



ORKUSTOFNUN
Jarðhitadeild

Unbind

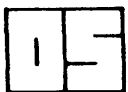
**VÄRMEPUMPA OCH HÖGE VÄRMEKÄLLA-
TEMPERATUR**

Projekt i kylteknik högre kurs 1986-1987

María Jóna Gunnarsdóttir

OS-87014/JHD-10 B

Mars 1987



ORKUSTOFNUN

Grensásvegi 9, 108 Reykjavík

**VÄRMEPUMPA OCH HÖGE VÄRMEKÄLLA-
TEMPERATUR**

Projekt i kylteknik högre kurs 1986-1987

María Jóna Gunnarsdóttir

OS-87014/JHD-10 B

Mars 1987

FORMÁLI

Síðastliðið haust fór ég í fjögurra mánaða námsleyfi á vegum Orkustofnunar til framhaldsmenntunar við Kungliga Tekniska Högskolan í Stokkhólmi, við varma-og kælitæknideildina (Mek.värmeteori kylteknik). Þeirri deild stýrir Prof.Erik Granryd og vann ég þar undir hans leiðsögn að þessu verkefni.

Síðari hlutar námsdvalar vann ég að tilraun með varmadælu. Aðaláhugasviðið var að gera athugun á nýtni varmadælu við herra hitastig á varmagjafa en tíðkast annars staðar vegna þeirra sérstöku aðstæðna sem hér eru í sambandi við jarðhita. Hér á landi hafa verið settar upp nokkrar minni varmadælur sem nýta 20-40°C heitt vatn úr nálægum volgrum. Þessar varmadælur hafa ekki skilað þeim nýtnistuðli sem vænta mátti og er því fróðlegt að athuga hvar skóinn kreppir.

Tilraunin var gerð á þann hátt að varmadæla var keyrð með 10 til 40°C heitu vatni sem varmagjafa og látin skila 55°C heitu ofnavatn. Það sem skiptir meginmáli við að nýta þennan tiltölulega háa hita er að uppgufari og þensluloki séu nógu stórir og því var tilraunin gerð með tveimur stærðum af þenslulokum. Niðurstöðurnar sýna hvaða uppgufunarhiti og nýtnistuðull nást með hækkandi hita á varmagjafa og hvernig önnur atriði breytast við hækkandi hita og þrýsting. Í töflum frá framleiðendum þensluloka er ekki gefið herra uppgufunarhitastig en 10°C en hæsta uppgufun sem náðist var 27,5°C en þá var yfirhitun orðin nær 9°C.

Meginniðurstaða þessarar tilraunar er að við 15-40°C volgrur sem varmagjafa fyrir varmadælur næst nýtnistuðull (COP) á bilinu 4 til 6 og er þá eingöngu tekið tillit til rafmagnsnotkunar á þjöppu. Önnur rafmagnsnotkun, t.d. á dælur, er breytileg eftir aðstæðum en gæti lækkað nýtni um 10 til 30%.

INNEHÅLL

	Bls.
1 INLEDNING	3
2 PROVUTRUSTNING	4
3 MÄTRESULTAT	6
3.1 Värmeeffekt och värmefaktor	6
3.2 Kompressorverkningsgrader	7
4 RESULTAT	8

TABLER

1 Mätresultat	10
2 Kompressorverkningsgrader	11

FIGURER

1 Skiss över anläggningen	5
2 Värmeeffekt och eleffekt	12
3 Värmefaktorer	13
4 Värmebalanse	14
5 Forångere	15
6 Kondensor	16
7 Den volymetriska verkningsgrad	17
8 Den totala isentropiska verkningsgrad	18

1 INLEDNING

På Island svarar geotermisk värme för 80% av all uppvärmning och behov och intresse för andra uppvärmningsformer har därför icke varit särskild stor. Men en geotermisk reservoar är icke outtömlig även om man har betett sig som den var. Hos de flesta fjärrvärmeverker är envägssystem som innebär att 25-40°C varmt returvatten ledes ut i cloaken. Nu står många fjärrvärmeverker föran brist på resurser och där kunde värmepumpen vara en lösning. Islands näst största by Akureyri har redan valt denna lösning och sat upp 2,6 MW värmepump som har returvatten från en del av byn som värmekälla. Värmepumpen svarar för ca. 10% av byns energibehov.

Ett annat potential för värmepumper är de städer där det endast är adgang till geotermisk värme med låg temperatur 15-40°C. Ved denna temperatur på värmekällan kan förväntas höga värmefaktorer och därvid god ekonomi. Men detta har tyvärr icke varit tillfället på de systemer där det har varit gjorda mätningar på. Som ett exempel en 12 kW värmepump på norra Island med en värmekälla på 36°C har en värmefaktor på 3,1 som är endast ca. 30% av Carnot där det räknas med att det kunde uppnås 28°C förångningstemperatur och 58°C kondenserings-temperatur.

Dette projekt går ut på att köra en vatten/vatten värmepump med 10-40°C varmt vatten som värmekälla och konstant radiatorvatten från värmepumpen på 55°C. Resultaterna skall visa vilken förångningstemperatur uppnås och vad värmefaktorn då bliver. De respektive verkningsgrader för kompressoren räknas ut från mätvärdena. De må understreges här att det icke är tagit hänsyn till elförbrukning av annat utstyr en kompressor i värmefaktorn därsom disse kan vara mycket olika i de enkelte systemer.

2 PROVUTRUSTNING

Värmepumpen är en Thermia modul 25 med värmeeffekt på 22,5 kW. Den är försynat med hetgasvärmväxlare och en underkøler voraf hetgasvärmväxlaren var avkopplat. Förångare och kondensor är utført som s.k. laminärströmsvärmväxlere. Den ursprunglige kompressor var inte i systemet, istället var där sat en förhåldandevis små hermetisk kompressor Copeland typ CRG1-0250 med nominell eleffekt på 1,8 kW och kylkapacitet 7,9 kW för R22 och slagvolym 9,32 m³/h. I systemet blev där först sat en expansionsventil Danfoss TF5-2 (dyse 1) med nominell kylkapacitet 11 kW, därefter blev den utskiftet med en mindre TF2-1 (dyse 3) med nominell kylkapacitet på 5 kW.

Kylkapaciteten i Danfosskatalogen over expansionsventiler är taget ut vid 10°C förångning, längre upp går tabellerne icke. Så ett av frågorna man ville få svar vid var hur vil expansionsventilen bete sig vid högre förångningstemperatur. Kølemedlet blev valgt R12 og fyllningen var 3,5 kg.

På figur 1 är skiss över systemet och där visas också mätpunkterne. Mätredskaper blev kalibrerad som resulterede i utskiftning av bägge vattenmätare och en nödvändig korrigering av avläsninger på högtrycksmanometeren.

