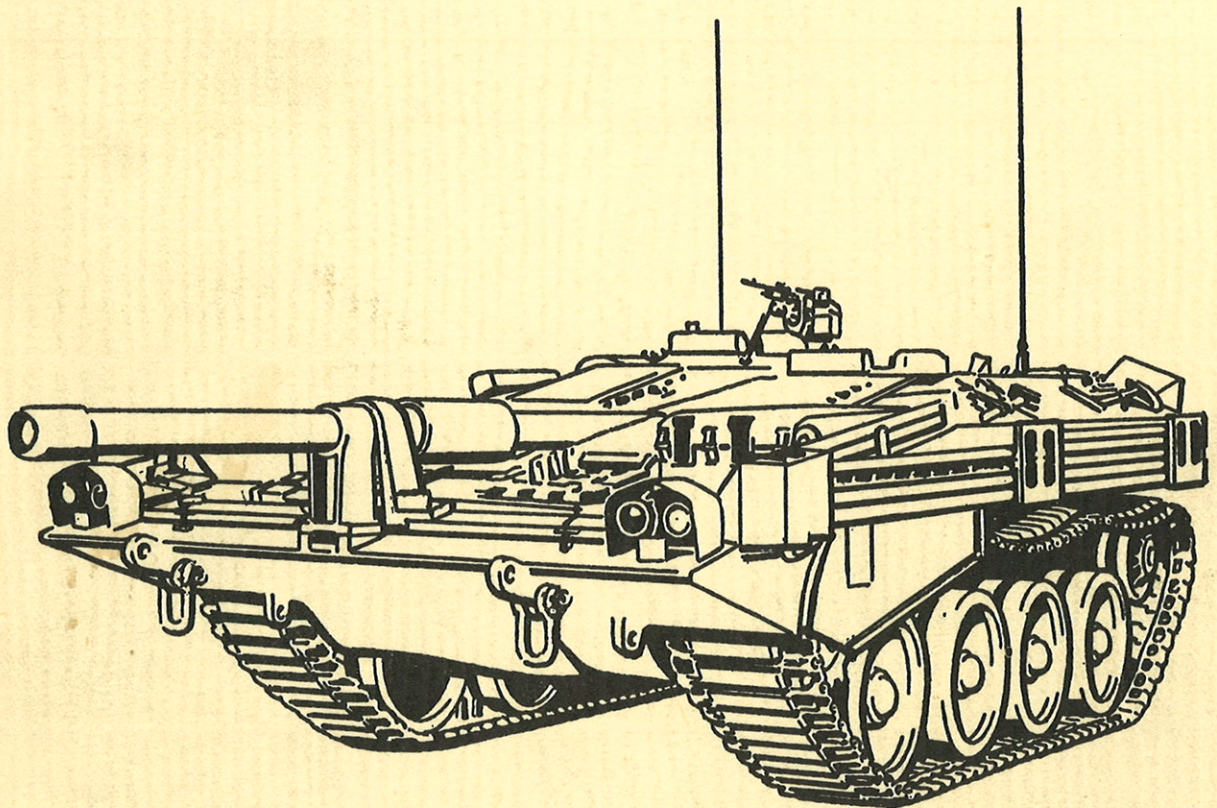


53

FÖRSVARETS MATERIELVERK  
Armématerieförvaltningen  
Stridsfordonsbyrån



**Installation av dieselmotor HS 110  
i stridsvagn 103 såsom alternativ  
till motoraggregat MA 2/7**

Examensarbete vid Institutionen för Strömningmaskiner,  
Lunds Tekniska Högskola, 1970-1971  
av Per-Olov Nilsson och Göran Ulin

*Per-Olov Nilsson*

**Installation av dieselmotor HS 110 i stridsvagn 103  
såsom alternativ till motoraggregat MA 2/7**

**Examensarbete vid Institutionen för Strömningmaskiner,  
Lunds Tekniska Högskola, 1970-1971  
av Per-Olov Nilsson och Göran Ulin**

## FÖRORD

Föreliggande utredning har tillkommit på förslag från Försvarets materielverk, Fordonsavdelningen, Stridsfordonsbyrån, och har utförts som examensarbete vid Institutionen för strömningsmaskiner, Lunds Tekniska Högskola.

Arbetet har utförts under sommaren 1970 och våren 1971.

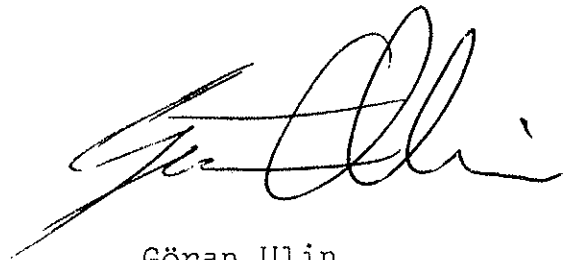
För visat intresse och hjälpsamhet under arbetets gång vill författarna framföra sitt varma tack till Institutionen för strömningsmaskiner och dess föreståndare professor S. O. Kronogård samt

Avdelningsdirektör	Sven Berge, FMV
Byrådirektör	Tord Lindberg, FMV
Byrådirektör	Gunnar Rehnström, FMV
Verkstadschef	E I Persson, Tygverkstaden Revingehed
Civilingenjör	Bengt Ove Moodysson, LTH
Forskningsingenjör	Björn Eriksson, LTH

Dessutom riktas ett varmt tack till Tygförvaltnings-skolan i Sundbyberg, som ställt personal och materiel till förfogande.



Per Olov Nilsson



Göran Ulin

## INNEHÅLL

1	Sammanfattning	
2	Syfte och förutsättningar	4
2.1	Utredningens syfte	4
2.2	Beskrivning av nuvarande framdrivnings- system	4
2.3	Förutsättning	5
3	Nuvarande aggregat	7
3.1	Beskrivning av berörda komponenter	7
3.1.1	Motoraggregatet	8
3.1.2	Överlagringsstyrningen	12
3.1.3	Styrbromsar och körbromsar	13
3.1.4	Slutväxlar	13
3.1.5	Motorrumsventilation	14
3.1.6	Kylanläggning	14
3.1.7	Bränsletankar	15
3.1.8	Ljuddämpare	16
3.1.9	Utrymme för luftfiltren	16
3.2	Prestandakrav	17
3.2.1	Aktionssträcka	17
3.2.2	Dragkraft	17
3.2.3	Motorrumsventilation	19
3.2.4	Kylanläggning	27
4	Det studerade aggregatet	30
4.1	Allmänt	30
4.2	Beskrivning av HS 110	30
4.3	Beskrivning av växellådan	31
4.4	Prestandakrav	31
4.4.1	Aktionssträcka	31
4.4.2	Dragkraft	32
4.4.3	Motorrumsventilation	35
4.4.4	Kylbehov	40
5	Jämförelse	42
5.1	Inplacering av drivaggregatet	42
5.2	Motorrumsventilation	45
5.3	Kylanläggning	46
5.4	Bränsletankar, aktionssträcka	52
5.5	Ljuddämpning	52
5.6	Luftfilter	54
5.7	Dragkraft	55
5.8	Styrsystem	55
	Referenser	57

Bilaga 1	Motorrum
Bilaga 2	Motorrum, måttskiss
Bilaga 3	Motoraggregat, måttskiss
Bilaga 4	Kylrum, måttskiss
Bilaga 5	Sidobränsletankar, måttskiss
Bilaga 6	Motoranläggning MA2/7-S, allmänna data
Bilaga 7	Motor HS 110, Måttskiss
Bilaga 8	Motor HS 110, allmänna data
Bilaga 9	Tysk växellåda, måttskiss
Bilaga 10	Utdrag ur Flüssigkeits-Kühlung und Kühler, av W Frank

## 1 SAMMANFATTNING

Syftet med föreliggande utredning är att undersöka de tekniska konsekvenserna för strv 103, om en dieselmotor av fabrikat Hispano-Suiza HS 110 och en tysk växellåda hade valts i stället för det nuvarande drivaggregatet MA 2/7. HS 110 är en 12-cylindrig turboöverladdad dieselmotor av boxertyp. Den lämnar en maximal effekt av 720 hk, jämfört med det befintliga motoraggregatets 640 hk, momentant 730 hk. Den tyska växellådan är en tre-växlad automatlåda utrustad med konverter.

Motorrummets konvinkel har ökats, vilket tillsammans med en brytpunkt i undre frontpansaret och en uppbuktning i övre frontpansaret gör att motorrummet anpassas till det nya aggregatet.

Elektronikenheter placerade i motorrummet bestämmer den maximala motorrumstemperaturen till 60°C.

Någon effektivare ventilationsanordning är ej nödvändig, då HS-alternativet totalt avger mindre värmemängd än MA 2/7 aggregatet.

HS-alternativet erfordrar ca 2,5 ggr så stor kyleffekt som MA 2/7, vilket medför att det befintliga kylutrymmet måste utökas in i bränsletankarna på vänster resp höger bandhylla.

För att uppnå samma aktionssträcka med de bägge alternativen, erfordras för HS-alternativet endast att halva bränslevoly-men (480 l) medförs jämfört med MA 2/7 (960 l).

Två ljuddämpare, en på vardera sidan av vagnen, är det lämpligaste arrangemanget för HS-motorns två cylinderrader.

De nuvarande utrymmen som står till buds för luftfilter täcker HS-alternativets behov mer än väl.

HS-alternativets dragkraftkurva är jämfört med den befintliga mer kontinuerlig, vilket gör vagnen mer lättkörd.

Med den tyska växellådan förlorar man koppling-bromsstyrningen. Detta behöver inte betyda någon väsentlig nackdel med ett förändrat körsätt.

## 2 SYFTE OCH FÖRUTSÄTTNINGAR

### 2.1 UTREDNINGENS SYFTE

Avsikten med föreliggande utredning är att undersöka vilka konsekvenser det skulle inneburet för stridsvagn 103 om en 720 hk Hispano-Suiza, HS 110 och en växellåda av tyskt ursprung skulle ha valts i stället för den motoranläggning och transmissionsgrupp som nu är monterad i vagnen.

### 2.2 BESKRIVNING AV NUVARANDE FRAMDRIVNINGSSYSTEM

Motorrummet utgör vagnens främre del, se bilaga 1, 2 och bild 2.1.

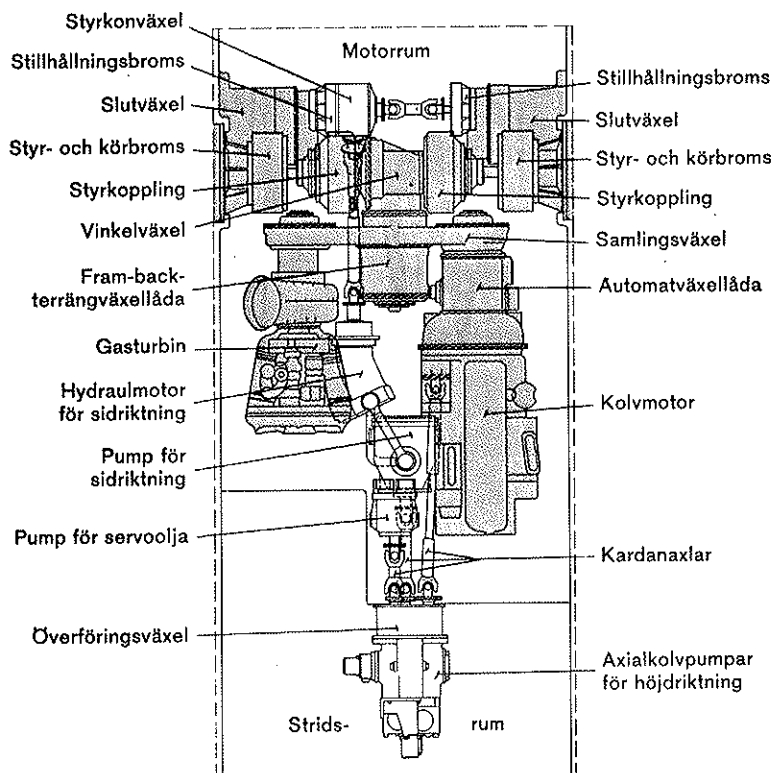


Bild 2.1 Motorrum med drivaggregat

Som drivkällor används oberoende av varandra dels en kolvmotor dels en gasturbin. Båda motorerna är anslutna till en samlingsväxel, kolvmotorn dock över en automatväxellåda. Det sammanlagda momentet från de båda motorerna leds över fram-back-terräng-växellådan till vinkelväxeln. Från denna vidarebefordras det genom styrkopplingar och slutväxlar till drivhjulen.

### 2.3 FÖRUTSÄTTNING

Utredningen behandlar förutom HS-motorn även en tysk växel-låda. Detta då den befintliga transmissionen är konstruerad för drivning med dels en kolvmotor och dels en gasturbin.

HS-motorn och den tyska växellådan ersätter samtliga komponenter som syns i bild 2.1, sid 4, utom: pump för servoolja, överföringsväxel, axialkolvpumpar för höjdriktning.

Slutväxlarna och styr- och körbromsarna behöver troligen modifieras för att passa det undersökta aggregatet.

De utrymmen som är tillgängliga för det nya aggregatet är:

1. det nuvarande motorrummet
2. utrymmet för kylanordningen
3. samt viss del av bränsletanksutrymmet.

Det nya aggregatet består av två större enheter till skillnad från det befintliga aggregatet som med sina fler mindre enheter är anpassat till det kilformiga motorrummet, se bilaga 1. För att få in de två större enheterna i motorrummet är det tänkbart att viss omformning av dess profil måste vidtagas.

Följande begränsningar vad beträffar vagnens skal gäller:

1. Vagnens totalhöjd, bredd, bandbredd och antal bärhjul får inte ändras. Se bild 2.2 och bild 2.3.

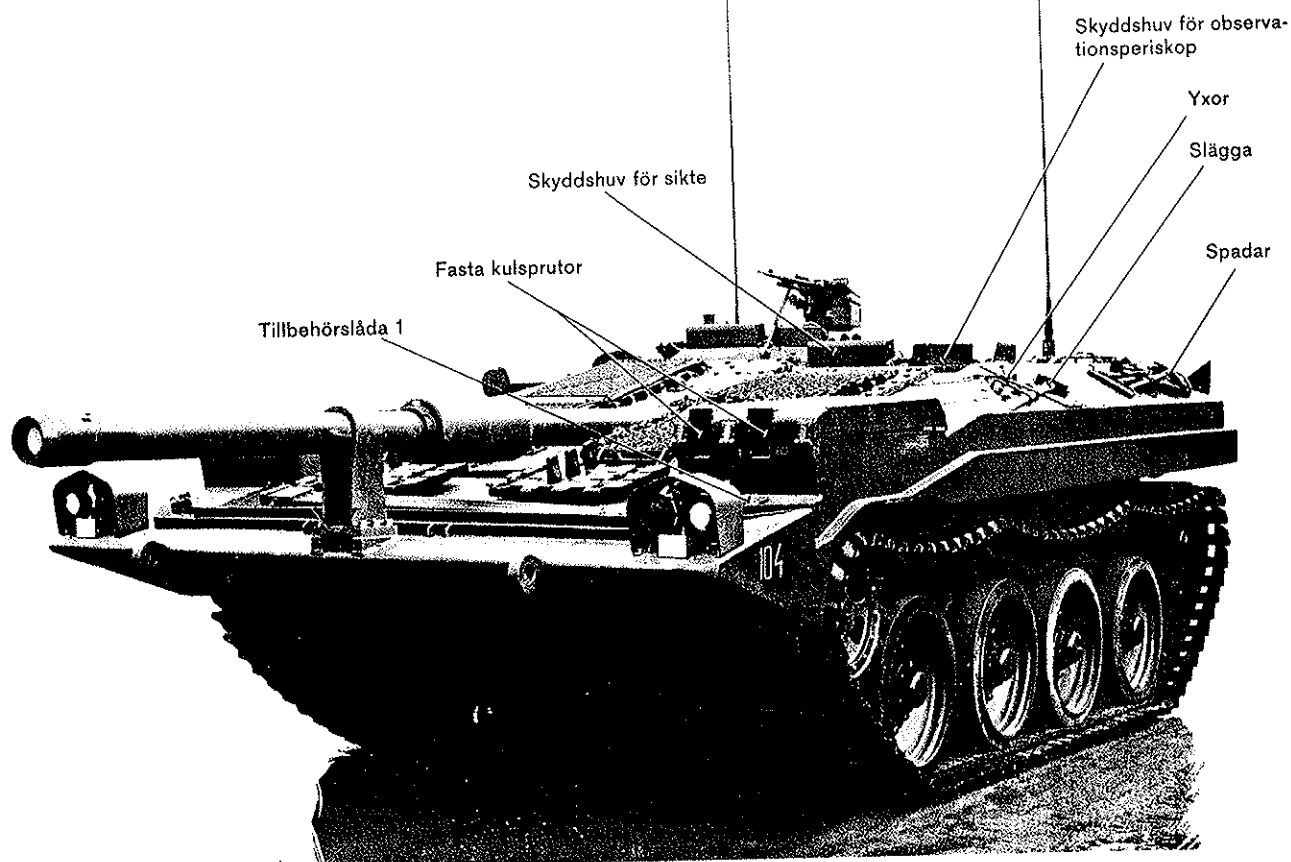


Bild 2.2 Stridsvagn 103

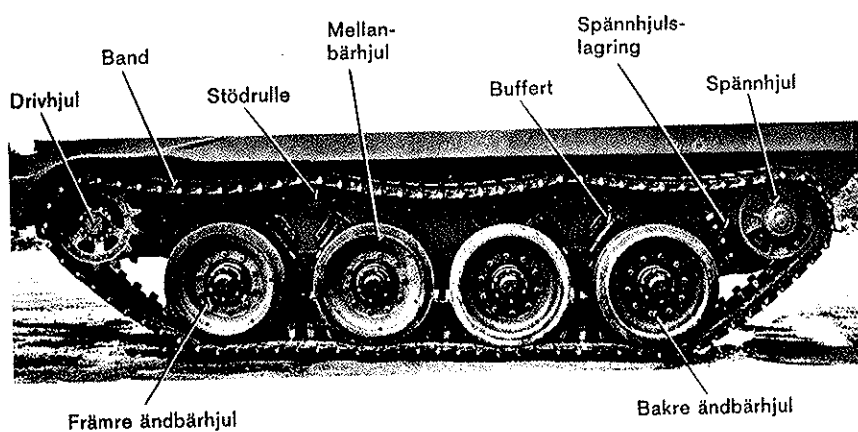


Bild 2.3 Bandaggregat



2. Vagnens kilform skall om möjligt bevaras, detta för att sikt och gravtagningsförmågan inte skall försämrans.
3. Undre frontpansaret kan, om behov föreligger, modifieras något. Men då skall beaktas att den nuvarande uppvinklingen av pansaret är mycket gynnsam ur stridsteknisk synpunkt.
4. Frontpansarets längd bör inte överstiga den nuvarande längden, beroende på att vagnen skulle erhålla en sämre gravtagningsförmåga respektive sämre möjlighet att ta sig upp för branter från ett horisontalplan.

Beträffande vagnens prestanda, krävs att räckvidd, hastighet och dragkraft skall vara minst densamma som med nuvarande aggregat.

Vagnens eventuella förändring i viktfördelning har ingen avgörande betydelse.

### 3 NUVARANDE AGGREGAT

#### 3.1 BESKRIVNING AV BERÖRDA KOMPONENTER

Av det befintliga framdrivningssystemet skulle följande enheter ersättas om HS alternativet väljs som drivkälla.

1. Motoraggregatet i vilket innefattas
  - kolvmotor typ Rolls-Royce K60
  - gasturbin typ Boeing 553
  - automatväxellåda (ansluten till kolvmotorn)
    - typ VOLVO DRH-1M
  - samlingsväxel + vinkelväxel
  - fram-back-terrängväxellåda
  - styrkopplingar
2. Överlagringsstyrningen

Följande enheter behöver omkonstrueras:

3. Styrbromsar och körbromsar
4. Slutväxlar
5. Motorrumsventilation
6. Kylanläggning
7. Bränsletankarna
8. Ljuddämpare
9. Utrymme för luftfilter

Jämför även bild 2.1 sid 4.

Nedan följer en beskrivning av ovan uppräknade komponenter. Där uppgift finns, anges även den vikt och volym som resp. komponent har.

### 3.1.1 Motoraggregat

Motoraggregatet betecknas MA 2/7. Med motoraggregatet menas de drivkällor och transmissionsenheter som är placerade på en särskild ram och som kan lyftas ur och i vagnen som en enhet. De enheter som ingår syns på bild 3.1.

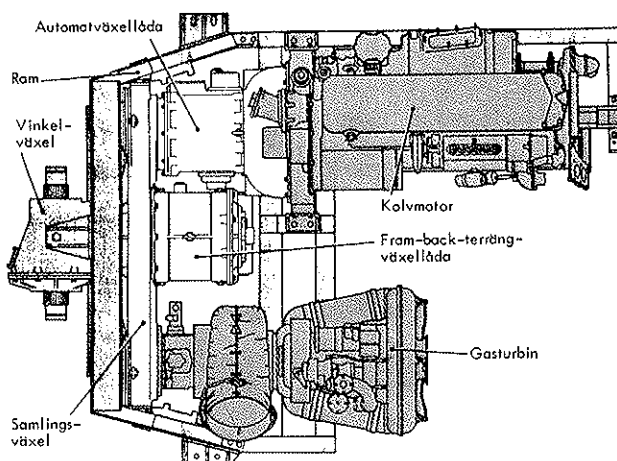


Bild 3.1 Motoraggregatets huvuddelar

- a) Kolvmotorn är av fabrikat Rolls-Royce med beteckningen K 60. Det är en sexcylindrig, tvåtakts, vätskekyld dieselmotor med motgående kolvar. I bild 3.2 syns motorn och automatväxellådan från höger sida i vagnens längdriktning och i bild 3.3 är motorn monterad i ramen. Den har en maxeffekt på 240 hk (ref 1.)

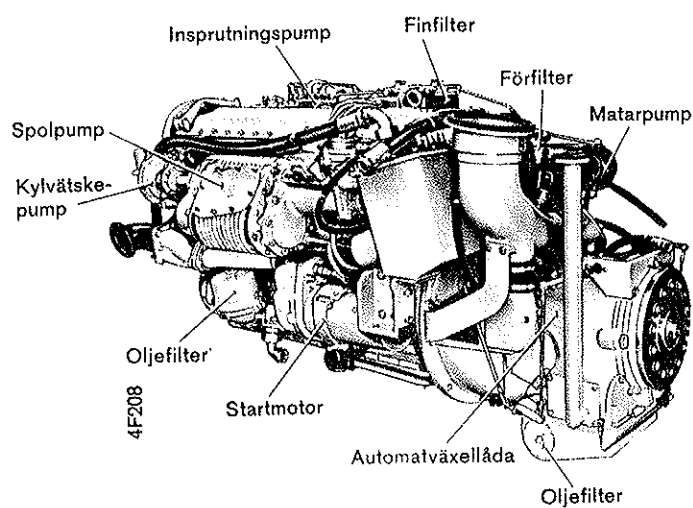


Bild 3.2 Kolvmotor och automatväxellåda

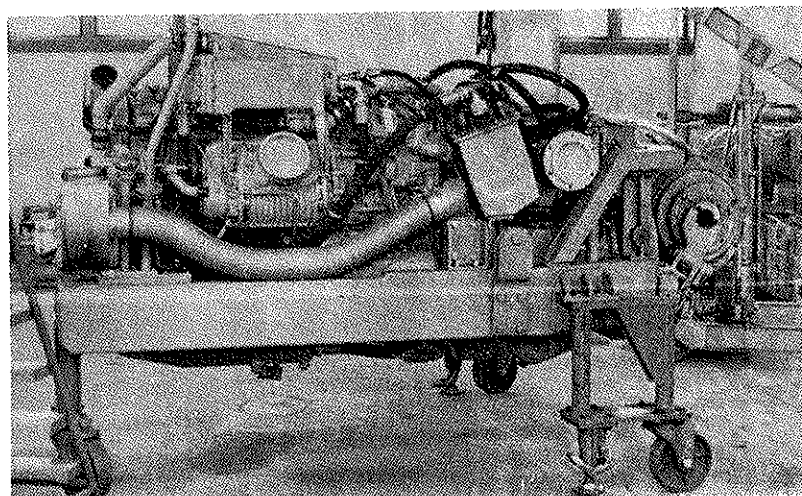


Bild 3.3 Motoraggregat, kolvmotorsida

- b) Gasturbinen, se bild 3.4, är en Caterpillar 553-2-1, ursprungligen utvecklad av Boeing. Det är en tvåaxlig friaxelturbin, d v s de båda turbinaxlarna saknar mekanisk förbindelse.

Den normaleffekt som gasturbinen avger är 400 hk men kan ökas momentant till 490 hk (ref 1).

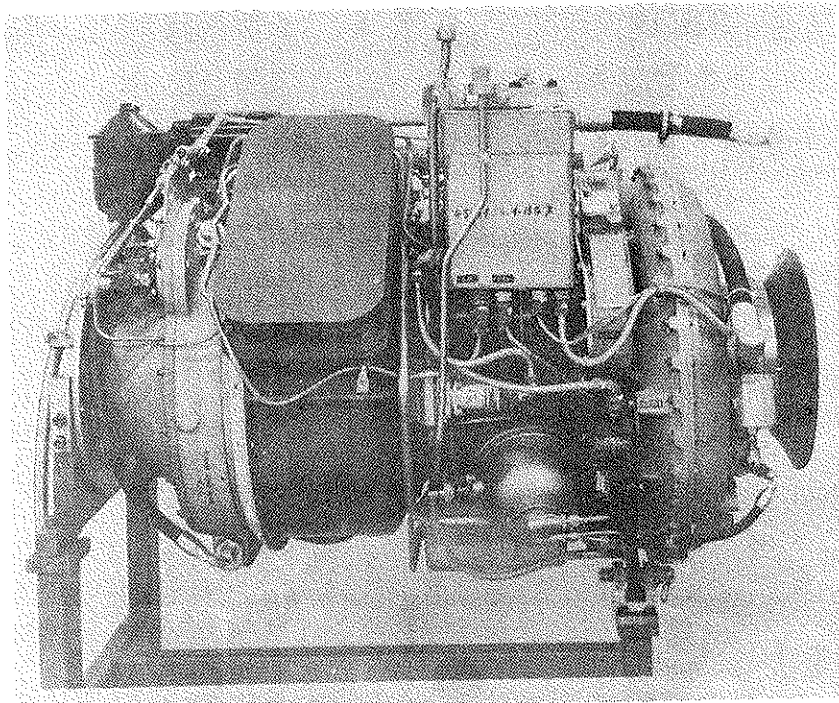


Bild 3.4 Gasturbin

Dessa båda motorer kan tillsammans avge 640 hk, momentant 730 hk. Men motorerna kan också köras var för sig. Man kan på så vis vid landsvägsförflyttning spara bränsle genom att enbart köra på kolvmotorn.

Som nämndes på sid 5 är båda motorerna anslutna till en samlingsväxel se bild 3.1 och 3.5, kolvmotorn dock över en automatväxellåda se bild 3.2 och bild 3.6.

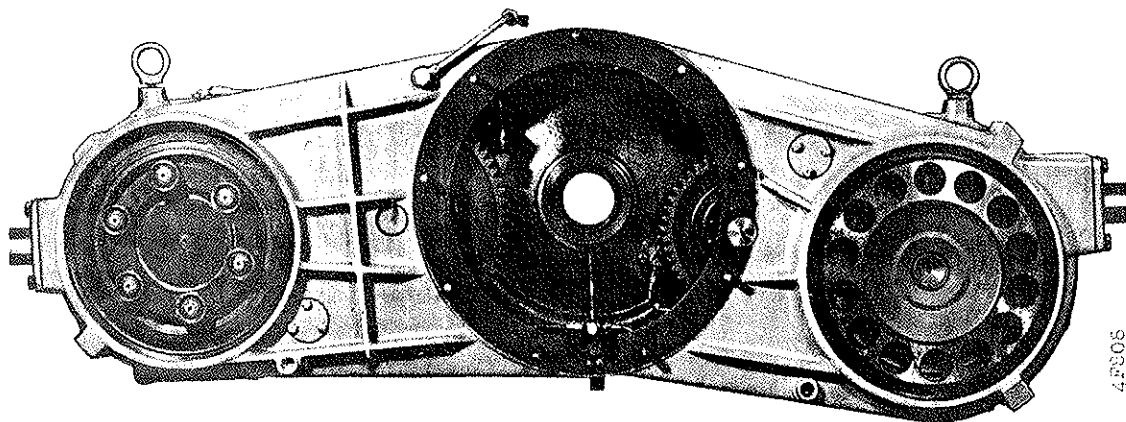


Bild 3.5 Samlingsväxel

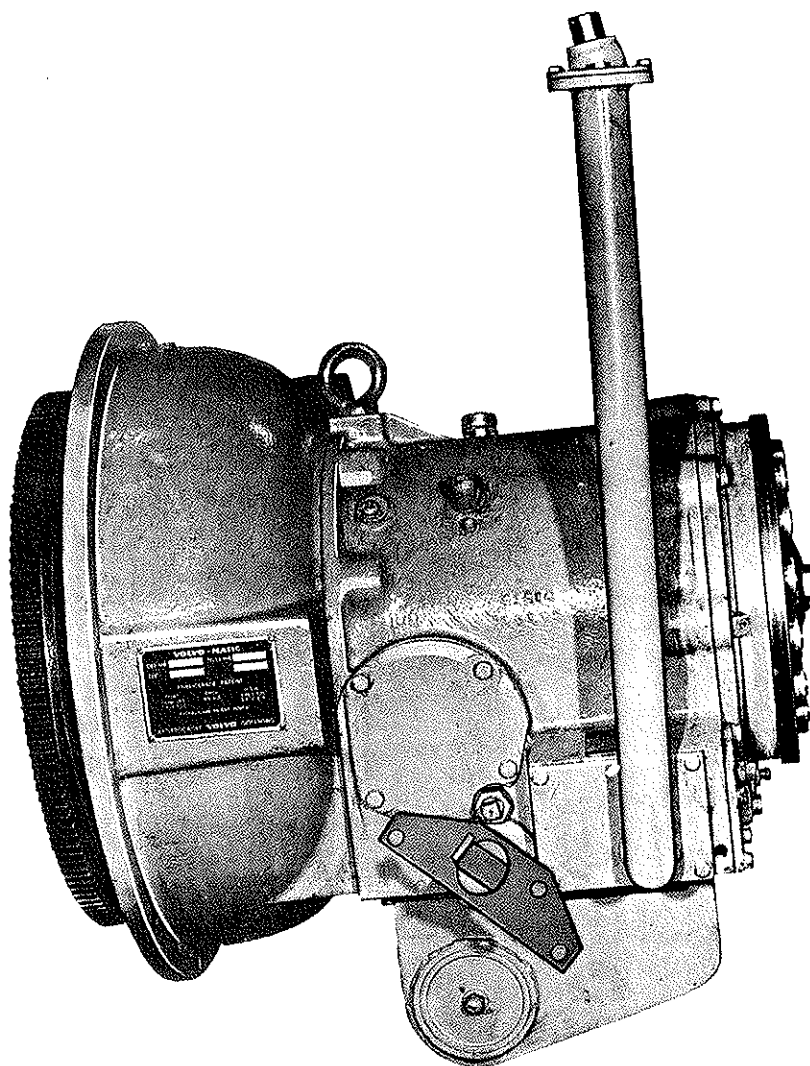


Bild 3.6 Automatväxellåda

Automatväxellådan är av fabrikat AB Volvo och är en omkonstruerad civilversion av växellåda Volvo-Matic Typ DRH-1. I stridsvagnsutförande betecknas den DRH-1 M.

Växellådan har tre utväxlingsområden: FAS I, FAS II samt DIR (direktväxel). Inom FAS I och II ger växellådans konverter en steglös utväxling.

Motorernas moment leds vidare över fram-back-terrängväxellådan, FBTV, till vinkelväxeln och ut genom styrkopplingarna som är den sista länken i den enhet som kallas motoraggregatet, se bild 3.1 sid 8. Styrkopplingarna är ej avbildade i bilden.

Motoraggregatet upptar en volym av  $2,7 \text{ m}^3$  (enligt den s k lådmetoden) se bilaga 2 och dess vikt är 3 300 kg med styrkopplingar, 2 760 kg utan.

### 3.1.2 Överlagringsstyrningen

Detta styrsystem innebär att en från styrsystemet kommande rörelse tillförs och "blandas" (överlagras) med framdrivningsrörelsen i slutväxlarna. Rörelsen från styrsystemet ökar alltid ena bandets hastighet och minskar det andras.

