

# OPROGRAMOWANIE UŻYTKOWE DLA TECHNIKI CIEPLNEJ



Dariusz BUTRYMOWICZ  
Jarosław KARWACKI

**CD Nr 1**

**AMONIAK**  
**własności cieplne i użytkowe**

## OPROGRAMOWANIE UŻYTKOWE DLA TECHNIKI CIEPLNEJ CD NR 1. AMONIAK – WŁASNOŚCI CIEPLNE I UŻYTKOWE

### Zespół autorski:

Dariusz BUTRYMOWICZ, Jarosław KARWACKI  
e-mail: butrym@imp.gda.pl, jkar@imp.gda.pl

### Wydawca:

IPPU MASTA Sp. z o.o.

80-298 Gdańsk-Kokoszki

ul. Budowlanych 27

tel/fax: (058) 347 51 74

e-mail: tchik@tchik.com.pl

<http://tchik.com.pl>

Strona informacyjna na temat oprogramowania OUTC:

<http://tchik.com.pl/outc.html>

- 1) Warunkiem legalnego używania programów wchodzących w skład pakietu jest posiadanie oryginalnego nośnika „Oprogramowanie Użytkowe dla Techniki Ciepłej CD Nr 1. Amoniak – własności cieplne i użytkowe” oraz spełnienie wszystkich warunków załączonej w programie instalatora umowy licencyjnej.
- 2) Autorzy oraz wydawnictwo IPPU MASTA Sp. z o.o. nie ponoszą odpowiedzialności za wszelkie konsekwencje wynikłe z użytkowania oprogramowania.
- 3) Użyte w niniejszej publikacji znaki firmowe i towarowe należą prawnie do ich właścicieli i zostały użyte w celu identyfikacji produktów.
- 4) Warunkiem legalnego użytkowania załączonego na płycie oprogramowania Acrobat Reader 4.0 jest spełnienie wszystkich warunków zawartych w umowie licencyjnej właściciela programu Adobe Systems Incorporated.

Niniejszym opracowaniem wydawnictwo MASTA otwiera nową serię wydawniczą, obejmującą oprogramowanie użytkowe ukierunkowane na zagadnienia związane z szeroko pojętą techniką ciepłą. Jest to kolejna seria wydawnicza tworzona w ramach biblioteki czasopisma „Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna”.

Zamierzenie stworzenia nowej serii wydawniczej wynika ze znacznego zapotrzebowania na podręczne oprogramowanie użytkowe dotyczące branży chłodniczej, klimatyzacyjnej oraz energetycznej. Takiej bowiem oferty praktycznie brak jest na rynku polskim.

Oprogramowanie użytkowe publikowane w ramach nowego cyklu, przeznaczone jest dla szerokiego kręgu odbiorców zawodowo związanych z techniką chłodniczą, klimatyzacyjną lub energetyką ciepłą, bądź interesujących się tymi dziedzinami techniki.

Omawianą serię otwiera oprogramowanie poświęcone własnościom cieplnym oraz użytkowym amoniaku w aspekcie jego zastosowania jako czynnika chłodniczego. Wybór tematu otwierającego tę serię jest uzasadniony tym bardziej, że amoniak traktowany jest obecnie jako najbardziej perspektywiczny płyn roboczy w technice chłodniczej. Poniżej przedstawiono ogólną charakterystykę amoniaku jako czynnika chłodniczego, a w dalszej części opracowania zamieszczono opis oprogramowania zawartego na krążku CD.

## **1. PODSTAWOWE WŁASNOŚCI AMONIAKU JAKO CZYNNIKA CHŁODNICZEGO**

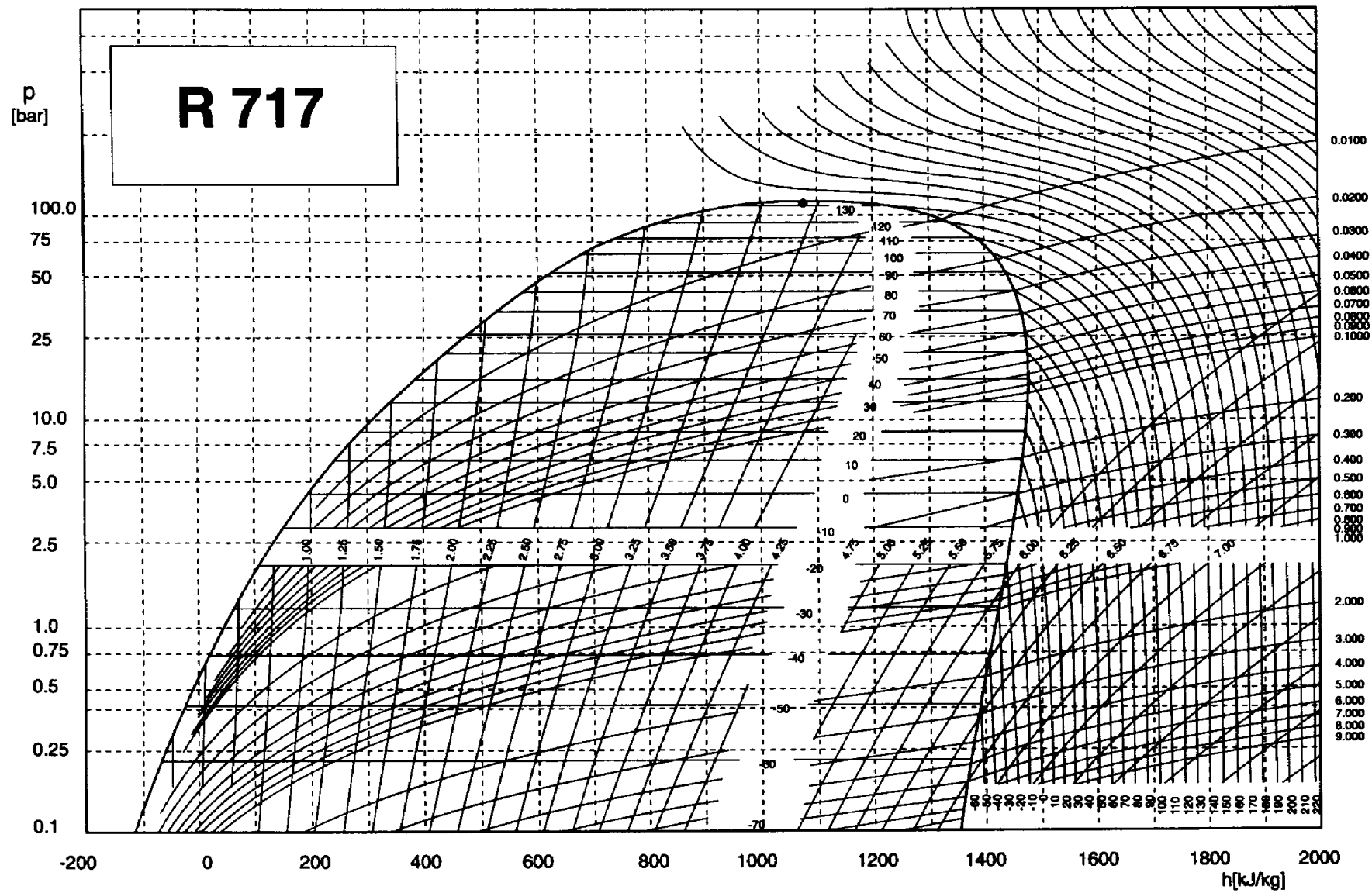
Literatura poświęcona własnościom termodynamicznym oraz użytkowym amoniaku jako czynnika chłodniczego jest dość bogata. Zestaw literatury dotyczącej tego zagadnienia zamieszczono na końcu niniejszego opracowania. Poniżej przedstawiono w zarysie najistotniejsze informacje dotyczące własności omawianego czynnika. Wykaz ważniejszych oznaczeń używanych w niniejszej publikacji zamieszczono w Załączniku.

### **1. Podstawowe własności termodynamiczne oraz termokinetyczne**

Podstawowe własności fizyczne charakteryzujące amoniak zestawiono w Tabeli 1.1, natomiast jego własności termodynamiczne w stanie nasycenia zawiera Tabela 1.2. Z kolei własności termokinetyczne omawianego czynnika w stanie cieczy nasyconej podano w Tabeli 1.3, zaś w stanie pary suchej nasyconej w Tabeli 1.4. Wykres własności termodynamicznych amoniaku w układzie współrzędnych ciśnienie-entalpia właściwa przedstawiono na Rys. 1.1.

**Tabela 1.1** Podstawowe własności charakteryzujące amoniak (R 717).

<i><b>Wielkość</b></i>	<i><b>Wartość</b></i>	<i><b>Jednostka</b></i>
Masa cząsteczkowa	17.031	kg/kmol
Temperatura krytyczna	132.4	°C
Ciśnienie krytyczne	112.9	bar
Gęstość krytyczna	235.0	kg/m <sup>3</sup>
Temperatura punktu potrójnego	- 77.7	°C
Normalna temperatura wrzenia (tj. przy ciśnieniu 101.32 kPa)	- 33.35	°C
Potencjał niszczenia warstwy ozonowej ODP	0.00	----
Potencjał tworzenia efektu cieplarnianego GWP	0.00	----



Rys.1.1. Wykres własności termodynamicznych amoniaku w układzie współrzędnych ciśnienie-entalpia, wg [4].

**Tabela 1.2.** Właściwości termodynamiczne cieczy i pary nasyconej amoniaku, wg [17].

t	p	v'	v''	h'	h''	s'	s''
<sup>0</sup> C	bar	dm <sup>3</sup> /kg	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg· K)	kJ/(kg· K)
-70	0.109	1.378	9016.5	-110.8	1352.7	-0.307	6.897
-65	0.156	1.389	6463.5	-90.33	1362.2	-0.207	6.770
-60	0.218	1.400	4716.1	-69.62	1371.5	-0.109	6.652
-55	0.300	1.412	3497.7	-48.65	1380.6	-0.012	6.539
-50	0.407	1.424	2633.5	-27.40	1389.6	0.084	6.433
-45	0.544	1.436	2010.7	-5.86	1397.9	0.179	6.332
-40	0.715	1.448	1555.2	15.96	1406.1	0.274	6.236
-35	0.930	1.461	1217.3	38.09	1413.9	0.368	6.145
-30	1.193	1.475	963.5	60.50	1421.4	0.461	6.058
-25	1.151	1.489	770.6	83.18	1428.6	0.553	5.974
-20	1.901	1.503	622.1	106.1	1435.3	0.644	5.894
-15	2.363	1.518	506.8	129.3	1441.5	0.735	5.818
-10	2.910	1.533	416.3	152.7	1447.4	0.824	5.744
-5	3.553	1.549	344.6	176.3	1452.7	0.912	5.672
0	4.301	1.565	287.3	200.0	1457.6	1.000	5.603
5	5.167	1.583	241.1	223.8	1461.9	1.086	5.536
10	6.163	1.600	203.6	247.7	1465.6	1.170	5.471
15	7.300	1.619	173.0	271.5	1468.9	1.253	5.408
20	8.592	1.639	147.7	295.4	1471.5	1.334	5.346
25	10.050	1.659	126.7	319.2	1473.5	1.414	5.286
30	11.690	1.680	109.3	343.0	1475.0	1.492	5.226
35	13.524	1.703	94.65	366.7	1475.8	1.569	5.186
40	15.567	1.726	82.27	390.2	1476.0	1.644	5.111
45	17.833	1.751	71.77	413.6	1475.5	1.716	5.054
50	20.338	1.777	62.82	437.0	1474.3	1.788	4.998
55	23.097	1.805	55.14	460.2	1472.5	1.858	4.942
60	26.127	1.835	48.52	483.4	1469.9	1.926	4.887
65	29.444	1.867	42.80	506.6	1466.5	1.993	4.832
70	33.068	1.901	37.82	529.9	1462.4	2.060	4.777
75	37.016	1.938	33.47	553.3	1457.3	2.125	4.722
80	41.308	1.979	29.65	577.1	1451.3	2.191	4.666
85	45.968	2.023	26.28	601.4	1444.1	2.256	4.609
90	51.017	2.072	23.29	626.3	1435.8	2.323	4.552
95	56.480	2.127	20.62	652.4	1425.9	2.391	4.492
100	62.386	2.188	18.22	679.9	1414.2	2.462	4.430
105	68.764	2.260	16.04	709.5	1400.3	2.537	4.363
110	75.646	2.340	14.05	741.9	1383.3	2.618	4.292
115	83.069	2.448	12.20	778.6	1362.1	2.708	4.211
120	91.073	2.583	10.42	821.6	1334.2	2.813	4.117
125	99.702	2.777	8.63	875.9	1293.6	2.945	3.994
130	109.007	3.147	6.31	960.6	1207.6	3.147	3.762
132	112.980	4.25	4.25	1078.4	1078.4	3.437	3.435

**Tabela 1.3.** Własności cieplno - fizyczne cieczy nasyconej amoniaku, wg [16].

<b>t</b>	<b>c<sub>p</sub></b>	<b>λ</b>	<b>μ</b>	<b>ν</b>	<b>a</b>	<b>Pr</b>	<b>σ</b>
<sup>0</sup> C	kJ/(kg· K)	W/(m· K)	μPa· s	μm <sup>2</sup> /s	μm <sup>2</sup> /s	--	mN/m
-50	4.382	0.653	318.3	0.453	0.212	2.134	48.03
-48	4.391	0.648	310.5	0.443	0.211	2.103	47.37
-44	4.409	0.638	235.9	0.425	0.208	2.043	46.05
-40	4.427	0.628	282.3	0.409	0.205	1.988	44.75
-36	4.445	0.618	269.7	0.393	0.203	1.937	43.46
-32	4.463	0.609	258.0	0.379	0.200	1.890	42.18
-28	4.481	0.599	247.0	0.365	0.198	1.846	40.90
-24	4.499	0.590	236.7	0.353	0.195	1.804	39.64
-20	4.517	0.580	227.1	0.341	0.193	1.766	38.38
-16	4.536	0.571	218.0	0.330	0.191	1.729	37.13
-12	4.555	0.562	209.4	0.319	0.188	1.695	35.89
-8	4.574	0.553	201.2	0.309	0.186	1.662	34.66
-4	4.595	0.544	193.5	0.300	0.184	1.631	33.43
0	4.616	0.536	186.1	0.291	0.181	1.602	32.21
4	4.638	0.527	179.0	0.282	0.179	1.575	31.00
8	4.661	0.518	172.3	0.274	0.177	1.549	29.80
12	4.686	0.509	165.8	0.266	0.175	1.524	28.61
16	4.712	0.501	159.6	0.259	0.172	1.501	27.42
20	4.740	0.492	153.7	0.251	0.170	1.479	26.24
24	4.770	0.483	147.9	0.244	0.167	1.459	25.07
28	4.803	0.475	142.4	0.238	0.165	1.439	23.90
32	4.838	0.466	137.0	0.231	0.162	1.421	22.75
36	4.876	0.457	131.8	0.225	0.160	1.405	21.60
40	4.919	0.448	126.8	0.218	0.157	1.390	20.47
44	4.965	0.439	121.9	0.212	0.154	1.376	19.34
48	5.017	0.431	117.1	0.207	0.151	1.364	18.22
52	5.074	0.422	112.5	0.201	0.148	1.353	17.12
56	5.138	0.413	108.0	0.195	0.145	1.344	16.02
60	5.211	0.403	103.7	0.190	0.142	1.337	14.95
64	5.293	0.394	99.4	0.185	0.138	1.333	13.88
68	5.386	0.385	95.2	0.179	0.135	1.331	12.83
72	5.492	0.375	91.1	0.174	0.131	1.332	11.80
76	5.615	0.366	87.1	0.169	0.127	1.336	10.78
80	5.758	0.356	83.2	0.164	0.122	1.344	9.79
84	5.925	0.346	79.4	0.159	0.117	1.357	8.81
88	6.123	0.336	75.6	0.155	0.112	1.375	7.86
92	6.359	0.326	71.8	0.150	0.107	1.401	6.93
96	6.647	0.315	68.1	0.145	0.101	1.436	6.04
100	7.002	0.304	64.4	0.141	0.095	1.483	5.17
104	7.449	0.292	60.7	0.136	0.088	1.586	4.33
108	8.029	0.280	57.0	0.131	0.080	1.633	3.54
112	8.807	0.267	53.0	0.127	0.072	1.574	2.78