Föremålet med anläggningen var att hålla konstant kondenserings-temperatur således att vatten till radiatorkretsen blev ca. 55°C medan temperaturen på värmekällan blev ändrat från 10-40°C. Detta blev uppnått med to elpatroner inställt på 6 och 3 kW och en 3 fas växelström varaf var fas gav 0,7 kW ialt 2,1 kW, dessa kunde kombineres efter önskemål. KWh-mätare var kopplat til respektive kompressor och elpatroner. På hetvattenkretsen var det sat en Danfoss termostatisk ventil till styring av vattentemperatur. Flødet i hetvattenkretsen var konstant 0,33 l/s och i kaltkretsen 0,49 l/s.

JHD-VT-9000. MJG
87.01. 0083/01 SL

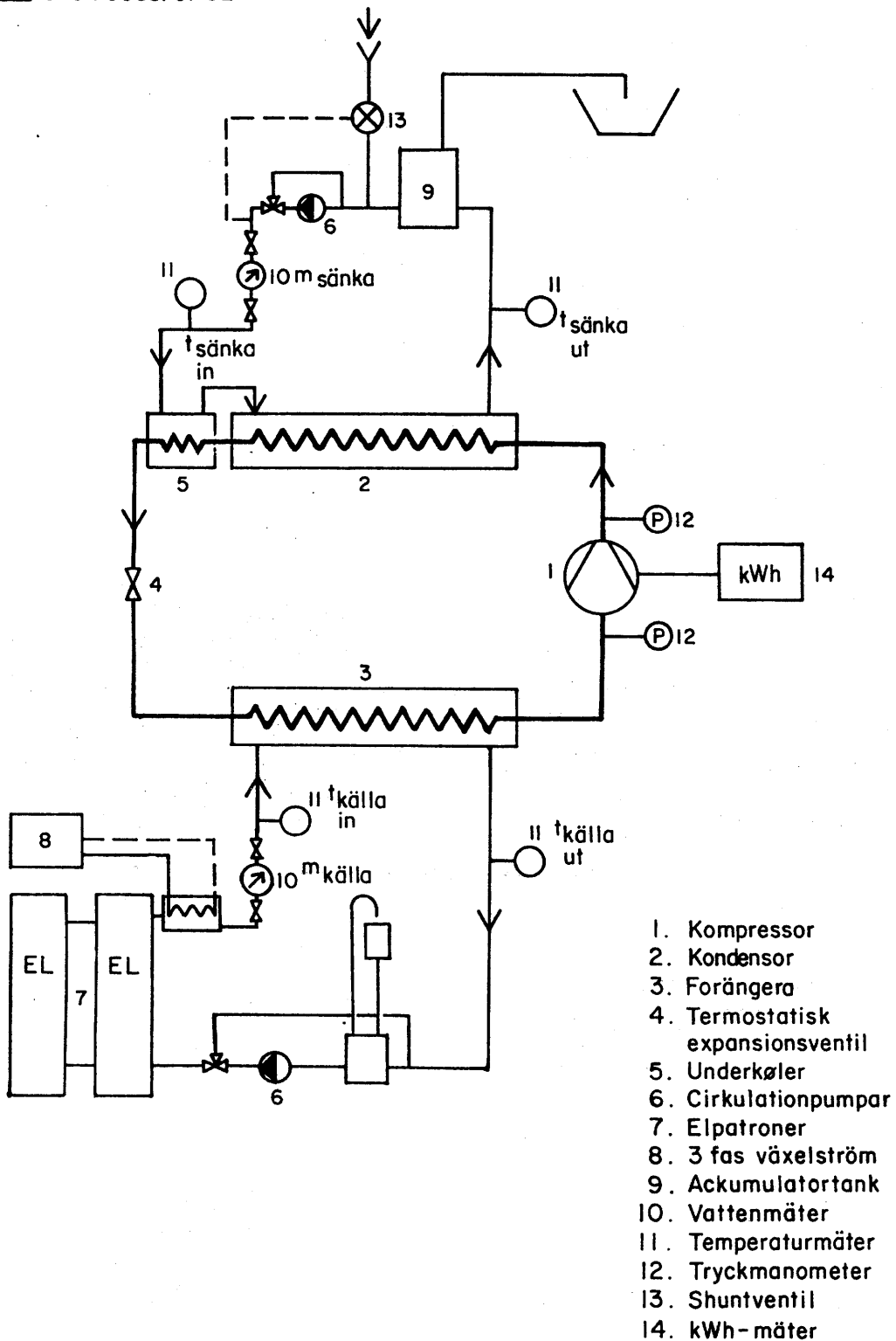


Fig 1 Skiss över anläggningen

3 MÄTRESULTAT

3.1 Värmeeffekt och värmefaktor

I tabel 1 är huvudresultaterna. Där kommer fram att vid en ökning av temperatur på värmekällesidan från 8,6 til 39,2°C ökas värmefaktor COP från 3,4 til 6,16 och i samma intervall ökas förångningstemperatur från 2,3 till 27,5°C.

Högsta förångningstemperatur som blev uppnått var 27,5°C även om vattentemperaturen var när vid 40°C. Överhetningen ökas något från 4,5 til 8,7°C vid oändrade inställning men detta kunde evt. blivit inställt men blev icke gjort här.

På figur 2 visas värmeeffekt och eleffekt som funktion av förångningstemperaturen t_2 och där ses att avgiven värmeeffekt ökar från 5,5 kW til 12,6 kW altså mera en fördoblas. Elförbruket ökar som förväntat något från 1,62 kW til 2,04 kW.

På figur 3 visas värmefaktor som funktion av COP Carnot. Till jämförelse är in-tecknat linjer som representerar 50 och 60% av Carnot's värmefaktor. Detta räknas som gott resultat för ett system och på figuren kan ses att resultaterna från proven är ganska tillfredsställande, 60% och däröver uppnås vid förångningstemperaturer från 9 til 20°C med en lutning till bägge sider. På figur 3 visas också värmefaktor som funktion av förångningstemperatur t_2 respektiv vattentemperatur t_{in} i förångaren på värmekällesiden. Där ses bl.a. att vid en värmekälla vid temperatur 25°C kan förväntas i detta system förångning ved 16°C och värmefaktor knapt 5.

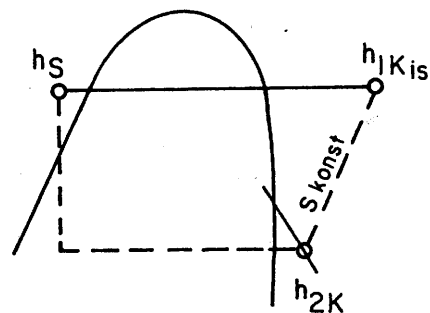
Som en kartläggning av nogranhet på mätningarna är jämförelse mellan tillfört effekt $Q_2 + E_t$ (kyleffekt+eleffekt) och avgiven värmeeffekt Q_1 . Detta visas i figur 4 och ser ut till att stämma gott överens. Sätts därimot in mätpunkter för den mindre expansionsventil TF2-1 kommer det fram mycket mera oregel-mässighet på mätningar och är det på grund av stora svängningar i temperaturer och där medföljande onogranhet.