Systemets huvudkomponenter visas i bild 3.7

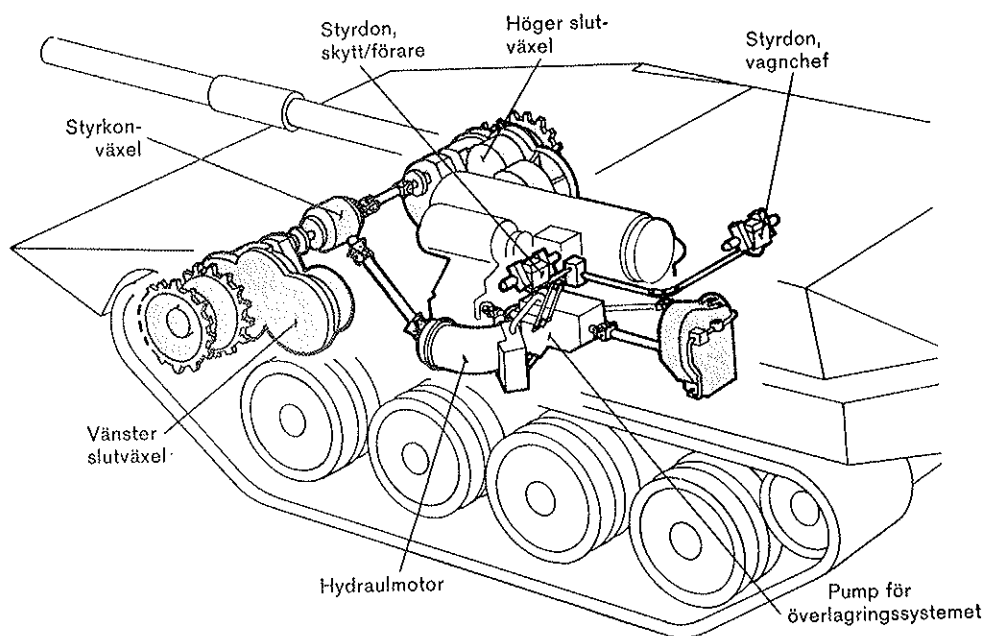


Bild 3.7 Överlagringssystemets principiella uppbyggnad

Överlagringsrörelsen kommer från en hydraulpump och hydraulmotor, överförs via en kardanaxel till styrkonen som fördelar rörelsen till respektive sida och slutväxel. Styrkon och kardanaxel visas i bild 3.8.

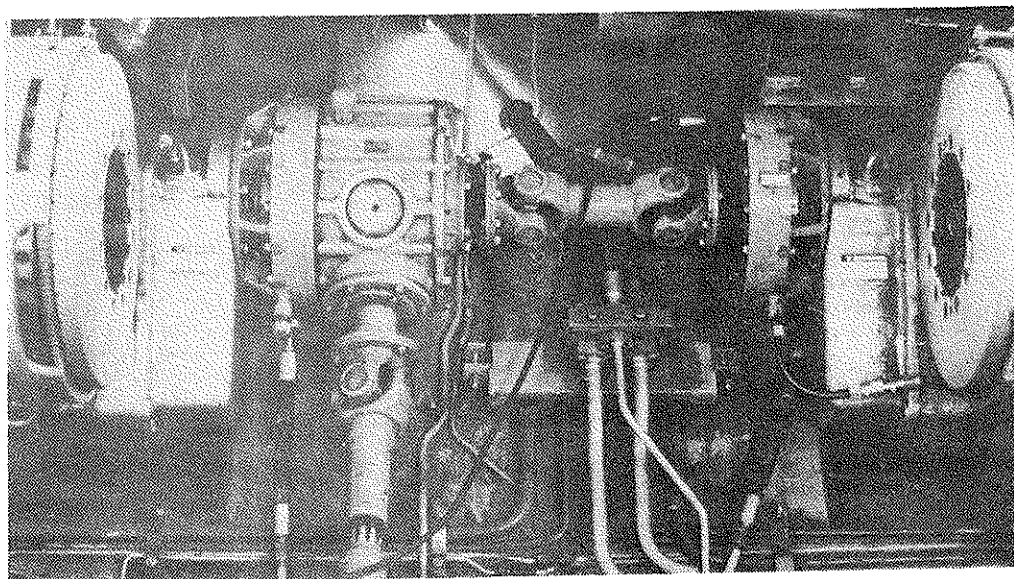


Bild 3.8 Styrkon och kardanaxel

Hydrostatiska växeln är av fabrikat Hydromatik. Systemet upptar en volym av  $0,15\text{m}^3$  i motorrummet.

### 3.1.3 Styrbromsar och körbromsar

Bromsarna, finns 2 st se bild 2.1, skall i första hand användas som kör- och parkeringsbroms och i andra hand som styrbroms för små kurvradier och som reserv. Den upptar en volym av  $0,035\text{m}^3$ , totalt  $0,07\text{m}^3$ . Bild 3.9 visar höger styr- och körbroms i vagnen.

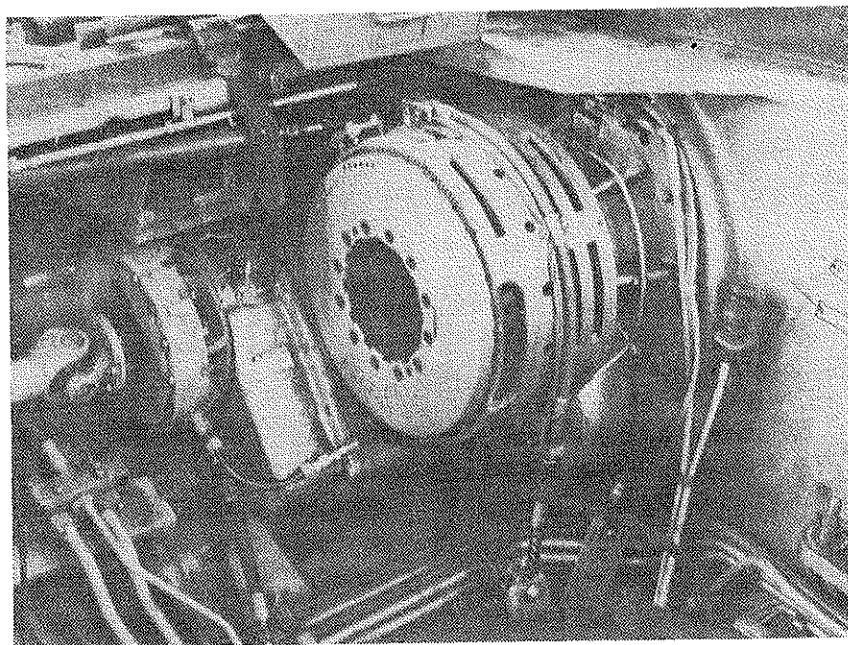


Bild 3.9 Höger styr- och körbroms

### 3.1.4 Slutväxlar

På varje sida av vagnens framände sitter en slutväxel ansluten till vardera bandet via drivhjulet. I bild 2.1 syns slutväxeln schematiskt och i bild 3.9 framför styr- och körbromsen. Slutväxelns uppgift är att växla ned drivhjulens varvtal, samt att förmedla den varvtalsskillnad som erfordras för kurvtagning.

Totalt upptar den del av slutväxlarna som ligger inne i motorrummet  $0,152\text{m}^3$ .

### 3.1.5 Motorrumsventilation

Motorrummet ventileras av en hydrauldriven fläkt. Luften fördelas sedan av en plåttrumma. Anordningen är principiellt antydd i bild 3.10.

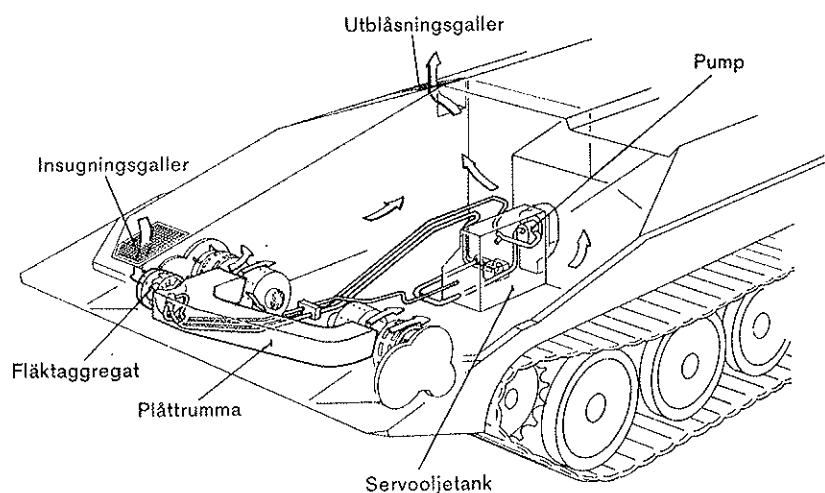


Bild 3.10 Ventilation av motorrum

Fläkt och plåttrumma upptar  $0,7\text{m}^3$ .

### 3.1.6 Kylanläggning

Kylanläggningen har till uppgift att kyla vagnens servoolja och motoraggregatets olika komponenter.

I vagnens bakre ände finns två seriekopplade kylare. Varje kylare består av en större enhet för vätskekyllning och en mindre för kylning av servoolja. Bakom resp kylare finns en fläkt som suger luft genom kylpaketet. Bild 3.11 visar höger kylutrymme.

Kylutrymmet är uppritat på bilaga 3.



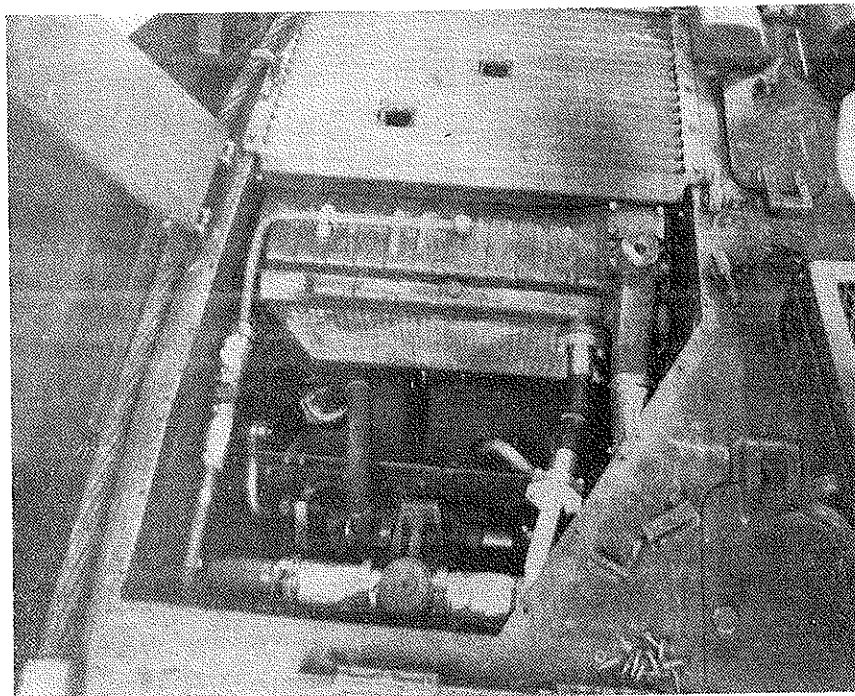


Bild 3.11 Höger kylutrymme

Kylrummens volym är tillsammans  $0,8\text{m}^3$ .

### 3.1.7 Bränsletankar

Bränsleförrådet är uppdelat på tre olika tankar. Två sidotankar rymmande 425 liter vardera och en främre tank rymmande 110 liter.

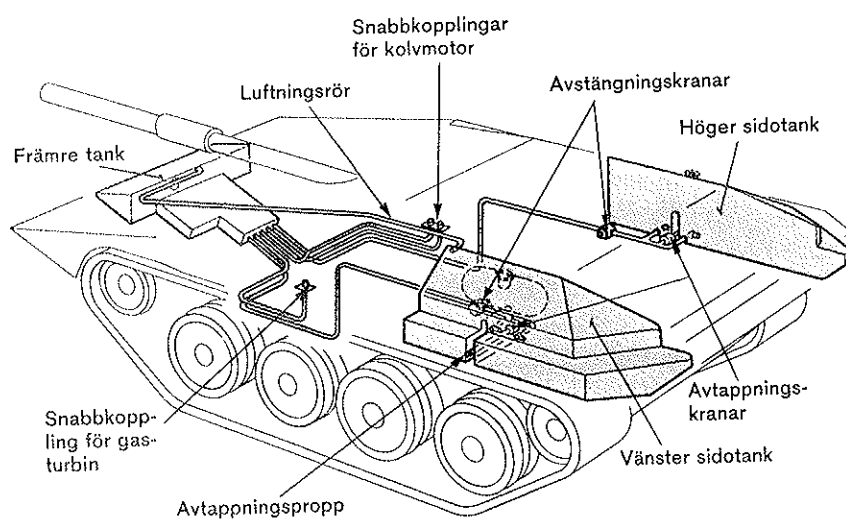


Bild 3.12 Bränslesystemet

Sidobränsletankarna är ritade på bilaga 4.

Sidotankarna upptar en volym av  $0,45\text{m}^3/\text{st}$  och nostanken  $0,13\text{m}^3$ .

### 3.1.8 Ljuddämpare

En ljuddämpare finns och är ansluten till kolvmotorn. Den är placerad ovanpå höger sidotank.

Dess volymbehov är  $0,078\text{m}^3$ .

### 3.1.9 Utrymme för luftfiltren

Dieselmotorns luftfilter ligger i höger bandhylla framför stridsrummet, till vänster på bild 3.13. Gasturbinens luftfilter och luftutsläpp ligger i vänster bandhylla, till höger på bild 3.13.

Volymbehoven är  $0,375\text{m}^3$  resp  $0,479\text{m}^3$ .

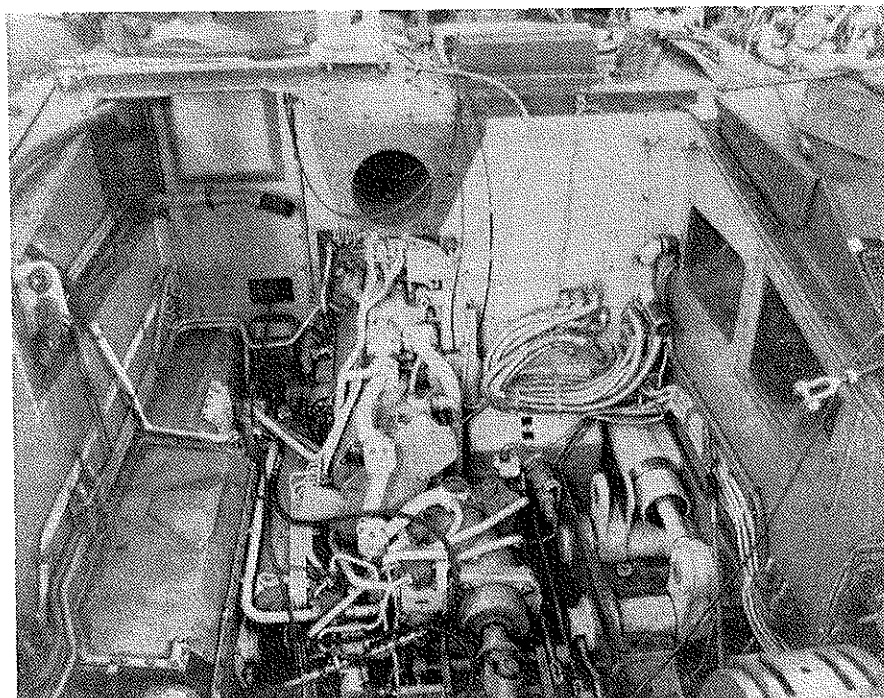


Bild 3.13 Motorrummet sett framifrån

## 3.2 PRESTANDAKRAV

### 3.2.1 Aktionssträcka

Vagnens tre bränsletankar rymmer tillsammans 960 liter. Vid beräkning av aktionssträckan använder man sig av en tumregel, med följande lydelse:

Bränsleförbrukningen på det sammansatta motoraggregatet gasturbin - dieselmotor är 1 liter/mil.ton (ref 2).

Tumregeln gäller vid landsvägskörning.

Detta ger den ca 40 ton tunga 103-vagnen en aktionssträcka av 24 mil.

### 3.2.2 Dragkraft

Den dragkraft som är tillgänglig vid drivhjulet finns uppriktad i bild 3.14 som funktion av vagnens hastighet (ref 3). Eftersom fram-back-terrängväxellådan, (FBTV), är tvåväxlad blir dragkraftkurvan uppdelad på två kurvor. Pilarna i bilden anger maximala upp- resp nedväxlingshastigheter.

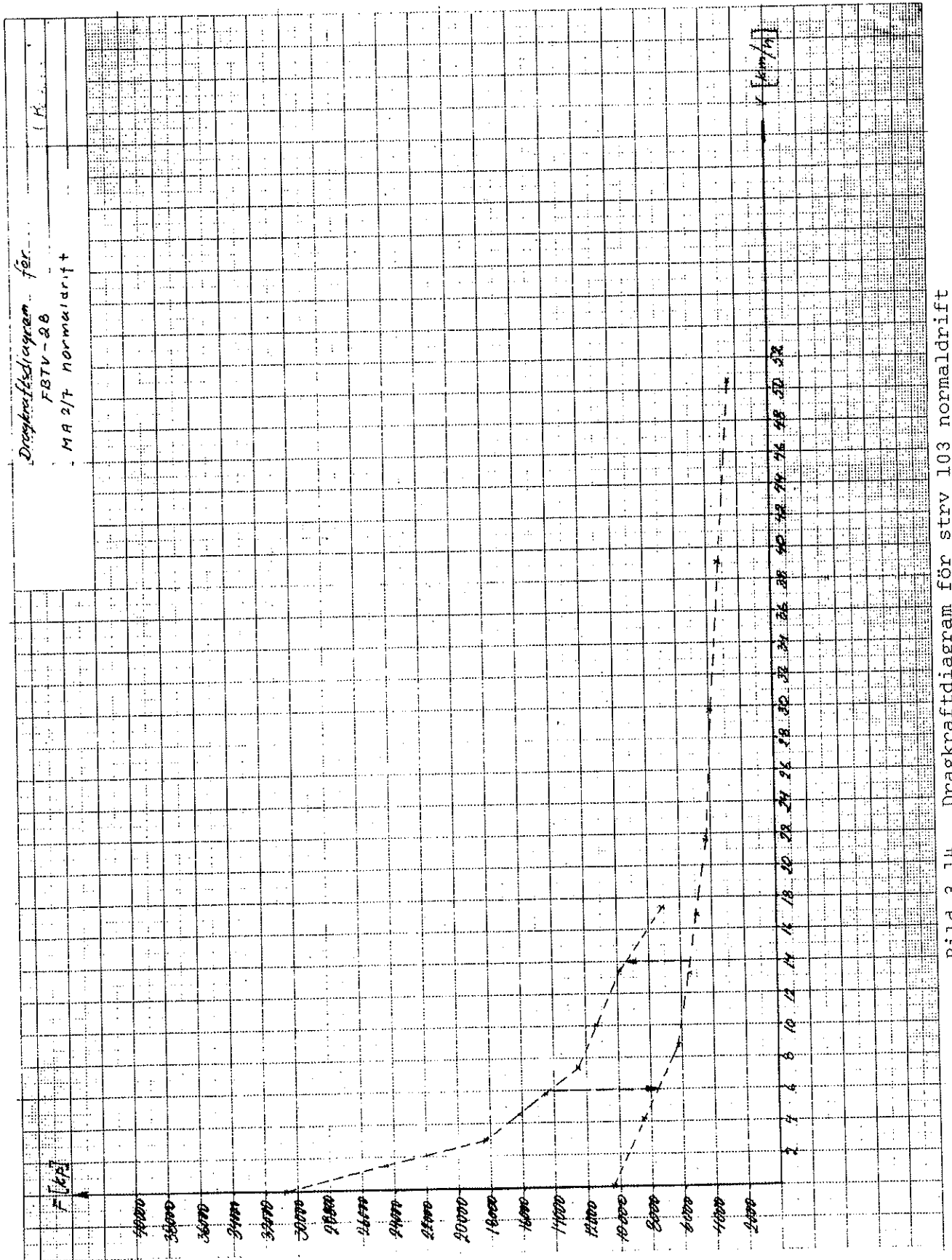


Bild 3.14 Dragkraftdiagram för strv 103 normaldrift

### 3.2.3 Motorrumsventilation

Den värmemängd som utgår från motoraggregatet och transmissionsgruppen genom konvektion och strålning måste ventileras bort, då vissa elektronikenheter, som är placerade i motorrummet, ej kan fungera tillfredsställande i högre temperatur än 60°C. Maximala motorrumstemperaturen är således 60°C.

Värmetransporten ombesörjs av en fläktanordning i motorrummets främre del, se bild 3.15.

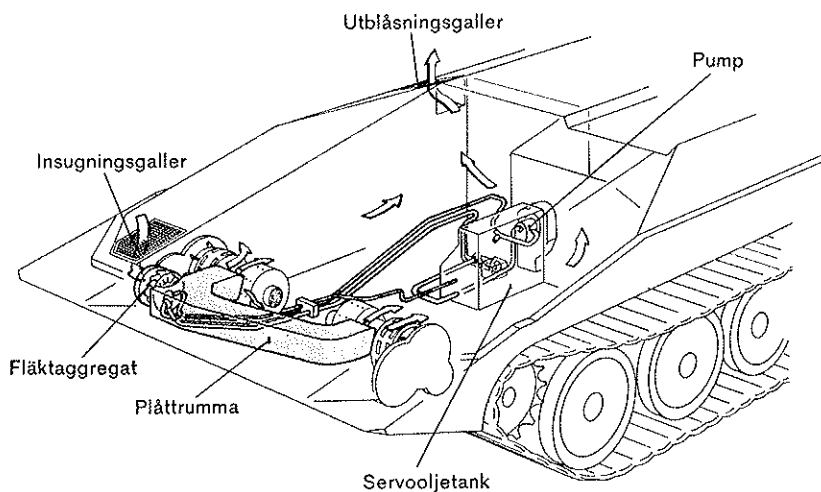


Bild 3.15 Motorrumsventilator

Fläkten suger in luft genom ett galler i höger bandhyllas främre del. Luften fördelas av en plåttrumma så att ventilation erhålls i motorrummet. Den uppvärmda luften blåser ut genom ett galler omedelbart framför ljuddämparkåpan.

Fläkt data (ref 4)

Fläkttyp: axialfläkt  
 Flätkapacitet: 1,4 m<sup>3</sup>/sek  
 Effektförbrukning: 8,2 KW  
 Hydrostatisk drivning

För att få en uppfattning om fläktanordningens ventilationsförmåga, beräknas den värmemängd som det befintliga motoraggregatet och transmissionsgruppen avger genom konvektion och strålning.

Värmemängdsbidraget genom strålning är beräknat efter två olika referenser, som bägge bygger på Kirchhoffs och Stefan - Boltzmanns lagar, se sid 20 - 25. Bidraget genom konvektion bygger på Newtons värmeövergångsekvation och återfinns på sid 26 - 27.

Hela värmemängden som skall bortventileras är då summan av bidragen, som fås genom strålning och konvektion, se sid 27.

Värmemängdsutstrålning, Metod 1 (enl ref 5)

Använda ekvationer

$$Q = F_1 \cdot Z \cdot \alpha_s \cdot \Delta t \quad [\text{Kcal}] \quad (1)$$

$$\alpha_s = \epsilon_{12} \cdot \alpha_{ss} \quad (2)$$

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot T_m^3 \cdot 10^{-6} \left( 1 + \left[ \frac{\Delta t}{2 \cdot T_n} \right]^2 \right) \quad (3)$$

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{\epsilon_1} + \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \frac{F_1}{F_2} \quad (4)$$

där

$F_1$  = den utstrålade kroppens area [m<sup>2</sup>]  
 $F_2$  = det omgivande rummets area [m<sup>2</sup>]  
 $t_1$  = utstrålade kroppens temp [°C]  
 $t_2$  = omgivande rummets temp [°C]  
 $T_m$  = medeltemp mellan  $t_1$  och  $t_2$  [°K]  
 $\Delta t$  = tempdiff  $t_1 - t_2$  [°C]  
 $\epsilon$  = absorptionstal  
 $Z$  = tiden som utstrålningen varar [h]  
 $Q$  = utstrålad värmemängd som måste ventileras bort [Kcal]

De elektroniska enheterna i motorrummet antas ha samma absorptionstal som motorrummet.

Kolvmotorns bidrag:

$$F_1 = 2 \cdot 1,220 \cdot 0,87 + 2 \cdot 0,82 \cdot 0,87 + 2 \cdot 0,82 \cdot 1,22$$

$$F_1 = 5,54 \text{ m}^2 \text{ (mått hämtade från bilaga 3)}$$

$$F_2 = 2 \cdot 1,84 \cdot 2,55 + 2 \cdot 1,44 \cdot 1,10$$

$$F_2 = 12,58 \text{ m}^2 \text{ (mått hämtade från bilaga 2)}$$

Motorns yttemp  $t_1 = 105^\circ\text{C}$

Motorns och motorrummets absorptionstal antas vara = 0,96.

Med ekv 4 fås

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{0,96} + \left( \frac{1}{0,96} - 1 \right) \frac{5,54}{12,58} = 1,0576$$

$$\Rightarrow \epsilon_{12} = 0,945$$

$$T_m = 273 + \frac{105 + 60}{2} = 355,5 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\Delta t = 45^\circ\text{C}$$

insättes i ekv 3

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot 355,5^3 \cdot 10^{-6} \left( 1 + \left[ \frac{45}{2 \cdot 355,5} \right]^2 \right)$$

$$\alpha_{ss} = 9,04$$

Ekv 1 ger då

$$Q_{kolv} = 5,54 \cdot 1 \cdot 0,945 \cdot 9,04 \cdot 45$$

$$Q_{kolv} = 2140 \text{ Kcal/h} = 8950 \text{ KJ/h}$$

Gasturbinens bidrag:

$$F_1 = 2 \cdot 1,12 \cdot 0,7 + 2 \cdot 0,64 \cdot 0,70 + 2 \cdot 0,64 \cdot 1,12$$

$$F_1 = 3,90 \text{ m}^2 \text{ (mått hämtade från bilaga 3)}$$

Gasturbinens yttemp  $t_1 = 250^\circ\text{C}$

Dess absorptionstal  $\epsilon_1 = 0,94$

Motorrummets enl tidigare  $\epsilon_2 = 0,96$

Ekv 4 ger

$$\frac{1}{\varepsilon_{12}} = \frac{1}{0,94} + \left( \frac{1}{0,96} - 1 \right) \frac{3,90}{12,58} = 1,0724$$

$$\varepsilon_{12} = 0,933$$

$$T_m = 273 + \frac{250 + 60}{2} = 428^\circ\text{K}$$

$$\Delta t = 250 - 60 = 190^\circ\text{C}$$

Ekv 3 ger då

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot 428^3 \cdot 10^{-6} \left( 1 + \left[ \frac{190}{2 \cdot 428} \right]^2 \right)$$

$$\alpha_{ss} = 16,4$$

då fås med ekv 1

$$Q_{\text{gast}} = 3,90 \cdot 1 \cdot 0,933 \cdot 16,4 \cdot 190$$

$$Q_{\text{gast}} = 11400 \text{ Kcal/h} = 47600 \text{ KJ/h}$$

Transmissionsgruppens bidrag:

$$F_1 = 2 [ 0,58 \cdot 1,12 + 0,58 \cdot 0,64 + 0,29 \cdot 1,76 + 0,29 \cdot 0,64 + 0,45 \cdot 0,48 + 0,48 \cdot 0,43 ]$$

$$F_1 = 4,26 \text{ m}^2 \text{ (mått hämtade från bilaga 3)}$$

Gruppens yttertemp sätts till  $110^\circ\text{C}$

Dess absorptionstal  $\varepsilon_1 = 0,91$

Motorrummets enligt tidigare  $\varepsilon_2 = 0,96$

Ekv 4 ger då

$$\frac{1}{\varepsilon_{12}} = \frac{1}{0,91} + \left( \frac{1}{0,96} - 1 \right) \frac{4,26}{12,58} = 1,114$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{12} = 0,90$$

$$T_m = 273 + \frac{110 + 60}{2} = 358^\circ\text{K}$$

$$\Delta t = 110 - 60 = 50^\circ\text{C}$$



Insatt i ekv 3

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot 358^3 \cdot 10^{-6} \left( 1 + \left[ \frac{50}{2 \cdot 358} \right]^2 \right)$$

$$\alpha_{ss} = 9,22$$

med ekv 1 fås då

$$Q_{trans} = 4,26 \cdot 1 \cdot 0,90 \cdot 9,22 \cdot 50$$

$$Q_{trans} = 1770 \text{ Kcal/h} = 7400 \text{ KJ/h}$$

Värmeutstrålningen enligt metod 1 är då

$$Q_{stråln} = Q_{kolv} + Q_{gast} + Q_{trans}$$

$$Q_{stråln} = 2140 + 11400 + 1770$$

$$Q_{stråln} = 15310 \text{ Kcal/h} = 63950 \text{ KJ/h}$$

Värmeutstrålningen motsvarar 3,75 % av den utvecklade effekten hos motoraggregatet. Siffran verkar något låg och skall förmodligen ligga något högre då kolvmotorns avgasrörs utstrålning inte har medtagits i beräkningarna. Avgasrörets utsträckning i motorrummet är dock liten.

Ytemperaturerna på de värmestrålade kropparna är hämtade från ref 6, vid den högsta ytterlufttemperaturen som försöken utförts vid.

#### Värmemängdsutstrålning, Metod 2 (enl ref 7)

Använda ekvationer

$$(1) \quad Q = C'' \cdot F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad \left[ \text{Kcal/h} \right]$$

$$(2) \quad C'' = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F}{F_2} \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{4,96} \right)} \quad \left[ \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h (grd)}^4 \right]$$

- $F_1$  = den utstrålade kroppens area [m<sup>2</sup>]  
 $F_2$  = det omgivande rummets area [m<sup>2</sup>]  
 $T_1$  = utstrålade kroppens temp [°K]  
 $T_2$  = omgivande rummets temp [°K]

$$C_1 = \text{utstrålade kroppens strålningstal [Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4\text{]} \\ C_2 = \text{Omgivande rummets strålningstal [Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4\text{]}$$

De i motorrummet ingående elektroniska komponenter, enl tidigare, antas ha samma strålningstal som motorrummet.

$$F_2 = 12,58 \text{ m}^2 \text{ (enl sid 20)} \\ C_2 = 4,76 \text{ Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4 \text{ (enl tabell, ref 5)} \\ T_2 = 333 \text{ }^\circ\text{K}$$

#### Kolvmotorns bidrag:

$$\text{Motorns yttemp} = 105^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 378 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$F_1 = 5,54 \text{ m}^2 \text{ (enl sid 21)} \\ C_1 = 4,76 \text{ Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4$$

Ekv 2 ger

$$C'' = \frac{1}{\frac{1}{4,76} + \frac{5,54}{12,58} \left( \frac{1}{4,76} - \frac{1}{4,96} \right)}$$

$$C'' = 4,68 \text{ Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4$$

Insättes i (1)

$$Q_{\text{kolv}} = 4,68 \cdot 5,54 \left[ \left( \frac{378}{100} \right)^4 - \left( \frac{333}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{\text{kolv}} = 2105 \text{ Kcal/h} = 8813 \text{ KJ/h}$$

#### Gasturbinens bidrag:

$$F_1 = 3,90 \text{ m}^2 \text{ (enl sid 21)} \\ \text{Turbinens yttemp} = 250^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 523 \text{ }^\circ\text{K} \\ C_1 = 4,0 \text{ Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4$$

Ekv 2 ger

$$C'' = \frac{1}{\frac{1}{4,0} + \frac{3,90}{12,58} \left( \frac{1}{4,76} - \frac{1}{4,96} \right)}$$

$$C'' = 3,96 \text{ Kcal/m}^2\text{h(grd)}^4$$

Insättes i 1

$$Q_{\text{gast}} = 3,96 \cdot 3,90 \left[ \left( \frac{523}{100} \right)^4 - \left( \frac{333}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{\text{gast}} = 9650 \text{ Kcal/h} = 40\,404 \text{ KJ/h}$$

Transmissionsgruppens bidrag:

$$F_1 = 4,26 \text{ m}^2 \text{ (enl sid 22)}$$

$$\text{Gruppens yttemp} = 110^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 383 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$C_1 = 3,9 \text{ Kcal/m}^2\text{h}(\text{grd})^4$$

Ekv 2 ger

$$C'' = \frac{1}{\frac{1}{3,9} + \frac{4,26}{12,58} \left( \frac{1}{4,76} - \frac{1}{4,96} \right)}$$

$$C'' = 3,86 \text{ Kcal/m}^2\text{h}(\text{grd})^4$$

Insättes i 1

$$Q_{\text{trans}} = 3,86 \cdot 4,26 \left[ \left( \frac{383}{100} \right)^4 - \left( \frac{333}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{\text{trans}} = 1516 \text{ Kcal/h} = 6347 \text{ KJ/h}$$

Totalt: Värmeutstrålningen enl metod 2 är då

$$Q_{\text{strål}} = Q_{\text{kolv}} + Q_{\text{gast}} + Q_{\text{trans}}$$

$$Q_{\text{strål}} = 2105 + 9650 + 1516$$

$$Q_{\text{strål}} = 13271 \text{ Kcal/h} = 55565 \text{ KJ/h}$$

=> 3,3 % av totalutvecklad motoreffekt (se kommentar sid 23)

Jämförelse mellan metod 1 och 2

Metoderna överensstämmer således rätt väl med varandra. Med metod 2 får man värden som ligger något under de man får med metod 1.