**Tabela 1.4.** Własności cieplno - fizyczne pary nasyconej amoniaku, wg [16].

<b>t</b>	<b>c<sub>p</sub></b>	<b>c<sub>v</sub></b>	<b>κ</b>	<b>κ<sub>s</sub></b>	<b>w<sub>a</sub></b>	<b>λ</b>	<b>μ</b>	<b>ν</b>	<b>a</b>	<b>Pr</b>
<sup>0</sup> C	kJ/(kg· K)	kJ/(kg· K)	--	--	m/s	W/(m· K)	μPas	μm <sup>2</sup> /s	μm <sup>2</sup> /s	---
-50	2.098	1.568	1.338	1.318	376.2	16.48	8.53	22.47	20.68	1.087
-48	2.104	1.570	1.340	1.319	377.7	16.72	8.58	20.26	18.76	1.080
-44	2.118	1.575	1.345	1.319	380.5	17.22	8.69	15.04	14.13	1.064
-40	2.135	1.582	1.350	1.320	383.3	17.72	8.79	13.67	12.90	1.059
-36	2.156	1.591	1.355	1.320	385.9	18.22	8.95	10.39	9.891	1.053
-32	2.179	1.602	1.361	1.320	388.4	18.72	9.00	9.515	9.075	1.048
-28	2.206	1.614	1.367	1.320	390.8	19.22	9.11	8.021	7.666	1.046
-24	2.237	1.629	1.374	1.320	393.0	19.73	9.22	6.805	6.506	1.046
-20	2.271	1.644	1.381	1.320	395.1	20.24	9.33	5.808	5.544	1.047
-16	2.309	1.662	1.389	1.320	397.1	20.76	9.45	4.986	4.744	1.051
-12	2.351	1.682	1.398	1.319	399.0	21.29	9.56	4.303	4.074	1.056
-8	2.398	1.703	1.408	1.319	400.7	21.83	9.68	3.732	3.511	1.063
-4	2.448	1.726	1.418	1.319	402.3	22.38	9.79	3.253	3.036	1.072
0	2.504	1.751	1.430	1.319	403.7	22.94	9.91	2.848	2.633	1.082
4	2.564	1.778	1.442	1.318	405.0	23.52	10.03	2.505	2.289	1.094
8	2.630	1.806	1.456	1.318	406.2	24.12	10.16	2.211	1.997	1.107
12	2.701	1.837	1.471	1.318	407.3	24.74	10.28	1.960	1.746	1.123
16	2.779	1.869	1.487	1.317	408.1	25.37	10.41	1.744	1.530	1.140
20	2.862	1.903	1.504	1.317	408.9	26.04	10.54	1.557	1.343	1.158
24	2.952	1.940	1.522	1.317	409.5	26.72	10.67	1.394	1.182	1.179
28	3.050	1.978	1.542	1.316	409.9	27.44	10.80	1.253	1.043	1.201
32	3.155	2.018	1.564	1.315	410.2	28.18	10.94	1.129	0.921	1.225
36	3.269	2.059	1.587	1.314	410.3	28.96	11.08	1.020	0.815	1.251
40	3.391	2.103	1.612	1.314	410.2	29.77	11.23	0.924	0.722	1.279
44	3.523	2.149	1.640	1.312	409.9	30.62	11.38	0.839	0.641	1.309
48	3.666	2.197	1.669	1.311	409.5	31.52	11.53	0.764	0.569	1.341
52	3.821	2.272	1.701	1.309	408.8	32.46	11.69	0.697	0.506	1.376
56	3.989	2.298	1.736	1.308	407.9	33.45	11.85	0.637	0.450	1.413
60	4.171	2.352	1.773	1.305	406.8	34.50	12.02	0.583	0.401	1.453
64	4.369	2.408	1.815	1.303	405.5	35.60	12.19	0.535	0.357	1.496
68	4.587	2.465	1.860	1.300	403.8	36.77	12.37	0.492	0.318	1.543
72	4.826	2.525	1.911	1.296	401.9	38.02	12.56	0.452	0.283	1.594
76	5.090	2.587	1.967	1.292	399.7	39.35	12.76	0.417	0.252	1.650
80	5.384	2.651	2.031	1.287	397.1	40.77	12.96	0.384	0.224	1.712
84	5.715	2.718	2.103	1.282	394.1	42.30	13.18	0.355	0.199	1.781
88	6.091	2.787	2.186	1.275	390.7	43.94	13.41	0.328	0.176	1.858
92	6.525	2.858	2.283	1.268	386.7	45.73	13.65	0.303	0.155	1.948
96	7.034	2.932	2.399	1.260	382.3	47.68	13.91	0.280	0.136	2.052
100	7.645	3.009	2.541	1.251	377.2	49.82	14.19	0.258	0.118	2.177
104	8.399	3.089	2.719	1.242	371.4	52.21	14.49	0.239	0.102	2.331
108	9.365	3.173	2.951	1.231	364.7	54.90	14.83	0.220	0.087	2.529
112	10.67	3.262	3.272	1.220	356.9	58.00	15.24	0.203	0.072	2.803

## ***1.2 Rozpuszczalność w wodzie***

Woda rozpuszcza się w ciekłym amoniaku bez ograniczeń we wszystkich warunkach występujących w urządzeniach chłodniczych. Fakt ten wykorzystywany jest w technice chłodniczej poprzez budowę amoniakalno-wodnych urządzeń absorpcyjnych, w których stężenie amoniaku w wodzie zmienia się w szerokich granicach. Z uwagi na tak dobrą wzajemną rozpuszczalność wody i amoniaku, w instalacjach amoniakalnych nie montuje się odwadniaczy.

Z obecnością znacznych ilości wilgoci w instalacji należy jednak wiązać niebezpieczeństwo zajścia wystąpienia zjawiska emulgowania się oleju mineralnego w sprężarce. Ponadto istnieje wówczas skłonność do wystąpienia wzmożonej korozji wewnątrz instalacji. Na pozostałe zagrożenia związane z nadmierną obecnością wody w instalacji wskazano w punkcie 1.5 opracowania.

## ***1.3. Mieszalność z olejami***

Jedną najistotniejszych cech eksploatacyjnych czynnika chłodniczego jest jego wzajemna rozpuszczalność ze stosowanym w danej instalacji olejem.

Amoniak rozpuszcza się w olejach mineralnych w bardzo małych ilościach. Przykładowo, w warunkach ciśnienia wynoszącego 3 bar oraz w temperaturze + 20 °C, w oleju mineralnym rozpuści się zaledwie około 0,54% amoniaku masowo [4]. Ponadto oleje mineralne są cięższe od ciekłego amoniaku, szczególnie w zakresie niskich ciśnień. Oznacza to, że olej będzie zawsze posiadał tendencję do zalegania na dnie aparatury wchodzącej w skład instalacji amoniakalnej.

Do smarowania sprężarek amoniakalnych nie można stosować olejów pozyskiwanych na bazie parafinowej. Oleje takie w warunkach wysokich temperatur tworzą bowiem kleiste związki, które mogą na przykład powodować unieruchomienie zaworów tłocznych.

W celu ograniczenia do minimum ilości oleju wprowadzanego do obiegu, w urządzeniach amoniakalnych należy instalować wysokosprawne odolejaczce. Wymagany obecnie górny poziom zawartości oleju w parach czynnika za tymi aparatami określa się na około 10 mg/kg.

W ostatnim okresie wprowadzane są do użycia z amoniakiem oleje półsyntetyczne, gwarantujące wzajemną rozpuszczalność obu płynów. Są to oleje typu polialkiloglikoli (PAO). Szczegóły na ten temat zainteresowany Czytelnik znajdzie w książce [10].

## ***1.4. Własności chemiczne***

Amoniak nie reaguje z żelazem i jego stopami, dlatego stal jest podstawowym materiałem konstrukcyjnym w urządzeniach pracujących z tym czynnikiem. Amoniak w stanie wilgotnym atakuje cynk, miedź i jej stopy. Z uwagi na powyższe, materiałów tych nie stosuje się do budowy sprężarek oraz aparatów przeznaczonych do pracy z amoniakiem. Wyjątkiem jest brąz fosforowy, a także niektóre stopy miedzi i niklu. Amoniak nie jest natomiast agresywny w stosunku do większości tworzyw sztucznych stosowanych w urządzeniach chłodniczych.

### 1.5. Własności eksploatacyjne

Do podstawowych wielkości charakteryzujących amoniak z punktu widzenia techniki chłodniczej należą:

- stosunek ciśnienia skraplania i parowania (spręż),
- temperatura tłoczenia,
- jednostkowa wydajność chłodnicza objętościowa,
- współczynnik wydajności chłodniczej (określany często skrótem angielskim: COP),
- strumień masy czynnika chłodniczego dla zadanej wydajności chłodniczej.

**Tabela 1.5.** Porównanie wielkości charakterystycznych obiegu jednostopniowego pracującego z amoniakiem i z czynnikiem R 22 przy temperaturze skraplania +40°C, wg [4].

	$t_0 [^{\circ}C]$	- 40	- 30	- 20	- 10	0
$p_k/p_0$	R 717	21,53	12,92	8,16	5,54	3,3
	R 22	14,45	9,51	6,29	4,34	3,08
$t_t [^{\circ}C]$	R 717	198	168	145	123	100
	R 22	95	87	78	72	65
$q_v$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	R 717	655	1073	1683	2422	3793
	R 22	702	1090	1647	2360	3448
$\epsilon_0$	R 717	2,10	2,62	3,26	4,24	5,91
	R 22	2,05	2,77	3,26	4,01	5,71

W Tabeli 1.5 dokonano porównania podstawowych wielkości charakteryzujących teoretyczny obieg jednostopniowego urządzenia chłodniczego dla amoniaku i czynnika R 22. Z zamieszczonych danych wynika, że w porównaniu z R22 amoniak charakteryzuje się wyższymi wartościami sprężu w całym zakresie temperatur parowania. Z kolei relatywnie duże wartości jednostkowej wydajności chłodniczej objętościowej amoniaku decydują o wysokiej efektywności ekonomicznej sprężarkowych urządzeń amoniakalnych. Niewątpliwą wadą amoniaku jest jednak jego bardzo wysoka temperatura tłoczenia. Powoduje ona szereg konsekwencji, takich jak:

- konieczność intensywnego chłodzenia głowic sprężarek chłodniczych,
- zmniejszenie stopnia dostarczania sprężarek tłokowych,
- skrócenie żywotności poszczególnych części układu korbowo-tłokowego sprężarki oraz płytek zaworowych.

Zasadniczym miernikiem energetycznej efektywności czynnika jest współczynnik wydajności chłodniczej  $\epsilon_0$ , definiowany jako proporcja wydajności chłodniczej do mocy napędowej urządzenia. Okazuje się, że czynnik R 22 oraz amoniak charakteryzują bardzo zbliżone wartości tego współczynnika, co stawia obie substancje pod względem efektywności energetycznej w jednym rzędzie.

Z kolei wysokie wartości entalpii parowania amoniaku powodują, iż jego ilość krążąca w instalacji, a niezbędna do odbioru założonego obciążenia cieplnego parownika, jest prawie o rząd wielkości mniejsza w porównaniu z czynnikiem R 22. Biorąc powyższe pod uwagę można stwierdzić, że w warunkach tych samych wydajności oraz przy tych samych średnicach rurociągów, straty energetyczne w urządzeniach amoniakalnych będą niższe.

## **1.6. Bezpieczeństwo stosowania amoniaku**

Amoniak jest nieorganicznym związkiem chemicznym, który w normalnych warunkach atmosferycznych jest gazem bez koloru, o silnie drażniącym zapachu, trudno zapalnym, trującym, wywołującym intensywne łzawienie, charakteryzującym się ostrym alkalicznym smakiem.

Polska norma PN-ISO 5149:1997 „Mechaniczne instalacje ziębnicze do oziębiania i ogrzewania. Wymagania bezpieczeństwa” zalicza amoniak do czynników grupy drugiej, obejmującej czynniki chłodnicze o działaniu toksycznym oraz płyny palne w warunkach stężenia objętościowego w powietrzu powyżej 3,5%. Temperatura zapłonu amoniaku w powietrzu wynosi około 650 °C. W warunkach stężenia amoniaku w powietrzu poniżej 15%, czynnik ten pali się spokojnie żółtym płomieniem. W warunkach stężenia w powietrzu od 15% do 28% amoniak jest wybuchowy.

Niebezpieczeństwo wybuchu w przypadku instalacji chłodniczej związane jest z możliwością obniżenia dolnej granicy wybuchowości mieszaniny amoniaku, powietrza oraz wodoru (powstałego w wyniku ewentualnego rozkładu amoniaku w wysokich temperaturach) w odniesieniu do granicy wybuchowości czystego amoniaku w powietrzu oraz ze zdolnością wodoru do samozapłonu. Wydaje się, że wewnętrzne niebezpieczeństwo wybuchu instalacji amoniakalnej jest wykluczone, gdyż nawet zasysanie powietrza nie może doprowadzić do powstania mieszaniny wybuchowej. Wymagałoby to bowiem wprowadzenia do urządzenia powietrza w ilości odpowiadającej stężeniu objętościowemu wynoszącemu 70%, a ponadto konieczne byłoby istnienie źródła zapłonu. Należy jednak podkreślić, że niebezpieczeństwo takie zaistnieje z chwilą nawet niewielkiego rozkładu amoniaku. W celu zapobieżenia rozkładowi tego czynnika zaleca się przede wszystkim, aby nie dopuścić do:

- osiągnięcia temperatury jakiegokolwiek części urządzenia chłodniczego powyżej 200 °C,
- znacznego zawilgocenia instalacji,
- nadmiernego zbierania się powietrza i innych gazów inertnych w urządzeniu,
- nadmiernego zbierania się oleju w instalacji.

Podczas spawania urządzeń chłodniczych konieczne jest zachowanie szczególnej ostrożności, ponieważ w resztkach amoniaku może być rozpuszczona mieszanina wybuchowa, powstała uprzednio na skutek rozkładu amoniaku i obecności powietrza.

Jeżeli chodzi o oddziaływanie amoniaku na organizm ludzki, to w stanie ciekłym, czynnik ten wylany na skórę wywołuje silne stany zapalne oraz oparzenia. Ze względu na niską normalną temperaturę wrzenia, amoniak może powodować odmrożenia. Bardzo niebezpieczne są bryzgi ciekłego amoniaku na oczy, gdyż mogą wywołać trwałe uszkodzenia gałki ocznej, które prowadzą do ślepoty.

Oddziaływanie amoniaku w postaci gazowej zależne jest od jego stężenia w powietrzu. Skutki oddziaływania tego płynu zestawiono w Tabeli 1.6. Warto podkreślić, że próg zagrożenia przy stężeniu około 500 ppm przekracza 20 - krotnie próg wykrywalności, a dawka śmiertelna przekracza ten próg 200 - krotnie. Jest to bardzo korzystna cecha tego płynu, bowiem łatwo jest wykryć jego obecność przy relatywnie bezpiecznym jego stężeniu w powietrzu.

Z uwagi na znaczny postęp w dziedzinie systemów zabezpieczeń oraz automatyki chłodniczej, amoniak staje się czynnikiem coraz bardziej bezpiecznym [15]. Niewątpliwe zalety termodynamiczne i użytkowe amoniaku przeważają obecnie nad potencjalnymi zagrożeniami związanymi z jego stosowaniem.

**Tabela 1.6.** Stopniowanie zagrożenia dla organizmu ludzkiego wg stężenia amoniaku w powietrzu, wg [12].

II Wpływ na organizm ludzki	Przy stężeniu ppm	Dopuszczalny czas przebywania
Charakterystyczny zapach wyczuwalny nosem przez większość ludzi.	25 próg wykrywalności	Nieograniczony
Maksymalne dopuszczalne stężenie trwałe	35	8 godzin roboczych przez 7 dni w tygodniu
Zapach bardzo wyraźnie wyczuwalny. Ludzie opuszczają skażone pomieszczenie	50	wg niezbędnych potrzeb.
Ostry nieprzyjemny zapach, jednak bez szkodliwego wpływu na organizm ludzi zdrowych przy wdychaniu krótkotrwałym	100	Opuścić pomieszczenie niezwłocznie
Podrażnienie śluzówki oczu, nosa i dróg oddechowych	400 - 700 próg zagrożenia	1 godzina przebywania zazwyczaj nie wywołuje groźnych następstw.
Napad kaszlu, uczucie zatykania oddechu, silne podrażnienie śluzówki nosa, oczu i dróg oddechowych.	1000 - 1700	Półgodzinne przebywanie może prowadzić do groźnych następstw.
Silny kaszel, skurcze gardła, silne uczucie zatykania oddechu wraz ze żrącym podrażnieniem śluzówki nosa, oczu i dróg oddechowych.	2000 - 5000	W ciągu 1/2 godziny może nastąpić śmierć przez uduszenie
Silne uczucie porażenia nerwowego i duszenia.	5000 - 6000	Śmierć następuje w ciągu kilku minut.

**Uwaga:** w niskich temperaturach zapach  $\text{NH}_3$  w powietrzu wyczuwalny jest już przy stężeniu 2 - 5 ppm.

### 1.7. Obszary zastosowań

Jako pierwszy zastosował amoniak w technice chłodniczej francuski inżynier F. Carré, który w 1859 roku zbudował pierwsze absorpcyjne amoniakalno-wodne urządzenie chłodnicze. Pierwsze sprężarkowe urządzenie chłodnicze pracujące z amoniakiem jako czynnikiem roboczym zbudował w 1874 roku profesor Carl von Linde. Od tego czasu amoniakalne urządzenia chłodnicze rozpowszechniły się, przechodząc przez okresy intensywnego rozwoju oraz zahamowań.

Wynalezienie oraz wprowadzenie na rynek w latach trzydziestych nowych syntetycznych czynników chłodniczych (zwanym potocznie freonami), wydawało się zapowiadać zmierzch stosowania amoniaku w technice chłodniczej. Amoniak, ze względu na swoje własności toksyczne i palne, stał się wysoce niepożądany. Nie udało się zastosować amoniaku w małym chłodnictwie. Został on wyparty przez czynniki chlorowcopochodne z klimatyzacji oraz chłodnictwa okrętowego. Amoniakalne urządzenia chłodnicze pozostały niezagrażone jedynie w obszarze chłodnictwa przemysłowego oraz składowego. Należy jednak podkreślić, że również i w tym obszarze zastosowań w krajach Europy Zachodniej oraz w USA zaczęto preferować stosowanie czynników R 22 oraz R 502.