3.2 Kompressorverkningsgrader

Den av kompressorns insugne volymen är mindre än slagvolymen V_s bl.a. på grund av att i varje kolvkompressor finns ett s.k. skadligt rum där en viss köldmediemängd stängs in. Detta reducerar den volym som vid varje slag kan insugas. Den volymetriska verkningsgrad η_s säger till om hur stor del av volymen aktivt deltar i processen och är därför en mätning på om kompressorn fungerar tillfredsställande. Denna är avhängig av tryckförhållandet (P_1/P_2) mellan kondenserings- och förångningstrycket. I denna prov är kondenseringsstryck P_1 konstant 14,6 ab.bar (58°C) och tryckförhållandet varierar från 4,4 ned till 2,1. Vid ett prov genomfört på KTH av P.H.Neumberg för 4 kW hermetisk kompressor med R22 blev den volymetriska verkningsgrad η_s i samma tryckintervall 0,68 till 0,85. Egna prov med R12, visas i tabel 2, resulterade däremot i η_s från 0,73 till 0,9, lidit högra verkningsgrad än försträdda proven med R22.

Kompressorns totala isentropiska verkningsgrad η_{ad} är verkningsgraden på själva kompressionen, för kölemediet η_s , den mekaniska η_{mk} och elmotorens η_{el} varvid den hermetiska kompressorn betraktats som en "black box". Som referensprocess räknas kompression av köldmedieångan från tillståndet vid inloppet till kompressorns hölje. Den totala isentropiska verkningsgrad varierar från 0,59 till 0,65, se tabel 2.

Till att hitta kompressorens volymetriska och den totala isentropiska verkningsgrad blev mätpunkterna tecknat in i ett h - $\log P$ diagram och tillhörande enthalpi och volymitet avläst som ger den volymetriska köldalsstring q_v och volymetriska energibehovet e_v .



h - $\log P$ diagram

$$\text{Med} \quad q_v = (h_{2k} - h_s)/v_{2k} \quad (\text{kJ/m}^3) \quad (1)$$

$$\text{och} \quad e_v = (h_{1k, is} - h_{2k})/v_{2k} \quad (\text{kJ/m}^3) \quad (2)$$

$$h_{1k, is} - h_{2k} = \text{entalpiändring vid isentropisk kompression} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_{2k} - h_s = \text{entalpiändring vid förångning} \quad (\text{kJ/kg})$$

v_{2k} = specifik volymen vid kompressorns
insugningsställe (m³/kg)

Volymetrisk verkningsgrad η_s fås från

$$\eta_s = Q_2 / (V_s q_v) \quad (3)$$

V_s slagvolym (9,32 m³/h = 0,00259 m³/s för använd kompressor)

Den totala isentropiska verkningsgrad η_{ad} fås från sambandet

$$E_t = (\eta_s / \eta_{ad}) \epsilon_v V_s \quad (4)$$

hvor (om man bortser från inverkan av ångans överhettning då den passerar elmotorn före kompressorinloppet):

$$\eta_{ad} = \eta_s \eta_{mk} \eta_{el}$$

och E_t = kompressorns driveffekt (el)
 ϵ_v = volymetriskt kompressorarbete vid
isentropisk kompression, jfr. ekv 2

På figur 7 och 8 visas den volymetriska respektive den isentropiska verkningsgraden som funktion av tryckförhållandet. I diagrammen finns resultat infört från prov genomförda av Per Henrik Naumberg. Den volymetriska verkningsgrad stämmer gott överens medan den totala isentropiska svänger mera oregelbundet men denna är mera känslig för onogranhet i avlesning.

4 RESULTAT

Konklusionen av detta försök är att vid höge värmekällatemperatur skulle där kunde uppnås högra värmefaktor en praktiken har visat på Island som f.e. värmefaktor 3.13 vid 36°C. Här har erhållits värmefaktorer i intervallet 4-6 då värmekällans temperatur ändras från 15 till 35° och då värmeavgivning skerr vid $t_l = 58^\circ\text{C}$ och framledningstemperaturen är nästan densamma.

I proven blev icke taget hensyn til annat utstyr en kompressorn i värmefaktorn men hvis der blev f.e. räknat med att tilbehör behövede 0,5 kW, ville värmefaktoren enligt proven variera från 2,6 vid 8,6°

C vattentemperatur till 5,0 vid 39,2°C. Proven har också visat att även om tabeller för Danfoss expansionsventiler icke visar högre förångningstemperatur end 10° kan i alla fall 27° förångning uppnås såframt ventilen icke är försynat med MOP funktion.

Tabel 1 Mätresultat

Prov nr	t _{källa in} °C	t _{källa ut} °C	Δt °C	t ₂ °C	t _{2k} °C	Δt ø.het °C	t _{sänka ut} °C	t _{sänka in} °C	Δt °C	Q ₂ kW	E _t kW	Q _{2+E_t} kW	Q ₁ kW	Varme-faktor Cop	Cop Carnot	Cop % av Carnot
TF5-1																
13	8,6	6,7	1,9	2,3	6,8	4,5	56,0	52,0	4,0	3,90	1,62	5,52	5,53	3,40	5,94	57
14	13,0	10,8	2,2	5,6	11,0	5,4	56,0	51,0	5,0	4,52	1,72	6,24	6,22	3,62	6,32	57
17	12,8	10,5	2,3	5,6	10,7	5,1	56,5	52,0	4,5	4,72	1,73	6,45	6,22	3,60	6,32	57
15	17,0	14,2	2,8	9,0	14,5	5,5	56,0	50,5	5,5	5,75	1,81	7,56	7,60	4,20	6,76	62
4	19,6	16,8	2,8	11,5	17,1	5,6	55,2	49,5	5,7	5,87	1,84	7,71	7,88	4,28	7,12	63
16	20,5	17,4	3,1	12,0	17,8	5,8	55,5	49,4	6,1	6,36	1,85	8,21	8,30	4,49	7,20	62
3	22,5	19,0	3,5	14,0	20,0	6,0	55,8	49,5	6,3	6,77	1,90	8,68	8,71	4,58	7,52	61
11	28,8	24,9	3,9	19,6	26,3	6,7	55,2	48,1	7,1	8,00	1,96	9,96	9,80	5,16	8,62	60
12	33,8	29,1	4,7	23,0	31,0	8,0	54,0	45,6	8,4	9,26	1,98	11,24	11,06	5,59	9,46	59
9	36,0	31,4	4,6	25,0	33,2	8,2	54,0	45,9	8,1	9,40	2,02	11,42	11,10	5,71	10,03	57
18	36,4	31,5	4,9	25,2	33,3	8,1	53,3	45,0	8,3	10,06	2,02	12,08	11,48	5,68	10,09	56
10	39,2	33,9	5,3	27,5	36,2	8,7	54,0	44,9	9,1	10,88	2,04	12,92	12,58	6,16	10,85	57
TF2-1																
21	9,7	7,0	2,7	5,2	8,0	2,8	57,0	53,0	4,0	5,54	1,70	7,24	5,53	3,25	6,27	52
19	10,0	7,0	3,0	5,2	8,2	3,0	57,2	52,8	4,4	6,16	1,72	7,88	6,08	3,53	6,28	56
20	12,7	9,4	3,0	6,5	10,5	4,0	56,0	50,7	5,3	6,77	1,75	8,52	7,33	4,19	6,43	65
22	17,8	14,1	3,7	9,8	15,1	5,3	56,4	51,0	5,4	7,60	1,85	9,45	7,47	4,04	6,87	59
23	23,5	19,6	3,9	14,6	20,1	5,5	55,6	50,1	5,5	8,01	1,90	9,91	7,60	4,00	7,63	52
24	28,9	25,0	3,9	19,0	26,2	7,2	55,1	47,9	7,2	8,01	1,96	9,97	9,95	5,08	8,49	60
25	34,8	30,1	4,7	22,9	32,9	10,0	54,6	46,1	8,5	9,65	2,00	11,65	11,60	5,80	9,43	62
26	37,7	32,8	4,9	25,0	36,2	11,2	54,5	46,5	8,0	10,06	2,01	12,07	11,06	5,50	10,03	55