Den värmemängd som utgår från motoraggregat och transmissionsgrupp genom strålning erhålls som medelvärde av metod 1 och 2.

$$\underline{Q_{\text{strål}}} = 14290 \text{ Kcal/h} = 59732 \text{ KJ/h} \text{ motsvarar } 3,5 \% \text{ av totalt utvecklad motoreffekt.}$$

### Värmemängdsbidrag genom konvektion

Använd ekvation

$$Q = \alpha \cdot A (t_1 - t_2) \quad (\text{ref 8})$$

där

$$Q = \text{Värmemängd i Kcal/h}$$

$$A = \text{Kroppens area i m}^2$$

$$t_1 = \text{Kroppens temp i } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = \text{Luftens temp i } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha = \text{Värmeövergångstalet i Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Vid strömning av luft längs plana ytor gäller då lufthastigheten  $u \leq 5$  m/s att

$$\alpha = 5,3 + 3,6 \cdot u \quad (\text{ref 9})$$

$$u = \frac{q}{A} \quad \text{där } q = \text{luftflöde m}^3/\text{s (se sid 20)}$$

$$A = \text{motorrummets tvärsnittsarea i m}^2$$

$$u = \frac{1,4}{1,84} = 0,76 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow \alpha = 5,3 + 3,6 \cdot 0,76 \approx 8,0 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Värdet på  $\alpha$  är förmodligen för lågt, då aggregatens konturer är ojämna och luften på så sätt får avsevärt högre hastighet än den framräknade.

$\alpha$ -värdet uppskattas till  $\alpha = 15 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$

Hänsyn tas endast till den värmemängd som erhålls från motoraggregat och transmission. Värmemängdsutflödet genom motorrummets väggar bortses ifrån, eftersom detta ur jämförelsesynpunkt med HS-alternativet kan anses vara lika stort.

Med hjälp av ovanstående uppgifter och redan framräknade areor för de olika kropparna fås följande värmemängder:

$$Q_{\text{kolv}} = 15 \cdot 5,54 (105 - 60) = 3720 \text{ Kcal/h} = 15600 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{gast}} = 15 \cdot 3,90 (250 - 60) = 11100 \text{ Kcal/h} = 46500 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{trans}} = 15 \cdot 4,26 (110 - 60) = 3200 \text{ Kcal/h} = 13400 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{konvekt}} = Q_{\text{kolv}} + Q_{\text{gast}} + Q_{\text{trans}}$$

$$\underline{Q_{\text{konvekt}} = 18020 \text{ Kcal/h} = 75\,500 \text{ KJ/h}}$$

Konvektionsvärmen är 4,45 % av den totalt utvecklade motoreffekten.

### Total värmeventilationsbehov

Den totala värmemängden som måste bortventileras erhålls som summan av den utstrålade och konvekterade värmemängden.

$$Q_{\text{tot}} = Q_{\text{strål}} + Q_{\text{konvekt}}$$

$$Q_{\text{tot}} = 32310 \text{ Kcal/h} = 135232 \text{ KJ/h}$$

i procent av den totalt utvecklade motoreffekten 7,95 %,

### 3.2.4 Kylanläggning

#### 1 Beskrivning av kylaranläggning

Vagnen är utrustad med en central kylanläggning för kylning av vagnens servoolja och motoraggregatets olika komponenter.

Kylanläggningen är anordnad enligt bild 3.16.

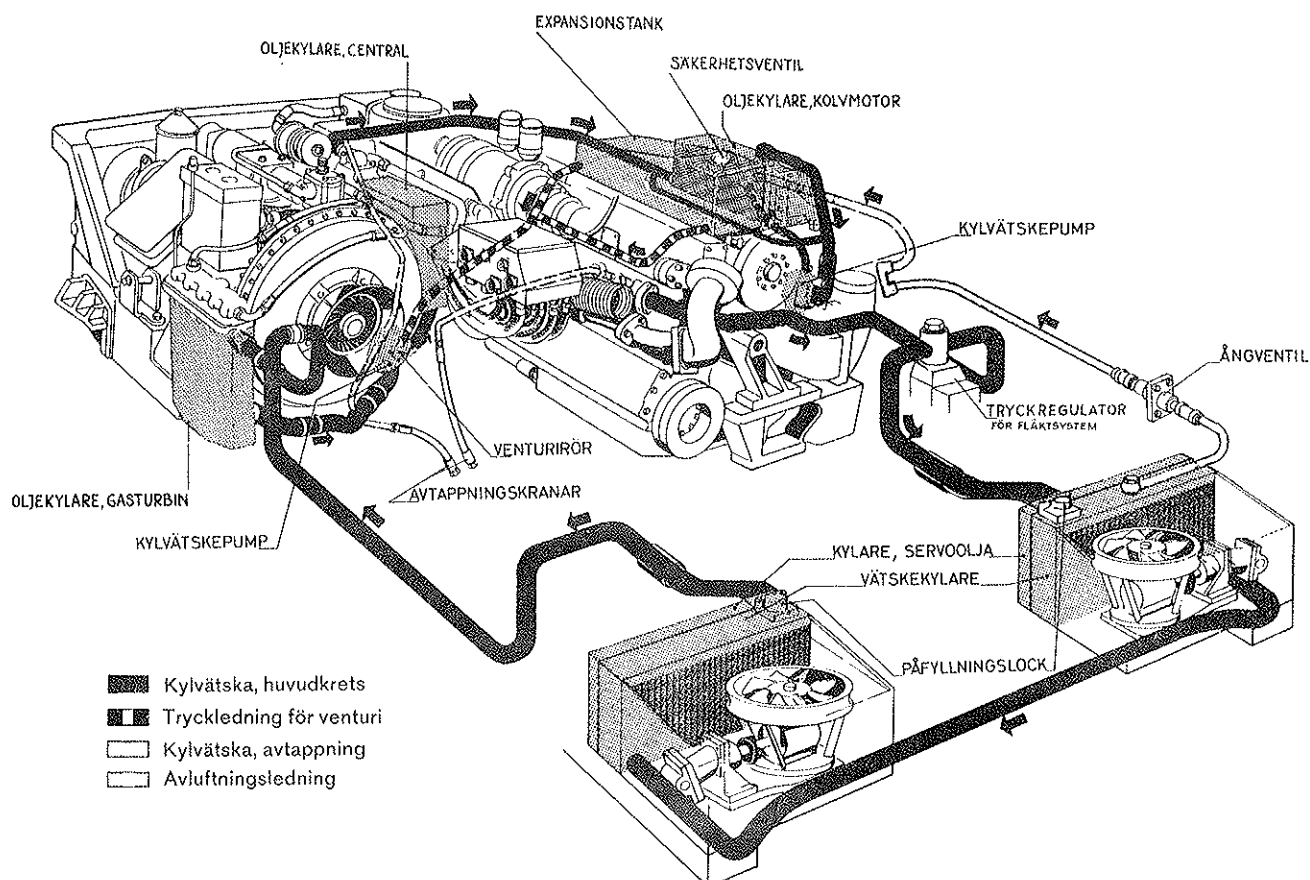


Bild 3.16 Kylsystemet

Kolvmotorn kyls genom vätske-cirkulation (vatten + frostskyddsvätska) i motorns kylmantlar och genom kylning av motoroljan i den för motoraggregatet gemensamma oljekylaren, samt i den separata oljekylaren för kolvmotorn. Gasturbinen kyls genom sin separata oljekylare.

Automatväxellådan och transmissionsgruppen kyls genom den gemensamma oljekylaren. Oljekylarnas kylarinsatser omspolas helt av kylvätska från kylsystemet.

Två seriekopplade kylare, belägna i vagnens bakre ända ombesörjer kylningen av kylvätskan och servooljan.

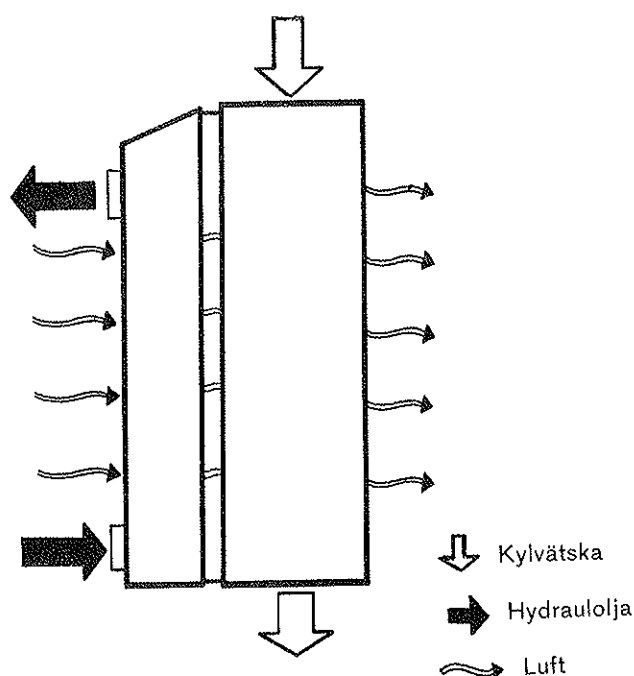


Bild 3.17 Princip för kylning av kylvätska (kolvmotor) resp servoolja (vagnens hydraulsystem)

Det för kylanläggningen nödvändiga fläktsystemet styrs av en termostatstyrd tryckregulator och sätts inte i funktion förrän kylvätskan eller servooljan för vagnens hydraulsystem nått en bestämd temperatur.

## 2. Kylbehov

Den effekt som skall kylas bort i vattenkylarna (ref 10)

K60	158 Hk =	116,21 KW	vatten och oljekylning
GT	29 Hk =	21,33 KW	oljekylning
DRH	40 Hk =	29,42 KW	oljekylning
Transmissions- gruppen	40 Hk =	29,42 KW	oljekylning
	Summa =	267 Hk =	196,38 KW

Den effekt som kyles bort i servooljekylaren är beräknad enl nedan

Motorrummets ventilatorfläkt	1 Hk =	0,74 KW
Styr och rikt- system	35 Hk =	25,74 KW
	Summa =	36 Hk = 26,48 KW

### Kylardata (se bilaga 6)

Dimensionerande temp (yttertemp)	30°C
Ingående vatten temp	105°C
Kyleffekt (uppgift från AB Volvo)	250 Hk = 183,88 KW
Vattenflöde	13800 kg/h
Utgående kylflödetemp (uppgift från AB Volvo)	70°C
Luftflöde	7500 kg/h
Fläkteffekt	15 Hk/fläkt = 11,03 KW/fläkt
Kylyta	0,19 m <sup>2</sup> /kylare
Antal rörrader i kylaren	8 st

### Kommentar :

Sedan rapporten (ref 1) utarbetats har GT utbytts mot en starkare version som utvecklar 400 hk mot tidigare 300 hk, högeffekt 490 mot 330 hk. Detta betyder att den effekt som måste kylas bort har ökat från 29 hk till omkring 40 hk (antaget värde).

Sammanlagda kylbehovet ökar då till 278 hk = 204,50 KW.

Totala kylbehovet är större än tillgänglig kyleffekt, kylarna är alltså något underdimensionerade. Detta har man numera avhjälpt genom att övergå från 1-stråkskylare till 3-stråkskylare.

## 4 STRV 103, DET STUDERADE AGGREGATET

### 4.1 ALLMÄNT

De i utredningen undersökta framdrivningskomponenterna är dels en fransk 720 hk dieselmotor av fabrikat Hispano - Suiza med typbeteckning HS 110 och dels en treväxlad automatväxellåda av ett tyskt fabrikat.

Den franska dieselmotorn ersätter den nuvarande gasturbinen och dieselmotorn.

HS-motorn är bland annat inmonterad som kraftkälla i den franska stridsvagnen AMX 30.

Den tyska växellådan ersätter den nuvarande automatväxellådan, samlingsväxeln, FBTV, styrkopplingarna och slutväxlarnas överlagringsdel.

### 4.2 BESKRIVNING AV HS 110

Den fransktillverkade dieselmotorn Hispano Suiza, HS 110, är 12-cylindrig, 4-takts, vätskekyld flatmotor med avgas turbo överladdning. Motorn som är av flerbränsletyp avger en maxieffekt på 720 hk. Genom att motorkonstruktionen är av boxertyp (flat) blir motorn kompakt i förhållande till effekten, se bilaga 7.

Motorns ytterdimensioner är

höjd	880 mm
bredd	1248 mm
längd	1553 mm

Volymen som motorn upptar är 1,71 m<sup>3</sup>.

Motordata se bilaga 8

Typ	4-takts dieselmotor, vätskekyld, turboöverladdad
Cylinderantal	12, flat
Cylinderdiameter	145 mm
Slaglängd	145 mm
Maxeffekt	720 hk vid 2600 r/min
Max vridmoment	210 kpm vid 2000 r/min
Kompressionsförhållande	19,5:1
Cylindervolym	28,8 dm <sup>3</sup>
Vikt	1360 kg
Antal kg/hk	1,9 kg/hk



### 4.3 BESKRIVNING AV VÄXELLÅDAN

Växellådan av tyskt fabrikat, är en treväxlad automatlåda. Tre växelsteg för fram och tre växelsteg för back.

Den är försedd med en momentomvandlare med momentförhållandet 3,4:1. Momentförstärkningen genom växellådan är maximalt 14,2.

Växellådan som ursprungligen är konstruerad för en maximalt ingående effekt av 600 hk, finns i ett modifierat utförande och tål då en ingående effekt av 730 hk. I växellådan finns överlagringsstyrning inbyggd, detta sker med hjälp av en hydrostatisk växel som är påbyggd växellådan.

Kylningen av växellådan sker genom en värmeväxlare, olja - vatten, som är inbyggd i växellådan. Växellådans ytterdimensioner är uppräntade på bilaga 9.

Den volym som växellådan upptar är 0,83 m<sup>3</sup>.

#### Data, tyska växellådan (ref 11)

Utväxling	2,72
	1,34
	0,67
Momentomvandlarens momentförhållande	3,4:1
Max momentförstärkning genom lådan	14,2:1
Totalverkningsgrad	0,9
Totalvikt (inkl hydrostatisk växel)	1450 kg
Kylbehov	60-80000 kcal/h
Ingående varv	2600 r/min
Utgående varv	3880 r/min
Max ingående effekt	730 hk

### 4.4 PRESTANDAKRAV

#### 4.4.1 Aktionssträcka

För en stridsvagn utrustad med dieselmotor beräknas bränsleförbrukningen enl 0,5 l/mil, ton. Detta är en liknande tumregel som den som användes under punkt 3.2.1 (ref 2). För att uppnå den under 3.2.1 beräknade aktionssträckan 24 mil, krävs att det finns bränsletankar i vagnen som tillsammans rymmer 480 liter.

#### 4.4.2 Dragkraft

För att kunna få en uppfattning om den dragkraft vagnen skulle kunna utveckla med HS-motorn och den tyska växellådan, studeras den dragkraftkurva som den tyska stridsvagnen Leopard utvecklar. Den har en växellåda som är besläktad med den undersökta.

Dragkraften som funktion av hastigheten erhålls ur formeln enl nedan:

$$F = \frac{N(n)}{3,6 \cdot u} \cdot K \quad \text{kp}$$

där  $N(n)$  = motorns effekt i Kpm/s vid varvtalet  $n$

$n$  = motorvarvtal  $r/\text{min}$

$u$  =  $\frac{n}{u} \cdot \frac{2\pi \cdot r}{60} \cdot \frac{1}{3,6}$   $\text{km/h}$

$u$  = total utväxling mellan motor och drivbanden

$r$  = radien på drivhjulet  $\text{m}$

$K_k$  = korrektionsvariabel för konverten uträknad ur Leopardens dragkraftkurva, se tabell nedan.

$K_m$  = Samma som  $K_k$  men för mekanisk förbindning mellan motor och växellåda

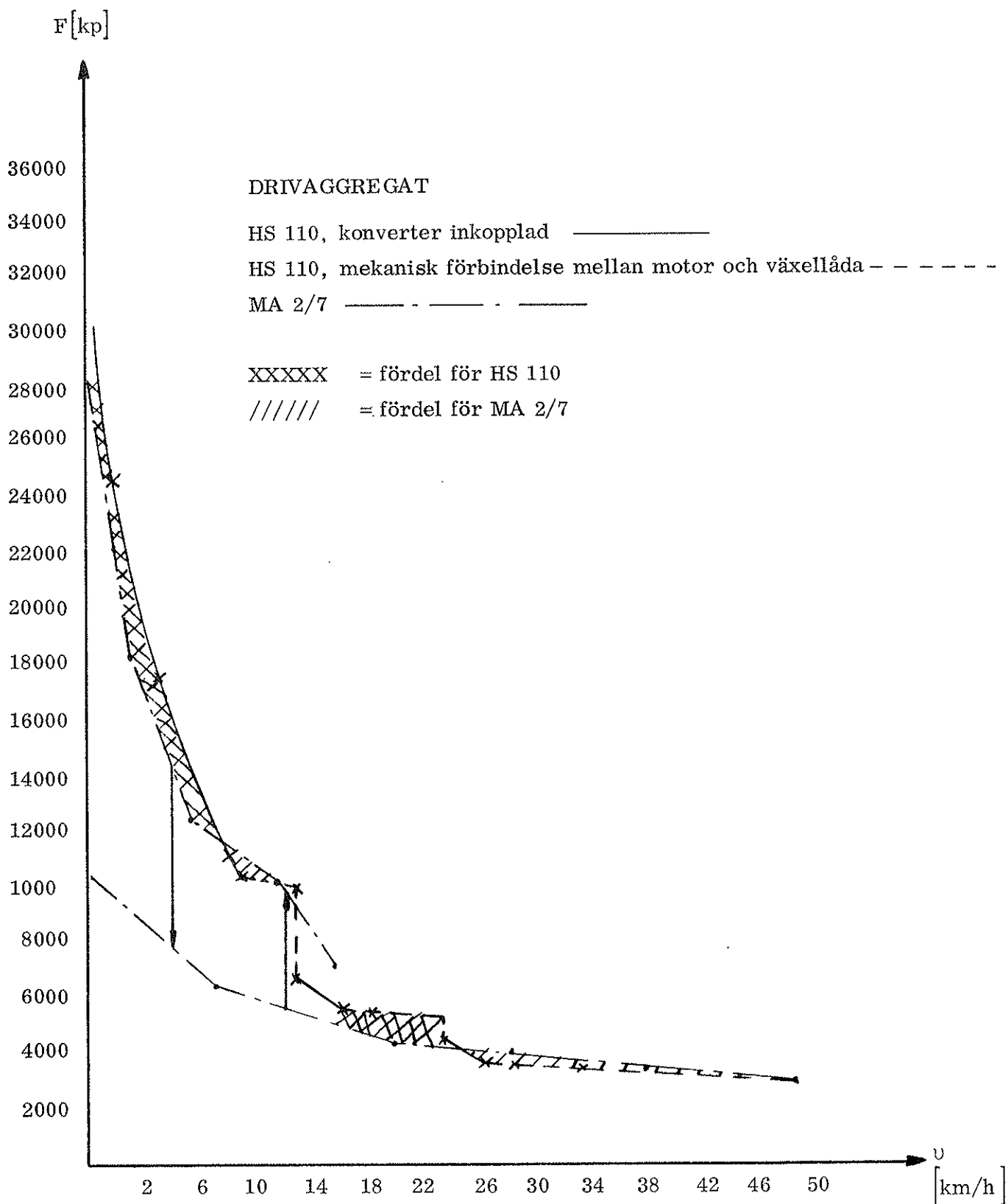
Tabell över K-värden

Hast [km/h]	Växel		
	1	2	3
2	$K_k = 3,87$		
5	$K_k = 6,95$		
10	$K_k = 8,66$		
11	$K_m = 8,90$		
15		$K_k = 7,79$	
18		$K_m = 8,00$	
20		$K_m = 8,69$	
25			$K_k = 8,68$
28			$K_m = 8,10$
30			$K_m = 8,67$
35			$K_m = 9,60$
37			$K_m = 10,02$

Beräknad dragkraft,  $F$ , för HS-motor och tysk växellåda

$F$  kp

Hast [km/h]	Växel		
	1	2	3
2	24600		
5	17600		
10	11000		
11	10300		
15		6600	
18		5650	
20		5500	
25			4430
28			3680
30			3680
35			3480
37			3450



Dragkraftskurvor

Som jämförelse har det befintliga aggregatets dragkraftkurva ritats in i diagrammet.

#### 4.4.3 Motorrumsventilation

Värmemängden, som avges från motor och växellåda genom konvektion och strålning, bortventileras för att motorramstemperaturen ej skall överstiga 60°C (se sid 19).

Beräkningarna sker enligt samma lagar och metoder som under punkt 3.2.3.

#### Värmemängdsutstrålning, Metod 1 (ref 5)

##### HS-motorns bidrag:

$$F_1 = 2 \cdot 1,553 \cdot 0,88 + 2 \cdot 1,248 \cdot 0,88 + 2 \cdot 1,248 \cdot 1,553$$

$$F_1 = 8,82 \text{ m}^2 \text{ (mått hämtade från bilaga 7)}$$

$$F_2 = 12,58 \text{ m}^2 \text{ (se sid 20), samma } F_2 \text{ används då avvikelser i motorrumsytan för det nya aggregatet inte blir så stor.}$$

Motorns yttemp uppskattas till 105°C  
Motorns och motorrummets absorptionstal  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,96$

Ekv 4 ger

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{0,96} + \left( \frac{1}{0,96} - 1 \right) \frac{8,82}{12,58} = 1,068$$

$$\epsilon_{12} = 0,937$$

$$T_m = 273 + \frac{105+60}{2} = 355,5 \text{ °K}$$

$$\Delta t = 105 - 60 = 45 \text{ °C}$$

Ekv 3 ger då

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot 355,5^3 \cdot 10^{-6} \left( 1 + \left[ \frac{45}{2 \cdot 355,5} \right]^2 \right)$$

$$\alpha_{ss} = 9,02$$

$$Q_{HS} = 8,82 \cdot 1 \cdot 0,937 \cdot 9,02 \cdot 45$$

$$Q_{HS} = 3352 \text{ Kcal/h} = 14035 \text{ KJ/h}$$

HS-motorns två cylinderrader gör att den sammanlagda längden av gasrör som måste dras i motorrummet är betydligt längre än för den under pkt 3.2.3 nämnda kolvmotorn, K60, med sin enkla cylinderrad. Då avgastemperaturen är hög och

därmed värmeutstrålningen, tas här hänsyn till den värmemängd som avges från en röryta, där rörytan är skillnaden i avgasrörsyta, som dras i motorrummet, mellan HS-motorn och K60-motorn.

Avgastemp av ca 500°C (se ref 13)

Avgasrörsytan  $F_1 = 2\pi \cdot r \cdot l$

$r$  uppskattas till 50 mm  
 $l$  " " 750 mm

$$F_1 = 2\pi \cdot 0,05 \cdot 0,75 = 0,24 \text{ m}^2$$

$F_1$  är den meryta avgasrör som behövs för HS-alternativet  
 $\epsilon_1$  och  $\epsilon_2 = 0,96$

Ekv 4 ger

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{0,96} + \left(\frac{1}{0,96} - 1\right) \frac{0,24}{12,58} \approx 1,04$$

$$\epsilon_{12} = 0,96$$

$$T_m = 273 + \frac{500+60}{2} = 553 \text{ °K}$$

$$\Delta t = 500 - 60 = 440 \text{ °C}$$

Ekv 3 ger

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot 553^3 \cdot 10^{-6} \left(1 + \left[\frac{440}{\epsilon \cdot 553}\right]^2\right)$$

$$\alpha_{ss} = 39$$

$$Q_{avgas} = 0,24 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 39 \cdot 440$$

$$Q_{avgas} = 3950 \text{ Kcal/h} = 16\,500 \text{ KJ/h}$$

Således

$$Q_{motor} = Q_{HS} + Q_{avgas}$$

$$Q_{motor} = 7302 \text{ Kcal/h} = 30\,535 \text{ KJ/h}$$

Växellådans bidrag:

$$F_1 = 2 \cdot 0,815 \cdot 1,365 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,815 + 2 \cdot 1,112 \cdot 1,365$$

$$F_1 = 6,73 \text{ m}^2 \text{ (mått hämtade från sid 8)}$$

$$F_2 = 12,58 \text{ (se sid 20)}$$

Växellådans yttemp uppskattas till 110°C

Dess absorptionstal  $\epsilon_1 = 0,91$

Motorrummets absorptionstal  $\epsilon_2 = 0,96$

Ekv 4 ger

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{0,91} + \left( \frac{1}{0,96} - 1 \right) \frac{6,73}{12,58} = 1,121$$

$$\epsilon_{12} = 0,89$$

$$T_m = 2,73 + \frac{110+60}{2} = 358 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\Delta t = 110 \cdot 60 = 50^\circ\text{C}$$

Ekv 2 ger

$$\alpha_{ss} = 0,2 \cdot 358^3 \cdot 10^{-6} \left( 1 + \left[ \frac{50}{2 \cdot 358} \right]^2 \right)$$

$$\alpha_{ss} = 9,22$$

Med ekv 1 fås då

$$Q_{\text{växel}} = 6,73 \cdot 1 \cdot 0,89 \cdot 9,22 \cdot 50$$

$$Q_{\text{växel}} = 2762 \text{ Kcal/h} = 11\,564 \text{ KJ/h}$$

Värmeutstrålningen enligt metod 1 är då

$$Q_{\text{strål}} = Q_{\text{motor}} + Q_{\text{växel}}$$

$$Q_{\text{strål}} = 7302 + 2762 = 10\,064 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{strål}} = 10\,064 \text{ Kcal/h} = 42\,200 \text{ KJ/h}$$

Utstrålningen motsvarar 2,21 % av total motoreffekt.

Värmemängdsutstrålning, Metod 2 (enl ref 7)

$F_2$  ,  $C_2$  och  $T_2$  som på sid 23.

HS-motorns bidrag:

$$F_1 = 8,82 \text{ m}^2 \text{ (enl sid 35)}$$

$$C_1 = 4,76 \text{ Kcal/m}^2\text{h (grd)}^4$$

$$\text{Yttemp } t_1 = 105^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 378 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Ekv 2 ger

$$C'' = \frac{1}{\frac{1}{4,76} + \frac{8,82}{12,58} \left( \frac{1}{4,76} - \frac{1}{4,96} \right)}$$

$$C'' = 4,62 \text{ Kcal/m}^2\text{h (grd)}^4$$

Insättes i ekv 1

$$Q_{\text{HS}} = 4,62 \cdot 8,82 \left[ \left( \frac{378}{100} \right)^4 - \left( \frac{333}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{\text{HS}} = 3309 \text{ Kcal/h} = 13\,855 \text{ KJ/h}$$

Avgasrörets bidrag:

$$\text{Då } F \ll F_2 \text{ blir } C'' = C_1 = 4,76$$

Med ekv 1 blir

$$Q_{\text{avgas}} = 4,76 \cdot 0,24 \left[ \left( \frac{773}{100} \right)^4 - \left( \frac{333}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{\text{avgas}} = 3920 \text{ Kcal/h} = 16\,400 \text{ KJ/h}$$

Detta ger

$$Q_{\text{motor}} = Q_{\text{HS}} + Q_{\text{avgas}}$$

$$Q_{\text{motor}} = 7229 \text{ Kcal/h} = 30\,000 \text{ KJ/h}$$

Växellådans bidrag:

$$F_1 = 6,73 \text{ m}^2 \text{ (se sid 36)}$$

$$C_1 = 3,9 \text{ Kcal/m}^2\text{h (grd)}^4$$

$$\text{Yttemp } t_1 = 110^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 383 \text{ }^\circ\text{K}$$

Ekv 2 ger

$$C'' = \frac{1}{\frac{1}{3,9} + \frac{6,73}{12,58} \left( \frac{1}{4,76} - \frac{1}{4,96} \right)}$$

$$C'' = 3,92 \text{ Kcal/m}^2\text{h (grd)}^4$$



Insättes i ekv 1

$$Q_{\text{växel}} = 3,92 \cdot 6,73 \left[ \left( \frac{383}{100} \right)^4 - \left( \frac{333}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{\text{växel}} = 2433 \text{ Kcal/h} = 10\,170 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{strål}} = Q_{\text{HS}} + Q_{\text{växel}}$$

$$Q_{\text{strål}} = 7229 + 2433 = 9662 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{strål}} = 9662 \text{ Kcal/h} = 40\,300 \text{ KJ/h}$$

Vilket motsvarar 2,1 % av totala motoreffekten.

#### Medelvärde metod 1 och 2

Den värmemängd som utgår från motoraggregat och växellåda fås som medelvärdet av metod 1 och 2.

$$Q = \frac{10064 + 9662}{2} = 9870 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 9870 \text{ Kcal/h} = 41\,200 \text{ KJ/h}$$

Detta motsvarar 2,16 % av den totalt utvecklade motoreffekten.

#### Värmemängdsbidrag genom konvektion

Samma ekvation och -värde används, som under punkt 3.2.3 sid 26 och 27.

$$Q_{\text{HS}} = 15 \cdot 8,82 (105 - 60) = 5920 \text{ Kcal/h} = 24800 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{avgas}} = 15 \cdot 0,24 (500 - 60) = 1580 \text{ Kcal/h} = 6620 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{trans}} = 15 \cdot 6,73 (110 - 60) = 5050 \text{ Kcal/h} = 21100 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{konvekt}} = Q_{\text{HS}} + Q_{\text{avgas}} + Q_{\text{trans}}$$

$$Q_{\text{konvekt}} = 12\,550 \text{ Kcal/h} = 52\,400 \text{ KJ/h}$$

Konvektionsvärmens är 2,75 % av den totalt utvecklade motoreffekten.

### Totalt värmeventilationsbehov

Den totala värmemängden som måste bortventileras erhålls som summan av den utstrålade och konvekterade värmemängden.

$$Q_{\text{tot}} = Q_{\text{strål}} + Q_{\text{konvekt}}$$

$$Q_{\text{tot}} = 22\,420 \text{ Kcal/h} = 93\,600 \text{ KJ/h}$$

Motsvarar 4,9 % av den totalt utvecklade motoreffekten.

#### 4.4.4 Kylbehov

Den värmemängd som skall borttransporteras av kylvattnet framgår av nedanstående tabell.

Dieselmotorn	672 HK = 494,24 KW (bilaga 8)
Växellådan	<u>125 HK = 91,94 KW (ref 11)</u>
	797 HK = 586,18 KW

Den undersökta växellådan innehåller överlagringsstyrning, denna funktion ombesörjes av ett servooljesystem i det befintliga systemet, vilket medför ett minskat behov av servo-oljekylning.

### Beräkning av kylardimensioner

Dimensionsberäkningen är utförd enl ref 12, utdrag ur denna återfinns som bilaga 10.

Den värmemängd som skall kylas bort från motorn  
 $Q_M = 494,24 \text{ KW} = 425\,000 \text{ Kcal/h}$

Den värmemängd som skall kylas bort från växellådan  
 $Q_V = 91,94 \text{ KW} = 79\,059 \text{ Kcal/h}$

Totalt skall alltså  
 kylas bort ca 505 000 Kcal/h

Till kylaren inkommande lufttemp  $t_{l_i} = 30^\circ\text{C}$

Till kylaren inkommande vattentemp  $t_{w_i} = 105^\circ\text{C}$

Två parallellkopplade pumpar trycker vatten genom kylaren  
 (varje pumps kapacitet = 400 kg/min)  $\dot{V}_w = 2 \times 24 \text{ m}^3/\text{h}$

$$Q_w = \dot{V}_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta t \cdot C_{p_w} \Rightarrow$$

$$\Delta t_w = \frac{Q_w}{\dot{V}_w \cdot \gamma_w \cdot C_{p_w}} = \frac{505\,000}{48 \cdot 1000 \cdot 1} = 10,50^\circ$$

$Q$  = värmemängd Kcal/h  
 $\dot{V}$  = flöde  $m^3/h$   
 $\gamma$  = spec. vikt  $kg/m^3$   
 $C_p$  = spec. värme Kcal/kg grad  
 $t$  = temperatur  $^\circ C$

från kylaren utgående vatten temperatur  $t_{w_a}$

$$t_{w_a} = 105 - 10,5 = 94,5^\circ C$$

Vattnets medeltemp =  $99,75^\circ C$ .

Medeltemperatur differens  $\Delta t = 69,75^\circ$

Lufthastigheten genom kylaren sätts till 10 m/s  
 $\Rightarrow \gamma \cdot v = 10,9 \text{ kp}/m^2 \cdot s$

Kylardjupet sätts till 200 mm, 10 rörrader, (ur diagram 5 se ref 9)  $\Rightarrow q = 82 \text{ Kcal}/h \cdot \text{grad} \cdot \text{dm}^2$

$$\text{Kylytan } F_{s_t} = \frac{Q}{q \cdot \Delta t} = \frac{505\,000}{82 \cdot 69,75} = 88,50 \text{ dm}^2$$

Det nya motoraggregatet fordrar alltså en kylyta av ca  $89 \text{ dm}^2$ .