Zasadniczo sytuację zmieniło odkrycie destruktywnego oddziaływania czynników chlorowcopochodnych (tak zwanych freonów należących do grupy CFC) na warstwę ozonową, znajdującą się w górnych warstwach ziemskiej atmosfery. Nie bez znaczenia okazał się również znaczny wkład wnoszony przez te czynniki w tworzenie tzw. efektu cieplarnianego. W tej sytuacji najwyższe instytucje międzynarodowe podjęły działania mające na celu całkowite wyeliminowanie w określonej perspektywie czynników chlorowcopochodnych, należących do grupy CFC oraz HCFC. Producenci syntetycznych czynników chłodniczych proponują obecnie coraz szerszą gamę ich substytutów oraz mogących z nimi współpracować olejów syntetycznych, jednak dotychczas brak jest zadawalającego zamiennika czynników R 22 oraz R 502 dla dużych urządzeń chłodniczych lądowych i morskich, zwłaszcza pracujących w zakresie temperatur parowania od  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

W tej sytuacji inaczej postrzega się amoniak. Można by rzec, że jest to czynnik na nowo odkrywany. Coraz częściej podkreśla się ponad 120-letnią historię tego płynu jako

czynnika roboczego w technice chłodniczej. Amoniakalne wysokosprawne urządzenia chłodnicze w postaci prefabrykowanych agregatów chłodzących płyny pośredniczące (solanka, glikol i inne) ze względnie niewielkim napełnieniem czynnikiem, znajdują coraz szersze zastosowanie w klimatyzacji, na statkach i w sytuacjach, gdzie jeszcze do niedawna stosowano zasadniczo czynniki R 22 oraz R 502.

Odnosnie użytkowych własności amoniaku należy podkreślić wysoką temperaturę tłoczenia, która jest znacznie wyższa w porównaniu z czynnikami R 22 lub R 134a. Wysokie temperatury tłoczenia ograniczają w sposób istotny zakres stosowanych sprężów w sprężarkach amoniakalnych. Ograniczenia te dotyczą głównie mniejszych jednostopniowych sprężarek tłokowych, przy zastosowaniu których zazwyczaj trudno uzyskać jest temperatury parowania niższe od  $-15^{\circ}\text{C}$  (przy założeniu temperatury skraplania  $+35^{\circ}\text{C}$ ) bez intensywnego chłodzenia ich głowic.

Z kolei zdecydowanie korzystnie wypadają dla amoniaku jego wysokie wartości wielkości jednostkowych, charakteryzujących obieg chłodniczy, takie jak: jednostkowa wydajność chłodnicza masowa bądź objętościowa. Amoniak charakteryzują również wysokie wartości współczynników wnikania ciepła w procesach wrzenia oraz skraplania w porównaniu do czynników syntetycznych (tzw. freonów) oraz wielu płynów naturalnych (na przykład węglowodorów). Można zatem stwierdzić, że przy założeniu tych samych parametrów pracy oraz geometrii instalacji, wszelkie straty będą zdecydowanie niższe w przypadku zastosowania amoniaku jako czynnika chłodniczego.

Obecnie amoniak, jako jeden z najpopularniejszych czynników chłodniczych jest stosowany w układach jedno oraz dwustopniowych, średnich i dużych sprężarkowych urządzeń przemysłowych. Zakres stosowanych w instalacjach amoniakalnych temperatur skraplania nie przekracza  $+40^{\circ}\text{C}$ , a temperatur parowania  $-60^{\circ}\text{C}$ , natomiast w domowych chłodziarkach absorpcyjnych pozwala on osiągać temperatury parowania nie przekraczające  $-45^{\circ}\text{C}$ .

Obecnie rozważa się możliwość powszechnego wykorzystania amoniaku do celów klimatyzacji pomieszczeń oraz w urządzeniach chłodniczych o wydajności poniżej 20 kW (a nawet poniżej 5 kW), z przeznaczeniem do handlu i gospodarstw domowych.

## **2. PAKIET OPROGRAMOWANIA OUTC1**

Pakiet oprogramowania **OUTC1** przeznaczony jest dla szerokiego kręgu osób związanych zawodowo lub zainteresowanych techniką chłodniczą. Zadaniem pierwszego z programów obliczeniowych o nazwie **TABR717** jest ułatwienie dostępu do potrzebnych w pracy danych, obejmujących własności termodynamiczne oraz termokinetyczne amoniaku.

Każdemu, kto korzysta z wykresów własności termodynamicznych czynników chłodniczych (w praktyce jest to najczęściej wykres w układzie współrzędnych: ciśnienie-entalpia, patrz Rys. 1.1), nieobce są niedogodności związane ze żmudnym odczytywaniem wielu danych. Dokładność dokonywanych odczytów bywa często ograniczona kompromisem pomiędzy ilością dysponowanego czasu a stawianymi wymaganiami. Prezentowane oprogramowanie jest doskonałym rozwiązaniem tych problemów, gdyż pozwala na łatwe i natychmiastowe dostarczenie dokładnych danych w zakresie własności termodynamicznych czynnika, zwłaszcza w obszarze pary przegrzanej. Znaczną pomocą dla projektantów urządzeń i aparatury amoniakalnej okażą się moduły oprogramowania przeznaczone do obliczania własności termokinetycznych czynnika w stanie nasycenia. Dzięki nim łatwiej można dokonywać obliczeń wymiany ciepła przy wrzeniu bądź skraplaniu, a także oporów przepływów dwufazowych.

W skład oprogramowania wchodzi również moduł umożliwiający dokonywanie podstawowych obliczeń teoretycznego obiegu jednostopniowego.

Z kolei drugi z dostarczonych programów o nazwie **PROBLEMS** zawiera moduły obliczeniowe dotyczące zagadnień wymiany ciepła i oporów przepływu, które szczególnie dotyczą amoniakalnych urządzeń chłodniczych. Warto podkreślić, że w sposób wyczerpujący zagadnienia te przedstawiono i przedyskutowano w pierwszym tomie książki „Amoniakalne urządzenia chłodnicze. Tom 1” [10].

Podsumowując, użytkownik otrzymuje w niniejszym opracowaniu obszerne źródło informacji, przygotowane w wygodnej i praktycznej formie. Dostarczone na dysku CD oprogramowanie obejmuje:

- a) własności termodynamiczne amoniaku dla cieczy nasyconej oraz pary suchej nasyconej,
- b) własności termokinetyczne amoniaku dla cieczy nasyconej oraz pary suchej nasyconej,
- c) własności termodynamiczne pary przegrzanej amoniaku,
- d) podstawowe obliczenia jednostopniowego amoniakalnego urządzenia chłodniczego,
- e) problemy wymiany ciepła oraz oporów przepływu w wymiennikach ciepła bądź aparaturze stosowanych w amoniakalnych urządzeniach chłodniczych,
- f) załącznik w postaci pliku o nazwie: **outc1.pdf**, zawierającego treść niniejszego opracowania oraz programu **Adobe Acrobat Reader 4.0**, umożliwiającego odczytywanie tego pliku.

### 3. INSTALACJA I ODINSTALOWANIE PAKIETU OUTC1

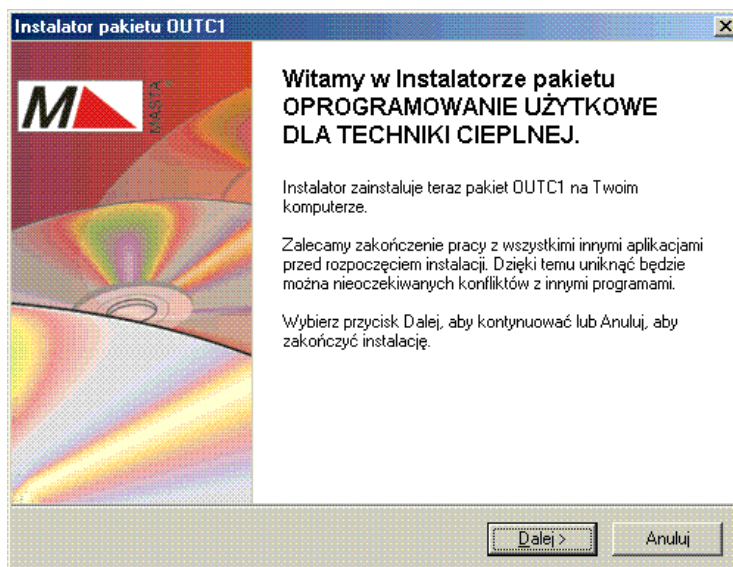
#### 3.1. Instalacja pakietu OUTC1

Zamieszczone na dysku CD programy **TABR717** oraz **PROBLEMS** można uruchamiać bezpośrednio z płyty lub zainstalować je na dysku twardym komputera. Poniżej podano kolejne czynności, które trzeba wykonać podczas ich instalacji.



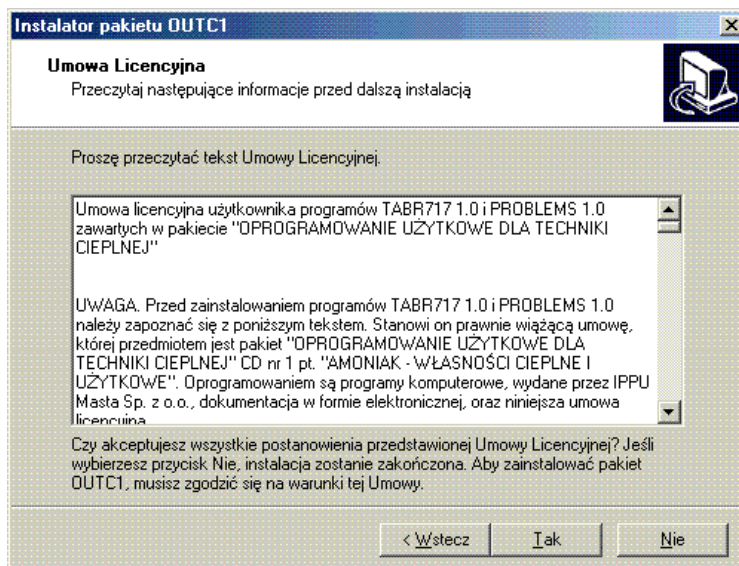
Rys. 3.1 Okno główne pakietu tuż po uruchomieniu.

Po włożeniu płyty do napędu CD-ROM, następuje automatyczne uruchomienie programu **start.exe** - o ile ustawiona jest opcja automatycznego uruchamiania płyt CD. Jeśli opcja ta nie jest ustawiona, wówczas należy uruchomić program **start.exe** znajdujący się na płycie w katalogu głównym. Po kilku sekundach pojawi się okno dialogowe pakietu pokazane na Rys. 3.1. Okno to zawiera pięć przycisków. W celu instalacji oprogramowania należy nacisnąć przycisk **Instalacja oprogramowania**.



Rys 3.2 Okno informacyjne programu instalacyjnego.

Na ekranie pojawi się okno informacyjne programu instalacyjnego (Rys 3.2). Po kliknięciu przycisku **Dalej**, następuje kontynuacja instalacji, zaś po kliknięciu przycisku **Anuluj** proces instalacji oprogramowania zostanie przerwany.

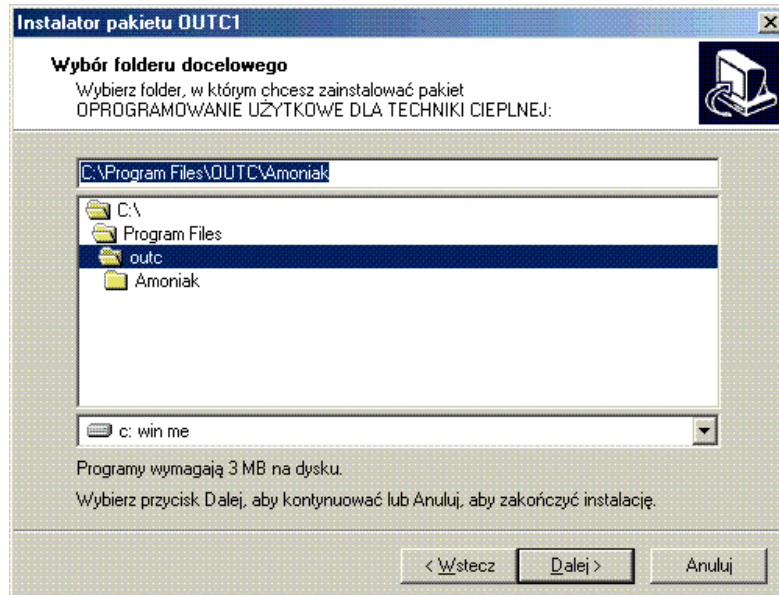


Rys 3.3 Okno z tekstem umowy licencyjnej.

Następnym krokiem jest zapoznanie się z warunkami umowy licencyjnej. **Warunkiem legalnego używania programów wchodzących w skład pakietu jest posiadanie oryginalnego nośnika „Oprogramowanie Użytkowe dla Techniki Ciepłej CD Nr 1, Amoniak – własności ciepłe i użytkowe”.** **Autorzy oraz wydawnictwo MASTA nie**

ponoszą odpowiedzialności za wszelkie konsekwencje wynikłe z użytkowania oprogramowania.

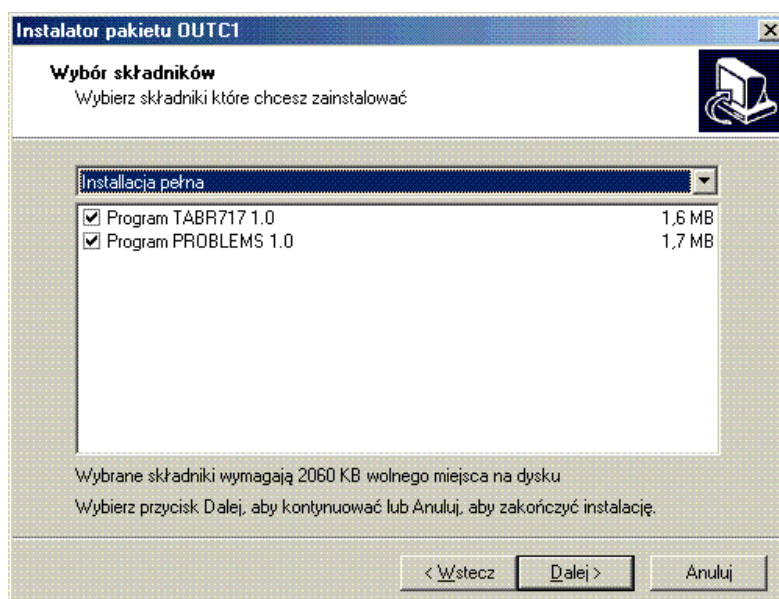
W przypadku akceptacji warunków umowy licencyjnej należy kliknąć przycisk **Tak**. W przypadku przeciwnym, należy kliknąć przycisk **Nie**, co spowoduje przerwanie procesu instalacji. Przycisk **Wstecz** powoduje powrót do poprzedniego okna programu instalacyjnego.



**Rys. 3.4** Okno wyboru folderu docelowego

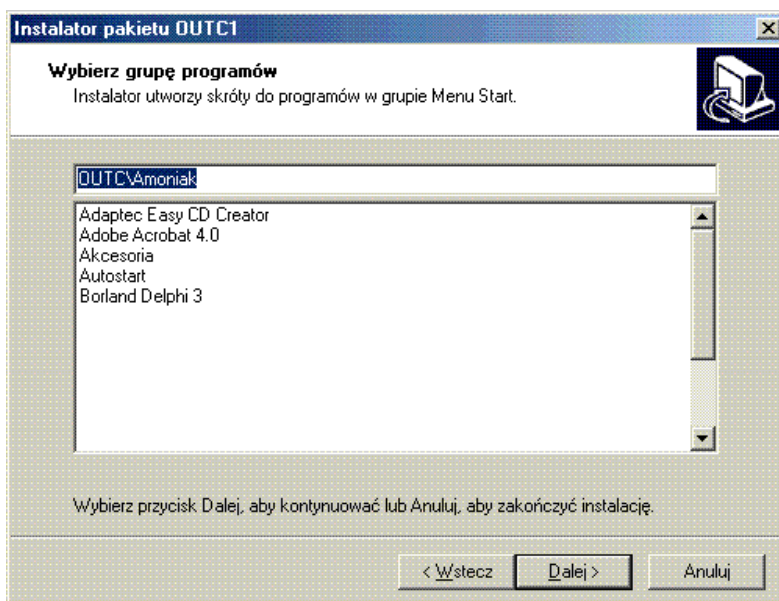
Jako następne pojawi się okno dialogowe „Wybór folderu docelowego”, w którym można wybrać katalog w którym zostanie zainstalowane oprogramowanie (Rys. 3.4). Domyślnym katalogiem jest *C:\Program Files\OUTC\Amoniak*. Zmianę katalogu ułatwiają okna wyboru oraz okno edycji w którym należy wpisać wybraną ścieżką docelową.

Po kliknięciu przycisku **Dalej** przechodzimy do okna „Wybór składników” (Rys. 3.5), w którym można dokonać wyboru rodzaju instalacji - w zależności od tego, jakie składniki mają być zainstalowane w systemie.



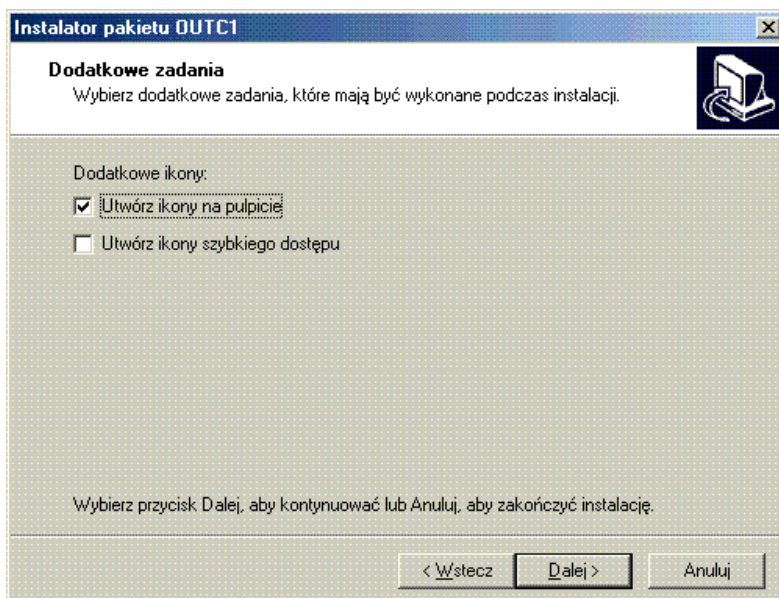
**Rys. 3.5.** Okno wyboru instalowanych składników.