t₁ Kondensstemperatur är konstant 58 °C

m_·källa = 0,69 l/s (H₂O)

m_{sänka} = 0,33 l/s (H₂O)

Tabel 2 Kompressorverkningsgrader

Prov nr	t_2 °C	P_1/P_2	Q_2 kW	E_t kW	qv kJ/m ³	ϵv kJ/m ³	η_s	η_s/η_{ad}	η_{ad}
13	2,3	4,36	3,90	1,62	2000	509	0,75	1,23	0,61
14	5,6	3,98	4,30	1,72	2204	531	0,75	1,25	0,60
17	5,6	4,00	4,72	1,73	2204	531	0,83	1,26	0,66
15	9,0	3,56	5,34	1,81	2522	545	0,82	1,28	0,64
4	11,5	3,32	5,87	1,84	2756	561	0,82	1,27	0,65
16	12,0	3,25	5,95	1,85	2825	575	0,81	1,24	0,65
3	14,0	3,06	6,49	1,90	2974	553	0,84	1,33	0,63
11	19,6	2,60	8,00	1,96	3631	523	0,85	1,45	0,59
12	23,0	2,40	9,26	1,98	4100	533	0,87	1,43	0,61
9	25,0	2,25	9,40	2,02	4336	559	0,84	1,40	0,60
18	25,2	2,25	10,06	2,02	4336	559	0,90	1,40	0,64
10	27,5	2,10	10,88	2,04	4701	522	0,89	1,51	0,59

