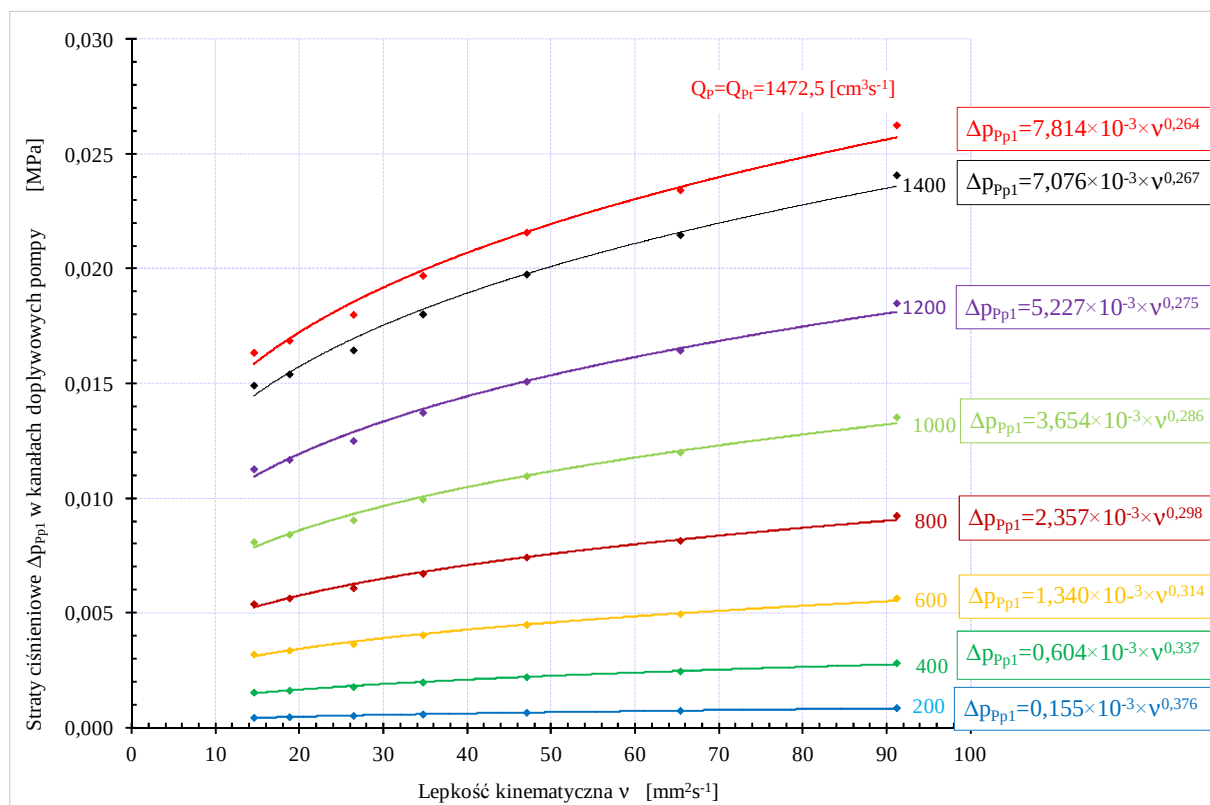
5.2.2.1 Straty ciśnieniowe

Na rysunku 5.13, zaczerpniętym z pracy [20], przedstawiony został wpływ wydajności Q_p pompy na stratę Δp_{pp1} ciśnieniową w kanale dopływowym pompy przy zmieniającej się wartości lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej. Na wykresie widoczny jest wzrost straty Δp_{pp1} ciśnieniowej w kanale pompy związany ze zwiększającą się lepkością kinematyczną ν czynnika roboczego. Przy wydajności Q_p pompy równej teoretycznej wydajności Q_{pt} pompy, przy ponad sześciokrotnym wzroście wartości lepkości kinematycznej ν (z $14,53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ do $91,16 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$) wartość straty ciśnieniowej Δp_{pp1} w kanale pompy powiększa się o ponad 60% (z $0,032 \text{ MPa}$ do $0,052 \text{ MPa}$).

Strata Δp_{pp1} ciśnieniowa w kanale dopływowym pompy jako funkcja lepkości ν oleju – przy różnych wydajnościach Q_p pompy przedstawiona została na rysunku 5.14. Na wykresie widoczna jest zmiana wykładnika a_{vp} (w funkcji potęgowej $\Delta p_{pp1} \sim \nu^{a_{vp}}$ opisującej zależność straty Δp_{pp1} ciśnieniowej w kanale dopływowym pompy od lepkości kinematycznej ν) który maleje wraz ze wzrostem wydajności Q_p pompy (od wartości $a_{vp} = 0,376$ dla $Q_p = 200 \text{ cm}^3\text{s}^{-1}$ do wartości $a_{vp} = 0,264$ dla $Q_p = Q_{pt} = 1472,5 \text{ cm}^3\text{s}^{-1}$).



Rys. 5.13 Straty Δp_{pp1} ciśnieniowe w kanale dopływowym pompy jako funkcja wydajności Q_p pompy – przy różnych lepkościach ν oleju [20]



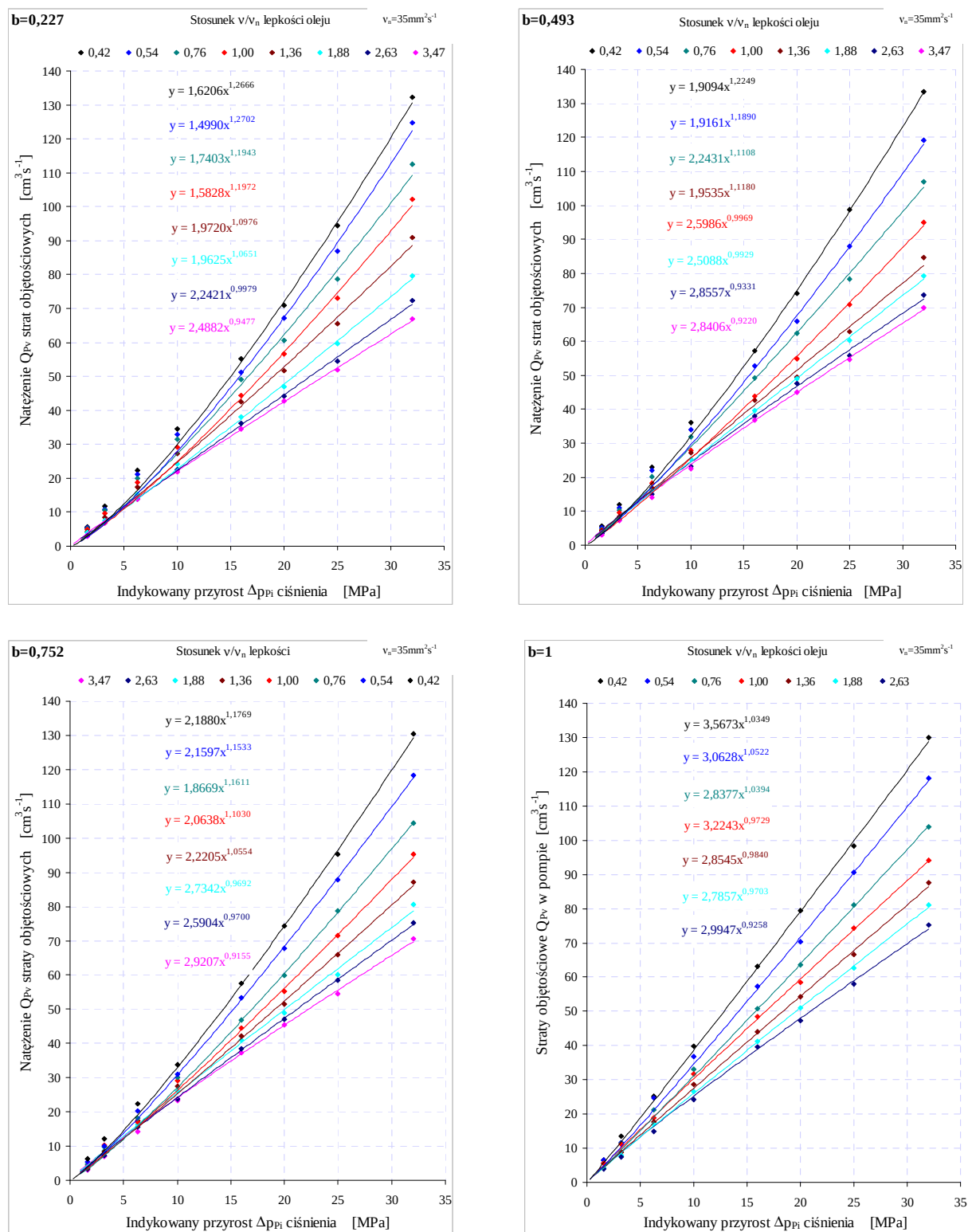
Rys. 5.14 Straty Δp_{pp1} ciśnieniowe w kanale dopływowym pompy jako funkcja lepkości ν oleju – przy różnych wydajnościach Q_p pompy [20]

5.2.2.2 Straty objętościowe

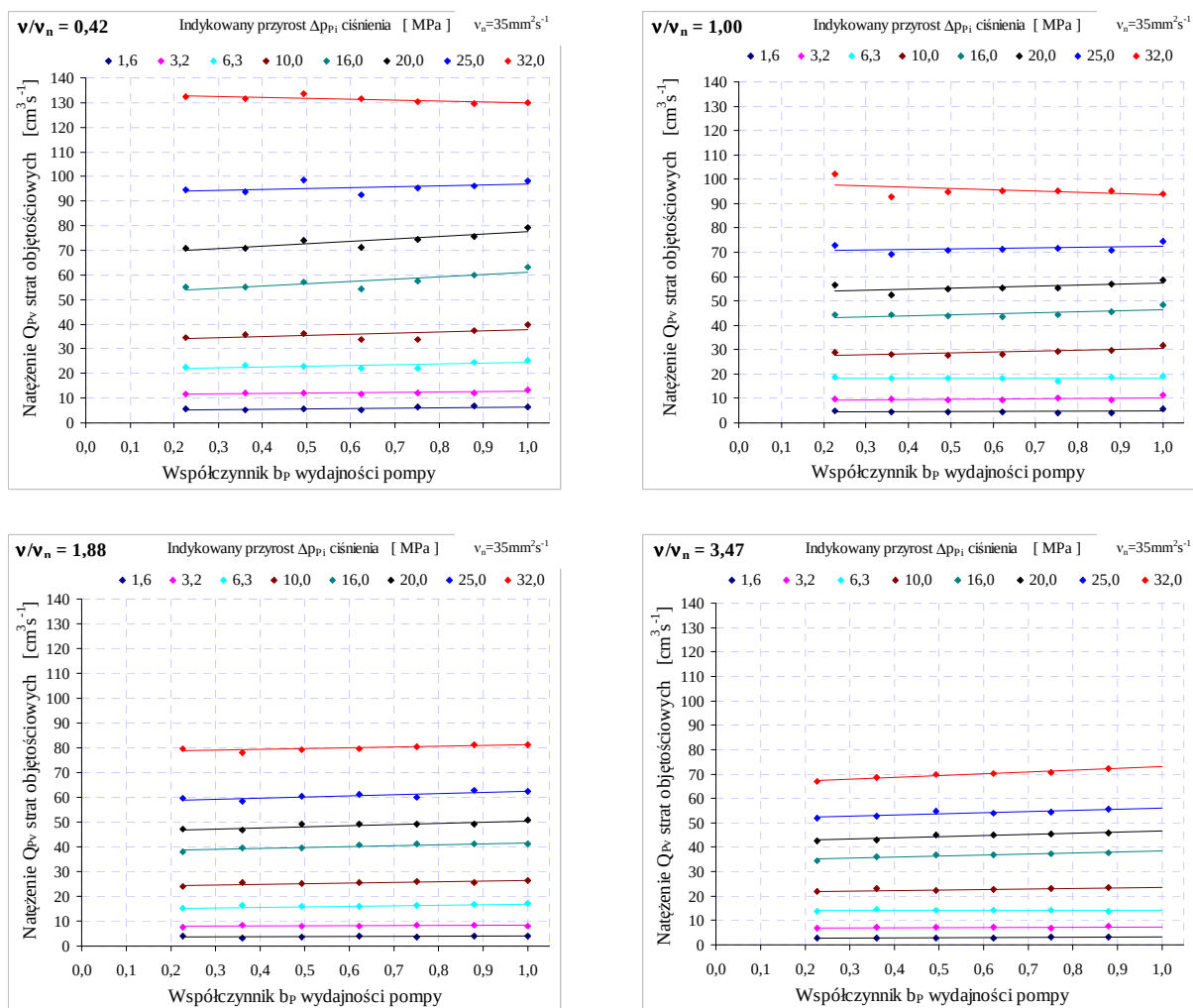
Na rysunku 5.15, zaczerpniętego z [20], pokazano złożony wpływ, na natężenie Q_{pv} strat objętościowych, charakteru przepływu w szczelinach oraz wpływ zmian wielkości szczelin i lepkości oleju hydraulicznego pod wpływem ciśnienia i temperatury.

Zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy, przedstawione na rysunku 5.15, można było podzielić na dwa zakresy, jeden zakres, do 16 MPa – wówczas można je opisać linią prostą (podobnie jak w przypadku pompy PTOZ2-25) i drugi powyżej 16 MPa, który opisać można funkcją potęgową. W pracy [20] zdecydowano się na opisanie zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, w całym zakresie zmiany przyrostu Δp_{pi} ciśnienia, funkcją potęgową dającą największą ich zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{pi} = p_n$.

Na rysunku 5.16 przedstawiono zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy przy różnych wartościach przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy, dla czterech wybranych stosunków ν/ν_n lepkości oleju. Przebieg przedstawionych charakterystyk pozwala wnioskować, iż zmiana współczynnika b_p praktycznie nie wpływa na wartość natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie.

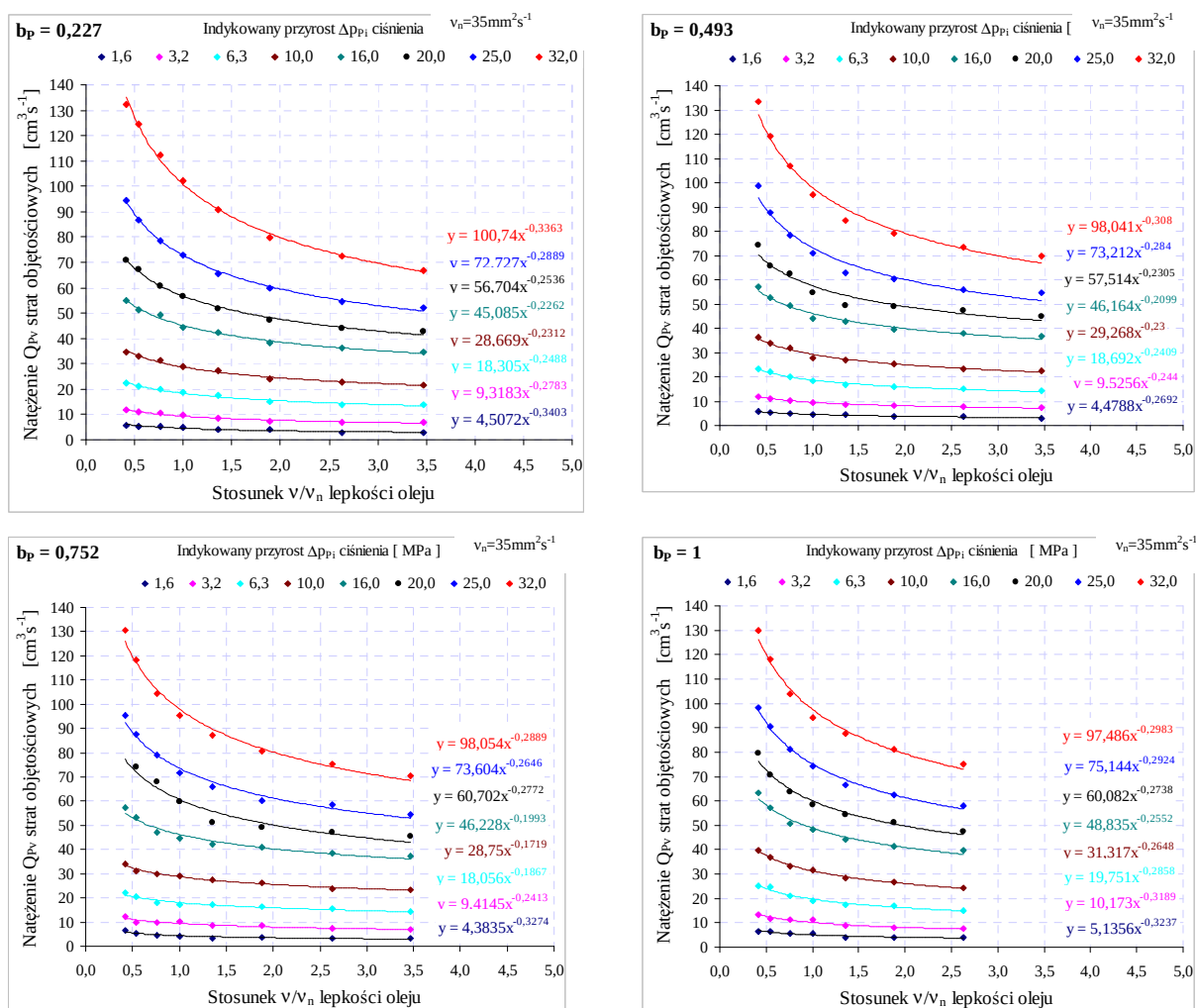


Rys. 5.15 Zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy opisana funkcjami potęgowymi w całym zakresie zmiany ciśnienia; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy [20]



Rys. 5.16 Zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy przy różnych wartościach przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy; przykłady dla czterech wybranych stosunków v/v_n lepkości oleju [20]

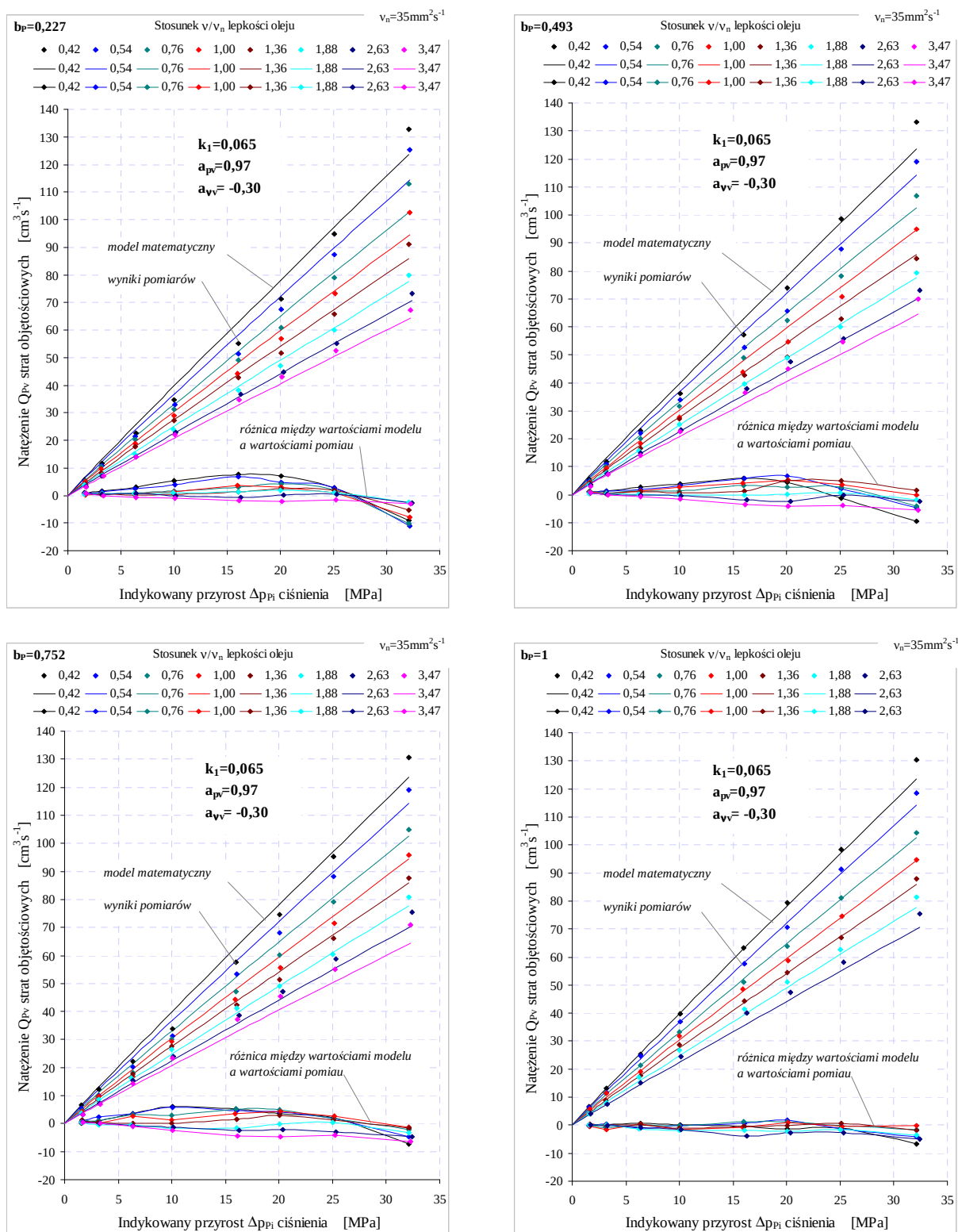
Zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju przy różnych wartościach przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy przedstawiona została na rysunku 5.17, dla czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy. Przebieg przedstawionych charakterystyk pozwala wnioskować, iż zmiana lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej w znaczący sposób wpływa na występujące natężenia Q_{pv} strat objętościowych w pompie – przy wzroście lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej następuje spadek natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie. Przykładem może być zmieniająca się wartość natężenia Q_{pv} strat objętościowych dla wartości współczynnika b_p zmiany wydajności pompy równego jeden: $b_p = 1$ (czyli dla wydajności q_p na obrót pompy równej teoretycznej wydajności q_{pt} pompy) oraz dla wartości przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia równego 32 MPa z wartości $130 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$ dla $v/v_n = 0,5$ do wartości $70 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$ dla $v/v_n = 2,63$. Czyli, przy pięciokrotnym wzroście lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej, nastąpił około 54% spadek wartości natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie.



Rys. 5.17 Zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju przy różnych wartościach przyrostu Δp_{Pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy [20]

Rysunek 5.18 przedstawia porównanie natężenia Q_{pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (4.36) z wynikami badań laboratoryjnych, uzupełnione o informację o bezwzględnej różnicy między wartościami według modelu matematycznego (4.36) a wynikami badań laboratoryjnych.

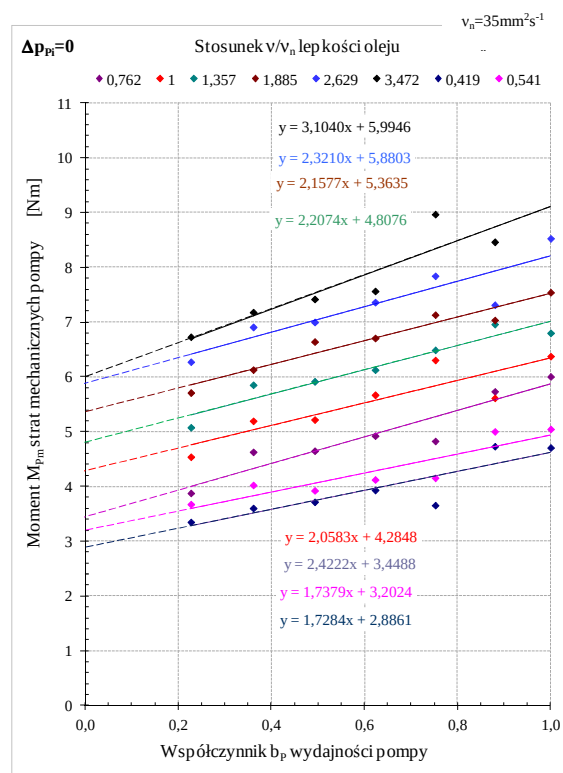
Różnice między wartościami symulacyjnymi a laboratoryjnymi natężenia Q_{pv} strat objętościowych, określane w całym zakresie stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, stosunku v/v_n lepkości oleju oraz współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, wynikają głównie ze zmiany wykładnika a_{pv} opisującego zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia pompy w sytuacji zastosowania w modelu matematycznym wartości $a_{pv} = 0,97$ określonej przy $b_p = 1$ i $v/v_n = 1$ [20].



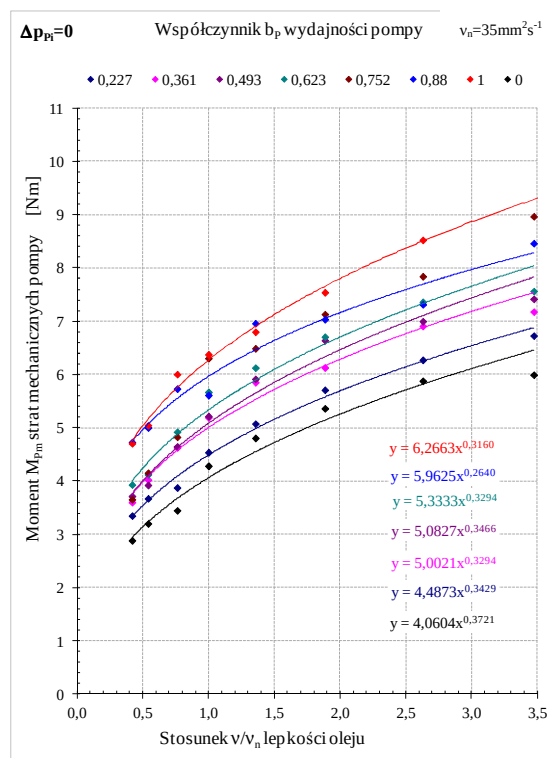
Rys. 5.18 Porównanie natężenia Q_{pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (4.36) z wynikami badań laboratoryjnych i bezwzględna różnica między wartościami według modelu matematycznego a wynikami badań laboratoryjnych; współczynnik $k_1=0,065$ strat objętościowych, wykładnik $a_{pv}=0,97$, wykładnik $a_{vv}=-0,30$; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy [20]

5.2.2.3 Straty mechaniczne

Zależność momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie, przy przyroście $\Delta p_{pi} = 0$ indykowanym ciśnienia w komorach roboczych pompy od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy dla różnych wartości stosunku v/v_n lepkości oleju, przedstawiona została na rysunku 5.19. Charakterystyki przedstawiają wpływ: sił bezwładności elementów będących w ruchu obrotowym i posuwisto – zwrotnym, wpływ sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał” oraz sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „komory robocze – wał” a cieczą roboczą znajdującą się w karterze, na wielkość momentu M_{pm} strat mechanicznych występujących w pompie.



Rys. 5.19 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie przy przyroście $\Delta p_{pi} = 0$ indykowanym ciśnienia w komorach roboczych pompy równy w tych warunkach momentowi M_p na wale pompy; Wykres przedstawia zależność momentu M_{pm} ($\Delta p_{pi} = 0$) strat mechanicznych jako funkcję współczynnika b_p zmiany wydajności pompy dla różnych wartości stosunku v/v_n lepkości oleju [20]

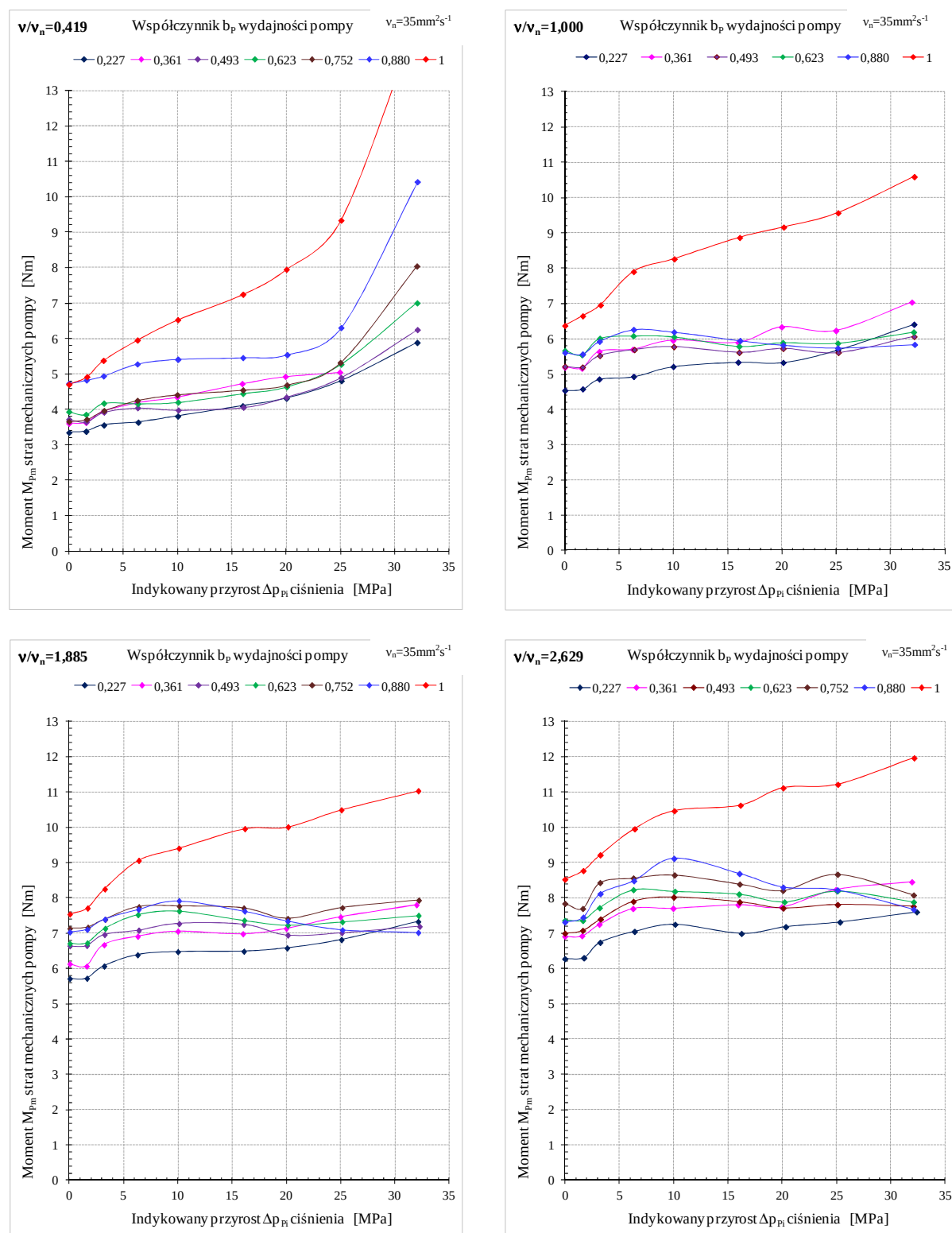


Rys. 5.20 Moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ indykowanym ciśnienia w komorach roboczych pompy równy w tych warunkach momentowi M_p na wale pompy; Wykres przedstawia zależność momentu M_{Pm} ($\Delta p_{Pi} = 0$) strat mechanicznych jako funkcję stosunku v/v_n lepkości oleju, dla różnych wartości współczynnika b_p zmiany wydajności pompy [20]

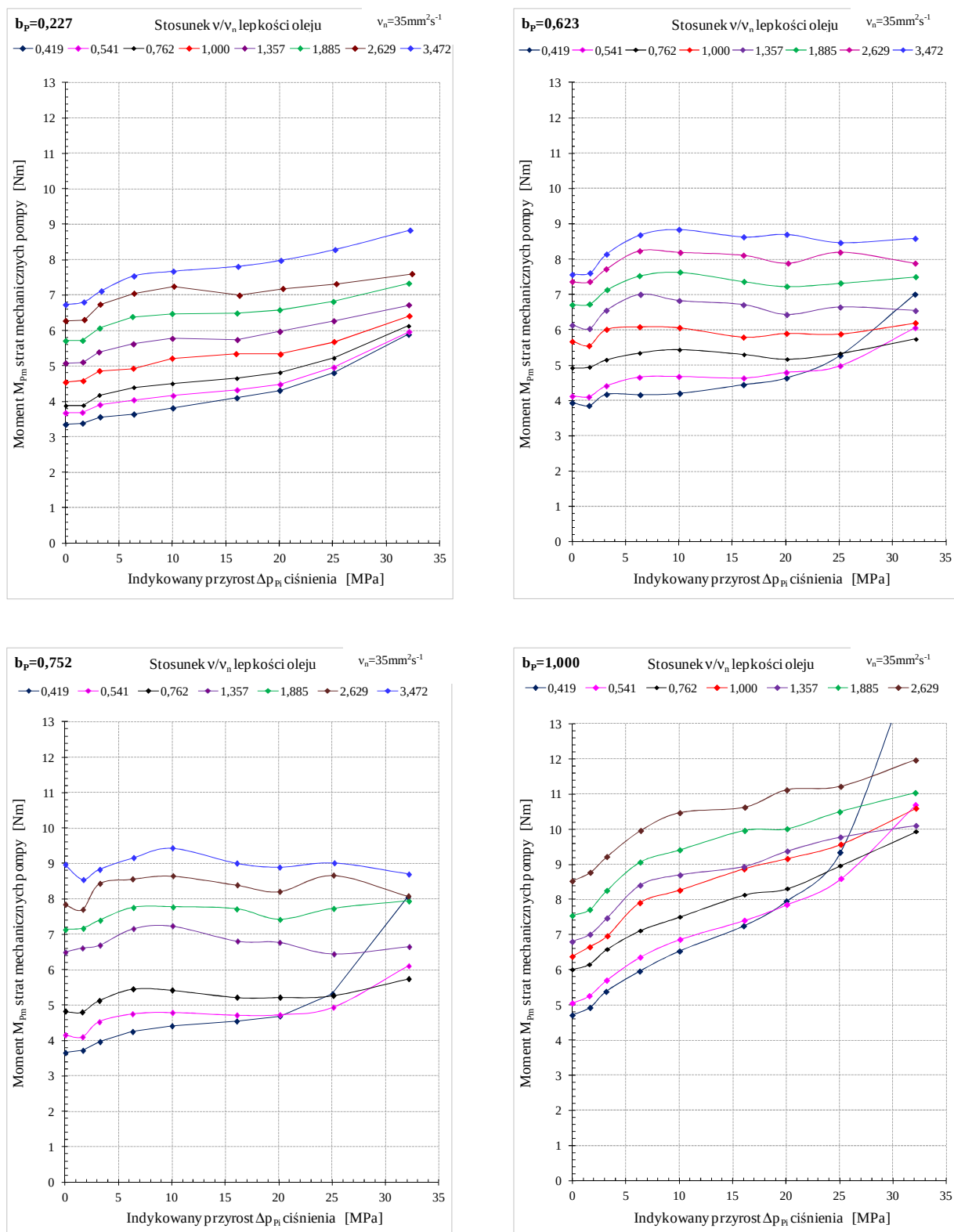
Zależność momentu M_{Pm} strat mechanicznych w pompie przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ indykowanym ciśnienia w komorach roboczych pompy od stosunku v/v_n lepkości oleju, dla różnych wartości współczynnika b_p zmiany nastawy pompy przedstawiona została na rysunku 5.20. Przebieg przedstawionych charakterystyk jest zbliżony do obrazu (rysunku 4.8) przedstawiającego interpretację modelu teoretycznego (4.44).

Zależność momentu M_{Pm} strat mechanicznych w pompie, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonej wartości stosunku v/v_n lepkości oleju i różnych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, przedstawiona została na rysunku 5.21. Przebieg charakterystyk odbiega od modelu przedstawionego na rysunku 4.10.

Zależność momentu M_{Pm} strat mechanicznych w pompie, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} indykowanego ciśnienia, przy ustalonej wartości współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach stosunku v/v_n lepkości oleju, została przedstawiona na rysunku 5.22, dla czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy. Przebieg przedstawionych charakterystyk zbliżony jest do modelu przedstawionego na rysunku 4.9.



Rys. 5.21 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie jako funkcja indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych wartościach stosunku v/v_n lepkości oleju i różnych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy; przykłady dla czterech wybranych lepkości w cieczy roboczej [20]



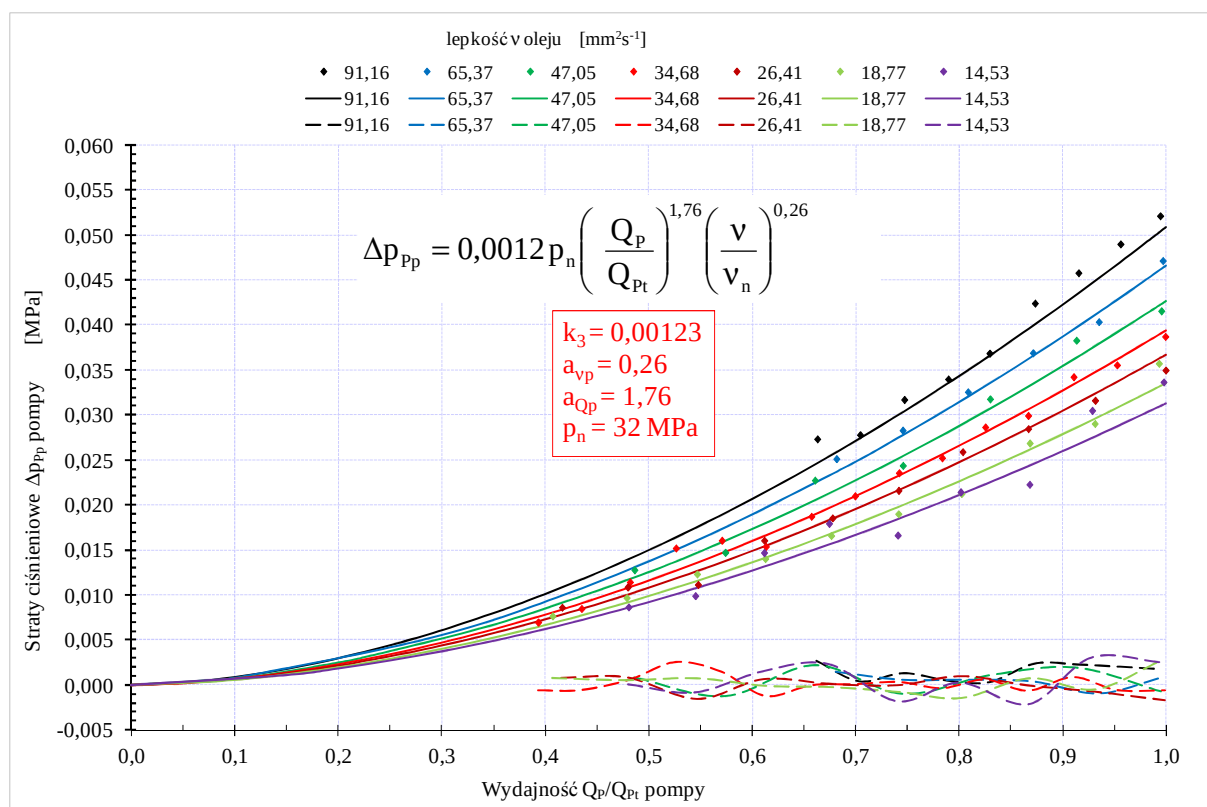
Rys. 5.22 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie jako funkcja indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych wartościach współczynnika b_p zmiany wydajności pompy i różnych wartościach stosunku v/v_n lepkości oleju; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy [20]

5.2.2.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Badania zawarte w [20] określiły zależność Δp_{pp} strat ciśnieniowych w postaci:

$$\Delta p_{pp} = 0,0012 p_n \left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{1,76} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{0,26}. \quad (5.56)$$

Porównanie straty Δp_{pp} ciśnieniowej opisanej modelem matematycznym (5.61) z wynikami badań laboratoryjnych i bezwzględna różnica między wartościami według modelu matematycznego (5.61) a wynikami badań laboratoryjnych przedstawione zostały na rysunku 5.23 [20].



Rys. 5.23 Porównanie strat Δp_{pp} ciśnieniowych opisanych modelem matematycznym (5.61) z wynikami badań laboratoryjnych i bezwzględna różnica między wartościami modelu matematycznego a wynikami badań laboratoryjnych [20]

W pracy [20] uzyskano następujące wartości współczynników i wykładników potęgowych występujących we wzorze (4.36): współczynnika $k_1 = 0,065$ natężenia Q_{Pv} strat objętościowych, wykładnika $a_{pv} = 0,97$ zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, wykładnika $a_{vv} = -0,30$ zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju, co umożliwiło przedstawienie modelu matematycznego natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w badanej pompie w postaci:

$$Q_{P_V} = 0,065 q_{P_t} n_P \left| \frac{q_{P_t}}{v_n} \left(\frac{\Delta p_{P_i}}{p_n} \right)^{0,97} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{-0,30} \right. \quad (5.57)$$

Model (5.62) opisuje dokładnie wielkość Q_{pv} natężenia strat objętościowych w warunkach nominalnej pracy pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00, to znaczy przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{pi}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia, oraz przy stosunku $v/v_n = 1$ lepkości oleju.

Badania zawarte w [20] określiły zależność momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie (opisanego ogólnym wzorem matematycznym (4.49)) w postaci:

$$M_{pm} = \left[(0,014 + 0,0069 b_p) \left(\frac{v}{v_n} \right)^{0,32} + 0,015 b_p \frac{\Delta p_{pi}}{p_n} \right] \frac{q_{pt} p_n}{2\pi}. \quad (5.58)$$

Zestawienie wielkości poszczególnych współczynników k_i strat energetycznych uzyskanych w pracy [20] przedstawiono w tabeli 5.4. W tabeli 5.4 pokazano również wartości współczynników k_i strat energetycznych tej samej pompy, przebadanej w pracy [55], pompy pracującej przy parametrach przedstawionych w tabeli 5.3.

Tabela 5.4 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w pompie A7V.58.DR.1.R.P.F.00 dla przypadku $b_p = \text{const.}$ [55] oraz gdy $b_p \neq \text{const.}$ [20]

A7V.58.DR.1.R.P.F.00		$q_{pt} = 32,20 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_p = \text{const.}$ $n_{pn} = 25 [\text{s}^{-1}]$ $v_n = 35 [\text{mm}^2 \text{s}^{-1}]$ $p_n = 16 [\text{MPa}]$ $P_{pc} = 12,88 [\text{kW}]$	$q_{pt} = 58,227 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_p \neq \text{const.}$ $n_{pn} = 25 [\text{s}^{-1}]$ $v_n = 35 [\text{mm}^2 \text{s}^{-1}]$ $p_n = 32 [\text{MPa}]$ $P_{pc} = 46,58 [\text{kW}]$
Δp_{pp}	$k_3 =$	0,0024	0,0012
	$a_{qp} =$	-	1,76
	$a_{vp} =$	-	0,26
Q_{pv}	$k_1 =$	0,0574	0,065
	$a_{pv} =$	-	0,97
	$a_{vv} =$	-	-0,3
M_{pm}	$k_{4.1} =$	0,0391	0,0209
	$k_{4.1.1} =$	-	0,014
	$k_{4.1.2} =$	-	0,0069
	$k_{4.2} =$	0,015	0,015
	$a_{vm} =$	-	0,316

5.2.2.5 Wnioski

1. Badania zawarte w pracy J. Koralewskiego [20] umożliwiły weryfikację modeli poszczególnych rodzajów strat występujących w pompie zaproponowanych przez Z. Paszotę w pracach [30, 31, 44, 50]. Badania te posłużyły również jako punkt odniesienia do przeprowadzanych przez autorkę badań zawartych w kolejnych rozdziałach pracy.
2. Zależność straty Δp_{pp1} ciśnieniowej w kanale dopływowym pompy od wydajności Q_p pompy przedstawiono na rysunku 5.14. Na wykresie widoczny jest wzrost straty Δp_{pp1} ciśnieniowej związany ze zwiększającą się lepkością kinematyczną ν czynnika roboczego. Dla wydajności Q_p pompy równej teoretycznej wydajności Q_{pt} pompy, przy ponad sześciokrotnym wzroście wartości lepkości kinematycznej ν (z $14,53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ do $91,16 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$) wartość straty ciśnieniowej Δp_{pp1} w kanale pompy powiększa się o ponad 60% (z $0,016 \text{ MPa}$ do $0,026 \text{ MPa}$).
3. Obrazy zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy (rysunek 5.15) opisane zostały w całym zakresie zmiany przyrostu Δp_{pi} ciśnienia funkcją potęgową dającą największą ich zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{pi} = p_n$. Kształt krzywych pozwala wnioskować w zakresie złożonego wpływu na natężenie Q_{pv} strat objętościowych charakteru przepływu w szczelinach oraz wpływu zmian wielkości szczelin i lepkości oleju hydraulicznego zachodzących pod wpływem ciśnienia i temperatury.
4. Obrazy zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy (rysunek 5.16), przedstawiają linie zbliżone do poziomych, co świadczy o praktycznie znikomym wpływie współczynnika b_p zmiany wydajności pompy na natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie.
5. Obrazy zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od stosunku ν/ν_n lepkości oleju, przy różnych wartościach Δp_{pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy (rysunek 5.17), pozwalają wnioskować, iż zmiana lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej w znaczący sposób wpływa na występujące natężenia Q_{pv} strat objętościowych w pompie – przy wzroście lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej następuje spadek natężenia Q_{pv} strat objętościowych.
Z przedstawionych krzywych na rysunku 5.17 można odczytać wartości wykładnika potęgowego $a_{\nu\nu}$ w zależności $Q_{pv} \sim (\nu/\nu_n)^{a_{\nu\nu}}$, które zawierają się w przedziale $-0,35 < a_{\nu\nu} < -0,20$ i świadczą o dominacji przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego nad przepływem uwarstwionym w przeciekach występujących w szczelinach pompy w całym zakresie przeprowadzonych badań.
6. Określona wartość współczynnika k_1 strat objętościowych w komorach roboczych pompy umożliwia ocenę ilościową i jakościową tych strat. Wartość współczynnika k_1 została obliczona przy współczynniku $b_p = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{pi}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia w komorach i przy stosunku $\nu/\nu_n = 1$ lepkości oleju; wynosi ona $k_1 = 0,065$.
7. Na rysunku 5.18 porównano natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie opisane modelem matematycznym (5.62) z wynikami badań laboratoryjnych. Bez-

względna różnica między wartościami według modelu a wynikami badań laboratoryjnych nie przekraczała: przy $b_p = 1 \rightarrow +2 \div -6 \text{ cm}^3 \text{s}^{-1}$, przy $b_p = 0,227 \rightarrow +8 \div -11 \text{ cm}^3 \text{s}^{-1}$ w porównaniu z wartością $Q_{pv} = 94 \text{ cm}^3 \text{s}^{-1}$ w warunkach pracy nominalnej [20].

8. W artykule [47] przedstawiony został złożony wpływ ściśliwości cieczy na straty objętościowe występujące w pompie. Został tam zdefiniowany współczynnik $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy, który określa stopień spadku, w efekcie ściskania, przy ciśnieniu nominalnym p_n , (nie biorąc pod uwagę nieszczelności), czynnej objętości cieczy roboczej wypartej przez pompę przy jednym obrocie wału, w porównaniu z aktywną objętością równą teoretycznej wydajności q_{pt} lub geometrycznej objętości q_{pgv} na obrót wału pompy, określoną przy przyroście Δp_{pi} indykowanego ciśnienia równym zeru: $\Delta p_{pi} = 0$:

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

lub

$$k_{lcl|p_n} = \frac{q_{pgv} - q_{pgv|\Delta p_{p_i}=p_n}}{q_{pov}} = \frac{b_p q_{pt} - b_p q_{pt|\Delta p_{p_i}=p_n}}{b_p q_{pt}}. \quad (5.59)$$

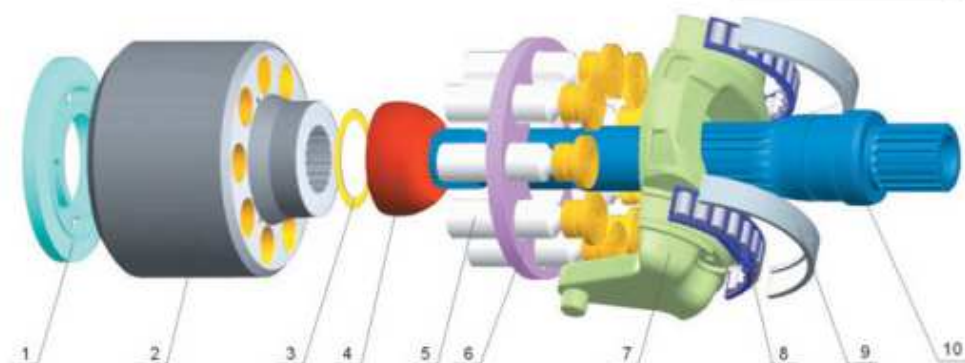
Współczynnik $k_{1|p_n}$ ściśłości cieczy zwiększa wartość współczynnika k_1 strat objętościowych w pompie. Występujących głównie między komorami pracującymi pod wysokim ciśnieniem, połączonymi z kanałem tłocznym a komorami roboczymi połączonymi z kanałem dopływowym, w którym panuje niskie ciśnienie [47].

W warunkach zapowietrzonego oleju hydraulicznego i przy wysokim ciśnieniu roboczym (w pompie A7V.DR.1.R.P.F.00 $p_n = 32$ MPa) w kanale odpływowym pompy, wartość współczynnika $k_{l|p_n}$ ściśliwości cieczy może znacznie zwiększyć wartość strat objętościowych przedstawionych za pomocą współczynnika k_1 i w tym samym czasie znacznie zmniejszyć wartość współczynnika $k_{4,2}$ związanego ze wzrostem momentu strat mechanicznych w pompie [47].

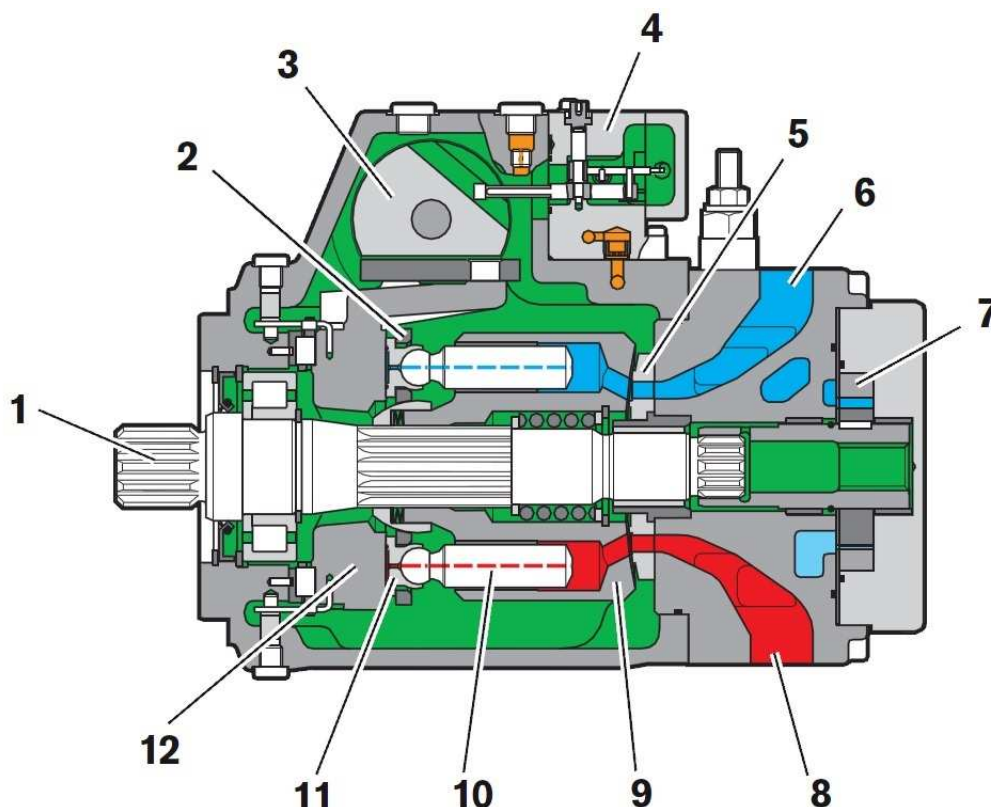
Obecnie prowadzone są przez J. Koralewskiego badania mające na celu określenie wielkości współczynnika $k_{l|p_n}$ ściśliwości cieczy oraz skorygowanie wyników przedstawionych w [20]. Rezultatem prac jest artykuł [21] przedstawiający wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczone w pracy [20] straty objętościowe.

5.2.3 POMPA A4VG

Opierając się na tabelach pomiarowych zawartych w [84] pompy A4VG tłokowej osiowej o zmiennej wydajności, z przechylną tarczą (której konstrukcja została przedstawiona na rysunkach 5.24 i 5.25, natomiast parametry nominalnej pracy w tabeli 5.5) przedstawione zostały poniżej opracowane przez autorkę poszczególne rodzaje strat energetycznych w niej występujące. Opis strat został przedstawiony zgodnie z wykresem Z. Paszoty wzrostu mocy w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy (rysunek 1.8).



Rys. 5.24 Pompa tłokowa osiowa o zmiennej wydajności z przechylną tarczą sterującą (A4VG28-250 Bosch Rexroth [103]): 1 – rozdzielacz, 2 – blok cylindrowy, 3 – podkładka, 4 – tuleja, 5 – nurniki, 6 – płyta przytrzymująca, 7 – przechylna tarcza sterująca, 8 – łożyska baryłkowe, 9 – pokrywa łożyska baryłkowego, 10 – wał napędowy



Rys. 5.25 Pompa tłokowa osiowa o zmiennej wydajności z przechylną tarczą sterującą (A4VG Bosch Rexroth [80]): 1 – wał napędowy, 2 – płyta przytrzymująca, 3 – tłok sterujący wydajnością, 4 – serwomechanizm, 5 – rozdzielacz, 6 – kanał dopływowy (niskiego ciśnienia), 7 – pompa pomocnicza, 8 – kanał odpływowy (wysokiego ciśnienia), 9 – blok cylindrowy, 10 – nurnik, 11 – stopka nurnika, 12 – przechylna tarcza sterująca

Pompa tłokowa osiowa A4VG z przechylną tarczą (rysunek 5.25) posiada nurniki 10, rozmieszczone osiowo w bloku cylindrowym 9, którego oś środkowa pokrywa się z osią wału napędowego 1. Wał napędowy 1 i blok cylindrowy 9 połączone są ze sobą wielowypustem.

Moment obrotowy jest dostarczany na wał napędowy 1 z zewnątrz, za pomocą silnika napędowego (najczęściej elektrycznego). Blok cylindrowy 9 obraca się wraz z wałem napędowym i nurnikami 10. Stopki 11 nurników opierają się i są prowadzone po powierzchni ślizgowej na tarczy wychylnej przez płytę przytrzymującą 2. Podczas każdego obrotu, nurniki wykonują ruch posuwisto-zwrotny, który jest określony przez kąt pochylenia tarczy sterującej 12. Podczas tej czynności, objętość cieczy roboczej, która jest określona przez powierzchnię nurnika i jego skok, jest doprowadzana lub odprowadzana przez dwie szczeliny sterujące w rozdzielaczu 5. W kanale dopływowym niskociśnieniowym 6 ciecz robocza przepływa do powiększającej się komory nurnika; w tym samym czasie, do kanału wysokociśnieniowego 8 a dalej do układu hydraulicznego ciecz robocza jest wytłaczana przez nurniki z cylindra.

Kąt wychylenia tarczy sterującej 12 można ustawiać w sposób bezstopniowy, za pomocą tłoka sterującego 3. Zmiana kąta przechylenia powoduje zmianę skoku nurników, a tym samym zmianę wydajności pompy. Przy zwiększeniu kąta wychylenia zwiększa się wydajność pompy, a przy zmniejszeniu odpowiednio ulega ona zmniejszeniu. Kąt wychylenia tarczy sterującej 12 nie może przyjąć pozycji zerowej (zgodnie z zaleceniami producenta [14, 80]), ponieważ nie będzie zapewniał wystarczającej ilości

cieczy roboczej do: chłodzenia nurników, pokrycia występujących w pompie przecieków oraz smarowania wszystkich ruchomych części.

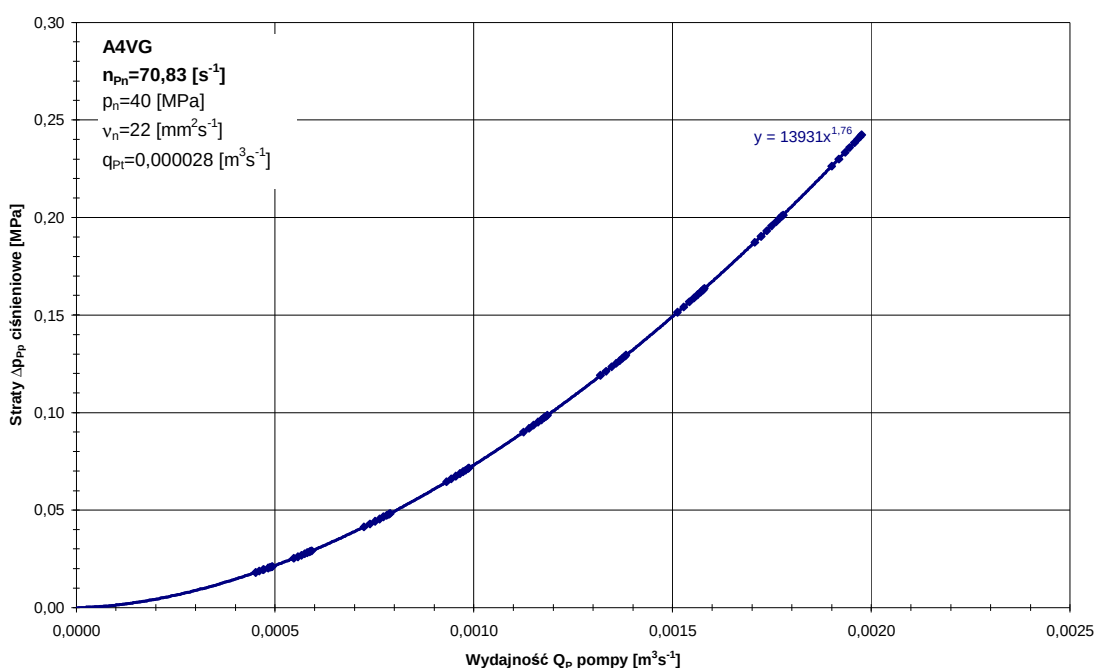
W tabeli 5.5 przedstawione zostały podstawowe parametry pompy A4VG.

Tabela 5.5 Zestawienie podstawowych parametrów pompy A4VG

	q_{pt} [m ³]	n_{pn} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	p_n [MPa]	M_{pt} [Nm]	P_{pc} [kW]
A4VG	$28 \cdot 10^{-6}$	70,83	22	40	178,25	79,33

Tok obliczeniowy podczas wyznaczania współczynników k_i strat występujących w pompie A4VG został przedstawiony w punkcie 5.1.

5.2.3.1 Straty ciśnieniowe



Rys. 5.26 Straty Δp_{pp} ciśnieniowe w kanałach pompy A4VG jako funkcja wydajności Q_p pompy

W celu poznania wartości współczynnika k_3 strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy A4VG posłużono się wartościami straty Δp_{pp} ciśnieniowej w kanałach pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 proporcjonalnie je zwiększając, zgodnie z danymi zawartymi w punkcie 5.1.

Obliczony w punkcie 5.1 współczynnik k_3 straty Δp_{pp} ciśnieniowej w kanałach przyjmuje niewielką wartość, rzędu 0,006. Wiąże się to ze stosunkowo niewielkim udziałami wielkości strat Δp_{pp} ciśnieniowych w bilansie energetycznym pompy.

5.2.3.2 Straty objętościowe

Na rysunku 5.27 przedstawiono wpływ przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy na wielkość natężenia Q_{pv} strat objętościowych w komorach, przy zmieniających się wartościach prędkości obrotowej n_p pompy, przy czterech wybranych współczynnikach b_p zmiany wydajności pompy. Przebieg przedstawionych charakterystyk pozwala wnioskować, iż zmiana prędkości n_p obrotowej pompy w znaczący sposób wpływa na występujące natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie – przy wzroście prędkości n_p obrotowej pompy następuje wzrost natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie. Przykładem może być zmieniająca się wartość natężenia Q_{pv} strat objętościowych przy wartości współczynnika $b_p = 1$ wydajności pompy (czyli dla wydajności q_p na obrót wału pompy równej teoretycznej wydajności q_{pt} na obrót wału pompy) oraz przy wartości przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego równego 40 MPa z wartości $45 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$ przy $n_p = 17,71 \text{ s}^{-1}$ do wartości $81 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$ przy $n_p = 70,83 \text{ s}^{-1}$. Przy czterokrotnym wzroście prędkości obrotowej n_p pompy wystąpił około 55% wzrost wielkości natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie.

Na rysunku 5.28 przedstawiono zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych w komorach od współczynnika b_p wydajności pompy przy różnych wartościach przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy. Krzywe układają się w sposób poziomy w całym zakresie zmiany współczynnika b_p wydajności pompy przy niższych wartościach przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia (do 25 MPa); przy wyższych przyrostach indykowanego Δp_{pi} ciśnienia o widoczny jest niewielki spadek Q_{pv} strat objętościowych wraz ze wzrostem współczynnika b_p wydajności pompy, który maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_p wału pompy (np. dla wartości przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego wynoszącego 40 MPa, spadek ten wynosił 10 % przy prędkości $n_p = 17,71 \text{ s}^{-1}$ a przy prędkości $n_p = 70,83 \text{ s}^{-1}$ wynosił tylko 7%). Przebieg przedstawionych charakterystyk pozwala wnioskować, iż zmiana współczynnika b_p wydajności pompy nie wpływa w znaczący sposób na wartość natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie.

Na rysunku 5.29 przedstawiono zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od prędkości obrotowej n_p pompy przy różnych wartościach przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy. Przebieg przedstawionych charakterystyk pozwala wnioskować, iż natężenie Q_{pv} strat objętościowych rośnie przy wzroście prędkości obrotowej n_p i przy powiększającym się przyroście indykowanego Δp_{pi} ciśnienia.