Następnie wyświetlane jest okno „Wybierz grupę programów” (Rys. 3.6). Na tym etapie instalacji oprogramowania należy wybrać nazwę dla grupy programów, pod jaką będzie wyświetlany katalog zawierający skróty do oprogramowania (domyślnie będzie to *OUTC\Amoniak*).



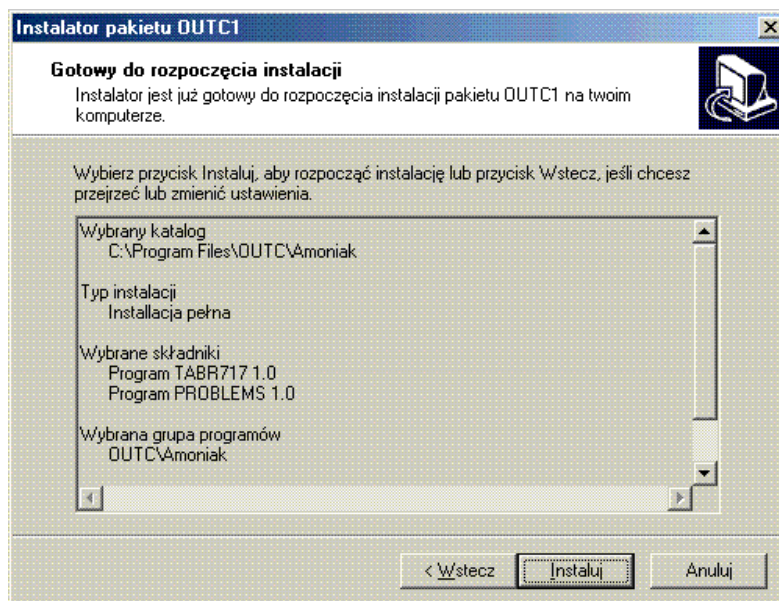
**Rys. 3.6** Okno wyboru grupy programów tworzonej w Menu Start

W następnym oknie (Rys. 3.7) użytkownik może dokonać wyboru dodatkowych skrótów do oprogramowania, które mają być utworzone podczas instalacji. Po kliknięciu przycisku **Dalej>** przechodzimy do okna w którym wyświetlane są opcje wybrane w procesie instalacji (Rys. 3.8).



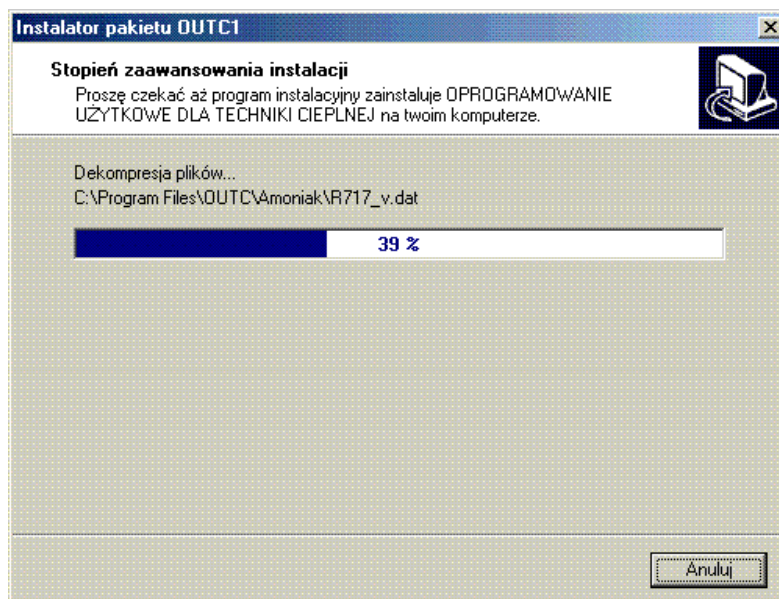
**Rys. 3.7** Okno wyboru dodatkowych zadań dla programu instalacyjnego

Po kliknięciu przycisku **Instaluj** następuje kopiowanie wybranych składników do folderu docelowego, tworzenie skrótów do programów i ich konfiguracja.



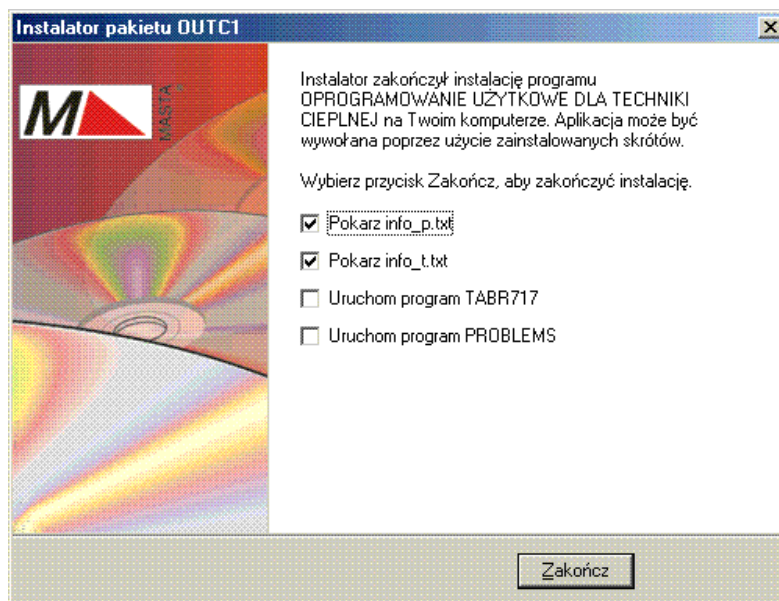
**Rys. 3.8** Okno z informacjami dotyczącymi opcji wybranych w procesie instalacji

Podczas kopiowania wyświetlana jest informacja o aktualnie kopiowanym pliku oraz o zaawansowaniu procesu kopiowania (Rys. 3.9).



**Rys. 3.9** Okno z informacjami dotyczącymi procesu kopiowania plików programów

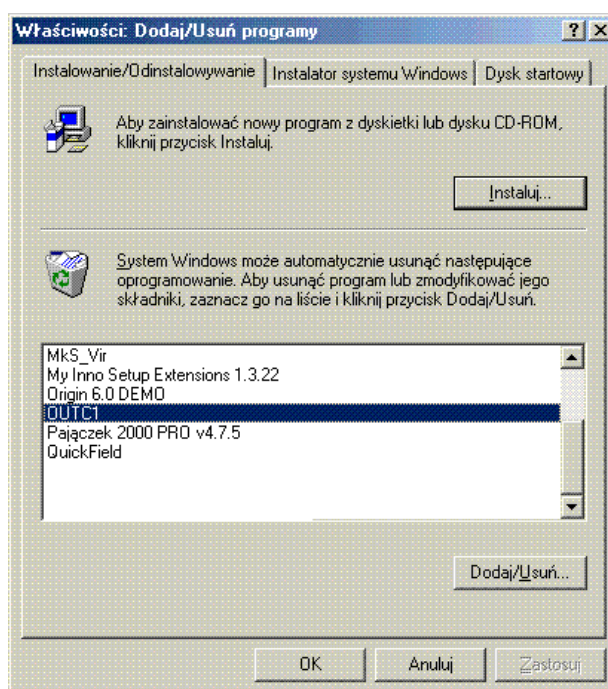
Po przekopiowaniu na dysk plików potrzebnych do funkcjonowania oprogramowania, wyświetlane jest okno informujące o zakończeniu instalacji programów (Rys. 3.10). Dodatkowe opcje pozwalają na wyświetlenie pliku z informacjami o pakiecie oraz uruchomienie programów wchodzących w skład pakietu bezpośrednio po procesie instalacji.



Rys. 3.10 Okno kończące proces instalacji

### 3.2 Odinstalowanie pakietu OUTC1

Aby odinstalować pakiet **OUTC1** z komputera, należy otworzyć okno dialogowe **Właściwości: Dodaj/Usuń Programy** (Rys. 3.11).



Rys 3.11 Okno dialogowe „Dodaj/Usuń programy”

Okno dialogowe **Właściwości: Dodaj/Usuń Programy** można otworzyć klikając przycisk **Start**, wskazując polecenie **Ustawienia**, klikając polecenie **Panel Sterowania**, a następnie klikając dwukrotnie ikonę **Dodaj/Usuń Programy**. Na liście wyboru należy zaznaczyć opcję **OUTC1**, a następnie kliknąć przycisk **Dodaj/Usuń**. Podczas usuwania pakietu wykasowane zostaną wszystkie pliki wchodzące w jego skład oraz usunięte zostaną skróty do programów utworzone podczas instalacji.

### 3.3 Instalacja programu ACROBAT READER 4.0

Program **ACROBAT READER 4.0** został dla wygody użytkownika załączony na krążku CD w katalogu **Acrobat 4.0**. Użytkownik może dokonać instalacji tego programu uruchamiając polecenie **Ar405Eng.exe**, znajdujący się w katalogu głównym płyty, bądź uruchomić bezpośrednio program poprzez plik **AcroR32.exe**, znajdujący się w katalogu: **Acrobat 4.0/Reader/**.

Warunkiem legalnego użytkowania załączonego na płycie oprogramowania **Acrobat Reader 4.0** jest spełnienie wszystkich warunków zawartych w umowie licencyjnej właściciela programu *Adobe Systems Incorporated*.

### 3.4 Informacje i uaktualnienia

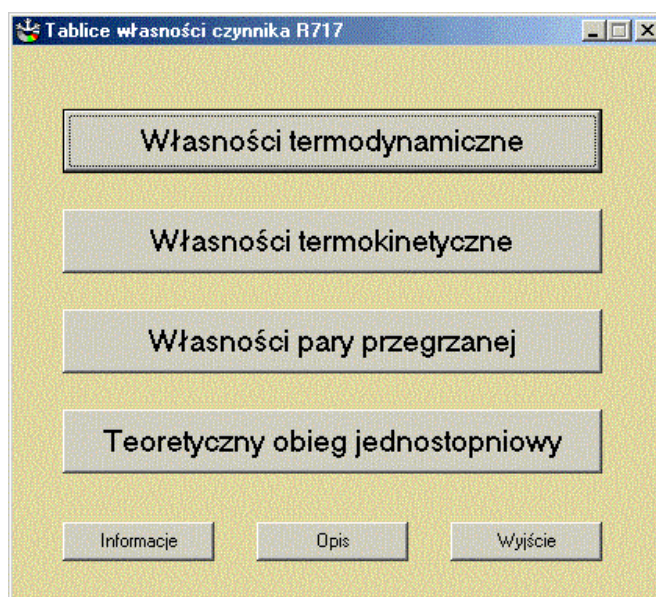
Ewentualne dodatkowe informacje lub uaktualnienia dostarczanego oprogramowania w ramach pakietu OUTC użytkownik będzie mógł znaleźć w Internecie na następującej stronie:

<http://tchik.com.pl/outc.html>.

## 4. PROGRAM TABR717

Program **TABR717** służy do obliczania własności termodynamicznych oraz termodynamicznych amoniaku oraz wielkości charakterystycznych jednostopniowego amoniakalnego urządzenia chłodniczego.

Program ten można uruchomić korzystając zarówno z eksploratora, dostępnego w systemach operacyjnych Windows 95/98/NT, jak i korzystając z wcześniej utworzonego skrótu na pulpicie. Po uruchomieniu otwiera się okno główne programu, którego widok pokazano na Rys. 4.1. Za pomocą przycisków znajdujących się w oknie głównym można uruchomić dowolny moduł programu: **Własności termodynamiczne**, **Własności termokinetyczne**, **Własności pary przegrzanej**, **Teoretyczny obieg jednostopniowy**. Większość opcji wyboru w programie można również uruchomić, korzystając zarówno z myszy, jak i z klawisza tabulacji, którym można podświetlić dane okno i następnie wcisnąć klawisz „Enter”.



Rys. 4.1. Okno główne programu **TABR717**.

W programie, oprócz przycisków wyboru poszczególnych modułów, występują dodatkowe przyciski „Informacje”, „Opis”, „Wyjście”, umożliwiające otwarcie odpowiednich okien lub wyjście z programu.

#### 4.1. Moduł „Własności termodynamiczne”

Okno modułu „Własności termodynamiczne” zawiera: dwa opcjonalne pola dialogowe (znajdujące się po lewej górnej stronie), pole informacyjne o dopuszczalnym zakresie zmienności temperatury bądź ciśnienia nasycenia (po prawej górnej stronie) oraz pole wyników (w dolnej części okna). Widok tego okna przedstawiono na Rys. 4.2.

Użytkownik ma do wyboru podanie wartości temperatury nasycenia, lub wartości ciśnienia nasycenia. Po wpisaniu danej oraz kliknięciu przycisku „OK”, w oknie pojawiają się wartości własności termodynamicznych cieczy nasyconej oraz pary suchej nasyconej. Program oblicza własności termodynamiczne amoniaku w stanie nasycenia za pomocą spline’ów trzeciego stopnia.

Należy podkreślić, że własności termodynamiczne czynników chłodniczych w stanie nasycenia można efektywnie aproksymować wielomianami [6]. W Załączniku zamieszczono informację na temat tego typu obliczeń wraz z odpowiednimi zależnościami oraz odpowiadającymi im wartościami współczynników aproksymacyjnych.

Wartości entalpii właściwej oraz entropii właściwej dobrano w taki sposób, aby dla cieczy nasyconej o temperaturze 0 °C były one równe odpowiednio:  $h_o = 200$  kJ/kg oraz  $s_o = 1.00$  kJ/(kg·K).

The screenshot shows a software window titled "Własności termodynamiczne w stanie nasycenia". At the top, there is a section "Wpisz wartość" with two radio buttons: "Temperatury [°C]" (selected) and "Ciśnienia [bar]". Each has a corresponding input field with the value "0". To the right, red text indicates the ranges: "Zakres temperatur [°C] -70 : 132" and "Zakres ciśnień [bar] 0.109 : 112.98". An "OK" button is located between the input fields. Below this, there are two columns of thermodynamic properties. The left column is for "Własności termodynamiczne cieczy" and the right for "Własności termodynamiczne pary". Each column lists: Temperatura nasycenia [°C], Ciśnienie nasycenia [bar], Objętość właściwa [dm<sup>3</sup>/kg], Gęstość [kg/m<sup>3</sup>], Entalpia właściwa [kJ/kg], Entalpia parowania [kJ/kg], and Entropia właściwa [kJ/kg·K]. All values are currently set to "0". A "Wyjście" button is at the bottom center.

Rys. 4.2. Okno modułu „Własności termodynamiczne”.

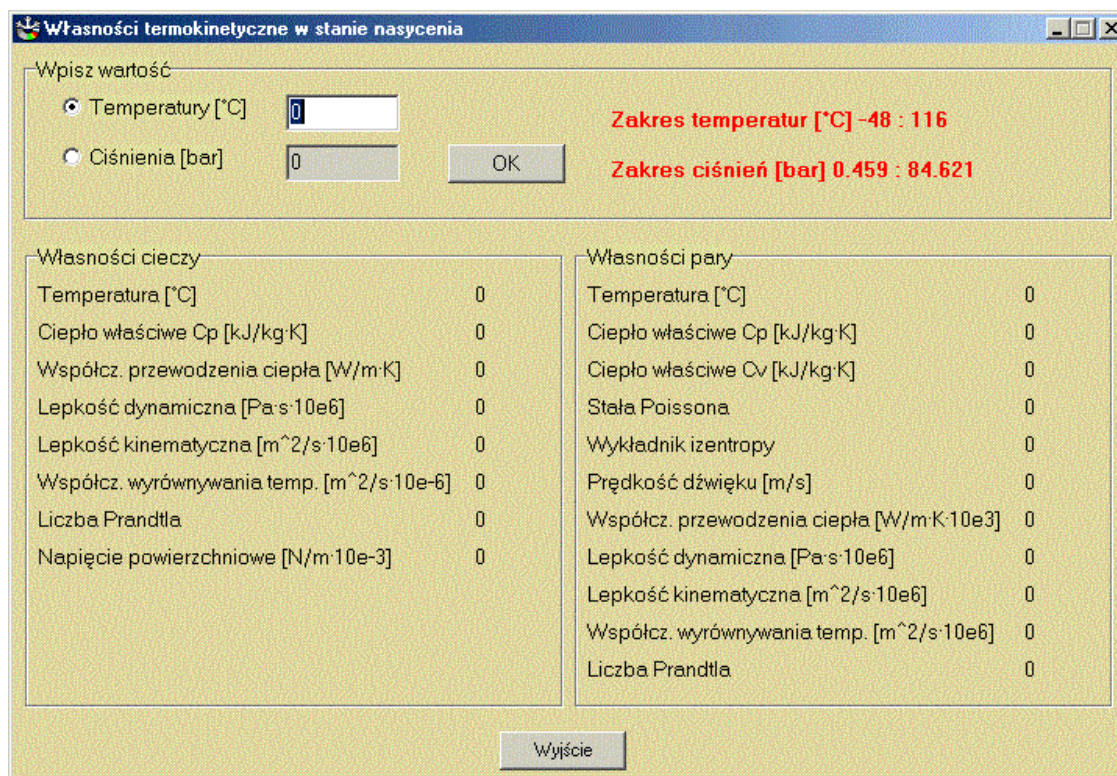
#### 4.2. Moduł „Własności termokinetyczne”

Okno modułu „Własności termodynamiczne” zawiera: dwa opcjonalne pola dialogowe (umieszczone u góry po lewej stronie), pole informacyjne o dopuszczalnym zakresie zmienności temperatury bądź ciśnienia nasycenia (u góry po prawej stronie) oraz pole wyników, prezentujące własności termokinetyczne amoniaku w stanie nasycenia (w części dolnej okna). Widok okna tego modułu zamieszczono na Rys. 4.3.