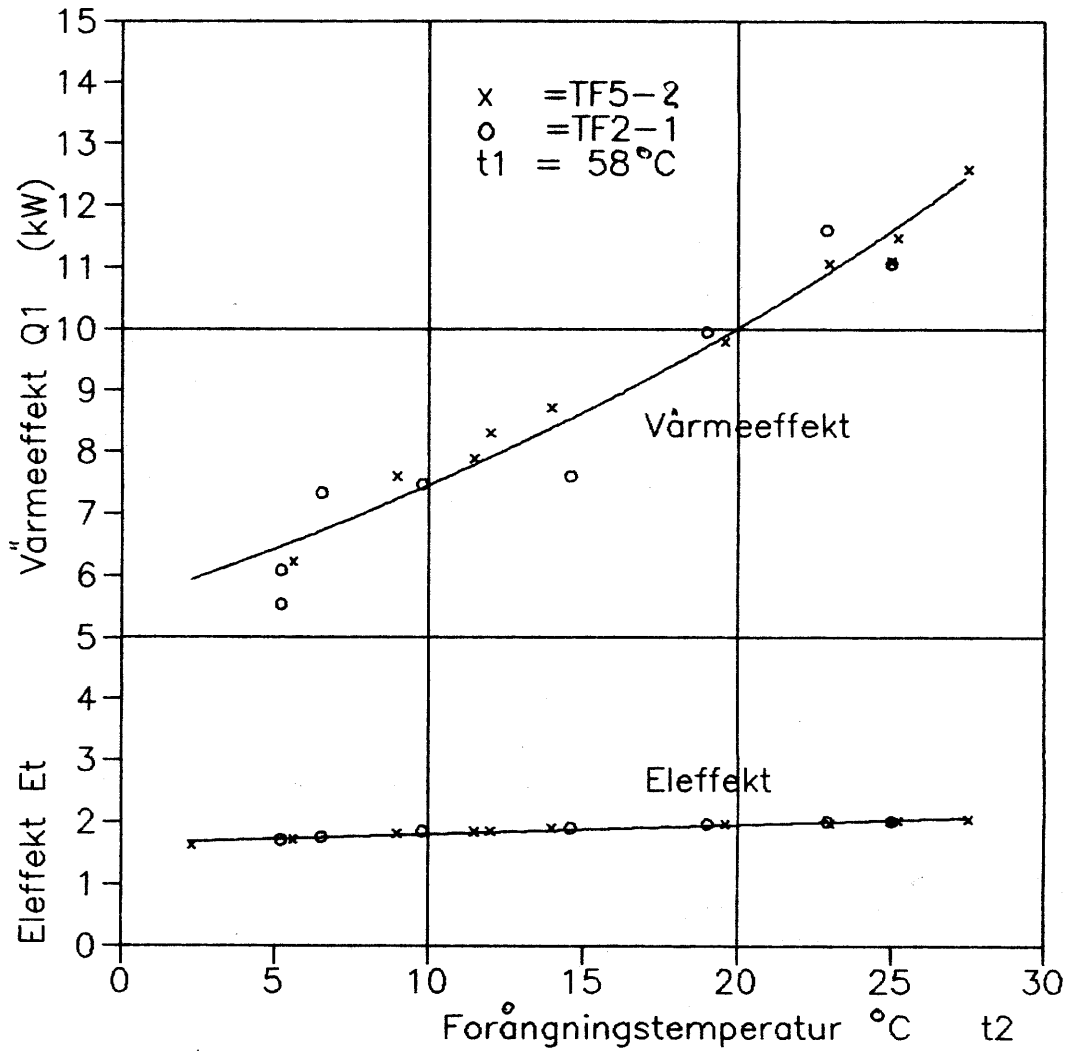


Fig. 2 Värmeeffekt och eleffekt

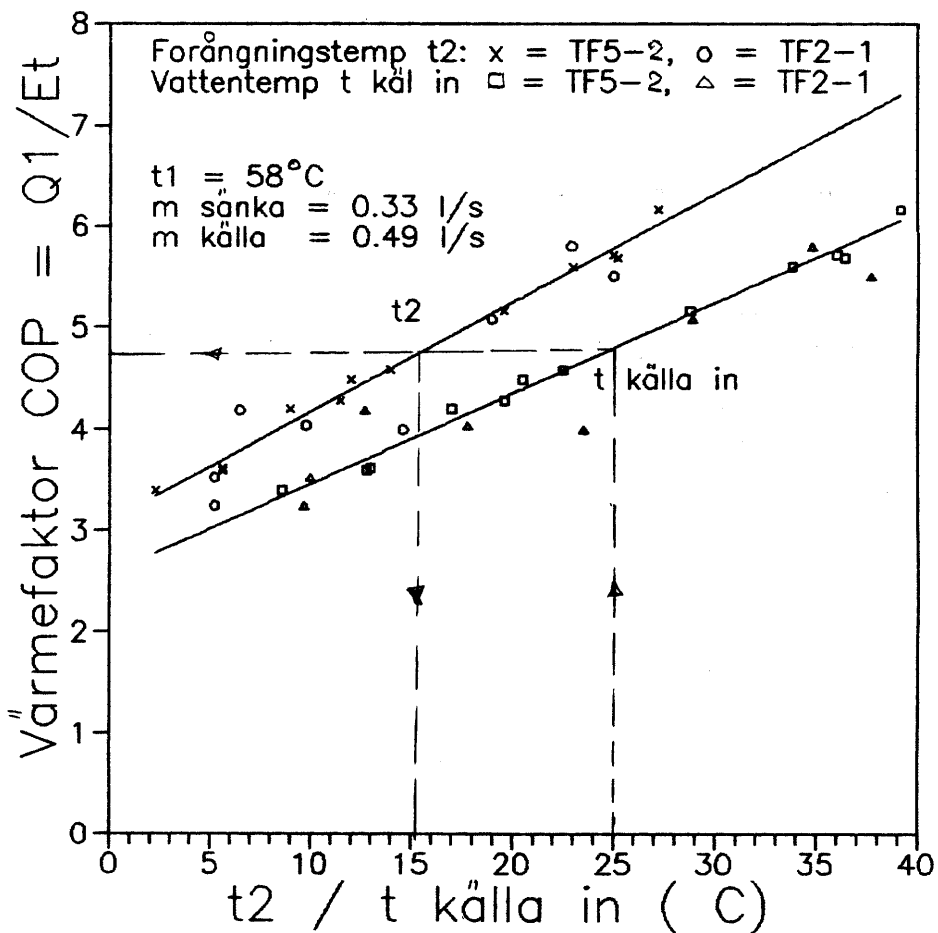
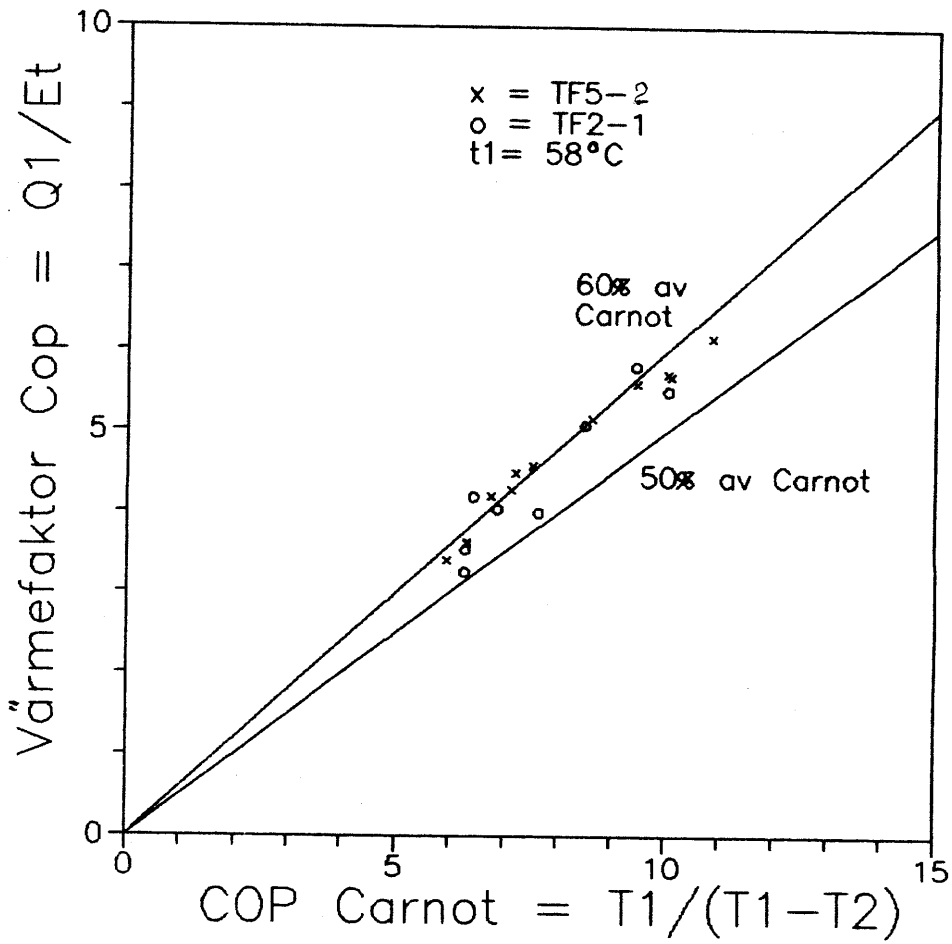