För att verifiera beräkningsgångens användbarhet kontrollräknas det befintliga systemets kylyta.

Den värmemängd som skall kylas bort  
 $Q_M = 196,38 \text{ KW} = 168\,870 \text{ Kcal}/h$

Till kylaren inkommande lufttemp  $t_{l_i} = 30^\circ C$

Till kylaren inkommande vattentemp  $t_{w_i} = 105^\circ C$

Vattenflöde  $\dot{V}_w = 13,8 \text{ m}^3/h$

$$\Delta t_w = \frac{Q_w}{\dot{V}_w \cdot \gamma_w \cdot C_{p_w}} = \frac{168\,870}{13,8 \cdot 1000 \cdot 1} = 12,24^\circ$$

Från kylaren utgående vattentemp  $t_{w_a} = 105 - 12,24 = 92,76^\circ C$

Vattnets medeltemp =  $98,88^\circ C$

Medeltemperatur differens  $\Delta t = 68,88^\circ$

Lufthastigheten genom kylaren  $v = 10 \text{ m/s}$   
 $\Rightarrow \gamma \cdot v = 10,9 \text{ kp/m}^2 \cdot \text{s}$

Kylardjupet 150 mm, 8 rörrader.  $\Rightarrow q = 68 \text{ Kcal/h grad dm}^2$

$$\text{Kylyta } F_{s_t} = \frac{Q}{q \cdot \Delta t} = \frac{168 \cdot 870}{68 \cdot 68,88} = 36,05 \text{ dm}^2$$

Den befintliga kylytan är ca  $38 \text{ dm}^2$  och den beräknade ca  $36 \text{ dm}^2$ .

Detta verifierar beräkningsgångens användbarhet.

För att vara på den säkra sidan så sätts det nya systemets kyltebehov till  $92 \text{ dm}^2$ , vilket är ungefär 2,5 ggr det befintliga ytbehovet.

Kylardata för HS-motorn (se ovan):

Kylyta	92 dm <sup>2</sup>
Antal rörrader	10 st
Kylardjup	200 mm
Lufthastighet genom kylaren	10 m/s
Luftflöde " "	9,2 m <sup>3</sup> /s
Ingående vattentemperatur	105°C
Dimensionerande yttertemperatur	30°C

## 5 JÄMFÖRELSER

### 5.1 INPLANERING AV DRIVAGGREGAT

HS-motorn och den tyska växellådan upptar tillsammans en volym av  $2,54 \text{ m}^3$  (se sid 30, 31). De komponenter som dessa båda enheter ersätter har en sammanlagd volym av  $2,85 \text{ m}^3$ . (se sid 11 och 13)

Styrbromsarnas och slutväxlarnas volym har ej medtagits, då det för de båda alternativen fordras volymmässigt lika stora bromsar resp växlar.

Någon svårighet att placera in HS-motorn och växellådan i ett oförändrat motorrum verkar inte föreligga då man endast tittar på volymuppgifterna, enligt ovan. Men då det befintliga aggregatet består av flera mindre komponenter, som är lämpliga att placera in i det kilformiga motorrummet, medan däremot HS-motorn och växellådan är två större enheter, blir en viss modifiering av motorrummet nödvändig.

### Förslag till motorrumsförändring

Den metod som använts för utarbetande av förslag till motorrumsmodifiering är den så kallade "pusselmetoden". Vilken innebär att man klipper i transparent papper skal- enliga två-dimensionella vyer.

Dessa försöker man sedan "pussla" in i en skalenligt upp- ritad figur som motsvarar det utrymme som står till buds.

Ovan beskrivna metod gav följande två alternativ till motor- rumsförändring.

#### Motorrum (Sidvy)

Drivningssystem HS 110 + Tysk växellåda

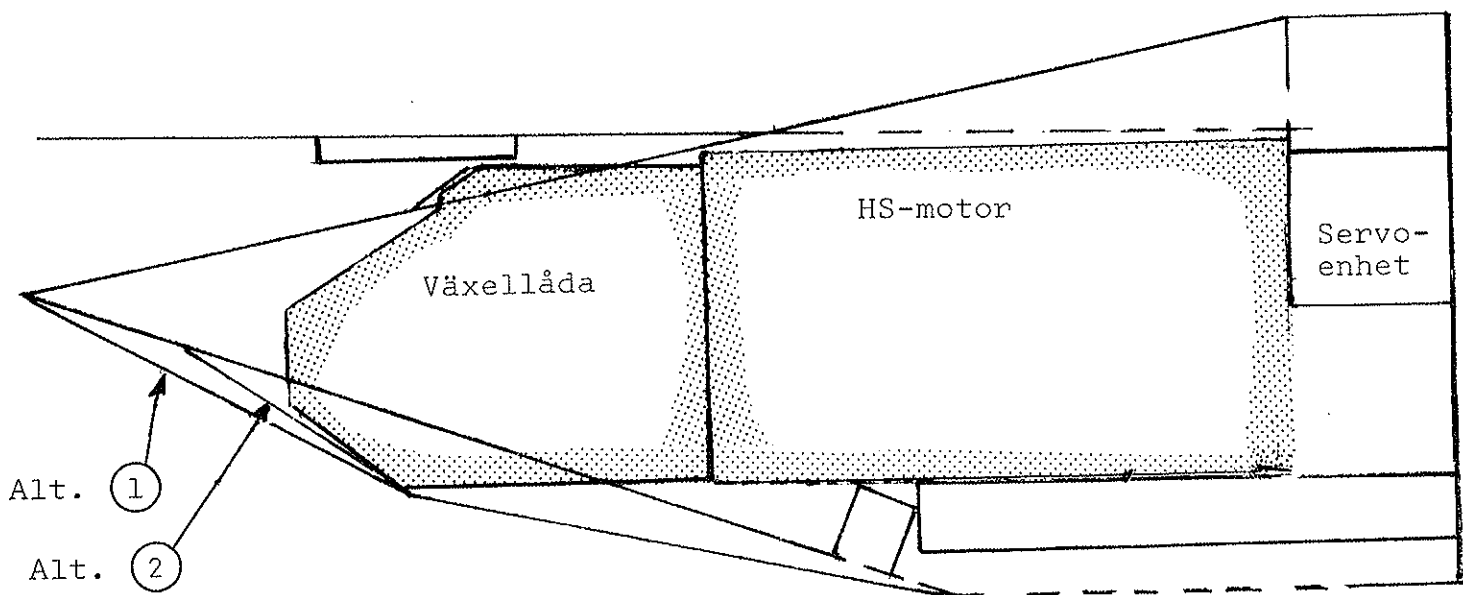


Bild 5.1 Sidvy, motorrum

Motorrum (uppifrån)  
 Drivningssystem HS 110 + Tysk växellåda

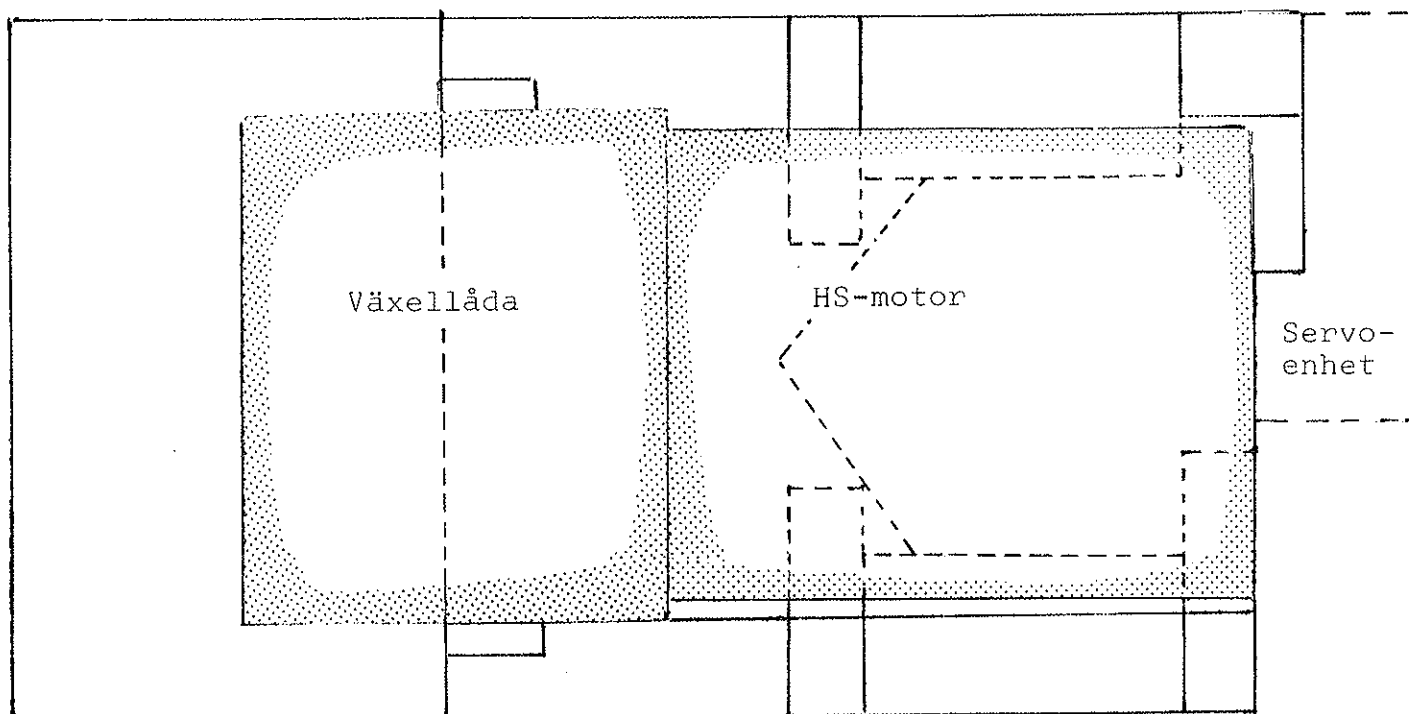


Bild 5.2 Planvy, motorrum

De förslag till motorrumsändringar som har framtagits, visar att motorrumsbredden är tillräcklig, medan däremot tvärsnittsprofilen måste ändras.

Bägge alternativen bygger på en utbuktning av övre frontpansaret. Denna sträcker sig över hela motorrumsbredden. Utbuktningen når i höjd till ejektorns underkant, jämför bild 5.1 och 5.3.

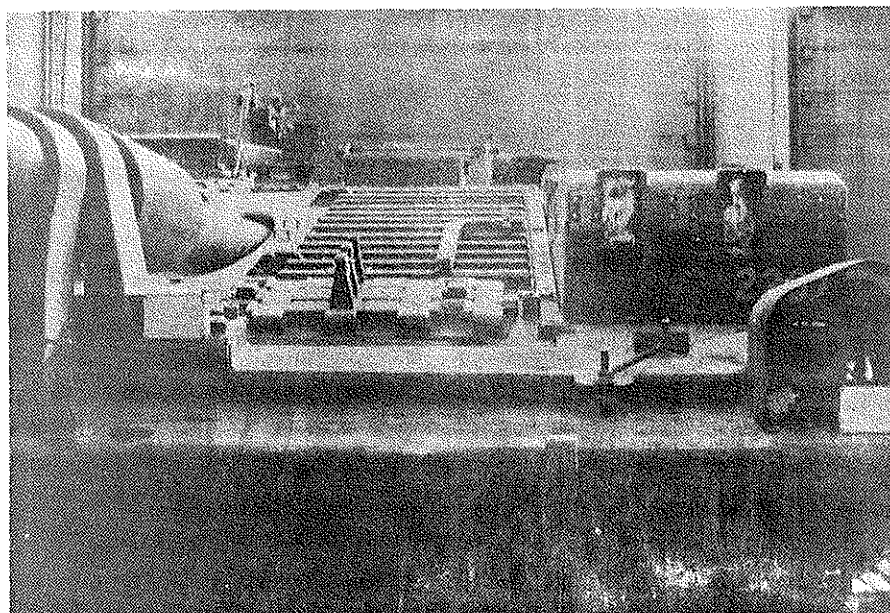


Bild 5.3 Stridsvagn 103:s övre frontpansar, oförändrat

Varken sidoträffytan eller sikten (se bild 5.4) försämras nämnvärt av uppbuktningen, däremot försämras övre frontpansarets träffytta. Växellådans utformning gör det inte möjligt att undvika uppbuktningen på frontpansaret.

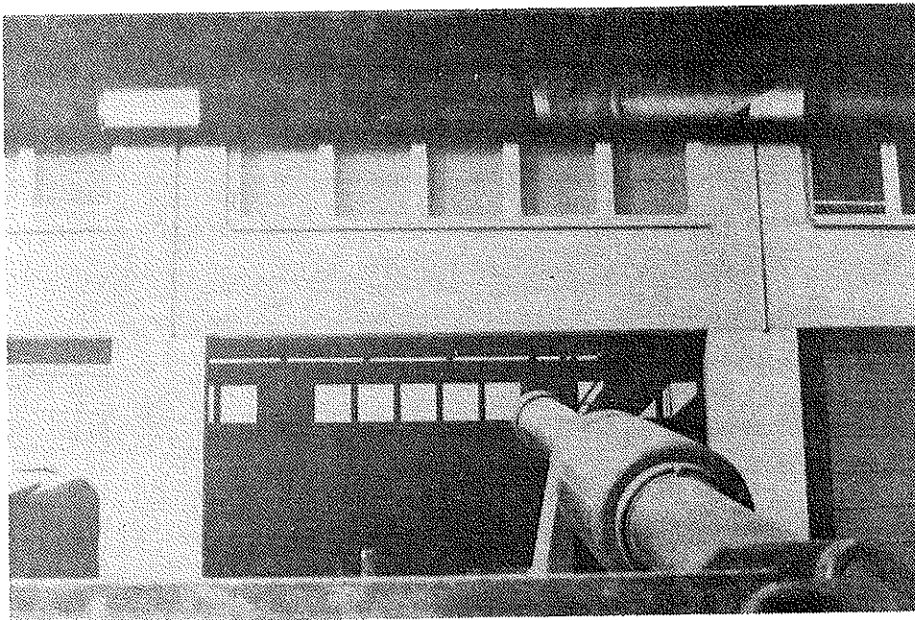


Bild 5.4 Siktyta genom förarens periskop

Frontpansarets undersida har, enligt förslagen ovan, utformats på två sätt. Båda utformningarna kan medföra någon liten reduktion av vagnens dumpningsförmåga.

Alternativ 1 innebär att konvinkeln ökas och undre frontpansaret får en extra brytpunkt under växellådan.

Alternativ 2 däremot ger samma konvinkel men två extra brytpunkter under växellådan.

Utbuktningarna sträcker sig över hela undre frontpansarets bredd.

Både av träff- och konstruktionssynpunkt är alternativ 1 överlägset alternativ 2.

## 5.2 MOTORRUMSVENTILATION

De under punkterna 3.2.3 och 4.4.3 framräknade värmemängderna som skall bortventileras ur motorrummet är för HS-alternativet mindre än för det nuvarande aggregatet, se nedan.

	Kcal/h	KJ/h	% av total motoreffekt
Nuvarande aggregat	32310	135232	7,95
HS-aggregatet	22420	93600	4,90

I det nuvarande aggregatet är gasturbinen den dominerande värmeproducenten. Vid beräkningarna har använts en temperatur av 250°C, vilket är den lägsta yttemperaturen efter kompressorn. Genom att använda denna temperatur i beräkningarna har en säkerhetsmarginal erhållits i jämförelsen mellan befintlig motorrumsventilation och den som krävs för HS-alternativet.

Samma motorrumsventilator, som sitter i nuvarande vagnen, skall med ledning av ovan angivna siffror klara det nya aggregatets värmeavgivning mycket bra.

### 5.3 KYLANLÄGGNING

De utrymmen i vagnen som är tillgängliga för kylarna är, de befintliga kylarrummen på vardera sidan i vagnen, dessutom finns det möjligheter att utöka dessa kylarrum på bekostnad av de två sidobränsletankarna. Detta är möjligt då man med HS-motorn endast behöver medföra halva bränslevolymer (se sid 31) för att uppnå samma aktionssträcka som för den nuvarande vagnen.

#### Beräkning av fläkt

Till varje kylrum hör en fläkt som är hydrauliskt driven. Av denna fläkt krävs att den ska förmå suga luft med en hastighet av 10 m/s genom kylarna.

Det sammanlagda kyltebehovet är 92 dm<sup>2</sup>. Denna yta delas upp på två kylare, en för varje kylarrum (se ovan).

Kylytan är då 46 dm<sup>2</sup>/kylarrum =>

luftflöde  $\dot{V} = 4,6 \text{ m}^3/\text{s}$

Den befintliga fläktens data, se bilaga 6.

Max varvtal	6000 r/m	
Luftflöde	1,61 m <sup>3</sup> /s	vid max varvtal
Fläkt diameter	350 mm	

Fläkten, som krävs för den större kylytan, antas vara likformig med den befintliga fläkten.



Då gäller likformighetslagen:

$$\frac{\dot{V}}{D^3 \cdot n} = \text{konst} \quad (\text{ref 14})$$

Vidare förutsätts samma max varvtal

$$D = 350 \sqrt[3]{\frac{4,6}{1,61}} = 496 \text{ mm}$$

D = fläkt diameter

n = fläktvarvtal

Man kan också tänka sig två parallellkopplade fläktar, som vardera skall ha en kapacitet på 2,3 m<sup>3</sup>/s. Med ovan nämnda likformighetslag fås:

$$D = 350 \sqrt[3]{\frac{2,3}{1,61}} = 394 \text{ mm}$$

där D är fläktarnas respektive diameter.

Genom att övergå från 1-stråkskylare till 3-stråkskylare förbättras kyleffekten med ca 20 % (ref 2). Detta medför att den under punkt 4.4.4 framräknade erforderliga kylytan 92 dm<sup>2</sup>, som är beräknad för 1-stråkskylare kan reduceras till ca 80 dm<sup>2</sup>. Per kylarrum blir det en kylyta på 40 dm<sup>2</sup>.

Det kylarutrymme, som står till förfogande, måste utökas för att fläkt och kylare, enligt ovan, skall få plats. Vissa förändringar på vagnens bakre del måste då vidtagas, se bild sid 49. Kylrummen byggs ut över bandhyllorna in i de bågiga bakre bränsleutrymmena, detta är möjligt då mindre bränslevolymer behöver medföras (se ovan). Dessutom ändras det svagt sluttande ovanpansaret till horisontellt pansar. På så vis erhålls full höjd i hela kylarrummen, se bild sid 50. Övergång från kylarrum till främre delen av bandhyllan utförs med sluttning, för att minska träffytan.

På sid 51 finns förslag till planering av (höger) kylarrum. Vänster kylarrum är spegelvänt. En kylare, med dimensioner enl nedan, läggs i vagnens längdriktning. Två parallellkopplade fläktar väljs för att få så bra strömningsförhållanden som möjligt. Till vänster om kylaren ligger luftintaget, luftutsläppet ligger ovanför fläkten.

Med ljuddämparutsläppet mynnande rakt ovanför fläktutblåsningen, möjligt vid detta kylarrangemang, fås en effektiv bortblåsning av avgaserna, se punkt 5.5.

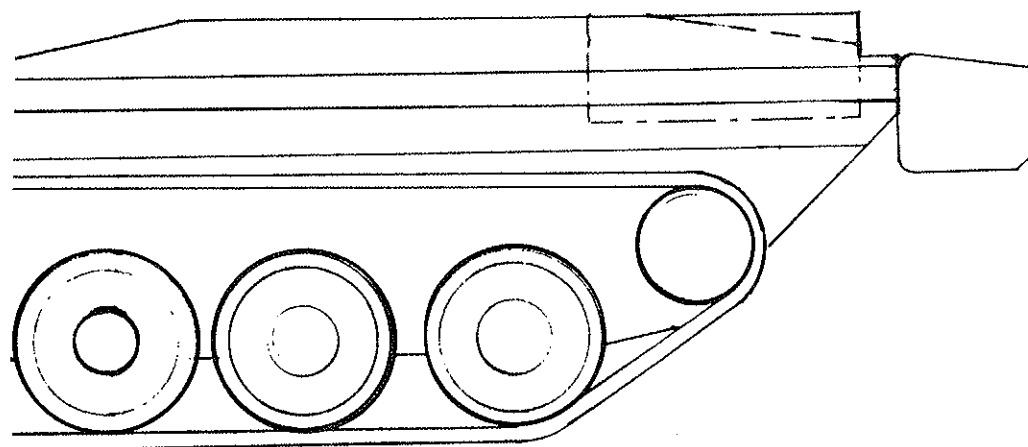
## Kylardimensioner:

längd	1100 mm
höjd	364 mm
djup	200 mm

Om detta kylararrangemang vid prov ej skulle ge tillräcklig kyleffekt, finns viss möjlighet att utöka kylarrummet genom att förlänga detta, och därmed vagnen, något bakåt.

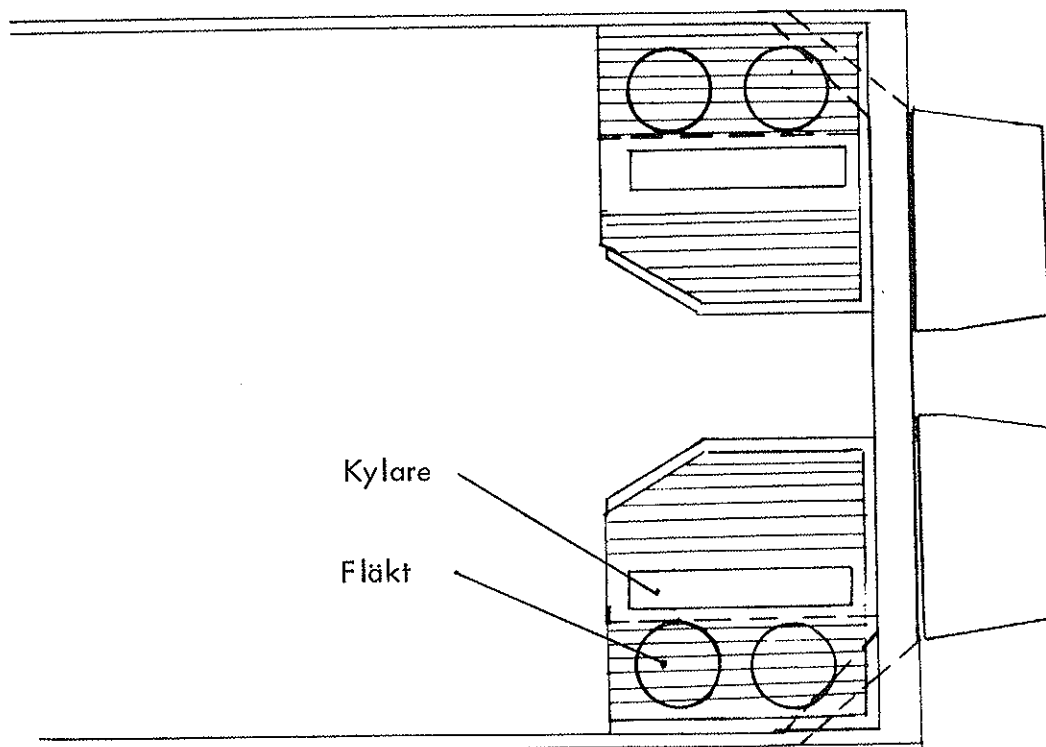
Ett annat alternativ till den vanliga kylaren är den så kallade ringkylaren, som är tillverkad av aluminium. Kylartypen är ännu ej helt färdigutvecklad. Den uppges (ref 15) vara betydligt kompaktare än en vanlig kylare. Fläkten sitter i mitten och suger luft genom kylaren, som omger fläkten ringformigt.

För att täcka servooljans kylbehov, räcker det med en kylare, av samma typ som den befintliga anläggningens, placerad framför höger vattenkylare utnyttjande samma luftflöde.

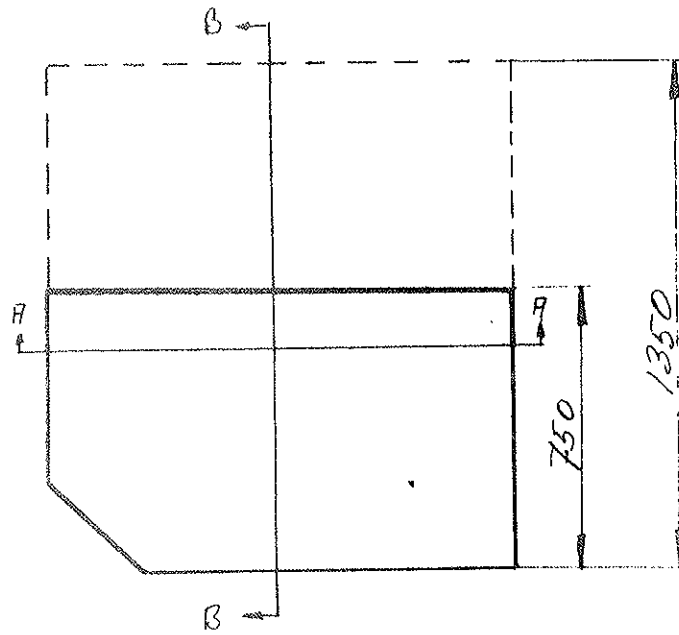


— · — · — Antytt kylarutrymme

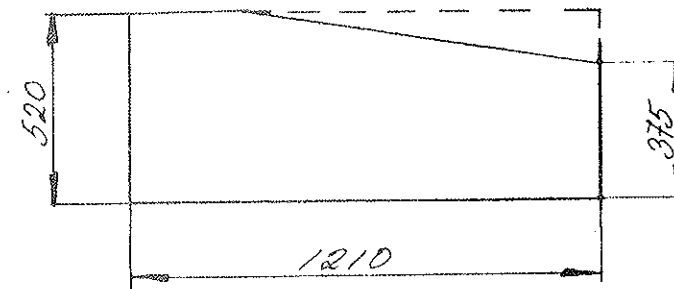
- - - - - Ursprunglig kontur



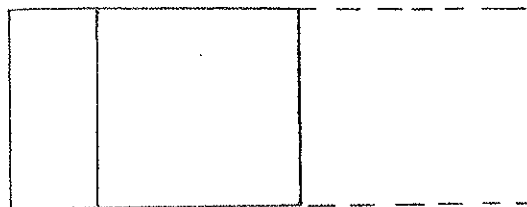
Kylrum



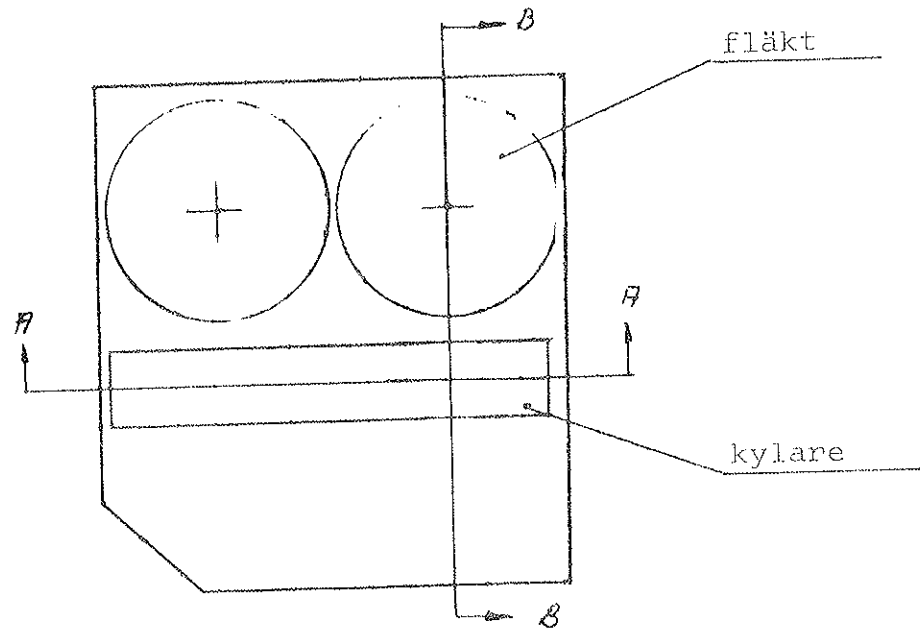
Snitt A-A



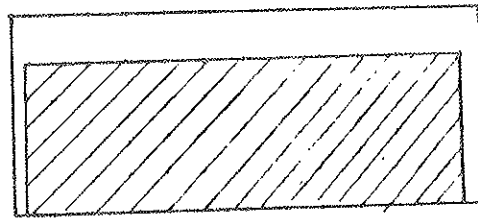
Snitt B-B



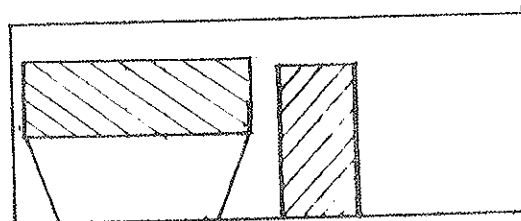
— — — — — Kylarrumsförändring



Snitt A-A



Snitt B-B vridet 90°



Planering av högerkylarrum

#### 5.4 BRÄNSLETANKAR, AKTIONSTRÄCKA

De tre bränsletankarna som ligger i vagnen är tillverkade av gummi, detta gör att de utan nämnvärda svårigheter vid tillverkningen, kan få en godtycklig form.

Då man enl pkt 5.3 behöver utöka kylrummen på bekostnad av de två sidobränsletankarna bör detta inte stöta på några svårigheter, enl ovan.

Enligt 5.3 är man tvungen att utöka kylrummen, detta sker genom att den bakre delen av de två sidobränsletankarnas utrymmen byggs ihop med de befintliga kylrummen. Denna utbyggnad minskar sidotankarnas volym till hälften, alltså från 425 l till ca 210 l, detta medför inga nackdelar då enl 3.2.1 och 4.4.1 det bara krävs halva befintliga bränslevolymer för att uppnå samma aktionssträcka med HS-motorn som med det befintliga drivaggregatet.

Bränsletankarna rymmer ca 535 l bränsle efter ändringen, mot tidigare 960 l.

#### 5.5 LJUDDÄMPNING

En 4-taktsmotor behöver, om inte själva dämpningsfunktionen är väsentlig, inte ha någon ljuddämpare.