Użytkownik ma do wyboru podanie temperatury nasycenia lub ciśnienia nasycenia. Po wpisaniu danej oraz kliknięciu przycisku „OK” w oknie pojawiają się wartości własności termokinetycznych cieczy nasyconej oraz pary suchej nasyconej.

Program oblicza własności termokinetyczne amoniaku w stanie nasycenia na podstawie spline’ów trzeciego stopnia.

Podobnie, jak własności termodynamiczne, również własności termokinetyczne czynników chłodniczych w stanie nasycenia można z dużą dokładnością aproksymować wielomianami [6]. W Załączniku zamieszczono informację na temat tego typu obliczeń wraz z odpowiednimi zależnościami i odpowiadającymi im wartościami współczynników aproksymacyjnych.

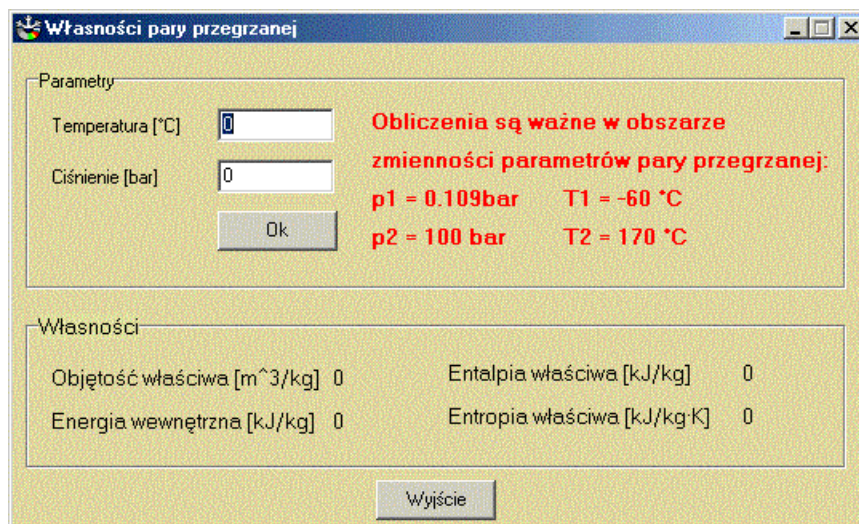


Rys. 4.3. Okno modułu „Własności termokinetyczne”.

#### 4.3. Moduł „Własności pary przegrzanej”

Okno modułu „Własności pary przegrzanej” pokazano na Rys. 4.4. Okno to zawiera: dwa pola służące do wprowadzania wartości ciśnienia oraz temperatury pary (umieszczone po lewej górnej stronie), pole informacyjne o dopuszczalnym zakresie zmienności temperatury oraz ciśnienia pary przegrzanej (po prawej górnej stronie) oraz pole wyników prezentujące własności termodynamiczne pary przegrzanej amoniaku (w części dolnej okna).

Po wpisaniu obu danych oraz kliknięciu przycisku „OK”, w oknie pojawiają się wartości własności termodynamicznych pary przegrzanej amoniaku. Po kliknięciu przycisku „Wyjście” następuje zamknięcie bieżącego okna i powrót do programu głównego.



Rys. 4.4. Okno „Własności pary przegrzanej”.

### • Obliczanie objętości właściwej pary przegrzanej

Do obliczenia objętości właściwej pary przegrzanej wymagane jest termiczne równanie stanu pary. Istnieje wiele typów równań stanu, wiążących objętość właściwą (lub gęstość) pary z jej ciśnieniem oraz temperaturą [1,2,8,14,18]. Za najbardziej dokładne równanie stanu, mające już niemal klasyczny charakter w odniesieniu do modelowania własności czynników chłodniczych, autorzy niniejszej publikacji uznali równanie stanu zaproponowane przez Rombuscha [18]. Równanie to wykorzystywano przy opracowywaniu tablic parowych wielu czynników chłodniczych [7,17].

Poniżej zamieszczono równanie Rombuscha przedstawione w postaci bezwymiarowej, w której parametry stanu odniesione są do wartości występujących w punkcie krytycznym (oznaczone indeksem dolnym  $r$ ):

$$p_r = 1 - (1 - \rho_r)^5 \left[ 1 + a_o \rho_r + \frac{a_1 (a_2 - \rho_r) \rho_r^2}{1 + 4(1 - \rho_r)} \right] \quad (1)$$

Część współczynników  $a$  w równaniu (1) jest równa zero, w związku z czym zapis tego równania można uprościć do równoważnej, następującej postaci:

$$-5p_r + \sum_{j=1}^8 a_j \rho_r^j = 0 \quad (2)$$

Występujące w równaniu (2) współczynniki  $a$  są funkcjami temperatury oraz ciśnienia, mającymi następującą postać:

$$a_j = b_{1j} + b_{2j}(T_r - 1) + b_{3j} \frac{(T_r - 1)^2}{T_r} + b_{4j} p_r. \quad (3)$$

Wartości liczbowe stałych występujących w równaniu (3) podane są w Tabeli 4.1.

Niestety, równanie Rombuscha zapisane w postaci wzoru (1) lub (2) jest uwikłane ze względu na gęstość pary. Oznacza to, że gęstość pary, a tym samym jej objętość właściwa, należy obliczać z tych równań drogą rozwiązania numerycznego.

**Tabela 4.1.** Wartości współczynników występujących w równaniu (3).

<b>b<sub>11</sub></b>	<b>20.5909</b>	<b>b<sub>21</sub></b>	<b>20.590900</b>	<b>b<sub>31</sub></b>	<b>0</b>	<b>b<sub>41</sub></b>	<b>8</b>
<b>b<sub>12</sub></b>	<b>-61.90385</b>	<b>b<sub>22</sub></b>	<b>32.658314</b>	<b>b<sub>32</sub></b>	<b>120.619846</b>	<b>b<sub>42</sub></b>	<b>4</b>
<b>b<sub>13</sub></b>	<b>72.598622</b>	<b>b<sub>23</sub></b>	<b>163.56154</b>	<b>b<sub>33</sub></b>	<b>405.327893</b>	<b>b<sub>43</sub></b>	<b>0</b>
<b>b<sub>14</sub></b>	<b>25.11686</b>	<b>b<sub>24</sub></b>	<b>181.340885</b>	<b>b<sub>34</sub></b>	<b>516.969876</b>	<b>b<sub>44</sub></b>	<b>0</b>
<b>b<sub>15</sub></b>	<b>28.123279</b>	<b>b<sub>25</sub></b>	<b>51.779487</b>	<b>b<sub>35</sub></b>	<b>299.046792</b>	<b>b<sub>45</sub></b>	<b>0</b>
<b>b<sub>16</sub></b>	<b>37.233628</b>	<b>b<sub>26</sub></b>	<b>-33.637855</b>	<b>b<sub>36</sub></b>	<b>-64.58894</b>	<b>b<sub>46</sub></b>	<b>0</b>
<b>b<sub>17</sub></b>	<b>-17.336289</b>	<b>b<sub>27</sub></b>	<b>25.818398</b>	<b>b<sub>37</sub></b>	<b>0</b>	<b>b<sub>47</sub></b>	<b>0</b>
<b>b<sub>18</sub></b>	<b>3.057128</b>	<b>b<sub>28</sub></b>	<b>-4.00000</b>	<b>b<sub>38</sub></b>	<b>0</b>	<b>b<sub>48</sub></b>	<b>0</b>

#### • Energia wewnętrzna właściwa pary przegrzanej

Kolejnym parametrem opisującym stan czynnika termodynamicznego jest energia wewnętrzna. Energię wewnętrzną właściwą pary przegrzanej można obliczać na podstawie następującego równania, opracowanego przez Rombuscha [18]:

$$u = RT_{kr} \Delta u + u_o + K \quad (4)$$

w którym przyjęto następującą postać bezwymiarowych funkcji:

$$\Delta u = \sum_{n=1}^5 \frac{(1-\rho_r)^n}{n} + a_0 [1 - (1-\rho_r)^5] \frac{1-\rho_r}{\rho_r} + a_1 \left\{ (1-\rho_r)^4 - \frac{(1-\rho_r)^2}{2} + \frac{1}{8} \ln[1 + 4(1-\rho_r)^2] \right\} + a_2 \left[ \frac{(1-\rho_r)^5}{5} - \frac{(1-\rho_r)^3}{12} + \frac{1-\rho_r}{16} - \frac{1}{32} \arctg 2(1-\rho_r) \right] + f(\rho_r) + \left( 1 - \frac{1}{T_r} \right) g(\rho_r) \quad (5)$$

$$f(\rho_r) = \rho_r \sum_{j=1}^5 b_j \rho_r^j \quad (6)$$

$$g(\rho_r) = g \left( \frac{\rho_r^3}{3} - 1.315 \rho_r^2 + 1.494 \rho_r \right) \quad (7)$$

oraz następującą postać funkcji o wymiarze energii wewnętrznej właściwej:

$$u_o = d_0 \Theta + d_1 \ln T + \sum_{j=2}^4 d_j \Theta^{1-j} \quad (8)$$

gdzie przyjęto następujące oznaczenie:

$$\Theta = 0.01 T .$$

Wartości liczbowe stałych występujących w powyższym równaniu podane są w Tabeli 4.2. Należy podkreślić, że do obliczenia wartości energii wewnętrznej właściwej pary przegrzanej,

konieczna jest znajomość gęstości pary. Wymaga to z kolei uprzedniego rozwiązania numerycznego równania stanu czynnika w postaci (1) lub (2).

**Tabela 4.2.** Wartości współczynników występujących w równaniach pomocniczych do równania (4).

<b>a<sub>0</sub></b>	<b>-0.242826</b>	<b>b<sub>1</sub></b>	<b>-3.186056</b>	<b>d<sub>0</sub></b>	<b>294718.2</b>	<b>g</b>	<b>7.841928</b>
<b>a<sub>1</sub></b>	<b>0.008101</b>	<b>b<sub>2</sub></b>	<b>1.822851</b>	<b>d<sub>1</sub></b>	<b>-655727.8</b>	<b>K</b>	<b>4302538.9</b>
<b>a<sub>2</sub></b>	<b>0.028541</b>	<b>b<sub>3</sub></b>	<b>-0.141627</b>	<b>d<sub>2</sub></b>	<b>-761200.2</b>		
		<b>b<sub>4</sub></b>	<b>-0.270423</b>	<b>d<sub>3</sub></b>	<b>0.0</b>		
		<b>b<sub>5</sub></b>	<b>0.048565</b>	<b>d<sub>4</sub></b>	<b>0.0</b>		

### • Entalpia właściwa pary przegrzanej

Podstawową wielkością używaną do opisu stanu czynnika termodynamicznego jest entalpia. Do obliczania wartości entalpii właściwej pary przegrzanej można użyć następującego równania, wynikającego z podstawowych, klasycznych zależności termodynamicznych:

$$h = RT_{kr} \Delta u + pv + u_0 + K \quad (9)$$

Do obliczenia entalpii właściwej pary przegrzanej konieczna jest znajomość wartości energii wewnętrznej oraz gęstości.

### • Entropia właściwa pary przegrzanej

Entropia jest kolejną, podstawową wielkością opisującą stan termodynamiczny czynnika. Jakkolwiek nie używa się jej bezpośrednio w typowych obliczeniach chłodniczych, to jednak jej znajomość okazuje się przydatna do analizy pracy sprężarki chłodniczej, co zostanie pokazane poniżej.

Entropię właściwą pary przegrzanej można obliczać z następującego równania zaproponowanego przez Rombuscha [18] w postaci:

$$s = R \left[ f(\rho_r) - \ln \rho_r + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{1}{T_r^2} \right) g(\rho_r) \right] + s_0 + L, \quad (10)$$

gdzie:

$$s_0 = e_0 \ln T + \sum_{j=1}^2 e_j \Theta^{-j}, \quad (11)$$

zaś funkcje  $f(\rho_r)$  oraz  $g(\rho_r)$  zdefiniowano powyżej w postaci równań odpowiednio: (6) oraz (7). Wartości współczynników występujących w równaniu (11) zamieszczono w Tabeli 4.3.

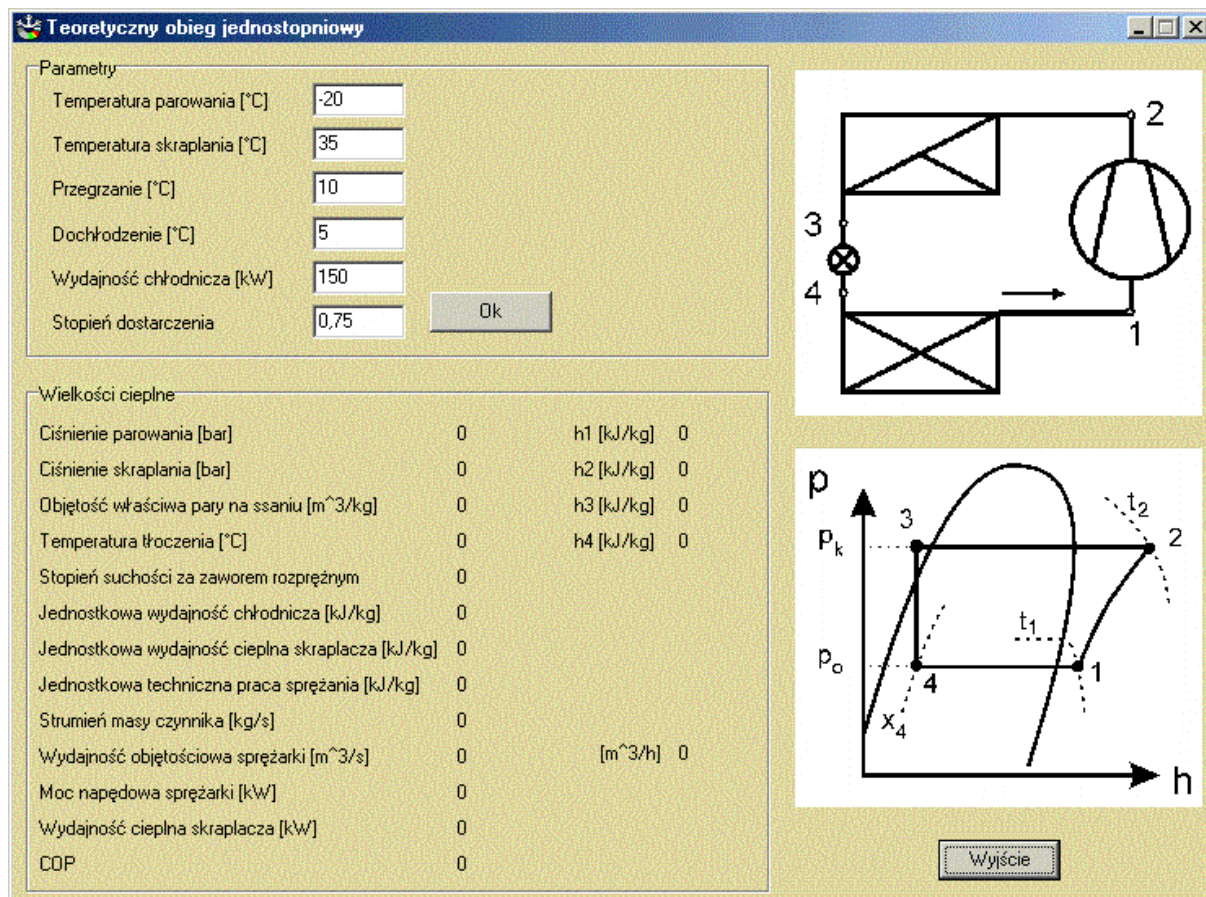
**Tabela 4.3.** Wartości współczynników występujących w równaniu (11).

<b>e<sub>0</sub></b>	<b>2947.182</b>	<b>L</b>	<b>-14804.531</b>
<b>e<sub>1</sub></b>	<b>6557.278</b>		
<b>e<sub>2</sub></b>	<b>-3806.001</b>		

#### 4.4. Moduł „Teoretyczny obieg jednostopniowy”

Okno modułu „Teoretyczny obieg jednostopniowy” pokazano na Rys. 4.5. Okno to zawiera: sześć pól dialogowych służących do wprowadzania wartości parametrów obiegu (znajdujących się po lewej górnej stronie) oraz pole wyników – czyli wielkości charakteryzujących jednostopniowy amoniakalny obieg chłodniczy (znajdujące się w dolnej części okna).

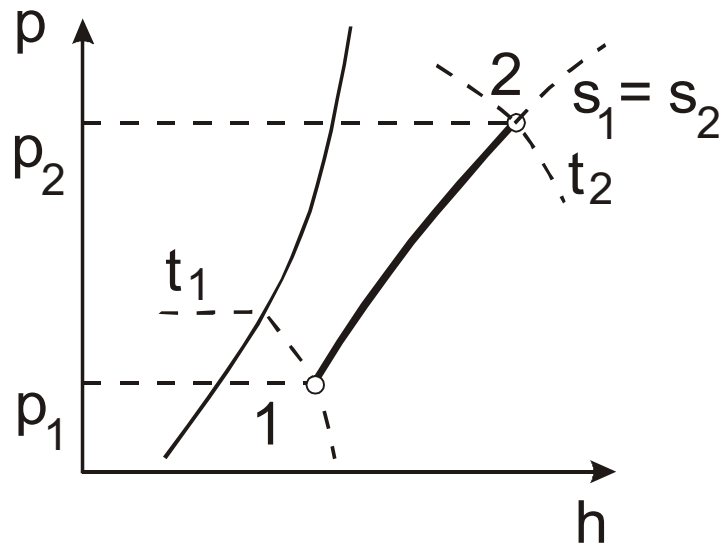
Po wpisaniu danych oraz kliknięciu przycisku „OK”, w oknie pojawiają się wartości charakteryzujące teoretyczny jednostopniowy obieg chłodniczy.