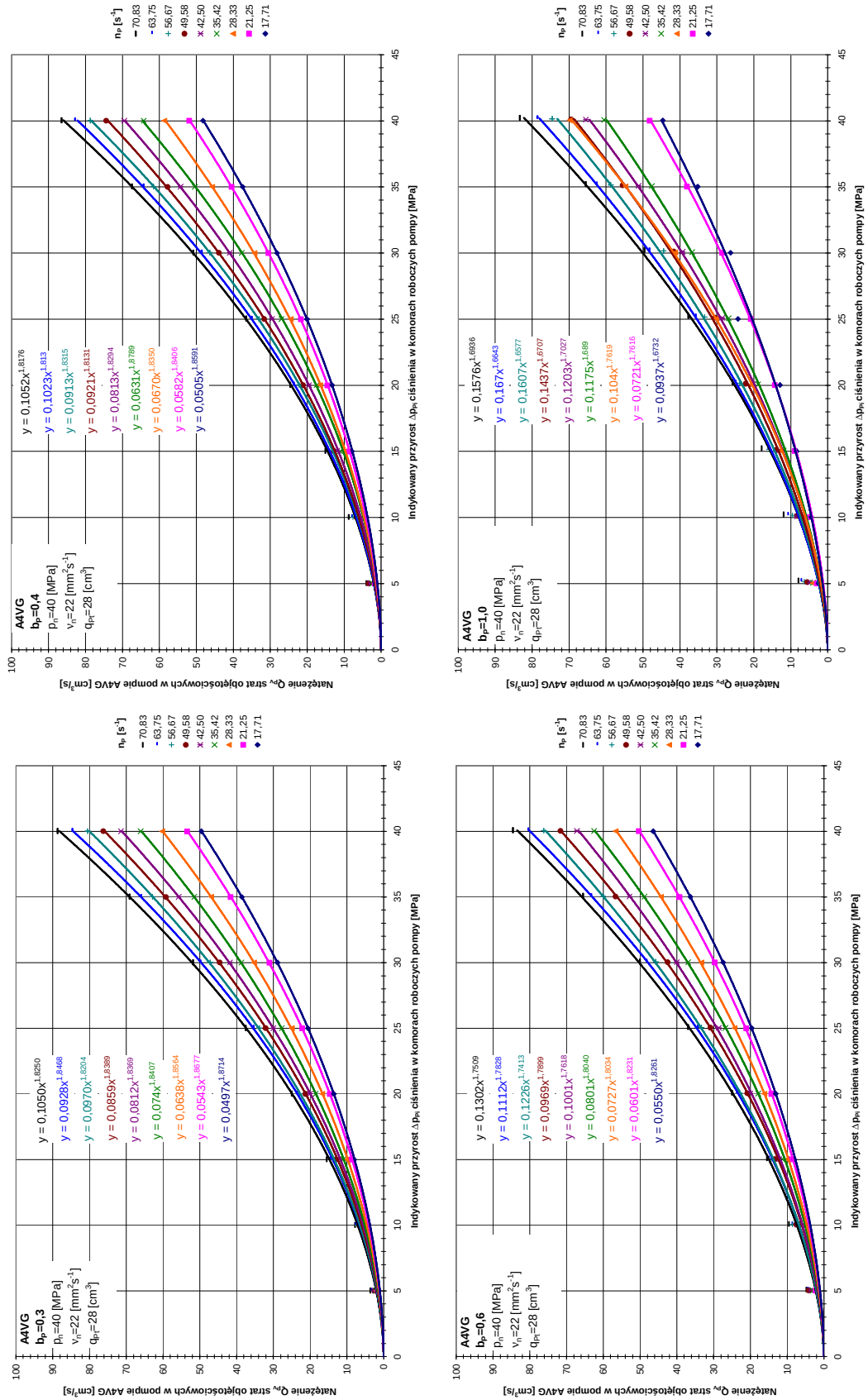
Na rysunku 5.30 przedstawiono zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od prędkości obrotowej n_p pompy przy różnych wartościach współczynnika b_p wydajności pompy. Przebieg przedstawionych charakterystyk pozwala wnioskować, iż zmiana współczynnika b_p wydajności pompy nie wpływa w znaczący sposób na wartość natężenia Q_{pv} strat objętościowych występujących w pompie.

Rysunek 5.30 potwierdza wyniki uzyskane na rysunku 5.28.

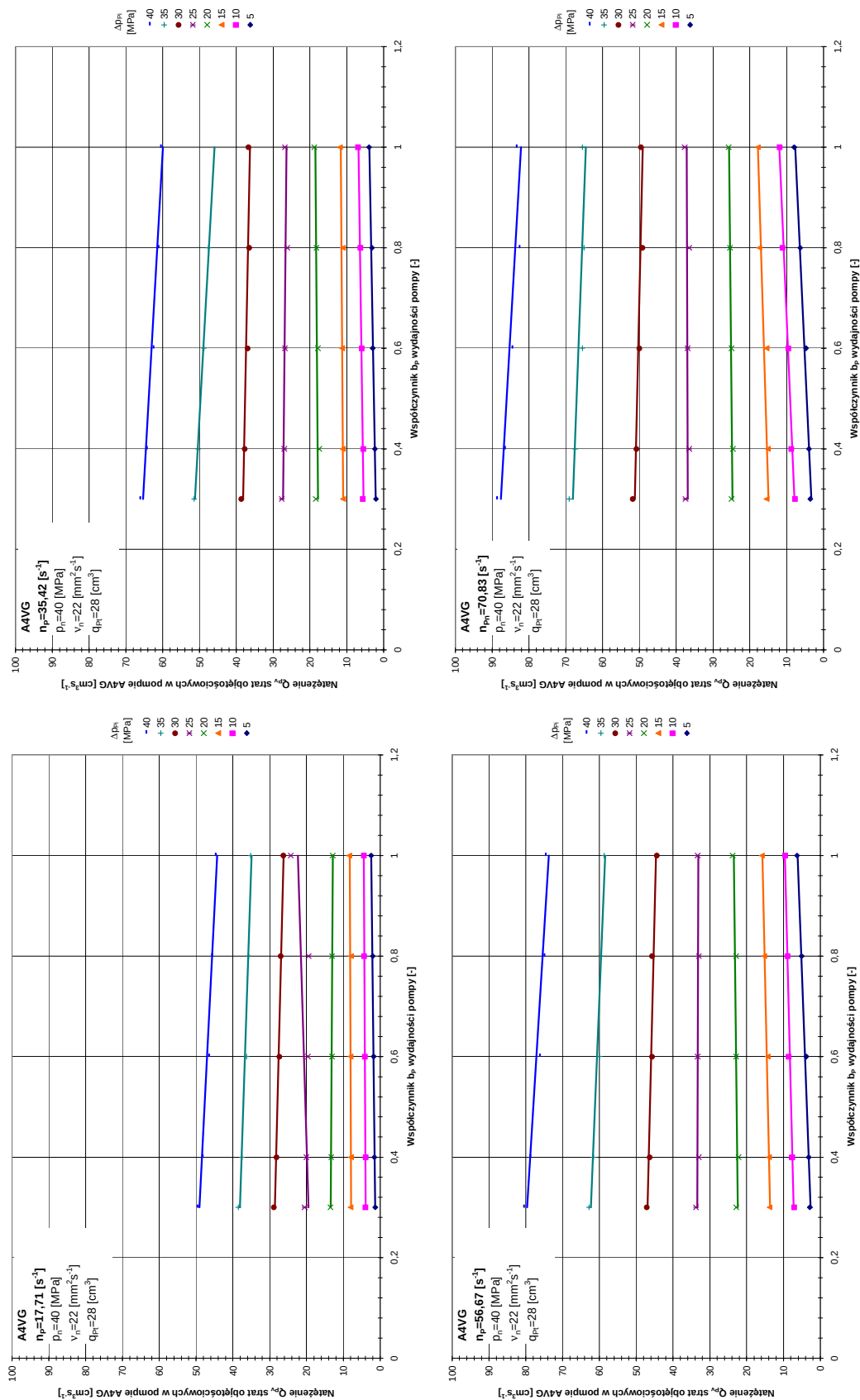
Charakterystyki przedstawione na rysunku 5.30 przy niższych przyrostach indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia (do 25 MPa) pokrywają się, natomiast przy przyroście indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia równym 40 MPa zaobserwować można niewielką różnicę natę-

żenia Q_{pv} strat objętościowych dla różnych wartości współczynnika b_p wydajności pompy.

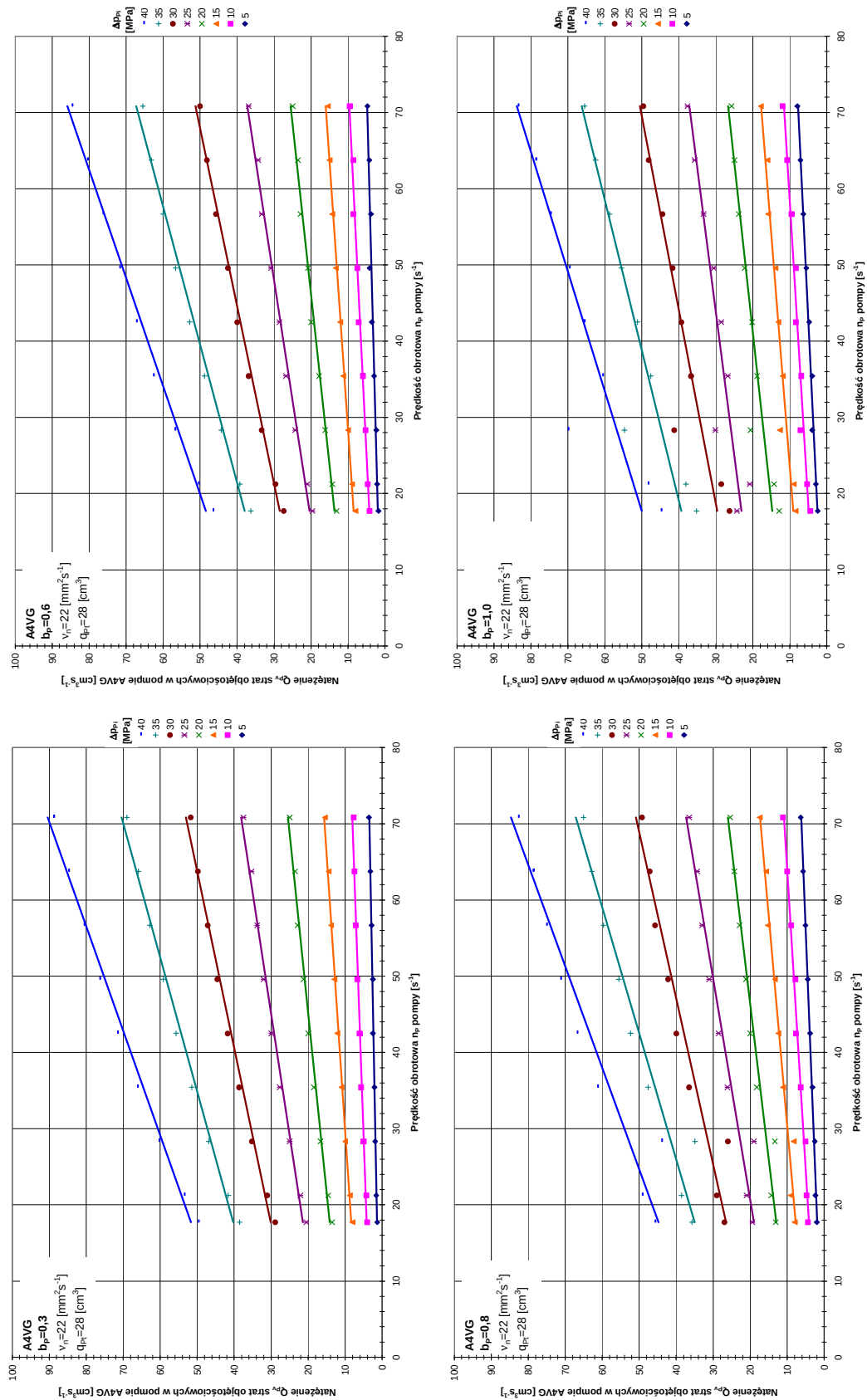
Na podstawie rysunku 5.27 (przedstawiającego wpływ przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy na wielkość natężenia Q_{pv} strat objętościowych w komorach, przy zmieniających się wartościach prędkości obrotowej n_p pompy, przy wybranych współczynnikach b_p zmiany wydajności pompy) możliwe stało się wykreślenie rysunku 5.31, na którym przedstawiono wartość wykładnika a_{pv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pomp) przy zmieniającym się współczynnikiem b_p wydajności pompy i przy różnych wartościach prędkości obrotowej n_p wału pompy.



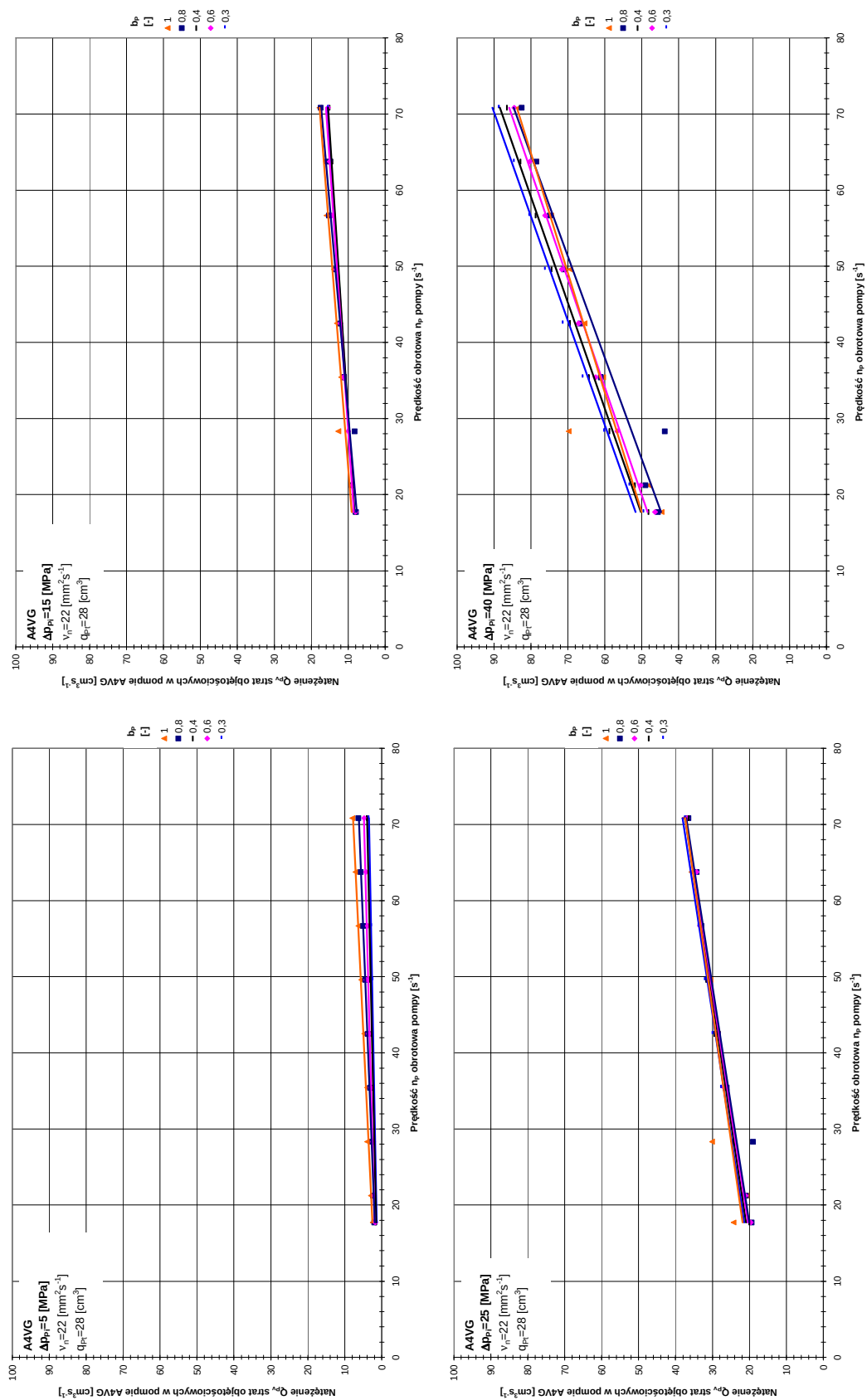
Rys. 5.27 Zależność natężenia Q_{pV} strat objętościowych od przyrostu Δp_{PI} ciśnienia indukowanego w komorach roboczych pompy A4VG opisana funkcjami potęgowymi w całym zakresie zmiany ciśnienia, dla zmieniających się wartości prędkości obrotowej n_p pompy; przykłady czterech wybranych współczynników b_p wydajności pompy



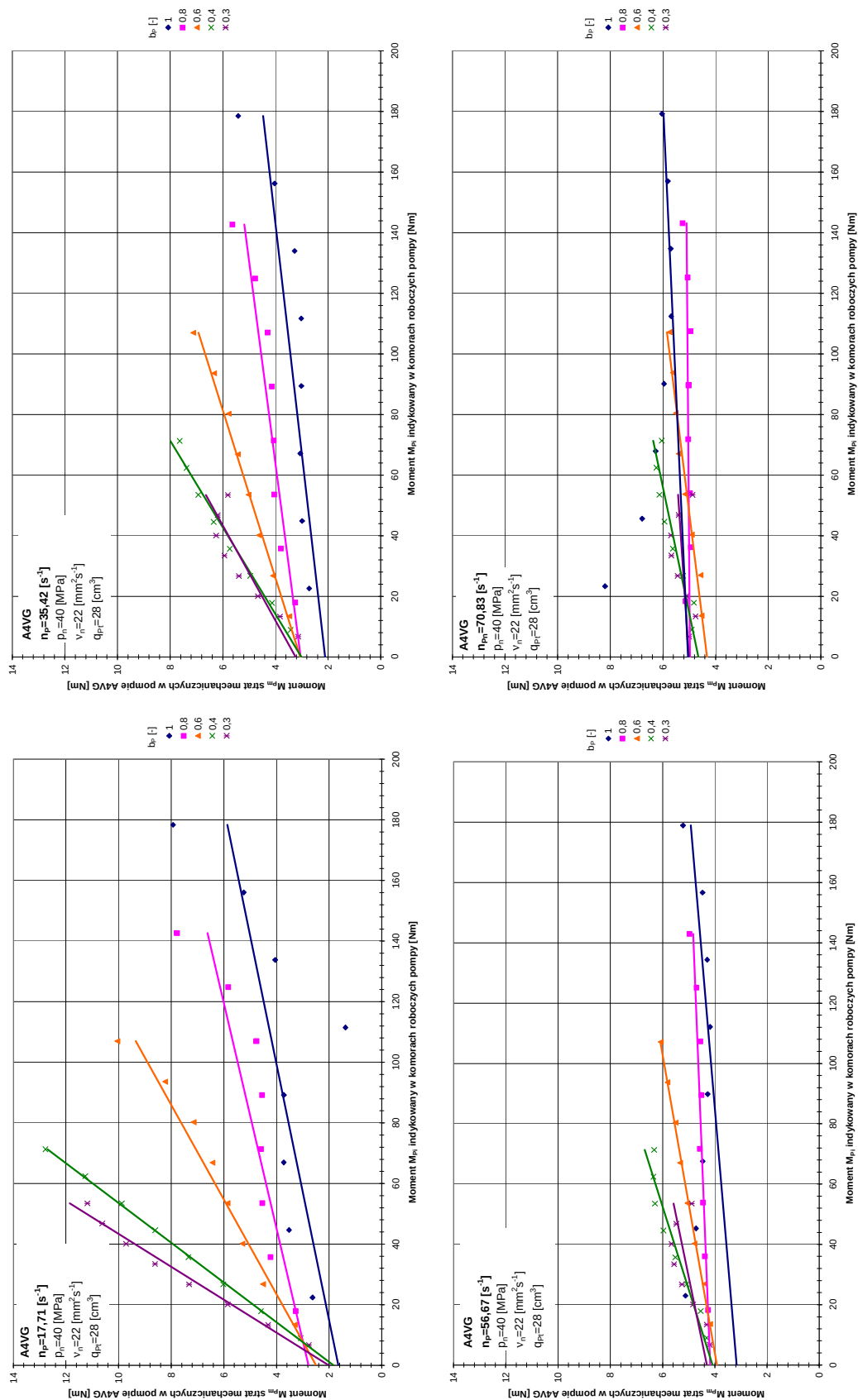
Rys. 5.28 Zależność natężenia Q_{pV} strat objętościowych od współczynnika η_p wydajności pompy przy różnych wartościach przyrostu Δp_H ciśnienia indukowanego w komorach roboczych pompy; przykłady czterech wybranych wartości prędkości obrotowej n_p pompy A4VG



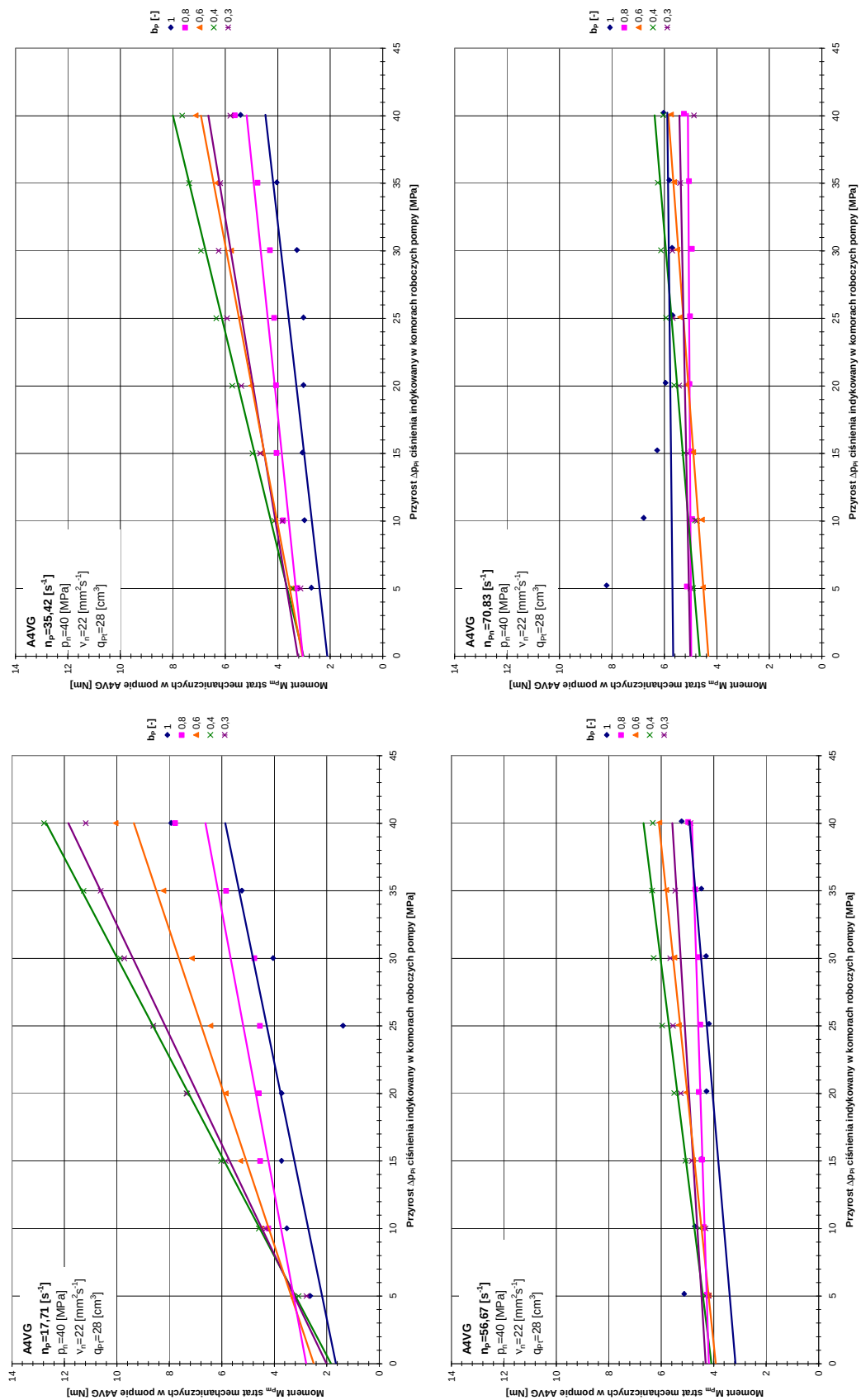
Rys. 5.29 Zależność napięcia Q_{PV} strat objętościowych od prędkości obrotowej n_P pompy przy różnych wartościach przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy; przykłady czterech wybranych współczynników b_P wydajności indykowanego w



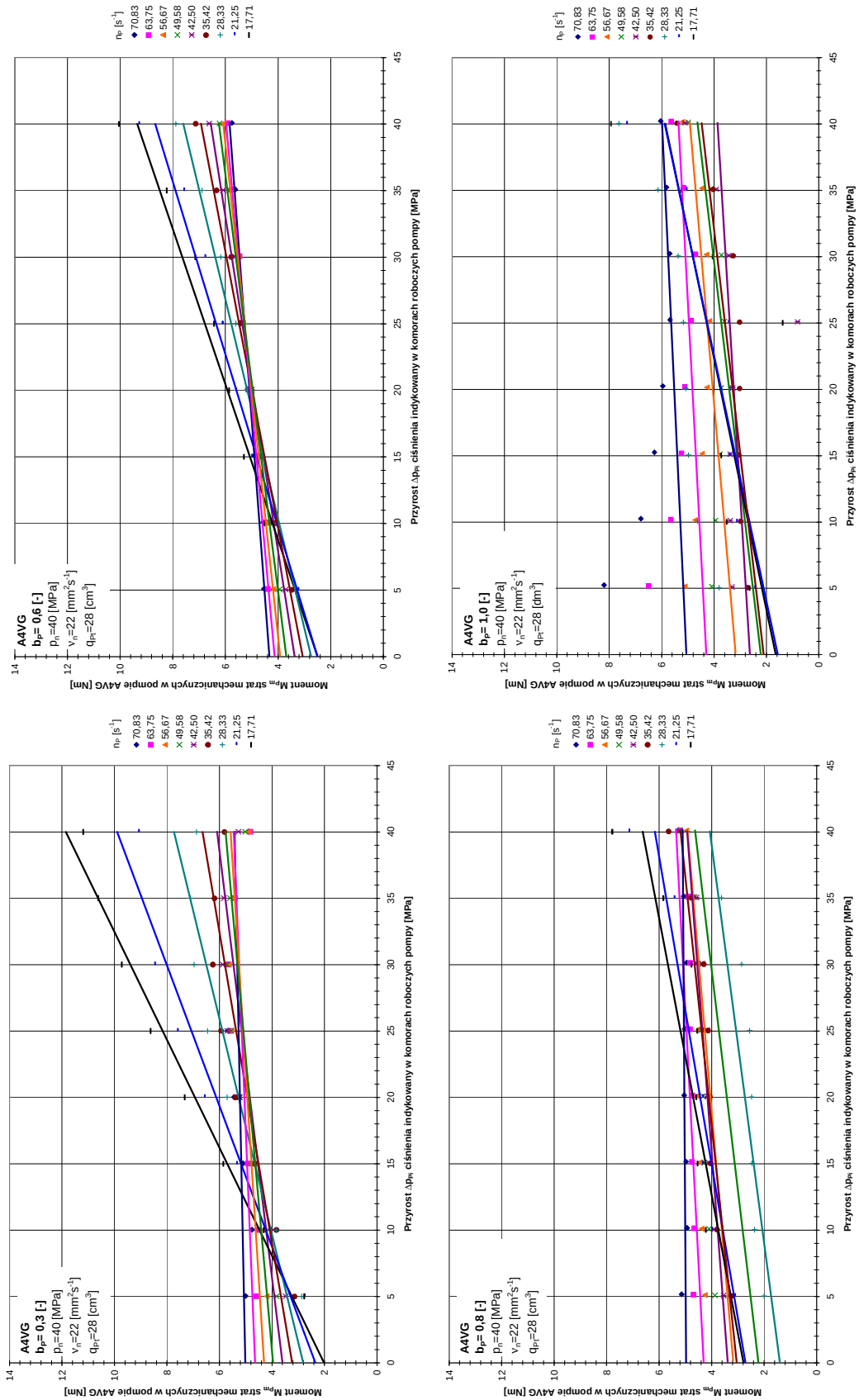
Rys. 5.30 Zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od prędkości obrotowej n_p pompy przy różnych wartościach współczynnika b_p wydajności pompy; przykłady czterech wybranych wartości przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indukowanego w komorach roboczych pompy A4VG



Rys. 5.32 Moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie A4VG jako funkcja momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych pompy; przykłady czterech wybranych wartości prędkości obrotowej n_p pompy



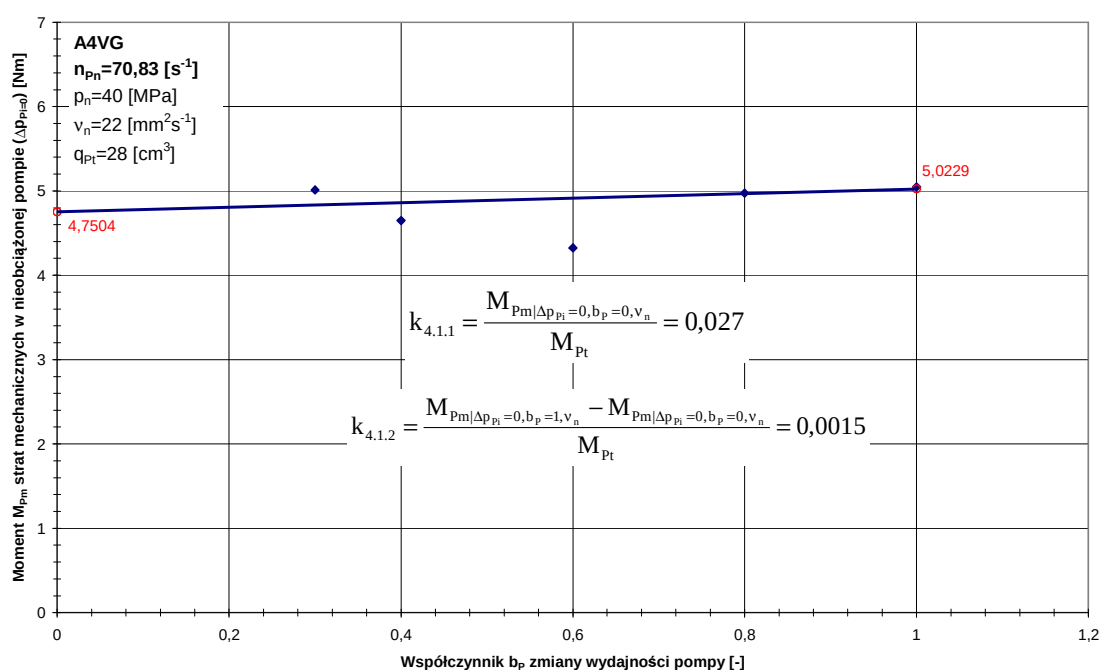
Rys. 5.33 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie A4VG jako funkcja przyrostu Δp_{P1} ciśnienia indukowanego przy ustalonej wartości prędkości obrotowej n_p wału pompy i różnych wartościach współczynnika b_P wydajności pompy, przykłady czterech wybranych prędkości obrotowych n_p wału pompy



Rys. 5.34 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie A4VG jako funkcja przyrostu Δp_B ciśnienia indukowanego przy ustalonej wartości współczynnika b_P wydajności pompy i różnych wartościach prędkości obrotowej n_B wału pompy, przykłady czterech współczynników b_P wydajności pompy

Na rysunku 5.34 przedstawiono zależność momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie jako funkcję przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia, przy ustalonej wartości współczynnika b_p wydajności pompy i przy różnych wartościach prędkości n_p obrotowej wału pompy. Przebieg przedstawionych charakterystyk w początkowej części, przy momencie $M_{pm} = 0$ strat mechanicznych pokrywa się z modelem przedstawionym na rysunku 4.10, jednak w dalszej jego części dochodzi do odchyień związanych z niezbadaną ściśliwością cieczy roboczej oraz zjawiskami występującymi przy wysokich prędkościach w badanej pompie. Zagadnieniem tym chciałabym się zająć w przyszłości.

Na podstawie rysunku 5.34 (dla $n_{pn} = 70,83 \text{ s}^{-1}$) istniała możliwość wykreślenia zależności (rysunek 5.35) momentu M_{pm} strat mechanicznych w nieobciążonej pompie ($\Delta p_{pi} = 0$) jako funkcja współczynnika b_p zmiany wydajności pompy.



Rys. 5.35 Moment M_{pm} strat mechanicznych w nieobciążonej pompie (przy $\Delta p_{pi} = 0$) jako funkcja współczynnika b_p zmiany wydajności pompy

5.2.3.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Współczynniki k_i strat występujących w pompie A4VG zostały obliczone zgodnie z zależnościami zawartymi w punkcie 4.1 oraz tokiem obliczeniowym przedstawionym w punkcie 5.1.

W tabeli 5.6 przedstawiono obliczone współczynniki k_i strat energetycznych oraz wykładniki występujące w pompie A4VG.

Wykładniki a_{vp} , a_{vv} i a_{vm} mówiące o wpływie lepkości ν cieczy roboczej na poszczególne rodzaje strat (p – ciśnieniowe; v – objętościowe, m – mechaniczne) zostały

pominięte, gdyż badania zostały przeprowadzone tylko dla jednej lepkości cieczy roboczej wynoszącej $22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Wartość współczynnika k_3 strat ciśnienia Δp_{pp} została oszacowana na podstawie badań przeprowadzonych przez J. Koralewskiego w pracy [20]. Wartość wykładnika a_{qp} , mówiącego o wpływie natężenia Q_p cieczy (wydajności Q_p pompy) w kanałach na stratę ciśnieniową Δp_{pp} , został przyjęta zgodnie z badaniami przeprowadzonymi przez J. Koralewskiego w pracy [20].

Wartość współczynnika k_1 strat objętościowych została obliczona z zależności (4.37) do której wartości odczytano z rysunku 5.27. Wartości wykładnika a_{pv} , mówiącego o wpływie przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych na natężenie Q_{pv} strat objętościowych, pokazano na rysunku 5.31, zawierają się w przedziale $1,66 < a_{pv} < 1,88$.

Rysunek 5.35 umożliwił obliczenie, zgodnie z zależnościami (4.50) i (4.51), współczynników $k_{4.1.1}$ i $k_{4.1.2}$ strat mechanicznych występujących w pompie A4VG.

Wartość współczynnika $k_{4.2}$ strat mechanicznych została obliczona z zależności (4.52) do której wartości odczytano z rysunków 5.34 i 5.35.

Tabela 5.6 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w pompie A4VG przy: $q_{pt} = 28 \text{ cm}^3$

A4VG		$q_{pt} = 28 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_p \neq \text{const.}$ $n_{pn} = 70,88 [\text{s}^{-1}]$ $v_n = 22 [\text{mm}^2\text{s}^{-1}]$ $p_n = 40 [\text{MPa}]$ $P_{pc} = 79,38 [\text{kW}]$
Δp_{pp}	$k_3 =$	0,0061
	$a_{qp} =$	1,76
	$a_{vp} =$	-
Q_{pv}	$k_1 =$	0,041
	$a_{pv} =$	1,69
	$a_{vv} =$	-
M_{pm}	$k_{4.1} =$	0,0285
	$k_{4.1.1} =$	0,027
	$k_{4.1.2} =$	0,0015
	$k_{4.2} =$	0,005
	$a_{vm} =$	-

W tabeli 5.7 przedstawiono zmianę współczynnika k_1 natężenia strat objętościowych wraz ze zmianą prędkości obrotowej n_p wału pompy oraz zmianą przyrostu indykowanego Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy A4VG.

Wartość współczynnika k_1 maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_p pompy (przy każdej wielkości ciśnienia podanej w tabeli 5.7 i niezależnie od tej wielkości), spadek ten wynosi 44 ÷ 46%.

Wartość współczynnika k_1 przy czterokrotnym wzroście ciśnienia – wzrasta dziesięciokrotnie (przy stałej wielkości prędkości obrotowej n_p wału pompy).

Tabela 5.7 Zestawienie wartości współczynnika k_1 strat objętościowych występujących w pompie A4VG przy: $q_{Pt} = 28 \text{ cm}^3$ i $b_p = 1$ oraz $v_n = 22 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$

n_p [s ⁻¹]	p_n [MPa]					
	10	16	20	25	32	40
17,71	$k_1=0,009$	$k_1=0,020$	$k_1=0,028$	$k_1=0,041$	$k_1=0,062$	$k_1=0,091$
21,25	$k_1=0,007$	$k_1=0,016$	$k_1=0,024$	$k_1=0,035$	$k_1=0,054$	$k_1=0,081$
28,33	$k_1=0,008$	$k_1=0,017$	$k_1=0,026$	$k_1=0,038$	$k_1=0,059$	$k_1=0,087$
35,42	$k_1=0,006$	$k_1=0,013$	$k_1=0,019$	$k_1=0,027$	$k_1=0,041$	$k_1=0,060$
42,50	$k_1=0,005$	$k_1=0,011$	$k_1=0,017$	$k_1=0,024$	$k_1=0,037$	$k_1=0,054$
49,58	$k_1=0,005$	$k_1=0,011$	$k_1=0,015$	$k_1=0,022$	$k_1=0,034$	$k_1=0,049$
56,67	$k_1=0,005$	$k_1=0,010$	$k_1=0,015$	$k_1=0,021$	$k_1=0,032$	$k_1=0,046$
63,75	$k_1=0,004$	$k_1=0,009$	$k_1=0,014$	$k_1=0,020$	$k_1=0,030$	$k_1=0,043$
70,83	$k_1=0,004$	$k_1=0,009$	$k_1=0,013$	$k_1=0,019$	$k_1=0,028$	$k_1=0,041$

W tabeli 5.8 przedstawiono zmianę współczynników k_i strat mechanicznych wraz ze zmianą prędkości obrotowej n_p wału pompy A4VG.

Tabela 5.8 Zestawienie wartości współczynników k_i strat mechanicznych występujących w pompie A4VG przy: $q_{Pt} = 28 \text{ cm}^3$; $b_p = 1,0$; $p_n=40 \text{ MPa}$; $v_n=22 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$

n_p [s ⁻¹]	$k_{4.1.1}$	$k_{4.1.2}$	$k_{4.2}$
17,71	0,012	0,0005	0,021
21,25	0,011	0,0056	0,017
28,33	0,014	0,0007	0,023
35,42	0,017	0,0004	0,008
42,50	0,019	0,00002	0,003
49,58	0,024	-0,0057	0,008
56,67	0,019	0,0041	0,004
63,75	0,022	0,0024	0,006
70,83	0,027	0,0015	0,005

Wartości współczynnika $k_{4.1.2}$ strat mechanicznych uzyskana dla prędkości 49,58 s⁻¹ odstaje zdecydowanie od reszty, spowodowane to mogło być błędami pomiarowymi

Wartość współczynnika $k_{4.1.1}$ maleje wraz ze spadkiem prędkości obrotowej n_p pompy (spadek ten wynosi ~44%).

Wartość współczynnika $k_{4.1.2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze - wał” pompy, przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy, przyrostu momentu występującego w wyniku wzrostu współczynnika b_p zmiany wydajności na obrót wału pompy od $b_p = 0$ do $b_p = 1$, jest

trudna do interpretacji, gdyż dla niektórych prędkości obrotowych n_p wału pompy zaobserwować można spadek wielkości przyrostu momentu strat mechanicznych.

Wartość współczynnika $k_{4,2}$ przy czterokrotnym spadku prędkości obrotowej n_p pompy wzrosła o ponad cztery razy.

Na podstawie danych zawartych w tabelach 5.7 i 5.8 tezę T5, mówiącą o tym, iż **pompa, pracująca w przekładni hydrostatycznej, napędzana jest z wybraną nominalną prędkością n_{pn} wału a wybór prędkości n_{pn} napędu wału w zakresie proponowanym przez producenta wpływa na wartość współczynników k_i strat energetycznych** znalazła swoje potwierdzenie.

Pompa, pracująca w przekładni hydrostatycznej, napędzana jest z prędkością obrotową n_{pn} wału zmieniającą się w stosunkowo niewielkim zakresie. W efekcie, zakłada się więc pomijalny wpływ zmiany prędkości obrotowej n_{pn} na występujące w pompie straty objętościowe. **Projektant układu podczas wyboru prędkości n_{pn} napędu wału z zakresu podanego przez producenta (posiadając zestawienie wartości współczynników k_i strat energetycznych) może dobrać optymalną prędkość wału, przy której występują najmniejsze straty (ciśnieniowe, objętościowe, mechaniczne).**

5.2.3.5 Badania symulacyjne

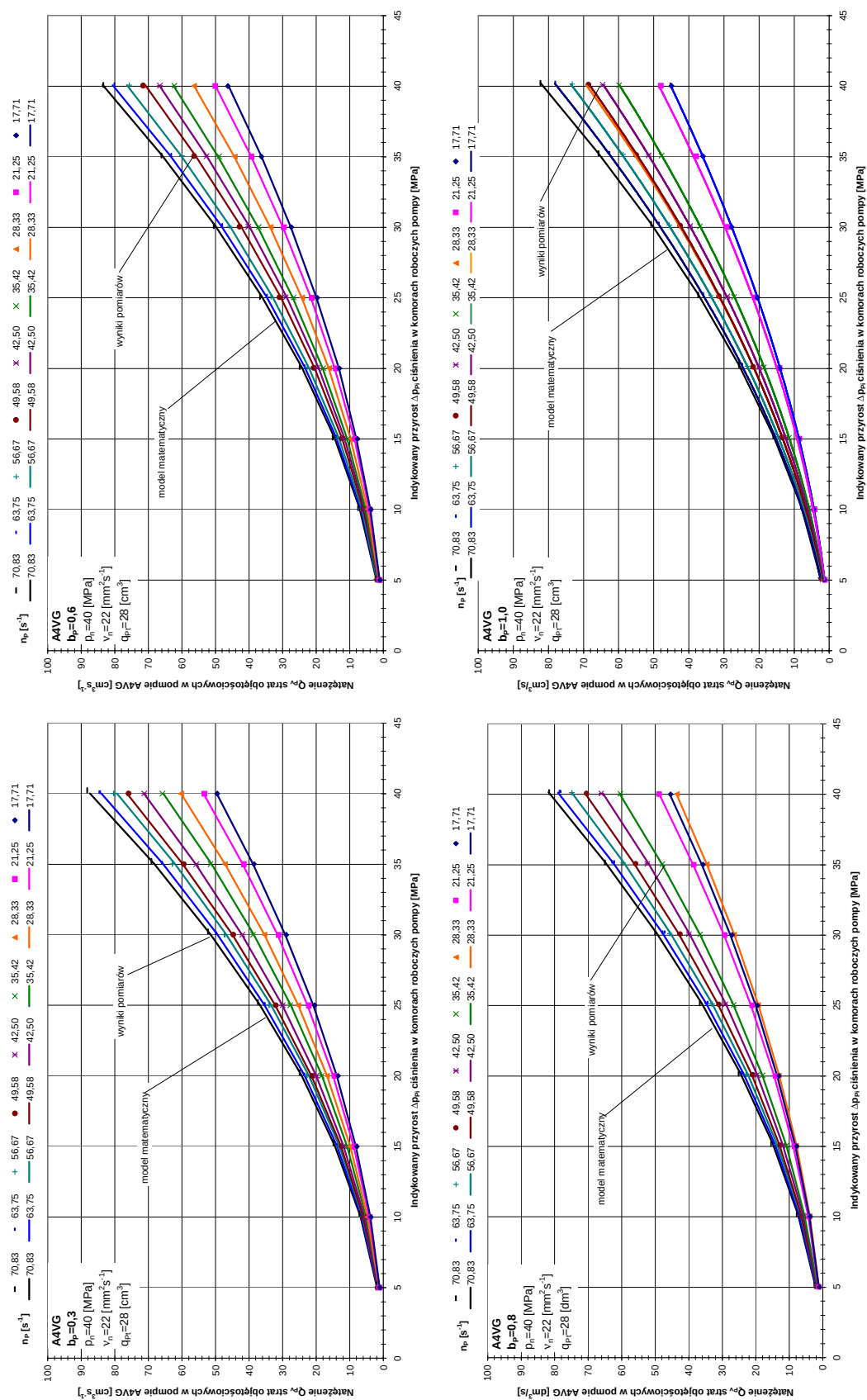
W niniejszym podrozdziale przedstawione zostały wyniki badań symulacyjnych wartości poszczególnych strat występujących w pompie A4VG z użyciem wcześniej określonych, a w rozdziale 4 – zdefiniowanych, współczynników k_i strat energetycznych. Obliczenia wykonane zostały wg modeli wartości współczynników k_i strat energetycznych, zamieszczonych w pracy [50] (przytoczonych w rozdziale 4).

Weryfikacja modeli matematycznych polega na porównaniu wyników obliczeń symulacyjnych poszczególnych rodzajów strat (na rysunkach oznaczone linią ciągłą) z wielkościami ustalonymi na drodze obliczeniowej dla identycznych parametrów pracy pompy. Rezultaty analiz przedstawiono w tabelach zamieszczonych w załącznikach 1 ÷ 2.

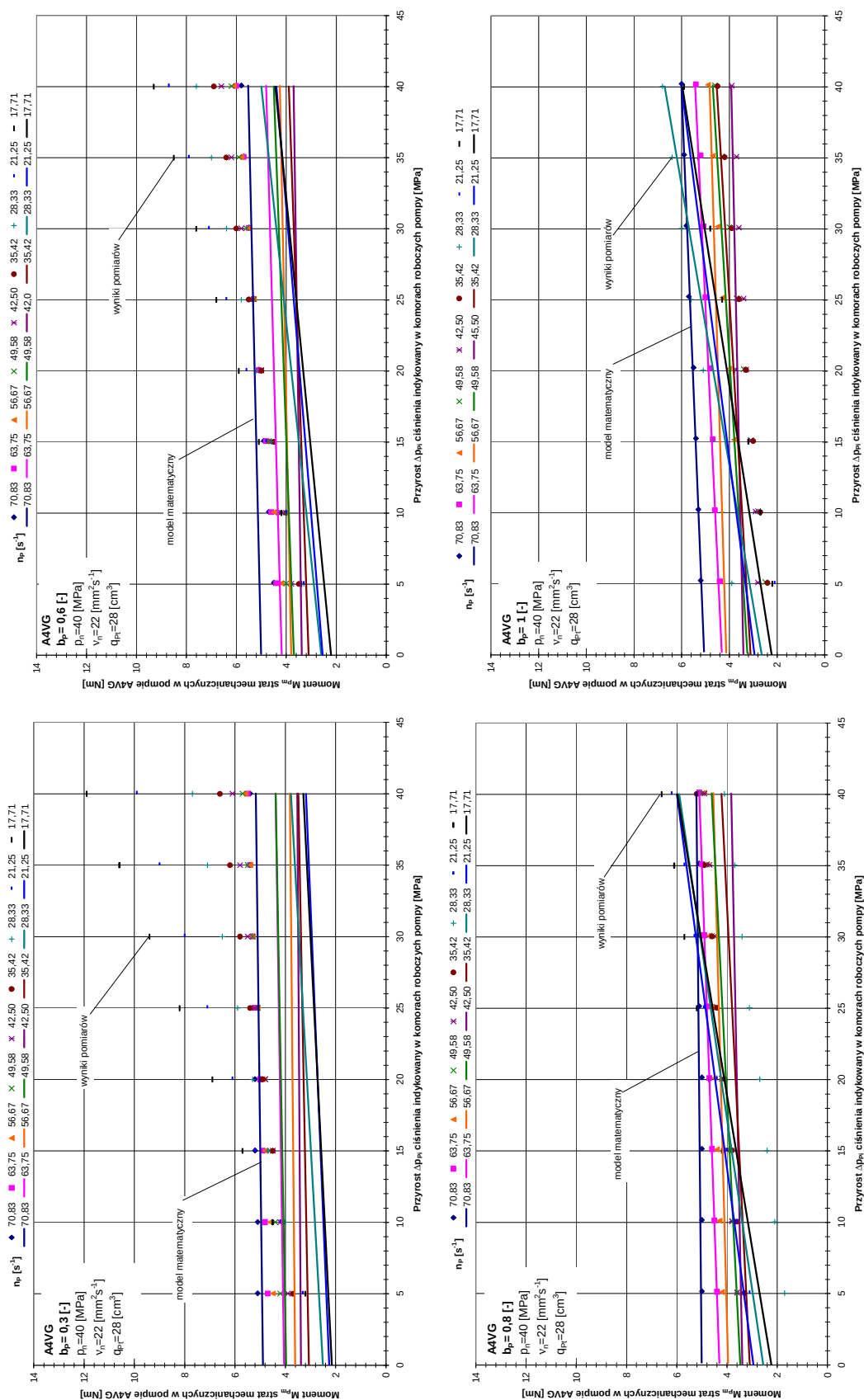
Strata Δp_{pp} ciśnieniowa w kanałach pompy A4VG, z powodu braku danych, zostały obliczone w oparciu o badania pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 dlatego też badania symulacyjne pokrywają się w 100% z danymi przedstawionymi na rysunku 5.26.

Wyniki badania symulacyjnego natężenia Q_{pv} strat objętościowych zaprezentowane zostały na rysunku 5.36, natomiast w załączniku 1 przedstawiono bezwzględną i względną różnicę między wartościami według modelu matematycznego (4.36) (uzupełnionymi o wartości współczynnika k_1 strat objętościowych z tabeli 5.7 oraz o wartość wykładnika a_{pv} z tabeli 5.6) a wynikami badań przeprowadzonych na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84].

Wyniki badania symulacyjnego momentu M_{pm} strat mechanicznych zaprezentowane zostały na rysunku 5.37, natomiast w załączniku 2 przedstawiono bezwzględną i względną różnicę między wartościami według modelu matematycznego (4.49) (uzupełnionymi o wartości współczynników $k_{4,i}$ strat mechanicznych z tabel 5.6 i 5.8) a wynikami badań przeprowadzonych na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84].



Rys. 5.36 Porównanie natężenia Q_{pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (4.36) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_1 strat objętościowych (tabela 5.7) oraz wykładnik a_{pv} z tabeli 5.6; przykłady czterech wybranych współczynników b_P zmiany wydajności pompy A4VG



Rys. 5.37 Porównanie momentu M_{pm} strat mechanicznych opisanego modelem matematycznym (4.46) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_i strat mechanicznych z tabel 5.6 i 5.8; przykłady czterech wybranych współczynników b_p zmiany wydajności pompy

5.2.3.6 Wnioski

1. W [84] znajdują się informacje dotyczące sprawności objętościowej oraz sprawności „mechaniczno-hydraulicznej”. Literatura dotycząca napędów hydrostatycznych, wyraźnie stwierdza [30, 31], że straty „mechaniczno-hydrauliczne” należy rozdzielić, gdyż są to straty mające różny charakter. Sprawność „mechaniczno-hydrauliczna” została rozdzielona podczas badań na straty Δp_{pp} ciśnieniowe (oszacowane na podstawie badań pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00) oraz na moment M_{pm} strat mechanicznych. Tok obliczeniowy przedstawiający metodę sumy mocy, którą posłużono się podczas wyznaczania poszczególnych mocy (rysunek 1.8), a co za tym idzie, poszczególnych strat występujących w pompie zamieszczono w punkcie 5.1.
2. Straty Δp_{pp} ciśnieniowe, występujące w kanałach pompy i w jej rozdzielaczu (będące sumą: $\Delta p_{pp1} + \Delta p_{pp2}$ straty ciśnieniowej w kanale dopływowym (ssawnym) i straty ciśnieniowej w kanale odpływowym (tłocznym)), zależą głównie od natężenia Q_p przepływającego strumienia oraz, przy niskiej temperaturze i małym natężeniu strumienia, od lepkości kinematycznej ν cieczy. Tabele pomiarowe [84] nie dostarczały informacji na temat strat Δp_{pp} ciśnieniowych występujących w maszynie. Podczas badań w celu określenia wielkości strat Δp_{pp} ciśnieniowych występujących w maszynie, posłużono się danymi uzyskanymi podczas badań pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 zawartymi w [20], przeprowadzonymi przez J. Koralewskiego.
3. Obrazy zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy (rysunek 5.27) opisane zostały w całym zakresie zmiany przyrostu Δp_{pi} ciśnienia funkcją potęgową dającą największą ich zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{pi} = p_n$. Kształt krzywych pozwala wnioskować w zakresie złożonego wpływu na natężenie Q_{pv} strat objętościowych charakteru przepływu w szczelinach oraz wpływu zmian wielkości szczelin i lepkości oleju hydraulicznego zachodzących pod wpływem ciśnienia i temperatury.
4. Obrazy zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy (rysunek 5.28), przedstawiają linie zbliżone do poziomych, co świadczy o praktycznie znikomym wpływie współczynnika b_p zmiany wydajności pompy na natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie. Potwierdzają to również, praktycznie pokrywające się linie przedstawiające zależność natężenia Q_{pv} strat objętościowych od prędkości obrotowej n_p wału pompy przy różnych wartościach współczynnika b_p wydajności pompy (rysunek 5.30).
5. Obrazy zależności natężenia Q_{pv} strat objętościowych od prędkości obrotowej n_p wału pompy (rysunek 5.29) przy różnych wartościach przyrostu Δp_{pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych pompy przedstawiają powiększające się przecieki występujące w pompie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_p pompy. Pamiętać należy o tym, że w przekładni hydrostatycznej pompa pracuje praktycznie ze stałą prędkością – spadek jej prędkości pojawić się może podczas powiększania się momentu M_p na wale pompy, a spowodowane to jest możliwościami silnika napędzającego pompę (przeważnie jest to silnik elektryczny). Za zmianę prędkości odpowiedzialny jest silnik hydrauliczny zastosowany w przekładni hydrostatycznej.

Na podstawie obrazów przedstawionych na rysunku 5.29, tezę T5 mówiącą o tym, iż **pompa pracująca w przekładni hydrostatycznej, napędzana jest z wybraną nominalną prędkością n_{pn} wału a wybór prędkości n_{pn} napędu wału w zakresie proponowanym przez producenta wpływa na wartość współczynników k_i strat energetycznych** należy uznać za słuszną.

6. W tabeli 5.7 zamieszczone zostały określone wartości współczynników k_1 strat objęściowych w komorach roboczych pompy dla różnych wartości ciśnień oraz prędkości obrotowych n_p wału pompy. Na podstawie uzyskanych wartości współczynnika k_1 widać, iż współczynnik k_1 maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_p pompy (dla ciśnień podanych w tabeli spadek ten wynosi $44 \div 46\%$); a przy czterokrotnym wzroście ciśnienia – wzrasta dziesięciokrotnie, dla stałej wartości prędkości obrotowej n_p wału pompy.
7. Na rysunku 5.36 porównano natężenie Q_{pv} strat objęściowych w pompie opisane modelem matematycznym (4.36) z wynikami przeprowadzonych badań. Bezwzględna różnica między wartościami według modelu a wynikami badań nie przekraczała: przy $b_p = 1 \rightarrow +1,2 \div -0,2 \text{ cm}^3\text{s}^{-1}$, przy $b_p = 0,3 \rightarrow +0,5 \div -0,8 \text{ cm}^3\text{s}^{-1}$ w porównaniu z wartością $Q_{pv} = 82 \text{ cm}^3\text{s}^{-1}$ w warunkach pracy nominalnej.
8. Obrazy zależności momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie od przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy (rysunek 5.34) odbiegają od obrazu przedstawionego na rysunku 4.10. Charakterystyki pokrywają się z modelem matematycznym (4.49) (rysunek 4.10) momentu M_{pm} strat mechanicznych tylko przy wartościach momentu M_{pm} strat mechanicznych w pompie nieobciążonej, czyli przy wartości przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy równego zeru: $\Delta p_{pi} = 0$. Występujące w dalszej części charakterystyk zaburzenia spowodowane mogą być zjawiskami zachodzącymi w pompie przy dużych prędkościach (rzędu $70,83 \text{ s}^{-1}$) i przy dużych ciśnieniach pracy (rzędu 40MPa). Nieprawidłowy przebieg krzywych spowodowany może być również niedoszacowaniem strat ciśnieniowych Δp_{pp} występujących w pompie lub występującym zapowietrzeniem cieczy roboczej i jej ściśliwością.
9. W tabeli 5.8 zamieszczone zostały określone wartości współczynników k_i strat mechanicznych pompy dla różnych wartości prędkości obrotowych n_p wału pompy. Na podstawie uzyskanych wartości widzimy, iż:
 - a. Wartość współczynnika $k_{4.1.1}$ maleje wraz ze spadkiem prędkości obrotowej n_p pompy (spadek ten wynosi $\sim 44\%$).
 - b. Wartość współczynnika $k_{4.2}$ przy czterokrotnym spadku prędkości obrotowej n_p pompy wzrasta o ponad cztery razy.
 - c. Wartość współczynnika $k_{4.1.2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze - wał” pompy, przy przyroście $\Delta p_{pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy, przyrostu momentu występującego w wyniku wzrostu współczynnika b_p zmiany wydajności na obrót wału pompy od $b_p = 0$ do $b_p = 1$, jest trudna do interpretacji, gdyż dla niektórych prędkości obrotowych n_p wału pompy zaobserwować można spadek wartości przyrostu momentu strat mechanicznych.
10. Na rysunku 5.37 porównano moment M_{pm} strat mechanicznych występujący w pompie opisany modelem matematycznym (4.49) z wynikami przeprowadzonych badań. Bezwzględna różnica między wartościami według modelu a wynikami badań

nie przekraczała: przy $b_p = 1 \rightarrow +1,2 \div -0,8$ Nm, przy $b_p = 0,3 \rightarrow -0,1 \div -8,6$ Nm w porównaniu z wartością $M_{pm} = 6$ Nm w warunkach pracy nominalnej.

11. Tabele pomiarowe [84] przedstawiały te same wartości sprawności dla pomp A7VG o zakresie teoretycznej wydajności na obrót q_{pt} od 28 cm^3 do 180 cm^3 i przy zakresie prędkości obrotowej n_p wału pompy od $70,83 \text{ s}^{-1}$ do $38,33 \text{ s}^{-1}$. Wartości współczynników k_i strat występujących w pompie A7VG o parametrach pracy: $q_{pt} = 28 \text{ cm}^3$ i $n_p = 70,83 \text{ s}^{-1}$, zostały przedstawione w tabelach 5.6 ÷ 5.8. Natomiast wartości współczynników k_i strat występujących w pompie A7VG o parametrach pracy: $q_{pt} = 180 \text{ cm}^3$ i $n_p = 38,33 \text{ s}^{-1}$, zostały przedstawione w tabeli 5.9.

Tabela 5.9 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w pompie A4VG

A4VG		$q_{pt} = 28 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_p \neq \text{const.}$ $n_{pn} = 70,88 [\text{s}^{-1}]$ $v_n = 22 [\text{mm}^2 \text{s}^{-1}]$ $p_n = 40 [\text{MPa}]$ $P_{pc} = 79,33 [\text{kW}]$	$q_{pt} = 180 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_p \neq \text{const.}$ $n_{pn} = 38,33 [\text{s}^{-1}]$ $v_n = 22 [\text{mm}^2 \text{s}^{-1}]$ $p_n = 40 [\text{MPa}]$ $P_{pc} = 275,97 [\text{kW}]$
Δp_{pp}	$k_3 =$	0,0061	0,0021
	$a_{qp} =$	1,76	1,76
	$a_{vp} =$	-	0,26
Q_{pv}	$k_1 =$	0,041	0,041
	$a_{pv} =$	1,69	1,69
	$a_{vv} =$	-	-
M_{pm}	$k_{4.1} =$	0,0305	0,031
	$k_{4.1.1} =$	0,0250	0,024
	$k_{4.1.2} =$	0,0055	0,007
	$k_{4.2} =$	0,0025	0,069
	$a_{vm} =$	-	-

Na podstawie danych zawartych w tabeli 5.9, tezę T3 mówiącą o tym, iż **wielkość maszyny tzn. teoretyczna wydajność q_{pt} na obrót pompy może mieć wpływ na wielkość strat występujących w pompie**, należy uznać za słuszną, gdyż zmiana teoretycznej wydajności na obrót q_{pt} pompy pociągnęła za sobą zmianę wartości współczynników k_i strat ciśnieniowych oraz strat mechanicznych występujących w pompie, natomiast wartość współczynnika k_1 strat objętościowych pozostała bez zmiany.

5.2.4 PORÓWNANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW STRAT ENERGETYCZNYCH W POMPACH TŁOKOWYCH

1. Stosując nową perspektywę oceny strat i sprawności energetycznej maszyn wyporowych obrotowych stosowanych w układach napędu i sterowania hydrostatycznego (rysunki 1.8 i 1.9), przedstawiono zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w badanych pompach tłokowych. Współczynniki k_i strat zostały obliczone bez uwzględnienia ściśliwości cieczy roboczej.
2. Współczynniki k_i strat energetycznych opisują względną wartość poszczególnych strat występujących w maszynie.
3. Tabela 5.10 przedstawia pierwszą próbę oceny jakościowej maszyn tłokowych z wykorzystaniem spojrzenia na straty proponowanego przez Z. Paszotę w pracach [29 ÷ 50].
4. Opracowanie pokazujące współczynniki k_i strat energetycznych w maszynach wyporowych tłokowych o różnych konstrukcjach, które określone zostały przy nominalnych parametrach maszyny (ciśnieniu nominalnym - p_n ; prędkości obrotowej - n_{pn} ; lepkości cieczy roboczej - ν_n ; wydajności q_{pt} na obrót wału pompy), staje się niezbędnym narzędziem, w które powinien być wyposażony projektant układów hydrostatycznych. Znając wartości współczynników k_i strat projektant czy też użytkownik układów hydrostatycznych wie, jaką sprawność posiada dana maszyna w każdym punkcie pola pracy układu.
5. Współczynnik k_3 strat Δp_{pp} ciśnieniowych mówi o wielkości strat występujących w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu maszyny. Straty te są głównie efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia. Współczynnik k_3 zależy głównie od natężenia przepływającego strumienia [30]. Najwyższą sprawność ciśnieniową posiada pompa PTOZ2-25 bo wynoszącą aż 99,9%, najniższą z kolei pompa A4VG28 - 99,4%.
6. Współczynnik k_1 natężenia Q_{pv} strat objętościowych mówi o wielkości przecieków występujących w maszynie wyporowej. Najwyższą sprawność objętościową posiada pompa A4VG wynoszącą $\sim 96\%$ (i to zarówno dla pompy o $q_{pt} = 28 \text{ cm}^3$ jak i $q_{pt} = 180 \text{ cm}^3$), najniższą z kolei pompa A7V.58.DR.1.R.P.F.00 - 93,5% o $q_{pt} = 58,227 \text{ cm}^3$.
7. Współczynnik $k_{4,1}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych dostarczają nam informacji o stratach spowodowanych tarcieniem między elementami konstrukcji (np. łożyska) jak również tarcieniem między cieczą wypełniającą karter a blokiem cylindrowym (w maszynach tłokowych). Największe straty występują w pompie PTOZ2-25.
8. Współczynnik $k_{4,2}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych mówi o wielkości przyrostu $\Delta M_{p_m|\Delta p_i, b_p, v}$ momentu strat mechanicznych w pompie, będącego skutkiem obciążenia elementów zespołu konstrukcyjnego momentem indykowanym M_{pi} wynikającym z przyrostu Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w

komorach roboczych pompy. Największe straty występują w pompie A4VG 180 oraz w PTOZ2-25.