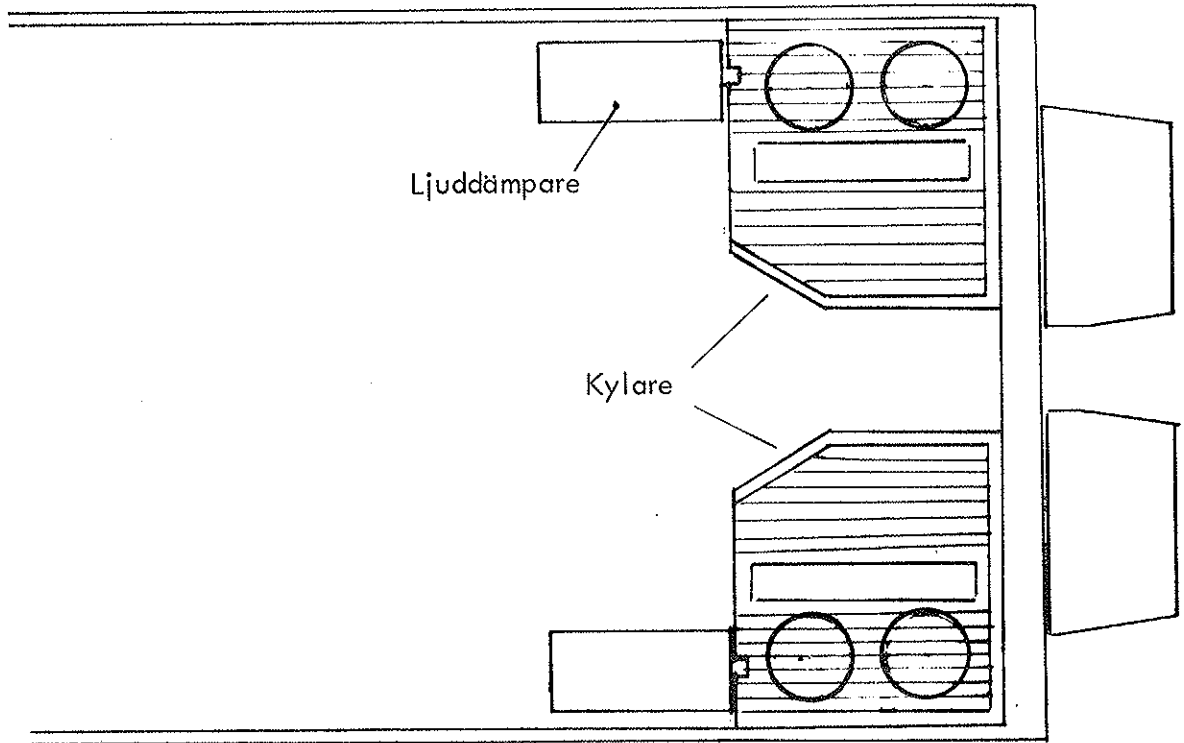
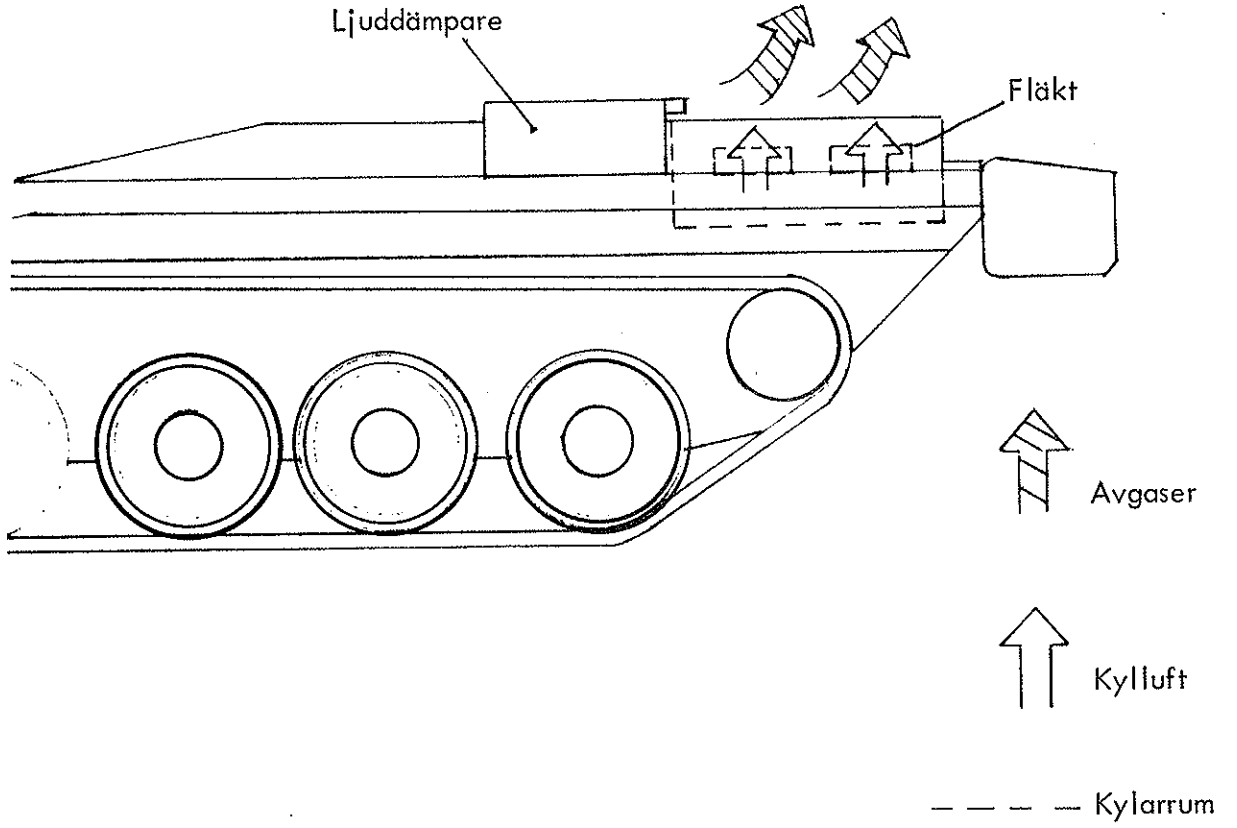
Om HS-motorn behöver ljuddämpare för att minska motorljudet har inte gått att bedömma. Men på bilder av den franska stridsvagnen AMX 30, i vilken en HS-motor ligger, syns två ljuddämpare, en på var sida om motorn, alltså en för var cylinderrad. Med ledning härav kan man anta att, om en HS-motor monteras som drivkälla i strv 103, så behövs en eller två ljuddämpare beroende på om de bägge cylinderradernas avgaser sammanföres eller ej.

En ljuddämpare kräver långa avgasrör i motorrummet i förhållande till vad som krävs med två dämpare. Då avgaserna är heta, och därmed rören, avger dessa en stor värmemängd per ytenhet, varför man är mån om att få så korta rör som möjligt i motorrummet, då temperaturen där ej får överstiga 60°C.

Från bilder av AMX 30 har ljuddämparnas längd uppmätts längd 1,3 m, detta jämfört med strv 103:s 2,16 m långa ljuddämpare.

Med hänsyn till den stora värmemängd som avges från avgasrören, väljs två ljuddämpare, en för varje cylinderrad.

Ljuddämparnas placering, (se nästa sida) en på vardera sidan av vagnens bakre del, med avgasutsläppet ovanför kylfläktarna är fördelaktigt, då avgaserna blåses bort från vagnen med hjälp av kyl Luft. Därmed förhindras en eventuell insugning av varma avgaser i kyl Luft.



## 5.6 LUFTFILTER

De utrymmen som finns till förfogande för luftfilter för det befintliga drivaggregatet är antydda på bild 3.13. Volymen som dieselmotorns och gasturbinens luftfilter upptar är  $0,85 \text{ m}^3$ . Av denna volym svarar gasturbinens luftfilter för största delen nämligen  $0,48 \text{ m}^3$ . Luftfiltren är av filtertyp för både dieselmotorn och gasturbinen. Reningen av gasturbinens insugningsluft har med hittillsvarande typ av luftfilter inte varit tillfredsställande. Med anledning härav, har filterinstallationen ändrats, se bild 5.5 och 5.6. Cyklonfiltret har kombinerats med ett efterföljande pappersfilter. För att få plats med detta har gasturbinens in- och utloppskanaler i vagnens vänstra bandhylla bytt funktion, insugningskanalen har blivit avgåskanal och vice versa.

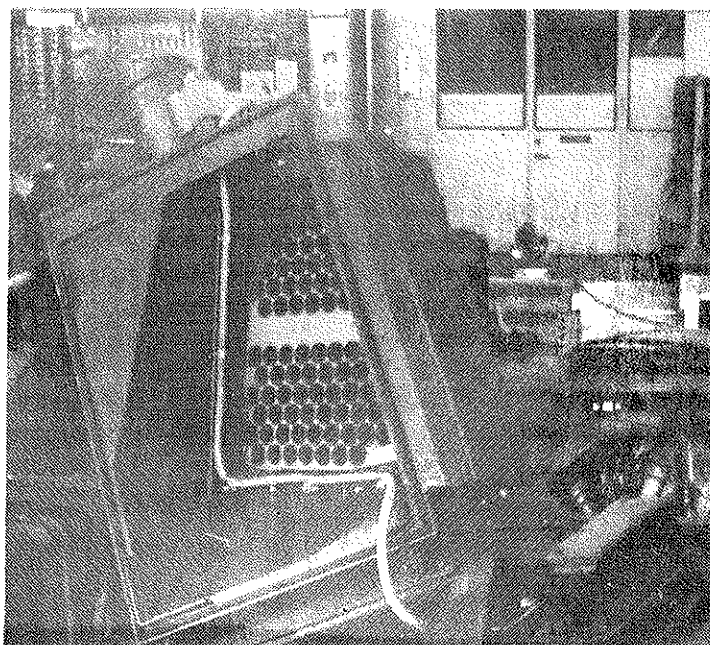


Bild 5.5 Cyklonrenaren, sedd underifrån



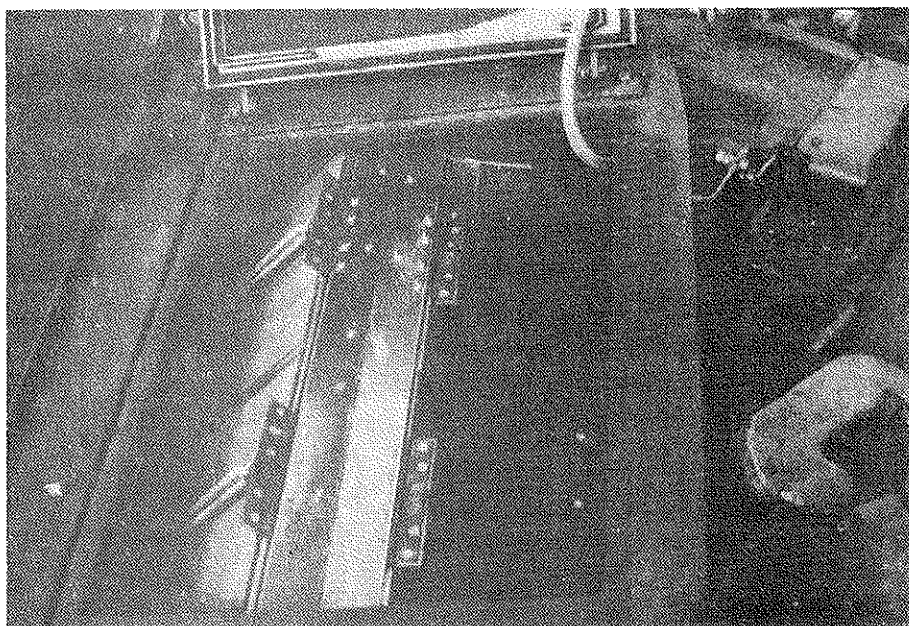


Bild 5.6 Det efterföljande filtret

Det utrymme som finns till förfogande för luftfilter i vagnen, är mer än tillräckligt för HS-motors filterbehov. För en dieselmotor, krävs mindre filtervolym än för ett kombinerat aggregat, typ MA 2/7, med samma effekt.

## 5.7 DRAGKRAFT

Det befintliga aggregatets dragkraftskurva har betydligt större diskontinuitet än den som beräknats för HS-motorn. Idealet för en dragkraftskurva är en hyperbel utan några hopp. Med den tyska växellådan erhålls mindre hopp än med den befintliga växellådan, dessutom ansluter den rätt bra till den ideala hyperbelkurvan. Man vinner dragkraft främst i hastighetsområdet 14 - 25 km/h.

## 5.8 STYRSYSTEM

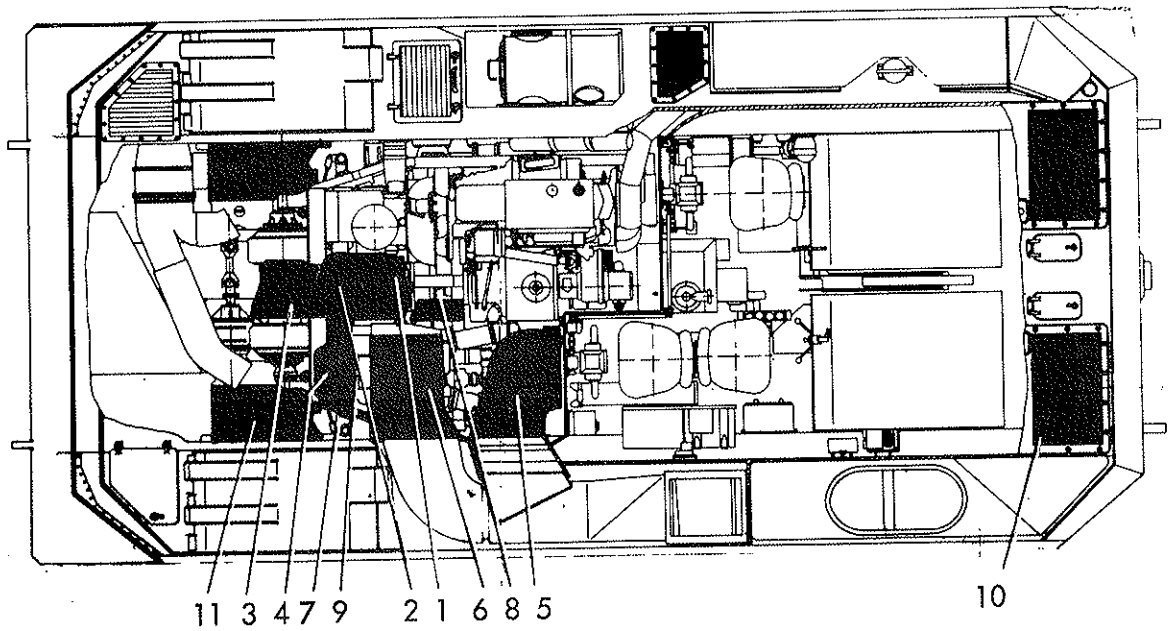
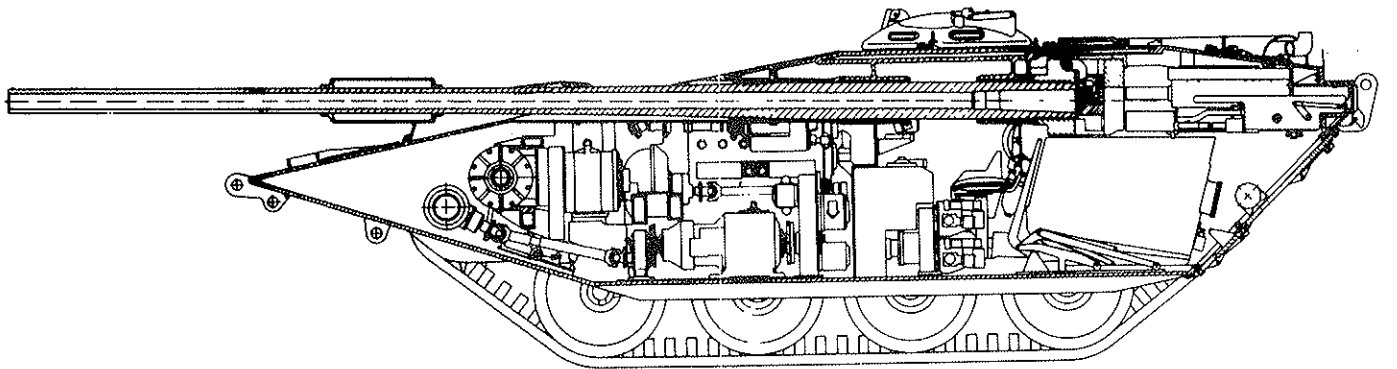
Stridsvagn 103 kan styras enligt tre olika metoder förutom reservstyrssystemet (spakstyrning): överlagringsstyrning, koppling-bromsstyrning och neutralstyrning.

De två först nämnda metoderna är användbara under gång, den sistnämnda vid stillastående.

Med HS-alternativet går man miste om koppling-bromsstyrningen, då någon sådan funktion inte finns i den tyska växellådan. Detta är naturligtvis en nackdel, men genom en annan körmetodik bör detta minus i det närmaste elimineras. Beträffande överlagringsstyrningen, så är samma hydrostatiska växel, av typ Hydromatik, inbyggd i den tyska växellådan som finns i den befintliga vagnen.

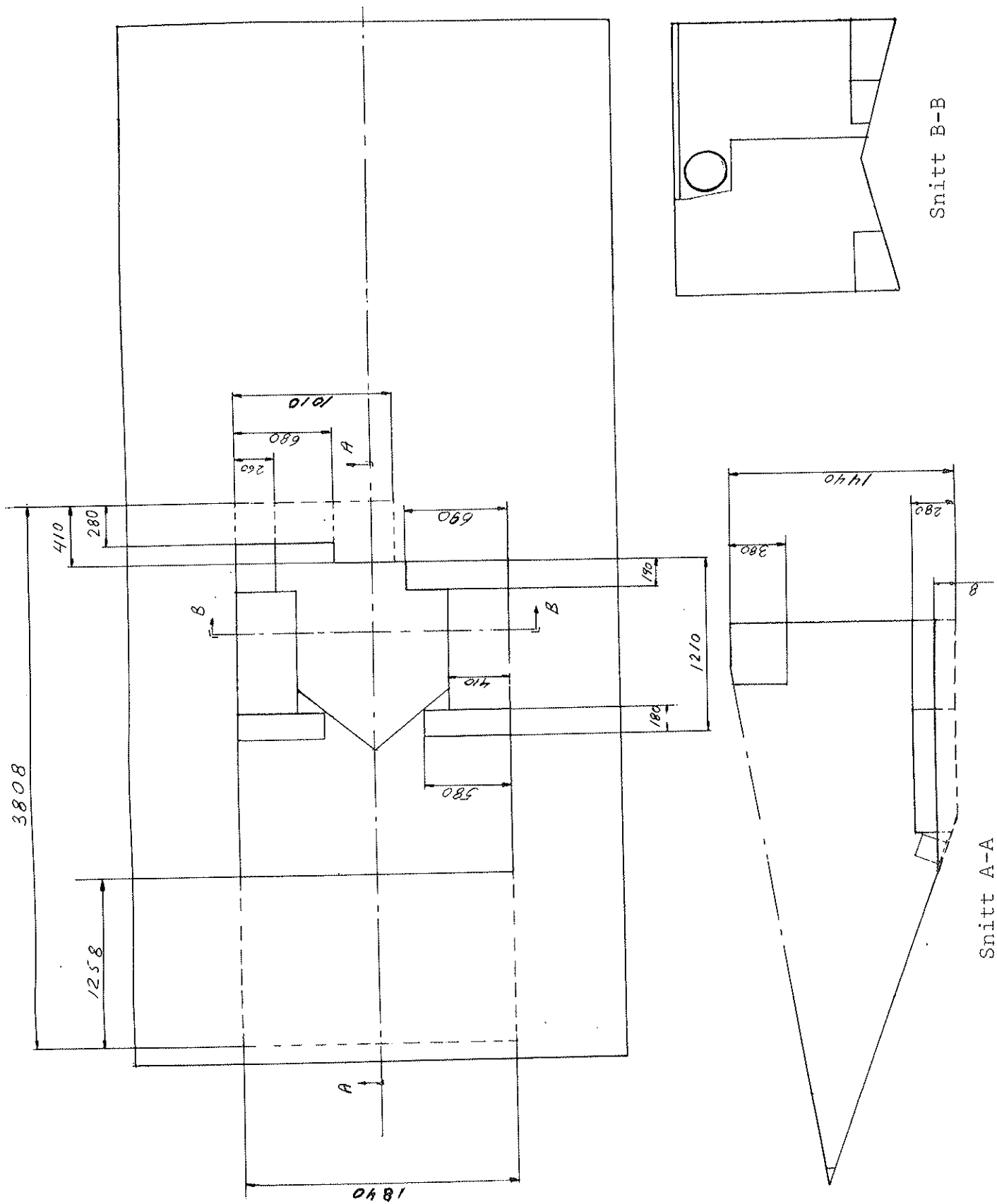
## REFERENSER

1. Strv 103 Beskrivning del 2 motoranläggning, kap data.
2. Avdelningsdirektör Sven Berge, FMV
3. Dragkraftsdiagram utfört av Bofors med FBTV-2B
4. Volvo uppgift
5. Bosch handbok, upplaga 16, sid 79.
6. Volvorapport HY 404/5: Kylprov med strv 103 utförd i dec 1969.
7. Dubbels Taschenbuch del 1, upplaga 12, sid 451.
8. " " del 1, upplaga 12, sid 443.
9. " " del 1, upplaga 12, sid 448,
10. Motorutredning 1966, Reg 6345, bil 2.
11. Datablad tysk växellåda.
12. Flüssigkeits-Kühlung und Kühler av ing W Frank.
13. Bosch handbok, upplaga 16, sid 245.
14. Kompendium i Strömningsmaskiner av lektor Tore Malmheden, kap 6, sid 45.
15. Rapport angående besök av representanter för Motoren- und Turbinen - Union (MTU) nr A:FA M 52.2:1/71 av avddir Sven Berge
16. The Volvo Dual Powerplant for Military Vehicles.  
(SAE-660017)

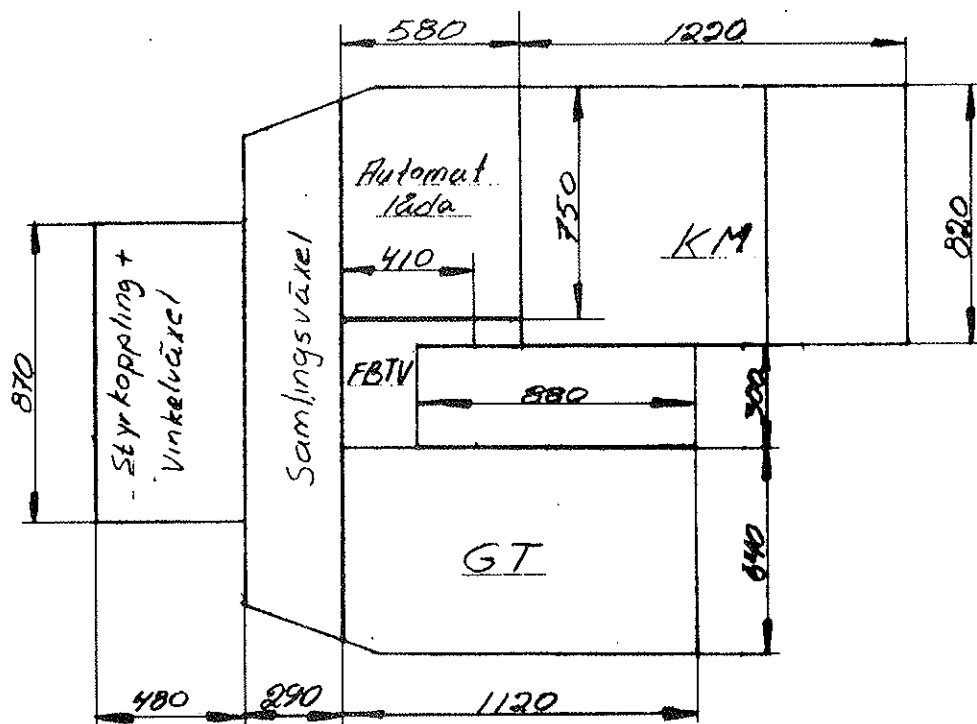
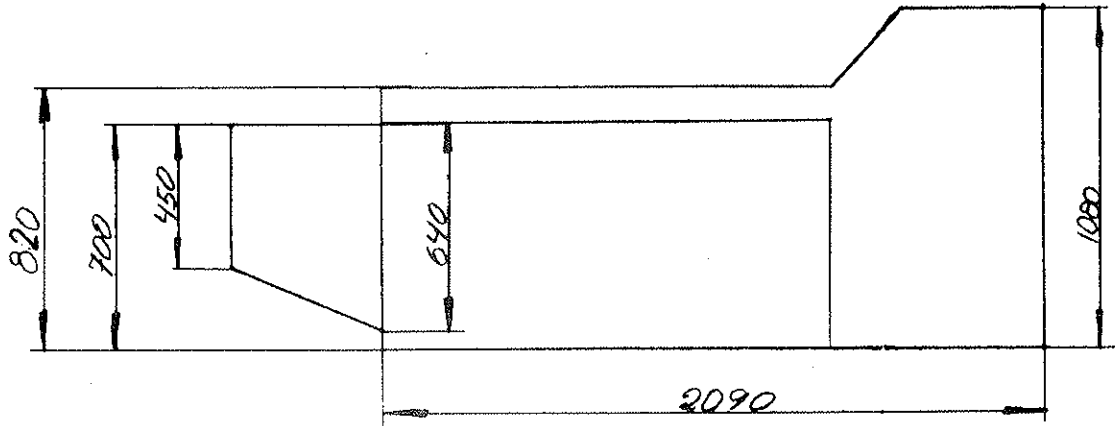


- |                     |                     |
|---------------------|---------------------|
| 1. FBTV             | 7. Motorram         |
| 2. Samlingsväxel    | 8. Värmeväxlare     |
| 3. Vinkelväxel      | 9. Turbininfästning |
| 4. Frihjulet        | 10. Kylsystem       |
| 5. Insugningssystem | 11. Slutväxlar      |
| 6. Avgassystem      |                     |

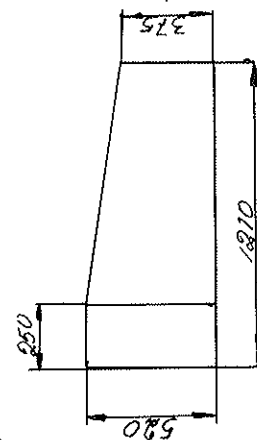
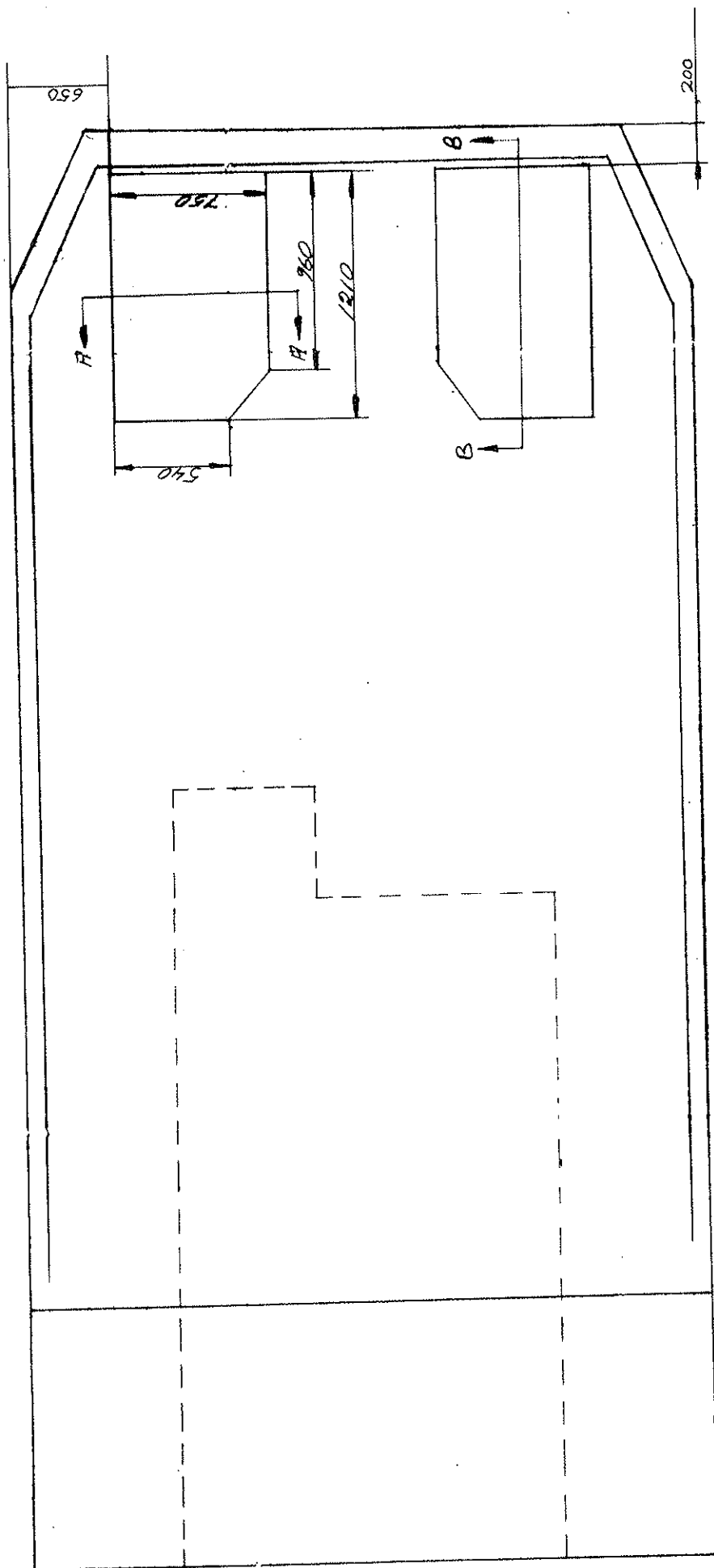
Motorrum



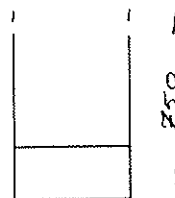
Motorrum, måttskiss



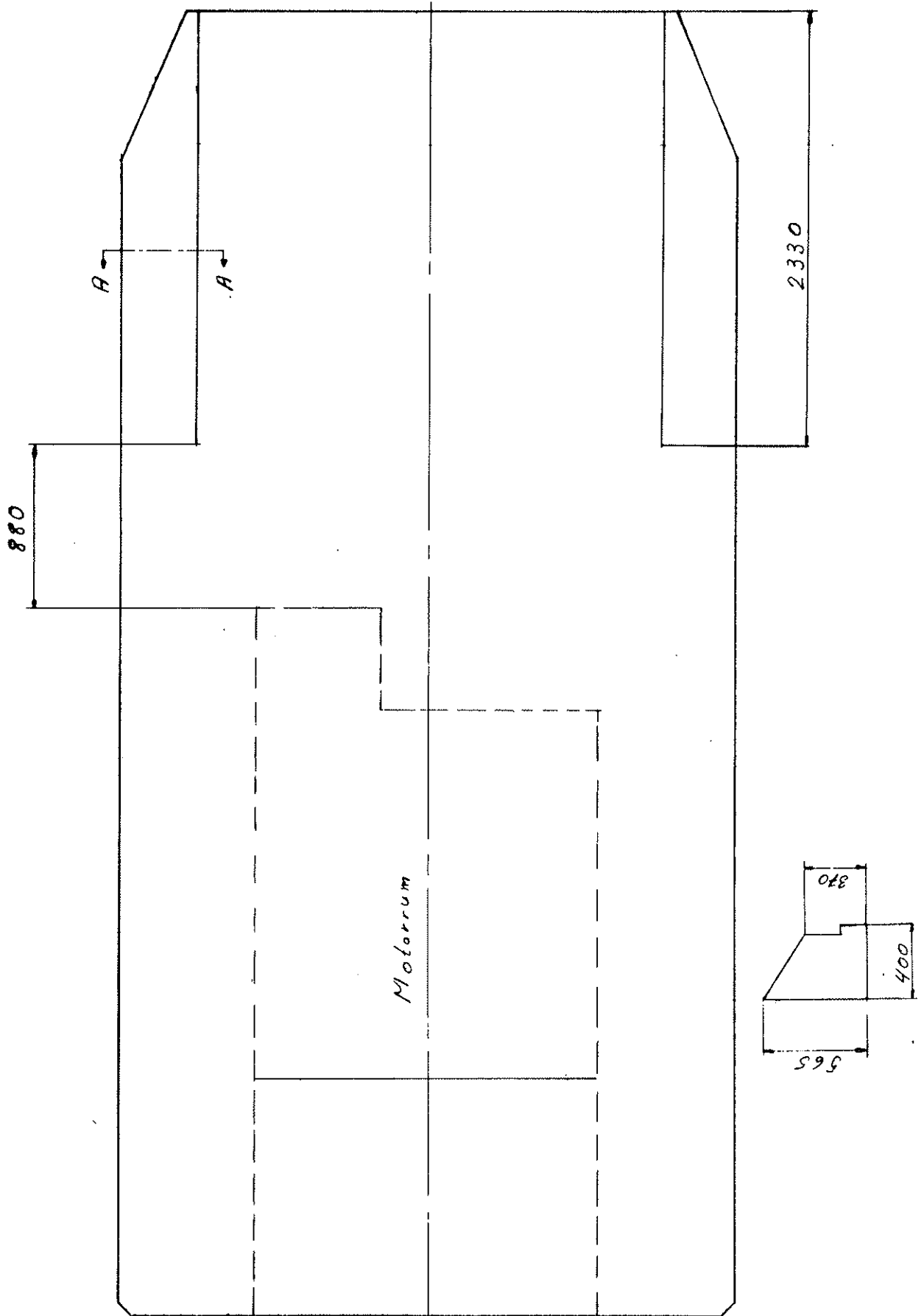
Motoraggregat, måttskiss



Snitt A-A



Kylrum, måttskiss



Snitt A-A

Sidobränsletankar, måttskiss



VOLVO

Motoranläggning MA2/7-S, allmänna data.

Reg.nr 4522 -1

Utgåva 1

Datum 6.5.70

Sign

1. Motoraggregat kompl.

Vikt: 2760 kg  
 Dimensioner: enligt bilaga  
 El.system: 24 Volt, negativ jord

2. Huvudkomponenter

2.1 Kolvmotor Rolls Royce K60 MK 40K/1  
 enligt Rolls Royce specifikation CL4757.

Effekt: 240 hk  
 Utg. varvtal: 3750 r/m vid max.effekt  
 (Vevaxelvarvtal 2400 r/m)  
 Cylinder-  
 antal: 6  
 Arb.princip: 2-takts diesel med motgående  
 kolvar  
 Slagvolym: 6,57 liter  
 Luftflöde: c:a 0,4 m<sup>3</sup>/sek.