Fig. 3 Värmefaktorer

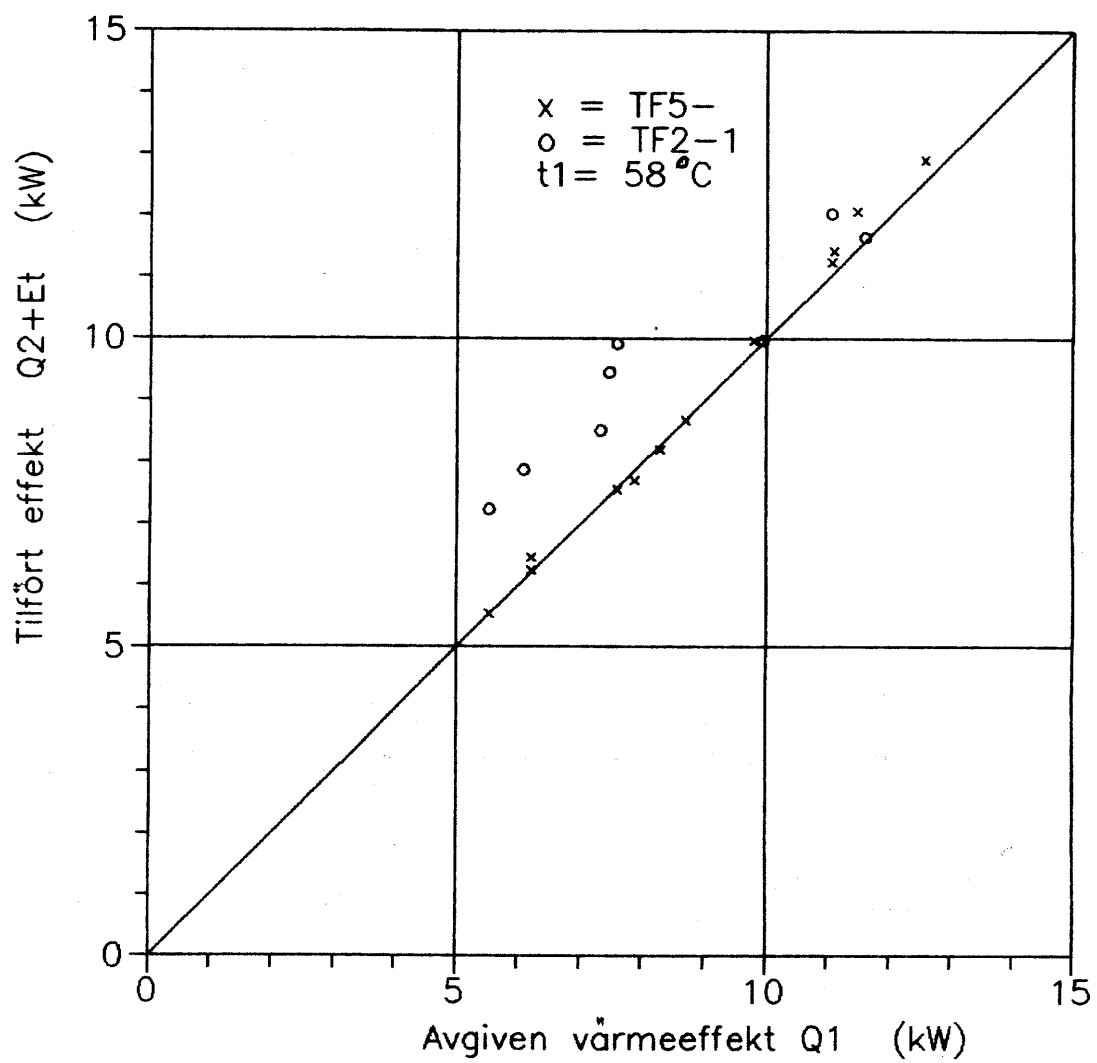


Fig. 4 Värmebalanse

JHD VT 9000 MJG
84 03 0309 IS