Tabela 5.10 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w pompach wyporowych tłokowych

		PTOZ2-25 $v_n=35$ [mm ² ·s ⁻¹] $q_{pt} = 16,50 \cdot 10^{-6}$ [m ³] $b_p \neq const.$ $n_{pn} = 16,67$ [s ⁻¹] $p_n = 16$ [MPa] $P_{pc}=4,40$ [kW]	A7V.58.DR.1.R.P.F.00 $v_n=35$ [mm ² ·s ⁻¹] $q_{pt} = 32,20 \cdot 10^{-6}$ [m ³] $b_p = const.$ $n_{pn} = 25$ [s ⁻¹] $p_n = 16$ [MPa] $P_{pc}=12,88$ [kW]	A7V.58.DR.1.R.P.F.00 $v_n=35$ [mm ² ·s ⁻¹] dla $q_{pt} = 58,227 \cdot 10^{-6}$ [m ³] $b_p \neq const.$ $n_{pn} = 25$ [s ⁻¹] $p_n = 32$ [MPa] $P_{pc}=23,10$ [kW]	A4VG $v_n=22$ [mm ² ·s ⁻¹] $q_{pt} = 28 \cdot 10^{-6}$ [m ³] $b_p \neq const.$ $n_{pn}=70,88$ [s ⁻¹] $p_n=40$ [MPa] $P_{pc}=79,33$ [kW]	A4VG $v_n=22$ [mm ² ·s ⁻¹] $q_{pt} = 180 \cdot 10^{-6}$ [m ³] $b_p \neq const.$ $n_{pn}=38,33$ [s ⁻¹] $p_n=40$ [MPa] $P_{pc}=275,97$ [kW]
Δp_{pp}	$k_3=$	0,001	0,0024	0,0012	0,0061	0,0021
	$a_{qp}=$	1,59	-	1,76	1,76	1,76
	$a_{vp}=$	-	-	0,26	-	-
Q_{pv}	$k_1=$	0,056	0,0574	0,065	0,041	0,041
	$a_{pv}=$	1	-	0,97	1,69	1,69
	$a_{vv}=$	-	-	-0,3	-	-
M_{pm}	$k_{4,1}=$	0,076	0,0391	0,0209	0,0305	0,031
	$k_{4,1,1}=$	0,063	-	0,014	0,0250	0,024
	$k_{4,1,2}=$	0,013	-	0,0069	0,0055	0,007
	$k_{4,2}=$	0,047	0,015	0,015	0,0025	0,069
	$a_{vm}=$	-	-	0,316	-	-

5.3 BADANIA SILNIKÓW HYDRAULICZNYCH

5.3.1 SILNIK SWSB-63

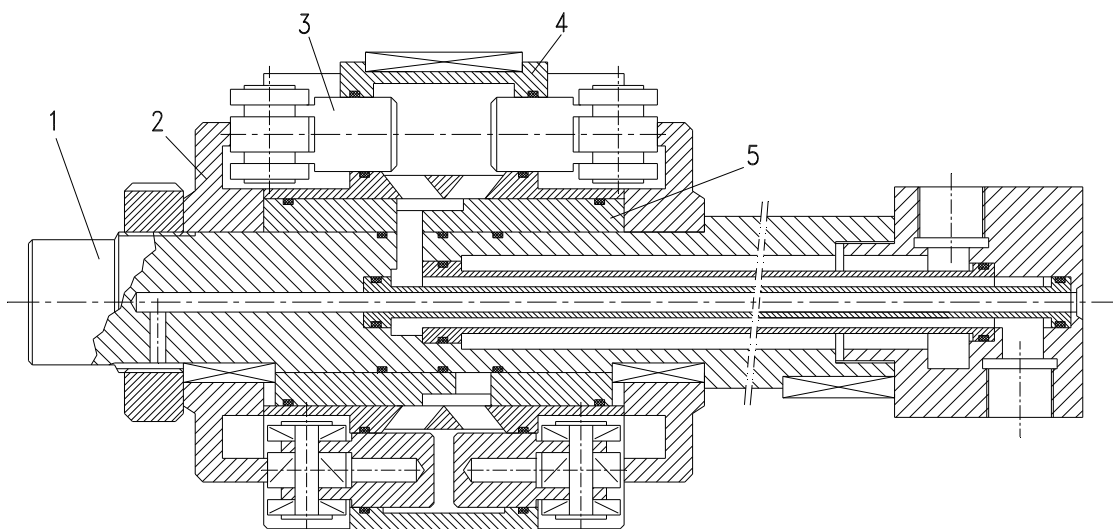
Opierając się na badaniach zawartych w [3] wolnoobrotowego wysokomomentowego silnika hydraulicznego typu SWSB-63 z osiowym układem nurników, którego konstrukcja została przedstawiona na rysunku 5.38, zostały opracowane charakterystyki poszczególnych strat w nim występujących jako funkcje parametrów, które od tych strat nie zależą a jednocześnie bezpośrednio na nie wpływają.

W tabeli 5.11 przedstawiono podstawowe parametry pracy silnika SWSB-63.

Tabela 5.11 Zestawienie podstawowych parametrów silnika SWSB-63

	q_{Mt} [m ³]	n_{Mn} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	p_n [MPa]	M_{Mt} [Nm]	P_{Mc} [kW]
SWSB 63	$639 \cdot 10^{-6}$	2,67	26	6,2	617,8	10,6

Silnik składa się z wału napędowego 1, w środku, którego zostały wywiercone otwory doprowadzające i odprowadzające czynnik roboczy do i z komór roboczych silnika. Komory robocze tworzy blok 4, w którym umieszczone są nurniki 3, przemieszczające się po krzywce 2 wyposażonej w garby. Między osią 1 a komorami roboczymi znajduje się rozdzielacz 5.



Rys. 5.38 Schemat konstrukcyjny wolnoobrotowego wysokomomentowego silnika hydraulicznego typu SWSB z osiowym układem nurników [29]; 1 – wał napędowy; 2 – krzywka wyposażona w garby; 3 – nurnik wyposażony w łożyska; 4 – blok cylindrowy obrotowy; 5 – tuleja rozdzielacza

Schemat stanowiska, na którym przebadano silnik SWSB-63, znaleźć można w pracach [1, 3, 29].

W silniku SWSB-63 zauważyć można występujące zjawisko „stick-slip”. Zjawisko to występuje przy małej prędkości obrotowej n_M silnika i polega na skokowej pracy silnika tj. jego ruszaniu i stawaniu. Związane jest to ze skokową zmianą siły tarcia suchego, gdy dochodzi do zerwania stanu przylegania (stick) i następuje stan poślizgu

(*slip*) [3]. Prędkość obrotową, przy której możliwe było zaobserwowanie tego zjawiska nazwano prędkością n_{Mcr} krytyczną (zaznaczono ją na rysunku 5.40 przedstawiającym, moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału przy ustalonych momentach M_M na wale; dla poszczególnych lepkości przyjęto prędkość krytyczną n_{Mcr} wału, poniżej której nierównomierność δn_M prędkości jest wyższa od 10%).

Nierównomierność δn_M prędkości obrotowej silnika obciążonego zależy, między innymi, od takich czynników jak [3]:

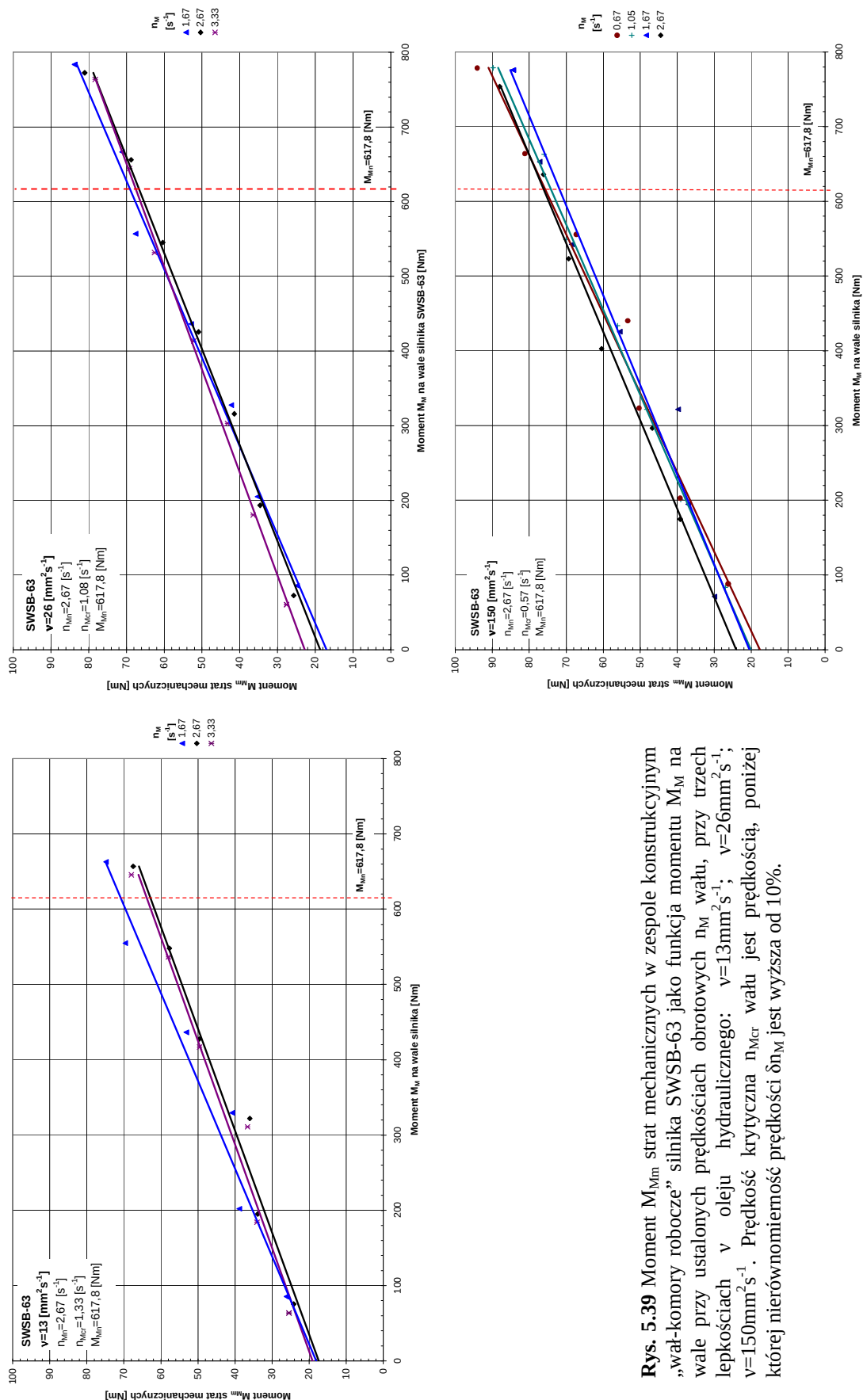
- zmiany momentu strat w silniku podczas jego obrotu,
- zmiany momentu strat w silniku jako funkcji ciśnienia i lepkości oleju,
- zmiany chłonności silnika podczas jego obrotu, wynikającej zarówno z błędów wykonania krzywek jak i zmieniających się przecieków,
- występowanie pulsującego momentu obrotowego obciążającego silnik o określonej amplitudzie i częstotliwości zmian,
- objętości czynnika roboczego w wyjściowej komorze pompy, w rurach i wejściowej komorze silnika,
- moduł sprężystości cieczy roboczej a także deformacja pompy, silnika hydraulicznego i rur,
- bezwładności mas wirujących z silnikiem,
- niedoskonałość rozdziału cieczy roboczej w przewodzie zasilającym silnik spowodowana np. pompą.

5.3.1.1 Straty mechaniczne

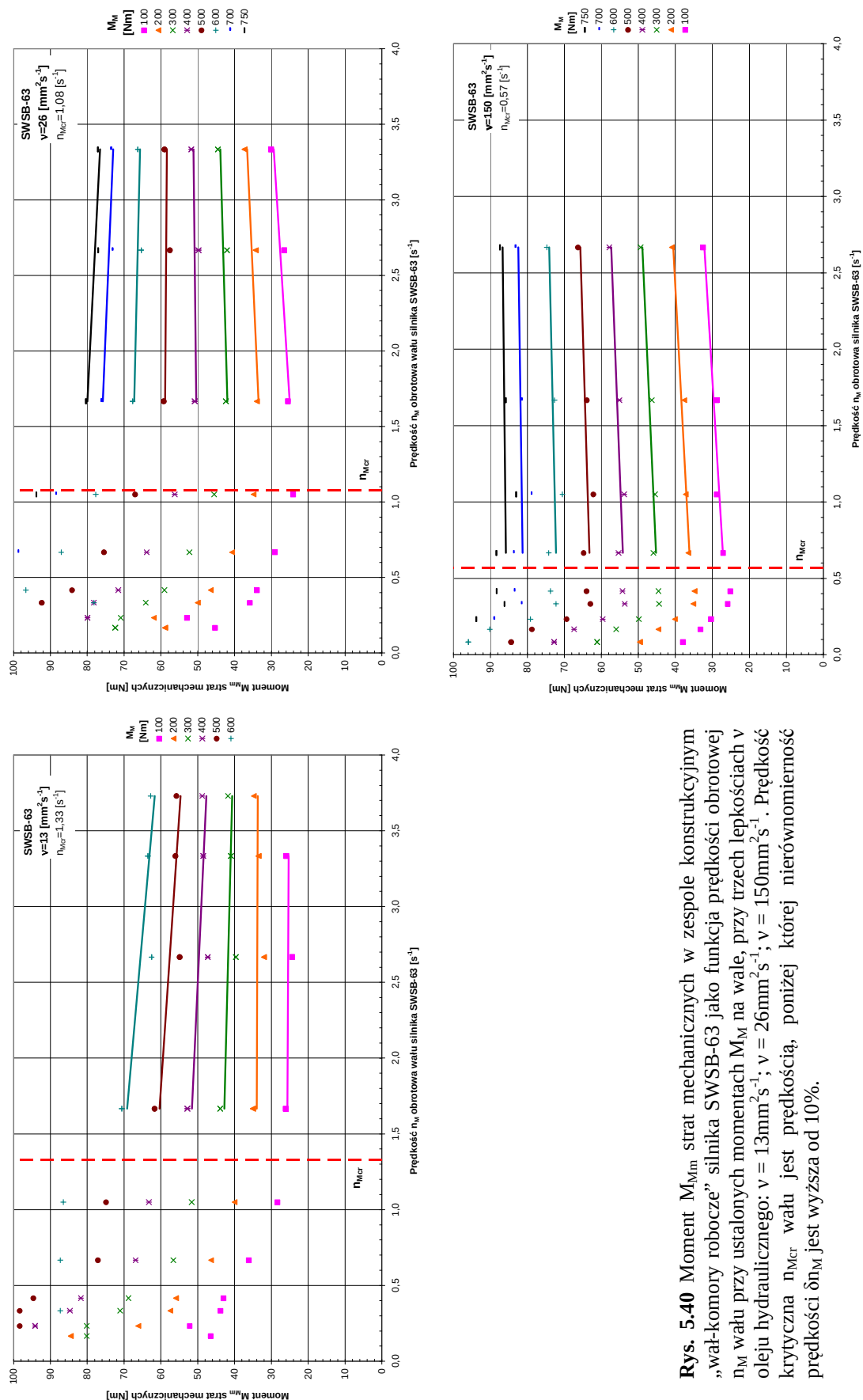
Charakterystyki przedstawiające moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję momentu M_M obciążającego wał silnika – $M_{Mm} = f(M_M)$, przy ustalonych wartościach prędkości n_M obrotowej wału silnika oraz przy ustalonych wartościach lepkości ν kinematycznej cieczy roboczej, przedstawiono na rysunku 5.39. Linie proste aproksymujące wyniki badań przedstawiono na podstawie danych pomiarowych zawartych w [3], obliczając dodatkowo moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole „wał-komory robocze” (zdefiniowany w [29]) jako różnicę momentu M_{Mi} indykowanego w komorach roboczych (określonego z zależności $M_{Mi} = \frac{q_{Mt} \Delta p_{Mi}}{2\pi}$) i momentu M_M obciążającego wał silnika.

Aproksymując punkty pomiarowe na rysunku 5.39 liniami prostymi, otrzymano dane do wykreślenia zależności przedstawiającej moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję prędkości n_M obrotowej wału silnika – $M_{Mm} = f(n_M)$, przy ustalonych wartościach momentu M_M obciążającego wał silnika oraz przy ustalonych wartościach lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej. Charakterystyki te przedstawiono na rysunku 5.40.

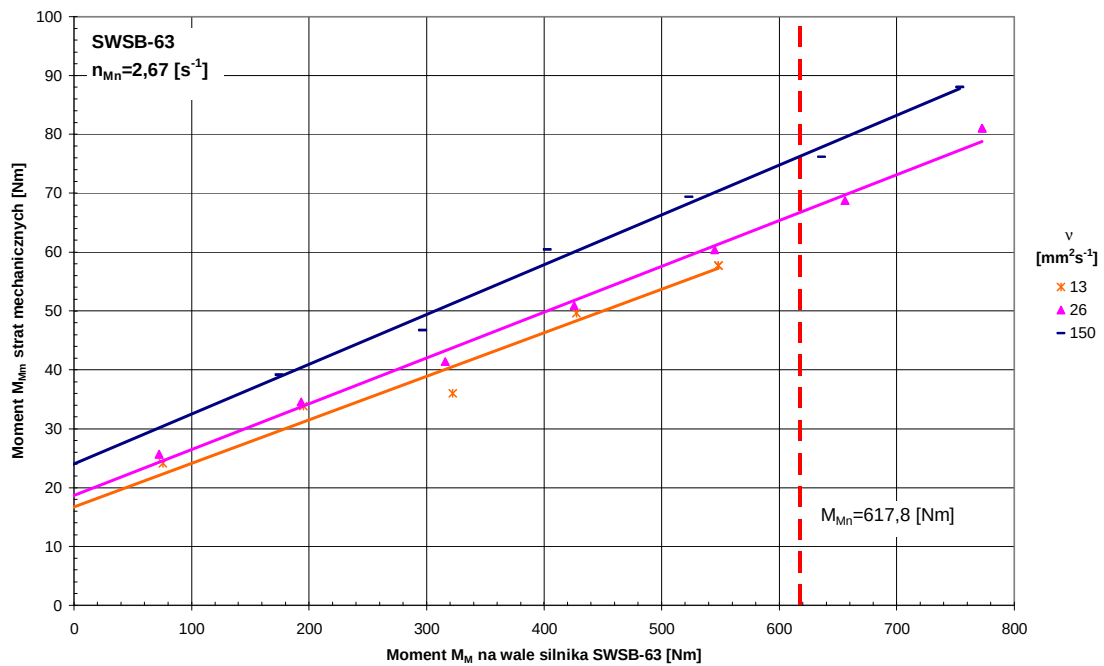
Charakterystyki przedstawiające moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję momentu M_M obciążającego wał silnika – $M_{Mm} = f(M_M)$, przy nominalnej prędkości $n_{Mn} = 2,67 [s^{-1}]$ obrotowej wału silnika oraz przy ustalonych wartościach lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej, przedstawiono na rysunku 5.41. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.39.



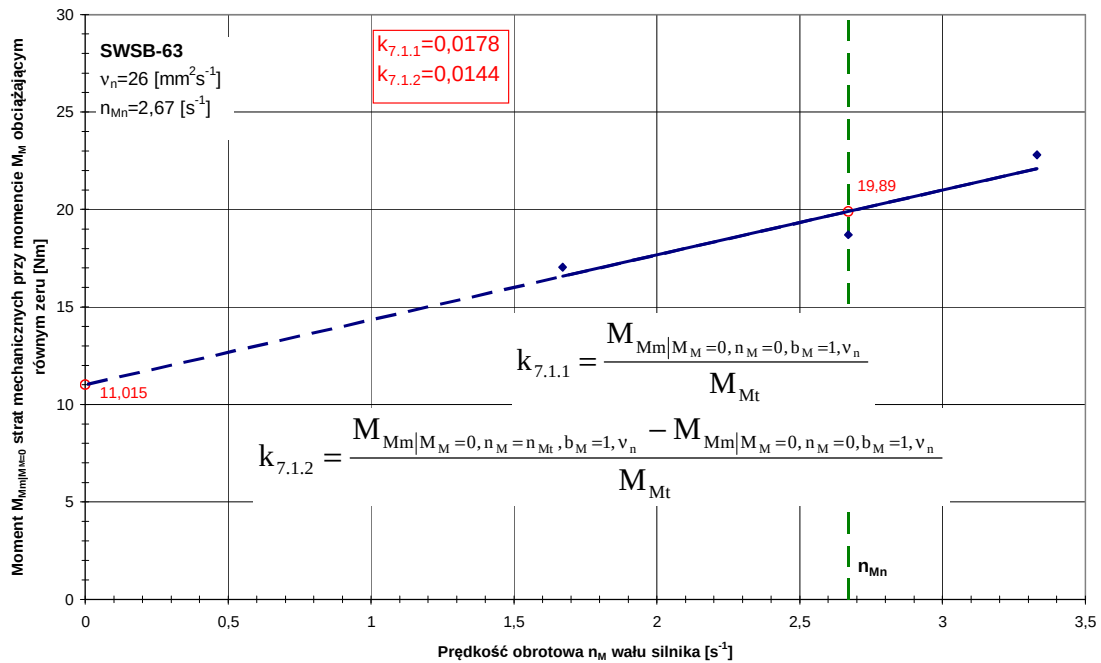
Rys. 5.39 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” silnika SWSB-63 jako funkcja momentu M_M na wale przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału, przy trzech lepkościach ν oleju hydraulicznego: $\nu = 13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $\nu = 26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $\nu = 150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest większą, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest większa od 10%.



Rys. 5.40 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” silnika SWSB-63 jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału przy ustalonych momentach M_M na wale, przy trzech lepkościach v oleju hydraulicznego: $v = 13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $v = 26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $v = 150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest prędkością, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%.



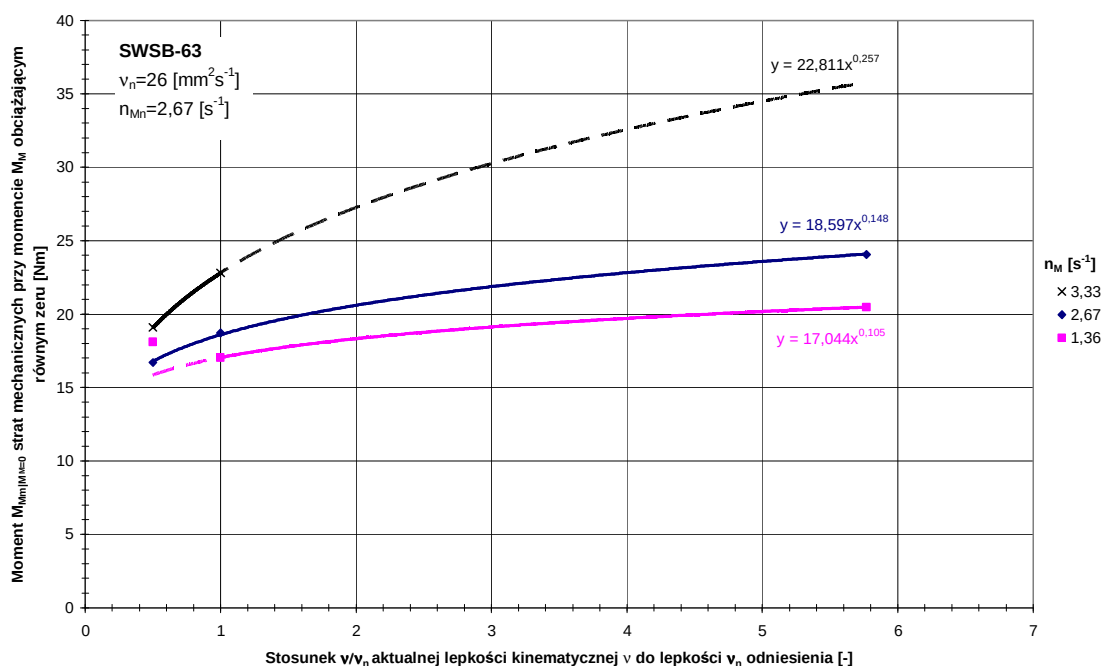
Rys. 5.41 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” silnika SWSB-63 jako funkcja momentu M_M na wale, przy nominalnej prędkości obrotowej $n_{Mt}=2,67s^{-1}$ wału i przy ustalonych lepkościach v cieczy roboczej



Rys. 5.42 Wyznaczenie współczynników $k_{7.1.1}$ i $k_{7.1.2}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku SWSB-63; przyjęta lepkość odniesienia $v_n = 26 mm^2s^{-1}$

Charakterystyka przedstawiająca moment M_{Mm} strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika przedstawiona została na rysunku 5.42. Uzyskana prosta (na podstawie danych z rysunku 5.39) umożliwiła wyznaczenie współczynników $k_{7.1.1}$ i $k_{7.1.2}$ strat mechanicznych, przy przyjętej lepkości odniesienia równej $\nu_n = 26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Charakterystyki przedstawiające moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w nieobciążonym silniku (przy $M_M = 0$) jako funkcję stosunku ν/ν_n aktualnej lepkości ν do lepkości odniesienia ν_n , przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika zostały przedstawione na rysunku 5.43. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.39.



Rys. 5.43 Moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych przy momencie M_M na wale silnika równym zero jako funkcja stosunku ν/ν_n aktualnej lepkości ν do lepkości odniesienia ν_n przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika

5.3.1.2 Straty objętościowe

W celu wyznaczenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych, pamiętając, że są one funkcją indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M i lepkości ν zastosowanej cieczy roboczej – $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$, wykreślono charakterystyki zaprezentowane na rysunku 5.44 przedstawiające obraz chłonności Q_M silnika oraz iloczynu chłonności q_{Mt} na obrót wału silnika i prędkości obrotowej n_M na wale silnika jako funkcję indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika, przy różnych wartościach prędkości obrotowej n_M wału silnika. Różnica między tymi charakterystykami obrazuje wielkość natężenia Q_{Mv} strat objętościowych występujących w silniku SWSB-63, przy trzech wartościach lepkości oleju hydraulicznego ($13\text{mm}^2\text{s}^{-1}$; $26\text{mm}^2\text{s}^{-1}$; $150\text{mm}^2\text{s}^{-1}$).

Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika – $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi})$, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika oraz przy ustalonych lepkościach ν cieczy roboczej, przedstawiono na rysunku 5.45. Krzywe na rysunku 5.45 otrzymano obliczając natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika, jako różnicę chłonności Q_M silnika i iloczynu teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót oraz prędkości obrotowej n_M wału silnika. Spadek indykowany Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika obliczono jako różnicę spadku Δp_M ciśnienia w silniku i strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach silnika (zgodnie z [29]).

Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika – $Q_{Mv} = f(n_M)$, przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika oraz przy ustalonych wartościach lepkości ν czynnika roboczego, przedstawiono na rysunku 5.46.

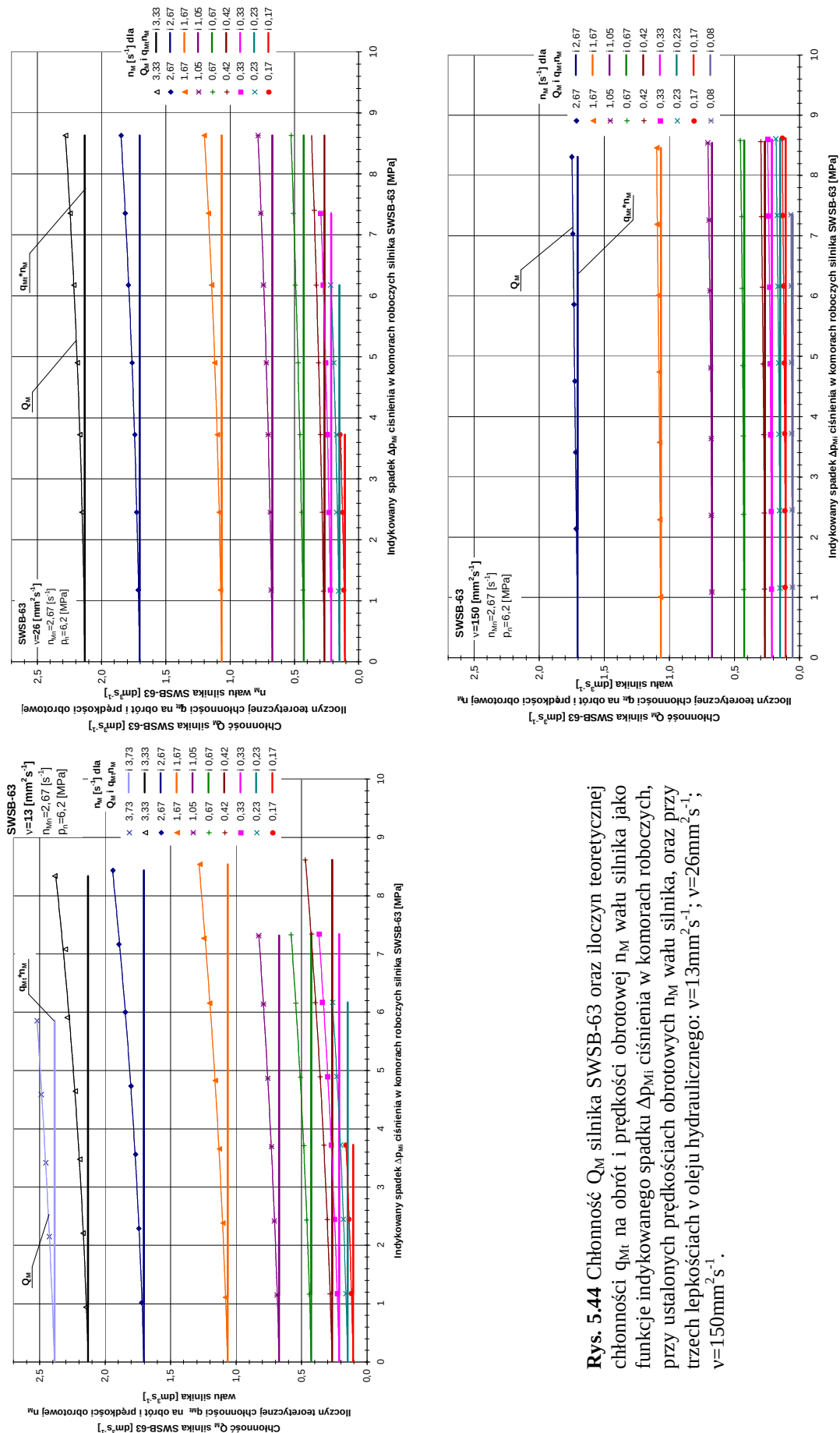
W silniku SWSB-63 istniała możliwość wykreślenia charakterystyk (rysunek 5.47) przedstawiających natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika jako funkcję stosunku ν/ν_n lepkości ν cieczy roboczej do lepkości ν_n odniesienia, przy dwu ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika. Widoczny jest tu wzrost natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika. Krzywe na rysunku 5.47 umożliwiają także ocenę charakteru przepływu strat objętościowych w

szczelinach silnika na podstawie zależności $Q_{Mv} \sim \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vv}}$.

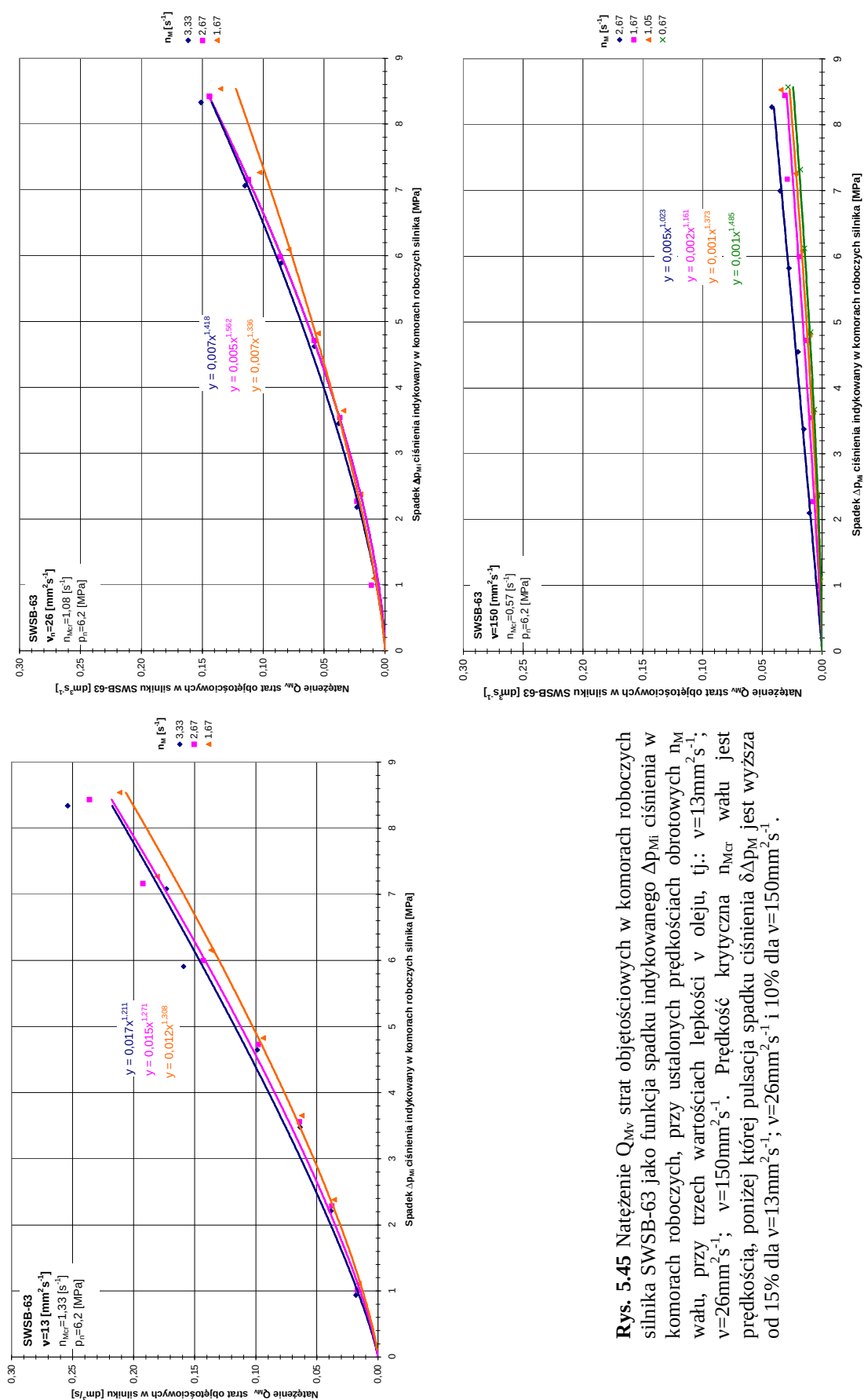
Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika SWSB-63 jako funkcję stosunku $\Delta p_{Mi}/p_n$ spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika do ciśnienia p_n nominalnego, celem określenia

wykładnika a_{pv} w funkcji potęgowej $Q_{Mv} = k_9 Q_{Pt} \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n}\right)^{a_{pv}} \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vv}} \left(\frac{n_M}{n_{Mt}}\right)^{a_{nv}}$ opisującej

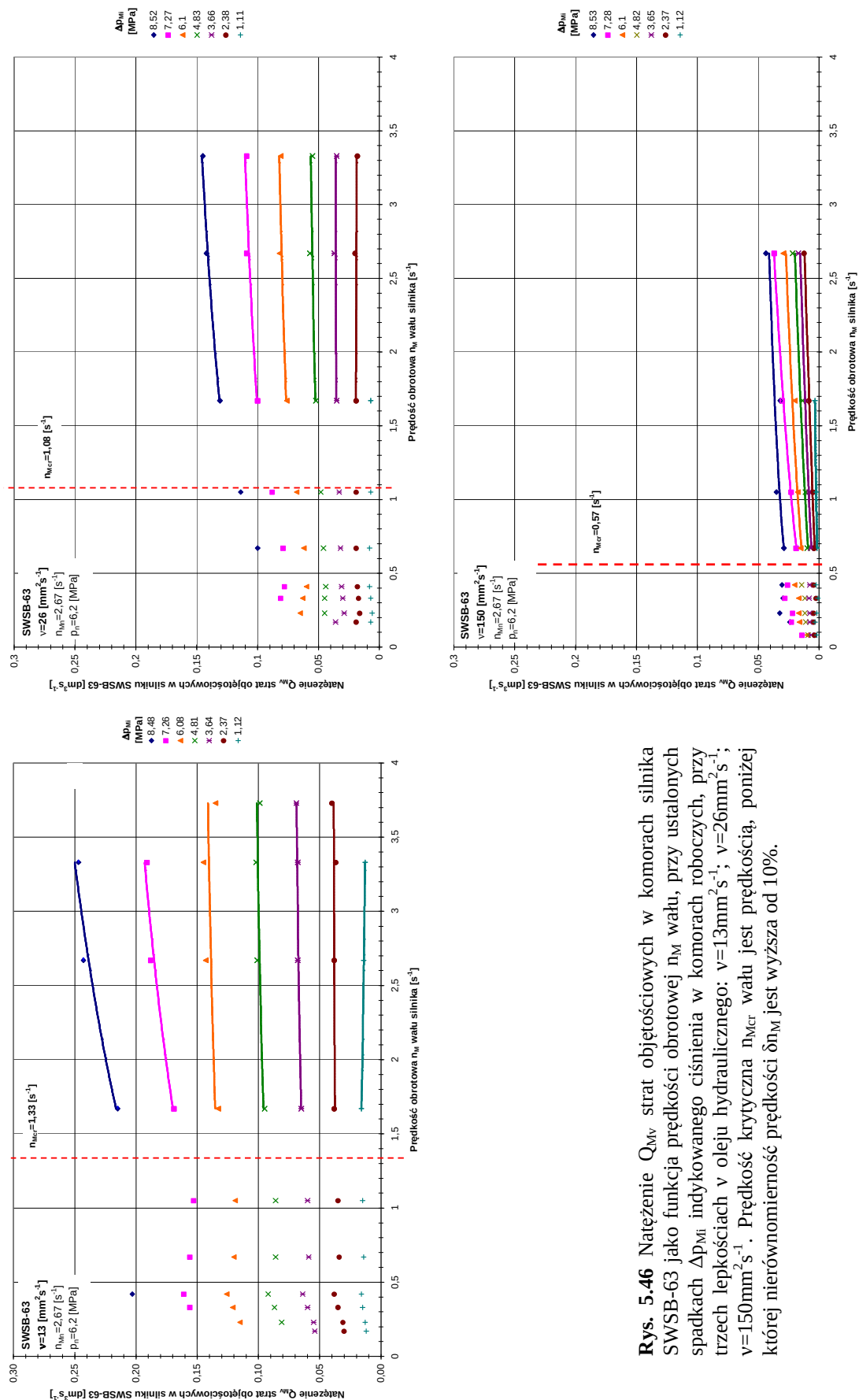
zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika od Δp_{Mi} , przedstawione zostały na rysunku 5.48.



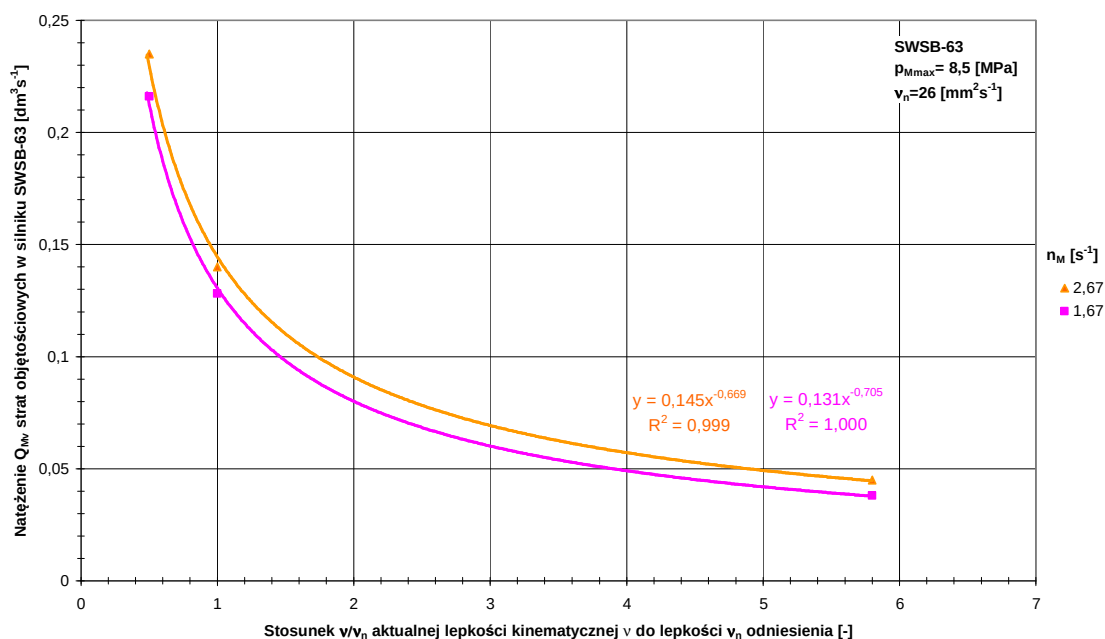
Rys. 5.44 Chłonność Q_M silnika SWSB-63 oraz iloczyn teoretycznej chłonności q_M na obrót i prędkości obrotowej n_M wału silnika jako funkcje indykowanego spadku Δp_M ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika, oraz przy trzech lepkościach w oleju hydraulicznego: $v=13$ mm²/s², $v=26$ mm²/s², $v=150$ mm²/s².



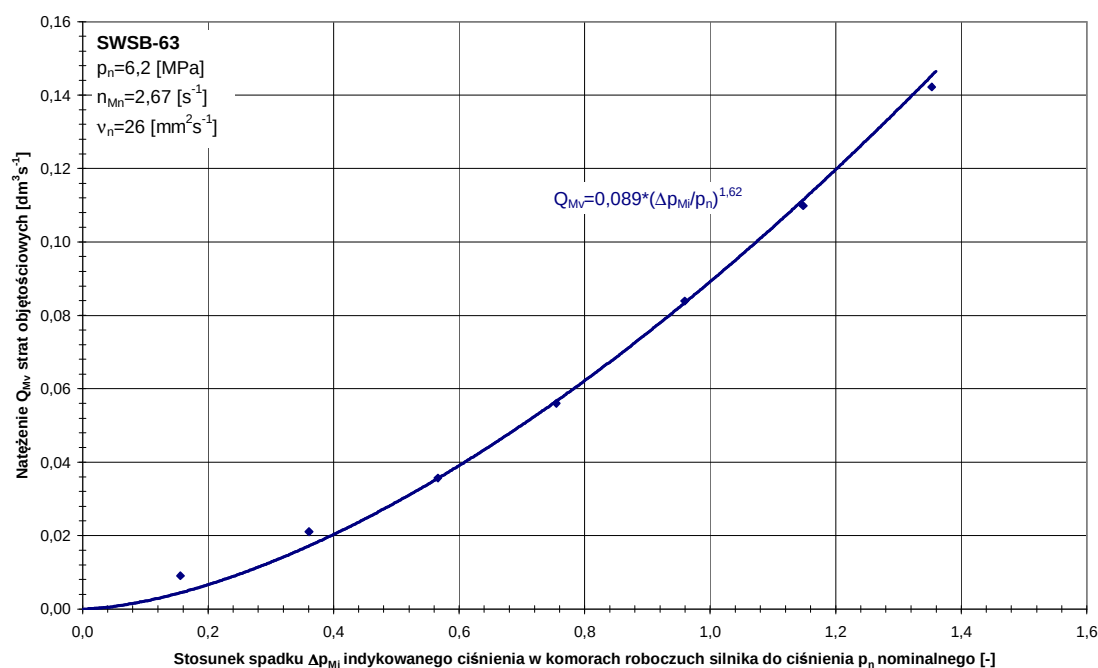
Rys. 5.45 Natężenie Q_{MV} strat objętościowych w komorach roboczych silnika SWSB-63 jako funkcja spadku ciśnienia Δp_M ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału, przy trzech wartościach lepkości ν oleju, tj.: $\nu = 13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $\nu = 26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $\nu = 150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest prędkością, poniżej której pulsacja spadku ciśnienia $\delta \Delta p_M$ jest wyższa od 15% dla $\nu = 13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $\nu = 26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ i 10% dla $\nu = 150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$.



Rys. 5.46 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika SWSB-63 jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału, przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych, przy trzech lepkościach v oleju hydraulicznego: $v=13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $v=26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$; $v=150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest przedkrością, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%.



Rys. 5.47 Natężenie Q_{MV} strat objętościowych w komorach silnika SWSB-63 jako funkcja stosunku lepkości v/v_n , przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału



Rys. 5.48 Natężenie Q_{MV} strat objętościowych w komorach roboczych silnika SWSB-63 jako funkcja stosunku $\Delta p_{Mi}/p_n$ spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika do ciśnienia p_n nominalnego, celem określenie wykładnika a_{pv} w funkcji potęgowej

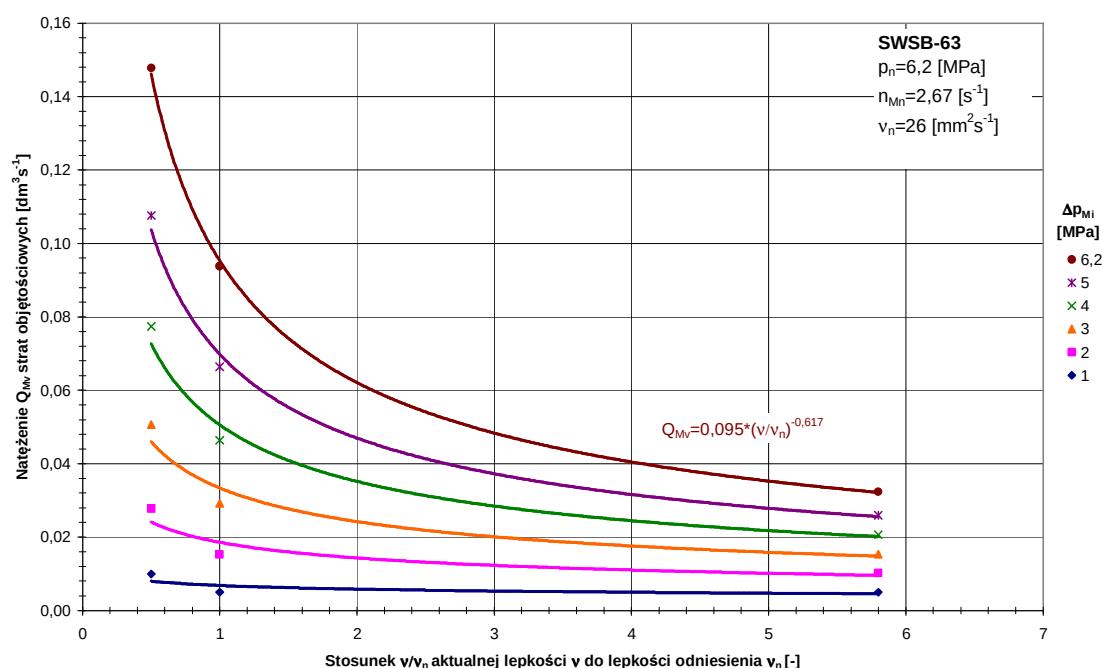
$Q_{MV} = k_9 Q_{Pt} (\Delta p_{Mi}/p_n)^{a_{pv}} (v/v_n)^{a_{nv}} (n_M/n_{Mt})^{a_{nv}}$ opisującej zależność natężenia Q_{MV} strat objętościowych w komorach roboczych silnika od Δp_{Mi}

Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika SWSB-63 jako funkcję stosunku v/v_n aktualnej lepkości v do lepkości odniesienia v_n , celem określenia wykładnika a_{vv} w funkcji potęgowej

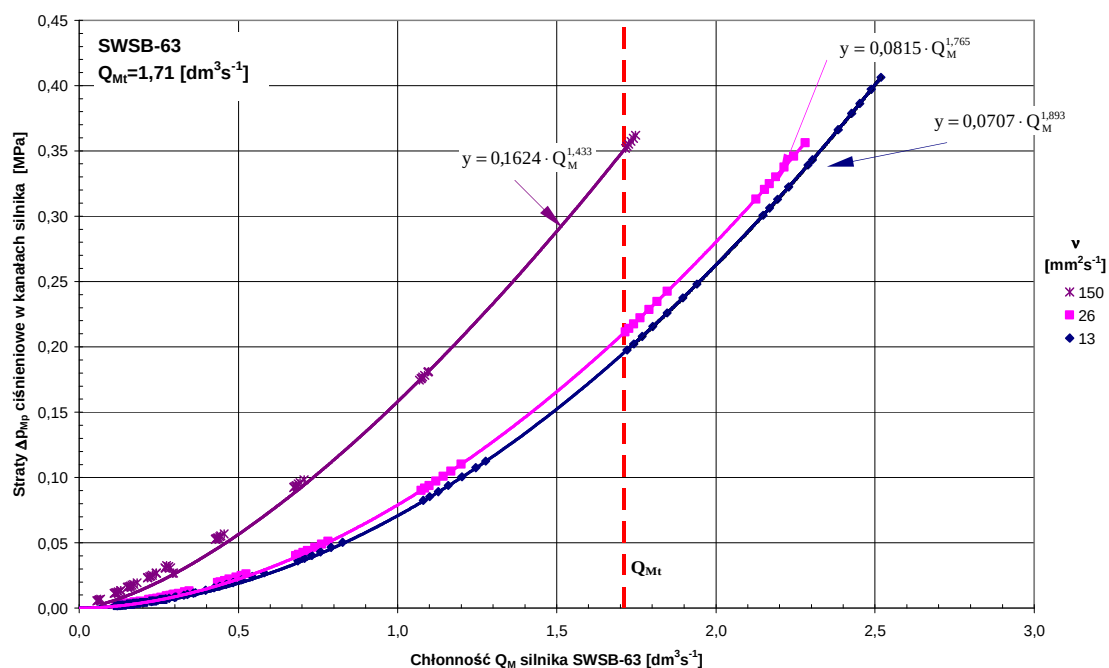
$$Q_{Mv} = k_9 Q_{Pt} \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n} \right)^{a_{pv}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vv}} \left(\frac{n_M}{n_{Mt}} \right)^{a_{nv}}$$

opisującej zależność natężenia Q_{Mv} strat

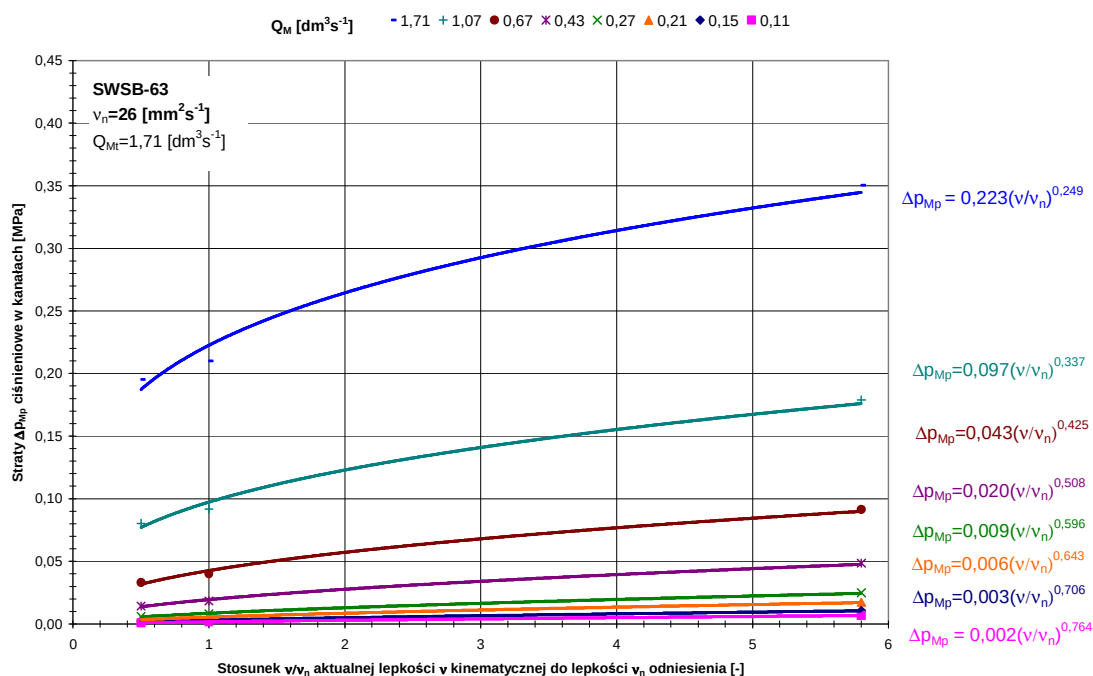
objętościowych w komorach roboczych silnika od lepkości ν , przedstawione zostały na rysunku 5.49. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.45.



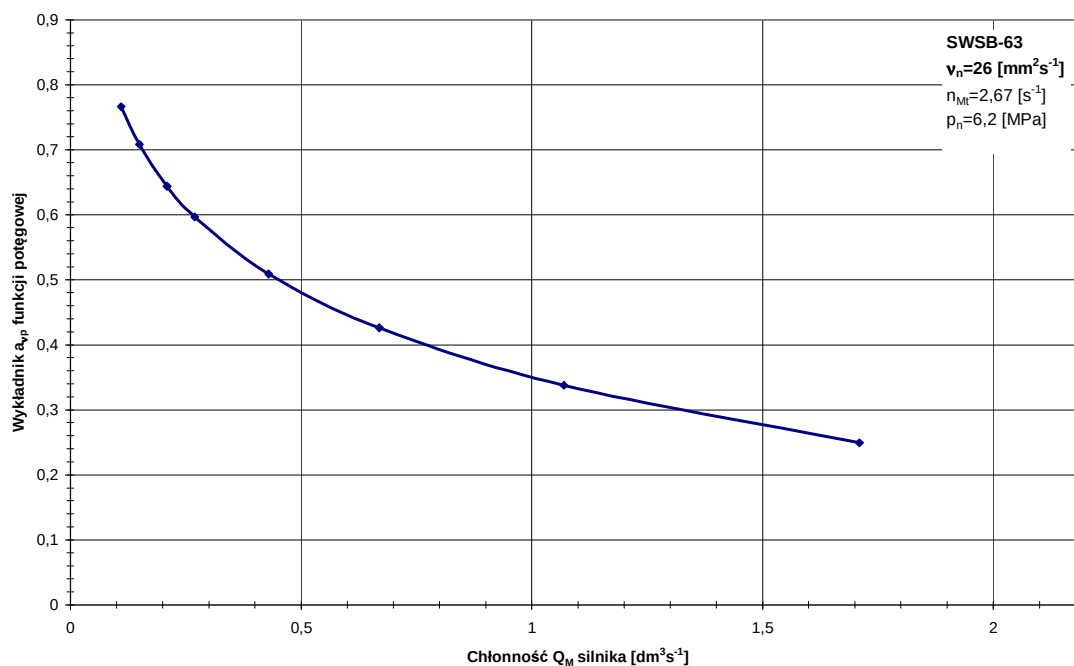
Rys. 5.49 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika SWSB-63 jako funkcja stosunku v/v_n aktualnej lepkości v do lepkości odniesienia v_n , celem określenie wykładnika a_{vv} w funkcji potęgowej $Q_{Mv} = k_9 Q_{Pt} (\Delta p_{Ml}/p_n)^{3_{pv}} (v/v_n)^{a_{vv}} (n_M/n_{Mt})^{a_{nv}}$ opisującej zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika od lepkości v



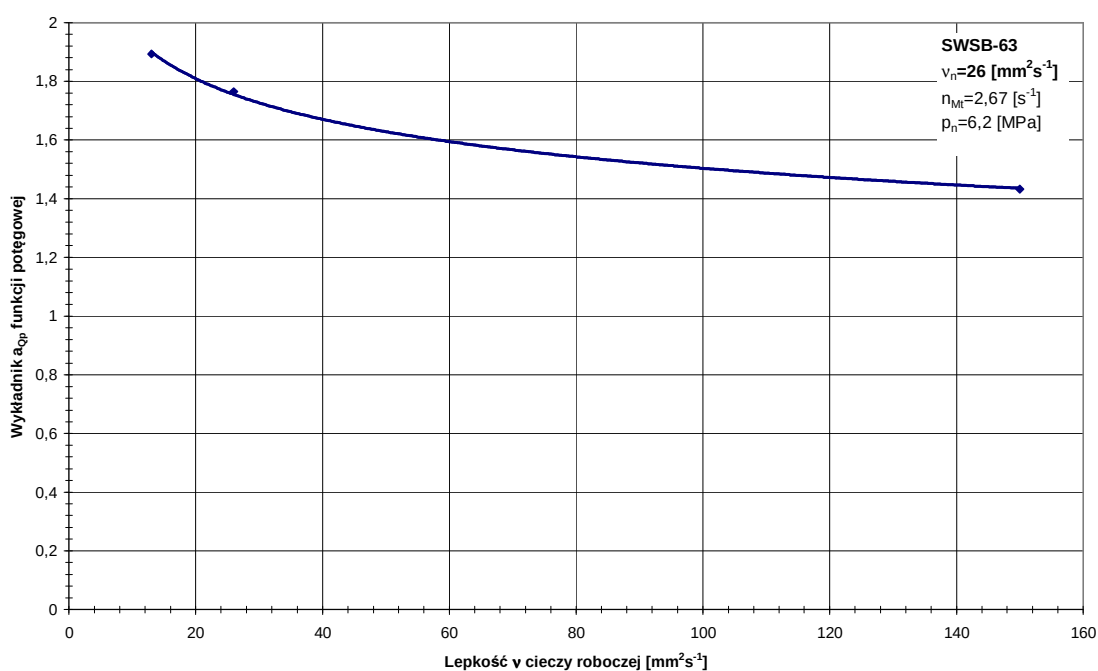
Rys. 5.51 Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach jako funkcja chłonności Q_M silnika SWSB-63. Chłonność teoretyczną $Q_{Mt}=1,71 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ wyznaczono z zależności $Q_{Mt} \cdot n_{Mn}$.



Rys. 5.52 Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach jako funkcja współczynnika v/v_n lepkości oleju – przy różnych chłonnościach Q_M silnika



Rys. 5.53 Wykładnik a_{vp} (w funkcji potęgowej $\Delta p_{Mp} = k_8 p_{Mn} (Q_M/Q_{Pt})^{a_{Qp}} (v/v_n)^{a_{vp}}$ opisującej zależność strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika od stosunku Q_M do teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy) jako funkcja chłonności Q_M silnika



Rys. 5.54 Wykładnik a_{Qp} (w funkcji potęgowej $\Delta p_{Mp} = k_8 p_{Mn} (Q_M/Q_{Pt})^{a_{Qp}} (v/v_n)^{a_{vp}}$ opisującej zależność strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika od stosunku Q_M do teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy) jako funkcja lepkości v cieczy roboczej

Charakterystyki przedstawiające wykładnik a_{vp} (w funkcji potęgowej

$$\Delta p_{M_p} = k_8 p_{M_n} \left(\frac{Q_{M_n}}{Q_{p_r}} \right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$$

opisującej zależność strat Δp_{M_p} ciśnieniowych w kana-

łach silnika od stosunku Q_M do teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy) jako funkcję chłonności Q_M silnika, przedstawione zostały na rysunku 5.53. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.52.

Charakterystyki przedstawiające wykładnik a_{qp} (w funkcji potęgowej

$$\Delta p_{M_p} = k_8 p_{M_n} \left(\frac{Q_M}{Q_{Pr}} \right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}} \quad \text{opisującej zależność strat } \Delta p_{M_p} \text{ ciśnieniowych w kana-}$$

łach silnika od stosunku Q_M do teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy) jako funkcję lepkości ν cieczy roboczej, przedstawione zostały na rysunku 5.54. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.51.

5.3.1.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Tabela 5.12 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku SWSB-63

SWSB-63		$v_n = 26 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 639 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 6,2 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 10,6 \text{ [kW]}$
M_{Mm}	$k_{7.1.1} =$	0,0178
	$k_{7.1.2} =$	0,0144
	$a_{vm} =$	0,148
	$k_{7.2} =$	0,076
Q_{Mv}	$k_9 =$	0,053
	$a_{pv} =$	1,62
	$a_{vv} =$	-0,62
	$a_{nv} =$	0,12
Δp_{Mp}	$k_8 =$	0,0385
	$a_{Qp} =$	1,76
	$a_{vp} =$	0,25

Na podstawie wykreślonych charakterystyk (rysunki 5.39 ÷ 5.49 oraz 5.51 ÷ 5.54) zostały określone współczynniki k_i strat energetycznych (zgodnie z wzorami przedstawionymi w rozdziale 5) dla silnika SWSB-63, których zbiorcze zestawienie przedstawiono w tabeli 5.12.