Vikt: 840 kg (exkl. Volvomont, detal-  
 jer)  
 1200 kg (inkl. hydraulväxellåda  
 och övriga Volvomont.  
 detaljer)

Oljesystem,  
 rymd: 25 liter (inkl. kylare, led-  
 ningar och tank)

2.2 Gasturbin Caterpillar 553-2-1 enligt  
 Caterpillar specifikation 2Y2. (Tidigare  
 Boeing D4-3005).

Effekt: 400 hk kontinuerligt  
 490 hk korttidseffekt

Utg. varv-  
 tal: 4190 r/m vid max.effekt

Gasgenerator-  
 varvtal: 39700 r/m kontinuerligt  
 41000 r/m korttidseffekt

Tryckför-  
 hållande: 6,25:1

VOLVO

Motoranläggning MA2/7-S allmänna  
dataReg.nr 4522 -2  
Utgåva 1  
Datum 6.5.70  
Sign

Turbinin- 925°C (400 hk)  
loppstemp:

Luftflöde: 2,16 kg/s (15°C och 400 hk)  
2,26 kg/s (15°C och 490 hk)

Vikt: 195 kg (exkl. Volvomont. detaljer  
och exkl. olja)  
225 kg (inkl. Volvomont. detaljer)

Oljesystem, 9 liter (inkl. kylare och ledning)  
rymd:

### 2.3 Transmissionsgrupp kompl.

Vikt: 690 kg

Oljesystem, 25 liter (inkl. ledningar och kylare)  
rymd:

Utväxlingar: Samlingsväxel (Kolvmotorsida 1:1,38  
(SV-2) (Gasturbinsida 1:1,24

Fram-back- FT 2,94:1 Utväxlingarna  
terräng- FD 1:1 är angivna  
växel BT 2,61:1 som förhål-  
(FBTV-2B) BD 0,89:1 landet mellan  
Vinkel- 1,37:1 in- och utg.  
växel (VV-11) varvtal i de  
olika trans-  
missionerna.

### 2.4 Hydraulväxellåda

Vikt: 260 kg

Oljesystem, 18 liter (inkl. kylare och led-  
rymd: ningar)

Växlings-  
punkter: Växelläge Utg. varvtal VV

DRI	400-550 r/m
DRII	1400-1800 r/m
Direkt	1550-1900 r/m

Gäller vid en oljetemperatur i sumpen av  
min. 80°C.

VOLVO

Motoranläggning MA2/7-S allmänna  
data.

Reg.nr 4522 -3

Utgåva 1

Datum 6.5.70

Sign

### 3. Hjälpssystem

Vikt av vagnsmonterade hjälpssystem 555 kg.

#### 3.1 Kylsystem

Rymd: 70 l totalt inkl. aggr.ledningar  
och kylare.

Vattenflöde: c:a 230 l/min.

Övertrycks- 0,7 at  
system:

Max. vattentemp. 105°C (nominellt)  
från kolvmotor:

#### 3.2 Fläktsystem

Hydrostatisk drivning, termostatreglerat.

Max. arbetstryck: 174 kg/cm<sup>2</sup>

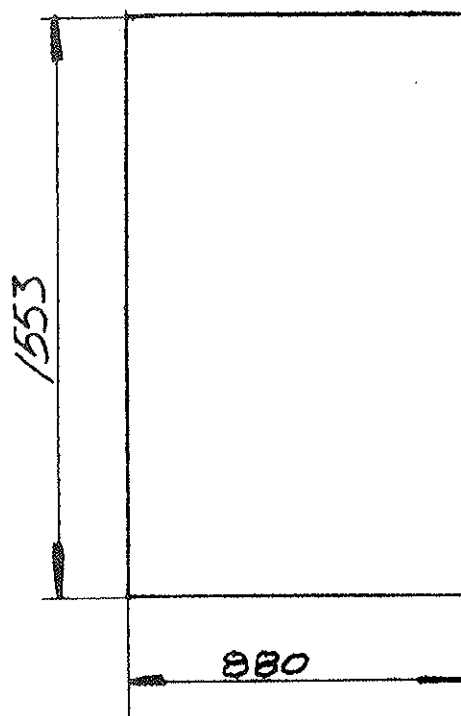
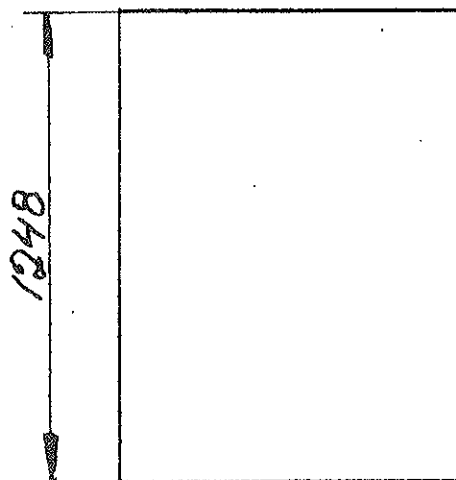
Pumpvarvtal: max. 2400 r/m.

Två stycken fläktaggregat.

Fläkt diameter: 350 mm, 8 blad

Varvtal: max. 6000 r/m (motsvarande)  
hydraulmotorvarvtal 4000 r/m)

Luftflöde: c:a 7500 kg/h per fläktaggregat  
vid max.varvtal (och 30°C på in-  
sugningssidan)



Motor HS 110, måttskiss

ATELIER DE CONSTRUCTION  
~~D'ISSY-LES-MOULINEAUX~~

Note S/133

MOTEUR HISPANO-SUIZA TYPE HS 110

- I - Fiche de caractéristiques utiles
- II - Plan d'encombrement général
- III - a) Courbes de puissance, couple et consommation spécifique au gas-oil et à l'essence
  - b) Courbes d'isoconsommation au gas-oil et à l'essence
  - c) Courbes d'isovitesses

I - MOTEUR HISPANO-SUIZA - TYPE HS 110

II - PERFORMANCES

a) - Puissance maximum	720 ch à 2600 tr/mn 680 ch à 2400 tr/mn *
b) - Couple maximum	210 m <sup>^</sup> da N à 2000 tr/mn
c) - Consommation spécifique minimum	175 g/ ch.h à 1400 tr/mn 190g/ ch.h pour essence F 54
d) - Pression moyenne effective	
au maximum de puissance	8, 9 bar
au maximum de couple	9, 2 bar

III - ARCHITECTURE DU MOTEUR

- cylindrée totale 28,8 dm<sup>3</sup>
- nombre de cylindre 12
- disposition des cylindres : opposés à plat
- course 145
- alésage 145
- taux de compression 19, 5
- refroidissement par eau
- dimension hors tout Moteur nu \*\*

\* vitesse de coupure

\*\* moteur habillé : voir plan

(1) - longueur	1, 553 m
(2) - largeur	1, 262 m
(3) - hauteur	0, 900 m
- poids vidangé	1 440 kg

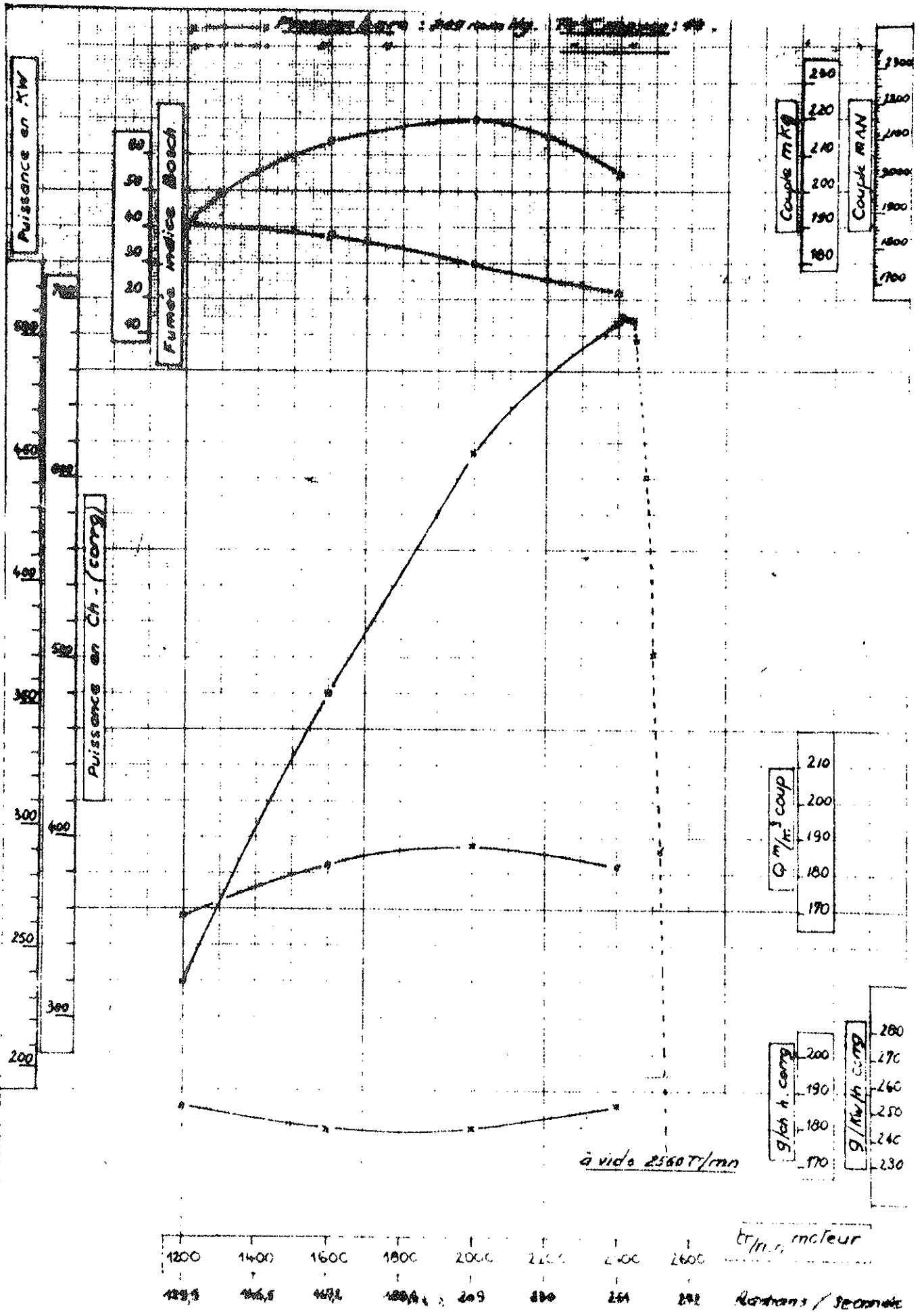
#### IV - CARACTERISTIQUES PARTICULIERES

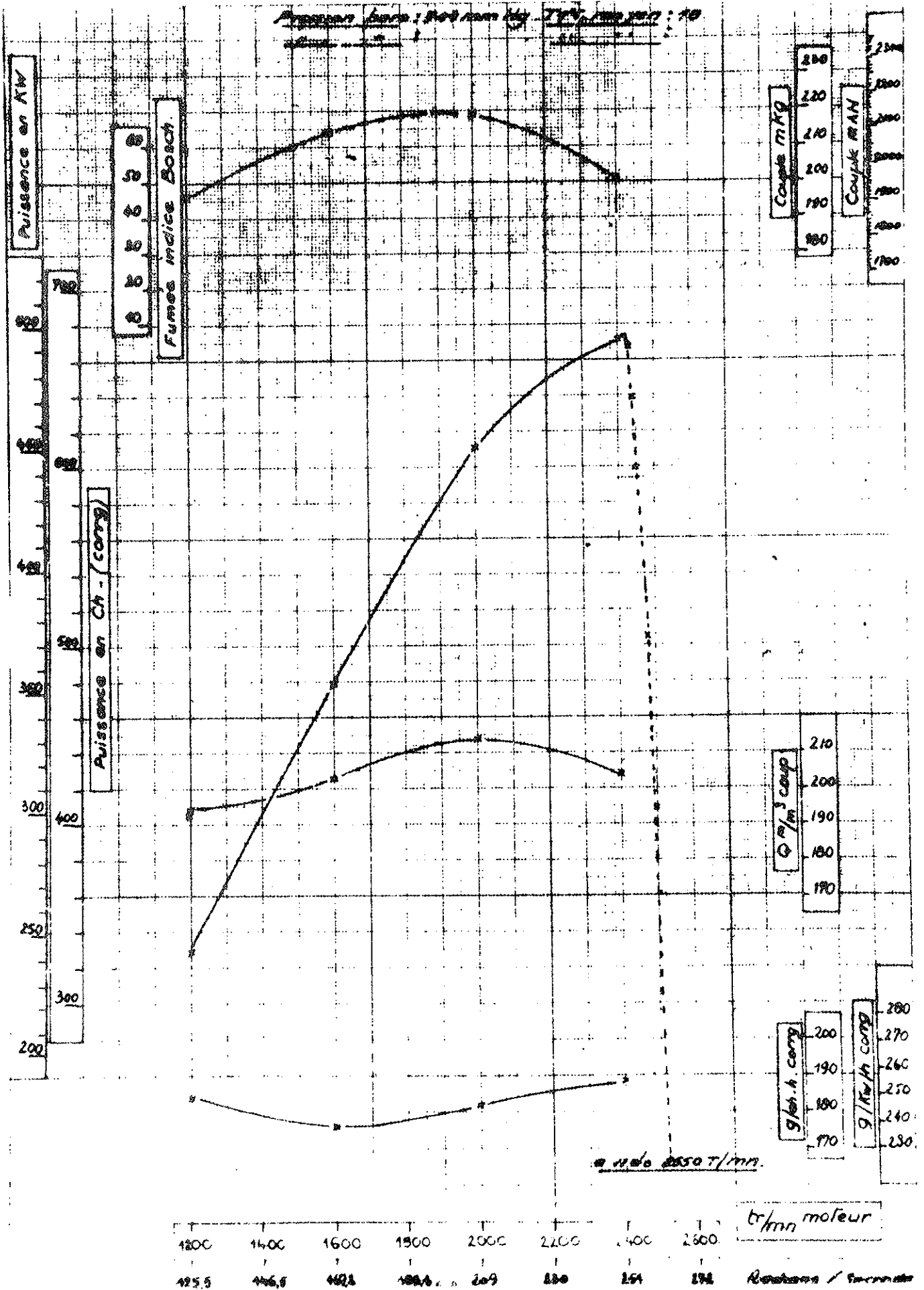
- cycle 4 temps mixte
- suralimentation par 2 turbocompresseurs
- chambre de combustion HISPANO-SUIZA
- poids au cheval U 2 kg
- vitesse moyenne du piston 11,6 m/s
- aptitude du démarrage à basse température :
  - sans aide extérieure °C - 25
  - avec aide extérieure °C - 40
- dispositif d'adaptation de la puissance au combustible
- capacité des réservoirs d'huile : 90 litres
- débit de la pompe à l'eau : 400 l/mn  
(deux pompes)
- calories évacuées dans l'eau de refroidissement  
(pleine charge et vitesse maximum) 425 000 Kcal/h

#### V - STADE DE DEVELOPPEMENT

Equipe en série le char AMX 30

Construit par la SAVIEM sous licence HISPANO-SUIZA



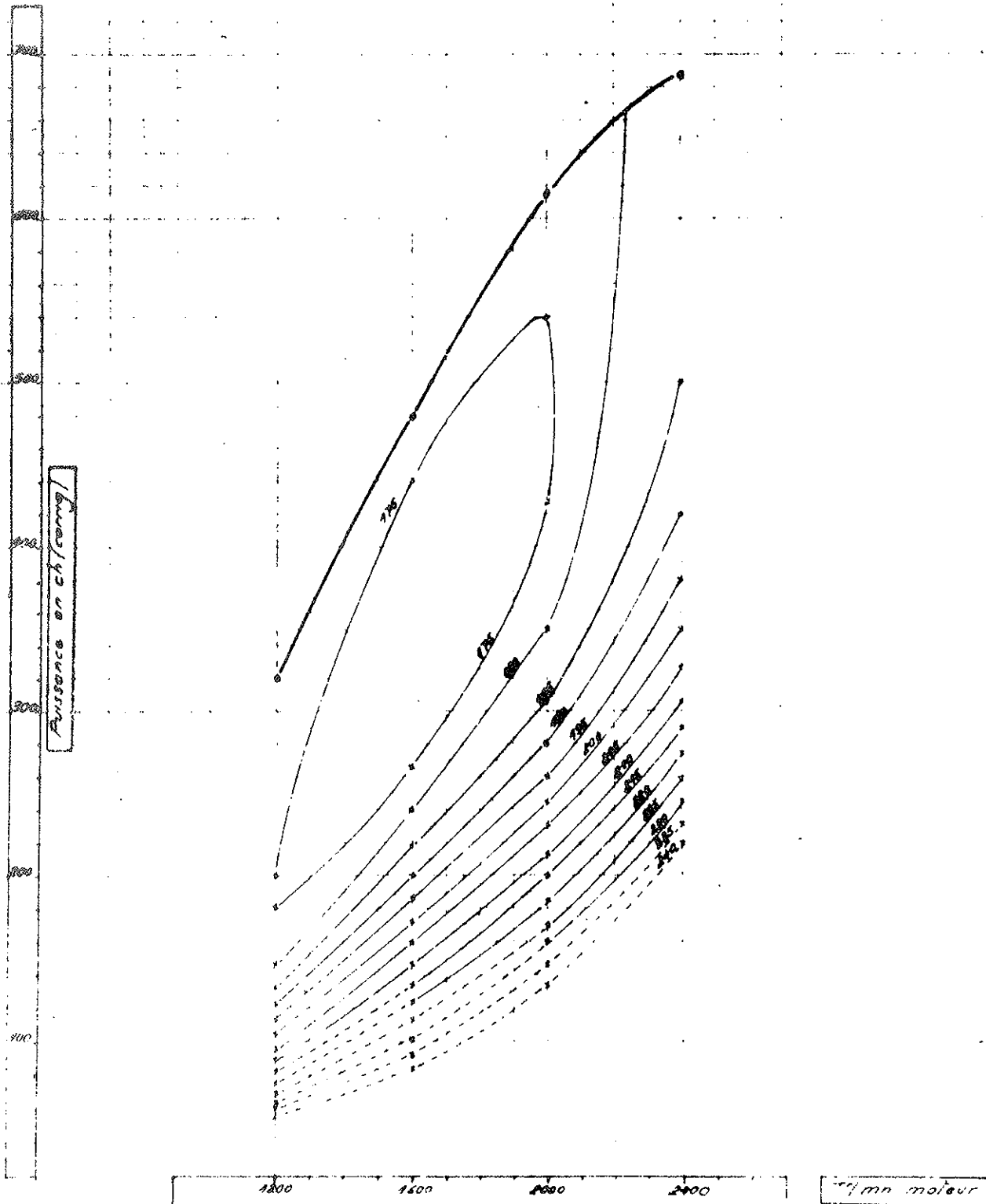




MOTEUR N° 25 ESSAI 25.01 -

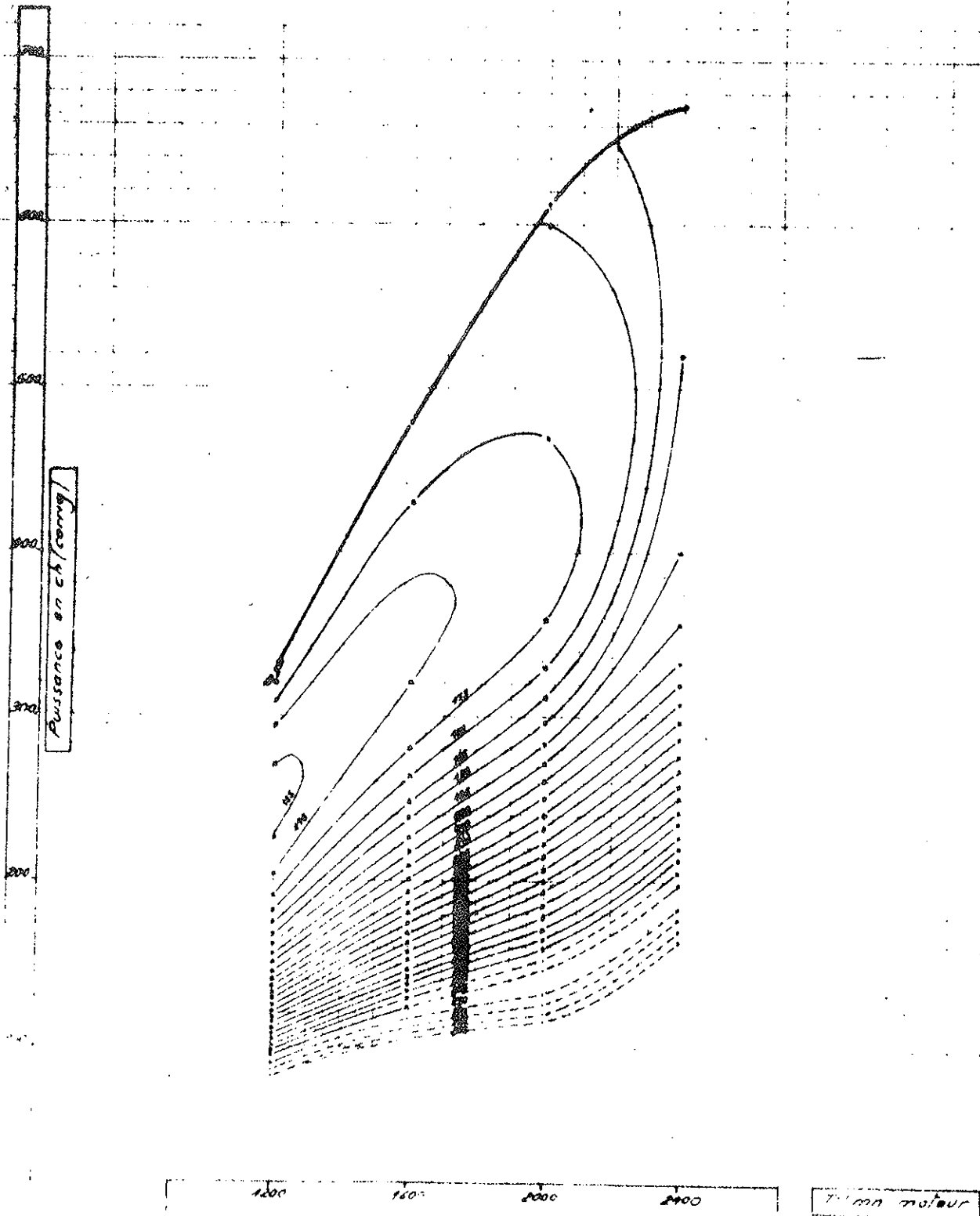
ISOGONSOUMMATIONS (Carburant: Gas.oil) -

Pompe a injection: Lovelock n° 054671 rap ANX: 1C  
Pression: 20°  
Injecteurs: Basch serie



MOTEUR N° 25 ESSAI 2501  
ISOCONSUMMATIONS (Carburant: essence)

Angle d'injection: LAVALLETTE 2501 1000 RPM AX: 10  
Angle: 20°  
Injecteurs: BOSCH JERK