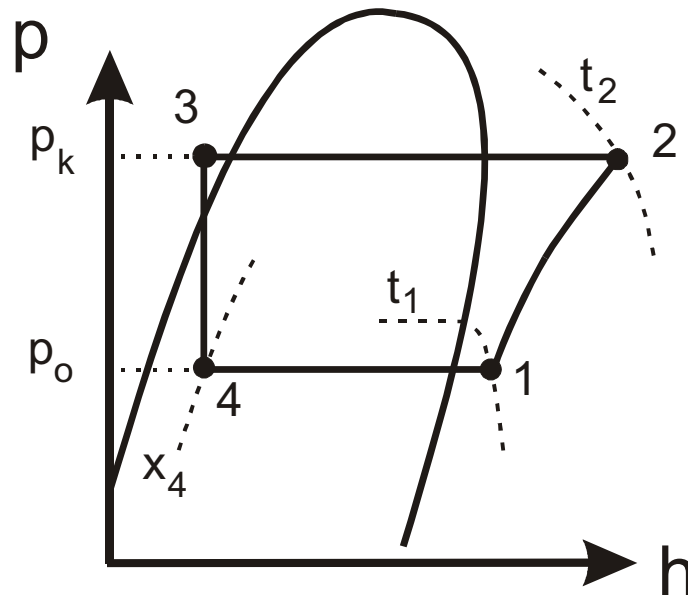
Rys. 4.5. Okno modułu „Teoretyczny obieg jednostopniowy”.

#### • Obliczenia termodynamicznych parametrów pracy sprężarki

W obliczeniach obiegów chłodniczych za najbardziej problematyczne należy uznać wyznaczenie podstawowych parametrów termodynamicznych opisujących pracę sprężarki. Wynika to stąd, że praca tej maszyny odbywa się w obszarze pary przegrzanej, a równania opisujące stan pary należą do bardzo złożonych, na co wskazano powyżej.



**Rys. 4.6.** Izentropowy proces sprężania w układzie współrzędnych ciśnienie-entalpia.



**Rys. 4.7.** Teoretyczny jednostopniowy obieg chłodniczy w układzie współrzędnych ciśnienie-entalpia.

Proces sprężania w układzie współrzędnych ciśnienie-entalpia właściwa pokazano na Rys. 4.6. Stan czynnika na ssaniu oznaczony punktem „1” określony jest jednoznacznie poprzez podanie wartości ciśnienia ssania  $p_1$  oraz temperatury  $t_1$  zasysanej pary. Na podstawie tych danych można z równania (1) lub (2), drogą rozwiązania numerycznego, wyznaczyć wartości pozostałych parametrów termodynamicznych opisujących stan zasysanej pary: gęstości  $\rho_1$ , entalpii właściwej  $h_1$  oraz entropii właściwej  $s_1$ .

Z numerycznego punktu widzenia najtrudniejsze jest określenie stanu pary przegrzanej wytłaczanej ze sprężarki. Stan czynnika wytłaczanego ze sprężarki oznaczono na Rys. 4.6 punktem „2”. W obliczeniach teoretycznego obiegu chłodniczego zazwyczaj przyjmujemy, że proces sprężania zachodzi izentropowo, zatem spełniony jest warunek:  $s_1 = s_2$ . Zakładamy ponadto, że ciśnienie tłoczenia jest zadane i wynosi  $p_2$ . Stan termodynamiczny pary opuszczającej sprężarkę określony jest zatem następującym układem równań:

$$s(\rho_2, T_2) = s_1, \quad (12)$$

$$p(\rho_2, T_2) = p_2. \quad (13)$$

Związek (12) uzyskano z równania (10), zaś związek (13) z równania (2). Układ równań (12) i (13) należy rozwiązać numerycznie ze względu na gęstość pary  $\rho_2$  oraz jej temperaturę  $T_2$ . Na tej podstawie można za pomocą równań (4) oraz (9) obliczyć wartość entalpii właściwej pary  $h_2$ . W ten sposób proces sprężania pary został opisany poprzez komplet parametrów termodynamicznych podanych dla punktu ssania oraz tłoczenia sprężarki.

### **• Obliczenia parametrów obiegu chłodniczego**

Do podstawowych parametrów jednostopniowego obiegu chłodniczego (Rys. 4.7) należą:

- a) ciśnienie parowania  $p_o$  – określone jako funkcja zadanej temperatury parowania,
- b) ciśnienie skraplania  $p_k$  - określone jako funkcja zadanej temperatury skraplania,
- c) objętość właściwa pary na ssaniu  $v_1$  – obliczona numerycznie według objaśnionej powyżej procedury,
- d) temperatura tłoczenia  $t_2$  – obliczona numerycznie według objaśnionej powyżej procedury,
- e) entalpie właściwe na ssaniu  $h_1$  i tłoczeniu  $h_2$  sprężarki – obliczone numerycznie według objaśnionej powyżej procedury,
- f) entalpia właściwa cieczy wypływającej ze skraplacza  $h_3$  (stan oznaczony punktem „3”) i pary mokrej opuszczającej zawór rozprężny  $h_4$  (stan oznaczony punktem „4”),
- g) stopień suchości pary mokrej za zaworem rozprężnym, obliczony z równania:

$$x_4 = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_{fg}}, \quad (14)$$

- h) jednostkowa wydajność chłodnicza:

$$q_o = h_1 - h_4, \quad (15)$$

- i) jednostkowa wydajność cieplna skraplacza:

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (16)$$

- j) jednostkowa techniczna praca sprężania:

$$l_t = h_2 - h_1, \quad (17)$$

- k) strumień masy czynnika dla zadanej wydajności chłodniczej:

$$\dot{m} = \dot{Q}_o / q_o, \quad (18)$$

- l) wydajność objętościowa sprężarki:

$$\dot{V}_t = \dot{m} \cdot v_1 / \lambda \quad (19)$$

- m) teoretyczna moc napędowa sprężarki:

$$P_t = \dot{m} \cdot l_t, \quad (20)$$

n) wydajność cieplna skraplacza:

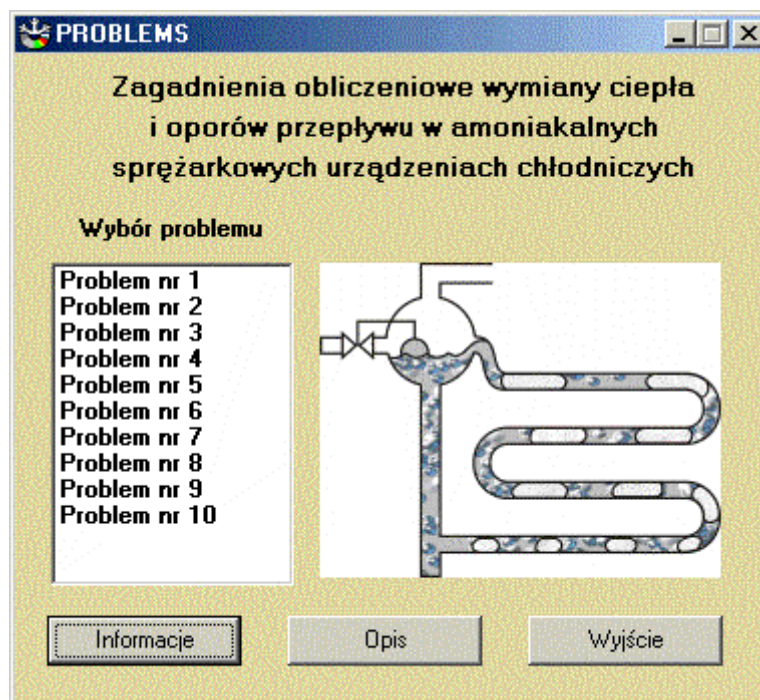
$$\dot{Q}_k = m \cdot q_k, \quad (21)$$

o) współczynnik wydajności chłodniczej:

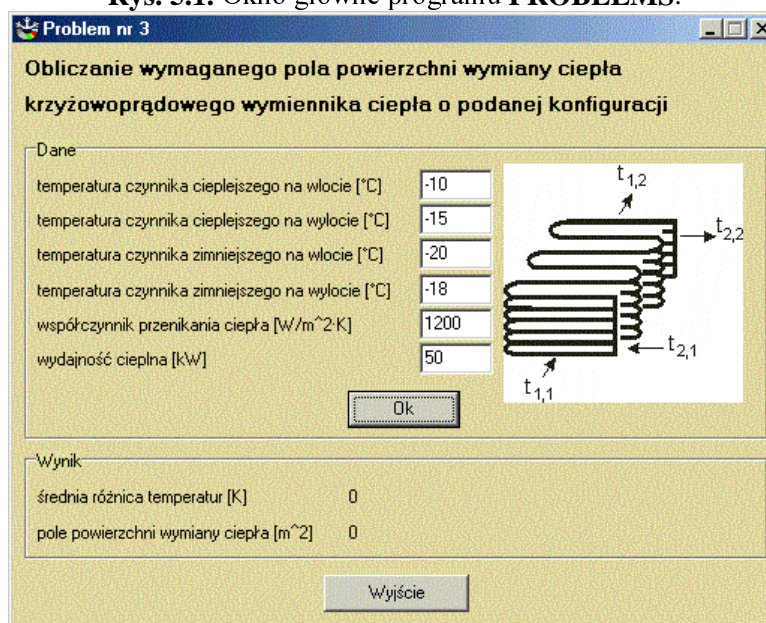
$$COP = \dot{Q}_o / P_t. \quad (22)$$

## 5. PROGRAM PROBLEMS

Program o nazwie **PROBLEMS** zawiera moduły obejmujące wybrane zagadnienia wymiany ciepła i oporów przepływu, dotyczące amoniakalnych urządzeń chłodniczych.



Rys. 5.1. Okno główne programu **PROBLEMS**.



Rys. 5.2. Przykładowe okno modułu programu **PROBLEMS** dotyczącego Problemu 3.

Ujęte w oprogramowaniu problemy obliczeniowe zostały zaczerpnięte z książki „Amoniakalne urządzenia chłodnicze. Tom 1” [10], w której zagadnienia te zostały omówione w sposób wyczerpujący. Warto podkreślić, że znaczna część tych zagadnień wymaga oprowadzenia niekiedy żmudnych obliczeń, wspartych koniecznością odczytywania własności termodynamicznych i termokinetycznych amoniaku, wody bądź powietrza wilgotnego, lub też odczytywania wartości z zamieszczonych wykresów. Program **PROBLEMS** umożliwi praktyczne wykorzystanie tych przykładów, ponieważ użytkownik może w sposób szybki i dokładny przeanalizować wpływ parametrów termicznych bądź geometrycznych na procesy cieplno-przepływowe zachodzące w amoniakalnych urządzeniach chłodniczych.

Okno główne programu **PROBLEMS** pokazano na Rys. 5.1. Widoczna jest na nim lista problemów obliczeniowych, z której w łatwy sposób można dokonać wyboru zagadnienia interesującego użytkownika. Przykładowe okno modułu programu dotyczącego *Problemu 3* pokazano na Rys. 5.2.

W niniejszym opracowaniu zamieszczono jedynie treści ujętych w programie problemów obliczeniowych. Czytelnika chcącego uzyskać szczegółowe informacje dotyczące sposobu rozwiązywania poszczególnych zagadnień oraz używanych w obliczeniach zależności odsyłamy do wspomnianej wyżej książki [10].

### 5.1. Wykaz problemów obliczeniowych ujętych w programie **PROBLEMS**

#### **Problem 1.**

Obliczanie całkowitej długości rur płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła dla następujących danych:

- rury wymiennika wykonane są ze stali o współczynniku przewodzenia ciepła  $\lambda$ ,
- średnica zewnętrzna rur wynosi  $D_o$ ,
- grubość ścianek rur wynosi  $\delta$ ,
- na zewnątrz powierzchni rur skrapla się para nasycona czynnika chłodniczego i współczynnik wnikania ciepła wynosi  $\alpha_o$ ,
- wewnątrz rur płynie woda chłodząca i współczynnik wnikania ciepła kształtuje się na poziomie  $\alpha_{oi}$ ,
- wydajność cieplna wymiennika wynosi  $\dot{Q}$ ,
- średnia różnica temperatur pomiędzy parą i wodą chłodzącą wynosi  $\Delta T$ ,
- opór przewodzenia ciepła przez warstwę osadów po stronie wody chłodzącej wynosi  $R_{fi}$ .

#### **Wykorzystywane zależności:**

Wartość współczynnika przenikania ciepła odniesionego do 1mb rury:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_o D_o} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{R_{fi}}{D_i} + \frac{1}{\alpha_i D_i}} \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right], \quad (5.1.1)$$

gdzie:  $D_o$  oraz  $D_i$  są odpowiednio: średnicą zewnętrzną oraz wewnętrzną rury [m],  $R_{fi}$  to opory cieplne warstw położonych odpowiednio na zewnątrz oraz wewnątrz rury [(m<sup>2</sup>·K)/W],  $\alpha_o$  oraz  $\alpha_i$  to współczynniki wnikania ciepła odpowiednio na zewnątrz oraz wewnątrz rury [W/(m<sup>2</sup>·K)].

Strumień ciepła przekazywany poprzez rurę wymiennika:

$$\dot{Q} = L k_L (T_{f1} - T_{f2}) \quad [W], \quad (5.1.2)$$

gdzie:  $L$  jest długością rury wymiennika [m].

### Problem 2.

Obliczanie wymaganego pola powierzchni wymiany ciepła skraplacza dla następujących zadanych wielkości:

- wydajności cieplnej  $\dot{Q}$ ,
- temperatury wody na wlocie  $t_{wi}$ ,
- podgrzewu wody chłodzącej  $\Delta T_w$ ,
- temperatury skraplania  $t_k$ ,
- współczynnika przenikania ciepła  $k$ .

#### Wykorzystywane zależności:

Logarytmiczna różnica temperatur:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_w}{\ln \frac{T_k - T_{w1}}{T_k - T_{w1} + \Delta T_w}} \quad [K], \quad (5.2.1)$$

gdzie:  $T_{w1}$  - temperatura wody na wlocie do skraplacza,  $T_{w2}$  - temperatura wody na wylocie ze skraplacza,  $T_k$  - temperatura skraplania.

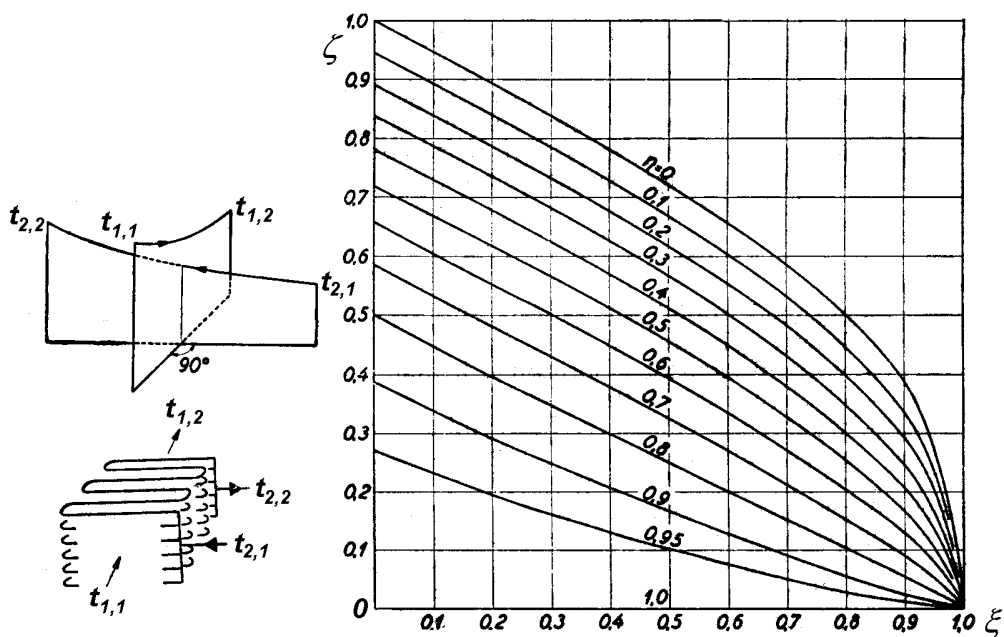
Pole powierzchni wymiany ciepła:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \Delta T_{log}} \quad [m^2]. \quad (5.2.2)$$

### Problem 3.

Obliczanie wymaganego pola powierzchni wymiany ciepła krzyżowoprądowego wymiennika ciepła o podanej konfiguracji (patrz Rys. 4.2) dla następujących danych:

- temperatury czynnika cieplejszego na wlocie i wylocie wyniosą odpowiednio:  $t_{1,1}$  oraz  $t_{1,2}$ ,
- temperatury czynnika zimniejszego na wlocie i wylocie wynoszą odpowiednio:  $t_{2,1}$  oraz  $t_{2,2}$ ,
- współczynnik przenikania ciepła wynosi  $k$ ,
- wydajność cieplna wynosi  $\dot{Q}$ .