Silnik SWSB-63 badany był w zakresie zmieniającej się lepkości ν kinematycznej cieczy roboczej (od $13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ do $150 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), dlatego też lepkość odniesienia przyjęto równą $26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

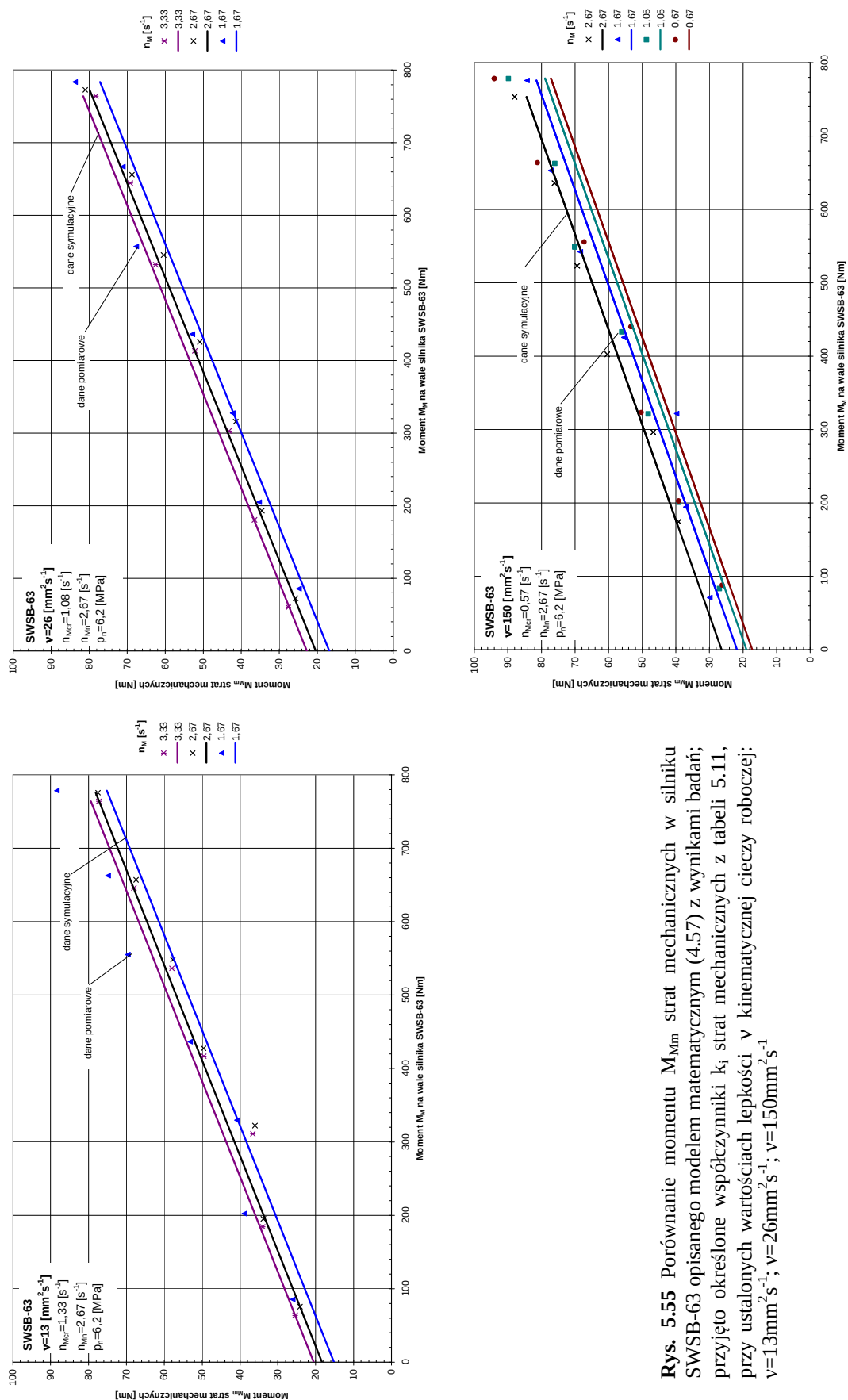
5.3.1.5 Badania symulacyjne

W niniejszym podrozdziale przedstawione zostały wyniki badań symulacyjnych wartości poszczególnych strat występujących w silniku hydraulicznym SWSB-63 z użyciem wcześniej określonych, a w rozdziale 4 – zdefiniowanych, współczynników k_i strat energetycznych. Obliczenia wykonane zostały wg modeli współczynników k_i strat energetycznych, zamieszczonych w pracach [29, 43, 50] (przytoczonych w rozdziale 4).

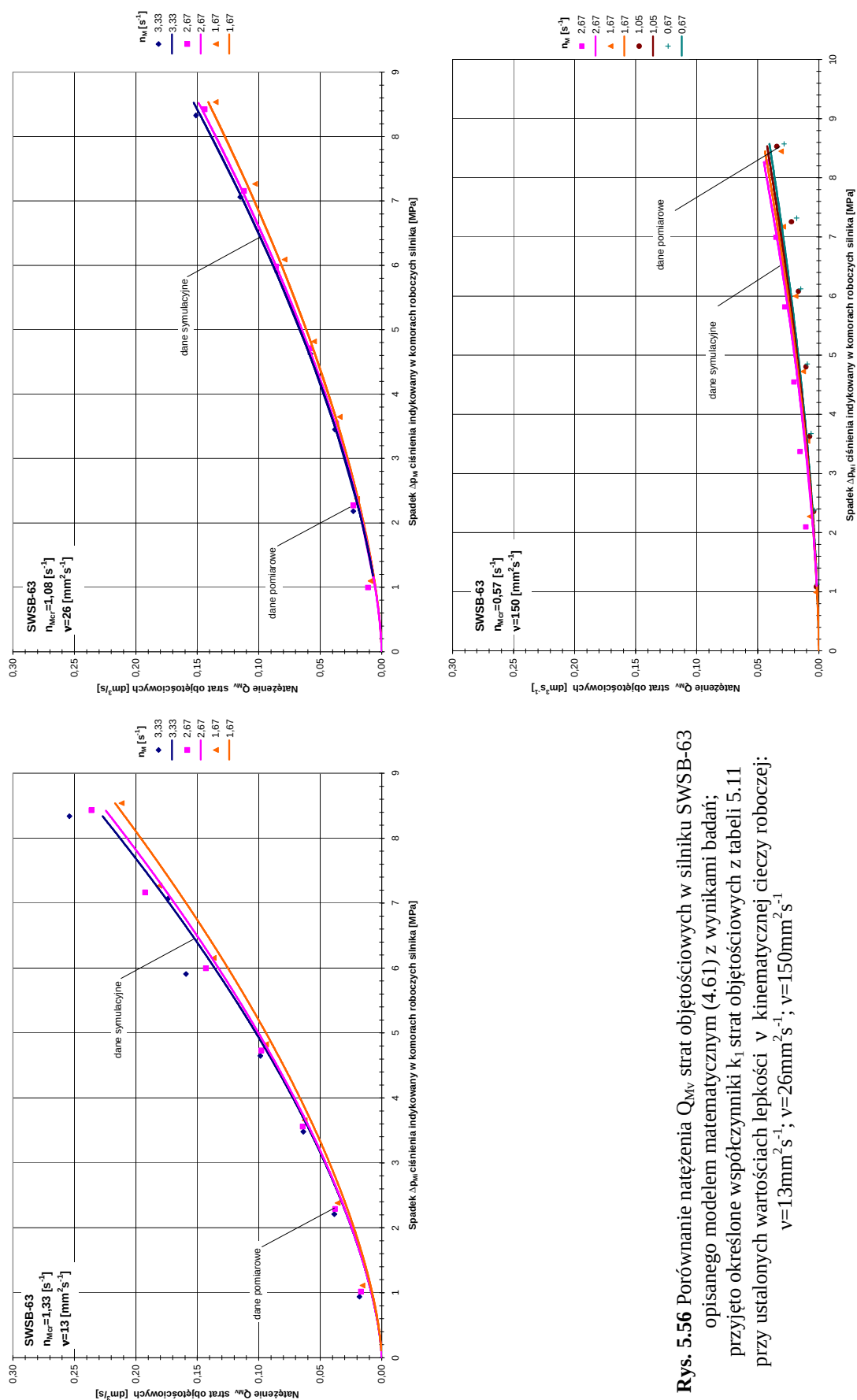
Weryfikacja modelu matematycznego przedstawionego za pomocą zależności (4.57), która została zaczerpnięta z [43], polegała na porównaniu wyników obliczeń symulacyjnych momentu M_{Mm} strat mechanicznych (na rysunkach oznaczone linią ciągłą) z wielkościami ustalonymi na drodze obliczeniowej dla identycznych parametrów pracy silnika hydraulicznego. Rezultaty analizy przedstawiono na rysunku 5.55 oraz w załączniku 3.

Obliczenia symulacyjne natężenia Q_{Mv} strat objętościowych przeprowadzone zostały w oparciu o zależność (4.61), która została zaczerpnięta z [50]. Wyniki obliczeń symulacyjnych natężenia Q_{Mv} strat objętościowych przedstawione zostały na rysunku 5.56 oraz w załączniku 4.

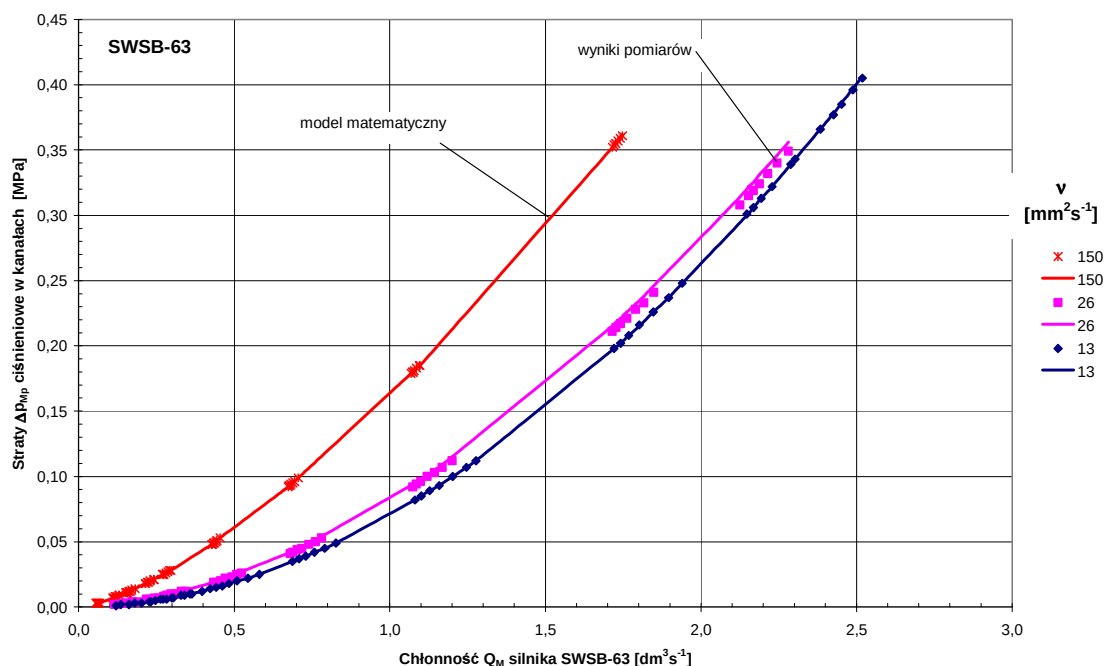
Obliczenia symulacyjne strat ciśnieniowych przeprowadzone zostały w oparciu o zależność (4.69), która została zaczerpnięta z [50], rezultaty przedstawiono na rysunku 5.57 oraz w załączniku 5.



Rys. 5.55 Porównanie momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku SWSB-63 opisanego modelem matematycznym (4.57) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_i strat mechanicznych z tabeli 5.11, przy ustalonych wartościach lepkości ν kinematycznej cieczy roboczej: $\nu=13\text{mm}^2\text{s}^{-1}$, $\nu=26\text{mm}^2\text{s}^{-1}$; $\nu=150\text{mm}^2\text{s}^{-1}$



Rys. 5.56 Porównanie natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku SWSB-63 opisanego modelem matematycznym (4.61) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_1 strat objętościowych z tabeli 5.11 przy ustalonych wartościach lepkości ν kinematycznej cieczy roboczej: $\nu = 13 \text{ mm}^2/\text{s}^{-1}$; $\nu = 26 \text{ mm}^2/\text{s}^{-1}$; $\nu = 150 \text{ mm}^2/\text{s}^{-1}$



Rys. 5.57 Porównanie straty Δp_{Mp} ciśnieniowej cieczy roboczej w kanałach silnika SWSB-63 opisanych modelem matematycznym (4.69) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_1 strat objętościowych z tabeli 5.11

5.3.1.6 Wnioski

1. W celu nie zaciemniania przekazu, na rysunku 5.39 nie naniesiono punktów pomiarowych ani prostych uzyskanych z pomiarów przy prędkościach poniżej prędkości krytycznej, która okazała się wysoką mimo tego, że jako n_{Mcr} przyjęto prędkość, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%. Badany silnik SWSB-63 charakteryzował się dużą nierównomiernością prędkości obrotowej, co przekładało się na trudności we właściwym określaniu strat mechanicznych i objętościowych.

Nierównomierność prędkości silnika, przy małej prędkości n_M wału i przy dużym momencie M_M oraz małych lepkościach ν cieczy roboczej jest bardzo wysoka (rzędu 100% i wyżej). Straty mechaniczne wówczas rosną i są trudne do określenia.

2. Na wykresie przedstawiającym moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcję momentu M_{M} na wale silnika i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_{M} silnika (rysunek 5.39) widać prawidłową zależność momentu $M_{\text{Mm}}|_{M_{\text{M}}=0}$ strat mechanicznych określonego przy $M_{\text{M}} = 0$ od prędkości obrotowej n_{M} wału. Rosnącej prędkości obrotowej n_{M} wału towarzyszy wzrost momentu $M_{\text{Mm}}|_{M_{\text{M}}=0}$ związany ze wzrostem sił bezwładności elementów konstrukcyjnych oraz ze wzrostem sił tarcia między tymi elementami a cieczą roboczą. We wzorach matematycznych opisujących mo-

ment $M_{Mm|M_M=0}$ strat przyjmuje się, że jest to wzrost liniowy. Przy większych obciążeniach widać, że na powiększanie się momentu strat wpływa rosnąco nierównomierność prędkości obrotowej.

3. Pomijając zakres zbyt dużej nierównomierności prędkości obrotowej (rysunek 5.39), można zauważyć, że wzrost prędkości obrotowej n_M daje wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze”; widać to szczególnie przy dużej lepkości $\nu = 150 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$, mniej przy małych lepkościach $\nu = 26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ i $\nu = 13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. Ten wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału bierze się zarówno z sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał-komory robocze” a cieczą roboczą jak i z sił bezwładności elementów zespołu.
4. Obraz zależności momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” od momentu M_M na wale silnika (rysunek 5.41), przy ustalonej nominalnej prędkości obrotowej $n_{Mt} = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$, przedstawia równoległy wzrost (kąty pochylenia krzywych) momentu M_{Mm} strat przy różnych lepkościach ν (temperaturach) oleju. Lepkość, przy ustalonej prędkości obrotowej, nie wpływa na przyrost momentu strat wynikający z przyrostu momentu obciążającego.
5. Wpływ lepkości ν cieczy roboczej (głównie w karterze silnika) na moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” przy momencie obciążającym wał równym $M_M = 0$ i przy teoretycznej prędkości obrotowej $n_{Mt} = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ (rysunek 5.43), jest określony wielkością wykładnika potęgowego a_{vm} [45] równą $a_{vm} \approx 0,148$.
6. W silniku SWSB-63, w którym wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika następuje wzrost natężenia Q_{Mv} strat objętościowych (rysunek 5.45), zastosowano uszczelki mające na celu ograniczenie przecieków. Jednocześnie ruch uszczelki w ich gniazdach, spowodowany zmianą ciśnienia w komorach roboczych oraz zmianą kierunku przesuwu nurników w czasie pracy, może być związany z efektem „pompowej” pracy tych uszczelki. Wzrost prędkości obrotowej n_M wału wymusza wzrost częstotliwości ruchu uszczelki w gniazdach, co może zwiększać intensywność „przepompowywania” i w efekcie zwiększać natężenie Q_{Mv} strat objętościowych ze wzrostem prędkości n_M .
7. Obrazy zależności natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika SWSB-63 od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału (rysunek 5.45), opisane funkcją wykładniczą $Q_{Mv} \sim \Delta p_{Mi}^{a_{pv}}$, pozwalają określić charakter przepływu cieczy roboczej z jednoczesnym wpływem wzrostu szczelin w silniku. Wykładniki potęgowe a przyjmują następujące wartości (przy teoretycznej prędkości obrotowej $n_{Mt} = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ wału silnika przy poszczególnych wartościach lepkości ν kinematycznej oleju hydraulicznego): $\nu = 150 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \rightarrow a_{pv} = 1,02$; $\nu_n = 26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \rightarrow a_{pv} = 1,61$; $\nu = 13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \rightarrow a_{pv} = 1,54$. Wartości wykładnika a pozwalają więc wnioskować, że w badanym silniku na natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych wpływa rosnący z Δp_{Mi} przekrój szczelin w komorach.
8. Wpływ prędkości n_M obrotowej wału silnika na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych (rysunek 5.46), przy $p_n = 6,2 \text{ MPa}$ i przy teoretycznej prędkości obrotowej $n_{Mt} = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$, jest określony wielkością wykład-

nika potęgowego a_{nv} w zależności $Q_{Mv} \sim \left(\frac{n_M}{n_{Mt}} \right)^{a_{nv}}$. Wykładnik dla wartości nominalnych jest równy $a_{nv} = 0,12$.

9. Wpływ lepkości ν cieczy roboczej na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych (rysunek 5.47), przy $p_n = 6,2$ MPa i przy prędkości obrotowej $n_M = 1,67$ [s⁻¹], jest określony wielkością wykładnika potęgowego a_{vv} w zależności $Q_{Mv} \sim \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vv}}$, gdzie $a_{vv} \approx -0,77$. Natomiast przy teoretycznej prędkości obrotowej $n_{Mt} = 2,67$ [s⁻¹] wartość wykładnika maleje do $a_{vv} \approx -0,62$. Wartości wykładnika a_{vv} pozwalają wnioskować, że natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych ma charakter przepływu zaburzonego ze wzrastającym stopniem zaburzenia towarzyszącym wzrostowi prędkości obrotowej n_M wału silnika.

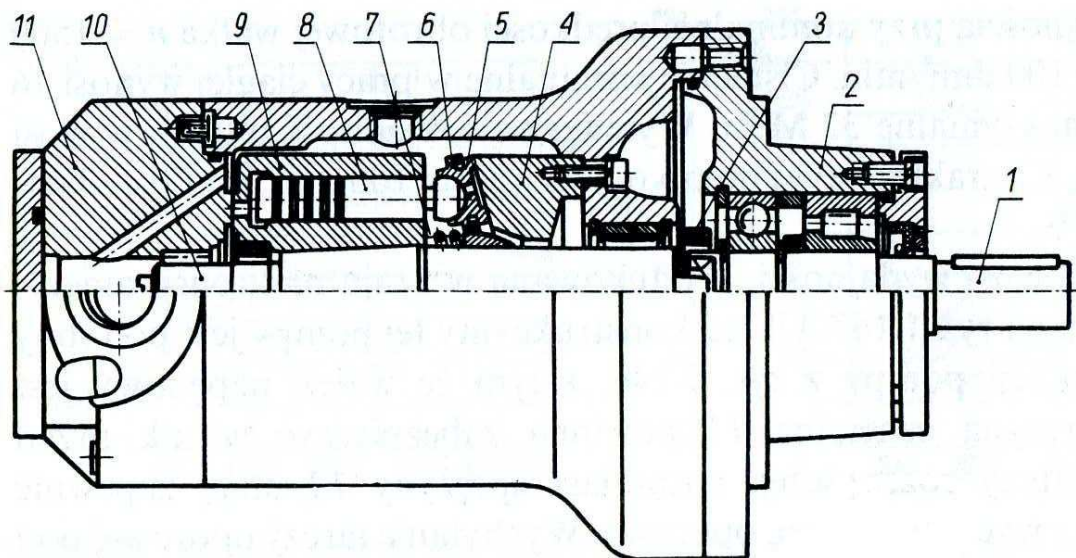
5.3.2 SILNIK PTO2-16

Opierając się na badaniach zawartych w [12] silnika tłokowego osiowego z wychylną tarczą o stałej chłonności na obrót PTO2-16, którego budowa została przedstawiona na rysunku 5.58, a podstawowe parametry pracy umieszczono w tabeli 5.13 poniżej przedstawiono charakterystyki poszczególnych strat w nim występujących jako funkcje parametrów, które od strat nie zależą.

Tabela 5.13 Zestawienie podstawowych parametrów silnika PTO2-16 [94]

	q_{Mt} [m ³]	n_{Mn} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	p_n [MPa]	M_{Mt} [Nm]	P_{Mc} [kW]
PTO2-16	$12,74 \cdot 10^{-6}$	21,54	35	16	32,44	4,39

Silnik PTO2-16 (rysunek 5.58) składa się z wału napędowego 1, który połączony jest z wałem głównym silnika 10 przy użyciu sprzęgła odsuwne 3. Wirnik 9 współpracuje z płaską tarczą rozrządczą, stanowiącą całość z pokrywą tylną 11. Nurniki są podparte na tarczy oporowej za pomocą stopek ślizgowych 5. Ruch nawrotny nurników zapewnia separator 6, znajdujący się pod naciskiem sprężyny centralnej 7. Wyloty – ssawny i tłoczny – znajdują się w pokrywie tylnej 11 [59].



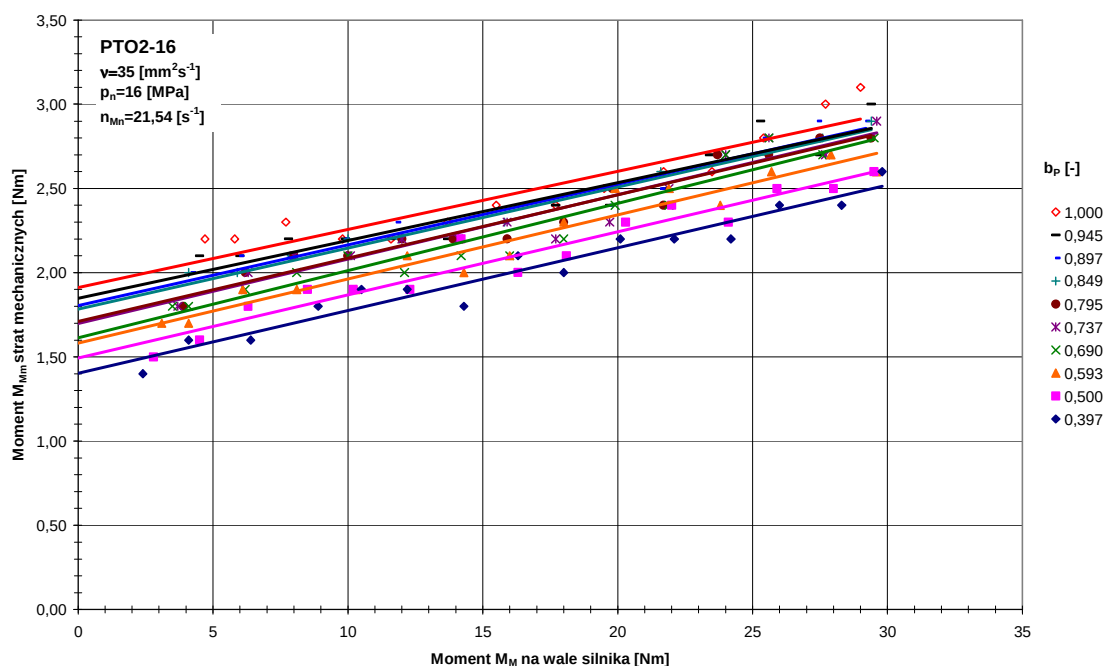
Rys. 5.58 Silnik hydrauliczny PTO2-16 o stałej chłonności na obrót [12, 59, 94]: 1 – wał napędowy, 2 – przystawka napędowa, 3 – sprzęgło, 4 – bieżnia skośna, 5 – stopka ślizgowa, 6 – zespół separatora, 7 – sprężyna, 8 – nurnik, 9 – wirnik, 10 – wał główny, 11 – pokrywa tylna

5.3.2.1 Straty mechaniczne

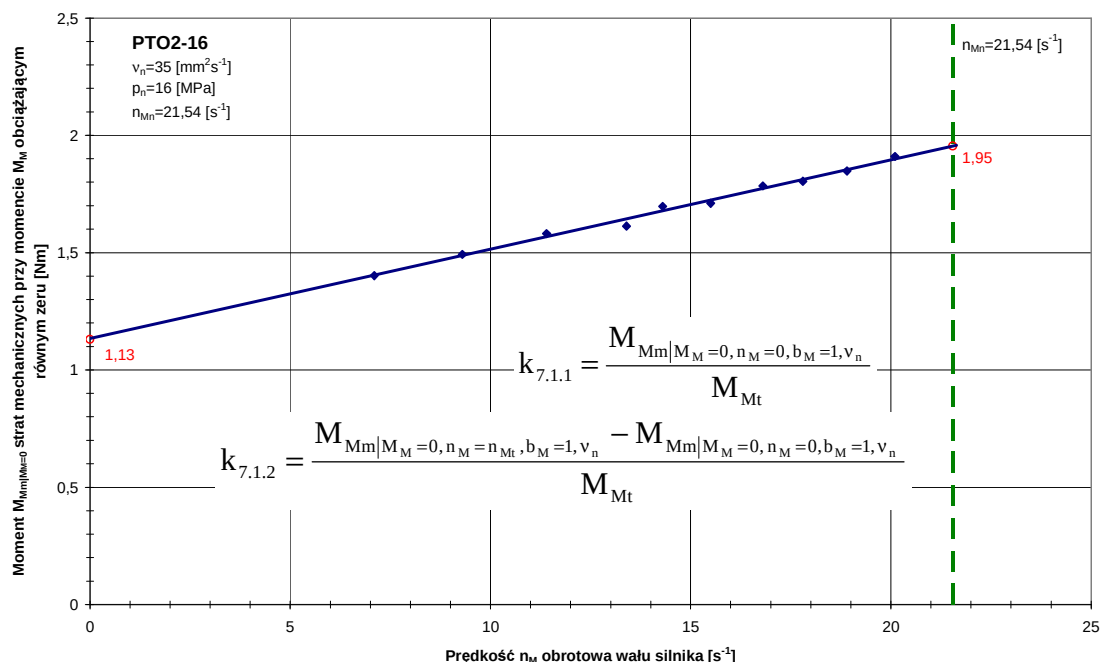
W silniku hydraulicznym występują straty M_{Mm} mechaniczne między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał – komory robocze”, są one głównie spowodowane przez występujące tam siły tarcia, które z kolei są w pewnym stopniu skutkiem obciążenia tych elementów siłami bezwładności wynikającymi z ich ruchu obrotowego i posuwisto – zwrotnego [42]. W silniku PTO2-16, który jest silnikiem tłokowym osiowym, występują także siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał – komory robocze” a cieczą. Straty te w prosty sposób można wyznaczyć przekształcając odpowiednio zależność (4.53), ponieważ podczas badań przeprowadza się pomiary momentu M_M na wale silnika, a moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych można wyznaczyć z bezpośredniego pomiaru ciśnienia w komorach roboczych maszyny, a gdy to jest niemożliwe, można wyznaczyć go pośrednio – na podstawie znajomości oporów przepływu w kanałach i w rozdzielaczu.

Na rysunku 5.59 przedstawiono moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję momentu M_M obciążającego na wale silnika. Uzyskane charakterystyki w pełni odpowiadają modelowi przedstawionemu na rysunku 4.12.

Na rysunku 5.60 przedstawiono wyznaczenie współczynników $k_{7.1.1}$ i $k_{7.1.2}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku PTO2-16. Prosta uzyskano z danych rysunku 5.59.



Rys. 5.59 Moment M_{mm} strat mechanicznych jako funkcja momentu M_M obciążającego na wale silnika



Rys. 5.60 Wyznaczenie współczynników $k_{7.1.1}$ i $k_{7.1.2}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku PTO2-16

5.3.2.2 Straty objętościowe

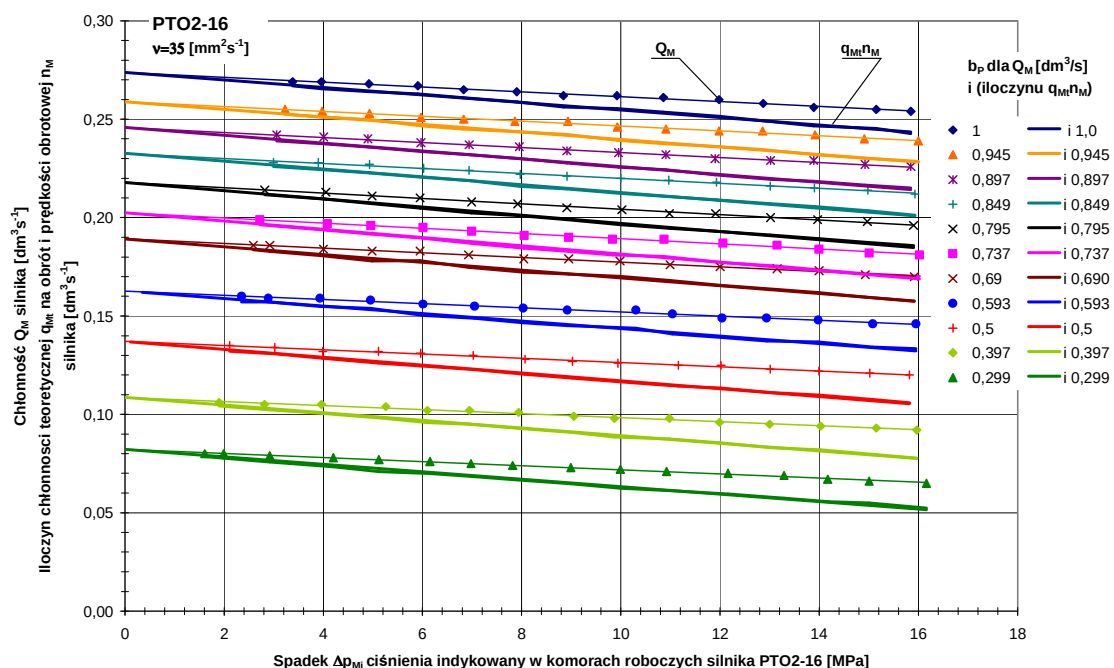
W celu określenia wielkości natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku PTO2-16, została wykreślona jego charakterystyka (rysunek 5.61), przedstawiająca chłonność Q_M silnika oraz iloczyn teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót i prędkości obrotowej n_M wału silnika jako funkcje spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, przy ustalonych współczynnikach b_p wydajności pompy zasilającej silnik.

Różnica między wykreślonymi charakterystykami mówi o wielkości natężenia Q_{Mv} strat objętościowych występujących w maszynie. Dane powyższe można otrzymać stosując zależność:

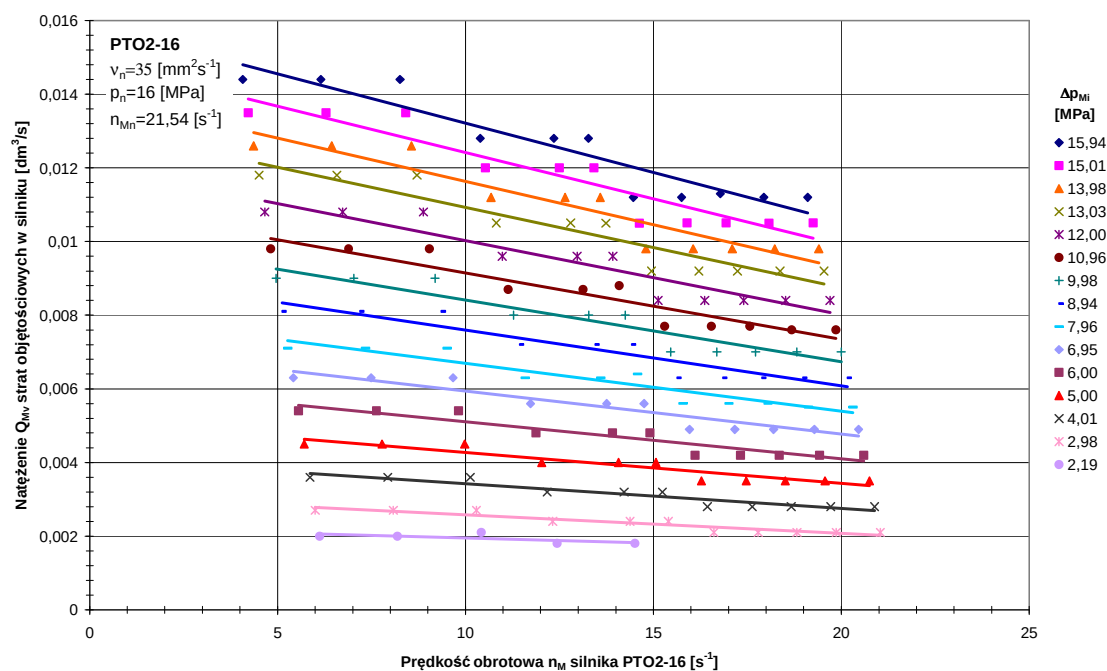
$$Q_{Mv} = Q_M - q_{Mt} n_M. \quad (5.61)$$

Na podstawie rysunku 5.61 możliwe było wykreślenie charakterystyki natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcji prędkości obrotowej n_M wału silnika przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (rysunek 5.62). Na wykresie widoczny jest spadek natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika.

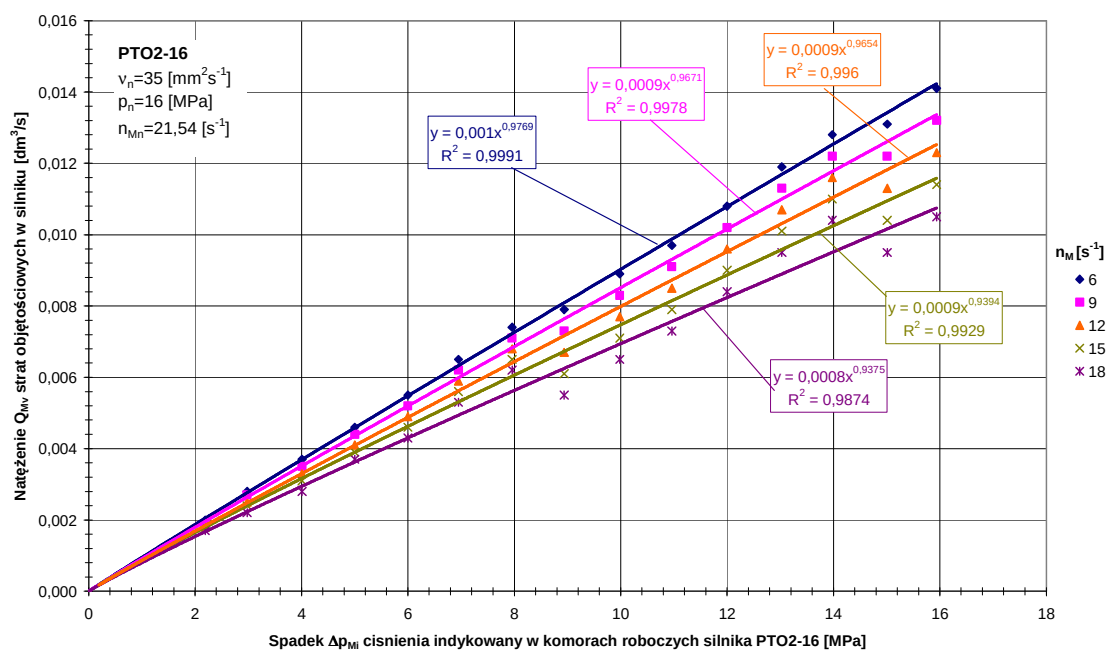
Rysunek 5.62 umożliwił wykreślenie charakterystyki natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16, jako funkcji spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika (rysunek 5.63). Uzyskane na rysunku 5.63 charakterystyki można, z dużym prawdopodobieństwem, opisać funkcją potęgową. Widoczny jest tu również spadek natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M silnika.



Rys. 5.61 Chłonność Q_M silnika PTO2-16 oraz iloczyn teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót i prędkości obrotowej n_M wału silnika jako funkcje spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych współczynnikach b_p wydajności pompy zasilającej silnik

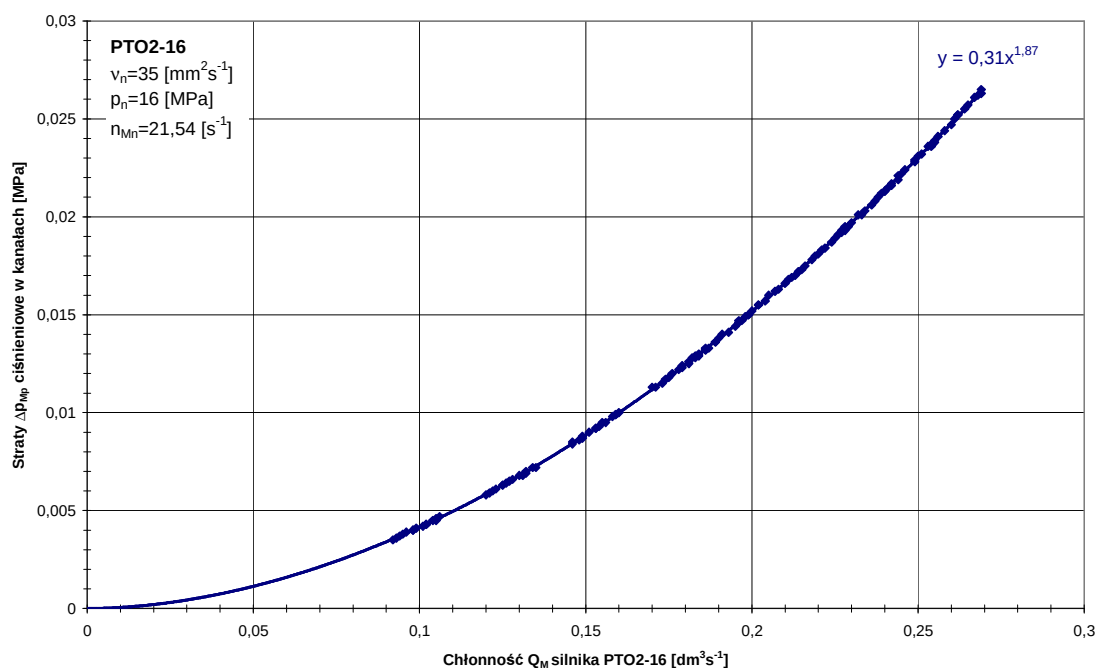


Rys. 5.62 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika, przy ustalonych spadkach indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych



Rys. 5.63 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcja spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika, opisane funkcją potęgowa

5.3.2.3 Straty ciśnieniowe



Rys. 5.64 Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika PTO2-16 jako funkcja chłonności Q_M silnika

Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika hydraulicznego PTO2-16 zostały bezpośrednio zmierzone podczas badań laboratoryjnych w [12]. Na rysunku 5.64 przedstawiono zależność straty Δp_{Mp} ciśnieniowej w kanałach silnika PTO2-16 od chłonności Q_M silnika.

5.3.2.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Opierając się na wcześniej zdefiniowanych wartościach oraz na metodzie sumy mocy poniżej przedstawiono tok postępowania w celu określenia współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku PTO2-16. Podczas wyznaczania współczynników k_i strat energetycznych wykreślone zostały poszczególne rodzaje strat występujące w silniku (punkty 5.3.2.1 – 5.3.2.3). Zbiorcze przedstawienie współczynników k_i strat występujących w silniku PTO2-16 zamieszczono w tabeli 5.14.

DANE	OBLICZENIA	WYNIK
[1]	[2]	[3]
p_{M1} p_{M2} Δp_{Mp} M_M n_M b_p	Podczas badań silnika hydraulicznego PTO2-16 mierzono m.in. następujące wielkości [12]: – p_{M1} – ciśnienie w przewodzie dopływowym silnika, – p_{M2} – ciśnienie w przewodzie odpływowym silnika, – Δp_{Mp} – strata ciśnieniowa w kanałach silnika hydraulicznego, – M_M – moment obrotowy na wale silnika hydraulicznego, – n_M – prędkość obrotową wału silnika hydraulicznego, – b_p – współczynnik zmiany wydajności pompy, będący stosunkiem q_{pgv}/q_{pt}.	
Obliczenia momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym		
	Zgodnie z rysunkiem 1.9 przedstawiającym wzrost mocy w silniku hydraulicznym obrotowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, moment M_{Mi} indykowany w jego komorach roboczych musi być powiększony od momentu M_M obciążającego wał silnika (momentu wymaganego od silnika przez napędzaną nim maszynę (urządzenie)) o wielkość momentu M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, który łączy wał z komorami roboczymi oraz tworzy komory robocze i zmienia ich objętość. Zatem by obliczyć wartość momentu M_{Mm} strat mechanicznych należy przekształcić zależność (4.53): $M_{Mm} = M_{Mi} - M_M \quad (5.62)$ Moment M_M na wale silnika hydraulicznego został zmierzony, natomiast moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika, można obliczyć z zależności (4.54): $\frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}}{2\pi} = M_{Mi}$ Spadek indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika (dany zależnością (5.44)) wraz ze stratami Δp_{Mp} ciśnieniowymi w	

[1]	[2]	[3]
Δp_{Mi} M_{Mi} M_M	kanałach silnika daje nam spadek Δp_M ciśnienia w silniku: $\Delta p_M = \Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp},$ przekształcając zależność (5.44) do postaci (5.45) możemy wyznaczyć spadek indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika: $\Delta p_{Mi} = \Delta p_M - \Delta p_{Mp}.$ Znając wartość spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego można obliczyć wartości momentu M_{Mi} indykowanego w komorach roboczych silnika, a co za tym idzie wartość momentu M_{Mm} strat mechanicznych z zależności (5.67).	Δp_{Mi} M_{Mm}
Obliczenia momentu M_{Mt} teoretycznego silnika		
q_{Mt} p_n	Wartość momentu M_{Mt} teoretycznego silnika, można obliczyć ze wzoru (5.50): $M_{Mt} = \frac{q_{Mt} p_n}{2\pi} = \frac{0,01274 \cdot 10^{-3} [m^3] \cdot 16 \cdot 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]}{2\pi} = 32,44 [Nm]$	M_{Mt}
Obliczenia współczynnika $k_{7.1.1}$ strat mechanicznych		
M_{Mt}	Obliczamy współczynnik $k_{7.1.1}$ zgodnie ze wzorem (2.8), odczytując wartości z rysunku 5.60: $k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} = \frac{1,13}{32,44} = 0,035 [-].$	$k_{7.1.1}$
Obliczenia współczynnika $k_{7.1.2}$ strat mechanicznych		
	Obliczamy współczynnik $k_{7.1.2}$ zgodnie ze wzorem (2.9), odczytując potrzebne wartości z rysunku 5.60: $k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} =$ $= \frac{1,95 [Nm] - 1,13 [Nm]}{32,44 [Nm]} = 0,025 [-].$	$k_{7.1.2}$
Obliczenia współczynnika $k_{7.2}$ strat mechanicznych		
	Obliczamy współczynnik $k_{4.2}$ zgodnie ze wzorem (2.10), odczytując potrzebne wartości z rysunków 5.60 i 5.59: $k_{7.2} = \frac{M_{Mm M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$ $k_{4.2} = \frac{3,03 [Nm] - 1,95 [Nm]}{32,44 [Nm]} = 0,033 [-].$	$k_{7.2}$
Obliczenie chłonności teoretycznej Q_{Mt}		
n_{Mt} q_{Mt}	Wydajność teoretyczna Q_{Mt} silnika hydraulicznego jest równa, zgodnie z zależnością (4.60): $Q_{Mt} = n_{Mt} q_{Mt} = 21,54 [s^{-1}] \cdot 0,01274 \cdot 10^{-3} [m^3] = 0,2744 \cdot 10^{-3} [m^3 s^{-1}].$	Q_{Mt}
Obliczenia współczynnika k_3 strat ciśnieniowych		
Δp_{pn}	Zgodnie ze wzorem (4.70) i rysunkiem 5.64, współczynnik k_8 strat Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika wyniesie:	

[1]	[2]	[3]
p_n	$k_8 = \frac{\Delta p_{pp Q_M=Q_{pt}}}{p_n} = \frac{0,027[\text{MPa}]}{16[\text{MPa}]} = 0,001[-]$	k_8
Obliczenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych		
Q_p n_p b_p	Chłonność Q_M silnika hydraulicznego o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót silnika dana jest wzorem (2.6): $Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv}.$ Przekształcając powyższą zależność, otrzymamy wzór (5.37), dzięki któremu możliwe jest obliczenie natężenia Q_{Mv} strat objętościowych: $Q_{Mv} = Q_M - q_{Mt} n_M.$	Q_{Mv}
Obliczenia współczynnika k_1 strat objętościowych		
Q_{pv} n_p q_{pt}	Zgodnie ze wzorem (4.61) i wartościami z rysunku 5.63, współczynnik k_9 natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wyniesie: $k_9 = \frac{0,0129 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 \text{s}^{-1}]}{0,2744 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 \text{s}^{-1}]} = 0,047[-].$	k_9
Obliczenia współczynnika k_8 strat ciśnieniowych		
Δp_{Mp} p_n	Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika hydraulicznego zostały określone na podstawie pomiarów przepływu czynnika roboczego w kanałach maszyny z wymontowanymi nurnikami. Zgodnie ze wzorem (4.70) i wartościami z rysunku 5.64, współczynnik k_8 straty ciśnienia wyniesie: $k_8 = \frac{\Delta p_{Mp Q_M=Q_{pt}, v_n}}{p_n} = \frac{0,028[\text{MPa}]}{16[\text{MPa}]} = 0,001[-].$	k_8

W tabeli 5.14 pokazano zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku PTO2-16.

Tabela 5.14 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku PTO2-16

PTO2-16		$v=35 [\text{mm}^2 \text{s}^{-1}]$ $q_{Mt} = 12,74 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 21,54 [\text{s}^{-1}]$ $p_n = 16 [\text{MPa}]$ $P_{Mc} = 4,39 [\text{kW}]$
M_{Mm}	$k_{7.1.1} =$	0,035
	$k_{7.1.2} =$	0,025
	$a_{vm} =$	-
	$k_{7.2} =$	0,033
Q_{Mv}	$k_9 =$	0,047
	$a_{pv} =$	0,92
	$a_{vv} =$	-
	$a_{nv} =$	-
Δp_{Mp}	$k_8 =$	0,001
	$a_{Qp} =$	1,87
	$a_{vp} =$	-

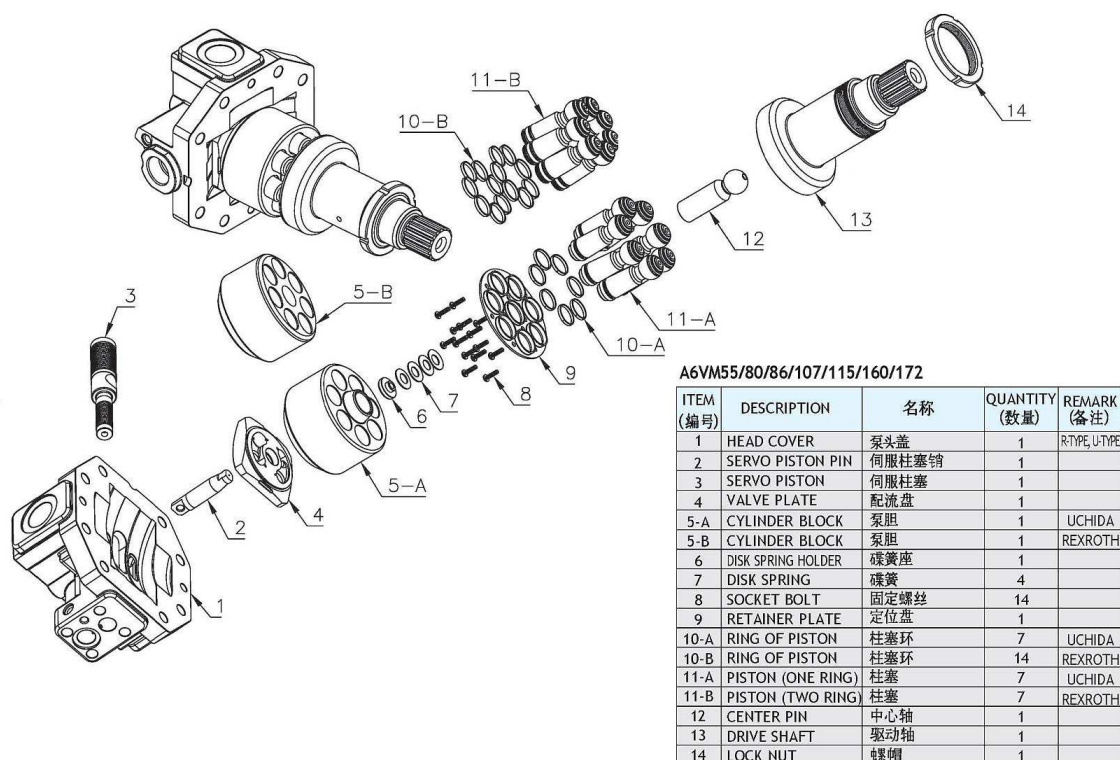
5.3.2.5 Wnioski

1. Michał Czyński w pracy [12] przeprowadził badania laboratoryjne silnika hydraulicznego średniociśnieniowego typu PTO2-16 w celu weryfikacji modeli matematycznych sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej. Badania zawarte w pracy [12] umożliwiły weryfikację modeli poszczególnych rodzajów strat występujących w silniku hydraulicznym zaproponowanych przez Z. Paszotę w pracach [42, 43, 49, 50]. Badania te posłużyły również, jako punkt odniesienia przeprowadzonych przez autorkę badań zawartych w kolejnych rozdziałach.
2. Na wykresie przedstawiających moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcja momentu M_M na wale silnika i przy ustalonych współczynnikach b_p zmiany wydajności pompy (rysunek 5.59) widać prawidłową zależność momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych określonego przy $M_M = 0$ od współczynników b_p zmiany wydajności pompy. Rosnącemu współczynnikowi b_p zmiany wydajności pompy towarzyszy wzrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ związany ze wzrostem sił bezwładności elementów konstrukcyjnych oraz ze wzrostem sił tarcia między tymi elementami a cieczą roboczą.
3. Na wykresie przedstawiającym natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika przy ustalonych spadkach indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych (rysunek 5.62) widoczny jest spadek natężenia Q_{Mv} strat objętościowych towarzyszący wzrostowi prędkości obrotowej n_M wału silnika.
4. Na wykresie przedstawiającym natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcja spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika (rysunek 5.63), widoczny jest spadek natężenia Q_{Mv} strat objętościowych towarzyszący wzrostowi prędkości obrotowej n_M silnika.

Obraz (rysunek 5.63), przedstawiający natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika PTO2-16, opisany zależnością potęgową $Q_{Mv} \sim \Delta p_{Mi}^{a_{pv}}$, jest rezultatem zarówno charakteru przepływu cieczy roboczej jak i jednoczesnego wpływu zmian szczelin w silniku. Wykładniki potęgowe a_{pv} przyjmują następujące wartości: dla $n_M = 6 [s^{-1}]$ – $a_{pv} = 0,977$; dla $n_M = 9 [s^{-1}]$ – $a_{pv} = 0,967$; dla $n_M = 12 [s^{-1}]$ – $a_{pv} = 0,965$; dla $n_M = 15 [s^{-1}]$ – $a_{pv} = 0,939$; dla $n_M = 18 [s^{-1}]$ – $a_{pv} = 0,937$.

Wartości wykładnika a_{pv} maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika; świadczy to o wzroście zaburzenia przepływu wraz z rosnącą prędkością.

Konstrukcja silnika A6VM posiada możliwość zmiany chłonności na obrót.



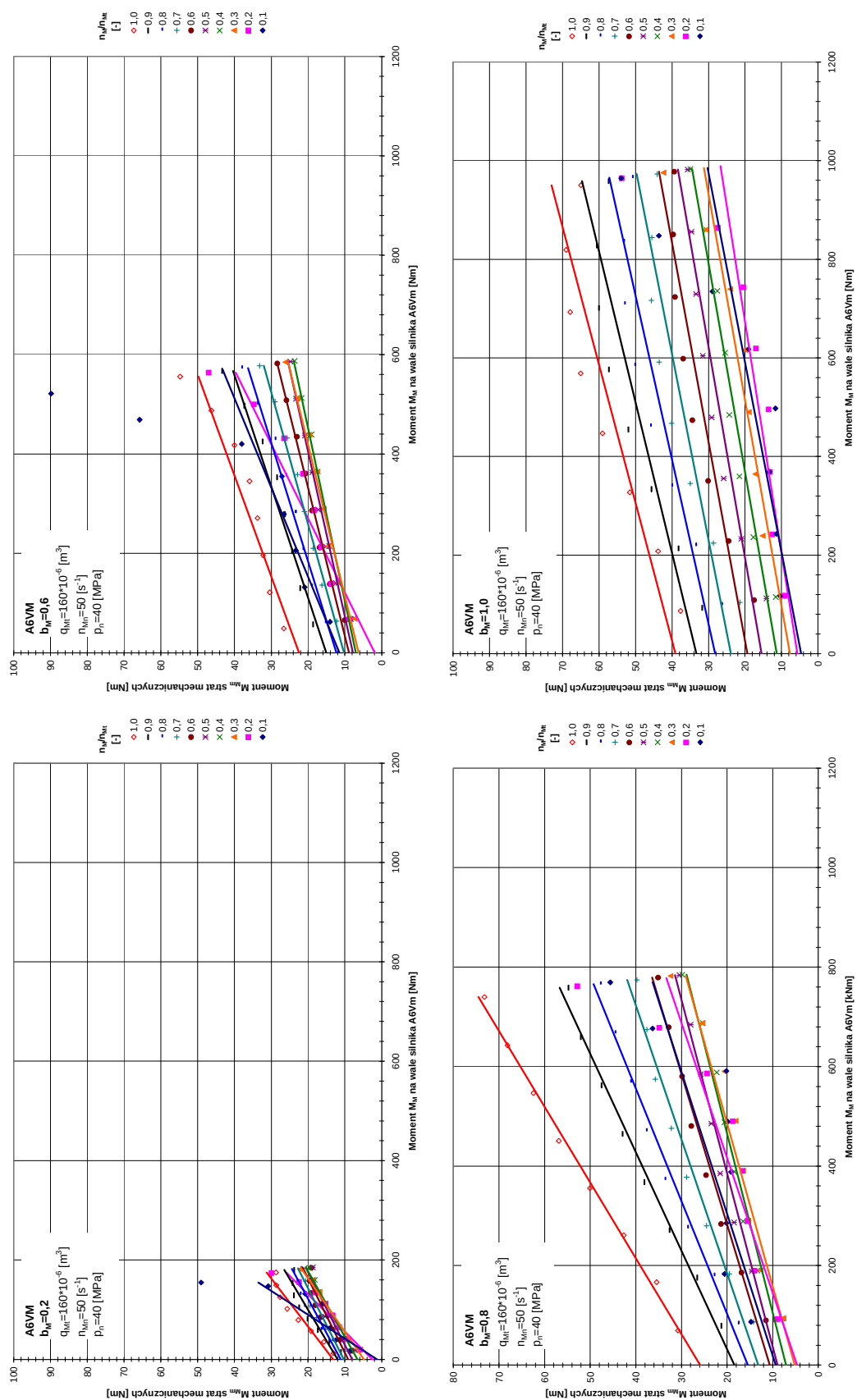
Rys. 5.66 Elementy składowe silnika tłokowego A6VM firmy Bosch Resroth [104]: 1 – pokrywa czołowa, 2 – czop serwomechanizmu, 3 – suwak serwomechanizmu, 4 – rozdzielacz, 5-A, 5-B – blok cylindrowy, 6 – uchwyt sprężyny talerzowej, 7 – sprężyna talerzowa, 8 – śruba, 9 – płyta przytrzymująca, 10-A, 10-B – pierścienie uszczelniające tłoki, 11-A – tłoki (z jednym pierścieniem uszczelniającym), 11-B – tłoki (z dwoma pierścieniami uszczelniającymi), 12 – nurnik centralny, 13 – wał napędowy, 14 – przeciwnakrętka

5.3.3.1 Straty mechaniczne

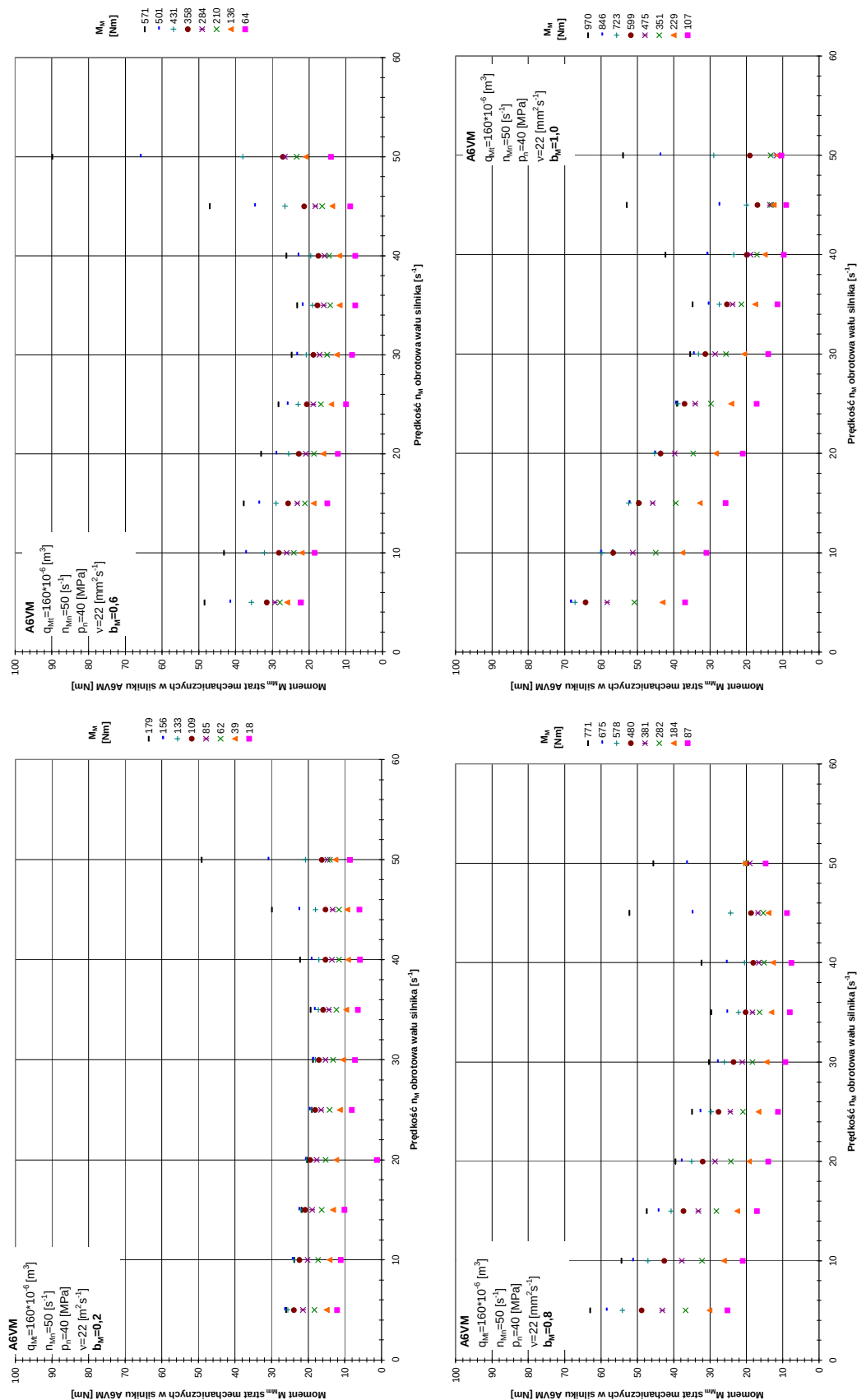
Charakterystyki przedstawiające moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję momentu M_M obciążającego wał silnika: $M_{Mm} = f(M_M)$ przy ustalonych stosunkach n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika przedstawiono na rysunku 5.67. Krzywe określono na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [85]. Tok obliczeniowy z użyciem metody sumy mocy został przedstawiony w rozdziale 5.1.

Aproksymując punkty pomiarowe na rysunku 5.67 liniami prostymi, otrzymano dane do wykreślenia zależności przedstawiającej moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję prędkości n_M obrotowej wału silnika: $M_{Mm} = f(n_M)$, przy ustalonych wartościach momentu M_M obciążającego wał silnika. Charakterystyki te przedstawiono na rysunku 5.68.

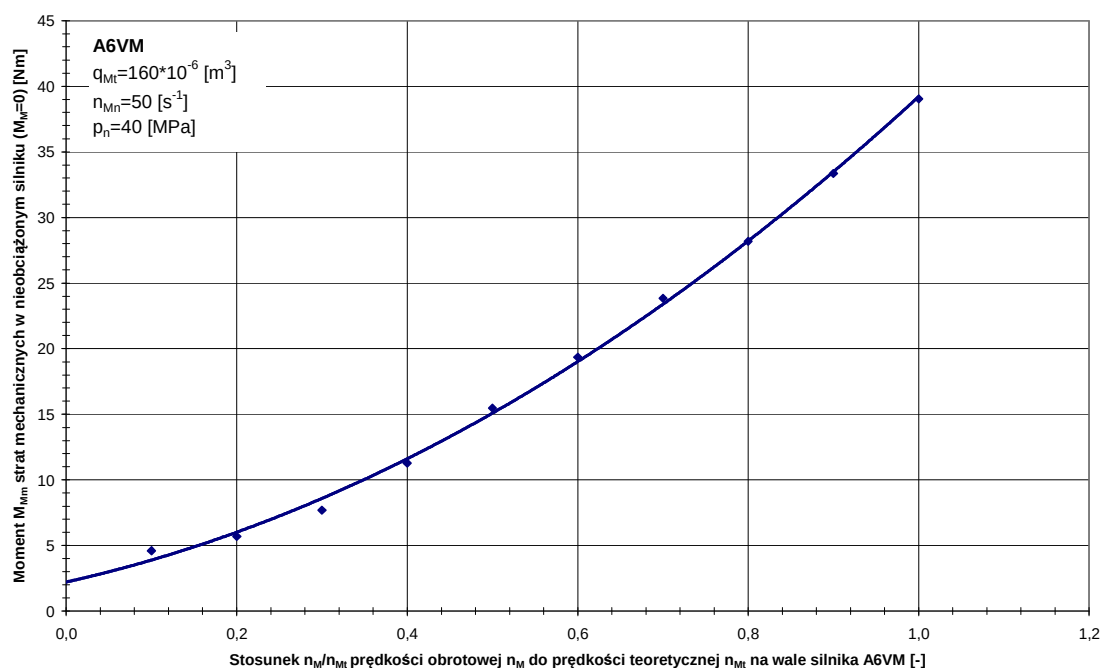
Charakterystyki przedstawiające moment M_{Mm} strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) jako funkcję stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika: $M_{Mm} = f(n_M/n_{Mt})$ przedstawiono na rysunku 5.69. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.67.