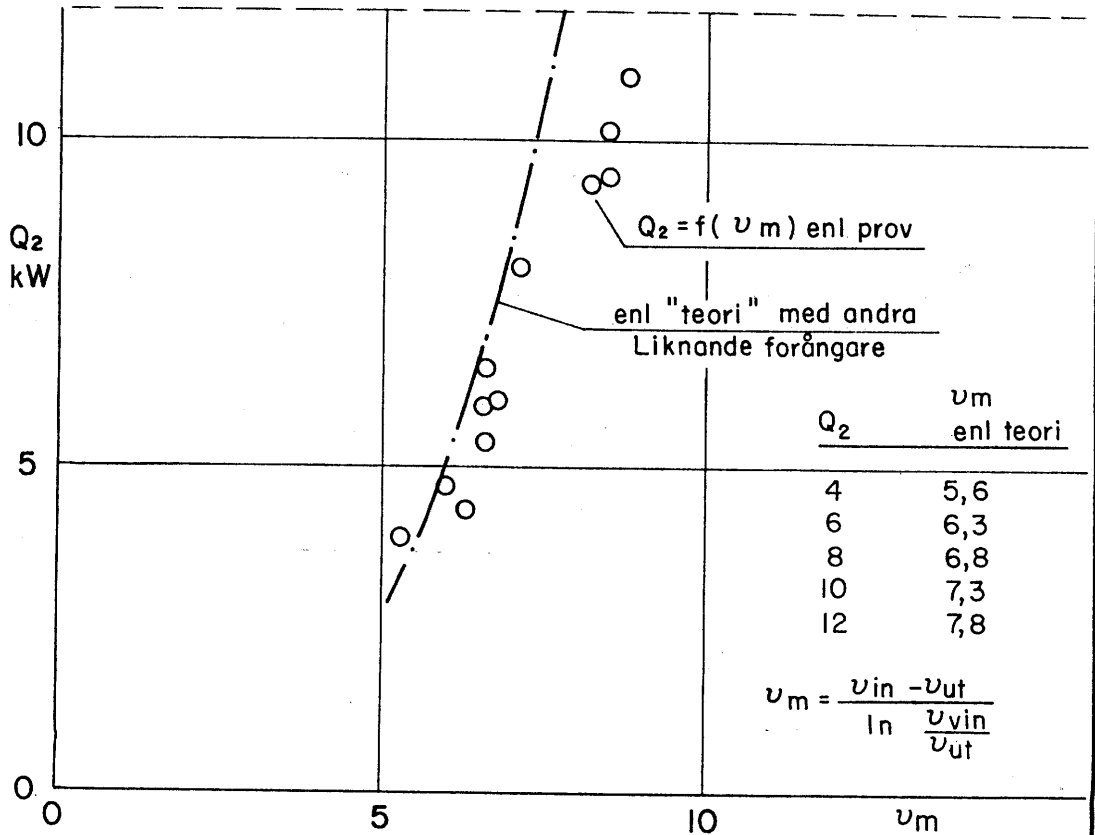
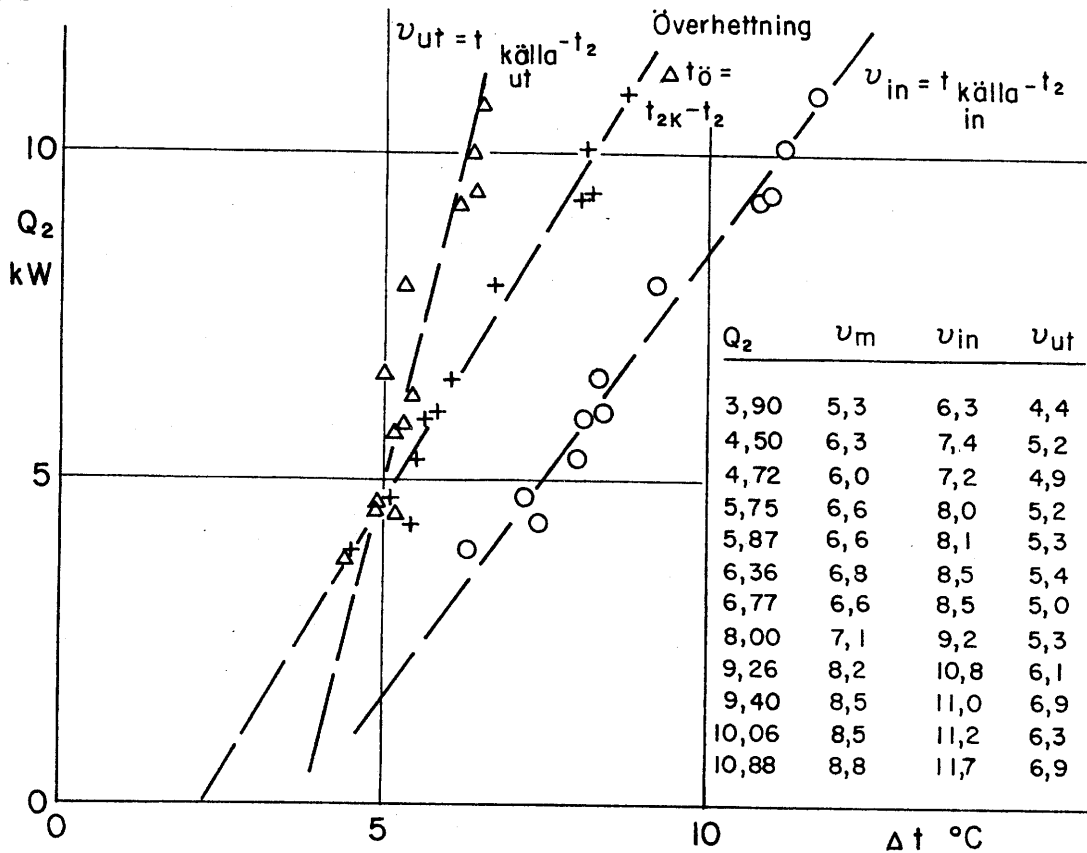
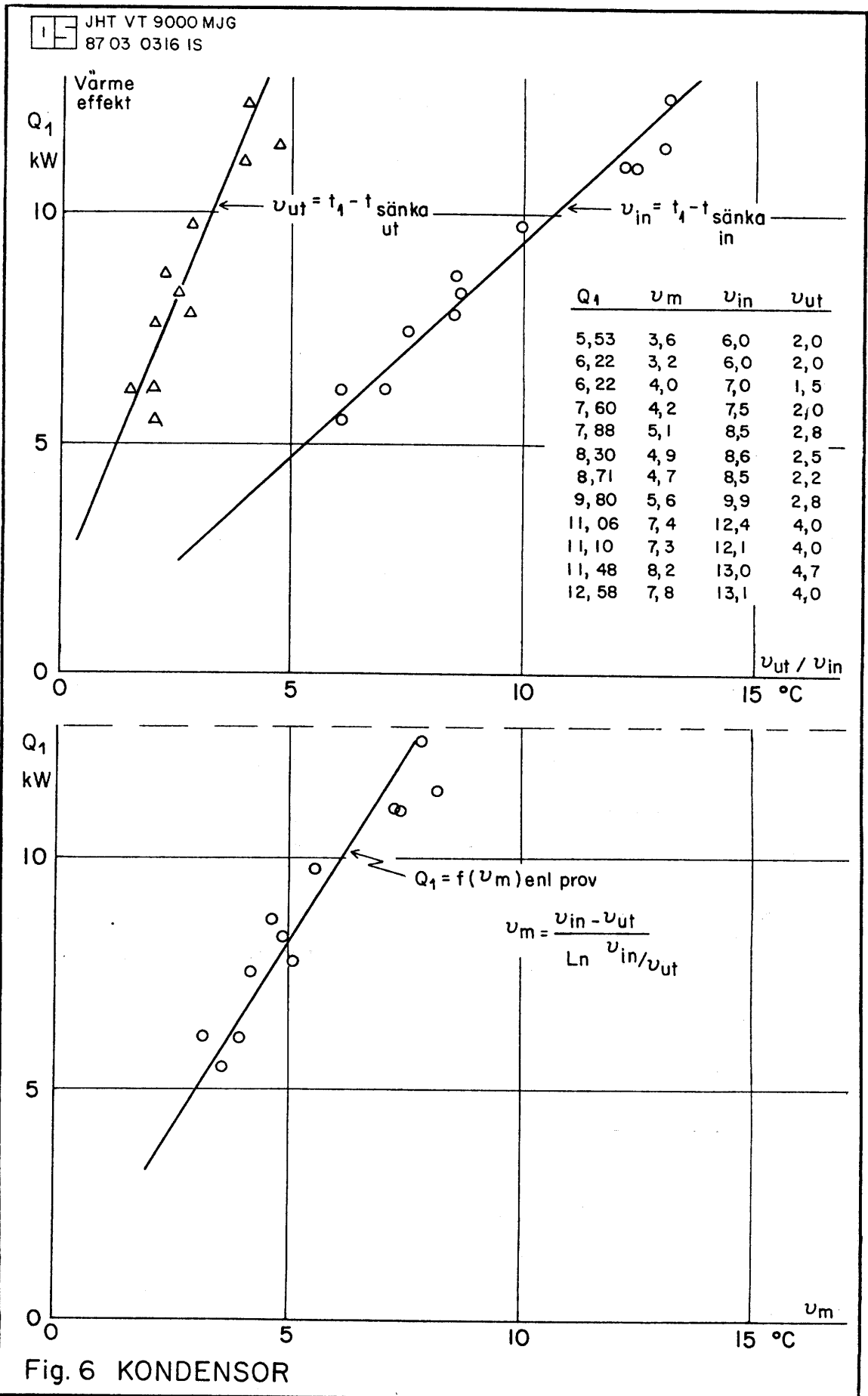