Rys. 5.3. Wykres do obliczania średniej różnicy temperatur przy przepływie krzyżowo-prądowym.

**Wykorzystywane zależności:**

Dla pokazanej na Rys. 5.3 konfiguracji wymiennika, średnia różnica temperatur wynosi:

$$\Delta T = \zeta (t_{1,1} - t_{2,1}) \quad [K], \quad (5.3.1)$$

gdzie parametry pomocnicze zdefiniowano następująco:

$$\xi = \frac{t_{1,1} - t_{1,2}}{t_{1,1} - t_{2,1}}, \quad (5.3.2)$$

$$\eta = \frac{t_{2,2} - t_{2,1}}{t_{1,1} - t_{2,1}}. \quad (5.3.3)$$

Pole powierzchni wymiany ciepła:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k\Delta T} \quad [m^2]. \quad (5.3.4)$$

**Problem 4.**

Obliczanie spadku ciśnienia przy przepływie wody w rurze dla następujących danych:

- średnia temperatura wody wynosi  $t$ ,
- prędkość przepływu wody  $w$ ,
- średnica wewnętrzna rury wynosi  $D$ ,
- długość rury wynosi  $L$ ,
- ilość kolanek bądź łuków wynosi  $n$ ,
- kąt gięcia łuku bądź kolanka wynosi  $\alpha$ ,
- promień gięcia łuku lub kolanka wynosi  $R$ ,
- rury są hydraulicznie gładkie.

**Wykorzystywane zależności:**

Spadek ciśnienia na elementach prostoliniowych - zależność Darcy'ego i Weisbacha:

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \frac{L}{D} \rho w^2 \quad [Pa], \quad (5.4.1)$$

gdzie:  $f$  - współczynnik oporów liniowych (bezwymiarowy),  $L$  - długość przewodu [m],  $D$  - średnica przewodu [m],  $\rho$  - gęstość [kg/m<sup>3</sup>],  $w$  - prędkość przepływu [m/s].

W zakresie przepływów laminarnych:

$$f = \frac{64}{Re}, \quad (5.4.2)$$

gdzie liczba Reynoldsa:

$$Re = \frac{wD}{\nu}, \quad (5.4.3)$$

$\nu$  - lepkość kinematyczna [m<sup>2</sup>/s].

W przypadku przepływu turbulentnego ( $2\,320 < Re < 100\,000$ ) w rurach hydraulicznie gładkich - zależność empiryczna Blasiusa:

$$f = 0.3164 Re^{-0.25}. \quad (5.4.4)$$

Dla rur hydraulicznie gładkich oraz dla  $Re > 100\,000$  - wzór Nikuradsego:

$$f = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}. \quad (5.4.5)$$

Spadek ciśnienia przez elementy armatury, kolana, zwężki itp.:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \zeta \rho w^2 \quad [Pa], \quad (5.4.6)$$

gdzie:  $\zeta$  jest bezwymiarowym współczynnikiem miejscowego oporu przepływu.

### **Problem 5.**

Oszacowanie wartości współczynnika wnikania ciepła oraz spadku ciśnienia przy turbulentnym przepływie wody dla następujących danych:

- strumień objętości wody wynosi  $\dot{V}$ ,
- średnia temperatura wody wynosi  $t$ ,
- średnica wewnętrzna rur wymiennika wynosi  $D$ ,
- długość rur wynosi  $L$  (musi być spełniony warunek:  $L/D > 60$ ),
- wysokość nierówności powierzchni wewnętrznej rury wynosi  $\delta$ .

### **Wykorzystywane zależności:**

Prędkość przepływu:

$$w = \frac{4}{\pi} \frac{\dot{V}}{D_i^2} \quad (5.5.1)$$

Spadek ciśnienia na elementach prostoliniowych - zależność Darcy'ego i Weisbacha:

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \frac{L}{D} \rho w^2 \quad [Pa], \quad (5.5.2)$$

gdzie:  $f$  - współczynnik oporów liniowych (bezwymiarowy),  $L$  - długość przewodu [m],  $D$  - średnica przewodu [m],  $\rho$  - gęstość [ $\text{kg/m}^3$ ],  $w$  - prędkość przepływu [m/s].

Liczba Reynoldsa:

$$Re = \frac{wD}{\nu}, \quad (5.5.3)$$

$\nu$  - lepkość kinematyczna [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].

W przypadku przepływu turbulentnego ( $2\,320 < Re < 100\,000$ ) w rurach hydraulicznie gładkich - zależność empiryczna Blasiusa:

$$f = 0.3164 Re^{-0.25}. \quad (5.5.4)$$

Dla rur hydraulicznie gładkich oraz dla  $Re > 100\,000$  - wzór Nikuradsego:

$$f = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}. \quad (5.5.5)$$

Krytyczna liczba Reynoldsa – utrata gładkości hydraulicznej rury:

$$Re_{cr1} = \frac{26.9}{(\delta/D)^{1.143}}, \quad (5.5.6)$$

gdzie:  $\delta$  jest średnią wysokością nierówności powierzchni wewnętrznej rury [m] o średnicy  $D$  [m]. Dla  $Re > Re_{cr1}$  współczynnik oporów liniowych:

$$f = 1.42 \left( \lg \frac{Re}{\delta/D} \right)^{-2}. \quad (5.5.7)$$

Krytyczna liczba Reynoldsa – opory zależą tylko od chropowatości:

$$Re_{cr2} = \frac{271.6 - 382.2 \lg(\delta/D)}{\delta/D}, \quad (5.5.8)$$

Dla  $Re > Re_{cr2}$  współczynnik oporów liniowych:

$$f = \frac{1}{2 \lg\left(\frac{3.7}{\delta/D}\right)^2}. \quad (5.5.9)$$

Wnikanie ciepła dla rozwiniętego przepływu turbulentnego opisuje zależność Dittusa i Boeltera:

$$Nu = 0.023 Re^{0.80} Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.25}, \quad (5.5.10)$$

Dla chłodzenia płynu  $n = 0.30$ , dla ogrzewania  $n = 0.40$ .

Liczba Nusselta

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}. \quad (5.5.12)$$

Liczba Prandtla:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}. \quad (5.5.12)$$

W powyższych wzorach przyjęto następujące oznaczenia:  $w$  - prędkość [m/s],  $D$  - średnica wewnętrzna rury [m],  $\nu$  - lepkość kinematyczna [ $m^2/s$ ],  $\alpha$  - współczynnik wnikania ciepła [ $W/(m^2 \cdot K)$ ],  $\lambda$  - współczynnik przewodzenia ciepła [ $W/(m \cdot K)$ ],  $\mu$  - lepkość dynamiczna [ $Pa \cdot s$ ] (indeks „w” – dla temperatury ścianki rury).

### **Problem 6.**

Oszacowanie wartości współczynnika przenikania ciepła parownika płaszczowo-rurowego, w którym w przestrzeni międzyrurowej wrze amoniak, zaś wewnątrz rur płynie solanka. Dane są następujące:

- temperatura parowania wynosi  $t_o$ ,
- średnia temperatura solanki  $t_s$ ,
- stalowe rury parownika posiadają współczynnik przewodzenia ciepła  $\lambda$ ,
- średnica wewnętrzna rur wynosi  $D_i$ ,
- grubość ścianek rur wynosi  $\delta$ ,
- współczynnik wnikania ciepła po stronie solanki równy jest  $\alpha$ ,
- ilość rzędów rur w pionie wynosi od 6 do 10.

### **Wykorzystywane zależności:**

Współczynnik przenikania ciepła odniesiony do  $1 m^2$  powierzchni rur parownika:

$$k = \frac{k_L}{\pi D_o} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{D_o}{2\lambda} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{\alpha_i D_i}} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right], \quad (5.6.1)$$

gdzie:  $D_o = D_i + 2\delta$ . Oznaczenie pomocnicze:

$$R = \frac{D_o}{2\lambda} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{\alpha_i D_i}. \quad (5.6.2)$$

i wzór na współczynnik przenikania ciepła przybiera postać:

$$k = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_o} + R} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]. \quad (5.6.3)$$

Gęstość strumienia ciepła:

$$q = \frac{\Delta T}{\frac{l}{C \cdot q^n} + R} \left[ \frac{W}{m^2} \right], \quad (5.6.4)$$

gdzie:  $C, n$  - stałe.

### **Problem 7.**

Obliczanie współczynnika wnikania ciepła oraz spadku ciśnienia podczas wrzenia amoniaku w parowniku pracującym w układzie pompowym dla następujących danych:

- temperatura parowania wynosi  $t_o$ ,
- wielokrotność cyrkulacji wynosi  $n$ ,
- średnica wewnętrzna rur wynosi  $D_i$ ,
- długość rur węzownicy parownika wynosi  $L$ ,
- gęstość strumienia masy amoniaku osiąga wartość  $m_A$ ,
- rury są hydraulicznie gładkie,
- ilość kolanek węzownicy wynosi  $i$ ,
- promień gięcia kolanek wynosi  $R$ .

### **Wykorzystywane zależności:**

Współczynnik wnikania ciepła – równanie Paliwody:

$$\alpha = \frac{l h_{fg} (x_o - x_i)}{4 \Delta T \cdot \frac{L}{D}} m_A \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right], \quad (5.7.1)$$

gdzie:  $h_{fg}$  – entalpia parowania [J/kg],  $\Delta T$  – różnica temperatur wrzącej cieczy i ścianki rury [K],  $L$  – długość rury [m],  $D$  – średnica wewnętrzna rury [m],  $x_i$  – stopień suchości na wlocie do parownika,  $x_o$  – stopień suchości na wylocie z parownika,  $m_A$  – gęstość strumienia masy czynnika [kg/(m<sup>2</sup>·s)].

Średnia wartość różnicy temperatur:

$$\Delta T = B \frac{\mu D}{\lambda} \left[ \frac{h_{fg} (x_o - x_i)}{L} \right]^{0.5} \quad [K], \quad (5.7.2)$$

gdzie:  $\mu$  – lepkość dynamiczna ciekłego amoniaku [Pa·s],  $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła ciekłego amoniaku [W/(m·K)],  $B$  – współczynnik eksperymentalny

Mnożnik dwufazowy oporów przepływu – równanie Paliwody:

$$\beta = \frac{\Delta p_{TP}}{\Delta p_{GO}} = \dot{x}^{2.277} + (1 - \dot{x})^{0.333} [\Theta + 2C\dot{x}(1 - \Theta)], \quad (5.7.3)$$

gdzie:  $\Delta p_{TP}$  – spadek ciśnienia w przepływie dwufazowym [Pa],  $\Delta p_{GO}$  – spadek ciśnienia przy przepływie pary suchej nasyconej o strumieniu masy odpowiadającym analizowanemu przepływowi dwufazowemu [Pa],  $\dot{x}$  – dynamiczny stopień suchości:

$$\dot{x} = \frac{m_G}{m_G + m_l}, \quad (5.7.4)$$

gdzie:  $m_G$  - gęstość strumienia masy fazy parowej [kg/(m<sup>2</sup>·s)],  $m_L$  - gęstość strumienia masy fazy ciekłej [kg/(m<sup>2</sup>·s)],  $C$  - współczynnik korelacyjny oporów przepływu w elemencie armaturowym; dla przepływów jednoskładnikowych:  $m_{LO} = m_{GO}$ .

Stosunek spadków ciśnienia:

$$\Theta = \frac{\Delta p_{LO}}{\Delta p_{GO}}, \quad (5.7.5)$$

gdzie:  $\Delta p_{LO}$  oraz  $\Delta p_{GO}$  są spadkami ciśnienia przy przepływie cieczy nasyconej (L) lub odpowiednio pary suchej nasyconej (G) o strumieniu masy odpowiadającym analizowanemu przepływowi dwufazowemu [Pa].

Zależności na stosunek  $\Theta$ :

a) obie fazy są turbulentne:  $940 < Re_L < 10^7$ ,  $940 < Re_G < 10^7$ :

$$\Theta_{tt} = \left( \frac{\lg \frac{5.74}{Re_{GO}^{0.9}}}{\lg \frac{5.74}{Re_{LO}^{0.9}}} \right)^2 \frac{\rho''}{\rho'}; \quad (5.7.6a)$$

b) faza ciekła jest laminarna:  $100 < Re_{LO} < 940$ , zaś faza gazowa jest turbulentna:  $940 < Re_{GO} < 10^7$ :

$$\Theta_{tl} = \frac{256}{Re_{LO}} \left( \lg \frac{5.74}{Re_{GO}^{0.9}} \right)^2 \frac{\rho''}{\rho'}; \quad (5.7.6b)$$

c) obie fazy są laminarne:  $100 < Re_{LO} < 940$ ,  $100 < Re_{GO} < 940$ :

$$\Theta_{ll} = \frac{Re_{GO}}{Re_{LO}} \frac{\rho''}{\rho'}; \quad (5.7.6c)$$

d) faza ciekła jest turbulentna:  $940 < Re_{LO} < 10^7$ , zaś faza gazowa laminarna:  $100 < Re_{LO} < 940$ :

$$\Theta_{tl} = \frac{Re_{GO}}{256} \left( \lg \frac{5.74}{Re_{GO}^{0.9}} \right)^2 \frac{\rho''}{\rho'}. \quad (5.7.6d)$$

Średnia wartość mnożnika przepływu dwufazowego:

$$\bar{\beta} = \frac{1}{x_o - x_i} \int_{x_i}^{x_o} \beta dx \quad (5.7.7)$$

Współczynnik  $C$  dla elementów armaturowych mieszających:

$$C = 1 - 0.435 \zeta^{0.18}, \quad (5.7.8)$$

gdzie  $\zeta$  jest współczynnikiem miejscowego oporu przepływu.

Współczynnik  $C$  dla elementów armaturowych mieszających:

$$C = 1 + 0.82 \left( \frac{\Phi}{360} \frac{d}{R} \right)^2, \quad (5.7.9)$$

gdzie  $\Phi$  jest kątem zwinięcia łuku (mierzonym w stopniach),  $d$  jest średnicą wewnętrzną [m], zaś  $R$  promieniem zakrzywienia [m].

### **Problem 8.**

Oszacowanie wartości współczynnika obejścia dla chłodnicy powietrza składającej się z pęczka gładkich rur stalowych dla następujących danych:

- średnica wewnętrzna rur wynosi  $D_i$ ,
- układ rur szeregowy lub przestawny o rozstawie rur w kierunku wzdłużnym  $S_l$  a w kierunku poprzecznym  $S_2$ ,
- średnia temperatura powietrza w chłodnicy równa jest  $t_a$ .
- prędkość powietrza w najmniejszym przekroju wynosi  $w$ ,
- liczba rzędów rur wynosi  $n$ ,
- całkowite pole powierzchni wymiany ciepła wynosi  $A$ ,
- strumień objętości powietrza wynosi  $\dot{V}$ .

### **Wykorzystywane zależności:**

Współczynnik obejścia:

$$BF = \frac{t_3 - t_w}{t_1 - t_w}. \quad (5.8.1)$$

gdzie:  $t_1$  – temperatura powietrza przed chłodnicą,  $t_3$  – temperatura powietrza za chłodnicą,  $t_w$  – średnia temperatura ścianki,  $t_a = 0.5(t_1 + t_3)$ .

Zależność na współczynnik obejścia:

$$BF = \exp\left(-\frac{\alpha_f A_f}{c_p \rho_p \dot{V}_p}\right), \quad (5.8.2)$$

gdzie:  $\alpha_f$  jest współczynnikiem wnikania ciepła na powierzchni chłodnicy [ $W/(m^2 \cdot K)$ ],  $A_f$  polem powierzchni chłodnicy wraz z żebrami [ $m^2$ ],  $c_p$  – jest ciepłem właściwym powietrza [ $J/(kg \cdot K)$ ],  $\rho_p$  – gęstością powietrza [ $kg/m^3$ ],  $\dot{V}_p$  zaś jest strumieniem objętości powietrza [ $m^3/s$ ].

Średni współczynnik wnikania ciepła dla całej chłodnicy – wzór Gołogórskiego:

$$\alpha_p = \frac{\lambda_p}{D} C \Psi \left( \frac{w_o D \rho_p}{\mu_p} \right)^n \left( \frac{\mu_p c_p}{\lambda_p} \right)^{1/3} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right], \quad (5.8.3)$$

gdzie:  $\lambda_p$  – współczynnik przewodzenia ciepła powietrza [ $W/(m \cdot K)$ ],  $c_p$  – ciepło właściwe powietrza [ $J/(kg \cdot K)$ ],  $\rho_p$  – gęstość powietrza [ $kg/m^3$ ],  $\mu_p$  – lepkość dynamiczna powietrza [ $Pa \cdot s$ ],  $w_o$  – prędkość przepływu powietrza w najmniejszym przekroju [ $m/s$ ],  $D$  – średnica zewnętrzna rury [ $m$ ].

Współczynnik  $C$  dla układu szeregowego rur:

$$C = 0.19086 \left( \frac{S_q}{D} \right)^{33.490} \left( \frac{S_l}{D} \right)^{-33.328} \left( \frac{S_q}{S_l} \right)^{-33.508} \left( 1 - \frac{D}{S_q} \right)^{-0.14293}, \quad (5.8.4)$$

oraz:  $n = 0.63352$ .

Dla przestawnego układu rur:

$$C = 0.55101 \left( \frac{S_q}{D} \right)^{9.8464} \left( \frac{S_l}{D} \right)^{-9.8979} \left( \frac{S_q}{S_l} \right)^{-9.8556} \left( \left( \frac{S_q}{D} - 1 \right) / \left[ \sqrt{\left( \frac{S_q}{D} \right)^2 + 4 \left( \frac{S_l}{D} \right)^2} - 1 \right] \right)^{0.06456}, \quad (6.8.5)$$

oraz:  $n = 0.56537$ .