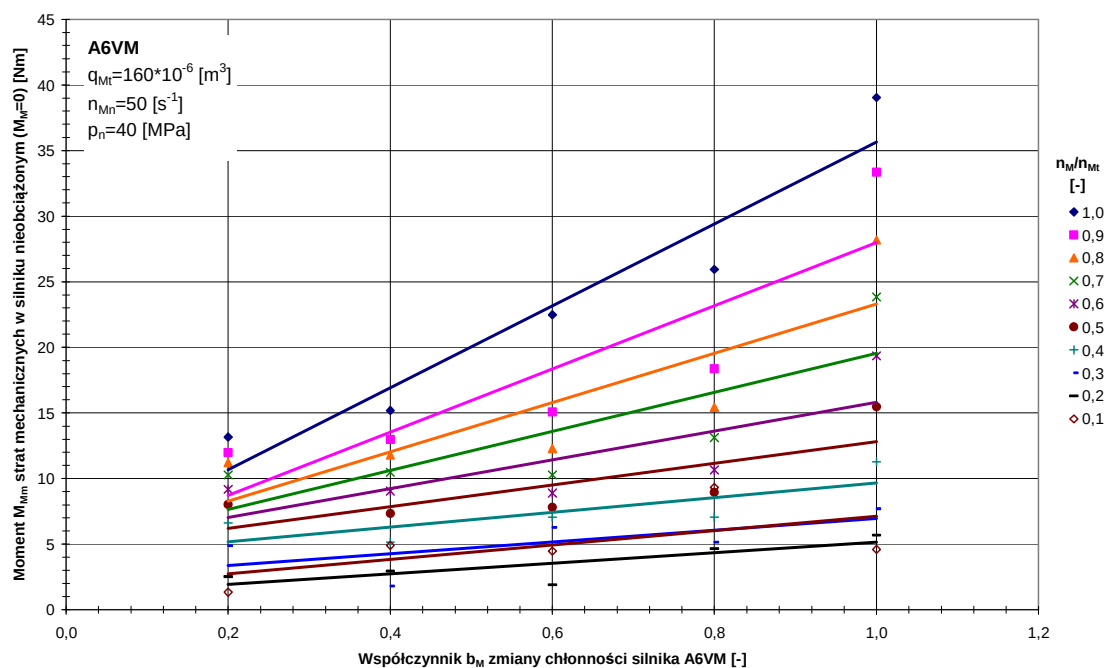
Rys. 5.67 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{MgV} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M = q_{MgV}/q_{Mt}$); moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcja momentu M_M na wale silnika, przy ustalonym stosunku prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału; przykłady czterech wybranych współczynników b_M zmiany chłonności silnika



Rys. 5.68 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności $q_{M_{gv}}$ na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M = q_{M_{gv}}/q_{M1}$); moment $M_{M_{min}}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika, przy ustalonych momentach M_M na wale silnika; przykłady czterech wybranych współczynników b_M zmiany chłonności silnika



Rys. 5.69 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$); moment M_{Mm} strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) jako funkcja stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika



Rys. 5.70 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$); moment M_{Mm} strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) jako funkcja współczynnika b_M zmiany chłonności silnika

5.3.3.2 Straty objętościowe

W celu wyznaczenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych, pamiętając, że są one funkcją spadku Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M i lepkości ν zastosowanej cieczy roboczej – $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$, wykreślono charakterystyki zaprezentowane na rysunku 5.71 przedstawiające obraz chłonności Q_M silnika oraz iloczynu chłonności q_{Mt} na obrót wału silnika i prędkości obrotowej n_M na wale silnika jako funkcję spadku Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika, przy różnych wartościach stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M wału silnika do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika. Różnica między tymi charakterystykami obrazuje wielkość natężenia Q_{Mv} strat objętościowych występujących w silniku A6VM.

Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję spadku Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika – $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi})$, przy ustalonych stosunkach n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M wału silnika do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika oraz przy ustalonej lepkości $\nu_n = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ cieczy roboczej, przedstawiono na rysunku 5.72. Krzywe na rysunku 5.72 otrzymano obliczając natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika, jako różnicę chłonności Q_M silnika i iloczynu teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót oraz prędkości obrotowej n_M wału silnika. Spadek Δp_{Mi} indykowany ciśnienia w komorach roboczych silnika obliczono jako różnicę spadku Δp_M ciśnienia w silniku i strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach silnika (zgodnie z tokiem obliczeniowym zaprezentowanym w punkcie 5.1).

Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika A6VM – $Q_{Mv} = f(n_M)$, przy ustalonych spadkach indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia, przedstawiono na rysunku 5.73.

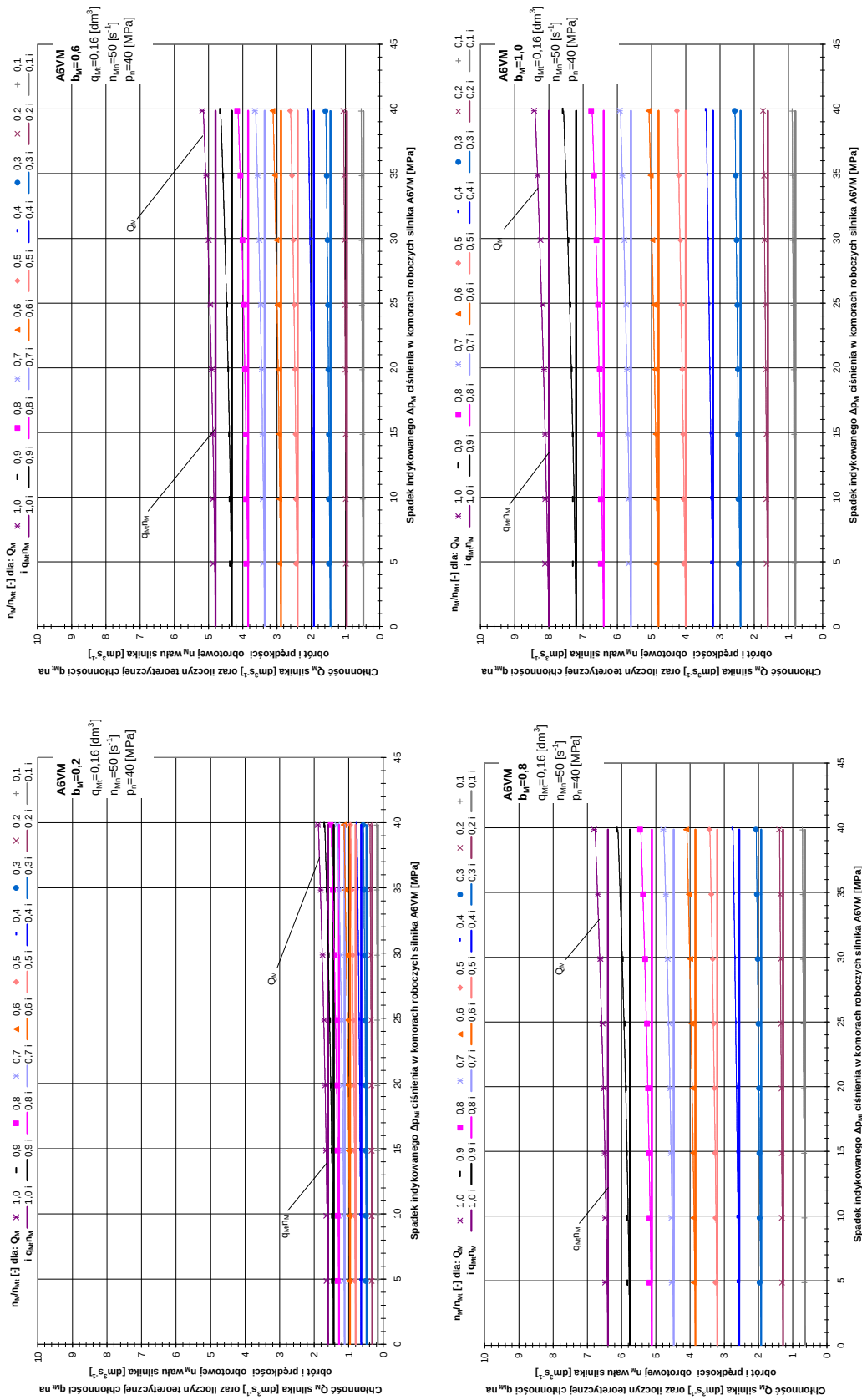
Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję współczynnika b_M zmiany chłonności silnika A6VM – $Q_{Mv} = f(b_M)$, przy ustalonych spadkach indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia, przedstawiono na rysunku 5.74.

Charakterystyka przedstawiająca wykładnik a_{pv} (w funkcji potęgowej

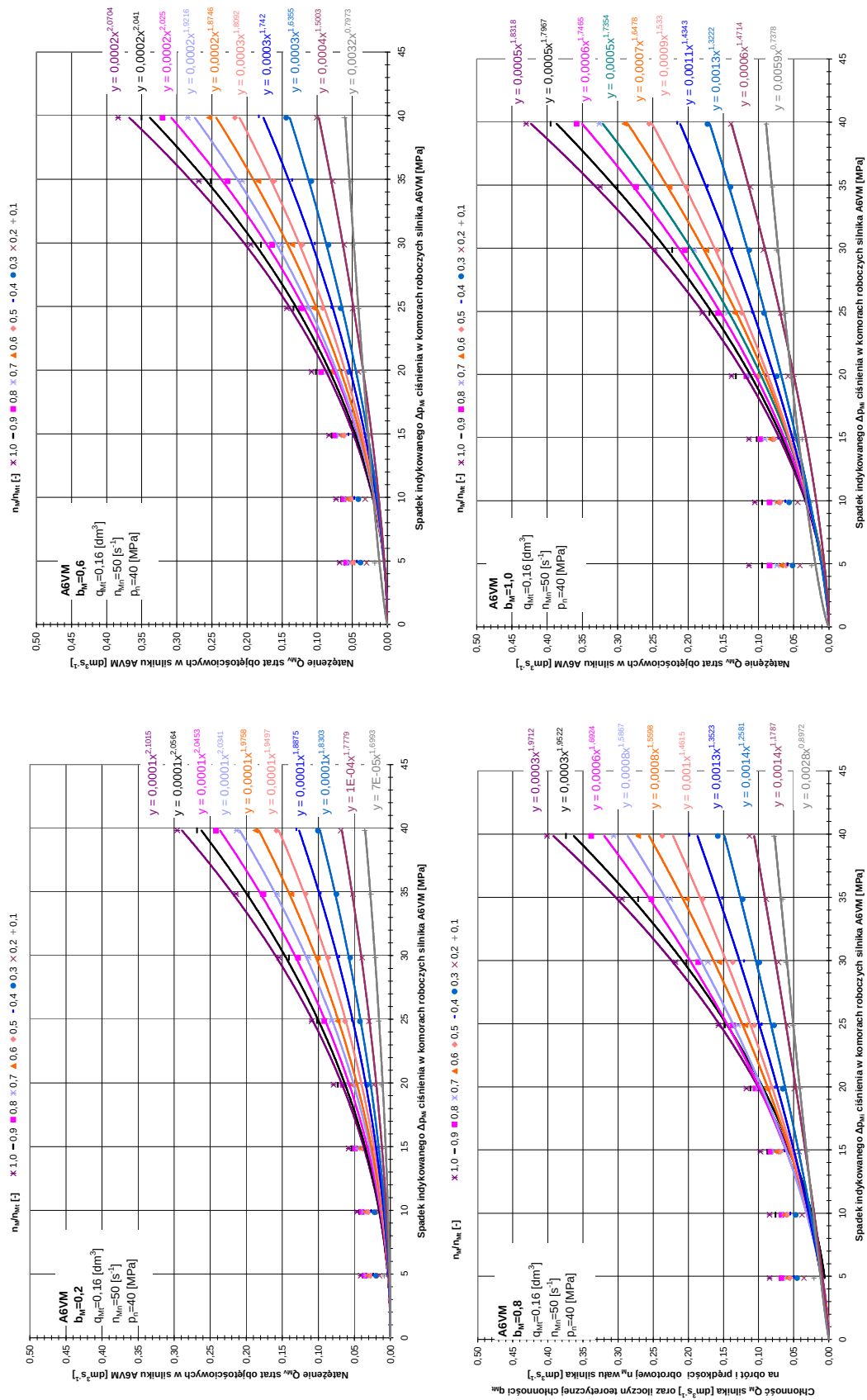
$$Q_{Mv} = k_9 Q_{pt} \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n} \right)^{a_{pv}} \left(\frac{n_M}{n_{Mf}} \right)^{a_{nv}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vv}}$$

opisującej zależność natężenia Q_{Mv} strat objęto-

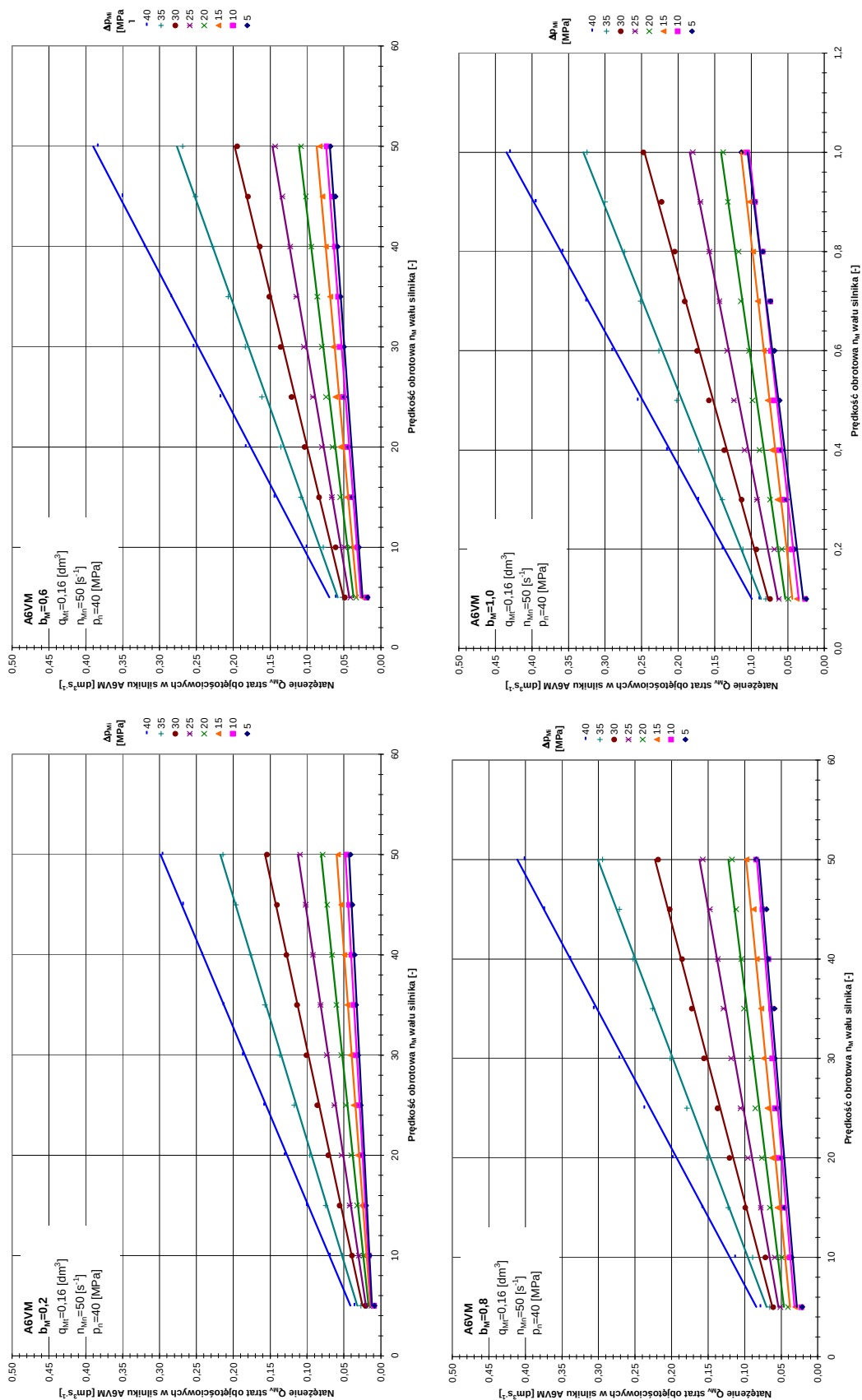
ściowych od stosunku Δp_{Mi} do ciśnienia nominalnego p_n) jako funkcję stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika, przedstawione zostały na rysunku 5.75. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.72.



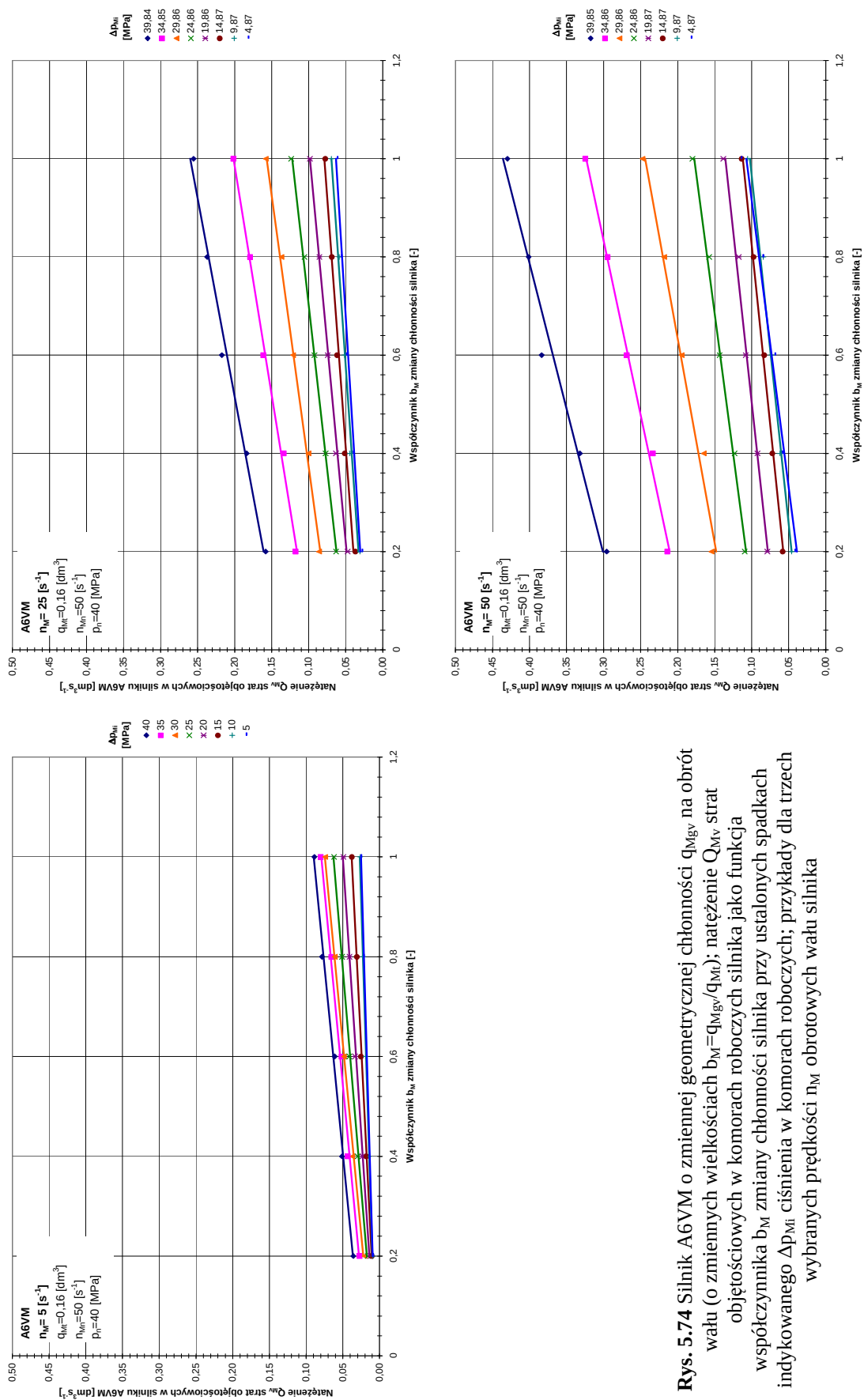
Rys. 5.71 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{M0} na obrót wału (o zmiennej wielkościach $b_M=q_{M0}/q_{M1}$); zależność chłonności Q_M oraz iloczynu teoretycznej chłonności q_{M1} na obrót (geometrycznej chłonności q_{M0} na obrót wału) od spadku Δp_{M1} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, przy ustalonych stosunkach n_M/n_{M1} prędkości obrotowej n_M wału silnika do prędkości n_{M1} teoretycznej; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_M zmiany chłonności silnika



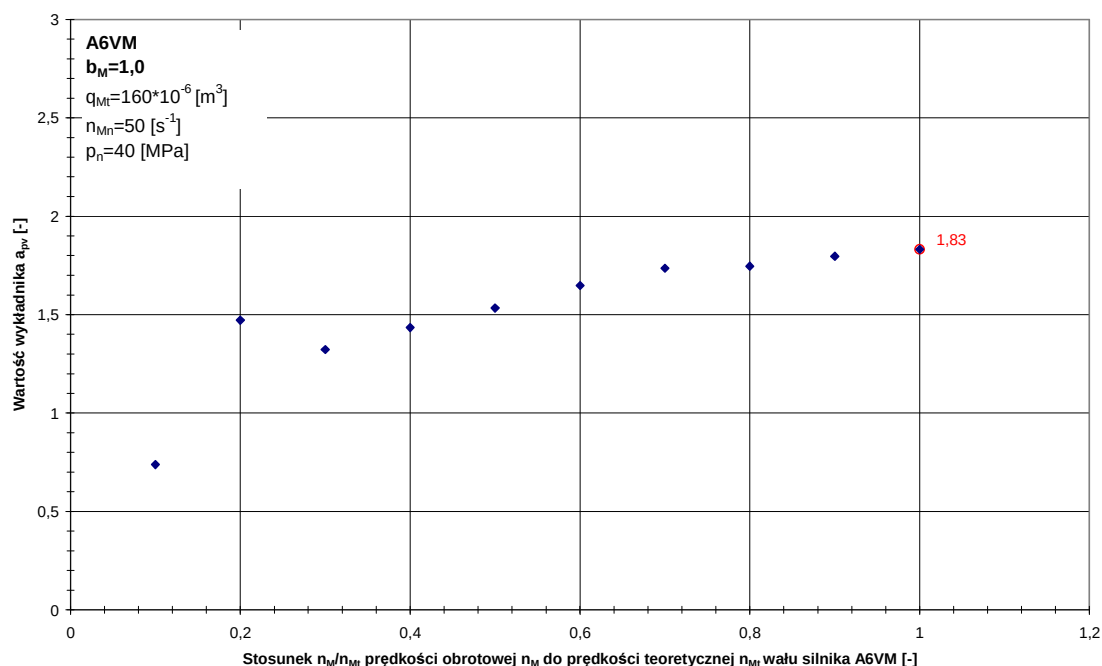
Rys. 5.72 Silnik AGVM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M=q_{Mgv}/q_{Ml}$); natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika jako funkcja spadku indukowanego Δp_M ciśnienia w komorach roboczych, przy ustalonych stosunkach η_M/η_{Ml} prędkości obrotowej n_M wału silnika do prędkości n_{Ml} teoretycznej; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_M zmiany chłonności silnika



Rys. 5.73 Silnik AGVM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mf} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M=q_{Mf}/q_{Mf}$); natężenie Q_{Mf} strat objętościowych w komorach roboczych silnika jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika przy ustalonych spadkach indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_M zmiany chłonności silnika



Rys. 5.74 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M = q_{Mgv}/q_{M0}$); natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika jako funkcja współczynnika b_M zmiany chłonności silnika przy ustalonych spadkach indykowanego Δp_M ; ciśnienia w komorach roboczych; przykłady dla trzech wybranych prędkości n_M obrotowych wału silnika



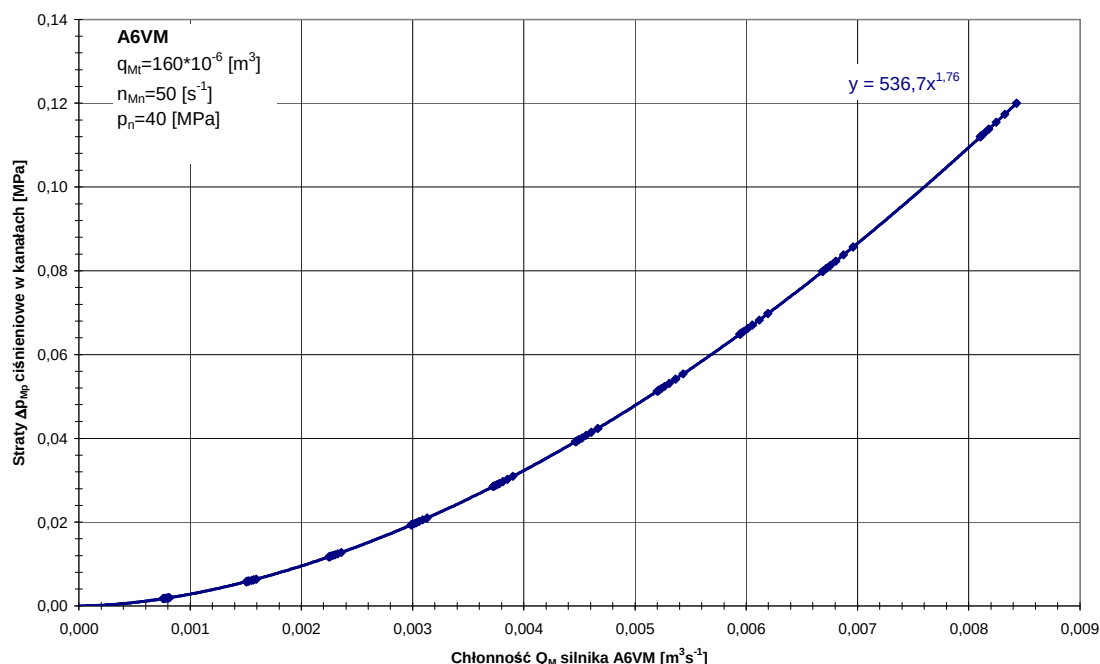
Rys. 5.75 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M=q_{Mgv}/q_{Mt}$); wartość wykładnika a_{pv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika hydraulicznego) jako funkcja stosunku prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika

5.3.3.3 Straty ciśnieniowe

Na rysunku 5.76 przedstawiono zależność strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika A6VM od chłonności Q_M silnika.

W celu poznania wartości współczynnika k_8 strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w silniku hydraulicznym A6VM posłużono się wartościami strat Δp_{pp} ciśnieniowych pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 proporcjonalnie je zwiększając, zgodnie z danymi zawartymi w punkcie 5.1.

Obliczony w punkcie 5.1 współczynnik k_8 strat Δp_{Mp} ciśnieniowych przyjmuje niewielką wartość, rzędu 0,0032. Wiąże się to ze stosunkowo niewielkimi udziałami wielkości strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w bilansie energetycznym silnika hydraulicznego.



Rys. 5.76 Silnik A6VM o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennych wielkościach $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$); straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika jako funkcja chłonności Q_M silnika, przy ustalonych wielkościach współczynnika b_M zmiany chłonności silnika

5.3.3.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Współczynniki k_i strat występujących w silniku hydraulicznym A6VM zostały obliczone zgodnie z zależnościami zawartymi w punkcie 4.2 oraz tokiem obliczeniowym przedstawionym w punkcie 5.1.

W tabeli 5.16 przedstawiono obliczone współczynniki k_i strat energetycznych oraz wykładniki występujące w silniku hydraulicznym A6VM.

Wykładniki a_{vm} , a_{vv} i a_{vp} mówiące o wpływie lepkości ν cieczy roboczej na poszczególne rodzaje strat (m – mechaniczne; v – objętościowe, p – ciśnieniowe) zostały pominięte, gdyż badania zostały przeprowadzone tylko dla jednej lepkości cieczy roboczej wynoszącej $22 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$.

Wartość współczynnika k_9 strat objętościowych została obliczona z zależności (4.62), do której wartości odczytano z rysunku 5.71. Wartość wykładnika a_{pv} , mówiącego o wpływie przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych na natężenie Q_{pv} strat objętościowych, pokazano na rysunku 5.74.

Rysunek 5.69 umożliwił obliczenie, zgodnie z zależnościami (2.8) i (2.9), współczynników $k_{7.1.1}$ i $k_{7.1.2}$ strat mechanicznych występujących w silniku hydraulicznym A6VM.

Wartość współczynnika $k_{7.2}$ strat mechanicznych została obliczona z zależności (2.10) do której wartości odczytano z rysunków 5.68 i 5.69.

Tabela 5.16 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku A6VM

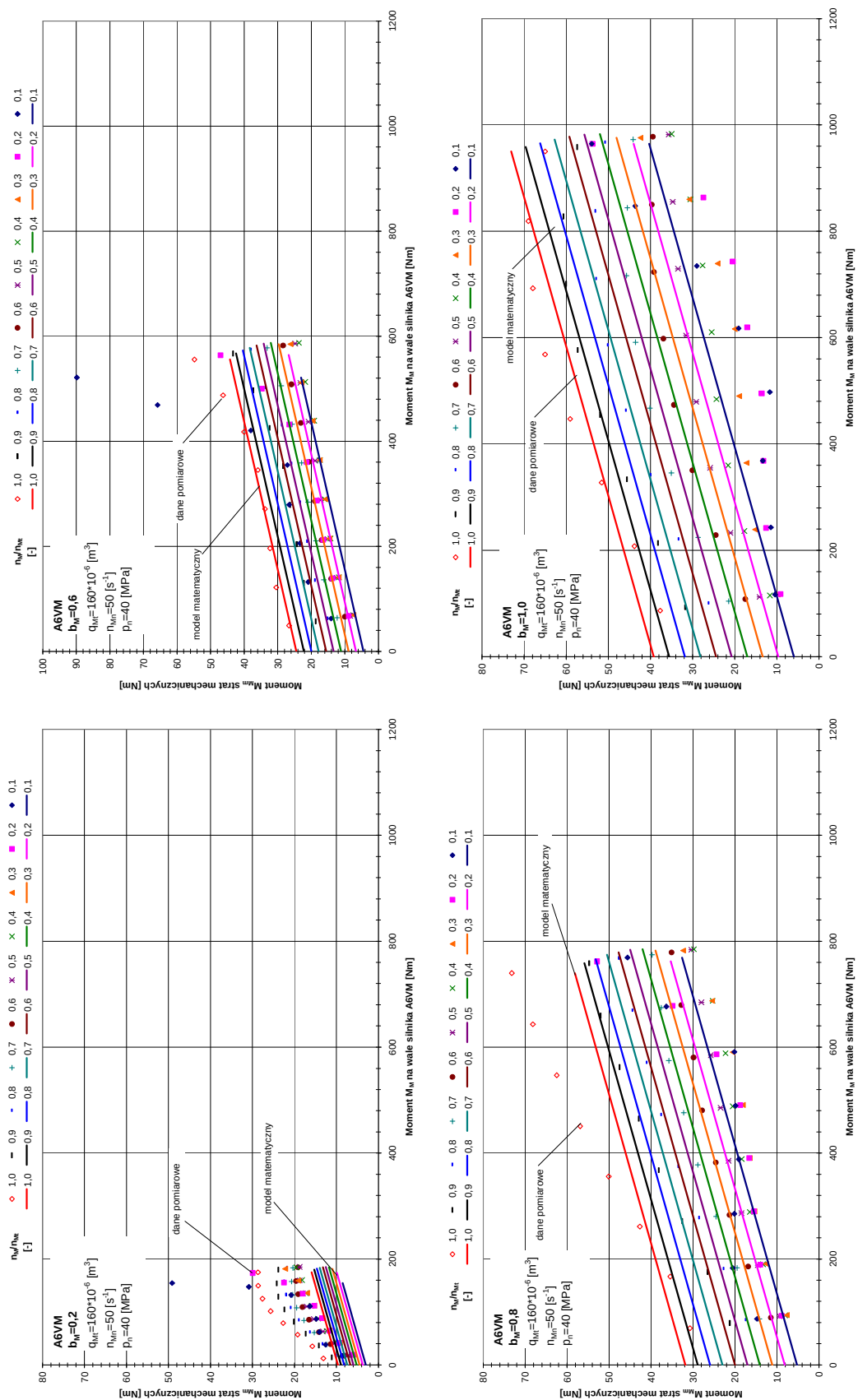
A6VM		$v=22 [\text{mm}^2\text{s}^{-1}]$ $q_{Mt} = 160 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$ $b_M \neq \text{const.}$ $n_{Mn} = 50 [\text{s}^{-1}]$ $p_n = 40 [\text{MPa}]$ $P_{Mc} = 320 [\text{kW}]$
M_{Mm}	k_{7.1.1}	0,002
	k_{7.1.2}	0,036
	a_{vm}	-
	k_{7.2}	0,051
Q_{Mv}	k₉	0,003
	a_{pv}	1,75
	a_{vv}	-
	a_{nv}	0,054
Δp_{Mp}	k₈	1,83
	a_{Qp}	-
	a_{vp}	-

5.3.3.5 Badania symulacyjne

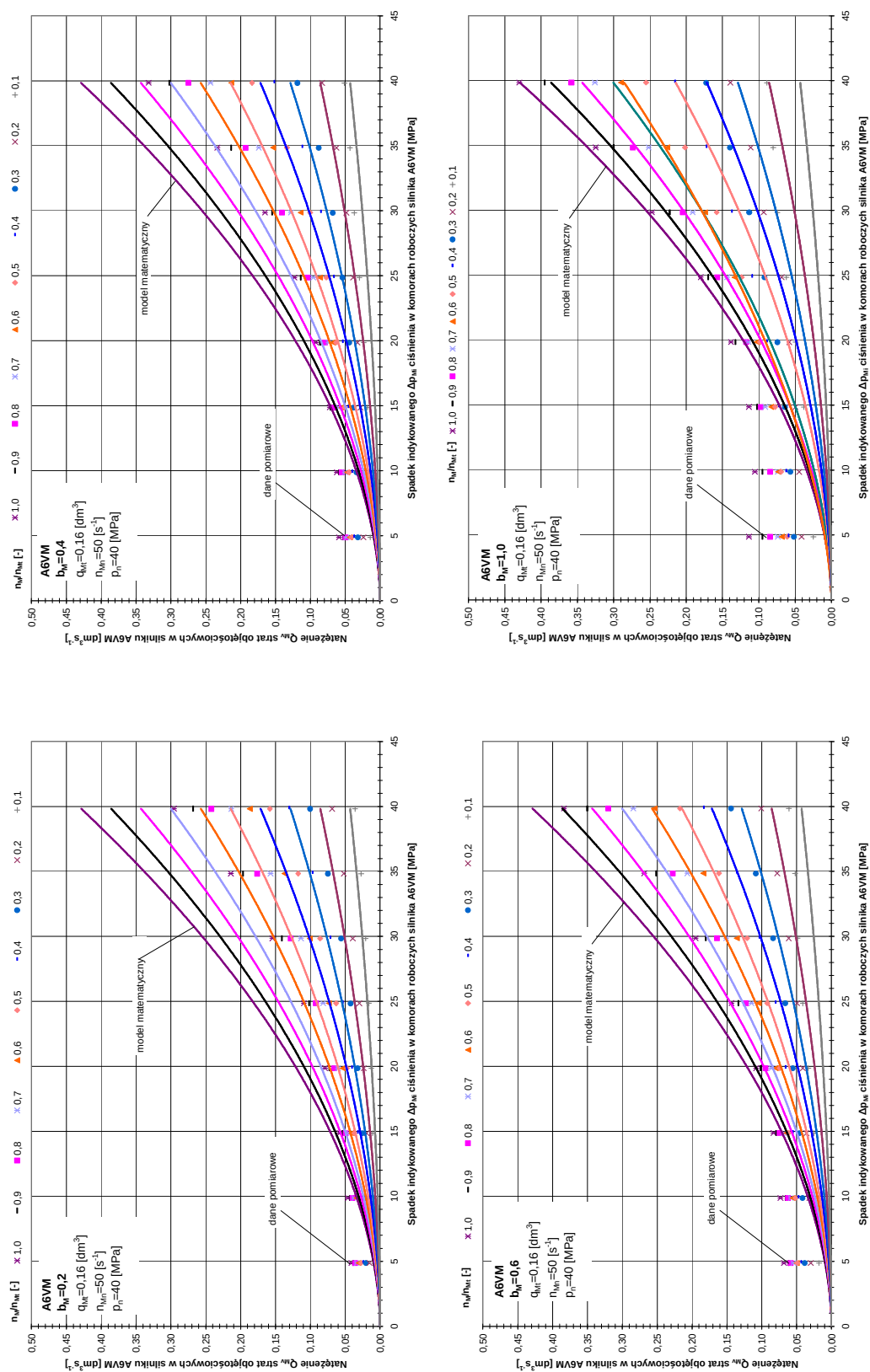
W niniejszym podrozdziale przedstawione zostały wyniki badań symulacyjnych wartości poszczególnych strat występujących w silniku hydraulicznym A6VM z użyciem wcześniej określonych, a w rozdziale 4 – zdefiniowanych, współczynników k_i strat energetycznych. Obliczenia wykonane zostały wg toku obliczeniowego zamieszczonego w punkcie 5.1.

Weryfikacja modelu matematycznego przedstawionego za pomocą zależności (4.57), która została zaczerpnięta z [43], polegała na porównaniu wyników obliczeń symulacyjnych momentu M_{Mm} strat mechanicznych (na rysunku oznaczone linią ciągłą) z wielkościami ustalonymi na drodze obliczeniowej dla identycznych parametrów pracy silnika hydraulicznego. Rezultaty analizy przedstawiono na rysunku 5.77 oraz w załączniku 6.

Obliczenia symulacyjne natężenia Q_{Mv} strat objętościowych przeprowadzone zostały w oparciu o zależność (4.61), która została zaczerpnięta z [50]. Wyniki obliczeń symulacyjnych natężenia Q_{Mv} strat objętościowych przedstawione zostały na rysunku 5.78 (na rysunku oznaczone linią ciągłą) oraz w załączniku 7.



Rys. 5.77 Porównanie momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku AGVM opisanego modelem matematycznym (4.57) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_i strat mechanicznych z tabeli 5.16



Rys. 5.78 Porównanie natężenia Q_{MV} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (4.61) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_9 strat objętościowych oraz wykładnik a_{pv} z tabeli 5.16; przykłady czterech wybranych współczynników b_M zmiany wydajności silnika A6VM

5.3.3.6 Wnioski

1. W silniku A6VM występowała nierównomierność prędkości obrotowej, która przy małej prędkości n_M wału i przy dużym momencie M_M jest bardzo wysoka, straty mechaniczne wówczas rosną i są trudne do określenia (widać to dokładnie na rysunku 5.68).
2. Na wykresie przedstawiającym moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcję momentu M_M na wale silnika i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M silnika (rysunek 5.67) widać prawidłową zależność momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych określonego przy $M_M = 0$ od prędkości obrotowej n_M wału. Rosnącej prędkości obrotowej n_M towarzyszy wzrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ związany ze wzrostem sił bezwładności elementów konstrukcyjnych oraz ze wzrostem sił tarcia między tymi elementami a cieczą roboczą.
3. Na wykresie przedstawiającym moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcję momentu M_M na wale silnika i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M silnika (rysunek 5.67) widać, że wzrost prędkości obrotowej n_M daje wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze”. Ten wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału bierze się zarówno z sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał-komory robocze” a cieczą roboczą jak i z sił bezwładności elementów zespołu.
4. W silniku A6VM wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika następuje wzrost natężenia Q_{Mv} strat objętościowych (rysunki 5.72 i 5.73).
5. Obrazy zależności natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika A6VM od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach, przy ustalonych stosunkach n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału (rysunek 5.72), opisane funkcją wykładniczą $Q_{Mv} \sim \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n} \right)^{a_{pv}}$, pozwalają okre-

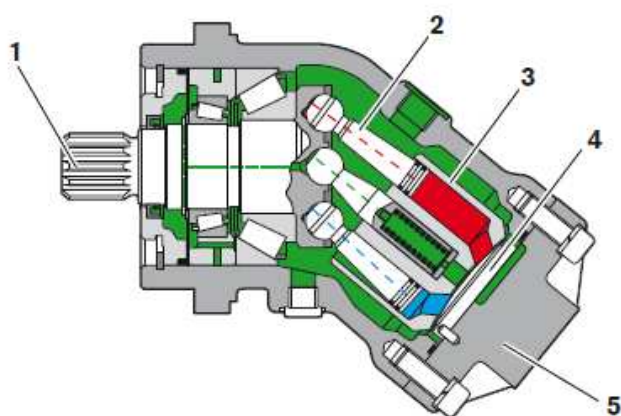
ślić charakter przepływu cieczy roboczej z jednoczesnym wpływem wzrostu szczelin w silniku. Wykładnik potęgowy a_{pv} (wpływu indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv}), przyjmuje następującą wartość: 1,83. Wartość wykładnika a_{pv} pozwala wnioskować, że w badanym silniku na natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych wpływa rosnący z Δp_{Mi} przekrój szczelin w komorach.

5.3.4 SILNIK A2FM

Badania przeprowadzono dla trzech wielkości silników typu A2FM różniących się między sobą teoretyczną chłonnością q_{Mt} na obrót wału silnika, teoretyczną prędkością n_{Mt} obrotową i ciśnieniem p_n nominalnym pracy. Podstawowe parametry silników przedstawiono w tabeli 5.17.

Tabela 5.17 Zestawienie podstawowych parametrów silników A2FM

	q_{Mt} [m ³]	n_{Mt} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	p_n [MPa]	M_{Mn} [Nm]	P_{Mc} [kW]
A2FM180	$180 \cdot 10^{-6}$	60,00	22	40	1145	432,0
A2FM200	$200 \cdot 10^{-6}$	48,34	22	40	1273	386,7
A2FM1000	$1000 \cdot 10^{-6}$	26,67	22	35	5570	933,4



Rys. 5.79 Przekrój [82] i widok silnika A2FM [88]: 1 – wał napędowy, 2 – tłok, 3 – blok cylindrowy, 4 – rozdzielacz, 5 – pokrywa czołowa, w którym umieszczone są kanał ssawny i tłoczny

Silnik A2FM jest jednostką tłokową osiową z przechylnym blokiem cylindrowym, tzn. oś bloku cylindrowego tworzy z osią wałka napędowego kąt α , od wartości którego zależy wielkość skoku nurnika silnika [18]. Budowa silnika A2FM, w przekroju i w widoku, zaprezentowana została na rysunku 5.79, natomiast na rysunku 5.80 pokazano części składowe silnika A2FM.

Wał napędowy 1 (rysunek 5.79) łożyskowany w korpusie, jest zakończony kołnierzem. Stopki tłoków 2 opierają się i są prowadzone po powierzchni ślizgowej kołnierza za pomocą płyty przytrzymującej.

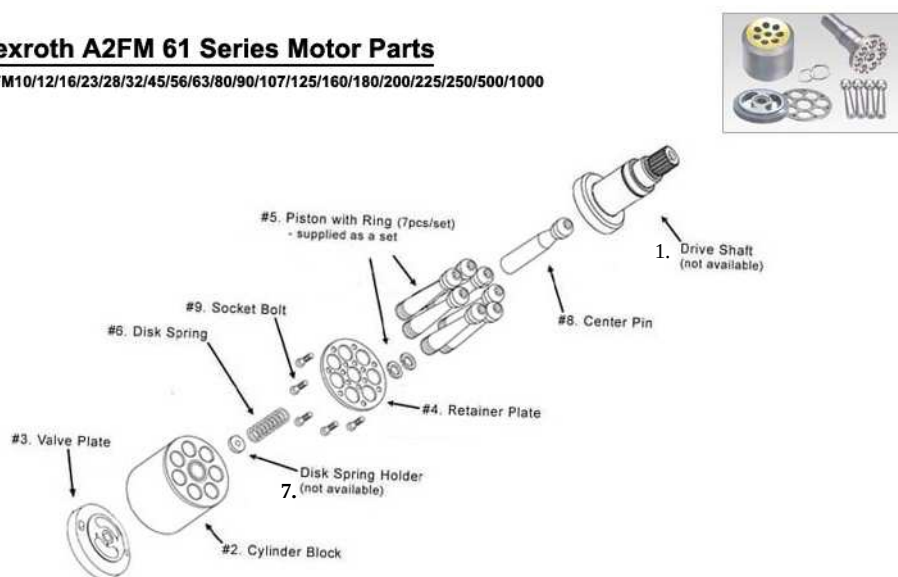
W czasie obrotu bloku cylindrowego 3, znajdujące się w nim tłoki 2 łączą się kolejno z przestrzeniami ssawną i tłoczną za pośrednictwem otworów znajdujących się w przestrzeni czołowej bloku cylindrowego. Powierzchnia czołowa bloku cylindrowego współpracuje z rozdzielaczem 4. Przewody ssawny i tłoczny są przyłączone do przeciwnielegle usytuowanych otworów w pokrywie czołowej.

Dodatkowy docisk bloku cylindrowego 3 do rozdzielacza 4, zabezpieczający przed jego odpadnięciem, zapewnia sprężyna umieszczona na nurniku centralnym 8 (zgodnie z rysunkiem 5.80).

Wszystkie części wirujące są smarowane olejem wypełniającym całe wnętrze korpusu.

Rexroth A2FM 61 Series Motor Parts

A2FM10/12/16/23/28/32/45/56/63/80/90/107/125/160/180/200/225/250/500/1000



SEIMT HYDRAULICS

Mail: sales@seimthyd.com

Copyright (c) 2006-2012 Seimt Hydraulics. All rights reserved.

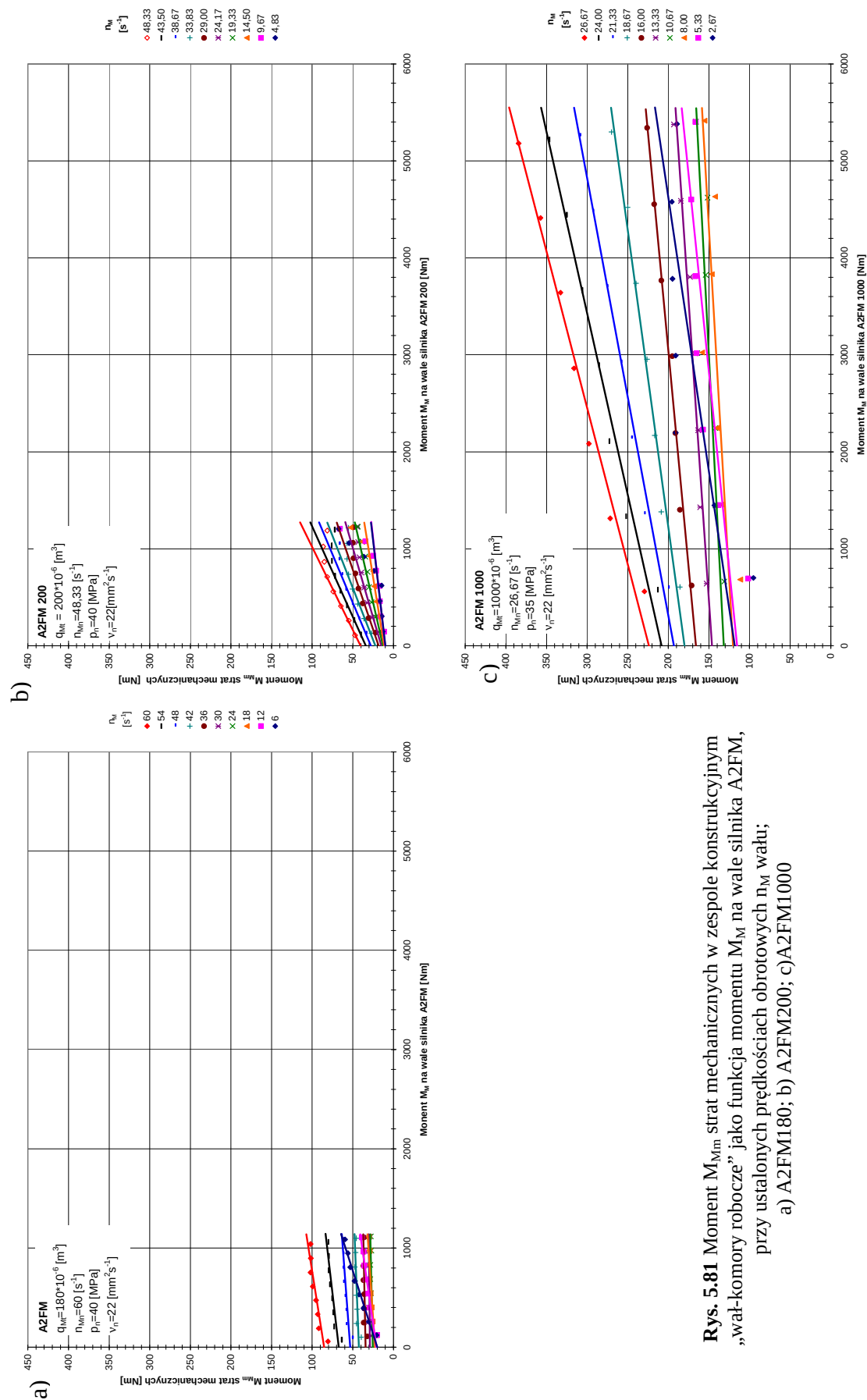
Rys. 5.80 Poszczególne części składowe silnika A2FM [101]: 1 – wał napędowy, 2 – blok cylindrowy, 3 – rozdzielacz, 4 – płyta przytrzymująca, 5 – tłoki i pierścienie uszczelniające (7 szt. w zestawie), 6 – sprężyna talerzowa, 7 – uchwyt sprężyny talerzowej, 8 – nurnik centralny, 9 – śruby mocujące

5.3.4.1 Straty mechaniczne

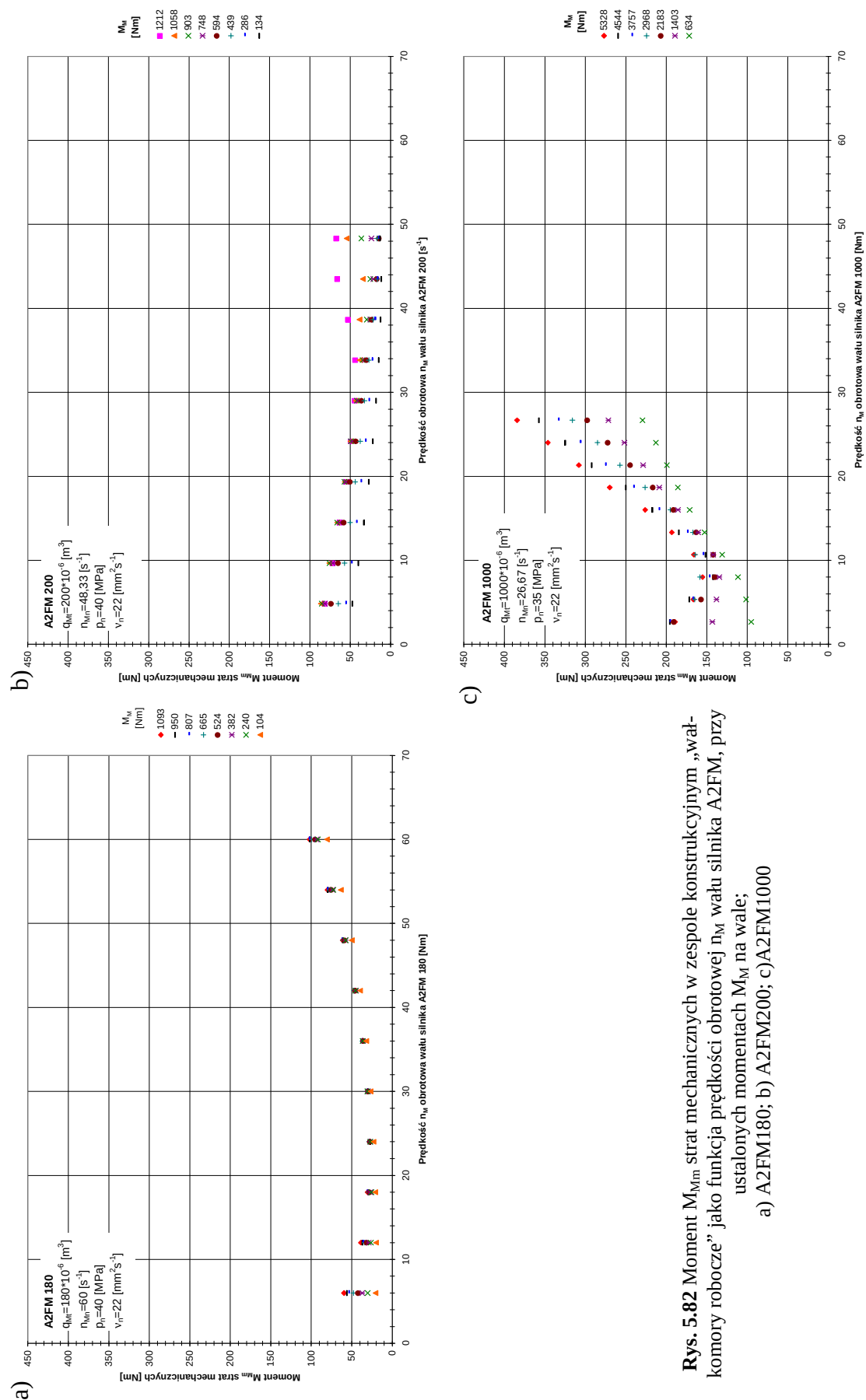
Charakterystyki przedstawiające moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję momentu M_M obciążającego wał silnika: $M_{Mm} = f(M_M)$, przy ustalonych wartościach prędkości n_M obrotowej wału silnika oraz przy ustalonych wartościach lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej przedstawiono na rysunku 5.81.

Aproksymując punkty pomiarowe na rysunku 5.81 liniami prostymi, otrzymano dane do wykreślenia zależności przedstawiającej moment M_{Mm} strat mechanicznych jako funkcję prędkości n_M obrotowej wału silnika: $M_{Mm} = f(n_M)$, przy ustalonych wartościach momentu M_M obciążającego wał silnika. Charakterystyki te przedstawiono na rysunku 5.82.

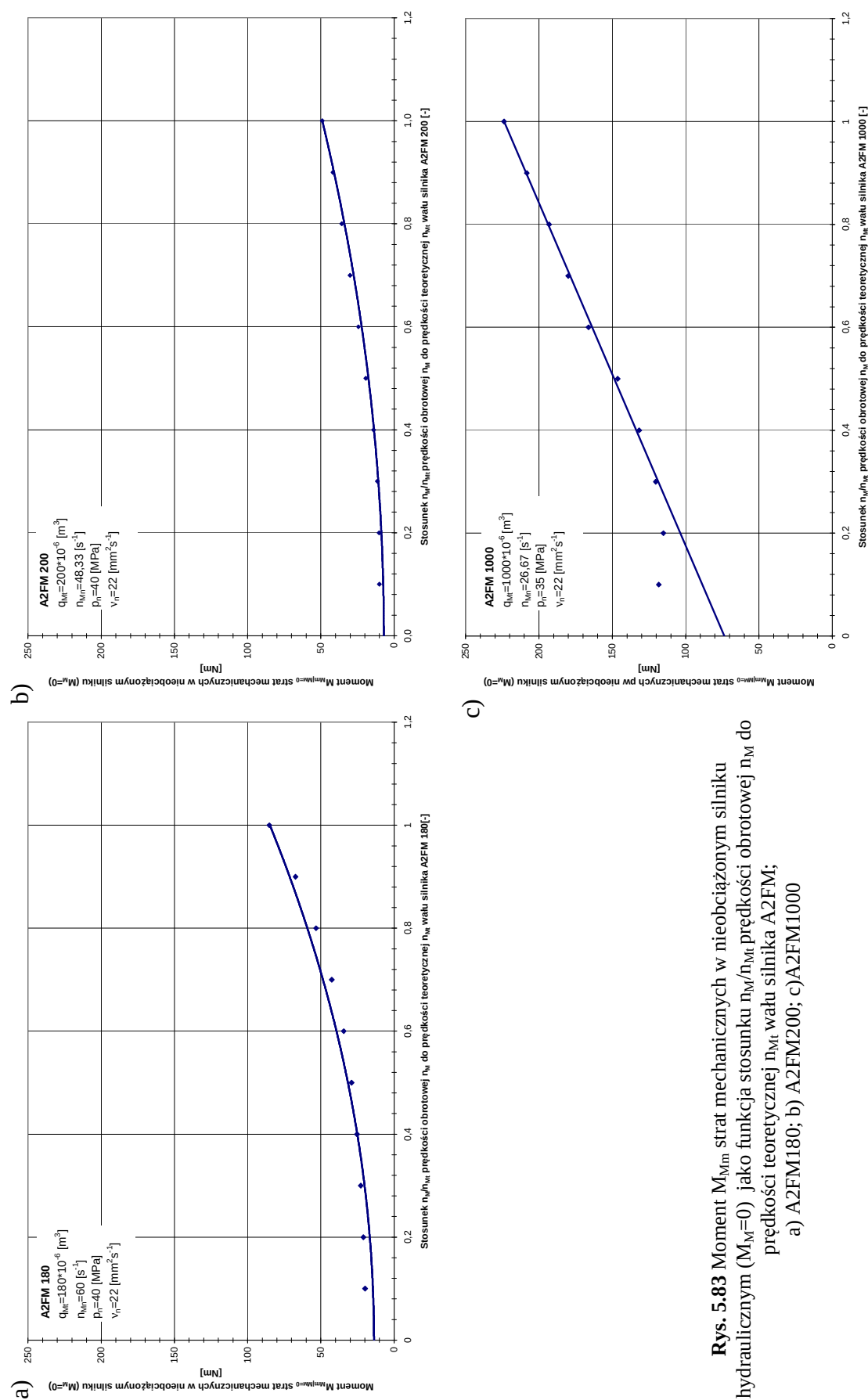
Charakterystyki przedstawiające moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) jako funkcje stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} na wale silnika przedstawiono na rysunku 5.83. Krzywe otrzymano na podstawie danych z rysunku 5.81.



Rys. 5.81 Moment M_{M1} strata mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcja momentu M_M na wale silnika A2FM, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału;
a) A2FM180; b) A2FM200; c) A2FM1000



Rys. 5.82 Moment $M_{M, \text{strat}}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika A2FM, przy ustalonych momentach M_M na wale;
a) A2FM180; b) A2FM200; c) A2FM1000



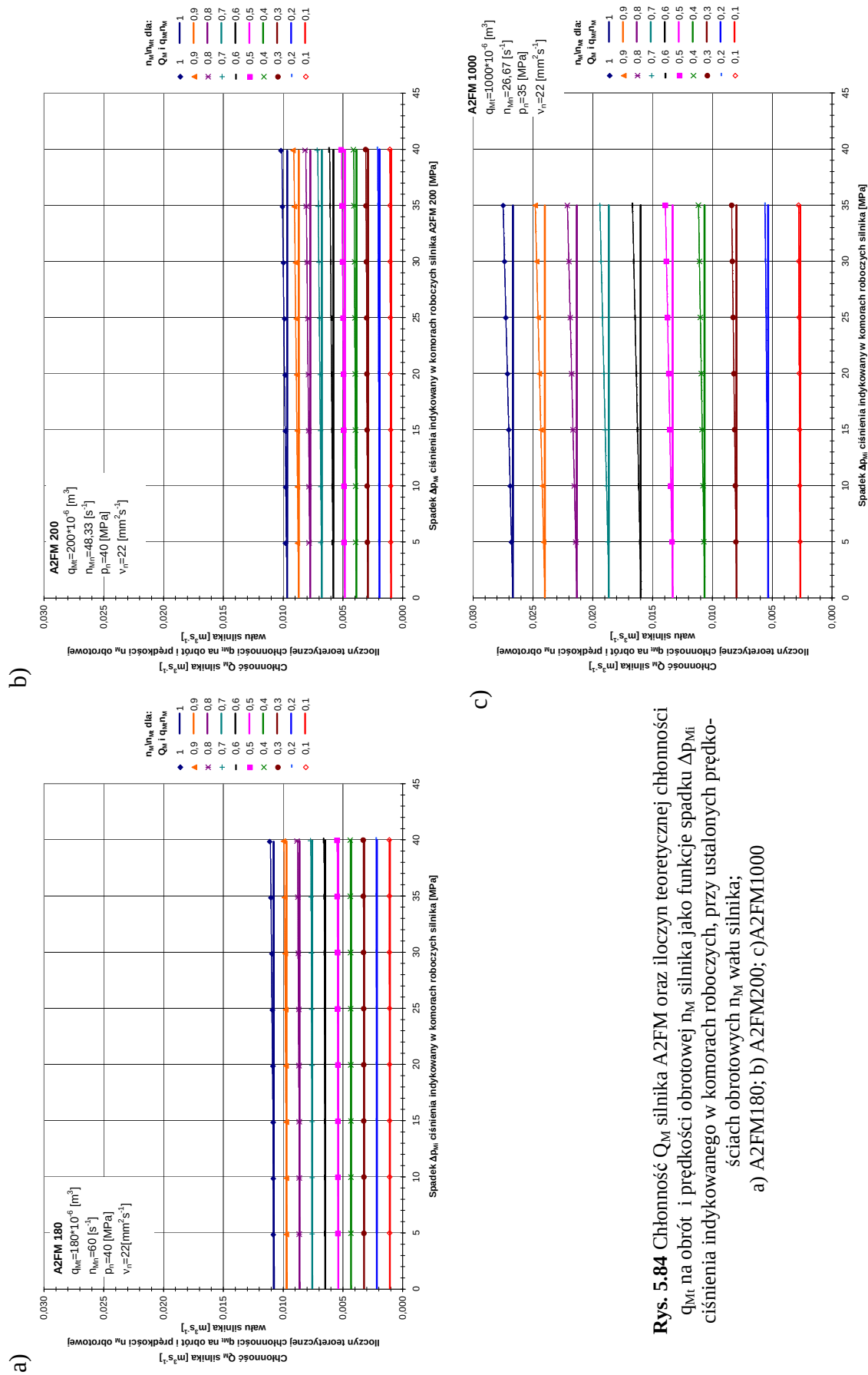
Rys. 5.83 Moment M_{M1} strat mechanicznych w nieobciążonym silniku hydraulicznym ($M_M=0$) jako funkcja stosunku n_M/n_{M1} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{M1} wału silnika A2FM;
a) A2FM180; b) A2FM200; c) A2FM1000

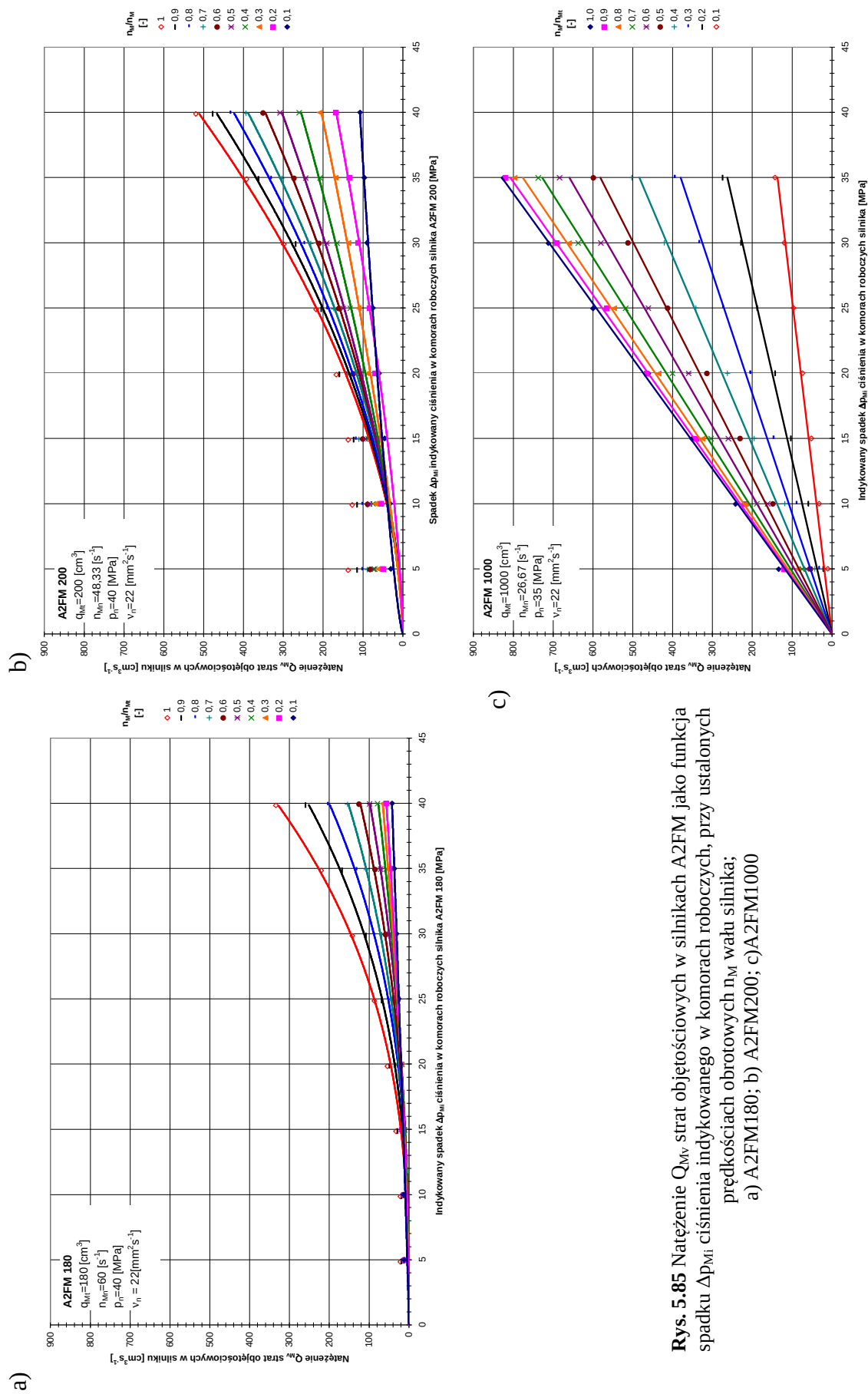
5.3.4.2 Straty objętościowe

W celu wyznaczenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych, pamiętając, że są one funkcją spadku Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M i lepkości v zastosowanej cieczy roboczej – $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$, wykreślono charakterystyki zaprezentowane na rysunku 5.84 przedstawiające obraz chłonności Q_M silnika oraz iloczynu chłonności q_{Mt} na obrót wału silnika i prędkości obrotowej n_M wału silnika jako funkcję spadku Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika, przy różnych wartościach stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M wału silnika do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału. Różnica między tymi charakterystykami obrazuje wielkość nateżenia Q_{Mv} strat objętościowych występujących w silniku A2FM.