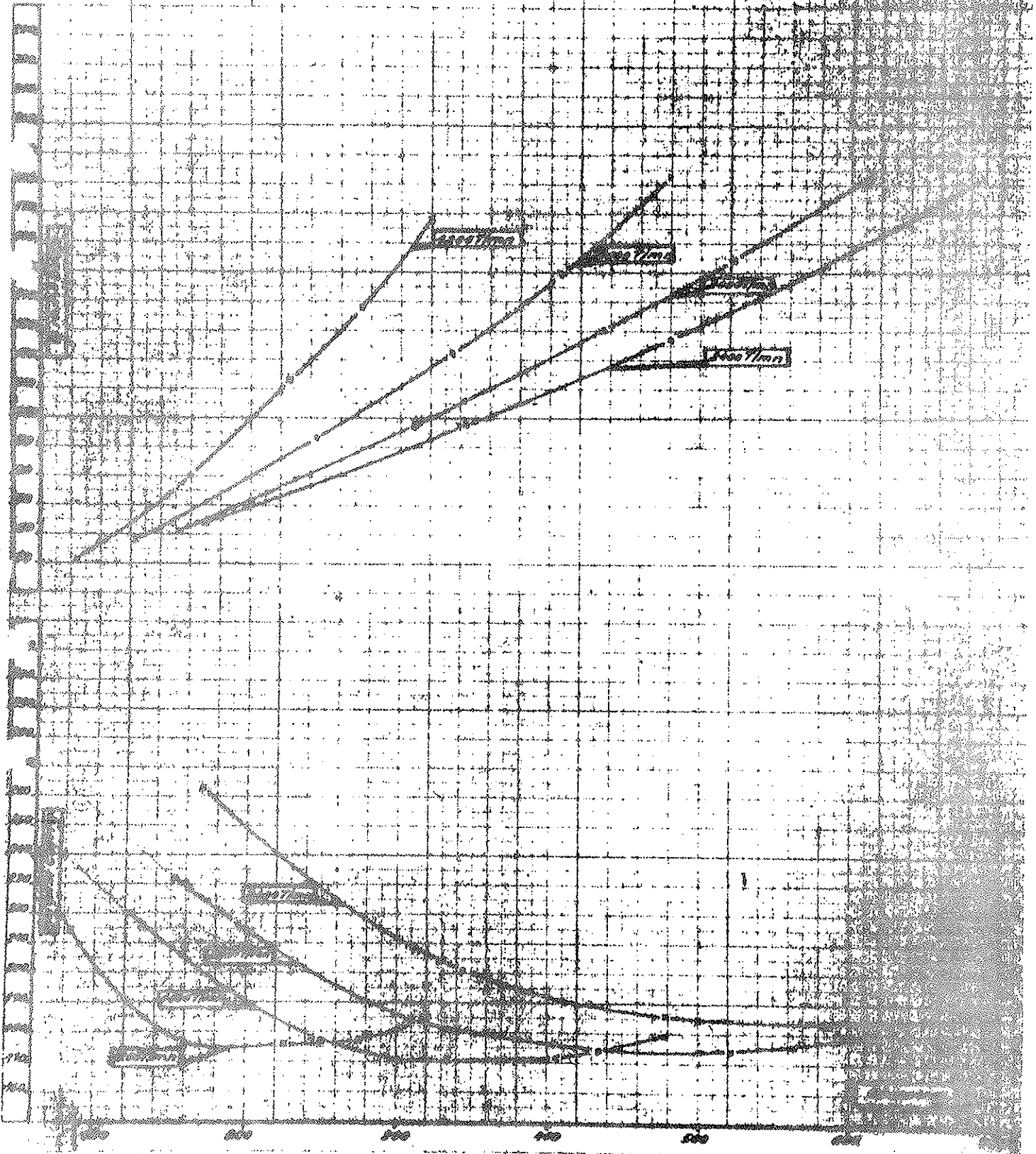


MOJIKUM NR. 25, ESTAL 25.01

~~TESTIRANJE~~

Primeri i merenja: ~~...~~

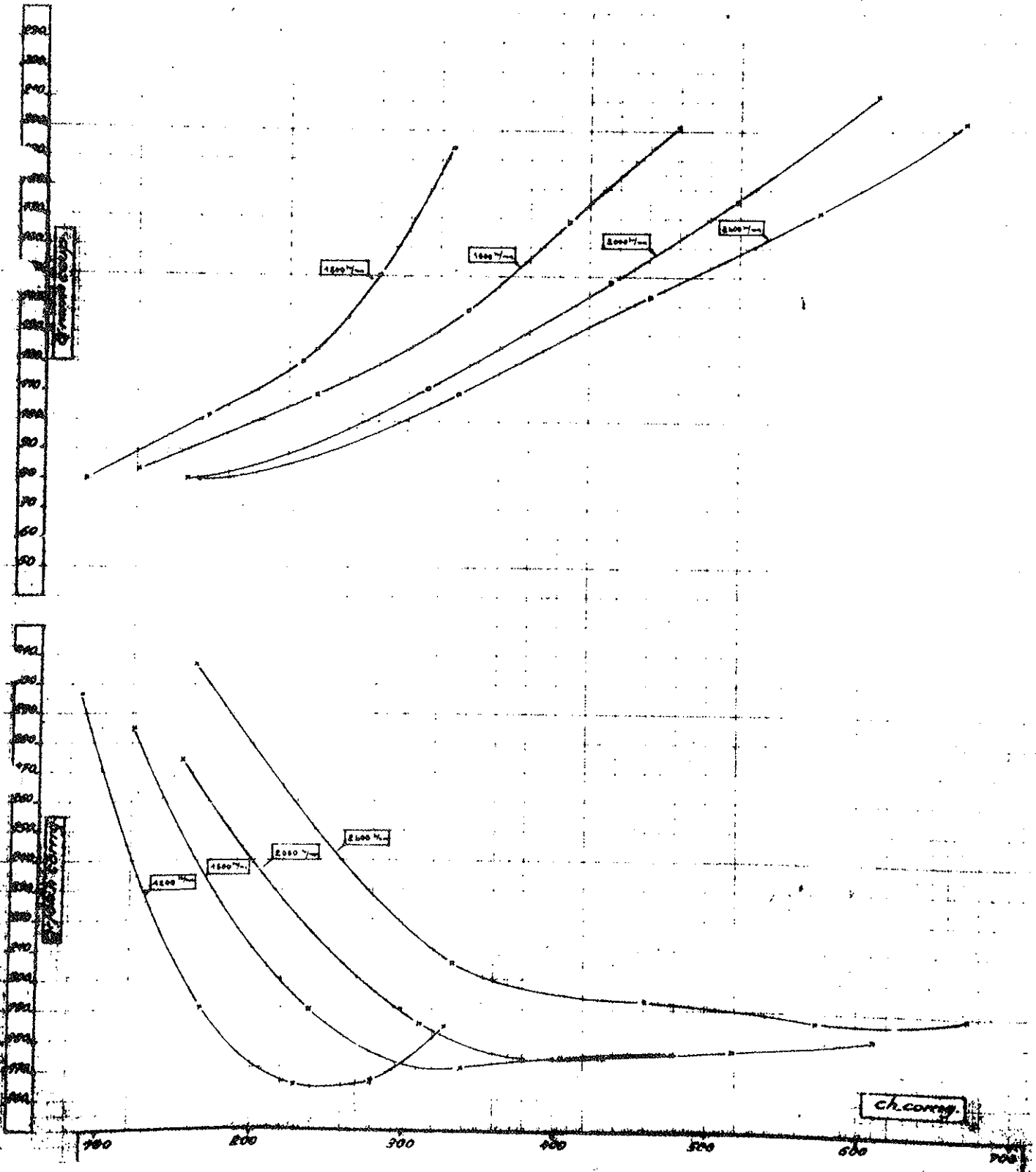
Primeri: ~~...~~

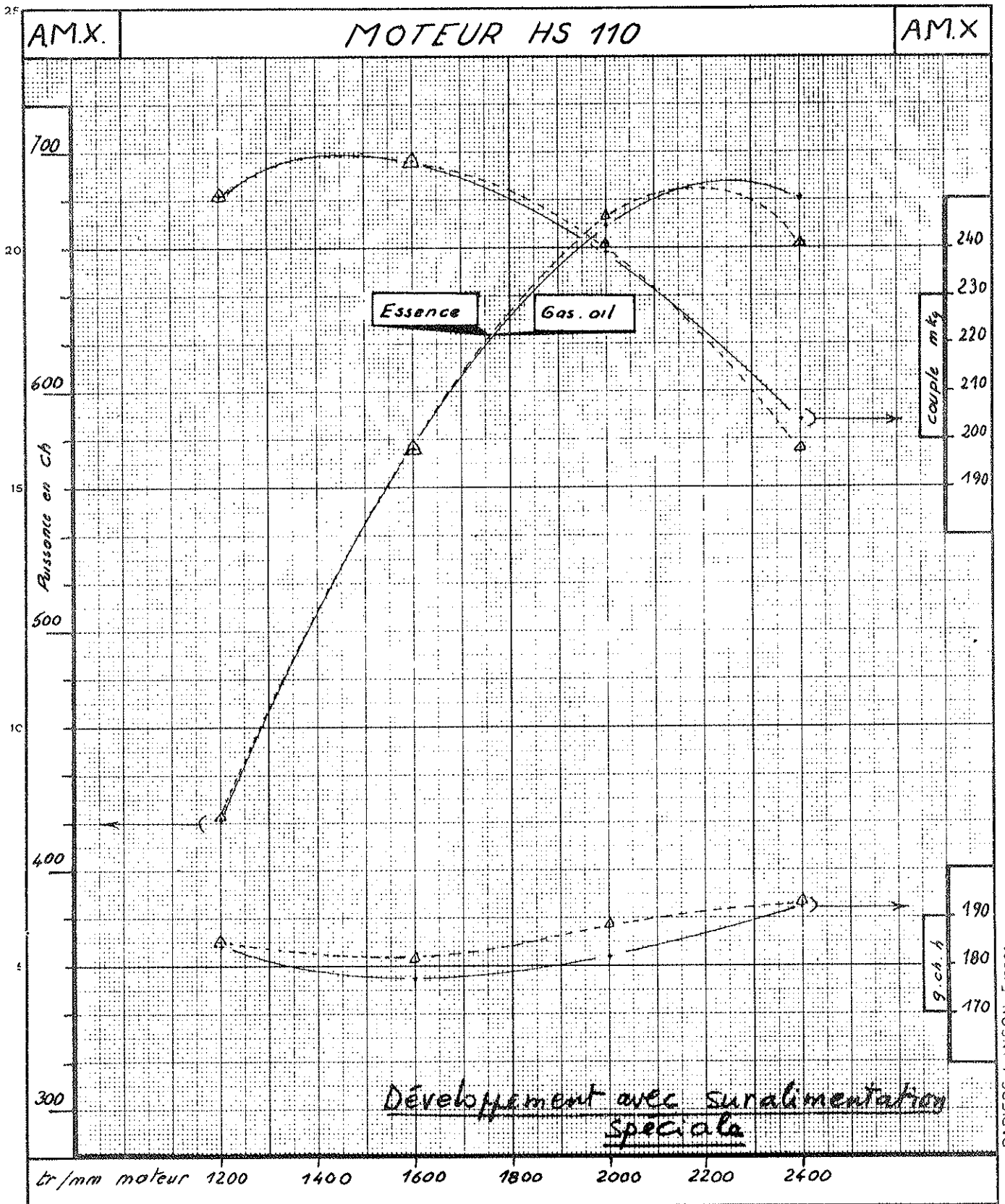


MOTEUR N° 25 ESSAI 2501

~~TSOVI~~ / ~~TSOVI~~ : ~~TSOVI~~ / ~~TSOVI~~

LABORATOIRE N° 064 511 PARIS 10  
BOUCHÉ SERRÉ





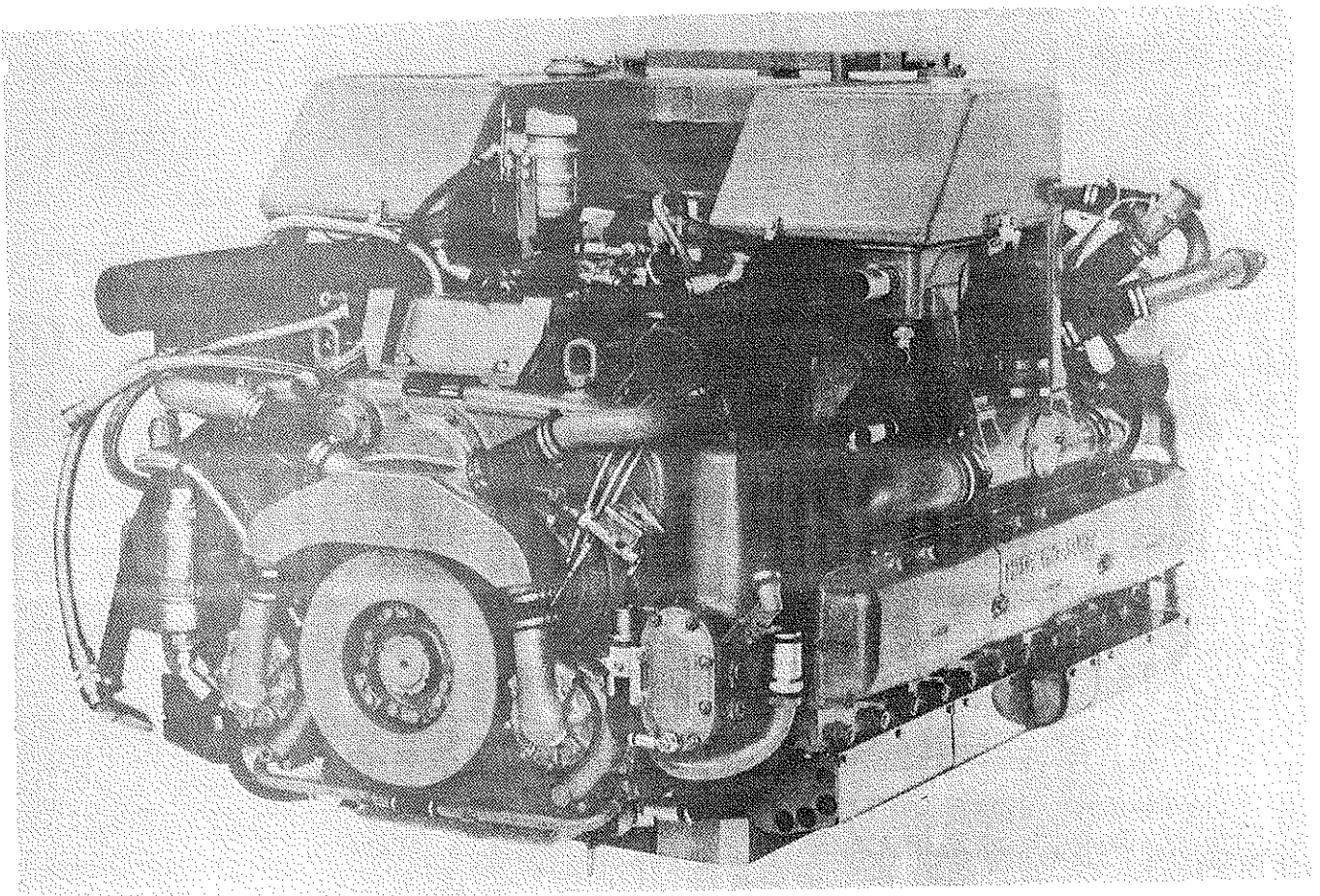


# moteur HISPANO-SUIZA

## type H.S. 110

Constructeur : SAVIEM  
(fabrication sous licence et réparation)

- Moteur polycarburants (essence - gas-oil)
- Suralimenté (2 turbo-compresseurs)
- 12 cylindres à plat
- Refroidissement par eau (2 pompes)
- Course 145 mm
- Alésage 145 mm
- Cylindrée unitaire 2,394 l.; totale : 28,728 l.
- Chambre de combustion à turbulence dans la culasse (brevet H.S.)
- Pompe d'injection en ligne, à pistons, avec avance centrifuge et régulateur
- mécanique toutes vitesses
- Puissance 700 CV à 2.400 tr/mn (possède une prise de force en bout de vilebrequin)
- Poids total habillé : 1.726 kg
- Equipe le char A.M.X. de 30 tonnes.

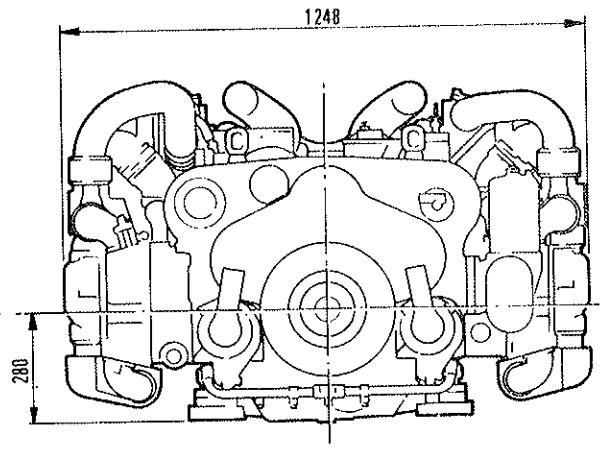
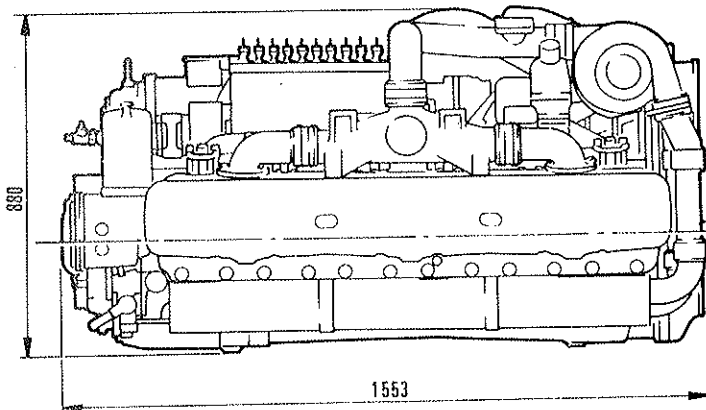
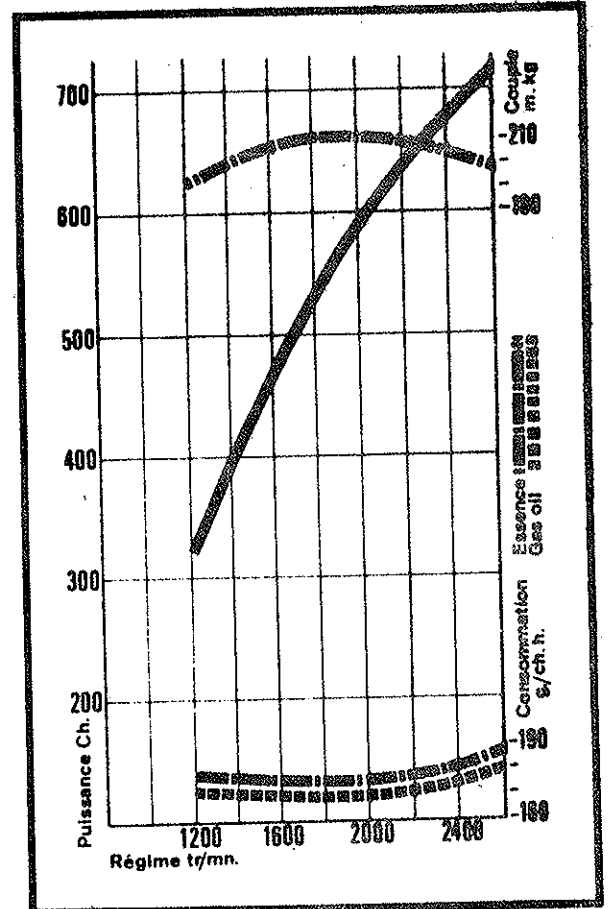


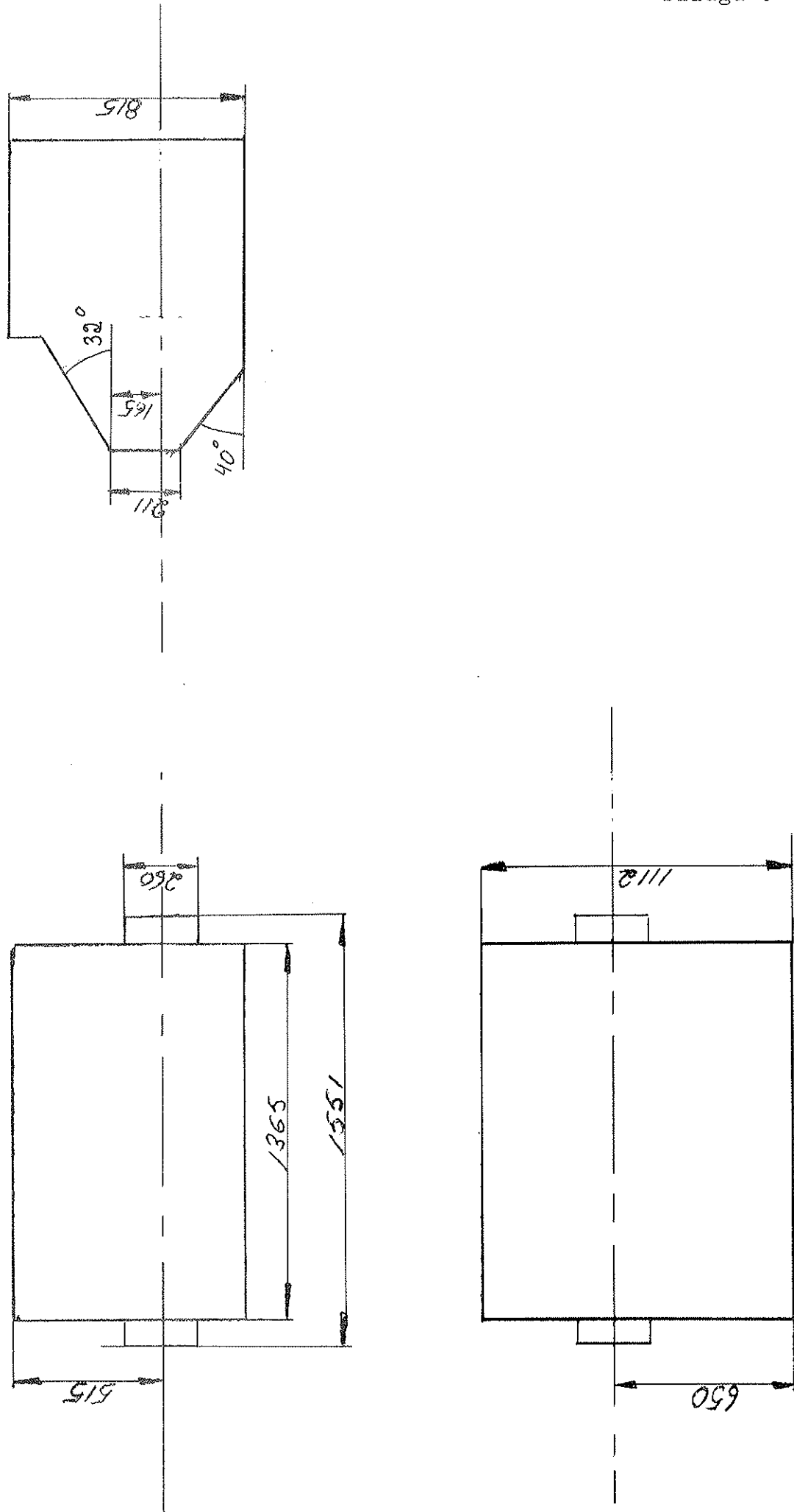


# HS 110

## CARACTERISTIQUES

- Nombre de cylindres : 12 flat - suralimenté
- Alésage : 145 mm
- Course : 145 mm
- Cylindrée : 28,8 litres
- Puissance et régime : 720 ch à 2600 tr/mn
- Couple maxi : 212 m.kg à 1600 tr/mn
- Ce moteur limité à 720 ch. permet un couple important sur une large plage d'utilisation.
- Rapport volumétrique : 21
- Pompe à injection : 12 cylindres en ligne à pistons plongeurs
- Régulation mécanique toutes vitesses
- Avances variable centrifuge automatique
- Bloc cylindre : aluminium
- Clapes : aluminium
- Vilebrequin : acier spécial traité  
7 paliers, équilibré
- Damper Holset anti-vibrations
- Chemises : humides
- Soupapes en tête de grand Ø commandées par culbuteurs
- Boîte côte à côte en I
- Arbre à cames : 2, commandés par pignon
- Chambre de combustion à turbulence dans la culasse brevet HS
- Suralimentation : 2 turbo-compresseurs HOLSET
- Prise de mouvement : 80 ch.
- Prise de compte-tours
- Démarrage : a) électrique  
b) air comprimé par distributeur d'air et compresseur
- Refroidissement : 2 pompes à eau avec thermostat
- Graissage : carter sec  
pompe de pression grand débit  
2 pompes de vidange
- Poids du moteur : 1 360 kg - Poids au cheval 1,90 kg.





Tysk växellåda, måttskiss



## 2.34 Flüssigkeits-Kühlung und Kühler

Ing. W. Frank

- 1 Allgemeines
- 2 Theoretische Grundlagen und Kühlerberechnung
- 2.1 Grundgleichungen
- 2.2 Wärmedurchgangszahl
- 2.3 Einfluß der Temperaturdifferenz
- 2.4 Berechnungswertlagen
- 2.5 Berechnungsbeispiel
- 2.6 Überprüfung der Kühlung im Windkanal
- 3 Kühlersysteme und -konstruktionen
- 3.1 Rippenrohr-Kühler
- 3.2 Lamellen-Kühler
- 3.3 Kühlerkonstruktionen
- 3.4 Kühlerwerkstoffe
- 4 Schutz des Kühlsystems
- 4.1 Gegen Frost
- 4.2 Gegen Korrosion und Wasserstein
- 5 Lüfter
- 6 Besondere Kühlungsfragen
- 6.1 Autobahnverhältnisse
- 6.2 Gießabläufe
- 7 Regelung des Kühlkreislaufes
- 8 Geschlossener Kühlwasserstromlauf
- 9 Anordnung Kühler - Lüfter

Im vorliegenden sind die Vorgänge bei der Wärmeübertragung von einer Kühlflüssigkeit an die Kahlluft über eine Metallwand besprochen und die für den Wärmeaustausch gültigen Grundgleichungen angegeben. An verschiedenen Beispielen werden die Temperaturverhältnisse beschrieben und der Einfluß des Temperaturgefälles auf die Kühlung behandelt. In mehreren Diagrammen sind Durchschnittswerte für Kühlleistung, Luftwiderstand usw. in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit bei verschiedenen Blocktiefen dargestellt und an einem Beispiel der Gang einer überschlägigen Kühlerberechnung gezeigt. Die heute hauptsächlich vorkommenden Kühlersysteme und ihre Vor- und Nachteile sind u. a. an Hand von Bildern dargestellt. Ferner wird auf die verschiedenen Kühlerkonstruktionen hingewiesen. In einem besonderen Abschnitt wird die Frage der Werkstoffe im Kühlerbau und deren Korrosionsbeständigkeit beschrieben. Weiter wird auf die Gestaltung des Lüfters besonders bezüglich der Geräuschbildung eingegangen und einiges über Autobahnverhältnisse und Ölkühlung sowie die Regelung der Kühlwassertemperatur gesagt. In den letzten Abschnitten wird noch auf den geschlossenen Kühlkreislauf und die Anordnung von Kühler zu Lüfter kurz eingegangen.

### 1 Allgemeines

Im Verbrennungsmotor wird die im Brennstoff zugeführte Energie zu etwa 30% in mechanische Leistung umgewandelt. Der Rest geht in Form von Wärme verloren, und zwar zu etwa 30—35% im Auspuff, während 25—30%

durch die Kühlung dem Motorblock, den Zylinderwandungen und eventuell dem Schmieröl entzogen werden müssen. Der Rest ist Strahlungs- und Konvektionsverlust.

Die Wärme kann auf zwei verschiedene Arten abgeführt werden:

- a) direkt durch Luftkühlung, wobei die abführende Wärme unmittelbar von der Zylinderwandung an das Kühlmittel, im Besonderen an die Kahlluft abgegeben wird;
  - b) indirekt durch Flüssigkeitskühlung, wobei die abführende Wärme von der Zylinderwandung an die Kühlflüssigkeit (in der Hauptsache Wasser) und vom Wasser über einen Flüssigkeitskühler an die Kahlluft abgegeben wird.
- Dabei sind zwei Arten der Wasserkühlung zu unterscheiden: Pumpenumlauf- und Selbstumlaufkühlung (Thermosyphonkühlung). Bei der Pumpenumlaufkühlung wird zur Umwälzung des Kühlwassers eine vom Motor angetriebene Pumpe mit verhältnismäßig großer Fördermenge verwendet. Dadurch werden bei gleicher Motorleistung gegenüber Thermosyphonkühlung die Kühlerabmessungen kleiner.
- Bei der Selbstumlaufkühlung erfolgt der Wassenumlauf durch den Gewichtunterschied der kalten Wassersäule im Kühler und der warmen Wassersäule im Zylindermantel. Die Wassenumlaufgeschwindigkeit ist hier sehr gering, daher muß der Kühler verhältnismäßig groß bemessen werden.

Im nachfolgenden sind der Vorgang bei der Kühlung und die Mittel zur Vöführung der überschüssigen Wärmemenge beschrieben.

## 2 Theoretische Grundlagen und Kühlerberechnung

### 2.1 Grundgleichungen

Abkürzungen und Bezeichnungen

- $Q$  = Wärmemenge kcal/h  $k$  = Wärmedurchgangszahl kcal/m<sup>2</sup>h grd  
 $l$  = Fördermenge m<sup>3</sup>/h  $q$  = spezifische Kühlleistung kcal/dm<sup>2</sup>h grd  
 $t$  = Temperatur °C  $v$  = Geschwindigkeit m/s

Indizes:

- $t$  = Temperaturdifferenz °C  $w$  = Wasser  
 $\gamma$  = spezifisches Gewicht kp/m<sup>3</sup>  $z$  = Luft  
 $c_p$  = spezifische Wärme in kcal/kg grd  $a$  = Austritt  
 $F$  = Kühlfläche m<sup>2</sup>  $e$  = Eintritt  
 $F_{kl}$  = Kühlertriffläche in dm<sup>2</sup>

Der Kühler, der die Aufgabe hat, die von der Kühlflüssigkeit an den Zylinderwandungen aufgenommene Wärme an die Luft abzuführen, ist ein Wärmetauscher, in dem die Kühlflüssigkeit rückgekühlt und die Luft aufgewärmt wird.

Die von der Kühlflüssigkeit (Wasser) aufgenommene Wärmemenge berechnet sich nach der Wärmemengen-Gleichung zu:

$$(1) \quad Q_w = V_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta t_w \cdot c_p w \quad [\text{kcal/h}]$$

Die von der Kahlluft aufgenommene Wärmemenge ist danach:

$$(2) \quad Q_L = V_L \cdot \gamma_L \cdot \Delta t_L \cdot c_p L \quad [\text{kcal/h}]$$

Die Wärmemenge berechnet sich also im wesentlichen aus der Wasser- bzw. Luftmenge und der Wasserabkühlung bzw. der Luftaufwärmung.

Aus Gleichung (1) folgt, daß es möglich ist, die gleiche Kühlleistung durch einen geringen Wasserumlauf und eine starke Abkühlung bzw. durch einen hohen Wasserumlauf und geringe Abkühlung zu erhalten. Auf diese Tatsache wird besonders deshalb hingewiesen, weil in der Industrie vielfach die irrtümliche Meinung vertreten ist, daß die Abkühlung des Kühlwassers unmittelbar einen Maßstab für die Kühlung darstelle, d. h. wenn bei Kühlungsschwierigkeiten die Abkühlung nur zu wenigen Graden gemessen wird, wird daraus irrtümlicherweise geschlossen, daß dieser Kühler eine zu geringe Leistung habe.

Dies wird in folgendem Beispiel erläutert:

Beispiel:

Die bei einem 50 PS starken Motor anfallende Wärmemenge von etwa 39 000 kcal/h kann abgeführt werden

- a) bei 3 m<sup>3</sup>/h Wasserumlauf und einer Wasserabkühlung von 10°C
- b) bei 30 m<sup>3</sup>/h Wasserumlauf und einer Wasserabkühlung von 1°C.

Wie weiter unten beschrieben, ergibt der Fall b) wegen der höheren mittleren Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Luft bei gleicher Kühlergröße die größere Kühlleistung.

Die vom Wasser an die Luft übertragene Wärmemenge berechnet sich nach der Wärmeübergangsgleichung zu:

$$(3) \quad Q = F \cdot k \cdot \Delta t_m \quad [\text{kcal/h}]$$

wobei  $\Delta t_m$  die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Luft und Wasser ist. Bei gegebener Kühlfläche  $F$  und bekannter Wärmedurchgangszahl  $k$  ist die Kühlleistung also um so größer, je größer die Temperaturdifferenz  $\Delta t_m$  ist, d. h. bei gegebener Wärmemenge kann der Kühler bei höherem Temperaturgefälle kleiner dimensioniert werden.

2.2 Wärmedurchgangszahl

In Bild 1 ist der Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang von Wasser durch eine Metallwand an die Luft eingezeichnet. Dabei ist ersichtlich, daß für den Wärmeübergang von Wasser an Luft die Wärmeübergangszahl des Wassers  $\alpha_W$ , für die Wärmeleitung durch die  $d$  mm dicke Metallwand die

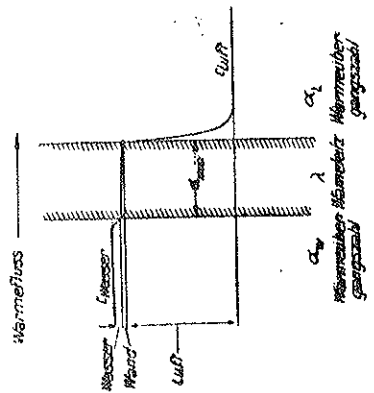
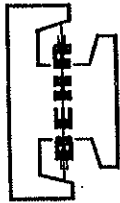


Bild 1. Temperaturverlauf beim Wärmetransport von Wasser über Metall an Luft.



BEHR-THOMSON

Thermostatische Regelgeräte

für Wasser und Luftkühlung von allen führenden deutschen und vielen europäischen Fahrzeug- und Motorenherstellern serienmäßig eingebaut

- Unempfindlichkeit gegen statische Drücke und mechanische Schwingungen
- große Regelgenauigkeit
- lange Lebensdauer
- ausgereifte, solide Konstruktion
- Wartungsfreiheit

BEHR-THOMSON DEHNSTOFFREGLER GMBH  
7 Stuttgart-Feuerbach · Steiermärker Straße 12 · Tel. 8 40 42 · FS 72 32 01

E. A. WEDEMAYER

Schwingungen des Kraftfahrzeuges und der Motoren

Groß-Oktav. VIII, 126 Seiten mit 195 Abbildungen. 1955. Ganzleinen DM 24,-

„Dieses Buch führt recht übersichtlich in den etwas schwierigen Stoff ein. E. A. Wedemeyer, der sich seit ungefähr dreißig Jahren mit den Schwingungsverhältnissen des Kraftfahrzeugs befaßt, greift in einer ‚Kleinen Schwingungslehre‘ zunächst die wichtigsten Schwingungsmöglichkeiten heraus. Wenn zu ihrem Verständnis auch die Beherrschung von Differentialgleichungen nötig ist, so vereinfacht dieses Hauptkapitel die spätere Bearbeitung einer speziellen Schwingungsaufgabe. In den zwei restlichen Kapiteln werden in sehr anschaulicher Form die Verhältnisse der Chassis- und Motorschwingungen dargestellt. In ihnen wird der Leser auf Einzelheiten hingewiesen, die er bereits bei der Fahrzeugkonstruktion zu beachten hat. Das Buch erzieht den Kraftfahrzeugkonstrukteur dazu, nicht statisch, sondern fast ausschließlich kinematisch und schwingungstechnisch zu denken.“

ADAC-Motorwelt

TECHNISCHER VERLAG HERBERT GRAM · BERLIN 30

2.34

Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und für den Wärmeübergang von der Metallwand an die Luft die Wärmeübergangszahl  $\alpha_L$  maßgebend ist. Für den Wärmetransport vom Kühlwasser an die Luft ist die Wärmeübergangszahl  $k$  bestimmend. Sie berechnet sich nach folgender Gleichung

$$(4) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{Wf}} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_L} \left[ \frac{1}{\text{kcal/m}^2 \text{ h grd}} \right]$$

dabei bedeuten

- $k$  = Wärmedurchgangszahl in kcal/m<sup>2</sup> h grd
- $\alpha_{Wf}$  = Wärmeübergangszahl von Wasser an Metallwand in kcal/m<sup>2</sup> h grd, im wesentlichen abhängig von der Geschwindigkeit des Wassers.
- $\alpha_L$  = Wärmeübergangszahl von Metallwand an Luft in kcal/m<sup>2</sup> h grd, abhängig von der 0,6—0,8ten Potenz der Luftgeschwindigkeit nach Nusseltschem Grundgesetz und dem Strömungszustand.
- $d$  = Stärke des Werkstoffes in m.
- $\lambda$  = Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes in kcal/m h grd (Fe = 40—50, Ms = 70—100, Cu = 330).

Für mittlere Verhältnisse errechnet sich die Wärmedurchgangszahl

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{1500} + \frac{1}{50} + \frac{0,0002}{330} \approx \frac{1}{50}$$

Der Wärmedurchgang ist also im wesentlichen gegeben durch die Wärmeübergangszahl der Luft, d. h. vorwiegend abhängig von der Luftgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit der Kühlflüssigkeit, die Wandstärke oder die Art des Werkstoffes ist nur von geringem Einfluß. Selbst Verschmutzungen des Kühlerrohre durch Ansetzen von Kesselstein oder dgl. an der Innenseite der Kühlerrohre vermögen die Wärmedurchgangszahl nicht entscheidend herabzusetzen. Wird z. B. eine Kesselsteinschicht von 0,4 mm Stärke mit einer Wärmeleitfähigkeit von 2 kcal/m h grd angenommen, dann beträgt der Wärmewiderstand nach Gleichung (4)  $\frac{0,0004}{2} = 0,0002$ , d. h. der Wärmedurchgangswiderstand  $\frac{1}{k} \approx \frac{1}{\alpha_L} = 1/50$  würde um nur 1% geändert.

Ein merkliches Zurückgehen der Kühlleistung findet jedoch dann statt, wenn die Ablagerungen so groß sind, daß der Kühlflüssigkeitskanal verstopft und das entsprechende Rohr bzw. die Lamelle nicht mehr von Wasser durchströmt werden kann. Da der Wärmedurchgang hauptsächlich durch die Luftseite bedingt ist, ist es jedoch von sehr großer Wichtigkeit, dafür zu sorgen, daß die Kühlfläche auf der Luftseite keine Verschmutzung erfährt. Die Leistungsfähigkeit eines Kühlsystems mit stark voneinander abweichenden Wärmeübergangszahlen, wie sie bei Luft-Wasser-Kühlern vorliegen, kann durch Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche auf der Seite des schlechteren Wärmeübergangs erheblich gesteigert werden. Diese Erkenntnis ist heute bei jedem modernen Kühlsystem berücksichtigt. Die indirekte Kühlfläche (Rippen) kann je nach Verwendungszweck des Kühlers das 6- bis 8-fache der direkten Kühlfläche betragen.

2.3 Einfluß der Temperaturdifferenz

Wie aus Gleichung (3) ersichtlich ist, ändert sich die Kühlleistung proportional der mittleren Temperaturdifferenz. Im Folgenden sind daher die Tempe-

raturverhältnisse bei verschiedenen Kühlanlagen angeben, wobei für diesen Vergleich als mittlere Temperaturdifferenz der arithmetische Mittelwert zwischen mittlerer Wasser- und Lufttemperatur angenommen wird.

1. Beispiel: Kraftwagen mit Thermosyphon-Kühlung

Wasser-Eintritt	$t_{W_e} = 90^\circ\text{C}$	$t_{W_m} = 75^\circ\text{C}$	
Wasser-Austritt	$t_{W_a} = 60^\circ\text{C}$		
Wasser-Abkühlung	$\Delta t_{Wf} = 30^\circ\text{C}$		
Luft-Eintritt	$t_{L_e} = 30^\circ\text{C}$	$t_{L_m} = 40^\circ\text{C}$	$\Delta t_m = 35^\circ\text{C}$
Luft-Austritt	$t_{L_a} = 50^\circ\text{C}$		
Luft-Aufwärmung	$\Delta t_L = 20^\circ\text{C}$		

2. Beispiel: Kraftwagen mit Pumpen-Umlaufkühlung

Wasser-Eintritt	$t_{W_e} = 90^\circ\text{C}$	$t_{W_m} = 87,5^\circ\text{C}$	
Wasser-Austritt	$t_{W_a} = 85^\circ\text{C}$		
Wasser-Abkühlung	$\Delta t_{Wf} = 5^\circ\text{C}$		
Luft-Eintritt	$t_{L_e} = 30^\circ\text{C}$	$t_{L_m} = 40^\circ\text{C}$	$\Delta t_m = 47,5^\circ\text{C}$
Luft-Austritt	$t_{L_a} = 50^\circ\text{C}$		
Luft-Aufwärmung	$\Delta t_L = 20^\circ\text{C}$		

3. Beispiel: Kraftwagen mit Pumpen-Umlaufkühlung für Tropen

Wasser-Eintritt	$t_{W_e} = 90^\circ\text{C}$	$t_{W_m} = 87,5^\circ\text{C}$	
Wasser-Austritt	$t_{W_a} = 85^\circ\text{C}$		
Wasser-Abkühlung	$\Delta t_{Wf} = 5^\circ\text{C}$		
Luft-Eintritt	$t_{L_e} = 45^\circ\text{C}$	$t_{L_m} = 55^\circ\text{C}$	$\Delta t_m = 32,5^\circ\text{C}$
Luft-Austritt	$t_{L_a} = 65^\circ\text{C}$		
Luft-Aufwärmung	$\Delta t_L = 20^\circ\text{C}$		

Aus diesen Zahlenangaben geht hervor, daß

- bei Pumpen-Umlauf-Kühlung der Kühler im Verhältnis der mittleren Temperaturdifferenz, d. h. um 26% kleiner dimensioniert werden kann, als bei Thermosyphon-Kühlung;
- der Tropenkühler für dieselbe Kühlleistung im Verhältnis 47,5 zu 32,5, d. h. etwa 45% größer angelegt werden muß.

Das Temperaturgefälle kann vergrößert werden durch Verwendung hochsiedender Flüssigkeiten oder durch Erhöhung des Siedepunktes des Wassers durch Aufbau eines Überdruckes im Kühlwasserkreislauf (s. Abschnitt 8). Bei gegebener mittlerer Temperaturdifferenz ist dann die Kühlleistung nach Gleichung (3) im wesentlichen gegeben durch das Produkt aus der Kühlfläche  $F$  und der Wärmedurchgangszahl  $k$ ; es bestehen also folgende zwei Möglichkeiten, die Kühlleistung zu steigern:

- Verwendung eines Kühlers mit hohem  $k$ -Wert, wodurch die Kühlfläche kleiner gewählt werden kann;
- Verwendung größerer Kühlfläche (bei weniger wirksamem Kühlsystem). Bei der Beurteilung von verschiedenen Kühlern für denselben Verwendungszweck kann daher nicht die Kühlfläche allein als Vergleichsmaßstab herangezogen werden, sondern nur das Produkt aus der Kühlfläche und der Wärmedurchgangszahl.