Parametr  $\Psi$  dla liczby rzędów rur większej lub równej 10 przyjmuje wartość 1.0, zaś dla liczby rzędów rur  $N < 10$  obowiązuje wzór:

$$\Psi = (0.1 \cdot N)^{0.12}. \quad (5.8.6)$$

### **Problem 9.**

Oszacowanie czasu potrzebnego do zamarznięcia na rurach parownika warstwy lodu wodnego dla następujących zadanych wartości:

- grubość warstwy namarznętego lodu wynosi  $\delta$ ,
- temperatura początkowa wody w zbiorniku wynosi  $t_l$ ,
- średnica wewnętrzna stalowych rur parownika wynosi  $D_i$ ,
- średnica zewnętrzna stalowych rur parownika wynosi  $D_o$ ,
- temperatura parowania równa jest  $t_o$ ,
- średnia temperatura zewnętrznej powierzchni rur parownika równa jest  $t_w$ ,
- wartość współczynnika wnikania ciepła po stronie wrzącego w rurach amoniaku wynosi  $\alpha_i$ ,
- wartość współczynnika wnikania ciepła po stronie ochładzanej wody wynosi  $\alpha_o$ ,
- pole powierzchni wymiany ciepła parownika równe jest  $A$ ,
- objętość ochładzanej wody w zbiorniku wynosi  $V$ .

### **Wykorzystywane zależności:**

Czas schłodzenia wody od temperatury początkowej do temperatury zamarzania:

$$\tau_1 = \frac{1}{3600} \frac{\rho_w V_w c_{pw}}{\alpha_o A_o} \ln \frac{t_w - t_p}{t_z - t_p} \quad [h] \quad (5.9.1)$$

gdzie:  $\rho_w$  jest gęstością wody [ $\text{kg/m}^3$ ],  $V_w$  jest objętością ochładzanej wody [ $\text{m}^3$ ],  $c_{pw}$  jest ciepłem właściwym wody [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ],  $\alpha_o$  jest współczynnikiem wnikania ciepła od schładzanej wody do powierzchni rur chłodnicy [ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ],  $A_o$  jest polem powierzchni wymiany ciepła chłodnicy [ $\text{m}^2$ ],  $t_w$  temperaturą początkową schładzanej wody [ $^\circ\text{C}$ ],  $t_z$  temperaturą zamarzania [ $^\circ\text{C}$ ],  $t_p$  średnią temperaturą zewnętrzną powierzchni rur chłodnicy [ $^\circ\text{C}$ ].

Czas utworzenia się na rurach parownika warstwy lodu o grubości  $\delta$  [m]:

$$\tau_2 = \frac{1}{14400} \frac{\rho_l [c_{pl}(t_z - t_p) + h_{sl}]}{\lambda_l (t_z - t_o)} \left[ \frac{D_z}{2} \left( Z_k - \frac{D_z}{2} \right) - \frac{D_o}{2} \left( Z_p - \frac{D_o}{2} \right) \right] \quad [h], \quad (5.9.2)$$

$$Z_p = D_o \left[ 2 \frac{\lambda_l}{\alpha_i D_i} + \frac{\lambda_l}{\lambda_t} \ln \frac{D_o}{D_i} \right] \quad [m], \quad (5.9.3)$$

$$Z_k = D_z \left[ 2 \frac{\lambda_l}{\alpha_i D_i} + \frac{\lambda_l}{\lambda_t} \ln \frac{D_o}{D_i} + \ln \frac{D_z}{D_o} \right] \quad [m], \quad (5.9.4)$$

gdzie:  $\rho_l$  jest gęstością lodu [ $\text{kg/m}^3$ ],  $c_{pl}$  jest ciepłem właściwym lodu [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ],  $\alpha_i$  jest współczynnikiem wnikania ciepła wewnątrz rur [ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ],  $D_i$  oraz  $D_o$  to odpowiednio wewnętrzna i zewnętrzna średnica rur parownika [m],  $D_z$  jest zewnętrzną średnicą rury obłożonej warstwą lodu  $D_z = D_o + 2\delta$  [m],  $\lambda_t$  oraz  $\lambda_l$  jest współczynnikiem przewodzenia ciepła odpowiednio: materiału rury i lodu [ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ],  $t_o$  jest temperaturą parowania czynnika chłodniczego wewnątrz rur [ $^\circ\text{C}$ ].

**Problem 10.**

Obliczanie współczynnika intensyfikacji wnikania ciepła przy przepływie powietrza w skraplaczu natryskowo-wyparnym dla następujących danych:

- do skraplacza dopływa powietrze o temperaturze  $t_a$  (według termometru suchego) i wilgotności względnej  $\varphi_i$ ,
- ze skraplacza wypływa powietrze o wilgotności względnej  $\varphi_o$ ,
- średnia temperatura wody chłodzącej wynosi  $t_w$ .

**Wykorzystywane zależności:**

Współczynnik intensyfikacji wnikania ciepła:

$$\xi = \frac{(h_w - h_a)_{sr}}{c_p (t_w - t_a)_{sr}} \quad (5.10.1)$$

gdzie:  $h_w$  - entalpia właściwa powietrza nasyconego o temperaturze wody (znajdującego się nad powierzchnią wody) [J/kg],  $h_a$  - entalpia właściwa powietrza w rdzeniu przepływu [J/kg],  $c_p$  - ciepło właściwe powietrza wilgotnego [J/(kg·K)].

Średnia wartość różnicy entalpii  $(h_w - h_a)_{sr}$  - średnia logarytmiczna:

$$(h_w - h_a)_{sr} = \frac{h_2 - h_1}{\ln\left(\frac{\bar{h}_w - h_1}{\bar{h}_w - h_2}\right)} \left[ \frac{J}{kg} \right], \quad (5.10.2)$$

gdzie:  $\bar{h}_w$  - średnia entalpia właściwa powietrza znajdującego się nad powierzchnią wody [J/kg],  $h_1$  oraz  $h_2$  - entalpie właściwe powietrza w rdzeniu przepływu [J/kg] odpowiednio: na wlocie i wylocie ze skraplacza.

## ZAŁĄCZNIK

### APROKSYMACJA WŁASNOŚCI TERMODYNAMICZNYCH ORAZ TERMOKINETYCZNYCH AMONIAKU W STANIE NASYCENI WIELOMIANAMI

Podstawowe własności termodynamiczne oraz termokinetyczne czynnika można aproksymować wielomianami. Jako najbardziej optymalne rozwiązanie dobrano aproksymację własności fizycznych  $Y$  za pomocą wielomianu piątego stopnia:

$$Y = \sum_{k=0}^5 \alpha_k t^k, \quad [t] = I^{\circ}C \quad (Z.1)$$

Zestawione poniżej własności czynnika zaczerpnięto z literatury [16,17]. Z uwagi na fakt, że własności fizyczne amoniaku ujęto w szerokim zakresie temperatur nasycenia, a mianowicie od  $-70^{\circ}C$  do  $+70^{\circ}C$ , aproksymacja wielomianem piątego stopnia nie zawsze okazuje się wystarczająca. Sytuacja ta ma miejsce szczególnie w przypadku zależności: temperatury nasycenia od ciśnienia, a także objętości właściwej pary suchej nasyconej od temperatury nasycenia. Za zasadnicze kryterium przyjęto bowiem, że maksymalny błąd aproksymacji (występujący z reguły w pobliżu granicznych wartości przedziału aproksymacji) nie powinien przekraczać około 3%. W dwóch wymienionych powyżej przypadkach, w celu uzyskania pożądanej dokładności aproksymacji, posłużono się zależnościami zmodyfikowanymi, a mianowicie:

- dla obliczenia temperatury nasycenia:

$$t = \sum_{k=0}^5 \alpha_k \ln(p)^k, \quad [p] = MPa \quad (Z.2)$$

- dla obliczenia objętości właściwej pary suchej nasyconej:

$$v'' = \exp\left(\sum_{k=0}^5 \alpha_k t^k\right) [t] = I^{\circ}C \quad (Z.3)$$

W Tabeli Z.1 zawarto współczynniki umożliwiające obliczanie wybranych własności amoniaku w oparciu o wzór (Z.1) lub, w przypadku wyznaczania temperatury nasycenia - wzór (Z.2), zaś dla objętości właściwej pary suchej nasyconej - wzór (Z.3). W tabeli tej podano również maksymalny błąd aproksymacji  $\delta$ .

**Tabela Z1.** Współczynniki do równań (Z.1) ÷(Z.3)

wiel-kość	jednostka	$\alpha_0$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\delta$ [%]
$p$	MPa	0.430275	0.016114	2.346215E-4	1.537461E-6	3.281429E-9	-4.454312E-12	0.956
$t$	°C	24.838699	32.447984	3.89318	0.42318	0.032201	0.001131	-0.007*)
$v'$	10 <sup>3</sup> ·m <sup>3</sup> /kg	1.565976	0.003364	1.284056E-5	6.163764E-8	4.670659E-10	2.961599E-12	0.006
$v''$	10 <sup>3</sup> ·m <sup>3</sup> /kg	5.660628	-0.03569	1.330369E-4	-6.38004E-7	2.378538E-9	-1.181575E-11	0.012
$h'$	kJ/kg	500.025552	4.752132	0.001874	-5.030895E-5	1.15492E-8	2.986752E-9	0.046*)
$h''$	kJ/kg	1.757353E+3	0.91558	-0.010359	-2.559264E-5	3.267227E-8	-2.8663E-10	-0.045*)
$hfg$	kJ/kg	1.257328E+3	-3.836552	-0.012233	2.471631E-5	2.112307E-8	-3.273382E-9	-0.009
$s'$	kJ/kg·K	0.999998	0.017305	-2.586455E-5	-1.318975E-7	1.365557E-10	1.042243E-11	6.719E-5*)
$s''$	kJ/kg·K	3.105332	-0.019444	5.509201E-5	3.30495E-6	1.770444E-9	-5.110815E-10	-0.853*)
$cp'$	kJ/kg·K	4.597621	0.005086	4.201397E-5	4.528013E-7	1.061761E-9	-1.312813E-11	-0.105
$cp''$	kJ/kg·K	2.505069	0.014528	1.508511E-4	6.609644E-7	6.07504E-9	4.115365E-11	-0.068
$\lambda'$	W/m·K	0.538395	-6.753781E-4	-1.191123E-5	-3.958532E-8	4.446856E-10	8.186473E-13	0.225
$\lambda''$	W/m·K	0.023233	1.223431E-4	5.202623E-7	1.116784E-9	1.114533E-11	1.161983E-13	0.178
$\mu'$	10 <sup>6</sup> ·Pa·s	192.341488	-2.013442	-0.004234	2.201833E-4	5.481518E-6	-8.781833E-8	-3.500
$\mu''$	10 <sup>6</sup> ·Pa·s	9.507149	0.039042	1.751824E-5	1.41092E-6	4.140822E-9	-1.514974E-10	1.544
$\nu'$	10 <sup>6</sup> ·m <sup>2</sup> /s	0.280848	-0.00268	-7.084989E-6	3.06108E-7	7.520622E-9	-1.204386E-10	-3.054
$\nu''$	10 <sup>6</sup> ·m <sup>2</sup> /s	11.640995	-0.230638	0.002577	-2.314966E-5	3.258735E-7	-2.623706E-9	-1.885
$a'$	m <sup>2</sup> /s	1.71193E-7	-2.496197E-10	-5.016265E-12	-2.467711E-14	1.777144E-16	1.217558E-18	-0.238
$a''$	m <sup>2</sup> /s	1.135495E-5	-2.769512E-7	3.350313E-9	-3.265287E-11	4.136506E-13	-2.977449E-15	-2.701
$Pr'$	-	1.639905	-0.013324	-9.500258E-6	1.800426E-6	4.182146E-8	-6.906101E-10	-2.518
$Pr''$	-	1.025	0.00475	4.04536E-5	3.341462E-7	1.493046E-9	-8.868791E-12	1.500
$\sigma$	10 <sup>3</sup> ·N/m	32.907086	-0.303771	2.543783E-4	4.945526E-7	1.968637E-9	8.855774E-12	-0.002
$\kappa$	-	1.430318	0.003001	2.973708E-5	1.544505E-7	1.096942E-9	1.15722E-11	-0.039
$\kappa_s$	-	1.318796	-6.908716E-5	-5.938914E-7	-5.472533E-10	-4.524887E-10	-1.148091E-12	-0.046
$wa$	m/s	417.120897	0.670111	-0.0032	1.424015E-5	1.934218E-7	-3.402894E-9	-0.477

\*) Dla wielkości takich jak temperatura, entalpia właściwa oraz entropia właściwa, ze względu na umownie przyjęty układ odniesienia, podano bezwzględny błąd aproksymacji wyrażony odpowiednio w: K, kJ/kg oraz kJ/kg·K. Uwaga: zapis 10<sup>6</sup>·Pa·s oznacza, że wartość obliczonej wielkości należy pomnożyć przez 10<sup>-6</sup>. Z kolei zapis 6.297348E-5 oznacza: 6.297348·10<sup>-5</sup>.

**Tabela Z2.** Ważniejsze oznaczenia wielkości występujących w niniejszej publikacji.

oznaczenie	wielkość
$p$	ciśnienie
$t$	temperatura
$v$	objętość właściwa
$h$	entalpia właściwa
$h_{fg}$	entalpia parowania
$s$	entropia właściwa
$cp$	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
$\lambda$	współczynnik przewodzenia ciepła
$\mu$	lepkość dynamiczna
$\nu$	lepkość kinematyczna
$a$	dyfuzyjność cieplna
$Pr$	liczba Prandtla
$R$	indywidualna stała gazowa
$\kappa$	stała Poissona
$\kappa_s$	wykładnik izentropy
$w_a$	prędkość dźwięku w parze suchej nasyconej
$\sigma$	napięcie powierzchniowe
	Indeksy: k – skraplanie o – parowanie t - tloczenie ' ciecz nasycona " para sucha nasycona

## LITERATURA

1. Badykkes I.S.: *Czynniki i procesy ziębnicze*, WNT, Warszawa, 1966.
2. Badykkes I.S.: *Obobscziennyj metod rscziota termodinamiczieskich swojstw choolidilnych agentow*, Gostorgizdat, Moskwa, 1963.
3. Boldvig F.V. (red.): *Ammonia as a refrigerant*, International Institute of Refrigeration, Paris, 1993.
4. Bonca Z., Butrymowicz D., Dambek D., Depta A., Targański W.: *Czynniki chłodnicze i nośniki ciepła. Poradnik. Własności cieplne, chemiczne i eksploatacyjne*, wydanie II, MASTA, Gdańsk, 1998.
5. Butrymowicz D.: Amoniakalne systemy chłodzenia z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem pośredniczącym, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1995, Vol. 2, No 3, str. 100-102.
6. Butrymowicz D.: Wybrane własności czynników chłodniczych (1). Czynnik HFC-134a (R 134a), *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, Vol. 3, No 7, 1996.
7. Dvořák Z., Petrák J.: *Własności cieplne czynników chłodniczych*, WNT, Warszawa, 1982.
8. Dvorak Z., Petrak J.: Beitrag zur Ermittlung von thermodynamischen Eigenschaften der Kältemittel R 22, R 502 und des Ammoniaks, *Ki Klima + Kälte-Ingenieur*, No 10, 1975, str. 351-356.
9. Jung D., Radermacher R.: Transport properties and surface tension of pure and mixed refrigerants, *ASHRAE Trans.*, Vol. 97, part 1, 1991.
10. Kalinowski K., Paliwoda A., Bonca Z., Butrymowicz D., Targański W.: *Amoniakalne urządzenia chłodnicze. Tom I*, wyd. MASTA, Gdańsk, 2000.
11. Kalinowski K.: Amoniak – czynnik chłodniczy z przeszłością i przyszłością. Część I,

- Ogólne informacje o czynniku chłodniczym, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, Vol. 1, No 2, 1994, str. 49-50.
12. Kalinowski K.: Amoniak – czynnik chłodniczy z przeszłością i przyszłością. Część II, Ogólne zagadnienia bezpieczeństwa związane ze stosowaniem amoniaku, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, Vol. 1, No 3, 1994, str. 79-81.
  13. Kalinowski K.: Amoniak – czynnik chłodniczy z przeszłością i przyszłością. Część III, Jak podwyższyć bezpieczeństwo amoniakalnej instalacji chłodniczej, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, Vol. 1, No 4, 1994, str. 122-123.
  14. Kleckij A.W.: Urawnienija sostojanija i tiermodinamiczieskoje swojstwa ammiaka, *Chłodilnaja Technika*, No 9, 1978, str. 40-43.
  15. Paliwoda A.: Postęp techniczny w budowie, zastosowaniach i bezpieczeństwie eksploatacji amoniakalnych urządzeń chłodniczych, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*:  
Część I. Amoniak – wydajny, bezpieczny i ekonomiczny czynnik chłodniczy, Vol. 2, No 2, 1995, str. 71-76;  
Część II. Nowe kierunki w budowie urządzeń, Vol. 2, No 4, 1995, str. 155-160;  
Część III. Zastosowania amoniakalnych układów pośredniego chłodzenia, Vol. 5, No 3, 1985, str. 115-119.
  16. Petrák J., Klazar L.: *Termokinetické vlastnosti chladičů*, Wyd. ČVUT, Praha, 1993.
  17. Petrák J., Klazar L.: *Teplné vlastnosti ekologicky vhodných chladičů*, Wyd. ČVUT, Praha, 1992.
  18. Rombusch U.K.: Ein erweitertes Korrespondenzprinzip zur Bestimmung von Zustandsgrößen, *Allgemeine Wärmetechnik*, Vol. 11, No 3, 1962, str. 41-50.