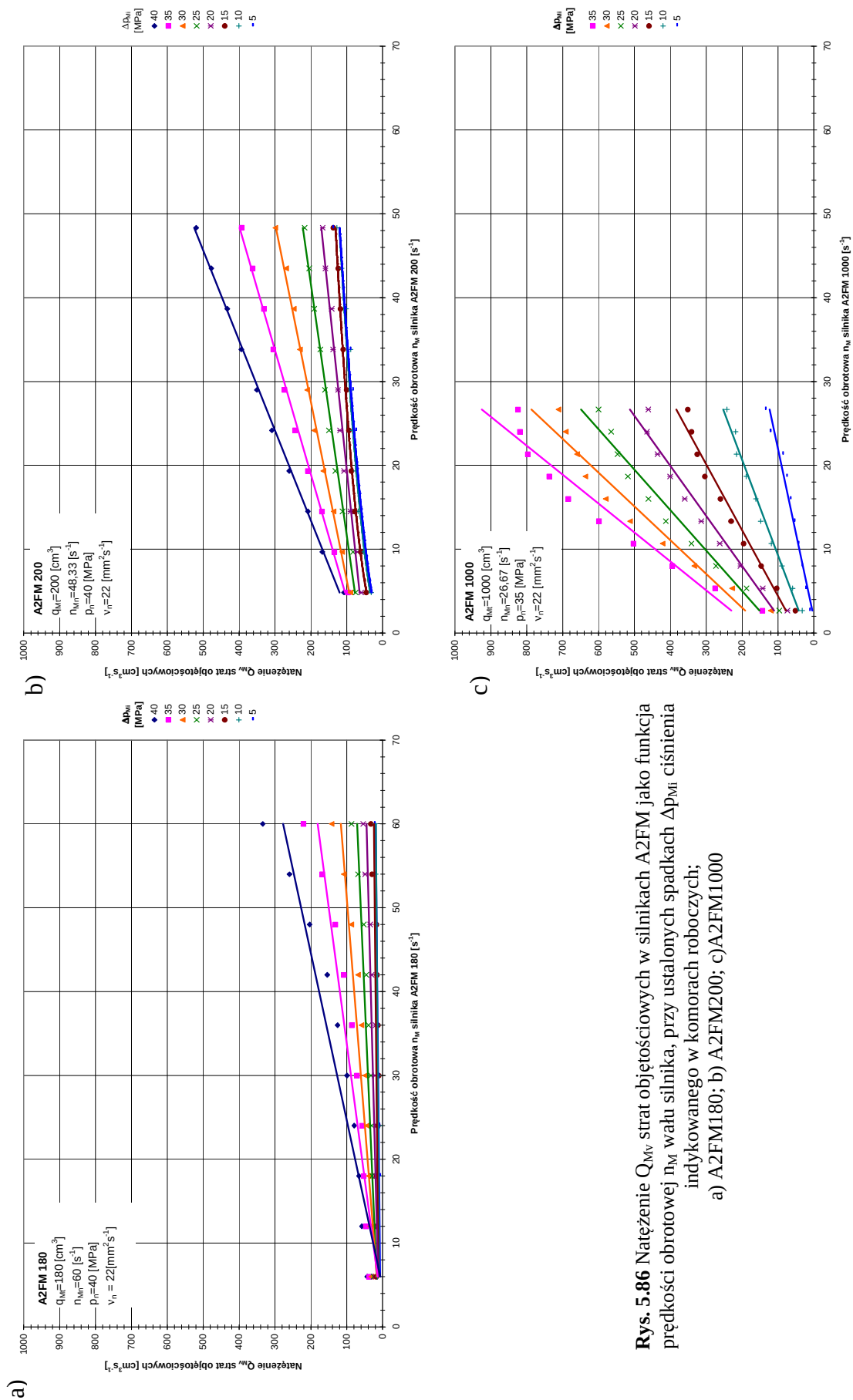
Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję spadku Δp_{Mi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych silnika – $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi})$, przy ustalonych stosunkach n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M wału silnika do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału oraz przy ustalonej lepkości $\nu_n = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ cieczy roboczej, przedstawiono na rysunku 5.85. Krzywe na rysunku 5.85 otrzymano obliczając natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika, jako różnicę chłonności Q_M silnika i iloczynu teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót oraz prędkości obrotowej n_M wału silnika. Spadek Δp_{Mi} indykowany ciśnienia w komorach roboczych silnika obliczono jako różnicę spadku Δp_M ciśnienia w silniku i strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach silnika (zgodnie z tokiem obliczeniowym zaprezentowanym na przykładzie silnika A6VM w punkcie 5.1).

Charakterystyki przedstawiające natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika A6VM – $Q_{Mv} = f(n_M)$, przy ustalonych spadkach Δp_{Mj} indykowanego ciśnienia, przedstawiono na rysunku 5.86.

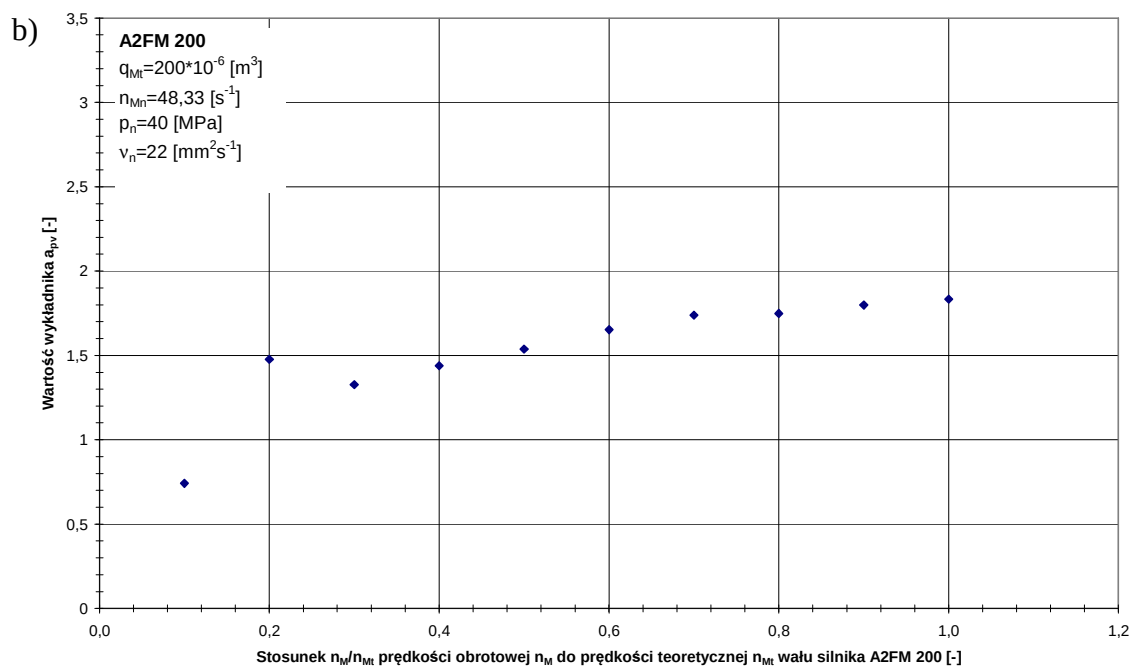
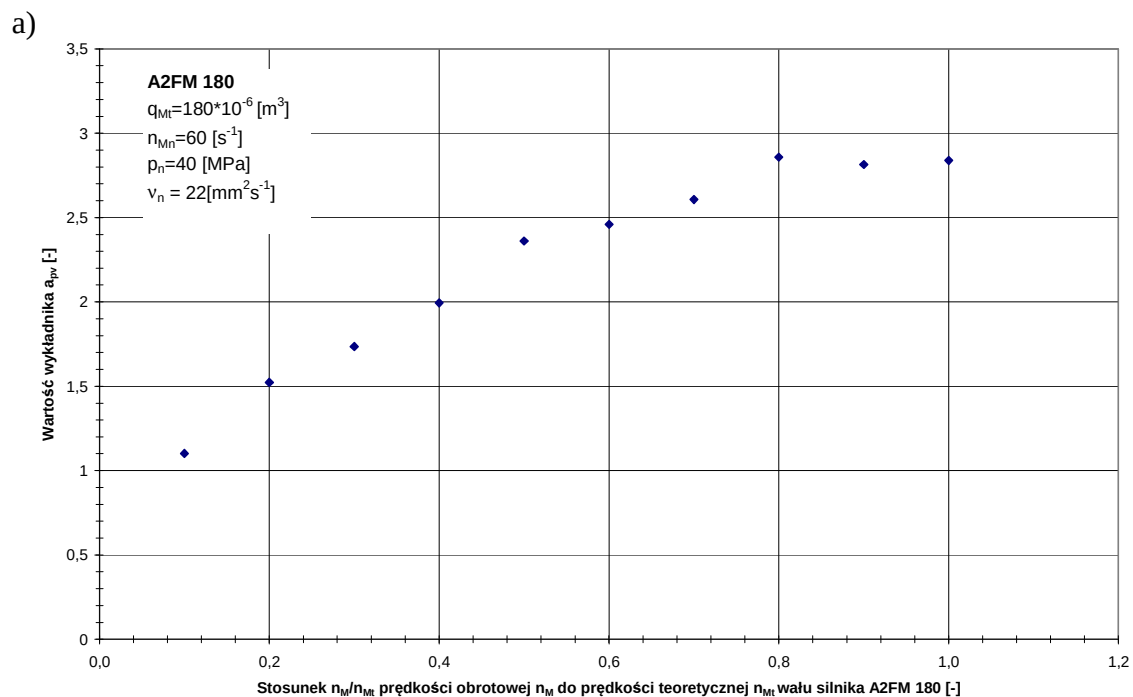




Rys. 5.85 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silnikach A2FM jako funkcja spadku Δp_{Mi} ciśnienia indukowanego w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika;
a) A2FM180; b) A2FM200; c) A2FM1000



Rys. 5.86 Natężenie Q_{Mv} stral objętościowych w silnikach A2FM jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika, przy ustalonych spadkach Δp_{M1} ciśnienia indukowanego w komorach roboczych;
 a) A2FM180; b) A2FM200; c) A2FM1000



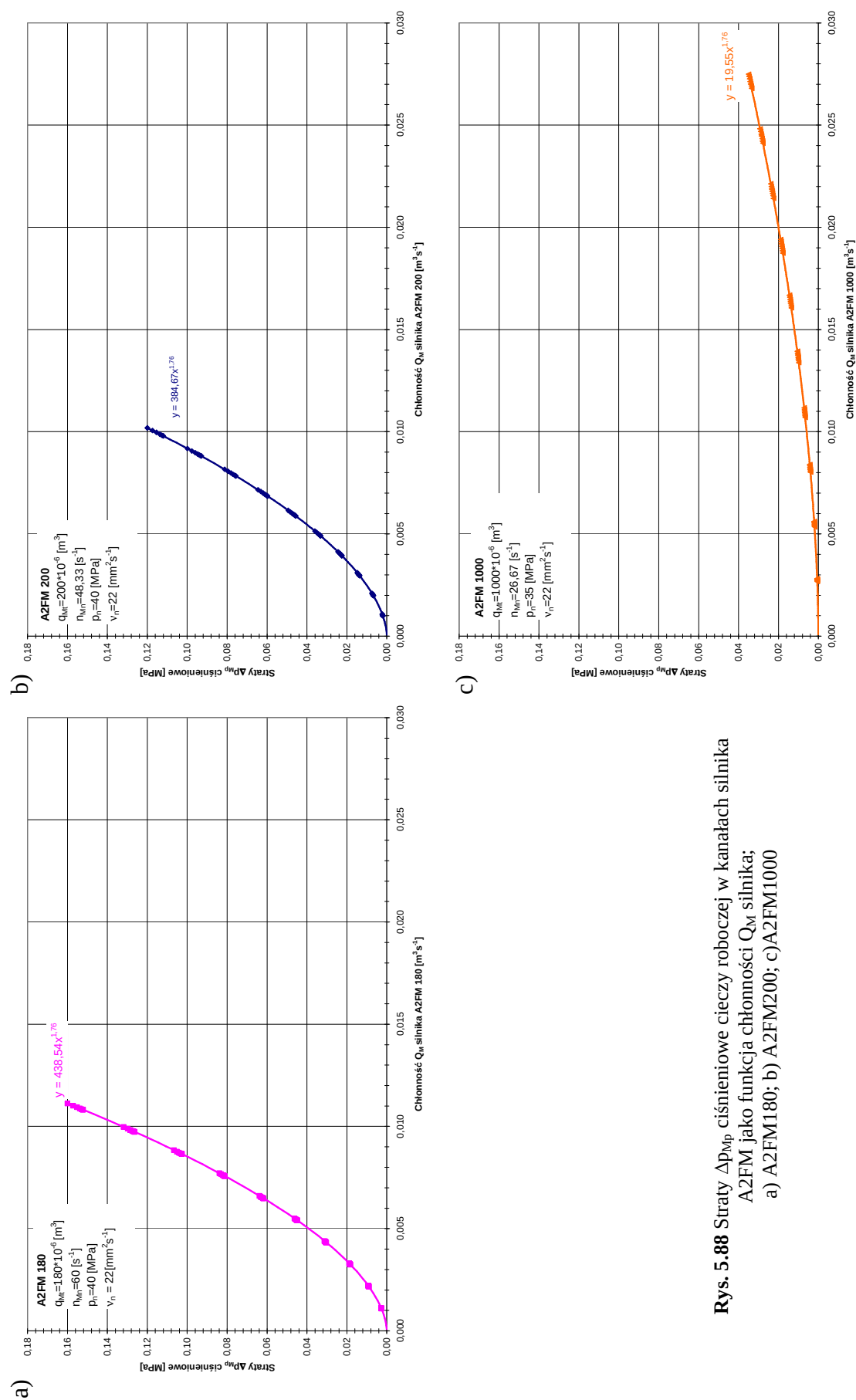
Rys. 5.87 Wartość wykładnika a_{pv} (występującego we wzorze (4.61)) jako funkcja stosunku n_M/n_{Mt} prędkości obrotowej n_M do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika A2FM;
a) A2FM 180, b) A2FM 200

5.3.4.3 Straty ciśnieniowe

Na rysunku 5.88 przedstawiono zależność strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika A2FM od chłonności Q_M silnika.

W celu poznania wartości współczynnika k_8 strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika hydraulicznego A2FM posłużono się wartościami strat Δp_{Pp} ciśnieniowych w kanałach pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 proporcjonalnie je zwiększając, zgodnie z danymi zawartymi w punkcie 5.1.

Obliczony, zgodnie z przykładem przedstawionym w punkcie 5.1, współczynnik k_8 strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach przyjmuje niewielką wartość: dla A2FM 180 – $k_8 = 0,004$ [-]; A2FM 200 – $k_8 = 0,003$ [-]; A2FM 1000 – $k_8 = 0,001$ [-]. Wiąże się to ze stosunkowo niewielkim udziałami wielkości strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w bilansie energetycznym silnika hydraulicznego.



Rys. 5.88 Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe cieczy roboczej w kanałach silnika A2FM jako funkcja chłonności Q_m silnika;
a) A2FM180; b) A2FM200; c) A2FM1000

5.3.4.4 Współczynniki k_i strat energetycznych

Współczynniki k_i strat energetycznych występujące w silniku hydraulicznym A2FM zostały obliczone zgodnie z zależnościami zawartymi w punkcie 4.2 oraz tokiem obliczeniowym przedstawionym w punkcie 5.1.

Tabela 5.18 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silnikach typu A2FM

		A2FM180 $v=22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 180 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 60 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 40 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 432 \text{ [kW]}$	A2FM200 $v=22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 48,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 40 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 386,7 \text{ [kW]}$	A2FM1000 $v=22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 1000 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 26,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 35 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 933,4 \text{ [kW]}$
M_{Mm}	$k_{7.1.1} =$	0,012	0,005	0,013
	$k_{7.1.2} =$	0,062	0,033	0,027
	$a_{vm} =$	-	-	-
	$k_{7.2} =$	0,020	0,052	0,031
Q_{Mv}	$k_9 =$	0,031	0,053	0,031
	$a_{pv} =$	2,84	1,83	1
	$a_{vv} =$	-	-	-
	$a_{nv} =$	-	-	-
Δp_{Mp}	$k_8 =$	0,004	0,003	0,001
	$a_{Qp} =$	1,76	1,76	1,76
	$a_{vp} =$	-	-	-

Wykładniki a_{vm} , a_{vv} i a_{vp} mówiące o wpływie lepkości v cieczy roboczej na poszczególne rodzaje strat (m – mechaniczne; v – objętościowe, p – ciśnieniowe) zostały pominięte, gdyż badania zostały przeprowadzone tylko dla jednej lepkości cieczy roboczej wynoszącej $22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Rysunek 5.83 umożliwił obliczenie, zgodnie z zależnościami (2.8) i (2.9), współczynników $k_{7.1.1}$ i $k_{7.1.2}$ strat mechanicznych występujących w silniku hydraulicznym A2FM.

Wartość współczynnika $k_{7.2}$ strat mechanicznych została obliczona z zależności (2.10) do której wartości odczytano z rysunków 5.81 i 5.83.

Wartość współczynnika k_9 strat objętościowych została obliczona z zależności (4.62), do której wartości odczytano z rysunku 5.85. Wartość wykładnika a_{pv} , mówiącego o wpływie spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych, pokazano na rysunku 5.87 (dla silników A2FM 180 i A2FM 200). Wartość wykładnika a_{vp} , mówiącego o wpływie spadku Δp_{Mi} ciśnienia

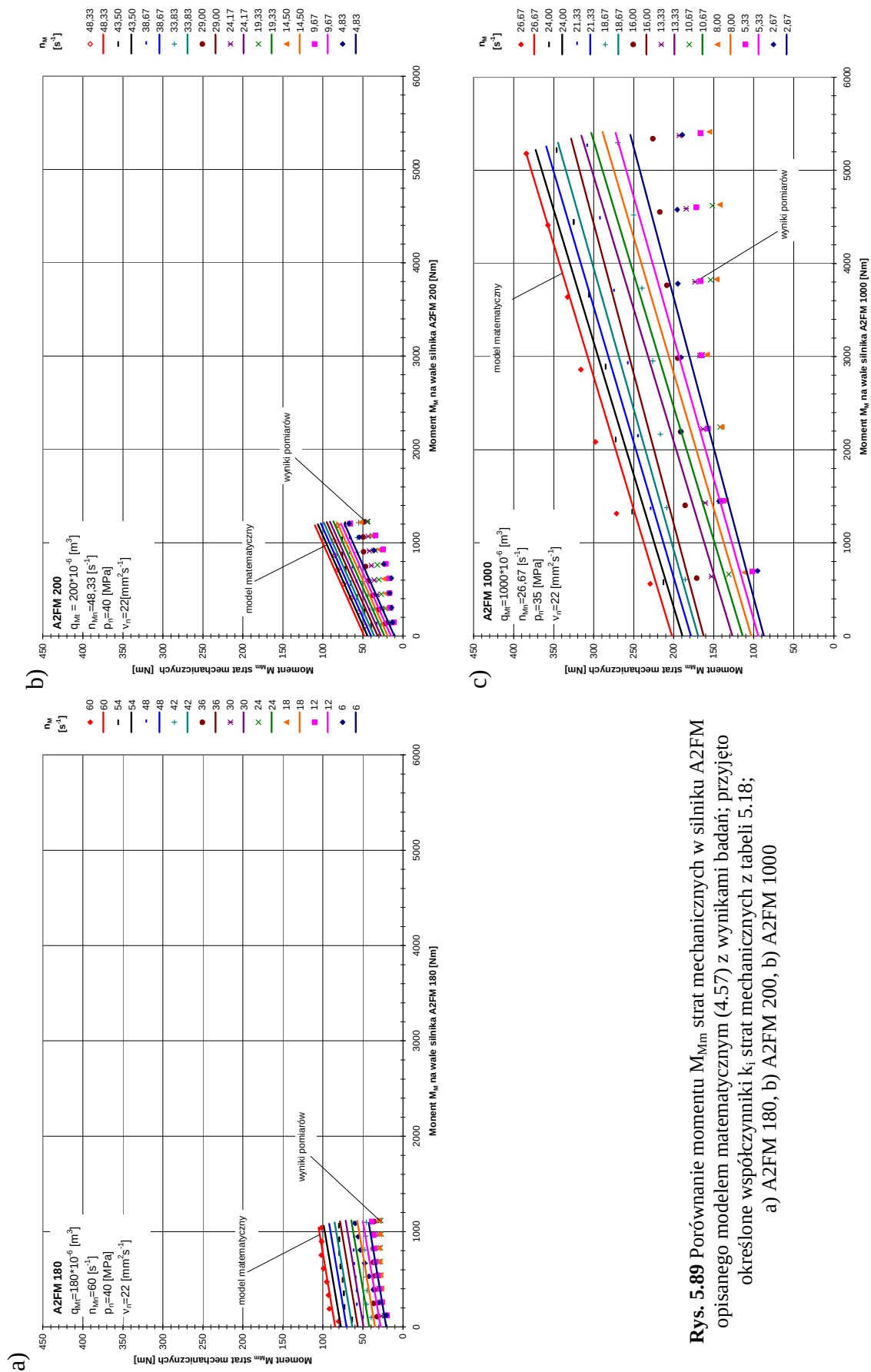
indykowanego w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych silnika A2FM 1000 wynosi 1 (zgodnie z rysunkiem 5.85).

5.3.4.5 Badania symulacyjne

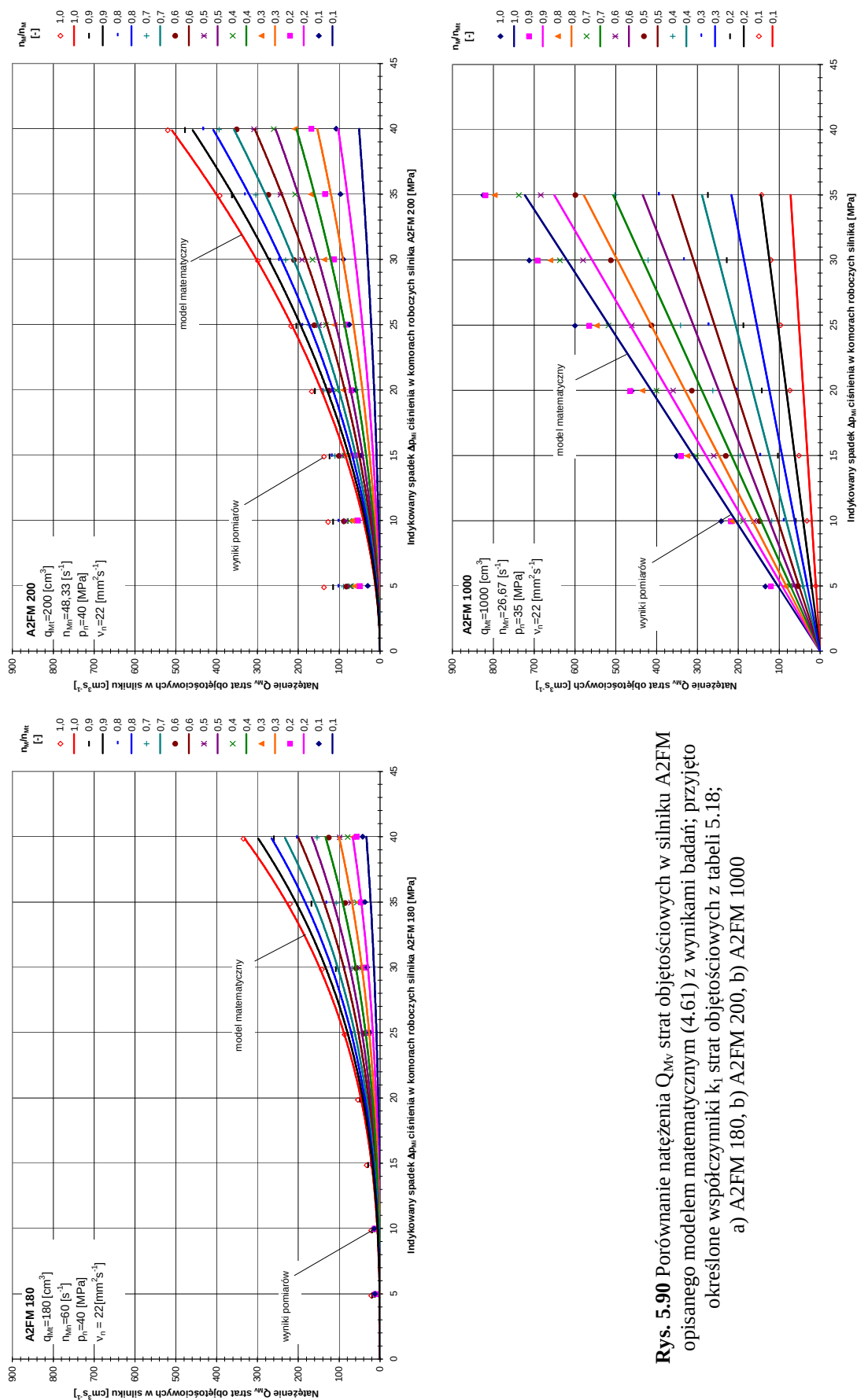
W niniejszym podrozdziale przedstawione zostały wyniki badań symulacyjnych wartości poszczególnych strat występujących w silniku hydraulicznym A2FM z użyciem wcześniej określonych, a w rozdziale 4 – zdefiniowanych, współczynników k_i strat energetycznych. Obliczenia wykonane zostały wg modeli współczynników k_i strat energetycznych zamieszczonych w pracach [29, 43, 50] (przytoczonych w rozdziale 4).

Weryfikacja modelu matematycznego przedstawionego za pomocą zależności (4.57), która została zaczerpnięta z [43], polegała na porównaniu wyników obliczeń symulacyjnych momentu M_{Mm} strat mechanicznych (na rysunkach oznaczone linią ciągłą) z wielkościami ustalonymi na drodze obliczeniowej dla identycznych parametrów pracy silnika hydraulicznego. Rezultaty analizy przedstawiono na rysunku 5.89 oraz w załączniku 8.

Obliczenia symulacyjne natężenia Q_{Mv} strat objętościowych przeprowadzone zostały w oparciu o zależność (4.61), która została zaczerpnięta z [50]. Wyniki obliczeń symulacyjnych natężenia Q_{Mv} strat objętościowych przedstawione zostały na rysunku 5.90 oraz w załączniku 9.



Rys. 5.89 Porównanie momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A2FM opisanego modelem matematycznym (4.57) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_1 strat mechanicznych z tabeli 5.18; a) A2FM 180, b) A2FM 200, b) A2FM 1000



Rys. 5.90 Porównanie natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM opisanego modelem matematycznym (4.61) z wynikami badań; przyjęto określone współczynniki k_1 strat objętościowych z tabeli 5.18;
a) A2FM 180, b) A2FM 200, b) A2FM 1000

5.3.4.6 Wnioski

1. W silniku A2FM występowała nierównomierność prędkości obrotowej, która przy małej prędkości n_M wału i przy dużym momencie M_M oraz małej lepkości ν cieczy roboczej ($22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$) jest bardzo wysoka (rzędu 100% i wyżej). Straty mechaniczne wówczas rosną i są trudne do określenia (widać to dokładnie na rysunku 5.82).
2. Na wykresie przedstawiającym moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcję momentu M_M na wale silnika i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M silnika (rysunek 5.81) widać prawidłową zależność momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych określonego przy $M_M = 0$ od prędkości obrotowej n_M wału. Rosnącej prędkości obrotowej n_M wału towarzyszy wzrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ związany ze wzrostem sił bezwładności elementów konstrukcyjnych oraz ze wzrostem sił tarcia między tymi elementami a cieczą roboczą.
3. Na wykresie przedstawiającym moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze” jako funkcję momentu M_M na wale silnika i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M silnika (rysunek 5.81) widać, że wzrost prędkości obrotowej n_M daje wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał-komory robocze”. Ten wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału bierze się zarówno z sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego „wał-komory robocze” a cieczą roboczą jak i z sił bezwładności elementów zespołu.
4. W silniku A2FM wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika następuje wzrost natężenia Q_{Mv} strat objętościowych (rysunki 5.84 i 5.85).
5. Obrazy zależności natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika A2FM od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału (rysunek 5.85), opisane funkcją wykładniczą

$$Q_{Mv} \sim \left(\frac{\Delta p_{Mi}}{p_n} \right)^{a_{pv}}$$
 , pozwalają określić charakter przepływu cieczy roboczej z jednoczesnym wpływem wzrostu szczelin w silniku. Wykładniki potęgowe a_{pv} (wpływu indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv}), przyjmują następujące wartości (przy teoretycznych prędkościach obrotowych): A2FM180 $\rightarrow a_{pv} = 2,84$; A2FM200 $\rightarrow a_{pv} = 1,83$; A2FM1000 $\rightarrow a_{pv} = 1$. Wartości wykładnika a_{pv} pozwalają wnioskować, że w badanym silniku (A2FM180 i A2FM200) na natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych wpływa rosnący z Δp_{Mi} przekrój szczelin w komorach.

5.3.5 PORÓWNANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW STRAT ENERGETYCZNYCH W SILNIKACH TŁOKOWYCH

1. Nowa perspektywa oceny strat i sprawności energetycznej maszyn waporowych tworzących układy napędu i sterowania hydrostatycznego (rysunki 1.8 i 1.9) umożliwia zestawienie współczynników k_i strat energetycznych (tabela 5.19) występujących w badanych silnikach hydraulicznych tłokowych przedstawionych w punktach 5.3.1 ÷ 5.2.4.
2. Współczynniki k_i strat energetycznych opisują względną wartość poszczególnych strat występujących w badanej maszynie.
3. Tabela 5.19 przedstawia pierwszą próbę oceny jakościowej maszyn tłokowych z wykorzystaniem spojrzenia na straty proponowane przez Z. Paszotę w pracach [29 ÷ 50].
4. Współczynnik $k_{7.1}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych dostarczają nam informacji o stratach spowodowanych tarcieniem między elementami konstrukcji (np. łożyska) jak również tarcieniem między cieczą wypełniającą karter a blokiem cylindrowym (w maszynach tłokowych). Największe straty występują w silniku A2FM180.
5. Współczynnik $k_{7.2}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych mówi o wielkości przyrostu ΔM_{Mm} momentu strat mechanicznych w silniku, będącego skutkiem wzrostu obciążenia. Największe straty występują w silniku SWSB-63.
6. Współczynnik k_8 strat Δp_{pp} ciśnieniowych mówi o wielkości strat występujących w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu maszyny. Straty te są głównie efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia. Współczynnik k_8 zależy głównie od natężenia przepływającego strumienia [30]. Najwyższą sprawność ciśnieniową posiada silnik PTO2-16 i A2FM100 - bo wynoszącą 99%.
7. Współczynnik k_9 natężenia Q_{Mv} strat objętościowych mówi o wielkości przecieków występujących w maszynie waporowej. Najwyższą sprawność objętościową posiada silnik A2FM180 i A2FM1000 wynoszącą 97%, najniższą z kolei silnik A6VM i SWSB-63 ~95,5 %.

Tabela 5.19 Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silnikach hydraulicznych wyporowych tłokowych

	SWSB-63	PTO2-16	A6VM	A2FM180	A2FM200	A2FM1000
	$v_n = 26 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 639 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 6,2 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 10,6 \text{ [kW]}$	$v_n = 35 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 12,74 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 21,54 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 16 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 4,39 \text{ [kW]}$	$v_n = 22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 160 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M \neq \text{const.}$ $n_{Mn} = 50 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 40 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 320 \text{ [kW]}$	$v_n = 22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 180 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 60 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 40 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 432 \text{ [kW]}$	$v_n = 22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 48,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 40 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 386,7 \text{ [kW]}$	$v_n = 22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ $q_{Mt} = 1000 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M = \text{const.}$ $n_{Mn} = 26,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 35 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 933,4 \text{ [kW]}$
M_{Mm}	$k_{7,1,1} =$	0,035	0,002	0,012	0,005	0,013
	$k_{7,1,2} =$	0,025	0,036	0,062	0,033	0,027
	$a_{vm} =$	-	-	-	-	-
Q_{Mv}	$k_{7,2} =$	0,033	0,051	0,02	0,052	0,031
	$k_9 =$	0,047	0,054	0,031	0,053	0,031
	$a_{pv} =$	0,92	1,83	2,84	1,83	1
	$a_{vv} =$	-	-	-	-	-
Δp_{Mp}	$a_{nv} =$	-	-	-	-	-
	$k_8 =$	0,001	0,003	0,004	0,003	0,001
	$a_{qp} =$	1,87	1,75	1,76	1,76	1,76
	$a_{vp} =$	-	-	-	-	-

5.4 WNIOSKI

1. Współczynniki k_i strat energetycznych opisują względną wartość poszczególnych strat w elemencie układu hydrostatycznego (w pompie, w silniku hydraulicznym, ale także w przewodach i w zespole sterowania dławieniowego prędkości silnika). Umożliwiają one ocenę proporcji i wielkości strat oraz ocenę wartości sprawności energetycznej elementu (objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej) będącej skutkiem strat występujących przy ciśnieniu nominalnym p_n pracy układu, w którym element jest zastosowany. W efekcie, dzięki znajomości współczynników k_i poszczególnych strat, możliwe jest określenie strat i sprawności energetycznej elementów pracujących w układzie napędowym (całkowitej, objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej) a także sprawności całkowitej układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika jako funkcji współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika $\bar{M}_M$ obciążenia silnika hydraulicznego [50].
2. Na charakter przepływu cieczy w kanałach maszyny wyporowej mają przede wszystkim wpływ opory miejscowe (zaburzenia kierunku oraz pola przekroju strugi) zależne od rozwiązania konstrukcyjnego jak i wielkości maszyny. Budowa modeli (4.34) i (4.73) strat ciśnieniowych umożliwia zastosowanie ich w badaniach konkretnego rozwiązania maszyny. Odbywa się to poprzez laboratoryjne określenie wartości wykładników potęgowych a_{vp} wpływu lepkości oraz a_{qp} wpływu natężenia strumienia na straty ciśnieniowe w kanałach maszyny. W modelach zostały zastosowane współczynniki k_3 (w pompie) oraz k_8 (w silniku hydraulicznym) strat ciśnieniowych występujących przy natężeniu Q_p lub Q_M w kanałach równym teoretycznej wydajności Q_{pt} pompy, strat odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym pompa jest zastosowana.
3. Modele (4.36) i (4.61) strat objętościowych w maszynach wyporowych umożliwiają bardzo dokładne określenie zależności natężenia Q_{pv} lub Q_{Mv} w maszynie wyporowej od indykowanego przyrostu Δp_{pi} lub spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych maszyny i od lepkości ν oleju a w przypadku silnika hydraulicznego również od prędkości obrotowej n_M wału silnika. W modelach zostały zastosowane współczynniki k_1 (w pompie) oraz k_9 (w silniku hydraulicznym) natężenia strat objętościowych występujących przy indykowanym przyroście Δp_{pi} lub spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu hydrostatycznego, w którym pompa jest zastosowana – $\Delta p_{pi} = p_n$, lub w którym silnik jest zastosowany – $\Delta p_{Mi} = p_n$, natężenia odniesionego do teoretycznej objętości roboczej q_{pt} pompy lub w przypadku silnika hydraulicznego do wydajności teoretycznej Q_{pt} pompy.
4. Modele matematyczne (4.46) i (4.47) opisujące straty mechaniczne występujące w pompie, umożliwiają dokładne określenie zależności momentu M_{pm} strat mechanicznych od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, od lepkości ν oleju oraz od wielkości q_{pt} wydajności na obrót wału pompy. W modelach zostały zastosowane współczynniki $k_{4,1}$, $k_{4,1,1}$, $k_{4,1,2}$, $k_{4,2}$ strat mechanicznych umożliwiające przeprowadzenie badań symulacyjnych.
5. Modele matematyczne (2.7) i (4.57) opisujące straty mechaniczne w silniku hydraulicznym obrotowym umożliwiają dokładne określenie zależności momentu

M_{Mm} strat mechanicznych od prędkości obrotowej n_M wału silnika, od lepkości ν oleju od wielkości q_{Mt} objętości na obrót wału silnika. W modelach zostały zastosowane współczynniki $k_{7.1.1}$, $k_{7.1.2}$, $k_{7.2}$ strat mechanicznych umożliwiające przeprowadzenie badań symulacyjnych.

6. Teza T1 mówiąca o tym, iż **elementem drogi do określenia sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych (oraz złożonych z nich przekładni hydrostatycznych o określonej strukturze) jest ocena zdefiniowanych współczynników k_i strat energetycznych w tych maszynach** – znalazła potwierdzenie i praktyczne zastosowanie w trakcie wykonywanej pracy.
7. Teza T2 mówiąca o tym, że **rozwiązanie konstrukcyjne, które umożliwia zamianę energii mechanicznej w energię ciśnienia lub energii ciśnienia w energię mechaniczną, decyduje o wielkościach i o proporcjach poszczególnych strat** – znalazła swoje potwierdzenie podczas badania silników hydraulicznych tłokowych posiadających odmienną konstrukcję (konstrukcja z uszczelkami – SWSB-63 lub bez – PTO2-16). Rozwiązanie konstrukcyjne wpływa na wzrost bądź spadek natężenia strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej.
8. Teza T3 mówiąca o tym, iż **wielkość maszyny, tzn. teoretyczna wydajność q_{Pt} na obrót pompy czy też teoretyczna chłonność q_{Mt} na obrót silnika hydraulicznego obrotowego może mieć wpływ na wielkość współczynników k_i strat występujących w maszynie** – znalazła potwierdzenie w tabeli 5.17 w której zestawiono trzy silniki hydrauliczne tłokowe różniące się między sobą chłonnością na obrót.
9. Teza T4 mówiąca o tym, że **warunki nominalnej pracy układu (ciśnienie nominalne p_n układu i prędkość nominalna n_n maszyny), w którym zastosowana jest maszyna wpływają na wielkość współczynników k_i strat energetycznych** – znalazła potwierdzenie w tabeli 5.7 przedstawiającej zmianę współczynnika k_1 natężenia strat objętościowych przy zmianie ciśnienia nominalnego p_n układu i przy zmianie prędkości nominalnej n_{Pn} maszyny (na przykładzie pompy tłokowej A4VG).
10. Teza T5 mówiąca o tym, iż **pompa, pracująca w przekładni hydrostatycznej, napędzana jest z wybraną nominalną prędkością n_{Pn} wału a wybór prędkości n_{Pn} napędu wału w zakresie proponowanym przez producenta wpływa na wartości współczynników k_i strat energetycznych** – znalazła potwierdzenie na przykładzie pompy A4VG (tabele 5.7 i 5.8).

6 WNIOSKI KOŃCOWE

1. Celem pracy była analiza wielkości strat energetycznych występujących w wporowych tłokowych maszynach obrotowych stosowanych w napędach hydrostatycznych. Analizę przeprowadzono w oparciu o zaproponowane przez Z. Paszotę w [50] modele strat energetycznych z zastosowanymi współczynnikami k_i strat, z uwzględnieniem wpływu wydajności lub chłonności na obrót maszyny, prędkości obrotowej, ciśnienia pracy oraz lepkości cieczy roboczej. Prace koncentrowały się na zagadnieniach związanych z:
 - a. opracowaniem metody uchwycenia strat w oparciu o informacje dostarczane przez producentów,
 - b. opracowaniem strat energetycznych w pompach i silnikach hydraulicznych z wykorzystaniem metody sumy mocy,
 - c. weryfikacją przyjętych tez,
 - d. przeprowadzeniem badań symulacyjnych strat w wybranych maszynach.
2. Rozpoznanie stanu wiedzy wykazało, że w większości dostępnych w literaturze matematycznych modelach sprawności energetycznej maszyn wporowych, sprawność całkowitą rozpatruje się jako iloczyn sprawności objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej. Łączne rozpatrywanie strat ciśnieniowych i mechanicznych uniemożliwia właściwą ocenę ich wpływu na sprawność energetyczną elementów układu. Z przytoczonych matematycznych modeli strat w pompach i silnikach hydraulicznych, jedynie modele opracowane przez Z. Paszotę umożliwiają przeprowadzenie symulacyjnych badań strat i sprawności przekładni hydrostatycznych o określonych strukturach, w tym pomp i silników hydraulicznych w nich zastosowanych.
3. Możliwe stało się to dzięki zastosowaniu bezwymiarowych współczynników k_i strat energetycznych odnoszących wielkości strat w elementach do nominalnych parametrów pracy układu i elementów układu. Modele zaproponowane w [29 ÷ 31, 42, 43, 45, 50] umożliwiają uchwycenie wpływu na sprawność energetyczną układu takich czynników jak:
 - a. straty energetyczne w elementach układu,
 - b. lepkość czynnika roboczego,
 - c. prędkość silnika hydraulicznego,
 - d. obciążenie silnika hydraulicznego.
4. Analiza literatury wykazała, iż straty i sprawność energetyczna hydrostatycznych silników obrotowych oceniane są przez badaczy i producentów jako funkcje parametrów, które same zależą od strat.
5. Przedmiotem badań były maszyny wporowe (pompki i silniki hydrauliczne) tłokowe. Opracowana metoda sumy mocy oraz dane z badań [12, 20, 55, 84 ÷ 86] umożliwiły przeprowadzenie dokładnych obliczeń wielkości strat oraz określenie współczynników k_i strat w nich występujących.
6. Uzyskane wyniki umożliwiły weryfikację tez przyjętych w pracy. Stwierdzono m.in., że:
 - a. jedynie wzory matematyczne zaproponowane przez Z. Paszotę w pracach [29, 30, 31, 42, 43, 45, 50] umożliwiają określenie sprawności

- energetycznych pomp i silników hydraulicznych oraz złożonych z nich przekładni hydrostatycznych o określonej strukturze;
- b. w zależności od rozwiązania konstrukcyjnego silników hydraulicznych tłokowych (konstrukcja z uszczelkami – SWSB-63 lub bez – PTO2-16) w badanej maszynie może dojść do wzrostu bądź spadku natężenia strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej;
 - c. wielkość maszyny, tzn. teoretyczna chłonność na obrót q_{Mt} silnika hydraulicznego obrotowego tłokowego A2FM, ma wpływ na wielkość współczynników k_i strat występujących w maszynie;
 - d. zmiana warunków nominalnej pracy układu, w którym zastosowano pompę tłokową A4VG (ciśnienie nominalne p_n układu oraz prędkość nominalną n_{pn} maszyny) powoduje zmianę wartości współczynników k_i strat energetycznych (tabele 5.7 i 5.8);
 - e. wybrana prędkość nominalna n_{pn} wału pompy A4VG z zakresu podanego przez producenta wpływa na wartość współczynników k_i strat energetycznych.
7. Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały przydatność modeli matematycznych zaproponowanych w pracach [29, 30, 31, 42, 43, 45, 50] do symulacyjnego określania sprawności energetycznej maszyn wporowych tłokowych.
 8. Dowiedziono, że opracowana metoda sumy mocy umożliwia przeprowadzenie dokładnych obliczeń strat i sprawności energetycznej maszyn wporowych.
 9. Autorka planuje przeprowadzenie dalszych prac zmierzających do:
 - a. określenia współczynników k_i strat w innych odmianach maszyn wporowych,
 - b. określenia współczynników k_i strat występujących w maszynie wporowej mogącej pracować jako pompa lub też jako silnik hydrauliczny,
 - c. określenia współczynników k_i strat występujących w pompie przy uwzględnieniu ściśliwości cieczy.

7 LITERATURA

1. Albert P., *Motion control In offshore and dredging*. Wydawnictwo Springer, Londyn 2010
2. Balawender A., *Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych*. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 1988
3. Balawender A., Osiecki A., Paszota Z., Klimkiewicz W., Ciepelowski J., *Badania silnika hydraulicznego wysokomomentowego średniociśnieniowego SWSB-63*. Praca naukowo-badawcza, Gdańsk 1972
4. Balawender A., Barski J., Bienkowski A., Dziewulski W., Głuchowski E., Lamentowicz R., Niezgoda J., *Napędy hydrauliczne. Ćwiczenia laboratoryjne*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1983
5. Balawender A., *Chapter 19: Physical and mathematical models of losses in hydraulic motors*. W: *Developments in mechanical engineering*, ed. Barylski A., Ciesliński Janusz T.. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2005
6. Burzyński W., Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: *Rynek wyrobów techniki płynowej. Krajowy, europejski i globalny*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2007 – „Krajowy sektor wobec wyzwań konkurencyjności”. Wrocław 10-12 października 2007
7. CETOP European Fluid Power - Europejskiego Komitetu ds. Hydrauliki i Pneumatyki. http://www.cetop.org/daten/CETOP_Directory_2013_Redaktion_Web.pdf – 10.01.2014
8. CETOP European Fluid Power - Europejskiego Komitetu ds. Hydrauliki i Pneumatyki. http://www.cetop.org/daten/CETOP_Directory_2013_Products_Web.pdf – 10.01.2014
9. Chrostowski H., Popczyk Z., *Krajowy, europejski i globalny rynek hydrauliki i pneumatyki w okresie kryzysu gospodarczego*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2010, s. 19-30, rys. 20, bibliograf. 7 poz.
10. Chrostowski H., Popczyk Z., Domagała Z., *Napędy hydrauliczne maszyn roboczych i górniczych – problem rozwoju na początku XXI wieku*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2011, s. 7-26, rys. 15, tabel 4, bibliograf. 24 poz.
11. Czarnecki A., Lisowski E.: *Stanowisko do badania silników hydraulicznych z częściowym odzyskiem mocy*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, Zeszyt 3/84
12. Czyński M., *Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej*. Praca doktorska. Politechnika Szczecińska. Wydział Techniki Morskiej. Szczecin 2005
13. Dindorf R., *Napędy płynowe hydrostatyczne i pneumatyczne. Podstawy teoretyczne i metody obliczania*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, 2009
14. Findeisen D., *Ölhydraulik. Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. Wydawnictwo Springer, Berlin 2006
15. Jędrzykiewicz Z., Pluta J., Stojek J.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne*. Akademia Górniczo-Hutnicza im. S. Staszica, Kraków 2004
16. Lipski J.: *Napędy i sterowania hydrauliczne*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1981
17. Lipski J., Zwolak E., Balas W.: *Hydrauliczne urządzenia środków transportu*. WKiŁ, Warszawa 1981
18. Kijewski J., *Maszynoznawstwo*. Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne Spółka Akcyjna, Warszawa 1993
19. Koralewski J., *Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2011, s. 163-180, rys. 14, bibliograf. 6 poz.
20. Koralewski J., *Wpływ lepkości na straty energetyczne w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Raport merytoryczny promotorskiego projektu badawczego Nr rej. N N504 4684 33, nr umowy 4684/TO2/2007/33
21. Koralewski J., *Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja,

- wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2013, s. 161-180, rys. 12, bibliograf. 12 poz.
22. Maczyszyn A., *Ocena strat w silniku hydraulicznym na przykładzie badań silnika SWSB-63*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2010, s. 31-43, rys. 9, bibliograf. 18 poz.
 23. Maczyszyn A., *Ocena strat w silniku hydraulicznym na przykładzie badań silnika SWSB-63*. Napędy i Sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 12(140) Rok XII, Grudzień 2010, s. 124-131, 9 wykresów, bibliograf. 19 poz.
 24. Maczyszyn A., *Evaluation of losses in a hydraulic motor based on the SWSB - 63 motor tests*. Polish Maritime Research. - Vol. 17, No 4, 2010, s. 46-53, 9 wykresów, bibliograf. 19 poz.
 25. Maczyszyn A., *Wpływ prędkości obrotowej na straty objętościowe w silniku hydraulicznym wyporowym*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2011, s. 181-190, rys. 7, bibliograf. 11 poz.
 26. Miller A., *Teoria maszyn wirnikowych*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1982
 27. Osiecki A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2004
 28. Paszota Z., *Increase of Energy Efficiency as a Development Direction of Hydrostatic Transmissions*. International Scientific Forum on Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators organized by Institute of Heavy Duty Machines, Cracow University of Technology and Fluid Power Net International. Cracow, Poland 25 – 28 June 1998. Extended abstracts of the proceedings, s.33 - 35
 29. Paszota Z., *Aspects energetiques des transmissions hydrostatiques*. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2002
 30. Paszota Z.: *Model strat ciśnieniowych w pompie wyporowej stosowanej w napędzie hydrostatycznym*. Materiały VIII Konferencji Naukowej „Okrętownictwo i Oceanotechnika – Perspektywy rozwoju systemów transportowych”. Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej. Polska Akademia Nauk: Komisja Techniki Morskiej, Zespół Bezpieczeństwa Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn, Zespół Techniki Morskiej Sekcji Technicznych Środków Transportu Komitetu Transportu, Zespół Technik Transportu Bliskiego Sekcji Technicznych Środków Transportu Komitetu Transportu. Międzyzdroje, 7-9.06.2006. Wydawnictwo Uczelniane P.S., Szczecin 2006, s. 209 – 216, 2 rys., bibliograf. 15 poz.
 31. Paszota Z., *Model strat objętościowych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności stosowanej w napędzie hydrostatycznym* W: [Materiały] Napędy i Sterowanie 2006. Seminarium Naukowo-Techniczne "TECHNICON'06" towarzyszące Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania. Gdańsk, 25.10.2006.
 32. Paszota Z., *Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego - definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Cz. I. Silnik hydrauliczny*. Napędy i Sterowanie. - 2007, nr 11(103), s. 120-129
 33. Paszota Z., *Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego - definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Cz. II. Przewody, zespół sterowania dławieniowego, pompa*. Napędy i Sterowanie. - 2007, nr 12(104), s. 121-129
 34. Paszota Z.: *Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część I – Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego*. 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 2008, s. 121 – 139, rys. 12, bibliograf. 10 poz.
 35. Paszota Z.: *Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część II – Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego*. 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 2008, s. 141 – 159, rys. 7, bibliograf. 10 poz.
 36. Paszota Z.: *Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. I. Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowe-*

- go. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 10(114) Rok X, Październik 2008, s. 142 – 152, rys.13, bibliograf. 12 poz.
37. Paszota Z.: *Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. II. Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego.* Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 11(115) Rok X, Listopad 2008, s. 116 – 125, rys.7, bibliograf. 12 poz.
 38. Paszota Z.: *Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems.* Polish Maritime Research 3 (57) 2008, Vol. 15; s. 28 – 37, rys.13, bibliograf. 12 poz.
 39. Paszota Z.: *Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems.* Polish Maritime Research 4 (58) 2008, Vol. 15; s.21 – 29, rys.7, bibliograf. 13 poz.
 40. Paszota Z.: *Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego.* Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 11(127) Rok XI, Listopad 2009, s. 124– 129, rys.1, bibliograf. 11 poz.
 41. Paszota Z.: *The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motor.* Polish Maritime Research 4 (62) 2009, Vol. 16; s. 16 – 21, rys.1, bibliograf. 11 poz.
 42. Paszota Z., *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego – Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2010, s. 31-54, rys. 1, bibliograf. 14 poz.*
 43. Paszota Z., *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym – Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2010, s.123-137, rys. 6, bibliograf. 10 poz.*
 44. Paszota Z., *Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne* Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 1(141) Rok XIII, Styczeń 2011, s. 74–79, bibliograf. 19 poz.
 45. 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 Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2011”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2011, s.27-41, rys. 7, bibliograf. 18 poz.*
 46. Paszota Z., *Hydrostatic drives as safe and energy saving machines. The drive investigation method compatible with the diagram of power increase opposite to the direction of power flow.* Polish Maritime Research 1 (68) 2011, Vol. 18, s. 3-9
 47. 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 (73) 2012, Vol. 19, s. 3-10
 48. 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 (74) 2012, Vol. 20, s. 36-44
 49. Paszota Z.: *Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems //* Polish Maritime Research 1 (77) 2013, Vol.20, s. 3-10
 50. Paszota Z., *Współczynniki k_s strat energetycznych w elementach napędu hydrostatycznego.* Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2013”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2013, s.91-113, bibliograf. 26 poz.
 51. Piątek D., *Badania sprawności energetycznej układów hydraulicznych z siłownikiem sterowanym proporcjonalnie.* Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Gdańsk 2004
 52. Rouse H., *Highlights in the History of Hydraulics*, 02.11.2011. <http://www.lib.uiowa.edu/spec-coll/bai/hydraul.htm>

53. Schlösser W.M.J.: *Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen*. Ölhydraulik und Pneumatik, 1963 n° 4.
54. Schlösser W.M.J., Hilbrands J.W.: *Der Volumetrische Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen*. Ölhydraulik und Pneumatik, 1963 n° 12.
55. Skorek G., *Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia*. Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Gdańsk 2010
56. Smotrycki S., *Okrętowe napędy hydrauliczne*. Wydawnictwo Morskie. Gdynia 1970
57. Stępniewski M.: *Pompy*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 1985
58. Stryczek J., *Koła zębate maszyn hydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007
59. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. Tom I Elementy. WNT, Warszawa 1997
60. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. Tom II Układy. WNT, Warszawa 1997
61. Wikipedia – Wolna Encyklopedia, *Hydraulic fluid*, 02.11.2011 http://en.wikipedia.org/wiki/Hydraulic_fluid
62. Wikipedia – Wolna Encyklopedia, *Hydraulic drive system*, 02.11.2011 http://en.wikipedia.org/wiki/Hydraulic_drive_system
63. Wilson W. E., Lemme Ch. D.: *Hydrostatic transmissions*. Hydraulics and Pneumatics, 1970 No: 1,2,5,6,9
64. *Driving a New perspective*. Professor Zygmunt Paszota, faculty of ocean engineering and ship technology, Gdansk University of Technology, Poland, explains a new approach to the Sankey Diagram for drive motors. The Naval Architect, May 2013, s. 72-76

Katalogi

65. Katalogi produktów firmy Argo-Hytos Polska Sp. z o.o. 26.11.2011 www.argo-hytos.pl
66. Katalogi produktów firmy Bosch-Rexroth 02.11.2011. www.boschrexroth.com
67. Katalogi produktów firmy Bosch Rexroth AG: RE 91 604/06.03 I AGVM
68. Katalogi produktów firmy Bosch Rexroth RE 10 087/11.09
69. Katalogi produktów firmy Bosch Rexroth RE 10213/05.12
70. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth "Hydraulic Components for industrial applications. Part 1: Pumps, motors and cylinders." RE 00 112-01/04.03
71. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth 1 987 760 311/10.02 (na dzień 09.11.2012)
http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=en-GB&search_query=15205
72. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 14 026/05.09
73. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 214/06.12
74. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 206/07.09
75. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 205/06.09
76. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 207/07.10
77. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 208/05.12
78. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 209/05.12
79. Katalog produktów firmy Bosch Rexroth RE 15 221/06.12
80. Instrukcja obsługi pompy A4VG firmy Bosch Rexroth RE 92003-01-B/08.2004
81. Instrukcja obsługi pompy A7VO firmy Bosch Rexroth RE 92202-01-B/08.2012
82. Instrukcja obsługi silnika A2FM firmy Bosch Rexroth RE 91001-01-B/08.2011
83. Instrukcja obsługi silnika A6VM firmy Bosch Rexroth RE 91604-01-B/01.2012
84. Materiały firmy Bosch-Rexroth API 256-04/90
85. Materiały firmy Bosch-Rexroth API 309-09/92
86. Materiały firmy Bosch-Rexroth VI 077/01.01
87. Materiały firmy Bosch-Rexroth Sales Information BHY VI 077/01.01.ersetzt VI 054/12.98
88. Materiały firmy Bosch-Rexroth Sp. z o.o., Polska, Drive&control local 01/2007
http://www.boschrexroth.pl/country_units/europe/poland/pl/a_files/0003_archive_DC_local/local_01_2007.pdf 20-08-2012
89. Materiały firmy Bosch-Rexroth Sp. z o.o. <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54069,g61367&PageID=m3726> 20-12-2013
90. Katalogi produktów firmy Hydromega Sp. z o.o. 26.11.2011 www.hydromega.com.pl

91. Katalogi produktów firmy Hydroster Sp. z o.o. 02.11.2011. www.hydroster.com.pl
92. Katalogi produktów firmy Przedsiębiorstwa Hydrauliki Siłowej HYDROTOR S.A. 26.11.2011 www.hydrotor.com.pl
93. Katalogi produktów firmy Ponar Wadowice S.A. 26.11.2011 www.ponar-wadowice.pl
94. Katalogi produktów firmy PZL-HYDRAL S.A. 26.11.2011 www.hydral.com.pl
95. Katalogi produktów firmy Waryński Hydraulika Sp. z o.o. 26.11.2011 www.warynskihydraulika.com.pl
96. Katalogi produktów firmy Wytwórni Pomp Hydraulicznych Sp. z o.o. 26.11.2011 www.wph.pl
97. Materiały firmy Hägglunds: Product Manual VIKING EN397-3a 1999
98. Materiały firmy Parker Hannifin: Catalogue HY30-8223/UK
99. Materiały firmy SAUER DANFOSS: Technical Information 520L0440·Rev AD·Dec 2009
100. Materiały LABORATOIRE HYDRO LEDUC: Efficiency M series motors
101. Materiały firmy Seimt Hydraulics-Remanufacture A2FM 61 series piston motor parts <http://seimthyd.com/pistonparts/a2fm.html> 20-08-2012
102. Materiały ze strony Alibaba.com 09.11.2012 http://highlandhd.en.alibaba.com/product/547409712-212725687/marine_hydraulic_parts_Rexroth_a6vm_series_variable_displacement_motor.html
103. Materiały ze strony TRADEeasy 19.06.2013 http://sitebuilder.tradeeasy.com/supplier/464877/products/p875377/piston-pumps_motors.html
104. Materiały ze strony Esseal.com 17.01.2014 <http://www.esseal.com/images/mainpump/A6VM.jpg>

Normy

105. PN-93/M-73008.01: (Norma międzynarodowa ISO 9110-1:1990): *Napęd i sterowania hydrauliczne. Technika pomiarowa. Ogólne zasady pomiarów.*
106. PN-88/M-73006: (Norma międzynarodowa CT CEB 5453-85): *Napęd i sterowania hydrauliczne. Metody pomiarów wielkości charakterystycznych.*
107. PN-89/M-73321 *Napędy i sterowania hydrauliczne. Pompy, silniki i przekładnie zwarte. Metody badań w warunkach ustalonych.*
108. PN-73/M-73021 *Napędy i sterowania hydrauliczne. Pompy hydrauliczne. Podział i oznaczenia.*
109. PN-73/M-73023 *Napędy i sterowania hydrauliczne. Silniki hydrauliczne. Podział i oznaczenia.*

ZAŁĄCZNIKI

Załącznik 1

Natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie A4VG – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie A4VG:

- b_p – współczynnik zmiany wydajności pompy,
- n_p – prędkość obrotowa wału pompy,
- Q_p – wydajność pompy,
- Q_{Pv} – natężenie strat objętościowych w pompie,
- $Q_{Pv \text{ sym}}$ – natężenie strat objętościowych w pompie określone na podstawie badań symulacyjnych;
- Δv – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta v = Q_{Pv} - Q_{Pv \text{ sym}}. \quad (7.1)$$

- δv [%] – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\delta v = \frac{\Delta v}{Q_{Pv \text{ sym}}} \cdot 100\%. \quad (7.2)$$

Badania symulacyjne pompy A4VG wymagały określenia podstawowych jej parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.5.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w badanej pompie A4VG, opartej na modelu zawartym w [50], odnotowano dla:

- natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie przy:
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p = 0,3 \rightarrow -0,8 \div +0,5 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p = 0,4 \rightarrow -3,9 \div +0,5 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p = 0,6 \rightarrow -0,6 \div +0,7 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p = 0,8 \rightarrow -0,5 \div +0,8 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p = 1,0 \rightarrow -0,2 \div +1,0 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$.