Fig. 5 FORÅNGERE



KOMPRESSORPROV KOMP3 R22

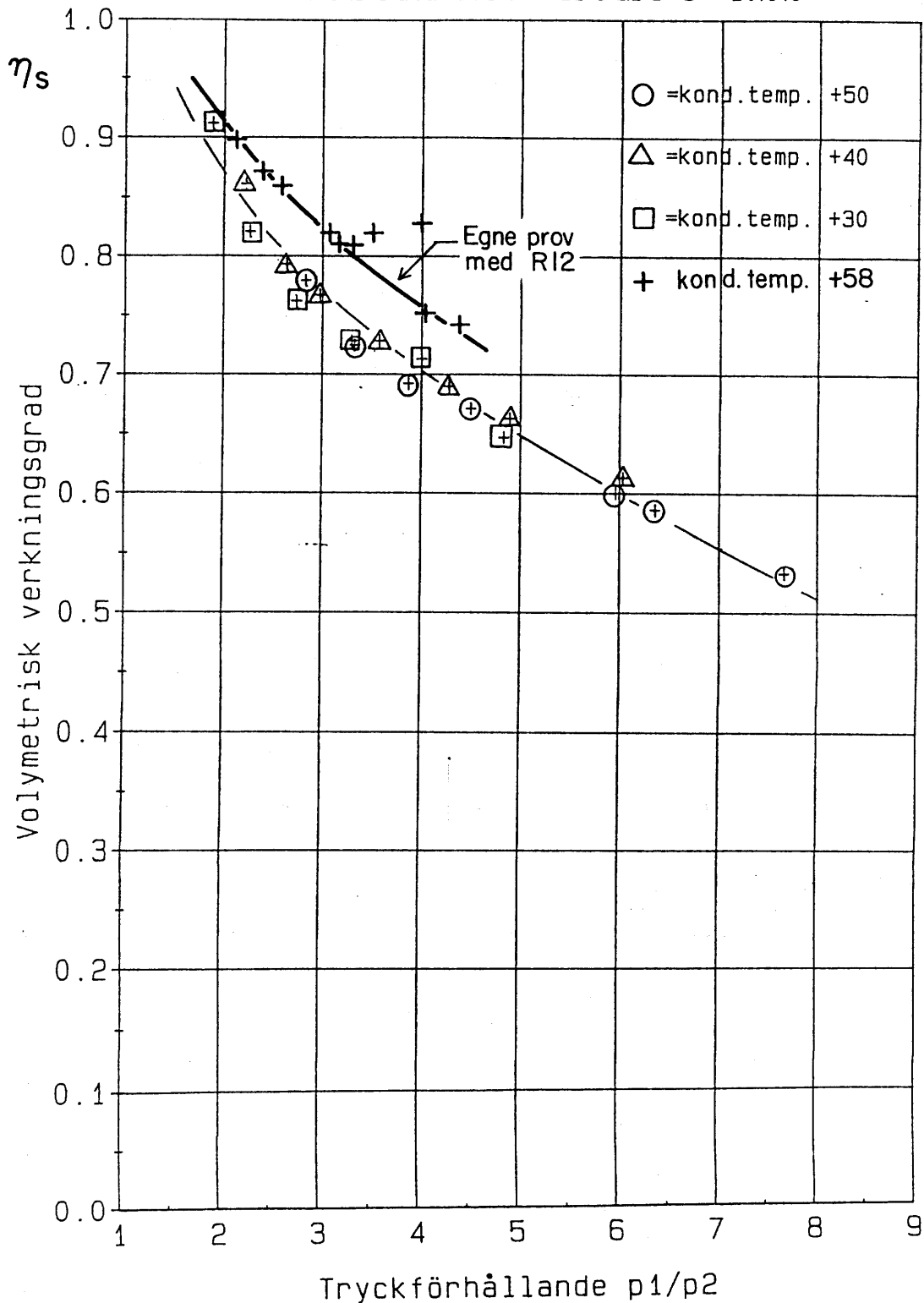


Fig.7 DEN VOLYMETRISKE VERKNINGSGRAD η_s

KOMPRESSORPROV KOMP3 R22

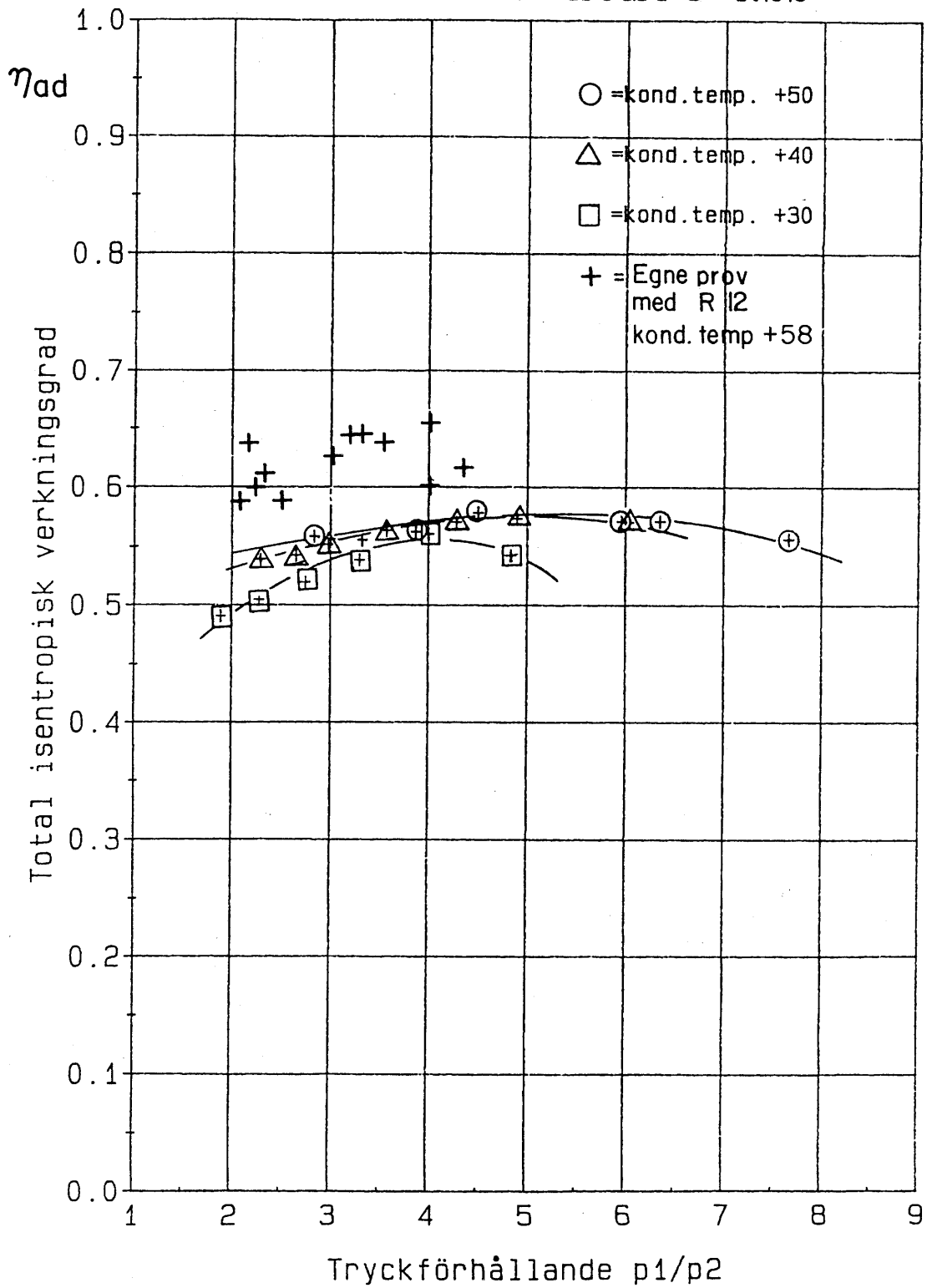


Fig.8 DEN TOTALA ISENTROPISKA VERKNINGSGRAD η_{ad}