Tabela 7.1 Natężenie Q_{pv} strat objętościowych w pompie A4VG – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

b _p =0,3											
Lp.	Q _p	Q _{Pv}	Q _{Pv sym}	Δv	δv	Lp.	Q _p	Q _{Pv}	Q _{Pv sym}	Δv	δv
	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[%]		[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[%]
n _p = 17,71 [s ⁻¹]						n _p = 49,58 [s ⁻¹]					
1	147	1	1,1	0,1	10	41	414	1,7	1,7	0	0
2	145	3,7	3,9	0,2	5,4	42	410	5,9	6	0,1	1,7
3	141	7,9	8,2	0,3	3,8	43	404	12,5	12,6	0,1	0,8
4	135	13,5	13,9	0,4	3	44	395	21,2	21,4	0,2	0,9
5	128	20,5	20,9	0,4	2	45	384	32	32,2	0,2	0,6
6	120	28,9	29,2	0,3	1	46	372	44,7	45	0,3	0,7
7	110	38,5	38,8	0,3	0,8	47	357	59,4	59,8	0,4	0,7
8	99	49,5	49,6	0,1	0,2	48	340	75,9	76,4	0,5	0,7
n _p = 21,25 [s ⁻¹]						n _p = 56,67 [s ⁻¹]					
9	177	1,1	1,2	0,1	9,1	49	473	1,8	1,7	-0,1	5,6
10	174	4	4,2	0,2	5	50	469	6,4	6,2	-0,2	3,1
11	170	8,5	8,8	0,3	3,5	51	462	13,5	13,1	-0,4	3
12	164	14,6	15	0,4	2,7	52	453	22,7	22,2	-0,5	2,2
13	156	22,2	22,6	0,4	1,8	53	442	34,1	33,5	-0,6	1,8
14	147	31,2	31,5	0,3	1	54	429	47,4	46,8	-0,6	1,3
15	137	41,6	41,9	0,3	0,7	55	413	62,8	62,1	-0,7	1,1
16	125	53,3	53,6	0,3	0,6	56	396	80,1	79,4	-0,7	0,9
n _p = 28,33 [s ⁻¹]						n _p = 63,75 [s ⁻¹]					
17	236	1,3	1,3	0	0	57	532	1,8	1,8	0	0
18	233	4,6	4,7	0,1	2,2	58	528	6,6	6,6	0	0
19	228	9,7	9,9	0,2	2,1	59	521	13,8	13,8	0	0
20	221	16,6	16,8	0,2	1,2	60	512	23,5	23,5	0	0
21	213	25,1	25,4	0,3	1,2	61	500	35,5	35,4	-0,1	0,3
22	203	35,2	35,5	0,3	0,9	62	486	49,7	49,5	-0,2	0,4
23	191	46,9	47,2	0,3	0,6	63	470	66	65,7	-0,3	0,5
24	178	60,1	60,3	0,2	0,3	64	451	84,4	84	-0,4	0,5
n _p = 35,42 [s ⁻¹]						n _p = 70,83 [s ⁻¹]					
25	295	1,4	1,4	0	0	65	591	2	1,9	-0,1	5
26	292	5,1	5,1	0	0	66	587	7,1	6,8	-0,3	4,2
27	286	10,8	10,8	0	0	67	580	14,8	14,4	-0,4	2,7
28	279	18,4	18,3	-0,1	0,5	68	570	24,9	24,4	-0,5	2
29	270	27,7	27,6	-0,1	0,4	69	558	37,4	36,8	-0,6	1,6
30	259	38,8	38,6	-0,2	0,5	70	543	52,2	51,5	-0,7	1,3
31	246	51,5	51,2	-0,3	0,6	71	526	69,1	68,3	-0,8	1,2
32	231	65,8	65,5	-0,3	0,5	72	506	88,2	87,4	-0,8	0,9
n _p = 42,50 [s ⁻¹]											
33	355	1,6	1,6	0	0						
34	351	5,6	5,6	0	0						
35	345	11,8	11,8	0	0						
36	337	19,9	20	0,1	0,5						
37	327	30	30,1	0,1	0,3						
38	315	42	42,1	0,1	0,2						
39	301	55,7	55,9	0,2	0,4						
40	286	71,2	71,4	0,2	0,3						

c.d. Tabeli 7.1

b _p = 0,4											
Lp.	Q _p	Q _{pV}	Q _{pV sym}	Δv	δv	Lp.	Q _p	Q _{pV}	Q _{pV sym}	Δv	δv
	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[%]		[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[dm ³ s ⁻¹]	[%]
n _p = 17,71 [s ⁻¹]						n _p = 49,58 [s ⁻¹]					
73	197	1	1	0	0	113	552	1,7	1,6	-0,1	5,9
74	194	3,7	3,8	0,1	2,7	114	549	6	5,8	-0,2	3,3
75	190	7,8	7,9	0,1	1,3	115	543	12,5	12,1	-0,4	3,2
76	185	13,2	13,4	0,2	1,5	116	534	21,1	20,6	-0,5	2,4
77	178	20,1	20,3	0,2	1	117	524	31,6	31	-0,6	1,9
78	170	28,2	28,3	0,1	0,4	118	511	44	43,4	-0,6	1,4
79	161	37,5	37,6	0,1	0,3	119	498	58,1	57,6	-0,5	0,9
80	150	48,1	48,1	0	0	120	481	74	73,7	-0,3	0,4
n _p = 21,25 [s ⁻¹]						n _p = 56,67 [s ⁻¹]					
81	236	1,1	1,1	0	0	121	631	1,8	1,6	-0,2	11,1
82	234	4	4	0	0	122	627	6,2	5,9	-0,3	4,8
83	229	8,5	8,5	0	0	123	621	13,1	12,3	-0,8	6,1
84	223	14,4	14,5	0,1	0,7	124	612	22,1	20,9	-1,2	5,4
85	216	21,8	21,8	0	0	125	602	33,2	31,5	-1,7	5,1
86	208	30,5	30,5	0	0	126	588	46,4	44	-2,4	5,2
87	198	40,5	40,5	0	0	127	573	61,5	58,4	-3,1	5
88	186	51,7	51,8	0,1	0,2	128	556	78,6	74,7	-3,9	5
n _p = 28,33 [s ⁻¹]						n _p = 63,75 [s ⁻¹]					
89	315	1,3	1,3	0	0	129	710	1,9	1,8	-0,1	5,3
90	312	4,6	4,6	0	0	130	706	6,7	6,5	-0,2	3
91	307	9,7	9,7	0	0	131	700	13,9	13,6	-0,3	2,2
92	301	16,4	16,4	0	0	132	690	23,5	23	-0,5	2,1
93	293	24,6	24,7	0,1	0,4	133	679	35,1	34,7	-0,4	1,1
94	283	34,4	34,6	0,2	0,6	134	665	48,8	48,5	-0,3	0,6
95	272	45,7	45,9	0,2	0,4	135	650	64,6	64,3	-0,3	0,5
96	259	58,3	58,7	0,4	0,7	136	631	82,2	82,2	0	0
n _p = 35,42 [s ⁻¹]						n _p = 70,83 [s ⁻¹]					
97	394	1,3	1,4	0,1	7,7	137	789	2	1,9	-0,1	5
98	391	4,8	5	0,2	4,2	138	785	7	6,7	-0,3	4,3
99	386	10,2	10,6	0,4	3,9	139	778	14,5	14,1	-0,4	2,8
100	379	17,6	18	0,4	2,3	140	769	24,5	23,9	-0,6	2,4
101	370	26,7	27,2	0,5	1,9	141	757	36,7	36	-0,7	1,9
102	359	37,6	38	0,4	1,1	142	743	51	50,4	-0,6	1,2
103	346	50,3	50,4	0,1	0,2	143	726	67,5	66,9	-0,6	0,9
104	332	64,6	64,5	-0,1	0,2	144	707	86	85,4	-0,6	0,7
n _p = 42,50 [s ⁻¹]											
105	473	1,6	1,5	-0,1	6,3						
106	470	5,5	5,4	-0,1	1,8						
107	464	11,6	11,4	-0,2	1,7						
108	456	19,5	19,3	-0,2	1						
109	446	29,4	29,1	-0,3	1						

c.d. Tabeli 7.1

$b_p = 0,6$											
Lp.	Q_p	Q_{pv}	$Q_{pv \text{ sym}}$	Δv	δv	Lp.	Q_p	Q_{pv}	$Q_{pv \text{ sym}}$	Δv	δv
	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\%]$		$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\text{dm}^3 \text{s}^{-1}]$	$[\%]$
$n_p = 17,71 [\text{s}^{-1}]$						$n_p = 49,58 [\text{s}^{-1}]$					
145	296	1	1,1	0,1	10	185	829	1,8	1,7	-0,1	5,6
146	293	3,7	3,9	0,2	5,4	186	826	6	6	0	0
147	289	7,7	8	0,3	3,9	187	820	12,4	12,3	-0,1	0,8
148	284	13,1	13,3	0,2	1,5	188	812	20,8	20,6	-0,2	1
149	278	19,7	19,9	0,2	1	189	802	30,9	30,6	-0,3	1
150	270	27,4	27,6	0,2	0,7	190	791	42,8	42,4	-0,4	0,9
151	261	36,3	36,3	0	0	191	776	56,4	55,9	-0,5	0,9
152	251	46,3	46,1	-0,2	0,4	192	761	71,6	70,9	-0,7	1
$n_p = 21,25 [\text{s}^{-1}]$						$n_p = 56,67 [\text{s}^{-1}]$					
153	355	1,1	1,2	0,1	9,1	193	948	2,1	1,9	-0,2	9,5
154	352	4	4,2	0,2	5	194	943	6,8	6,4	-0,4	5,9
155	348	8,4	8,6	0,2	2,4	195	938	13,8	13,3	-0,5	3,6
156	343	14,2	14,5	0,3	2,1	196	929	22,7	22,2	-0,5	2,2
157	336	21,3	21,6	0,3	1,4	197	919	33,5	33	-0,5	1,5
158	327	29,7	29,9	0,2	0,7	198	906	45,9	45,7	-0,2	0,4
159	318	39,3	39,4	0,1	0,3	199	892	60	60,2	0,2	0,3
160	307	50,1	50	-0,1	0,2	200	876	75,7	76,4	0,7	0,9
$n_p = 28,33 [\text{s}^{-1}]$						$n_p = 63,75 [\text{s}^{-1}]$					
161	474	1,3	1,4	0,1	7,7	201	1067	2	2	0	0
162	471	4,6	4,7	0,1	2,2	202	1062	6,8	6,8	0	0
163	466	9,6	9,8	0,2	2,1	203	1056	14	14	0	0
164	460	16,2	16,3	0,1	0,6	204	1047	23,4	23,4	0	0
165	452	24,2	24,3	0,1	0,4	205	1037	34,7	34,8	0,1	0,3
166	443	33,6	33,7	0,1	0,3	206	1023	48	48,2	0,2	0,4
167	432	44,3	44,4	0,1	0,2	207	1008	63,2	63,5	0,3	0,5
168	419	56,4	56,4	0	0	208	991	80,1	80,6	0,5	0,6
$n_p = 35,42 [\text{s}^{-1}]$						$n_p = 70,83 [\text{s}^{-1}]$					
169	592	1,5	1,5	0	0	209	1185	2,3	2,1	-0,2	8,7
170	589	5,1	5,3	0,2	3,9	210	1180	7,5	7,1	-0,4	5,3
171	584	10,6	10,8	0,2	1,9	211	1175	15,1	14,6	-0,5	3,3
172	577	17,9	18,1	0,2	1,1	212	1165	24,9	24,3	-0,6	2,4
173	568	26,7	27	0,3	1,1	213	1153	36,7	36,2	-0,5	1,4
174	558	37,1	37,4	0,3	0,8	214	1140	50,5	50	-0,5	1
175	546	48,9	49,3	0,4	0,8	215	1125	66,1	65,9	-0,2	0,3
176	533	62,3	62,5	0,2	0,3	216	1106	83,4	83,6	0,2	0,2
$n_p = 42,50 [\text{s}^{-1}]$											
177	710	1,7	1,6	-0,1	5,9						
178	707	5,8	5,6	-0,2	3,4						
179	702	11,9	11,6	-0,3	2,5						
180	694	19,7	19,3	-0,4	2						
181	685	29,1	28,8	-0,3	1						
182	674	40,2	39,9	-0,3	0,7						
183	661	52,7	52,6	-0,1	0,2						
184	647	66,6	66,7	0,1	0,2						

c.d. Tabeli 7.1

$b_p = 0,8$											
Lp.	Q_p	Q_{pv}	$Q_{pv\ sym}$	Δv	δv	Lp.	Q_p	Q_{pv}	$Q_{pv\ sym}$	Δv	δv
	$[dm^3s^{-1}]$	$[dm^3s^{-1}]$	$[dm^3s^{-1}]$	$[dm^3s^{-1}]$	$[\%]$		$[dm^3s^{-1}]$	$[dm^3s^{-1}]$	$[dm^3s^{-1}]$	$[dm^3s^{-1}]$	$[\%]$
$n_p = 17,71 [s^{-1}]$						$n_p = 49,58 [s^{-1}]$					
217	395	1,1	1,2	0,1	12	257	1106	1,9	1,9	0	0
218	392	3,7	4	0,3	8	258	1103	6,3	6,4	0,1	1,6
219	389	7,8	8,2	0,4	5,8	259	1097	12,7	12,9	0,2	1,6
220	384	13	13,6	0,5	4,2	260	1090	21	21,2	0,2	1
221	377	19,5	20,1	0,6	3	261	1080	31	31,3	0,3	1
222	370	27	27,6	0,5	2	262	1068	42,6	43	0,4	0,9
223	361	35,7	36,1	0,4	1,2	263	1055	55,8	56,3	0,5	0,9
224	351	45,4	45,6	0,2	0,5	264	1040	70,5	71	0,5	0,7
$n_p = 21,25 [s^{-1}]$						$n_p = 56,67 [s^{-1}]$					
225	474	1,2	1,3	0,1	7,6	265	1264	2,1	2	-0,1	4,8
226	471	4,1	4,3	0,2	5	266	1260	6,9	6,7	-0,2	2,9
227	467	8,5	8,8	0,3	3,5	267	1254	13,9	13,6	-0,3	2,2
228	462	14,2	14,5	0,4	2,5	268	1246	22,7	22,4	-0,3	1,3
229	455	21,1	21,5	0,4	1,7	269	1236	33,3	33	-0,3	0,9
230	447	29,2	29,5	0,3	1	270	1224	45,6	45,4	-0,2	0,4
231	437	38,5	38,7	0,2	0,5	271	1210	59,5	59,3	-0,2	0,3
232	427	48,8	48,8	0	0	272	1194	74,9	74,9	0	0
$n_p = 28,33 [s^{-1}]$						$n_p = 63,75 [s^{-1}]$					
233	632	1,2	1,2	0	3,6	273	1422	2,3	2,2	-0,1	4,3
234	630	4	3,9	-0,1	2,3	274	1418	7,3	7,1	-0,2	2,7
235	626	8	7,9	-0,1	1,5	275	1412	14,6	14,3	-0,3	2,1
236	621	13,1	13	-0,1	1	276	1404	23,9	23,6	-0,3	1,3
237	616	19,3	19,2	-0,1	0,6	277	1394	35	34,8	-0,2	0,6
238	609	26,5	26,4	-0,1	0,2	278	1381	47,8	47,8	0	0
239	600	34,6	34,6	0	0,1	279	1365	62,2	62,6	0,4	0,6
240	591	43,5	43,7	0,1	0,3	280	1349	78,2	79	0,8	1
$n_p = 35,42 [s^{-1}]$						$n_p = 70,83 [s^{-1}]$					
241	790	1,6	1,6	0	0,1	281	1580	2,4	2,3	-0,1	4,2
242	787	5,4	5,4	0	0,2	282	1576	7,8	7,4	-0,4	5,1
243	782	10,9	10,9	0	0,2	283	1569	15,4	14,9	-0,5	3,2
244	775	18	18,1	0	0,2	284	1561	25,1	24,5	-0,6	2,4
245	767	26,6	26,7	0,1	0,2	285	1550	36,7	36,1	-0,6	1,6
246	757	36,6	36,7	0,1	0,3	286	1537	50	49,6	-0,4	0,8
247	746	47,9	48	0,1	0,3	287	1522	65	64,9	-0,1	0,2
248	732	60,4	60,6	0,2	0,3	288	1504	81,6	81,9	0,3	0,4
$n_p = 42,50 [s^{-1}]$											
249	948	1,8	1,8	0	0,7						
250	944	5,9	5,9	0	0,7						
251	940	11,9	11,9	-0,1	0,7						
252	932	19,7	19,6	-0,1	0,8						
253	923	29,1	28,9	-0,2	0,8						
254	912	40	39,7	-0,3	0,8						
255	900	52,4	52	-0,4	0,8						
256	885	66,1	65,6	-0,5	0,8						

c.d. Tabeli 7.1

b _p = 1,0											
Lp.	Q _p [dm ³ s ⁻¹]	Q _{PV} [dm ³ s ⁻¹]	Q _{PV sym} [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	Q _p [dm ³ s ⁻¹]	Q _{PV} [dm ³ s ⁻¹]	Q _{PV sym} [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]
n _p = 17,71 [s ⁻¹]						n _p = 49,58 [s ⁻¹]					
289	493	1,4	1,4	0	0	329	1383	2,2	2,2	0	0
290	491	4,4	4,4	0	0	330	1380	6,9	6,9	0	0
291	487	8,7	8,6	-0,1	0,8	331	1374	13,4	13,4	0	0
292	483	14,1	14	-0,1	0,6	332	1366	21,7	21,6	-0,1	0,5
293	472	20,5	20,4	-0,1	0,4	333	1358	31,4	31,3	-0,1	0,3
294	470	27,8	27,8	0	0,1	334	1347	42,5	42,4	-0,1	0,2
295	461	36	36	0	0	335	1333	54,9	54,7	-0,2	0,4
296	451	45	45,2	0,2	0,4	336	1319	68,6	68,4	-0,2	0,3
n _p = 21,25 [s ⁻¹]						n _p = 56,67 [s ⁻¹]					
297	592	1,2	1,4	0,2	16,7	337	1580	2,4	2,4	0	0
298	590	4,2	4,7	0,5	11,9	338	1577	7,5	7,5	0	0
299	586	8,5	9,2	0,7	8,2	339	1571	14,6	14,6	0	0
300	581	14,2	15	0,8	5,6	340	1563	23,4	23,4	0	0
301	574	21	21,8	0,8	3,8	341	1553	33,7	33,8	0,1	0,3
302	566	28,9	29,7	0,8	2,8	342	1542	45,5	45,7	0,2	0,4
303	557	37,9	38,5	0,6	1,6	343	1528	58,7	58,9	0,2	0,3
304	547	47,9	48,2	0,3	0,6	344	1512	73,2	73,4	0,2	0,3
n _p = 28,33 [s ⁻¹]						n _p = 63,75 [s ⁻¹]					
305	789	1,8	2,1	0,3	16,7	345	1778	2,6	2,6	0	0
306	786	6,1	6,7	0,6	9,8	346	1774	8	8	0	0
307	781	12,3	13,2	0,9	7,3	347	1769	15,5	15,5	0	0
308	773	20,5	21,5	1	4,9	348	1760	24,8	24,9	0,1	0,4
309	763	30,3	31,3	1	3,3	349	1749	35,9	36	0,1	0,3
310	752	41,8	42,6	0,8	1,9	350	1737	48,5	48,6	0,1	0,2
311	739	54,8	55,2	0,4	0,7	351	1723	62,6	62,6	0	0
312	724	69,3	69,1	-0,2	0,3	352	1706	78,1	78,1	0	0
n _p = 35,42 [s ⁻¹]						n _p = 70,83 [s ⁻¹]					
313	988	1,8	1,8	0	0	353	1975	2,6	2,6	0	0
314	985	5,8	5,8	0	0	354	1971	8	8	0	0
315	980	11,5	11,4	-0,1	0,9	355	1965	15,9	15,9	0	0
316	973	18,6	18,6	0	0	356	1958	25,7	25,7	0	0
317	965	27,1	27	-0,1	0,4	357	1946	37,3	37,3	0	0
318	955	36,9	36,7	-0,2	0,5	358	1934	50,7	50,7	0	0
319	944	47,8	47,6	-0,2	0,4	359	1918	65,7	65,7	0	0
320	931	59,9	59,7	-0,2	0,3	360	1900	82,2	82,2	0	0
n _p = 42,50 [s ⁻¹]											
321	1185	1,9	2	0,1	5,3						
322	1182	6,2	6,3	0,1	1,6						
323	1177	12,2	12,4	0,2	1,6						
324	1170	19,9	20,1	0,2	1						
325	1161	29,1	29,2	0,1	0,3						
326	1151	39,6	39,7	0,1	0,3						
327	1139	51,4	51,5	0,1	0,2						
328	1125	64,5	64,5	0	0						

Załącznik 2

Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie A4VG – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego momentu M_{pm} strat objętościowych w pompie A4VG:

- b_p – współczynnik zmiany wydajności pompy,
- n_p – prędkość obrotowa wału pompy,
- M_p – moment na wale pompy,
- M_{pm} – moment strat mechanicznych w pompie,
- $M_{pm \text{ sym}}$ – moment strat mechanicznych w pompie określony na podstawie badań symulacyjnych;
- Δm – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta m = M_{pm} - M_{pm \text{ sym}}. \quad (7.3)$$
- $\delta m [\%]$ – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\Delta m = M_{\text{pm}} - M_{\text{pm sym}}. \quad (7.3)$$

$$\delta m = \frac{M_{pm}}{M_{pm\,sym}} \cdot 100\%. \quad (7.4)$$

Badania symulacyjne pompy A4VG wymagały określenia podstawowych jej parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.7.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia momentu M_{pm} strat mechanicznych w badanej pompie A4VG, opartej na modelach zawartych w [50], odnotowano dla:

- momentu M_{Pm} strat mechanicznych w pompie przy:
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p=0,3 \rightarrow -8,6 \div -0,1$ Nm,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p=0,4 \rightarrow -9,0 \div +0,1$ Nm,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p=0,6 \rightarrow -4,9 \div +0,6$ Nm,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p=0,8 \rightarrow -1,1 \div +1,8$ Nm,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_p=1,0 \rightarrow -0,8 \div +1,2$ Nm.

Tabela 7.2 Moment M_{pm} strat mechanicznych w pompie A4VG – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

b _p = 0,3											
Lp.	M _P	M _{Pm}	M _{Pm sym}	Δm	δm	Lp.	M _P	M _{Pm}	M _{Pm sym}	Δm	δm
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]		[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
n _p = 17,71 [s ⁻¹]						n _p = 49,58 [s ⁻¹]					
1	9,5	3,2	2,3	-0,9	28,1	41	10,5	4,2	4	-0,2	4,8
2	17,7	4,5	2,4	-2,1	46,7	42	17,5	4,4	4,1	-0,3	6,8
3	25,9	5,7	2,6	-3,1	54,4	43	24,8	4,6	4,1	-0,5	10,9
4	34,1	6,9	2,7	-4,2	60,9	44	32	4,8	4,2	-0,6	12,5
5	42	8,2	2,9	-5,3	64,6	45	39	5,1	4,2	-0,9	17,6
6	49,8	9,4	3	-6,4	68,1	46	45,8	5,3	4,3	-1	18,9
7	57,4	10,6	3,1	-7,5	70,8	47	52,4	5,5	4,3	-1,2	21,8
8	64,7	11,9	3,3	-8,6	72,3	48	58,5	5,7	4,4	-1,3	22,8
n _p = 21,25 [s ⁻¹]						n _p = 56,67 [s ⁻¹]					
9	9,4	3,3	2,4	-0,9	27,3	49	10,9	4,5	3,6	-0,9	20
10	17,4	4,2	2,5	-1,7	40,5	50	17,7	4,6	3,7	-0,9	19,6
11	25,4	5,2	2,6	-2,6	50	51	24,9	4,8	3,7	-1,1	22,9
12	33,3	6,1	2,7	-3,4	55,7	52	32	4,9	3,7	-1,2	24,5
13	41	7,1	2,8	-4,3	60,6	53	39	5,1	3,7	-1,4	27,5
14	48,6	8	2,9	-5,1	63,8	54	45,8	5,3	3,8	-1,5	28,3
15	55,8	9	3,1	-5,9	65,6	55	52,3	5,4	3,8	-1,6	29,6
16	62,5	9,9	3,2	-6,7	67,7	56	58,4	5,6	3,8	-1,8	32,1
n _p = 28,33 [s ⁻¹]						n _p = 63,75 [s ⁻¹]					
17	9,6	3,4	2,7	-0,7	20,6	57	11,3	4,7	4,1	-0,6	12,8
18	17,2	4	2,8	-1,2	30	58	17,9	4,8	4,1	-0,7	14,6
19	24,9	4,7	3	-1,7	36,2	59	25	4,9	4,2	-0,7	14,3
20	32,4	5,3	3,1	-2,2	41,5	60	32,1	5	4,2	-0,8	16
21	39,9	5,9	3,3	-2,6	44,1	61	39	5,2	4,3	-0,9	17,3
22	47,1	6,5	3,5	-3	46,2	62	45,8	5,3	4,3	-1	18,9
23	53,9	7,1	3,6	-3,5	49,3	63	52,2	5,4	4,3	-1,1	20,4
24	60,4	7,7	3,8	-3,9	50,6	64	58,3	5,5	4,4	-1,1	20
n _p = 35,42 [s ⁻¹]						n _p = 70,83 [s ⁻¹]					
25	9,8	3,7	3,1	-0,6	16,2	65	11,7	5,1	4,9	-0,2	3,9
26	17,2	4,1	3,2	-0,9	22	66	18,2	5,1	5	-0,1	2
27	24,7	4,5	3,2	-1,3	28,9	67	25,2	5,2	5	-0,2	3,8
28	32,1	4,9	3,3	-1,6	32,7	68	32,2	5,2	5	-0,2	3,8
29	39,4	5,4	3,3	-2,1	38,9	69	39,1	5,3	5,1	-0,2	3,8
30	46,4	5,8	3,4	-2,4	41,4	70	45,8	5,3	5,1	-0,2	3,8
31	53	6,2	3,4	-2,8	45,2	71	52,2	5,4	5,1	-0,3	5,6
32	59,3	6,6	3,5	-3,1	47	72	58,4	5,4	5,2	-0,2	3,7
n _p = 42,50 [s ⁻¹]											
33	10,2	3,9	3,4	-0,5	12,8						
34	17,3	4,2	3,4	-0,8	19						
35	24,7	4,5	3,4	-1,1	24,4						
36	32	4,8	3,5	-1,3	27,1						
37	39,1	5,2	3,5	-1,7	32,7						
38	46	5,5	3,5	-2	36,4						
39	52,6	5,8	3,5	-2,3	39,7						
40	58,8	6,1	3,5	-2,6	42,6						

c.d. Tabeli 7.2

$b_p = 0,4$											
Lp.	M_p	M_{pm}	$M_{pm\ sym}$	Δm	δm	Lp.	M_p	M_{pm}	$M_{pm\ sym}$	Δm	δm
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]		[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
$n_p = 17,71 [s^{-1}]$						$n_p = 49,58 [s^{-1}]$					
73	197	3,2	2,4	-0,8	25	113	552	4,1	3,9	-0,2	4,9
74	194	4,5	2,5	-2	44,4	114	549	4,5	4	-0,5	11,1
75	190	5,9	2,7	-3,2	54,2	115	543	4,9	4,1	-0,8	16,3
76	185	7,3	2,9	-4,4	60,3	116	534	5,4	4,2	-1,2	22,2
77	178	8,6	3,1	-5,5	64	117	524	5,8	4,2	-1,6	27,6
78	170	10	3,3	-6,7	67	118	511	6,2	4,3	-1,9	30,6
79	161	11,3	3,5	-7,8	69	119	498	6,6	4,4	-2,2	33,3
80	150	12,7	3,7	-9	70,9	120	481	7	4,4	-2,6	37,1
$n_p = 21,25 [s^{-1}]$						$n_p = 56,67 [s^{-1}]$					
81	236	3,2	2,5	-0,7	21,9	121	631	4,4	3,7	-0,7	15,9
82	234	4,3	2,7	-1,6	37,2	122	627	4,7	3,8	-0,9	19,1
83	229	5,4	2,8	-2,6	48,1	123	621	5,1	3,8	-1,3	25,5
84	223	6,6	3	-3,6	54,5	124	612	5,4	3,8	-1,6	29,6
85	216	7,7	3,1	-4,6	59,7	125	602	5,7	3,9	-1,8	31,6
86	208	8,8	3,3	-5,5	62,5	126	588	6	3,9	-2,1	35
87	198	9,9	3,4	-6,5	65,7	127	573	6,4	3,9	-2,5	39,1
88	186	11,1	3,6	-7,5	67,6	128	556	6,7	4	-2,7	40,3
$n_p = 28,33 [s^{-1}]$						$n_p = 63,75 [s^{-1}]$					
89	315	3,4	2,8	-0,6	17,6	129	710	4,6	4,1	-0,5	10,9
90	312	4,2	3	-1,2	28,6	130	706	4,9	4,2	-0,7	14,3
91	307	5	3,2	-1,8	36	131	700	5,2	4,3	-0,9	17,3
92	301	5,8	3,4	-2,4	41,4	132	690	5,4	4,3	-1,1	20,4
93	293	6,7	3,6	-3,1	46,3	133	679	5,7	4,4	-1,3	22,8
94	283	7,5	3,8	-3,7	49,3	134	665	6	4,4	-1,6	26,7
95	272	8,3	4	-4,3	51,8	135	650	6,3	4,5	-1,8	28,6
96	259	9,1	4,2	-4,9	53,8	136	631	6,5	4,5	-2	30,8
$n_p = 35,42 [s^{-1}]$						$n_p = 70,83 [s^{-1}]$					
97	394	3,6	3,1	-0,5	13,9	137	789	4,9	5	0,1	2
98	391	4,3	3,2	-1,1	25,6	138	785	5,1	5	-0,1	2
99	386	4,9	3,3	-1,6	32,7	139	778	5,3	5,1	-0,2	3,8
100	379	5,5	3,3	-2,2	40	140	769	5,5	5,1	-0,4	7,3
101	370	6,1	3,4	-2,7	44,3	141	757	5,7	5,2	-0,5	8,8
102	359	6,7	3,5	-3,2	47,8	142	743	5,9	5,2	-0,7	11,9
103	346	7,4	3,6	-3,8	51,4	143	726	6,2	5,2	-1	16,1
104	332	8	3,6	-4,4	55	144	707	6,4	5,3	-1,1	17,2
$n_p = 42,50 [s^{-1}]$											
105	473	3,9	3,4	-0,5	12,8						
106	470	4,4	3,4	-1	22,7						
107	464	4,9	3,5	-1,4	28,6						
108	456	5,4	3,5	-1,9	35,2						
109	446	5,9	3,5	-2,4	40,7						
110	435	6,4	3,5	-2,9	45,3						
111	422	6,9	3,6	-3,3	47,8						
112	407	7,4	3,6	-3,8	51,4						

c.d. Tabeli 7.2

$b_p = 0,6$											
Lp.	M_p	M_{pm}	$M_{pm\ sym}$	Δm	δm	Lp.	M_p	M_{pm}	$M_{pm\ sym}$	Δm	δm
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]		[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
$n_p = 17,71 [s^{-1}]$						$n_p = 49,58 [s^{-1}]$					
145	296	3,4	2,5	-0,9	26,5	185	829	4	3,8	-0,2	5
146	293	4,2	2,8	-1,4	33,3	186	826	4,3	3,9	-0,4	9,3
147	289	5,1	3	-2,1	41,2	187	820	4,7	4	-0,7	14,9
148	284	5,9	3,3	-2,6	44,1	188	812	5	4,1	-0,9	18
149	278	6,8	3,6	-3,2	47,1	189	802	5,3	4,2	-1,1	20,8
150	270	7,6	3,9	-3,7	48,7	190	791	5,6	4,3	-1,3	23,2
151	261	8,5	4,2	-4,3	50,6	191	776	5,9	4,4	-1,5	25,4
152	251	9,3	4,4	-4,9	52,7	192	761	6,2	4,5	-1,7	27,4
$n_p = 21,25 [s^{-1}]$						$n_p = 56,67 [s^{-1}]$					
153	355	3,3	2,8	-0,5	15,2	193	948	4,2	3,9	-0,3	7,1
154	352	4	3	-1	25	194	943	4,5	3,9	-0,6	13,3
155	348	4,8	3,2	-1,6	33,3	195	938	4,7	4	-0,7	14,9
156	343	5,6	3,5	-2,1	37,5	196	929	5	4	-1	20
157	336	6,4	3,7	-2,7	42,2	197	919	5,3	4,1	-1,2	22,6
158	327	7,1	3,9	-3,2	45,1	198	906	5,5	4,1	-1,4	25,5
159	318	7,9	4,2	-3,7	46,8	199	892	5,8	4,2	-1,6	27,6
160	307	8,7	4,4	-4,3	49,4	200	876	6,1	4,3	-1,8	29,5
$n_p = 28,33 [s^{-1}]$						$n_p = 63,75 [s^{-1}]$					
161	474	3,3	2,9	-0,4	12,1	201	1067	4,4	4,3	-0,1	2,3
162	471	4	3,2	-0,8	20	202	1062	4,6	4,3	-0,3	6,5
163	466	4,6	3,5	-1,1	23,9	203	1056	4,8	4,4	-0,4	8,3
164	460	5,2	3,8	-1,4	26,9	204	1047	5,1	4,5	-0,6	11,8
165	452	5,8	4,1	-1,7	29,3	205	1037	5,3	4,6	-0,7	13,2
166	443	6,4	4,4	-2	31,3	206	1023	5,5	4,7	-0,8	14,5
167	432	7	4,7	-2,3	32,9	207	1008	5,7	4,7	-1	17,5
168	419	7,6	5	-2,6	34,2	208	991	6	4,8	-1,2	20
$n_p = 35,42 [s^{-1}]$						$n_p = 70,83 [s^{-1}]$					
169	592	3,5	3,2	-0,3	8,6	209	1185	4,5	5,1	0,6	13,3
170	589	4	3,3	-0,7	17,5	210	1180	4,7	5,1	0,4	8,5
171	584	4,5	3,4	-1,1	24,4	211	1175	4,9	5,2	0,3	6,1
172	577	5	3,5	-1,5	30	212	1165	5,1	5,3	0,2	3,9
173	568	5,5	3,6	-1,9	34,5	213	1153	5,3	5,3	0	0
174	558	6	3,7	-2,3	38,3	214	1140	5,5	5,4	-0,1	1,8
175	546	6,4	3,8	-2,6	40,6	215	1125	5,7	5,5	-0,2	3,5
176	533	6,9	3,9	-3	43,5	216	1106	5,8	5,5	-0,3	5,2
$n_p = 42,50 [s^{-1}]$											
177	710	3,8	3,4	-0,4	10,5						
178	707	4,2	3,5	-0,7	16,7						
179	702	4,6	3,5	-1,1	23,9						
180	694	5	3,5	-1,5	30						
181	685	5,4	3,6	-1,8	33,3						
182	674	5,8	3,6	-2,2	37,9						
183	661	6,2	3,7	-2,5	40,3						
184	647	6,6	3,7	-2,9	43,9						

c.d. Tabeli 7.2

b _p = 0,8											
Lp.	M _p	M _{Pm}	M _{Pm sym}	Δm	δm	Lp.	M _p	M _{Pm}	M _{Pm sym}	Δm	δm
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]		[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
n _p = 17,71 [s ⁻¹]						n _p = 49,58 [s ⁻¹]					
217	395	3,3	2,7	-0,6	18,2	257	1106	3,6	3,6	0	0
218	392	3,7	3,2	-0,5	13,5	258	1103	3,8	3,8	0	0
219	389	4,2	3,6	-0,6	14,3	259	1097	4	3,9	-0,1	2,5
220	384	4,7	4,1	-0,6	12,8	260	1090	4,2	4	-0,2	4,8
221	377	5,2	4,6	-0,6	11,5	261	1080	4,4	4,2	-0,2	4,5
222	370	5,7	5	-0,7	12,3	262	1068	4,6	4,3	-0,3	6,5
223	361	6,1	5,5	-0,6	9,8	263	1055	4,8	4,5	-0,3	6,3
224	351	6,6	6	-0,6	9,1	264	1040	5	4,6	-0,4	8
n _p = 21,25 [s ⁻¹]						n _p = 56,67 [s ⁻¹]					
225	474	3,1	3,3	0,2	6,5	265	1264	4,2	4	-0,2	4,8
226	471	3,6	3,7	0,1	2,8	266	1260	4,3	4,1	-0,2	4,7
227	467	4	4,1	0,1	2,5	267	1254	4,4	4,2	-0,2	4,5
228	462	4,4	4,5	0,1	2,3	268	1246	4,5	4,3	-0,2	4,4
229	455	4,9	4,9	0	0	269	1236	4,6	4,3	-0,3	6,5
230	447	5,3	5,2	-0,1	1,9	270	1224	4,7	4,4	-0,3	6,4
231	437	5,7	5,6	-0,1	1,8	271	1210	4,8	4,5	-0,3	6,3
232	427	6,2	6	-0,2	3,2	272	1194	4,9	4,5	-0,4	8,2
n _p = 28,33 [s ⁻¹]						n _p = 63,75 [s ⁻¹]					
233	632	1,7	3	1,3	76,5	273	1422	4,4	4,4	0	0
234	630	2,1	3,4	1,3	61,9	274	1418	4,5	4,5	0	0
235	626	2,4	3,8	1,4	58,3	275	1412	4,6	4,6	0	0
236	621	2,7	4,2	1,5	55,6	276	1404	4,7	4,7	0	0
237	616	3,1	4,6	1,5	48,4	277	1394	4,8	4,8	0	0
238	609	3,4	5,1	1,7	50	278	1381	4,9	4,9	0	0
239	600	3,7	5,5	1,8	48,6	279	1365	5	5	0	0
240	591	4,1	5,9	1,8	43,9	280	1349	5,1	5,1	0	0
n _p = 35,42 [s ⁻¹]						n _p = 70,83 [s ⁻¹]					
241	790	3,3	3,2	-0,1	3	281	1580	5	5	0	0
242	787	3,6	3,4	-0,2	5,6	282	1576	5	5,1	0,1	2
243	782	3,8	3,5	-0,3	7,9	283	1569	5	5,1	0,1	2
244	775	4,1	3,7	-0,4	9,8	284	1561	5	5,1	0,1	2
245	767	4,4	3,8	-0,6	13,6	285	1550	5,1	5,1	0	0
246	757	4,6	3,9	-0,7	15,2	286	1537	5,1	5,2	0,1	2
247	746	4,9	4,1	-0,8	16,3	287	1522	5,1	5,2	0,1	2
248	732	5,2	4,2	-1	19,2	288	1504	5,1	5,2	0,1	2
n _p = 42,50 [s ⁻¹]											
249	948	3,6	3,4	-0,2	5,6						
250	944	3,8	3,5	-0,3	7,9						
251	940	4	3,6	-0,4	10						
252	932	4,2	3,6	-0,6	14,3						
253	923	4,4	3,7	-0,7	15,9						
254	912	4,5	3,7	-0,8	17,8						
255	900	4,7	3,8	-0,9	19,1						
256	885	4,9	3,8	-1,1	22,4						

c.d. Tabeli 7.2

$b_p = 1,0$											
Lp.	M_p	M_{pm}	$M_{pm\ sym}$	Δm	δm	Lp.	M_p	M_{pm}	$M_{pm\ sym}$	Δm	δm
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]		[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
$n_p = 17,71 [s^{-1}]$						$n_p = 49,58 [s^{-1}]$					
289	493	2,2	2,7	0,5	22,7	329	1383	2,5	3,4	0,9	36
290	491	2,7	3,2	0,5	18,5	330	1380	2,8	3,6	0,8	28,6
291	487	3,2	3,6	0,4	12,5	331	1374	3,1	3,8	0,7	22,6
292	483	3,8	4,1	0,3	7,9	332	1366	3,4	4	0,6	17,6
293	472	4,3	4,6	0,3	7	333	1358	3,7	4,2	0,5	13,5
294	470	4,8	5	0,2	4,2	334	1347	4	4,3	0,3	7,5
295	461	5,3	5,5	0,2	3,8	335	1333	4,3	4,5	0,2	4,7
296	451	5,9	6	0,1	1,7	336	1319	4,6	4,7	0,1	2,2
$n_p = 21,25 [s^{-1}]$						$n_p = 56,67 [s^{-1}]$					
297	592	2,1	3,3	1,2	57,1	337	1580	3,4	4,2	0,8	23,5
298	590	2,7	3,7	1	37	338	1577	3,6	4,3	0,7	19,4
299	586	3,2	4,1	0,9	28,1	339	1571	3,8	4,4	0,6	15,8
300	581	3,7	4,5	0,8	21,6	340	1563	4	4,5	0,5	12,5
301	574	4,3	4,9	0,6	14	341	1553	4,3	4,6	0,3	7
302	566	4,8	5,2	0,4	8,3	342	1542	4,5	4,7	0,2	4,4
303	557	5,3	5,6	0,3	5,7	343	1528	4,7	4,7	0	0
304	547	5,9	6	0,1	1,7	344	1512	4,9	4,8	-0,1	2
$n_p = 28,33 [s^{-1}]$						$n_p = 63,75 [s^{-1}]$					
305	789	3,9	3,1	-0,8	20,5	345	1778	4,4	4,4	0	0
306	786	4,3	3,7	-0,6	14	346	1774	4,6	4,6	0	0
307	781	4,7	4,2	-0,5	10,6	347	1769	4,7	4,8	0,1	2,1
308	773	5,1	4,7	-0,4	7,8	348	1760	4,8	4,9	0,1	2,1
309	763	5,6	5,2	-0,4	7,1	349	1749	5	5	0	0
310	752	6	5,7	-0,3	5	350	1737	5,1	5,2	0,1	2
311	739	6,4	6,2	-0,2	3,1	351	1723	5,2	5,3	0,1	1,9
312	724	6,8	6,7	-0,1	1,5	352	1706	5,4	5,4	0	0
$n_p = 35,42 [s^{-1}]$						$n_p = 70,83 [s^{-1}]$					
313	988	2,4	3,3	0,9	37,5	353	1975	5,2	5,2	0	0
314	985	2,7	3,5	0,8	29,6	354	1971	5,3	5,3	0	0
315	980	3	3,6	0,6	20	355	1965	5,4	5,4	0	0
316	973	3,3	3,8	0,5	15,2	356	1958	5,5	5,5	0	0
317	965	3,6	4	0,4	11,1	357	1946	5,7	5,7	0	0
318	955	3,9	4,2	0,3	7,7	358	1934	5,8	5,8	0	0
319	944	4,2	4,4	0,2	4,8	359	1918	5,9	5,9	0	0
320	931	4,5	4,5	0	0	360	1900	6	6	0	0
$n_p = 42,50 [s^{-1}]$											
321	1185	2,8	3,5	0,7	25						
322	1182	2,9	3,5	0,6	20,7						
323	1177	3,1	3,6	0,5	16,1						
324	1170	3,3	3,7	0,4	12,1						
325	1161	3,4	3,7	0,3	8,8						
326	1151	3,6	3,8	0,2	5,6						
327	1139	3,7	3,9	0,2	5,4						
328	1125	3,9	3,9	0	0						

Załącznik 3

Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku SWSB-63 – porównanie badań symulacyjnych z laboratoryjnymi

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku SWSB-63:

- M_M – moment na wale silnika hydraulicznego,
- M_{Mm} – moment strat mechanicznych w silniku hydraulicznym,
- $M_{Mm \text{ sym}}$ – moment strat mechanicznych w silniku hydraulicznym określony na podstawie badań symulacyjnych;
- Δm – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta m = M_{Mm} - M_{Mm \text{ sym}}. \quad (7.5)$$
- $\delta m [\%]$ – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\Delta m = M_{\text{Mm}} - M_{\text{Mm sym}}. \quad (7.5)$$

$$\delta m = \frac{M_{Mm}}{M_{Mm \text{ sym}}} \cdot 100\%. \quad (7.6)$$

Badania symulacyjne silnika SWSB-63 wymagały określenia podstawowych jego parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.10.

Uzyskane wyniki z badań symulacyjnych przedstawiono na rysunku 5.54 oraz zamieszczono w tabeli 7.3.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia momentu M_{Mm} strat mechanicznych w badanym silniku SWSB-63, opartej na modelach zawartych w [50], odnotowano dla:

- momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku przy:
 - o lepkości $\nu = 150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1} \rightarrow -12,09 \div +0,98 \text{ Nm}$,
 - o lepkości $\nu = 26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1} \rightarrow -7,57 \div +1,47 \text{ Nm}$,
 - o lepkości $\nu = 13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1} \rightarrow -11,24 \div +3,11 \text{ Nm}$.

Tabela 7.3 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku SWSB-63 – porównanie wyników badań laboratoryjnych i symulacyjnych

Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$v=150\ [mm^2\ s^{-1}]$																	
$n_M=2,67\ [s^{-1}]$																	
1	174,56	39,18	39,04	-0,15	0,37	14	60,31	27,60	26,69	-0,91	3,30	28	6,5	25,44	24,79	-0,64	-2,53
2	296,65	46,70	48,32	1,61	3,45	15	180,44	36,49	35,82	-0,67	1,84	29	18,8	34,04	33,96	-0,07	-0,22
3	402,56	60,43	56,37	-4,06	6,72	16	303,03	43,26	45,13	1,87	4,32	30	31,7	36,62	43,58	6,96	19,00
4	523,18	69,35	65,53	-3,82	5,50	17	413,35	52,18	53,52	1,33	2,56	31	42,5	49,53	51,62	2,10	4,23
5	635,96	76,13	74,10	-2,02	2,66	18	532,01	62,54	62,54	0,00	0,00	32	54,7	57,96	60,72	2,76	4,76
6	753,64	87,99	83,05	-4,95	5,62	19	644,30	69,19	71,07	1,88	2,72	33	65,85	68,00	69,03	1,02	1,50
$n_M=1,67\ [s^{-1}]$																	
7	71,10	29,94	26,86	-3,08	-10,29	$n_M=2,67\ [s^{-1}]$										$n_M=2,67\ [s^{-1}]$	
8	194,66	37,03	36,25	-0,78	2,11	21	72,57	25,69	25,41	-0,29	-1,11	35	7,70	24,17	23,68	-0,48	-1,99
9	321,66	39,77	45,90	6,13	15,42	22	193,19	34,57	34,58	0,00	0,01	36	19,90	33,83	32,78	-1,06	-3,12
10	425,61	55,52	53,80	-1,72	3,10	23	315,77	41,42	43,89	2,47	5,96	37	32,85	36,02	42,43	6,41	17,79
11	542,31	68,46	62,67	-5,79	8,46	24	425,61	50,91	52,24	1,33	2,62	38	43,60	49,62	50,44	0,82	1,65
12	653,12	77,19	71,09	-6,10	7,91	25	545,25	60,38	61,33	0,95	1,58	39	55,90	57,72	59,61	1,89	3,27
13	775,71	84,34	80,41	-3,93	4,66	26	656,06	68,74	69,75	1,02	1,48	40	67,00	67,48	67,88	0,40	0,59
						27	772,76	81,03	78,62	-2,40	2,97	41	775,71	77,53	76,90	-0,63	-0,81

c.d. Tabeli 7.3

Lp.	M_W [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_W [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_W [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$v=150\ [mm^2\ s^{-1}]$																	
$n_W=1,05\ [s^{-1}]$																	
42	83,36	27,03	25,12	-1,91	7,06	56	85,81	24,81	23,07	-1,74	7,02	63	8,70	26,08	21,42	-4,66	17,87
43	201,04	39,09	34,07	-5,02	12,85	57	204,96	35,26	32,13	-3,14	8,89	64	20,60	38,87	30,29	-8,58	22,07
44	321,66	48,18	43,23	-4,95	10,27	58	327,54	42,23	41,44	-0,79	1,87	65	33,60	40,76	39,98	-0,78	1,91
45	433,45	56,13	51,73	-4,40	7,84	59	436,40	52,84	49,72	-3,13	5,92	66	44,50	53,18	48,10	-5,08	9,55
46	549,17	70,07	60,53	-9,54	13,62	60	557,02	67,61	58,88	-8,72	12,90	67	56,60	69,62	57,12	-12,50	17,95
47	662,93	75,99	69,17	-6,82	8,98	61	666,85	71,17	67,23	-3,94	5,54	68	67,60	74,83	65,32	-9,51	12,71
48	778,65	89,82	77,97	-11,85	13,20	62	783,55	83,71	76,10	-7,61	9,09	69	778,65	88,38	74,11	-14,26	16,14
$n_W=0,67\ [s^{-1}]$																	
49	88,26	26,17	23,84	-2,33	8,91												
50	203,00	39,17	32,56	-6,61	16,88												
51	323,62	50,28	41,73	-8,56	17,01												
52	440,32	53,33	50,60	-2,73	5,12												
53	556,04	67,30	59,39	-7,91	11,76												
54	663,91	81,16	67,59	-13,57	16,72												
55	778,65	94,04	76,31	-17,73	18,86												

Załącznik 4

Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku WWSB-63 – porównanie badań symulacyjnych z laboratoryjnymi

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego natężenia Q_{My} strat objętościowych w silniku SWSB-63:

- n_M – prędkość obrotowa wału silnika hydraulicznego,
- Δp_{Mi} – spadek ciśnienia indykowany w komorach roboczych silnika hydraulicznego,
- Q_{Mv} – natężenie strat w silniku hydraulicznym,
- $Q_{Mv \text{ sym}}$ – natężenie strat objętościowych w silniku określone na podstawie badań symulacyjnych;
- Δv – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta v = Q_{Mv} - Q_{Mv \text{ sym}}. \quad (7.7)$$
- $\delta v [\%]$ – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\Delta v = Q_{\text{MV}} - Q_{\text{MV sym}}. \quad (7.7)$$

$$\delta_V = \frac{\Delta v}{Q_{\text{MVSym}}} \cdot 100\% . \quad (7.8)$$

Badania symulacyjne silnika SWSB-63 wymagały określenia podstawowych jego parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.11.

Uzyskane wyniki z badań symulacyjnych przedstawiono na rysunku 5.56 oraz zamieszczono w tabeli 7.4.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w badanym silniku SWSB-63, opartej na modelu zawartym w [50], odnotowano dla:

- natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku przy:
 - o lepkości $\nu = 13 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1} \rightarrow -0,005 \div +0,015 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$,
 - o lepkości $\nu = 26 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1} \rightarrow -0,006 \div +0,003 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$,
 - o lepkości $\nu = 150 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1} \rightarrow -0,027 \div +0,005 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$.

Tabela 7.4 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku SWSB-63 – porównanie badań laboratoryjnych i symulacyjnych

v=13 [mm²·s⁻¹]										v=26 [mm²·s⁻¹]						v=150 [mm²·s⁻¹]					
Lp.	n _M [s⁻¹]	Δp _{Mi} [MPa]	Q _{Mv} [dm³·s⁻¹]	Q _{Mv sym} [dm³·s⁻¹]	ΔV [dm³·s⁻¹]	δv [%]	Lp.	n _M [s⁻¹]	Δp _{Mi} [MPa]	Q _{Mv} [dm³·s⁻¹]	Q _{Mv sym} [dm³·s⁻¹]	ΔV [dm³·s⁻¹]	δv [%]	Lp.	n _M [s⁻¹]	Δp _{Mi} [MPa]	Q _{Mv} [dm³·s⁻¹]	Q _{Mv sym} [dm³·s⁻¹]	ΔV [dm³·s⁻¹]	δv [%]	
1	1,67	1,11	0,016	0,009	-0,007	42,58	22	1,67	1,10	0,009	0,006	-0,003	35,97	42	0,67	1,12	0,001	0,002	0,001	42,50	
2		2,38	0,036	0,030	-0,006	17,33	23		2,37	0,020	0,019	-0,001	4,25	43		2,38	0,004	0,006	0,002	61,46	
3		3,66	0,062	0,058	-0,005	7,63	24		3,65	0,034	0,037	0,003	10,06	44		3,67	0,006	0,011	0,005	77,91	
4		4,83	0,094	0,089	-0,005	5,22	25		4,82	0,055	0,058	0,003	5,13	45		4,85	0,009	0,018	0,008	87,16	
5	2,67	6,16	0,137	0,130	-0,006	4,73	26	2,67	6,09	0,079	0,083	0,004	5,48	46	1,05	6,12	0,015	0,025	0,011	72,04	
6		7,27	0,181	0,169	-0,012	6,69	27		7,27	0,103	0,110	0,007	6,51	47		7,32	0,018	0,034	0,015	83,70	
7		8,54	0,212	0,217	0,005	2,51	28		8,54	0,135	0,141	0,006	4,50	48		8,57	0,028	0,043	0,015	51,03	
8		1,02	0,017	0,008	-0,008	50,45	29		1,00	0,011	0,005	-0,006	52,31	49		1,08	0,002	0,002	0,000	6,20	
9	3,33	2,29	0,038	0,029	-0,008	22,10	30	3,33	2,27	0,023	0,019	-0,004	17,75	50	1,67	2,36	0,004	0,006	0,002	48,14	
10		3,56	0,064	0,059	-0,005	8,56	31		3,54	0,037	0,038	0,001	2,32	51		3,63	0,007	0,012	0,004	60,05	
11		4,73	0,098	0,091	-0,006	6,60	32		4,72	0,058	0,059	0,001	1,94	52		4,81	0,010	0,018	0,008	76,53	
12		6,00	0,143	0,132	-0,011	7,48	33		5,99	0,086	0,086	0,000	0,00	53		6,08	0,017	0,027	0,010	58,40	
13	2,67	7,17	0,192	0,175	-0,018	9,21	34	2,67	7,16	0,112	0,113	0,001	1,21	54	1,05	7,26	0,022	0,035	0,013	55,93	
14		8,43	0,236	0,225	-0,011	4,70	35		8,43	0,144	0,146	0,002	1,55	55		8,53	0,034	0,045	0,011	30,68	
15		0,94	0,018	0,008	-0,010	58,25	36		2,18	0,023	0,018	-0,005	20,76	56		0,99	0,003	0,002	-0,001	33,66	
16		2,21	0,038	0,029	-0,010	25,74	37		3,45	0,038	0,037	-0,001	1,77	57		2,28	0,008	0,006	-0,001	19,29	
17	3,33	3,48	0,064	0,058	-0,006	8,79	38	3,33	4,62	0,058	0,059	0,001	1,51	58	1,67	3,55	0,009	0,012	0,003	29,78	
18		4,65	0,099	0,091	-0,007	7,55	39		5,89	0,085	0,086	0,001	1,12	59		4,73	0,013	0,019	0,006	49,42	
19		5,91	0,159	0,133	-0,026	16,63	40		7,06	0,115	0,114	-0,001	0,85	60		6,00	0,019	0,027	0,008	44,53	
20		7,08	0,173	0,176	0,003	1,66	41		8,33	0,151	0,147	-0,004	2,34	61		7,17	0,029	0,036	0,007	25,15	
21	2,67	8,34	0,254	0,227	-0,027	10,59								62		8,45	0,031	0,047	0,016	51,09	
		63	2,10	0,011	0,006	-0,005								46,56							
		64	3,37	0,015	0,012	-0,004								23,19							
		65	4,55	0,020	0,019	-0,001								6,80							
		66	5,82	0,028	0,028	0,000								0,00							
		67	7,00	0,035	0,037	0,002								5,26							
		68	8,27	0,042	0,048	0,006								13,88							

Załącznik 5

Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika SWSB 63 – porównanie badań symulacyjnych z laboratoryjnymi

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika SWSB-63:

- Δp_{Mp} – strata ciśnieniowa w kanałach silnika,
- $\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ – strata ciśnieniowa w kanałach silnika określona na podstawie badań symulacyjnych;
- Δp – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta p = \Delta p_{Mp} - \Delta p_{Mp \text{ sym.}} \quad (7.9)$$

- δp [%] – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\delta p = \frac{\Delta p_{Mp}}{\Delta p_{Mp \text{ sym}}} \cdot 100\%. \quad (7.10)$$

Badania symulacyjne silnika SWSB-63 wymagały określenia podstawowych jego parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.11.

Uzyskane wyniki z badań symulacyjnych przedstawiono na rysunku 5.57 oraz zamieszczono w tabeli 7.5.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach badanego silnika SWSB-63, opartej na modelu zawartym w [50], odnotowano dla:

- strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika przy:
 - o lepkości $\nu = 13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \rightarrow -0,001 \div +0,001 \text{ MPa}$,
 - o lepkości $\nu = 26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \rightarrow +0,001 \div +0,007 \text{ MPa}$,
 - o lepkości $\nu = 150 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \rightarrow 0,000 \div +0,001 \text{ MPa}$.

Tabela 7.5 Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe cieczy w kanałach silnika SWSB 63 – porównanie wyników badań laboratoryjnych i symulacyjnych

$\nu=13 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$											
Lp.	Q_M [dm ³ s ⁻¹]	Δp_{Mp} [MPa]	$\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ [MPa]	Δp [MPa]	δp [%]	Lp.	Q_M [dm ³ s ⁻¹]	Δp_{Mp} [MPa]	$\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ [MPa]	Δp [MPa]	δp [%]
$n_M = 0,17 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						$n_M = 1,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
1	0,12	0,001	0,001	0	0	33	1,081	0,082	0,082	0	0
2	0,136	0,002	0,002	0	0	34	1,101	0,085	0,085	0	0
3	0,161	0,002	0,002	0	0	35	1,128	0,089	0,089	0	0
$n_M = 0,23 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						36	1,159	0,093	0,093	0	0
4	0,162	0,002	0,002	0	0	37	1,202	0,100	0,100	0	0
5	0,18	0,003	0,003	0	0	38	1,246	0,107	0,107	0	0
6	0,202	0,003	0,003	0	0	39	1,277	0,112	0,112	0	0
7	0,232	0,004	0,004	0	0	$n_M = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
8	0,263	0,006	0,006	0	0	40	1,721	0,198	0,198	0	0
$n_M = 0,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						41	1,742	0,202	0,202	0	0
9	0,227	0,004	0,004	0	0	42	1,768	0,208	0,208	0	0
10	0,247	0,005	0,005	0	0	43	1,802	0,216	0,215	-0,001	0,463
11	0,271	0,006	0,006	0	0	44	1,847	0,226	0,226	0	0
12	0,299	0,007	0,007	0	0	45	1,896	0,237	0,237	0	0
13	0,34	0,009	0,009	0	0	46	1,94	0,248	0,248	0	0
14	0,364	0,01	0,01	0	0	$n_M = 3,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
$n_M = 0,42 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						47	2,148	0,301	0,3	-0,001	0,332
15	0,283	0,006	0,006	0	0	48	2,169	0,306	0,306	0	0
16	0,304	0,007	0,007	0	0	49	2,194	0,313	0,313	0	0
17	0,329	0,009	0,009	0	0	50	2,229	0,322	0,322	0	0
18	0,358	0,01	0,01	0	0	51	2,289	0,339	0,339	0	0
19	0,397	0,012	0,012	0	0	52	2,303	0,343	0,343	0	0
20	0,423	0,014	0,014	0	0	53	2,384	0,366	0,366	0	0
$n_M = 0,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						$n_M = 3,73 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
21	0,442	0,015	0,015	0	0	54	2,426	0,377	0,378	0,001	0,265
22	0,462	0,016	0,016	0	0	55	2,452	0,385	0,386	0,001	0,26
23	0,483	0,018	0,018	0	0	56	2,488	0,396	0,397	0,001	0,253
24	0,509	0,02	0,02	0	0	57	2,519	0,405	0,406	0,001	0,247
25	0,544	0,022	0,022	0	0						
26	0,581	0,025	0,025	0	0						
$n_M = 1,05 \text{ [s}^{-1}\text{]}$											
27	0,687	0,035	0,035	0	0						
28	0,708	0,037	0,037	0	0						
29	0,73	0,039	0,039	0	0						
30	0,758	0,042	0,042	0	0						
31	0,791	0,045	0,045	0	0						
32	0,827	0,049	0,049	0	0						

c.d. Tabeli 7.5

$v=26 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$											
Lp.	Q_M [dm ³ s ⁻¹]	Δp_{Mp} [MPa]	$\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ [MPa]	Δp [MPa]	δp [%]	Lp.	Q_M [dm ³ s ⁻¹]	Δp_{Mp} [MPa]	$\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ [MPa]	Δp [MPa]	δp [%]
$n_M = 0,17 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						$n_M = 1,05 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
58	0,115	0,002	0,002	0	0	85	0,68	0,041	0,042	0,001	2,44
59	0,124	0,002	0,002	0	0	86	0,688	0,042	0,043	0,001	2,38
60	0,143	0,003	0,003	0	0	87	0,703	0,044	0,045	0,001	2,27
$n_M = 0,23 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						88	0,717	0,045	0,046	0,001	2,22
61	0,156	0,003	0,003	0	0	89	0,74	0,048	0,049	0,001	2,08
62	0,172	0,004	0,004	0	0	90	0,761	0,05	0,051	0,001	2
63	0,173	0,004	0,004	0	0	91	0,781	0,053	0,054	0,001	1,89
64	0,191	0,004	0,004	0	0	$n_M = 1,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
65	0,218	0,006	0,006	0	0	92	1,074	0,092	0,094	0,002	2,17
$n_M = 0,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						93	1,085	0,094	0,096	0,002	2,13
66	0,22	0,006	0,006	0	0	94	1,099	0,096	0,098	0,002	2,08
67	0,231	0,006	0,006	0	0	95	1,12	0,1	0,101	0,001	1
68	0,244	0,007	0,007	0	0	96	1,144	0,103	0,105	0,002	1,94
69	0,256	0,007	0,007	0	0	97	1,168	0,107	0,109	0,002	1,87
70	0,275	0,008	0,009	0,001	12,5	98	1,2	0,112	0,115	0,003	2,68
71	0,294	0,009	0,01	0,001	11,11	$n_M = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
$n_M = 0,42 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						99	1,715	0,211	0,215	0,004	1,9
72	0,273	0,008	0,008	0	0	100	1,727	0,214	0,218	0,004	1,87
73	0,284	0,009	0,009	0	0	101	1,741	0,217	0,221	0,004	1,84
74	0,297	0,01	0,01	0	0	102	1,762	0,221	0,226	0,005	2,26
75	0,312	0,01	0,011	0,001	10	103	1,79	0,228	0,232	0,004	1,75
76	0,33	0,012	0,012	0	0	104	1,816	0,233	0,238	0,005	2,15
77	0,345	0,012	0,013	0,001	8,33	105	1,848	0,241	0,246	0,005	2,07
$n_M = 0,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						$n_M = 3,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
78	0,434	0,019	0,019	0	0	106	2,125	0,308	0,314	0,006	1,95
79	0,443	0,019	0,02	0,001	5,26	107	2,153	0,315	0,322	0,007	2,22
80	0,457	0,02	0,021	0,001	5	108	2,168	0,319	0,325	0,006	1,88
81	0,471	0,022	0,022	0	0	109	2,188	0,324	0,331	0,007	2,16
82	0,493	0,023	0,024	0,001	4,35	110	2,215	0,332	0,338	0,006	1,81
83	0,508	0,025	0,025	0	0	111	2,245	0,34	0,346	0,006	1,76
84	0,524	0,026	0,027	0,001	3,85	112	2,281	0,349	0,356	0,007	2,01

c.d. Tabeli 7.5

$v=150 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$											
Lp.	Q_M [dm ³ s ⁻¹]	Δp_{Mp} [MPa]	$\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ [MPa]	Δp [MPa]	δp [%]	Lp.	Q_M [dm ³ s ⁻¹]	Δp_{Mp} [MPa]	$\Delta p_{Mp \text{ sym}}$ [MPa]	Δp [MPa]	δp [%]
$n_M = 0,08 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						$n_M = 0,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
113	0,055	0,003	0,003	0	0	147	0,428	0,048	0,048	0	0
114	0,057	0,003	0,003	0	0	148	0,43	0,048	0,048	0	0
115	0,06	0,003	0,003	0	0	149	0,433	0,049	0,049	0	0
116	0,062	0,003	0,003	0	0	150	0,436	0,049	0,049	0	0
117	0,063	0,003	0,003	0	0	151	0,441	0,05	0,05	0	0
118	0,067	0,003	0,003	0	0	152	0,445	0,051	0,051	0	0
$n_M = 0,17 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						153	0,455	0,053	0,053	0	0
119	0,11	0,007	0,007	0	0	$n_M = 1,05 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
120	0,111	0,007	0,007	0	0	154	0,674	0,092	0,092	0	0
121	0,114	0,007	0,007	0	0	155	0,676	0,093	0,093	0	0
122	0,117	0,008	0,008	0	0	156	0,679	0,093	0,093	0	0
123	0,123	0,008	0,008	0	0	157	0,682	0,094	0,094	0	0
124	0,129	0,009	0,009	0	0	158	0,688	0,095	0,095	0	0
125	0,131	0,009	0,009	0	0	159	0,694	0,096	0,096	0	0
$n_M = 0,23 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						160	0,706	0,099	0,099	0	0
126	0,151	0,011	0,011	0	0	$n_M = 1,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
127	0,154	0,011	0,011	0	0	161	1,069	0,179	0,179	0	0
128	0,157	0,011	0,011	0	0	162	1,074	0,18	0,18	0	0
129	0,161	0,012	0,012	0	0	163	1,075	0,18	0,18	0	0
130	0,166	0,012	0,012	0	0	164	1,079	0,181	0,181	0	0
131	0,171	0,013	0,013	0	0	165	1,085	0,183	0,183	0	0
132	0,182	0,014	0,014	0	0	166	1,095	0,185	0,185	0	0
$n_M = 0,33 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						167	1,097	0,185	0,185	0	0
133	0,214	0,018	0,018	0	0	$n_M = 2,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$					
134	0,216	0,018	0,018	0	0	168	1,716	0,352	0,352	0	0
135	0,221	0,019	0,019	0	0	169	1,721	0,354	0,354	0	0
136	0,225	0,019	0,019	0	0	170	1,726	0,355	0,355	0	0
137	0,23	0,02	0,02	0	0	171	1,733	0,357	0,357	0	0
138	0,241	0,021	0,021	0	0	172	1,741	0,359	0,359	0	0
139	0,243	0,021	0,021	0	0	173	1,748	0,361	0,362	0,001	0,28
$n_M = 0,42 \text{ [s}^{-1}\text{]}$						174	2,13	0,48	0,48	0	0
140	0,269	0,025	0,025	0	0						
141	0,271	0,025	0,025	0	0						
142	0,274	0,025	0,025	0	0						
143	0,281	0,026	0,026	0	0						
144	0,286	0,027	0,027	0	0						
145	0,292	0,028	0,028	0	0						
146	0,297	0,028	0,028	0	0						

Załącznik 6

Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A6VM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [85]

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A6VM:

- M_{Mm} – moment strat mechanicznych w silniku,
- $M_{Mm \text{ sym}}$ – moment strat mechanicznych w silniku określone na podstawie badań symulacyjnych;
- Δm – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta m = M_{Mm} - M_{Mm \text{ sym}}. \quad (7.11)$$

- δm [%] – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\delta m = \frac{M_{Mm}}{M_{Mm \text{ sym}}} \cdot 100\%. \quad (7.12)$$

Badania symulacyjne silnika A6VM wymagały określenia podstawowych jego parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.15.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia momentu M_{Mm} strat mechanicznych w badanym silniku hydraulicznym A6VM, opartej na modelach zawartych w [50], odnotowano dla:

- momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym przy:
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_M=0,2 \rightarrow -37 \div +17 \text{ Nm}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_M=0,4 \rightarrow -55 \div +7 \text{ Nm}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_M=0,6 \rightarrow -62 \div +11 \text{ Nm}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_M=0,8 \rightarrow -19 \div +13 \text{ Nm}$,
 - o współczynniku b_p zmiany wydajności pompy $b_M=1,0 \rightarrow -13 \div +21 \text{ Nm}$.

Tabela 7.6 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A6VM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [85]

$b_M = 0,2$											
Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,6 [-]$					
1	17	9	3	-5	61	41	17	8	6	-2	26
2	38	13	5	-7	59	42	40	11	8	-4	32
3	62	14	7	-7	50	43	62	14	10	-5	32
4	87	15	9	-6	39	44	85	16	11	-5	31
5	111	16	11	-5	33	45	109	18	13	-5	26
6	132	21	13	-8	39	46	134	19	15	-4	20
7	147	31	14	-17	55	47	159	20	17	-2	12
8	155	49	14	-35	71	48	185	19	19	0	1
$n_M/n_{Mt} = 0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,7 [-]$					
9	19	6	4	-2	31	49	16	9	6	-3	30
10	42	9	6	-3	37	50	39	12	8	-4	34
11	65	12	8	-4	33	51	61	15	10	-5	35
12	89	13	10	-4	28	52	84	18	12	-6	33
13	112	15	12	-4	25	53	108	19	14	-6	29
14	135	18	13	-5	26	54	132	20	16	-5	23
15	156	22	15	-7	33	55	158	21	18	-3	14
16	174	30	16	-13	45	56	183	20	20	-1	3
$n_M/n_{Mt} = 0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,8 [-]$					
17	20	6	5	-1	21	57	15	10	7	-3	32
18	42	9	6	-3	30	58	38	13	9	-5	35
19	65	12	8	-3	29	59	60	16	10	-6	36
20	88	14	10	-3	25	60	83	19	12	-7	35
21	112	15	12	-3	21	61	106	21	14	-7	32
22	136	17	14	-3	18	62	131	22	16	-6	27
23	159	19	16	-3	17	63	156	22	18	-4	19
24	182	22	18	-5	21	64	182	22	20	-2	7
$n_M/n_{Mt} = 0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,9 [-]$					
25	19	6	5	-1	21	65	14	11	7	-4	35
26	41	10	7	-3	29	66	37	14	9	-5	36
27	64	12	9	-4	29	67	59	17	11	-6	37
28	87	14	11	-4	26	68	82	20	13	-7	37
29	111	16	12	-3	22	69	105	22	15	-8	35
30	136	17	14	-3	17	70	129	24	16	-7	31
31	160	18	16	-2	10	71	154	24	18	-6	24
32	184	20	18	-1	6	72	180	24	21	-3	14
$n_M/n_{Mt} = 0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 1,0 [-]$					
33	18	7	6	-2	23	73	12	13	8	-5	42
34	40	10	7	-3	30	74	35	16	9	-6	40
35	63	13	9	-4	31	75	57	19	11	-8	42
36	86	15	11	-4	28	76	79	23	13	-10	43
37	110	17	13	-4	24	77	102	26	15	-11	43
38	135	18	15	-3	18	78	125	28	17	-11	40
39	160	19	17	-2	10	79	150	29	19	-10	35
40	185	19	19	0	1	80	175	29	21	-8	28

c.d. Tabeli 7.6

$b_M = 0,4$											
Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,6 [-]$					
81	42	9	6	-3	36	121	40	10	11	0	4
82	90	12	10	-2	17	122	88	14	15	1	5
83	137	16	13	-2	15	123	137	16	19	3	18
84	185	19	17	-2	10	124	186	17	23	5	31
85	234	21	21	0	0	125	235	19	26	7	37
86	276	29	25	-5	16	126	284	22	30	8	39
87	306	50	27	-23	46	127	332	25	34	9	38
88	333	75	29	-45	61	128	381	27	38	11	42
$n_M/n_{Mt} = 0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,7 [-]$					
89	44	7	7	0	5	129	39	12	12	0	1
90	93	9	11	2	23	130	86	16	16	0	0
91	143	10	15	5	54	131	135	17	19	2	12
92	192	11	19	8	66	132	185	19	23	4	23
93	240	15	23	8	51	133	233	21	27	6	29
94	284	22	26	4	19	134	281	24	31	7	30
95	324	33	29	-3	10	135	330	27	35	8	32
96	358	50	32	-18	35	136	378	29	39	10	33
$n_M/n_{Mt} = 0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,8 [-]$					
97	44	7	8	1	15	137	37	13	13	-1	5
98	92	10	12	2	25	138	84	17	16	-1	5
99	142	11	16	5	47	139	134	19	20	1	7
100	191	12	20	8	63	140	183	21	24	3	16
101	240	14	24	9	64	141	231	23	28	5	23
102	287	18	28	9	51	142	279	26	32	6	23
103	333	24	31	7	31	143	327	29	36	7	23
104	376	32	35	3	9	144	375	32	40	8	24
$n_M/n_{Mt} = 0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,9 [-]$					
105	43	8	9	1	14	145	36	15	14	-1	8
106	91	11	13	2	19	146	83	19	17	-1	8
107	140	12	17	5	37	147	132	21	21	0	2
108	190	14	21	7	51	148	181	23	25	3	11
109	239	16	25	9	57	149	229	25	29	4	15
110	287	19	29	10	54	150	277	29	33	4	15
111	334	22	32	10	44	151	324	32	37	5	15
112	381	26	36	10	37	152	372	35	40	6	16
$n_M/n_{Mt} = 0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 1,0 [-]$					
113	42	9	10	1	9	153	33	18	14	-3	19
114	89	12	14	1	12	154	80	22	18	-4	17
115	139	14	18	4	27	155	128	24	22	-2	9
116	188	15	22	6	41	156	177	26	26	0	1
117	237	17	26	8	46	157	225	29	30	0	1
118	285	20	29	9	47	158	272	33	33	0	1
119	333	23	33	10	44	159	319	37	37	0	0
120	382	26	37	12	45	160	365	42	41	-1	2

c.d. Tabeli 7.6

$b_M = 0,6$											
Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,6 [-]$					
161	62	14	8	-6	43	201	66	10	16	6	60
162	132	21	14	-7	35	202	138	14	22	8	55
163	206	23	20	-4	16	203	212	17	28	11	64
164	279	27	25	-1	4	204	286	19	34	15	77
165	355	27	31	4	16	205	361	21	40	19	91
166	420	38	37	-1	4	206	435	23	45	22	97
167	469	66	41	-25	38	207	509	26	51	26	99
168	521	90	45	-45	50	208	582	28	57	29	102
$n_M/n_{Mt} = 0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,7 [-]$					
169	68	9	10	1	13	209	64	12	17	5	41
170	139	14	16	2	15	210	136	16	23	7	42
171	213	16	22	5	31	211	210	19	29	10	56
172	287	18	28	9	51	212	284	21	35	14	67
173	361	21	33	12	57	213	359	23	41	18	79
174	432	27	39	13	47	214	432	26	47	21	82
175	500	35	45	10	28	215	505	29	53	24	82
176	564	47	50	3	6	216	578	33	58	25	76
$n_M/n_{Mt} = 0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,8 [-]$					
177	69	7	12	4	57	217	61	15	19	3	23
178	141	12	17	6	47	218	133	19	24	6	29
179	215	15	23	9	60	219	207	21	30	9	43
180	290	16	29	13	85	220	282	23	36	13	56
181	364	17	35	18	102	221	356	26	42	16	63
182	439	20	41	22	110	222	429	29	48	19	67
183	512	23	47	24	106	223	501	34	54	20	60
184	585	26	53	27	102	224	573	38	60	22	57
$n_M/n_{Mt} = 0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,9 [-]$					
185	69	7	13	6	76	225	57	19	20	1	7
186	141	12	19	7	61	226	130	22	26	4	16
187	215	14	25	11	74	227	204	24	32	7	30
188	289	16	31	15	92	228	279	26	38	11	43
189	364	17	37	19	111	229	353	28	44	15	53
190	439	19	43	24	124	230	425	32	49	17	52
191	513	22	49	27	124	231	497	37	55	18	48
192	587	24	55	31	131	232	567	43	61	17	40
$n_M/n_{Mt} = 0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 1,0 [-]$					
193	68	8	15	6	74	233	49	27	21	-6	22
194	140	12	20	8	64	234	122	30	27	-4	13
195	214	15	26	11	74	235	196	32	33	0	1
196	288	17	32	15	87	236	271	34	38	5	14
197	363	19	38	19	102	237	345	36	44	9	24
198	437	21	44	23	112	238	418	40	50	10	25
199	511	23	50	27	115	239	488	46	56	10	21
200	586	25	56	31	126	240	556	55	61	6	12

c.d. Tabeli 7.6

$b_M = 0,8$											
Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,6 [-]$					
241	87	15	11	-4	29	281	90	11	21	9	83
242	183	21	18	-2	11	282	186	17	29	12	70
243	285	20	26	6	31	283	284	21	36	15	71
244	388	19	35	16	81	284	382	25	44	20	80
245	489	20	43	23	115	285	481	28	52	24	88
246	591	20	51	31	153	286	581	30	60	30	102
247	677	36	58	21	59	287	680	33	68	35	108
248	769	46	65	20	43	288	779	35	76	41	117
$n_M/n_{Mt} = 0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,7 [-]$					
249	93	9	13	4	47	289	87	14	23	9	60
250	190	14	21	7	49	290	183	19	30	11	56
251	290	15	29	13	86	291	280	24	38	14	56
252	391	17	37	20	122	292	378	29	46	17	59
253	490	19	45	26	139	293	476	32	54	22	67
254	587	24	53	28	116	294	574	36	62	26	73
255	678	35	60	25	72	295	675	38	70	32	86
256	762	53	67	14	26	296	774	40	78	38	95
$n_M/n_{Mt} = 0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,8 [-]$					
257	94	8	15	8	98	297	83	17	24	7	41
258	191	13	23	10	81	298	180	23	32	9	42
259	290	15	31	15	101	299	276	29	40	11	40
260	391	16	39	22	136	300	373	34	48	14	42
261	491	18	47	29	159	301	471	38	55	18	48
262	590	21	55	34	167	302	569	41	63	22	54
263	687	25	63	37	146	303	667	44	71	27	60
264	782	32	70	38	117	304	766	48	79	31	66
$n_M/n_{Mt} = 0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,9 [-]$					
265	94	8	17	9	114	305	79	21	26	5	23
266	190	13	25	12	87	306	176	27	34	7	28
267	289	16	33	16	99	307	272	33	42	9	28
268	389	18	41	22	122	308	368	38	49	11	29
269	488	21	49	28	137	309	465	43	57	14	33
270	589	22	57	34	155	310	562	47	65	17	37
271	687	25	65	39	155	311	660	52	73	21	40
272	785	30	72	43	143	312	759	55	81	26	47
$n_M/n_{Mt} = 0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 1,0 [-]$					
273	92	9	19	10	103	313	69	31	27	-3	11
274	189	15	27	12	84	314	167	35	35	0	1
275	287	18	35	16	88	315	261	43	43	0	0
276	385	22	43	21	98	316	356	50	50	0	1
277	485	23	51	27	116	317	451	57	58	1	2
278	585	26	59	33	127	318	547	62	66	3	5
279	684	28	66	38	137	319	643	68	73	5	8
280	784	30	74	44	145	320	740	73	81	8	11

c.d. Tabeli 7.6

$b_M = 1,0$											
Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,6 [-]$					
321	117	10	13	3	29	361	109	17	25	8	46
322	243	11	24	12	106	362	229	24	35	11	44
323	369	13	34	20	152	363	351	30	45	15	49
324	498	12	44	32	276	364	474	34	55	20	59
325	618	19	53	34	181	365	598	37	65	28	75
326	735	29	63	34	117	366	723	39	75	35	91
327	848	44	72	28	65	367	850	40	85	45	114
328	965	54	81	27	51	368	978	39	95	56	141
$n_M/n_{Mt} = 0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,7 [-]$					
329	118	9	16	7	76	369	104	21	28	6	29
330	242	13	26	13	107	370	224	29	37	9	30
331	369	13	36	23	174	371	345	35	47	12	34
332	496	14	46	33	241	372	468	40	57	17	41
333	619	17	56	39	230	373	591	44	67	23	53
334	743	20	66	46	223	374	717	46	77	31	68
335	864	27	76	48	176	375	844	46	87	41	91
336	965	54	84	30	56	376	973	44	97	53	120
$n_M/n_{Mt} = 0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,8 [-]$					
337	117	10	19	9	89	377	99	26	30	4	14
338	239	15	28	13	87	378	219	33	39	6	18
339	364	17	38	21	123	379	340	40	49	9	23
340	490	19	48	29	155	380	461	46	59	13	28
341	616	20	58	38	193	381	584	50	69	19	37
342	739	24	68	44	184	382	709	53	79	26	49
343	860	31	78	47	153	383	836	53	89	36	67
344	976	42	87	45	106	384	966	51	99	48	95
$n_M/n_{Mt} = 0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,9 [-]$					
345	115	12	21	9	80	385	93	32	32	0	1
346	236	18	31	13	73	386	214	38	42	3	9
347	360	22	40	19	88	387	334	46	51	6	12
348	484	24	50	26	107	388	455	52	61	9	17
349	611	25	61	35	138	389	577	57	71	13	23
350	736	28	71	43	155	390	701	60	81	21	34
351	860	31	81	50	164	391	828	61	91	30	50
352	983	35	90	55	158	392	958	57	101	44	76
$n_M/n_{Mt} = 0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 1,0 [-]$					
353	112	14	23	9	65	393	87	38	34	-4	10
354	233	21	33	12	57	394	208	44	44	0	0
355	355	26	43	17	65	395	327	52	53	2	3
356	479	29	53	23	81	396	447	59	63	4	6
357	604	32	63	31	98	397	569	65	72	7	11
358	730	33	73	39	117	398	693	68	82	15	21
359	856	35	83	48	138	399	819	69	93	24	34
360	982	36	93	57	160	400	950	65	103	38	59

Tabela 7.7 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A6VM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [85]

$b_M = 0,2$											
Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,6$ [-]					
1	4,86	0,008	0	-0,01	100	41	4,86	0,031	0,006	-0,025	81
2	9,86	0,009	0,001	-0,01	89	42	9,86	0,034	0,021	-0,013	38
3	14,86	0,01	0,001	-0,01	90	43	14,86	0,041	0,045	0,004	10
4	19,85	0,013	0,002	-0,01	85	44	19,86	0,054	0,076	0,022	41
5	24,85	0,016	0,004	-0,01	75	45	24,85	0,073	0,114	0,041	56
6	29,84	0,021	0,005	-0,02	76	46	29,85	0,101	0,16	0,059	58
7	34,83	0,027	0,007	-0,02	74	47	34,84	0,137	0,212	0,075	55
8	39,82	0,036	0,009	-0,03	75	48	39,83	0,187	0,271	0,084	45
$n_M/n_{Mt} = 0,2$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,7$ [-]					
9	4,86	0,015	0	-0,02	100	49	4,87	0,033	0,007	-0,026	79
10	9,86	0,016	0,001	-0,02	94	50	9,86	0,037	0,025	-0,012	32
11	14,86	0,019	0,003	-0,02	84	51	14,86	0,045	0,052	0,007	16
12	19,86	0,023	0,005	-0,02	78	52	19,86	0,06	0,088	0,028	47
13	24,85	0,03	0,007	-0,02	77	53	24,86	0,082	0,133	0,051	62
14	29,84	0,039	0,01	-0,03	74	54	29,85	0,113	0,186	0,073	65
15	34,83	0,052	0,013	-0,04	75	55	34,84	0,157	0,247	0,09	57
16	39,82	0,069	0,017	-0,05	75	56	39,83	0,213	0,316	0,103	48
$n_M/n_{Mt} = 0,3$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,8$ [-]					
17	4,86	0,02	0,001	-0,02	95	57	4,87	0,036	0,008	-0,028	78
18	9,86	0,022	0,002	-0,02	91	58	9,86	0,04	0,028	-0,012	30
19	14,86	0,026	0,004	-0,02	85	59	14,86	0,049	0,059	0,01	20
20	19,86	0,032	0,007	-0,03	78	60	19,86	0,066	0,101	0,035	53
21	24,85	0,042	0,011	-0,01	45	61	24,86	0,092	0,152	0,06	65
22	29,84	0,056	0,015	-0,04	73	62	29,85	0,128	0,213	0,085	66
23	34,84	0,075	0,02	-0,06	73	63	34,84	0,176	0,283	0,107	61
24	39,82	0,1	0,026	-0,07	74	64	39,83	0,242	0,361	0,119	49
$n_M/n_{Mt} = 0,4$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,9$ [-]					
25	4,86	0,024	0,001	-0,02	96	65	4,87	0,038	0,009	-0,029	76
26	9,86	0,027	0,003	-0,02	89	66	9,87	0,043	0,032	-0,011	26
27	14,86	0,032	0,006	-0,03	81	67	14,86	0,054	0,067	0,013	24
28	19,86	0,04	0,01	-0,03	75	68	19,86	0,073	0,114	0,041	56
29	24,85	0,053	0,014	-0,04	74	69	24,86	0,102	0,172	0,07	69
30	29,85	0,071	0,02	-0,05	72	70	29,85	0,141	0,24	0,099	70
31	34,84	0,096	0,027	-0,07	72	71	34,84	0,196	0,318	0,122	62
32	39,82	0,13	0,034	-0,1	74	72	39,83	0,268	0,406	0,138	51
$n_M/n_{Mt} = 0,5$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 1,0$ [-]					
33	4,86	0,027	0,001	-0,03	96	73	4,87	0,041	0,01	-0,031	76
34	9,86	0,031	0,003	-0,03	90	74	9,87	0,046	0,035	-0,011	24
35	14,86	0,037	0,007	-0,03	81	75	14,86	0,058	0,074	0,016	28
36	19,86	0,047	0,012	-0,04	74	76	19,86	0,079	0,126	0,047	59
37	24,85	0,063	0,018	-0,05	71	77	24,86	0,109	0,191	0,082	75
38	29,85	0,086	0,025	-0,06	71	78	29,85	0,154	0,266	0,112	73
39	34,84	0,117	0,034	-0,08	71	79	34,84	0,214	0,354	0,14	65
40	39,82	0,158	0,043	-0,12	73	80	39,83	0,296	0,452	0,156	53

c.d. Tabeli 7.7

$b_M = 0,4$											
Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv \text{ sym}}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv \text{ sym}}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,6 [-]$					
81	4,86	0,014	0,001	-0,01	93	121	4,87	0,043	0,005	-0,038	88
82	9,86	0,015	0,003	-0,01	80	122	9,87	0,047	0,02	-0,027	57
83	14,86	0,018	0,007	-0,01	61	123	14,87	0,055	0,042	-0,013	24
84	19,86	0,023	0,012	-0,01	48	124	19,86	0,068	0,072	0,004	6
85	24,85	0,03	0,018	-0,01	40	125	24,86	0,086	0,109	0,023	27
86	29,84	0,037	0,025	-0,01	32	126	29,86	0,114	0,152	0,038	33
87	34,84	0,043	0,034	-0,01	21	127	34,85	0,153	0,201	0,048	31
88	39,83	0,051	0,043	-0,01	16	128	39,85	0,213	0,257	0,044	21
$n_M/n_{Mt} = 0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,7 [-]$					
89	4,86	0,024	0,002	-0,02	92	129	4,87	0,048	0,006	-0,042	88
90	9,86	0,025	0,007	-0,02	72	130	9,87	0,05	0,023	-0,027	54
91	14,86	0,028	0,014	-0,01	50	131	14,87	0,06	0,049	-0,011	18
92	19,86	0,032	0,024	-0,01	25	132	19,86	0,074	0,084	0,01	14
93	24,86	0,039	0,036	-0	8	133	24,86	0,096	0,127	0,031	32
94	29,85	0,048	0,051	0	6	134	29,86	0,128	0,177	0,049	38
95	34,85	0,063	0,067	0	6	135	34,85	0,174	0,235	0,061	35
96	39,84	0,083	0,086	0	4	136	39,85	0,243	0,3	0,057	23
$n_M/n_{Mt} = 0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,8 [-]$					
97	4,86	0,032	0,003	-0,03	91	137	4,87	0,05	0,007	-0,043	86
98	9,86	0,034	0,01	-0,02	71	138	9,87	0,055	0,027	-0,028	51
99	14,86	0,038	0,021	-0,02	45	139	14,87	0,066	0,056	-0,01	15
100	19,86	0,044	0,036	-0,01	18	140	19,86	0,079	0,096	0,017	22
101	24,86	0,054	0,054	0,49	900	141	24,86	0,104	0,145	0,041	39
102	29,86	0,068	0,076	0,01	12	142	29,86	0,14	0,202	0,062	44
103	34,85	0,088	0,101	0,01	15	143	34,85	0,193	0,269	0,076	39
104	39,84	0,119	0,129	0,01	8	144	39,85	0,275	0,343	0,068	25
$n_M/n_{Mt} = 0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 0,9 [-]$					
105	4,87	0,037	0,004	-0,03	89	145	4,87	0,053	0,008	-0,045	85
106	9,86	0,04	0,013	-0,03	68	146	9,87	0,059	0,03	-0,029	49
107	14,86	0,045	0,028	-0,02	38	147	14,87	0,071	0,064	-0,007	10
108	19,86	0,053	0,048	-0,01	9	148	19,87	0,086	0,108	0,022	26
109	24,86	0,066	0,072	0,01	9	149	24,86	0,114	0,163	0,049	43
110	29,86	0,085	0,101	0,02	19	150	29,86	0,155	0,228	0,073	47
111	34,85	0,111	0,134	0,02	21	151	34,85	0,213	0,302	0,089	42
112	39,84	0,152	0,172	0,02	13	152	39,85	0,302	0,386	0,084	28
$n_M/n_{Mt} = 0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt} = 1,0 [-]$					
113	4,87	0,041	0,005	-0,04	88	153	4,87	0,059	0,009	-0,05	85
114	9,87	0,044	0,017	-0,03	61	154	9,87	0,062	0,033	-0,029	47
115	14,86	0,051	0,035	-0,02	31	155	14,87	0,072	0,071	-0,001	1
116	19,86	0,063	0,06	-0	5	156	19,87	0,092	0,12	0,028	30
117	24,86	0,077	0,09	0,01	17	157	24,86	0,123	0,181	-0,105	85
118	29,86	0,1	0,126	0,03	26	158	29,86	0,165	0,253	0,088	53
119	34,85	0,133	0,168	0,04	26	159	34,86	0,233	0,336	0,103	44
120	39,85	0,184	0,214	0,03	16	160	39,85	0,332	0,429	0,097	29

c.d. Tabeli 7.7

$b_M = 0,6$											
Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,6$ [-]					
161	4,86	0,018	0,001	-0,02	95	201	4,87	0,05	0,005	-0,038	87
162	9,86	0,019	0,003	-0,02	82	202	9,87	0,056	0,02	-0,027	57
163	14,86	0,025	0,007	-0,02	72	203	14,87	0,065	0,042	-0,013	23
164	19,86	0,033	0,012	-0,02	64	204	19,87	0,08	0,072	0,004	6
165	24,85	0,041	0,018	-0,02	56	205	24,86	0,104	0,109	0,023	26
166	29,85	0,049	0,025	-0,02	48	206	29,86	0,136	0,152	0,038	33
167	34,85	0,052	0,034	-0,02	35	207	34,86	0,184	0,201	0,048	32
168	39,84	0,061	0,043	-0,02	30	208	39,85	0,254	0,257	0,044	21
$n_M/n_{Mt} = 0,2$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,7$ [-]					
169	4,86	0,03	0,002	-0,03	94	209	4,87	0,055	0,006	-0,042	87
170	9,86	0,032	0,007	-0,03	79	210	9,87	0,058	0,023	-0,027	53
171	14,86	0,036	0,014	-0,02	61	211	14,87	0,069	0,049	-0,011	18
172	19,86	0,041	0,024	-0,02	41	212	19,87	0,086	0,084	0,01	14
173	24,86	0,049	0,036	-0,01	26	213	24,86	0,115	0,127	0,031	32
174	29,86	0,061	0,051	-0,01	17	214	29,86	0,151	0,177	0,049	38
175	34,85	0,078	0,067	-0,01	14	215	34,86	0,207	0,235	0,061	35
176	39,85	0,101	0,086	-0,02	15	216	39,85	0,284	0,3	0,057	24
$n_M/n_{Mt} = 0,3$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,8$ [-]					
177	4,87	0,038	0,003	-0,04	93	217	4,87	0,058	0,007	-0,043	85
178	9,87	0,041	0,01	-0,03	76	218	9,87	0,062	0,027	-0,028	51
179	14,86	0,046	0,021	-0,03	54	219	14,87	0,074	0,056	-0,01	14
180	19,86	0,055	0,036	-0,02	35	220	19,87	0,094	0,096	0,017	22
181	24,86	0,066	0,054	-0,01	18	221	24,86	0,123	0,145	0,041	39
182	29,86	0,084	0,076	-0,01	10	222	29,86	0,164	0,202	0,062	45
183	34,85	0,108	0,101	-0,01	7	223	34,86	0,228	0,269	0,076	39
184	39,85	0,144	0,129	-0,02	11	224	39,85	0,32	0,343	0,068	25
$n_M/n_{Mt} = 0,4$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,9$ [-]					
185	4,87	0,043	0,004	-0,04	91	225	4,87	0,061	0,008	-0,045	84
186	9,87	0,047	0,013	-0,03	72	226	9,87	0,066	0,03	-0,029	49
187	14,87	0,055	0,028	-0,03	49	227	14,87	0,079	0,064	-0,007	10
188	19,86	0,066	0,048	-0,02	27	228	19,87	0,102	0,108	0,022	26
189	24,86	0,08	0,072	-0,01	10	229	24,86	0,134	0,163	0,049	43
190	29,86	0,103	0,101	-0	2	230	29,86	0,18	0,228	0,073	47
191	34,86	0,136	0,134	-0	1	231	34,86	0,251	0,302	0,089	42
192	39,85	0,183	0,172	-0,01	6	232	39,85	0,35	0,386	0,084	28
$n_M/n_{Mt} = 0,5$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 1,0$ [-]					
193	4,87	0,049	0,005	-0,04	91	233	4,87	0,068	0,009	-0,05	84
194	9,87	0,051	0,017	-0,03	67	234	9,87	0,073	0,033	-0,029	46
195	14,87	0,062	0,035	-0,03	43	235	14,87	0,083	0,071	-0,001	2
196	19,86	0,074	0,06	-0,01	19	236	19,87	0,108	0,12	0,028	30
197	24,86	0,092	0,09	-0	2	237	24,87	0,143	0,181	0,058	47
198	29,86	0,121	0,127	0,01	5	238	29,86	0,195	0,253	0,088	53
199	34,86	0,161	0,168	0,01	4	239	34,86	0,269	0,336	0,103	44
200	39,85	0,217	0,215	-0	1	240	39,85	0,384	0,429	0,097	29

c.d. Tabeli 7.7

$b_M = 0,8$											
Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv \text{ sym}}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv \text{ sym}}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]
$n_M/n_{Mt} = 0,1$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,6$ [-]					
241	4,86	0,021	0,001	-0,02	96	281	4,87	0,058	0,005	-0,053	91
242	9,86	0,023	0,003	-0,02	85	282	9,87	0,062	0,02	-0,042	68
243	14,86	0,031	0,007	-0,02	77	283	14,87	0,074	0,042	-0,032	43
244	19,86	0,041	0,012	-0,03	71	284	19,87	0,09	0,072	-0,018	20
245	24,85	0,051	0,018	-0,03	65	285	24,86	0,119	0,109	-0,01	9
246	29,85	0,061	0,025	-0,04	59	286	29,86	0,156	0,152	-0,004	3
247	34,85	0,066	0,034	-0,03	49	287	34,86	0,202	0,201	-0,001	0
248	39,84	0,078	0,043	-0,04	45	288	39,85	0,271	0,257	-0,014	5
$n_M/n_{Mt} = 0,2$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,7$ [-]					
249	4,87	0,036	0,002	-0,03	95	289	4,87	0,059	0,006	-0,053	89
250	9,87	0,038	0,007	-0,03	83	290	9,87	0,064	0,023	-0,04	63
251	14,86	0,042	0,014	-0,03	67	291	14,87	0,077	0,049	-0,028	36
252	19,86	0,049	0,024	-0,03	51	292	19,87	0,101	0,084	-0,017	17
253	24,86	0,059	0,036	-0,02	39	293	24,86	0,129	0,127	-0,002	2
254	29,86	0,072	0,051	-0,02	29	294	29,86	0,172	0,177	0,005	3
255	34,86	0,089	0,067	-0,02	25	295	34,86	0,226	0,235	0,009	4
256	39,85	0,113	0,086	-0,03	24	296	39,85	0,306	0,3	-0,006	2
$n_M/n_{Mt} = 0,3$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,8$ [-]					
257	4,87	0,045	0,003	-0,04	94	297	4,87	0,067	0,007	-0,06	89
258	9,87	0,047	0,01	-0,04	79	298	9,87	0,067	0,027	-0,041	60
259	14,87	0,055	0,021	-0,03	62	299	14,87	0,083	0,056	-0,027	32
260	19,86	0,066	0,036	-0,03	45	300	19,87	0,104	0,096	-0,008	8
261	24,86	0,078	0,054	-0,02	30	301	24,86	0,137	0,145	0,008	6
262	29,86	0,099	0,076	-0,02	23	302	29,86	0,186	0,202	0,017	9
263	34,86	0,123	0,101	-0,02	18	303	34,86	0,253	0,269	0,016	6
264	39,85	0,158	0,129	-0,03	18	304	39,85	0,338	0,343	0,005	1
$n_M/n_{Mt} = 0,4$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 0,9$ [-]					
265	4,87	0,05	0,004	-0,05	93	305	4,87	0,07	0,008	-0,062	88
266	9,87	0,055	0,013	-0,04	76	306	9,87	0,076	0,03	-0,046	60
267	14,87	0,063	0,028	-0,04	55	307	14,87	0,088	0,064	-0,024	28
268	19,87	0,076	0,048	-0,03	37	308	19,87	0,112	0,108	-0,004	3
269	24,86	0,096	0,072	-0,02	24	309	24,86	0,148	0,163	0,015	10
270	29,86	0,121	0,101	-0,02	16	310	29,86	0,203	0,228	0,025	12
271	34,86	0,152	0,134	-0,02	12	311	34,86	0,271	0,302	0,031	11
272	39,85	0,199	0,172	-0,03	14	312	39,85	0,374	0,386	0,012	3
$n_M/n_{Mt} = 0,5$ [-]						$n_M/n_{Mt} = 1,0$ [-]					
273	4,87	0,055	0,005	-0,05	92	313	4,87	0,084	0,009	-0,075	89
274	9,87	0,059	0,017	-0,04	72	314	9,87	0,084	0,033	-0,051	60
275	14,87	0,069	0,035	-0,03	49	315	14,87	0,097	0,071	-0,027	28
276	19,87	0,085	0,06	-0,03	30	316	19,87	0,117	0,12	0,003	2
277	24,86	0,106	0,09	-0,02	14	317	24,87	0,157	0,181	0,024	15
278	29,86	0,137	0,127	-0,01	8	318	29,86	0,218	0,253	0,035	16
279	34,86	0,179	0,168	-0,01	6	319	34,86	0,295	0,336	0,041	14
280	39,85	0,237	0,215	-0,02	10	320	39,85	0,401	0,429	0,028	7

c.d. Tabeli 7.7

$b_M = 1,0$											
Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [dm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [dm ³ s ⁻¹]	Δv [dm ³ s ⁻¹]	δv [%]
$n_M/n_{Mt}=0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,6 [-]$					
321	4,86	0,025	0,001	-0,02	96	361	4,87	0,068	0,005	-0,063	92
322	9,86	0,026	0,003	-0,02	87	362	9,87	0,073	0,02	-0,053	73
323	14,86	0,038	0,007	-0,03	81	363	14,87	0,083	0,042	-0,041	49
324	19,86	0,049	0,012	-0,04	76	364	19,87	0,103	0,072	-0,031	30
325	24,85	0,062	0,018	-0,04	71	365	24,87	0,133	0,109	-0,025	18
326	29,85	0,074	0,025	-0,05	66	366	29,86	0,174	0,152	-0,022	13
327	34,85	0,08	0,034	-0,05	58	367	34,86	0,226	0,202	-0,025	11
328	39,85	0,089	0,043	-0,05	52	368	39,86	0,29	0,258	-0,033	11
$n_M/n_{Mt}=0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,7 [-]$					
329	4,87	0,041	0,002	-0,04	96	369	4,87	0,074	0,006	-0,067	91
330	9,87	0,044	0,007	-0,04	85	370	9,87	0,074	0,023	-0,05	68
331	14,86	0,049	0,014	-0,04	71	371	14,87	0,091	0,049	-0,042	46
332	19,86	0,058	0,024	-0,03	59	372	19,87	0,114	0,084	-0,03	26
333	24,86	0,068	0,036	-0,03	47	373	24,87	0,144	0,127	-0,017	12
334	29,86	0,093	0,051	-0,04	46	374	29,86	0,191	0,177	-0,014	7
335	34,86	0,111	0,067	-0,04	40	375	34,86	0,252	0,235	-0,016	7
336	39,85	0,139	0,086	-0,05	38	376	39,86	0,326	0,3	-0,025	8
$n_M/n_{Mt}=0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,8 [-]$					
337	4,87	0,051	0,003	-0,05	95	377	4,87	0,084	0,007	-0,077	91
338	9,87	0,056	0,01	-0,05	82	378	9,87	0,084	0,027	-0,058	68
339	14,87	0,064	0,021	-0,04	67	379	14,87	0,097	0,057	-0,041	42
340	19,86	0,074	0,036	-0,04	51	380	19,87	0,117	0,096	-0,021	18
341	24,86	0,092	0,054	-0,04	41	381	24,87	0,157	0,145	-0,013	8
342	29,86	0,113	0,076	-0,04	33	382	29,86	0,205	0,202	-0,002	1
343	34,86	0,14	0,101	-0,04	28	383	34,86	0,274	0,269	-0,005	2
344	39,86	0,172	0,129	-0,04	25	384	39,86	0,358	0,343	-0,015	4
$n_M/n_{Mt}=0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,9 [-]$					
345	4,87	0,059	0,004	-0,06	94	385	4,87	0,095	0,008	-0,087	91
346	9,87	0,062	0,013	-0,05	78	386	9,87	0,095	0,03	-0,065	68
347	14,87	0,072	0,028	-0,04	61	387	14,87	0,102	0,064	-0,039	38
348	19,87	0,089	0,048	-0,04	46	388	19,87	0,132	0,108	-0,024	18
349	24,86	0,109	0,072	-0,04	34	389	24,87	0,169	0,163	-0,007	4
350	29,86	0,137	0,101	-0,04	26	390	29,86	0,223	0,228	0,005	2
351	34,86	0,172	0,134	-0,04	22	391	34,86	0,3	0,302	0,002	1
352	39,86	0,215	0,172	-0,04	20	392	39,86	0,395	0,386	-0,009	2
$n_M/n_{Mt}=0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt}=1,0 [-]$					
353	4,87	0,061	0,005	-0,06	92	393	4,87	0,114	0,009	-0,104	92
354	9,87	0,069	0,017	-0,05	76	394	9,87	0,105	0,033	-0,072	68
355	14,87	0,077	0,035	-0,04	54	395	14,87	0,114	0,071	-0,043	38
356	19,87	0,098	0,06	-0,04	39	396	19,87	0,138	0,12	-0,018	13
357	24,86	0,124	0,09	-0,03	27	397	24,87	0,18	0,181	0,001	1
358	29,86	0,158	0,127	-0,03	20	398	29,86	0,247	0,253	0,006	2
359	34,86	0,202	0,168	-0,03	17	399	34,86	0,325	0,336	0,011	3
360	39,86	0,255	0,215	-0,04	16	400	39,86	0,43	0,429	-0,001	0

Załącznik 8

Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A2FM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86]

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A2FM:

- M_{Mm} – moment strat mechanicznych w silniku,
- $M_{Mm \text{ sym}}$ – moment strat mechanicznych w silniku określone na podstawie badań symulacyjnych;
- Δm – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta m = M_{Mm} - M_{Mm \text{ sym}}. \quad (7.15)$$

- δm [%] – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\delta m = \frac{M_{Mm}}{M_{Mm \text{ sym}}} \cdot 100\%. \quad (7.16)$$

Badania symulacyjne silnika A2FM wymagały określenia podstawowych jego parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.17.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia momentu M_{Mm} strat mechanicznych w badanym silniku hydraulicznym A2FM, opartej na modelach zawartych w [50], odnotowano dla:

- momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym A2FM 180 → -17 ÷ +42 Nm,
- momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym A2FM 200 → -17 ÷ +46 Nm,
- momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym A2FM 1000 → -17 ÷ +42 Nm.

Tabela 7.8 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A2FM 180 – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt}=0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,6 [-]$					
1	123	21	23	2	9	41	109	32	59	27	84
2	256	30	26	-4	15	42	248	37	61	24	65
3	393	37	29	-8	28	43	392	36	64	28	78
4	531	42	31	-11	35	44	535	36	67	31	86
5	668	48	34	-14	41	45	678	37	70	33	89
6	806	53	37	-16	43	46	821	37	73	36	97
7	947	56	40	-16	40	47	965	36	76	40	111
8	1086	60	43	-17	40	48	1108	36	78	42	117
$n_M/n_{Mt}=0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,7 [-]$					
9	123	20	30	10	50	49	101	40	65	25	63
10	260	26	33	7	27	50	239	46	68	22	48
11	400	29	36	7	24	51	382	45	71	26	58
12	541	32	39	0	0	52	525	46	74	28	61
13	682	34	42	8	24	53	667	47	77	30	64
14	823	36	44	8	22	54	810	47	80	33	70
15	966	37	47	10	27	55	954	47	83	36	77
16	1107	39	50	11	28	56	1098	46	85	39	85
$n_M/n_{Mt}=0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,8 [-]$					
17	122	21	37	16	76	57	90	50	72	22	0
18	260	26	40	14	54	58	226	58	75	17	29
19	402	27	43	16	59	59	369	58	78	20	34
20	544	28	46	18	64	60	511	59	81	22	37
21	686	30	49	19	63	61	652	61	84	23	38
22	828	30	52	22	73	62	795	61	86	25	41
23	973	30	54	24	80	63	939	61	89	28	46
24	1115	30	57	27	90	64	1082	61	92	31	51
$n_M/n_{Mt}=0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,9 [-]$					
25	119	23	45	22	96	65	76	64	79	0	0
26	258	27	47	20	74	66	210	73	82	1	1
27	402	27	50	23	85	67	352	74	85	2	3
28	544	28	53	25	89	68	494	75	88	13	17
29	687	28	56	28	100	69	635	78	90	12	15
30	830	28	59	31	111	70	776	80	93	13	16
31	975	27	62	35	130	71	919	80	96	16	20
32	1117	28	64	36	129	72	1062	80	99	19	24
$n_M/n_{Mt}=0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt}=1,0 [-]$					
33	115	27	52	25	93	73	58	81	86	5	6
34	254	31	54	23	74	74	190	92	89	-3	3
35	398	30	57	27	90	75	332	93	91	-2	2
36	541	30	60	30	100	76	473	95	94	-1	1
37	684	31	63	32	103	77	612	99	97	-2	2
38	828	30	66	36	120	78	753	102	100	-2	2
39	972	30	69	39	130	79	896	102	103	1	1
40	1115	30	72	42	140	80	1039	102	106	4	4

Tabela 7.9 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A2FM 200 – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm\ sym}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt}=0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,6 [-]$					
1	146	13	18	2	11	41	136	22	39	17	77
2	304	14	26	-4	15	42	286	31	46	15	48
3	461	17	35	-8	23	43	438	38	54	16	42
4	622	15	43	-11	26	44	592	43	62	19	44
5	772	24	51	-14	28	45	748	47	70	23	49
6	919	36	58	-16	27	46	904	49	79	30	61
7	1059	55	66	-16	24	47	1063	50	87	37	74
8	1206	67	73	-17	23	48	1222	49	95	46	94
$n_M/n_{Mt}=0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,7 [-]$					
9	148	11	22	10	50	49	130	27	43	16	59
10	302	16	30	7	27	50	280	36	50	14	39
11	461	16	39	7	24	51	432	44	58	14	32
12	619	17	47	0	0	52	584	50	66	16	32
13	774	21	55	8	24	53	739	55	74	19	35
14	930	25	63	8	22	54	896	57	82	25	44
15	1080	34	71	10	27	55	1055	57	91	34	60
16	1207	66	78	11	28	56	1216	55	99	44	80
$n_M/n_{Mt}=0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,8 [-]$					
17	146	12	27	16	76	57	124	33	46	13	0
18	299	19	35	14	54	58	274	42	54	12	29
19	456	22	43	16	59	59	425	50	62	12	24
20	612	24	51	18	64	60	576	58	70	12	21
21	770	25	59	19	63	61	731	63	78	15	24
22	925	30	67	22	73	62	886	66	86	20	30
23	1075	39	75	24	80	63	1046	66	94	28	42
24	1220	53	82	27	90	64	1207	63	103	40	63
$n_M/n_{Mt}=0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,9 [-]$					
25	144	15	31	22	96	65	116	40	50	0	0
26	295	22	39	20	74	66	267	48	58	1	2
27	450	27	47	23	85	67	417	57	66	2	4
28	606	30	55	25	89	68	569	65	74	9	14
29	763	32	63	28	100	69	721	72	82	10	14
30	920	35	71	31	111	70	876	76	90	14	18
31	1075	38	79	35	130	71	1035	76	98	22	29
32	1229	44	87	36	129	72	1198	72	106	31	43
$n_M/n_{Mt}=0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt}=1,0 [-]$					
33	140	18	35	25	93	73	108	47	54	7	15
34	291	26	43	23	74	74	260	55	62	7	13
35	444	32	50	27	90	75	409	65	70	5	8
36	599	36	59	30	100	76	559	74	77	3	4
37	755	39	67	32	103	77	711	82	85	3	4
38	912	42	75	36	120	78	866	85	93	8	9
39	1070	43	83	39	130	79	1024	87	102	15	17
40	1227	45	91	42	140	80	1188	81	110	29	36

Tabela 7.10 Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku A2FM 1000 – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [84]

Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]	Lp.	M_M [Nm]	M_{Mm} [Nm]	$M_{Mm \text{ sym}}$ [Nm]	Δm [Nm]	δm [%]
$n_M/n_{Mt}=0,1 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,6 [-]$					
1	700	95	109	14	13	36	622	171	182	11	6
2	1448	143	132	-11	8	37	1404	186	206	20	11
3	2196	191	156	-35	23	38	2194	191	231	40	21
4	2992	191	180	-11	6	39	2986	195	255	60	31
5	3784	195	205	10	5	40	3768	209	279	70	33
6	4579	196	229	33	14	41	4555	217	304	87	40
7	5381	189	254	65	26	42	5342	226	328	102	45
$n_M/n_{Mt}=0,2 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,7 [-]$					
8	694	102	109	7	6	43	607	186	181	-5	3
9	1453	138	148	10	7	44	1380	209	220	11	5
10	2230	157	172	15	10	45	2168	217	245	28	13
11	3018	165	196	31	19	46	2954	226	269	43	19
12	3812	167	221	54	32	47	3736	240	294	54	23
13	4603	172	245	73	42	48	4522	250	318	68	27
14	5403	167	270	103	62	49	5297	270	342	72	27
$n_M/n_{Mt}=0,3 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,8 [-]$					
15	684	112	124	12	11	50	593	199	196	-3	2
16	1456	135	148	13	10	51	1359	229	220	-9	4
17	2246	140	187	47	34	52	2139	245	259	14	0
18	3024	158	211	53	34	53	2922	257	283	26	10
19	3832	147	236	89	61	54	3700	275	307	32	12
20	4631	143	261	118	83	55	4479	292	332	40	14
21	5414	155	285	130	84	56	5258	308	356	48	16
$n_M/n_{Mt}=0,4 [-]$						$n_M/n_{Mt}=0,9 [-]$					
22	664	131	138	7	5	57	579	213	211	-2	1
23	1448	142	162	20	14	58	1335	252	234	-18	7
24	2244	142	187	45	32	59	2110	272	258	-14	5
25	3018	164	226	62	38	60	2893	285	297	0	0
26	3824	154	251	97	63	61	3669	306	321	1	0
27	4622	152	276	124	82	62	4445	325	346	2	1
28	5403	166	300	134	81	63	5219	346	370	24	7
$n_M/n_{Mt}=0,5 [-]$						$n_M/n_{Mt}=1,0 [-]$					
29	641	153	152	-1	1	64	561	229	225	-4	2
30	1429	161	177	16	10	65	1315	272	249	-23	8
31	2223	163	201	38	23	66	2084	298	272	-26	9
32	3014	167	226	59	35	67	2862	316	296	-20	6
33	3804	173	266	93	54	68	3641	333	336	3	1
34	4588	185	290	105	57	69	4412	357	360	3	1
35	5375	193	314	121	63	70	5180	384	383	-1	0

Załącznik 9

Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86]

Oznaczenia i zależności umożliwiające określenie niepewności pomiaru pośredniego natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM:

- Q_{Mv} – natężenie strat w silniku,
- $Q_{Mv \text{ sym}}$ – natężenie strat objętościowych w silniku określone na podstawie badań symulacyjnych;
- Δv – błąd bezwzględny metody symulacyjnej:

$$\Delta v = Q_{Mv} - Q_{Mv \text{ sym}}. \quad (7.17)$$

- δv [%] – błąd względny metody symulacyjnej:

$$\delta v = \frac{\Delta v}{Q_{Mv \text{ sym}}} \cdot 100\%. \quad (7.18)$$

Badania symulacyjne silnika A2FM wymagały określenia podstawowych jego parametrów, które zostały przedstawione w tabeli 5.17.

Największe błędy symulacyjnej metody określenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w badanym silniku hydraulicznym A2FM, opartej na modelu zawartym w [50], odnotowano dla:

- natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku hydraulicznym A2FM 180 przy $\rightarrow -20 \div +74 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$,
- natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku hydraulicznym A2FM 200 przy $\rightarrow -126 \div +7 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$,
- natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku hydraulicznym A2FM 1000 przy $\rightarrow -250 \div +1 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$.

Tabela 7.11 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM 180 – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86]

Lp.	n_M/n_{Mt}	Δp_{Mi}	Q_{Mv}	$Q_{Mv\ sym}$	Δv	δv	Lp.	n_M/n_{Mt}	Δp_{Mi}	Q_{Mv}	$Q_{Mv\ sym}$	Δv	δv
	[-]	[MPa]	[cm ³ s ⁻¹]	[cm ³ s ⁻¹]	[cm ³ s ⁻¹]	[%]		[-]	[MPa]	[cm ³ s ⁻¹]	[cm ³ s ⁻¹]	[cm ³ s ⁻¹]	[%]
1	0,1	5,00	12	0	-12	100	41	0,6	4,94	13	1	-12	92
2		10,00	14	1	-13	93	42		9,94	13	4	-9	69
3		15,00	18	2	-16	89	43		14,94	13	12	-1	8
4		20,00	21	5	-16	76	44		19,94	19	28	9	47
5		25,00	25	9	-16	64	45		24,94	39	53	14	36
6		30,00	31	15	-20	65	46		29,94	59	88	29	49
7		35,00	37	23	-14	38	47		34,94	85	137	52	61
8		40,00	43	33	-10	23	48		39,94	126	200	74	59
9	0,2	4,99	11	0	-11	100	49	0,7	4,92	15	1	-14	93
10		9,99	13	1	-12	92	50		9,92	15	5	-10	67
11		14,99	17	4	-13	76	51		14,92	15	14	-1	7
12		19,99	22	9	-13	59	52		19,92	30	33	3	10
13		24,99	28	18	-10	36	53		24,92	46	61	15	33
14		29,99	35	30	-5	14	54		29,92	69	103	34	49
15		34,99	46	46	0	0	55		34,92	107	160	53	50
16		39,99	58	67	9	16	56		39,92	154	233	79	51
17	0,3	4,98	6	0	-6	100	57	0,8	4,90	17	1	-16	94
18		9,98	10	2	-8	80	58		9,90	17	5	-12	71
19		14,98	16	6	-10	63	59		14,90	17	16	-1	6
20		19,98	20	14	-6	30	60		19,90	35	37	2	6
21		24,98	29	27	-2	7	61		24,90	52	70	18	35
22		29,98	39	44	5	13	62		29,90	87	117	30	34
23		34,98	53	69	16	30	63		34,89	132	182	50	38
24		39,98	66	100	34	52	64		39,89	203	266	63	31
25	0,4	4,97	9	0	-9	100	65	0,9	4,87	19	1	-18	95
26		9,97	9	3	-6	67	66		9,87	19	6	-13	68
27		14,97	13	8	-5	38	67		14,87	29	18	-11	38
28		19,97	17	19	2	12	68		19,87	49	42	-7	14
29		24,97	30	35	15	75	69		24,87	69	79	10	14
30		29,97	44	59	15	34	70		29,87	108	132	24	22
31		34,97	57	92	35	61	71		34,87	168	204	36	21
32		39,97	79	134	55	70	72		39,87	259	299	40	15
33	0,5	4,96	11	0	-11	100	73	1,0	4,85	22	1	-21	95
34		9,96	11	3	-8	73	74		9,85	22	6	-16	73
35		14,96	11	10	-1	9	75		14,85	32	20	-12	38
36		19,95	22	23	1	5	76		19,85	54	46	-8	15
37		24,95	33	44	11	33	77		24,85	87	87	0	0
38		29,95	49	74	25	51	78		29,84	142	146	4	3
39		34,95	71	114	43	61	79		34,84	220	227	7	3
40		39,95	99	167	68	69	80		39,84	334	331	-3	1

Tabela 7.12 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM 200 – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86]

Lp.	n _M /n _{Mt}	Δp _{Mi}	Q _{Mv}	Q _{Mv sym}	Δv	δv	Lp.	n _M /n _{Mt}	Δp _{Mi}	Q _{Mv}	Q _{Mv sym}	Δv	δv
	[-]	[MPa]	[cm³ s ⁻¹]	[cm³ s ⁻¹]	[cm³ s ⁻¹]	[%]		[-]	[MPa]	[cm³ s ⁻¹]	[cm³ s ⁻¹]	[cm³ s ⁻¹]	[%]
1	0,1	5,00	30	1	-29	97	41	0,6	4,95	82	7	-75	91
2		10,00	32	4	-28	88	42		9,95	88	24	-64	73
3		15,00	46	9	-37	80	43		14,95	100	51	-49	49
4		20,00	60	14	-46	77	44		19,95	124	86	-38	31
5		25,00	75	22	-53	71	45		24,95	161	130	-31	19
6		30,00	90	30	-60	67	46		29,95	210	181	-29	14
7		35,00	97	40	-57	59	47		34,95	273	240	-33	12
8		40,00	107	51	-56	52	48		39,95	351	307	-44	13
9	0,2	4,99	50	2	-48	96	49	0,7	4,94	89	8	-81	91
10		9,99	54	8	-46	85	50		9,94	89	28	-61	69
11		14,99	60	17	-43	72	51		14,94	110	59	-51	46
12		19,99	70	29	-41	59	52		19,94	138	100	-38	28
13		24,99	83	43	-40	48	53		24,94	174	151	-23	13
14		29,99	113	61	-52	46	54		29,94	231	211	-20	9
15		34,99	134	80	-54	40	55		34,94	304	280	-24	8
16		39,99	168	102	-66	39	56		39,94	394	358	-36	9
17	0,3	4,99	62	3	-59	95	57	0,8	4,92	102	9	-93	91
18		9,99	68	12	-56	82	58		9,92	102	32	-70	69
19		14,99	77	25	-52	68	59		14,92	118	67	-51	43
20		19,99	90	43	-47	52	60		19,92	142	114	-28	20
21		24,99	111	65	-46	41	61		24,92	190	172	-18	9
22		29,99	137	91	-46	34	62		29,92	247	241	-6	2
23		34,99	169	120	-49	29	63		34,92	331	320	-11	3
24		39,99	208	154	-54	26	64		39,92	433	408	-25	6
25	0,4	4,98	71	5	-66	93	65	0,9	4,91	115	10	-105	91
26		9,98	75	16	-59	79	66		9,91	115	36	-79	69
27		14,98	87	34	-53	61	67		14,91	124	76	-48	39
28		19,98	107	58	-49	46	68		19,91	159	129	-30	19
29		24,98	132	87	-45	34	69		24,91	205	194	-11	5
30		29,98	165	121	-44	27	70		29,90	269	271	2	1
31		34,98	208	160	-48	23	71		34,90	363	359	-4	1
32		39,98	260	205	-55	21	72		39,90	477	459	-18	4
33	0,5	4,97	74	6	-68	92	73	1,0	4,89	137	11	-126	92
34		9,97	84	20	-64	76	74		9,89	127	40	-87	69
35		14,97	94	42	-52	55	75		14,89	137	84	-53	39
36		19,97	119	72	-47	39	76		19,89	167	143	-24	14
37		24,97	149	108	-41	28	77		24,89	217	215	-2	1
38		29,97	191	151	-40	21	78		29,88	299	301	2	1
39		34,96	244	200	-44	18	79		34,88	392	399	7	2
40		39,96	309	256	-53	17	80		39,88	519	510	-9	2

Tabela 7.13 Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku A2FM 1000 – porównanie badań symulacyjnych z obliczeniami przeprowadzonymi na podstawie tabel pomiarowych zawartych w [86]

Lp.	n_M/n_{Mt} [-]	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [cm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [cm ³ s ⁻¹]	Δv [cm ³ s ⁻¹]	δv [%]	Lp.	n_M/n_{Mt} [-]	Δp_{Mi} [MPa]	Q_{Mv} [cm ³ s ⁻¹]	$Q_{Mv\ sym}$ [cm ³ s ⁻¹]	Δv [cm ³ s ⁻¹]	δv [%]
1	0,1	5,00	11	10	-1	9	36	0,6	4,99	64	62	-2	3
2		10,00	32	21	-11	34	37		9,99	162	124	-38	23
3		15,00	52	31	-21	40	38		14,99	260	186	-74	28
4		20,00	74	41	-33	45	39		19,99	360	248	-112	31
5		25,00	97	52	-45	46	40		24,99	461	310	-151	33
6		30,00	120	62	-58	48	41		29,99	580	372	-208	36
7		35,00	143	72	-71	50	42		34,99	684	434	-250	37
8	0,2	5,00	21	21	0	0	43	0,7	4,98	75	72	-3	4
9		10,00	59	41	-18	31	44		9,98	189	144	-45	24
10		15,00	103	62	-41	40	45		14,98	304	217	-87	29
11		20,00	142	83	-59	42	46		19,98	400	289	-111	28
12		25,00	188	103	-85	45	47		24,98	518	361	-157	30
13		30,00	228	124	-104	46	48		29,98	637	434	-203	32
14		35,00	275	145	-130	47	49		34,98	737	506	-231	31
15	0,3	5,00	32	31	-1	3	50	0,8	4,98	86	82	-4	5
16		10,00	89	62	-27	30	51		9,98	215	165	-50	23
17		15,00	147	93	-54	37	52		14,98	325	248	-77	24
18		20,00	205	124	-81	40	53		19,98	435	330	-105	24
19		25,00	273	155	-118	43	54		24,98	547	413	-134	24
20		30,00	333	186	-147	44	55		29,98	660	496	-164	25
21		35,00	395	217	-178	45	56		34,98	797	578	-219	27
22	0,4	4,99	43	41	-2	5	57	0,9	4,97	121	92	-29	24
23		9,99	119	83	-36	30	58		9,97	218	185	-33	15
24		14,99	196	124	-72	37	59		14,97	341	278	-63	18
25		19,99	262	165	-97	37	60		19,97	465	371	-94	20
26		24,99	341	207	-134	39	61		24,97	565	464	-101	18
27		29,99	421	248	-173	41	62		29,97	691	557	-134	19
28		34,99	503	289	-214	43	63		34,97	819	650	-169	21
29	0,5	4,99	54	52	1	2	64	1,0	4,97	134	103	-31	23
30		9,99	148	103	-45	30	65		9,97	242	206	-36	15
31		14,99	231	155	-76	33	66		14,97	351	309	-42	12
32		19,99	314	207	-107	34	67		19,97	461	413	-48	10
33		24,99	412	258	-154	37	68		24,97	600	516	-84	14
34		29,99	512	310	-202	39	69		29,97	712	619	-93	13
35		34,99	599	362	-237	40	70		34,97	825	723	-102	12