## 2.4 Berechnungsunterlagen

Die Entwicklung eines Kühlsystems erfordert eine Reihe wissenschaftlicher Untersuchungen in Verbindung mit zahlreichen Messungen, da die zur Berechnung eines Kühlers notwendigen Daten, wie Wärmedurchgangszahl,

## 2.34 Flüssigkeits-Kühlung und Kühler

spez. Kühlleistung, Luftwiderstand, wasserseitiger Widerstand usw. rechnerisch nicht exakt ermittelt werden können.

Bei diesen Untersuchungen werden die Luftgeschwindigkeit, Wassergeschwindigkeit, Wasser- und Lufttemperaturen beliebig verändert und folgende Werte gemessen:

*Luftgeschwindigkeit*

Luftmenge, Lufterwärmung, Luftwiderstand.  
Wassermenge, Wasserabkühlung, Wasserwiderstand.

Aus diesen Meßwerten wird die spez. Kühlleistung errechnet, welche der Einfachheit halber auf die Stirnfläche und die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Wassertemperatur und Luft Eintrittstemperatur bezogen wird. Für die praktische Kühlerberechnung ergibt sich damit folgende Gleichung:

$$(5) \quad Q = q \cdot F_{St} \cdot \Delta t \quad [\text{kcal/h}]$$

Die in Bild 2 dargestellte Versuchseinrichtung erlaubt, derartige Kühlsystem-Messungen in wenigen Stunden durchzuführen. Auf diese Weise wurden in den letzten Jahren die verschiedensten Kühlsysteme untersucht und die Ergebnisse für die Weiterentwicklung verwertet; z. B. stehen heute

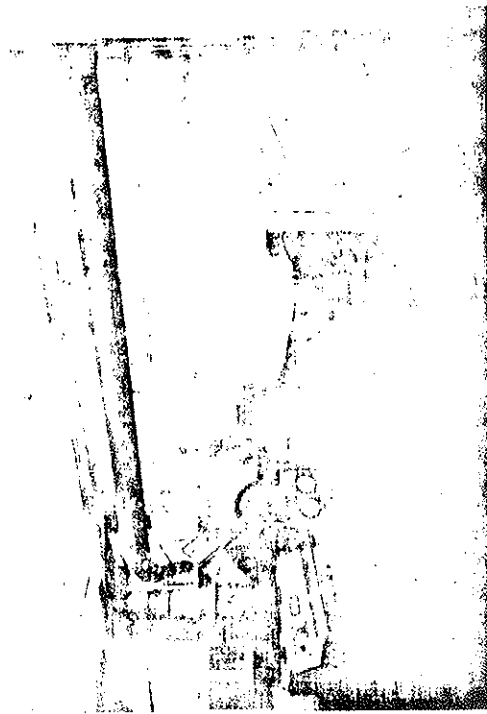


Bild 2. Kühlerversuchsprüfstand

Systeme zur Verfügung, die für eine bestimmte Leistung bei geringstem Werkstoff- und Lohnaufwand ein Minimum an Bauvolumen, Gewicht und Leistungsbedarf für den Lüfter aufweisen.

Im Rahmen dieser Arbeit ist es unmöglich, die Leistungsdaten für die zahlreichen Kühlsysteme anzugeben. Doch sollen in einigen Diagrammen Durchschnittswerte für spez. Kühlleistung und Luftwiderstand in Abhängigkeit von der Mengenströmung  $v$  bei verschiedenen Blocktiefen und für zwei im Aufbau verschiedenartige Systeme dargestellt werden.

In Bild 3 ist die spez. Kühlleistung in  $\text{kcal/dm}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$  und in Bild 4 der Kühlerwiderstand in  $\text{mm WS}$  bei verschiedenen Blocktiefen in Abhängigkeit von  $v$  in  $\text{kp/m}^2$  für ein Kühlsystem, das vorwiegend in PKWs verwendet wird, aufgetragen.

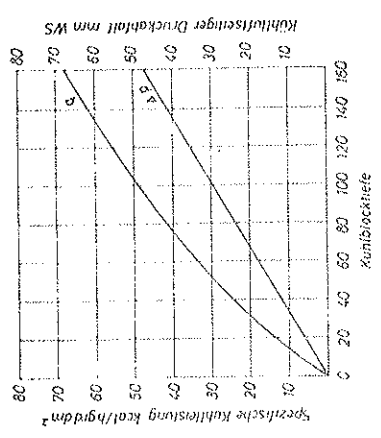


Bild 7. Spez. Kühlleistung  $q$  und luftseitiger Druckabfall  $\Delta p$  in Abhängigkeit von Kühlerhöhe

etwa 55—100 mm, in wenigen Fällen bis 125 mm, zur Anwendung. Die Verwendung von tieferen Kühlern in Sonderfällen ist nur möglich, wenn ein besonderer Lüfter verwendet wird, der den höheren Gegendruck überwindet. Bild 8 zeigt die Kühlleistung in Abhängigkeit von der Wassermenge bei verschiedenen Blocktiefen. Aus dieser Darstellung ist ersichtlich, daß die um-

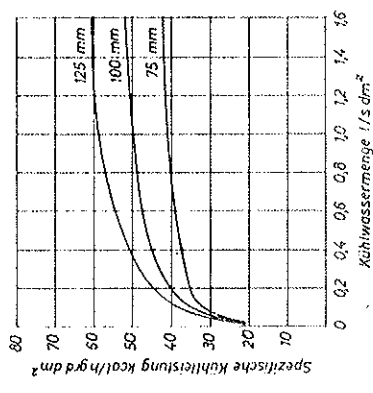


Bild 8. Spez. Kühlleistung  $q$  in Abhängigkeit von der Wassermenge, die auf die kühlwasserseitige Strahlfläche bezogen ist

laufende Wassermenge bei festgelegter Blocktiefe über einen bestimmten Wert (Sättigungsgrenze) nicht gesteigert zu werden braucht. Eine übermäßige Erhöhung der Wassermenge würde nur eine Vergrößerung des wasserseitigen Druckabfalls im Kühler hervorrufen, ohne daß damit ein wesentlicher Gewinn an Kühlleistung erzielt würde. Nebenbei sei erwähnt, daß heute allgemein Wasserpumpen mit großer Fördermenge verwendet werden, so daß die meisten Kühler im Wassersättigungsbereich arbeiten (ausgenommen Thermosiphon-Kühlung). Aus Bild 9 ist für eine bestimmte abzuführende Wärmemenge die erforderliche Kühlerstrahlfläche bei verschiedenen Kühlerhöhen zu entnehmen.

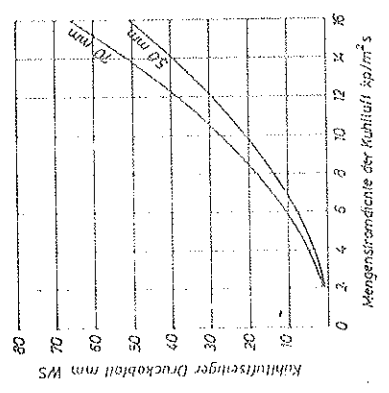


Bild 3.

Bild 3. Spez. Kühlleistung  $q$  in Abhängigkeit von Mengenstromdichte  $v$  der Kühlluft bei verschiedenen Kühlerhöhen für PKW-Kühlsystem

Bild 4. Kühlluftseitiger Druckabfall  $\Delta p$  in Abhängigkeit von Mengenstromdichte  $v$  der Kühlluft bei verschiedenen Kühlerhöhen für PKW-Kühlsystem

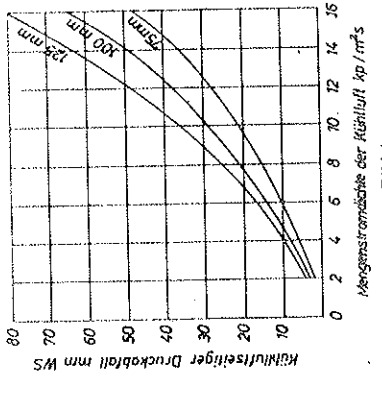


Bild 5.

Bild 5. Spez. Kühlleistung  $q$  in Abhängigkeit von Mengenstromdichte  $v$  der Kühlluft bei verschiedenen Kühlerhöhen für LKW-Kühlsystem

Bild 6. Kühlluftseitiger Druckabfall  $\Delta p$  in Abhängigkeit von Mengenstromdichte  $v$  der Kühlluft bei verschiedenen Kühlerhöhen für LKW-Kühlsystem

In Bild 5 und 6 sind die gleichen Werte für ein vorwiegend bei LKWs verwendetes Kühlsystem aufgeführt. Aus diesen Darstellungen geht hervor, daß die Kühlleistung etwa mit der 0,6—0,8ten Potenz und der luftseitige Druckabfall etwa quadratisch mit  $v$  ansteigt. In Bild 7 ist die spez. Kühlleistung und der Kühlerwiderstand in Abhängigkeit von der Kühlerhöhe dargestellt. Danach steigt die spez. Kühlleistung nicht proportional, sondern etwa mit der 0,8ten Potenz der Höhe, während der Luftwiderstand proportional zur Kühlerhöhe zunimmt. Im normalen Kraftfahrzeugbau kommt in kürzerer Zeit bei PKW-Kühlern eine Blocktiefe von etwa 40—70 mm und bei LKW-Kühlern eine solche von

Flüssigkeits-Kühlung und Kühler

2.34

Mittlere Luftgeschwindigkeit vor dem Kühler sei zu 10 m/s festgelegt, damit  $v' = 11,6 \text{ kp/m}^2$  Blocktiefe zunächst angenommen zu  $T = 50 \text{ mm}$ , damit aus Bild 3:  $q = 39 \text{ kcal/dm}^2\text{h}$  grad. Bei vorliegendem Temperaturgefälle von  $\Delta t = 57,5^\circ\text{C}$  erhält man die Stirnfläche zu

$$F_{st} = \frac{Q}{q \cdot \Delta t} = \frac{30000}{39 \cdot 57,5} = 13,4 \text{ dm}^2$$

Somit Blockbreite  $B = 360 \text{ mm}$   
 Blockhöhe  $H = 360 \text{ mm}$   
 Blocktiefe  $T = 50 \text{ mm}$

Der Lüfter würde, wenn Platz vorhanden, mit einem Durchmesser  $D = 360 \text{ mm}$  gewählt werden.

Die max. Lüfterdrehzahl wäre nach Bild 9  $n_{L \text{ max}} = 5500 \text{ U/min.}$

Fall b) LKW Tropenausführung und leistungsfähigem Ventilator Motor mit Pumpenumlaufkühlung und leistungsfähigem Ventilator

Gegeben: Motorleistung  $N = 200 \text{ PS}$   
 abzuführende Wärmemenge  $Q = 120000 \text{ kcal/h}$   
 umlaufende Wassermenge  $V_W = 24 \text{ m}^3/\text{h}$

Gesucht: Größe des Kühlers  
 gewählt: Wassereintrittstemperatur  $t_{We} = 100^\circ\text{C}$   
 Lufteintrittstemperatur  $t_{Le} = 45^\circ\text{C}$

Aus Gleichung (1) folgt für die Wasserabkühlung

$$\Delta t_W = \frac{Q_W}{V_W \cdot \gamma_W \cdot c_{pW}} = \frac{120000}{24 \cdot 1000 \cdot 1} = 5^\circ\text{C}$$

Somit Wasseraustrittstemperatur  $t_{Wa} = 95^\circ\text{C}$   
 mittlere Wassertemperatur  $t_{Wm} = 97,5^\circ\text{C}$   
 mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta t = 52,5^\circ\text{C}$

Mittlere Luftgeschwindigkeit vor dem Kühler sei zu 10 m/s festgelegt, damit Mengenstromdichte  $v' = 10,8 \text{ kp/m}^2$

Blocktiefe  $T = 100 \text{ mm}$ ,  
 damit aus Bild 5:  $q = 52 \text{ kcal/dm}^2\text{h}$  grad.

Bei vorliegendem Temperaturgefälle von  $\Delta t = 52,5^\circ\text{C}$  erhält man Stirnfläche

$$F_{st} = \frac{Q}{q \cdot \Delta t} = \frac{120000}{52 \cdot 52,5} = 44 \text{ dm}^2$$

Somit Blockbreite  $B = 665 \text{ mm}$   
 Blockhöhe  $H = 660 \text{ mm}$   
 Blocktiefe  $T = 100 \text{ mm}$

Auf wasserseitige Stirnfläche bezogene Wassermenge

$$M = \frac{V_W \cdot 1000}{3600 \cdot B \cdot T} = \frac{24 \cdot 1000}{3600 \cdot 6,65 \cdot 1,00} = 1 \frac{1}{3} \text{ dm}^3$$

2.34

W. Frank

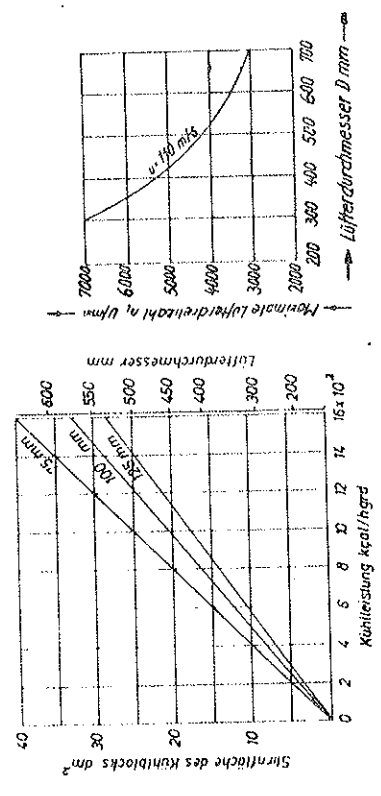


Bild 9. Stirnfläche  $F_{st}$  und Lüfterdurchmesser in Abhängigkeit von der Kühlleistung für beliebige Temperaturdifferenzen  
 Bild 10. Maximale Lüfterdrehzahl  $n_L$  in Abhängigkeit von Lüfterdurchmesser  $D$

Gleichzeitig ist der günstigste Lüfter-Durchmesser für zwangsläufig belüftete Kühler (normale Fahrzeuge) angegeben. Dieser Darstellung ist eine mittlere Luftgeschwindigkeit von 1 m/s zugrunde gelegt. In Bild 10 ist die maximale Lüfterdrehzahl in Abhängigkeit vom Lüfterdurchmesser dargestellt, wobei die Grenze aus Geräuschgründen bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 110 m/s festgelegt wurde. Mit Hilfe der angegebenen Diagramme ist es möglich, für eine bestimmte Kühlleistung die notwendige Kühlergröße überschlägig zu bestimmen. Eine genaue Kühlerberechnung ist jedoch dem Kühlerfachmann vorbehalten. und für den jeweiligen Fall das günstigste Kühlsystem auszuwählen vermögen. Dabei ist zu beachten, daß die angegebene Kühlleistung  $Q$  direkt im Verhältnis der Temperaturgefälle umgerechnet werden kann.

2.5 Berechnungsbeispiel

Fall a) PKW Motor mit Pumpen-Umlauf-Kühlung und leistungsfähigem Ventilator

Gegeben: Motorleistung  $N = 50 \text{ PS}$   
 abzuführende Wärmemenge  $Q = 30000 \text{ kcal/h}$   
 umlaufende Wassermenge  $V_W = 6 \text{ m}^3/\text{h}$

Gesucht: Größe des Kühlers und Lüfters  
 gewählt: Wassereintrittstemperatur  $t_{We} = 90^\circ\text{C}$   
 Lufteintrittstemperatur  $t_{Le} = 30^\circ\text{C}$

Aus Gleichung (1) folgt für die Wasserabkühlung

$$\Delta t_W = \frac{Q_W}{V_W \cdot \gamma_W \cdot c_{pW}} = \frac{30000}{6 \cdot 1000 \cdot 1} = 5^\circ\text{C}$$

Somit Wasseraustrittstemperatur  $t_{Wa} = 85^\circ\text{C}$   
 mittlere Wassertemperatur  $t_{Wm} = 87,5^\circ\text{C}$   
 mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta t = 57,5^\circ\text{C}$



Flüssigkeits-Kühlung und Kühler

2.34

Berücksichtigt ist bei diesen Werten schon die Anwendung des Überdrucksystems im Kühlwasserkreislauf (Abschnitt 8).

3 Kühlersysteme und -konstruktionen

Für Fahrzeuge werden heute fast ausschließlich die im folgenden noch näher beschriebenen Rippenrohr- und Lamellen-systeme verwendet. Nur selten findet sich noch ein Kühler mit dem früher ebenfalls üblichen Luftströmensystem. Letzteres wird teilweise noch für Ölkühler von Flugmotoren benutzt.

3.1 Rippenrohr-Kühler

Beim Rippenrohr-System sind zwei verschiedene Ausführungen zu unterscheiden:

a) System mit waagrecht verlaufenden Kühlrippen (Bild 12): Die waagrecht verlaufenden Rippen, die in Luftstrichtung hintereinander oder versetzt angeordnet sein können, sind mit aufgesteckten Rippen versehen und mit diesen metallisch verbunden. Diese vielleicht ursprüngliche Art des Kühlers wird heute nur noch mit ovalen oder Flachrohren hergestellt. Man hat es hier mit einem statisch festen Gebilde zu tun, bei dem die Rippen durch die senkrechte dazu laufenden Rippen gehalten sind. Der Druck in den Rohren wird durch die Rippen aufgenommen, die in einem Abstand von etwa 3 mm die Rohre umschließen. Dabei sind die Rohre Lötstellen vermeiden.

Der Rippenrohr-Kühler wird seit Jahren wegen seiner Unempfindlichkeit gegenüber starken Beanspruchungen bei Lastwagen, Lokomotiven, Zugmaschinen usw. verwendet. Er ist ohne Zweifel der Kühler, der mit großem Abstand die stärksten Beanspruchungen aushält und neuerdings soweit entwickelt wurde, daß er eine hohe Kühlung bei geringem Raumbedarf aufweist. In diesem Rippenrohrsystem können ohne weiteres Drücke von 10—12 atü aufgenommen werden. Bei Spezialausführungen sind derartige Kühler schon mit 50—60 atü abgepruft worden.

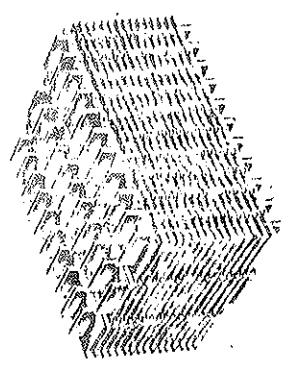


Bild 12. Rippenrohrsystem für LKW m. waagrecht verlaufenden Kühlrippen

b) System mit parallel zu den Rohren verlaufenden gewellten Rippen (Bild 13):

Die wasserführenden Rohre sind als Flachrohre ausgebildet, so daß zwischen den einzelnen Rohrröhren ein Rippenband angelötet werden kann. Eine Versetzung der Rohre in Luftstrichtung ist hier nicht möglich. Dieses System ist allerdings weniger druckfest gegenüber dem unter a) beschriebenen, doch ist es für die normalerweise in Fahrzeugen auftretenden Beanspruchungen noch ohne weiteres ausreichend. Zur Steigerung des luftseitigen Wärmeübergangs sind die Rippen mit Schlitzen oder Buckeln versehen, die eine Durchwirbelung der Luft und eine innige Berührung derselben mit dem Material bewirken. Dadurch wird eine hohe spezifische Kühlleistung bei geringstem Gewicht und kleinem Bauvolumen erreicht. Aus diesem Grunde wird heute fast PKW-Kühler fast ausschließlich dieses System verwendet, da gerade hier

W. Frank

2.34

Aus Bild 8 folgt, daß bei diesem Wert der Kühler im Gebiet der wasserseitigen Sättigung liegt, d. h., daß durch Erhöhung der umlaufenden Wassermenge keine wesentliche Erhöhung der Kühlleistung erzielt werden kann.

2.6 Überprüfung der Kühlleistung im Windkanal [1]

Bei der rechnerischen Auslegung der Kühler müssen zunächst Annahmen in bezug auf luftseitige Beaufschlagung, An- und Abströmverhältnisse getroffen werden. Es wurde weiter erkannt, daß es nicht oder nur sehr unvollständig möglich ist, aus Messungen an Einzellageregaten in Sonderprüfanrichtungen auf das Verhalten der gesamten Kühlanlage im eingebauten Zustand zu schließen.

Aus diesem Grunde ist es erforderlich, die Leistungswerte der Kühlanlage im Fahrzeug unter Einsatzbedingungen nachzuprüfen und zu untersuchen. Zu diesem Zweck werden Messungen an dem Prototyp eines neuentwickelten Fahrzeuges durchgeführt.

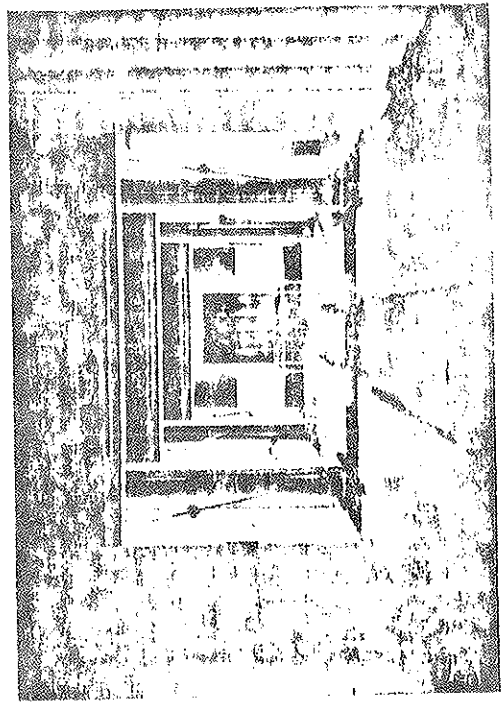


Bild 11. Innensicht des Windkanals zur Überprüfung der Kühlleistung an originalgroßen Kraftfahrzeugen

Während früher hierfür eine Reihe von zeitraubenden Messungen auf Bergstraßen notwendig war, werden derartige Untersuchungen heute vorwiegend im Windkanal durchgeführt. Abgesehen davon, daß Fahrversuche auf der Straße mit Rücksicht auf den immer stärker werdenden Verkehr bei konstanten Betriebsverhältnissen kaum mehr möglich sind, können bei Durchführung der Versuche im temperierbaren Windkanal außer der Lufttemperatur auch noch Fahrgeschwindigkeit und Motorbelastung beliebig verändert werden.

Dabei hat sich auf Grund von Erfahrungen gezeigt, daß für eine einwandfreie Kühlung folgende Temperaturdifferenzen zwischen Kühlwassertrittstemperatur und Außenlufttemperatur anzustreben sind:

- PKW. etwa 75° C
- LKW, normal etwa 60° C
- LKW, Tropen etwa 55° C.

bleche eingesetzt werden. Der Aufbau eines Kraftfahrzeug-Kühlers geht aus Bild 15 hervor. Bild 15 werden heute meist über die Seitenteile mit der Kammer verbunden (Bild 16). Auch die elastische Dreipunkt-Aufhängung ist noch verbreitet und hat sich allgemein bewährt. In neuerer Zeit werden mit Rückverbreiter und hat sich allgemein bewährt. In neuerer Zeit werden mit Rückverbreiter auf möglichst tief liegende Motorhaube sogenannte Querstromkühler verwendet, bei denen die Kühlrohre waagrecht verlaufen und die Wasserkästen seitlich angebracht sind. Dadurch wird an Bauhöhe eingespart. Beide Wasserkästen sind in diesem Fall gleich und können verhältnismäßig klein ausgeführt werden.

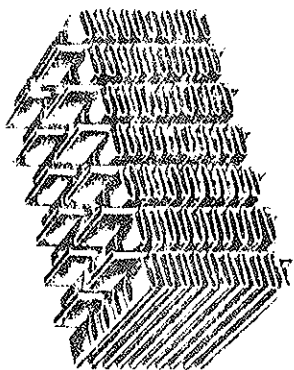


Bild 13.

Bild 13. Rippenrohrsystem für PKW mit parallel zu den Rohren verlaufenden gewellten Rippen

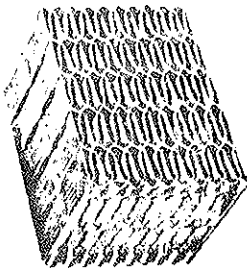


Bild 14.

Bild 14. Lamellenkühlensystem für PKW

mit Rücksicht auf die Raumverhältnisse und das Leistungsgewicht möglichst kleine und leichte Kühler gefordert werden.

### 3.2 Lamellen-Kühler (Bild 14)

Das Kühlsystem besteht hier aus dünnwandigen gewalzten Blechstreifen, die zusammengesetzt die Wege für die Kühlflüssigkeit und für die Luft in geeigneter Weise freilassen. Bei den heutigen Lamellen-Kühlern sind durchweg zwischen den wasserführenden Kanälen (direkte Kühlfläche) sogenannte Luftlamellen (indirekte Kühlfläche) angebracht. Es gibt Kühlerkonstruktionen mit 1 bzw. 2 Luftlamellen, welche mit den Wasserkänen ebenfalls metallisch durch Lötung verbunden sind.

Die Luftlamellen sind ähnlich geformt wie bei Kühlsystem nach Bild 13 und sind auch mit Schlitzen versehen. Der Kühler ist in den letzten Jahren ebenfalls für sehr hoher Leistung entwickelt worden.

Der Nachteil dieses Systems ist jedoch seine geringe Druckfestigkeit (nicht über 1—2 atü) und die große Gefahr des Verstopfens bei schmutzigen Kühlerwasser durch die enge und wellige Wasserführung. Der Lamellen-Kühler wird heute noch vereinzelt für Personenkraftwagen verwendet und macht in größeren Blocktiefen, z. B. über 80 mm, fertigungstechnische Schwierigkeiten.

### 3.3 Kühlerkonstruktionen

Früher stellte der Kühler, bestehend aus dem Rahmen und dem Kühlerblock, als untrennbarer Wagenteil das Gesicht des Kraftwagens dar. Heute wird der Kühlerblock größtenteils innerhalb des Motorraumes untergebracht. Bei Frontmotoren deutet lediglich der Kühlergrill noch die Lage des Kühlers an.

Der Kühlerersatz besteht aus dem Kühlerblock, dem oberen und unteren Wassersammelkasten sowie den Seitenteilen. Der obere Wasserkasten trägt außer Wassereinlaufsutzen noch den Wassereinflusstutzen mit Kühlerver-schlußdeckel. Der Wasserauslaufsutzen ist am unteren Wasserkasten angebracht. Um eine gleichmäßige wasserseitige Beanspruchung zu erhalten, werden Wasserein- und -auslaufsutzen wenn möglich diagonal versetzt. Sofern sich dies nicht verwirklichen läßt, müssen im oberen Wasserkasten Leit-

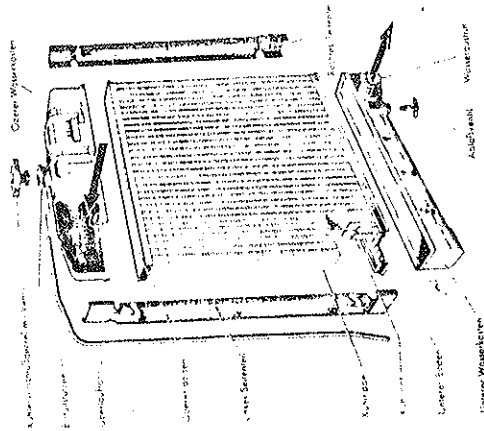


Bild 15. Aufbau eines Kraftfahrzeugkühlers

Bild 16. Kühler für PKW

Bei dieser Kühlerbauart wird jedoch ein kleiner Wasserausgleichsbehälter benötigt, welcher getrennt vom Kühler, wasserseitig zwischen Motoraustritt und Kühlereintritt, eingebaut ist. Der Behälter soll möglichst etwas über Oberkante Kühler liegen, da an demselben der Einflusstutzen mit Verschlußdeckel und Überdruckventil angebracht ist und sich hier während dem eventuell im Kreislauf befindliche Luft abscheiden soll.

In Nutzfahrzeugen (Lk.W., Omnibussen) werden die Kühler entweder an der Frontseite, im Heck oder Unterflur eingebaut. Die Befestigung in einem starren Kühlertragrahmen, der wiederum über eine elastische Dreipunkt-Aufhängung mit dem Fahrzeuggestänge verbunden ist, erfolgt über die Seitenteile. Die Ausführung eines solchen Kühlers zeigt Bild 17.

Bei Unterflurkühlanlagen wird der Kühlerersatz vorwiegend von einer verwindungssteifen Kühler-tasche aufgenommen, die wiederum elastisch an den Fahrzeuggestängesträgern aufgehängt ist. Bild 18 zeigt eine Unterflurkühleranlage mit Kühler-tasche und angebautem Lüfteraggregat.

Sehr große und schwere Kühler für rauhen Betrieb werden noch vereinzelt als sogenannte Teilblockkühler hergestellt, wobei der Kühler aus einzelnen Teilblöcken nach DIN 73431 besteht, die auswechselbar in einem Rahmen eingebaut sind.



geringen Luftvolumen und geringerem Druckabfall gearbeitet wird, d. h. großer Kühlerstirnfläche und kleiner Kühlertiefe. Das bedeutet jedoch einen Kühler hohen Gewichts und hoher Kosten. Da das Gewicht beschleunigt und verzögert werden muß und außerdem ja ein Wagen wohl kaum nur für die Autobahn sondern auch für Bergfahrten benützt wird, ist die Kühlertiefe bei PKW auf 60—70 mm und bei LKW auf 125 mm begrenzt, im Gegensatz zu den in der Luftfahrt üblichen wesentlich größeren Kühlerstirnen.

Es ist ferner zu beachten, daß selbstverständlich die Kühlung bei hohen Geschwindigkeiten in jeder Weise zu beherrschen ist, daß jedoch der fehlende Fahrwind bei Paß- und Bergfahrten durch einen Ventilator ersetzt werden muß.

6.2 Ölkühlung

Wassergekühlte Motoren für Nutzfahrzeuge sowie nahezu alle luftgekühlten Motoren benötigen eine zusätzliche Kühlung des Schmieröls. Für wassergekühlte PKW-Motoren dagegen wird Ölkühlung nur dort angewandt, wo sehr hohe Drehzahlen vorliegen. Normalerweise werden mit Rücksicht auf die Lebensdauer der Motoren höhere Öltemperaturen als 100—120° C nicht zugelassen. Bei diesen Temperaturen bleibt die Schmierfähigkeit des Öles erhalten und die Alterung ist gering. Erwähnt muß werden, daß die im Öl abzuführende Wärme im wesentlichen durch die Drehzahl bedingt ist und im Gegensatz zum Wasserkühler nicht von der Motorbelastung abhängt. Hohe Drehzahlen können z. B. bei Talfahrten in niederen Gängen hohe Öltemperaturen hervorrufen. Die im Motor anfallende Ölwärme kann entweder über einen Luft-Ölkühler direkt an die Außenluft oder mittels eines wassergekühlten Wärmetauschers abgeführt werden.

a) Luftgekühlter Ölkühler  
Das Öl wird in diesem Falle meist über einen dem Wasserkühler vorgeschalteten Ölkühler mit geringer Blocktiefe abgeführt, welcher konstruktiv dem Rippenrohrkühler entspricht. Dabei muß dieses System so druckfest ausgebildet sein, daß die beim Kaltstart auftretenden hohen Öldrücke

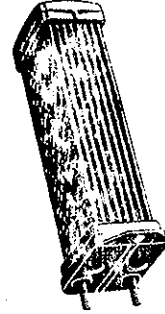


Bild 20. Luftgekühlter Ölkühler

(bis 20 atü) aufgenommen werden können. Bei der Auslegung des Wasserkühlers ist die Aufwärmung der Luft im Ölkühler zu berücksichtigen. Nachteilig hat sich bei dieser Anordnung allerdings herausgestellt, daß diese Kühler im Winter leicht einstocken und luftseitig erhöhten Widerstand bedingen. Für luftgekühlte Motoren finden vielfach Ölkühler in Scheidenausführung Anwendung, welche mit Rücksicht auf die Auslegung des Kühlerblases hohe luftseitige Widerstände, d. h. kleine Stirnflächen und grobe Blocktiefen aufweisen (Bild 20). Zur Erhöhung der Kühlleistung können diese Kühler teilweise ölseitig mit Turbulenzeinsätzen und luftseitig mit Luftlamellen versehen werden.

für das Geräusch hauptsächlich die Umfangsgeschwindigkeit maßgebend. Diese darf auf keinen Fall 110 m/s übersteigen, wenn das Geräusch noch in annehmbaren Grenzen bleiben soll. Bei sehr ruhig gehenden Personenkraftwagen wird jedoch bereits diese Umfangsgeschwindigkeit als störend empfunden, so daß hier als obere Grenze 80—90 m/s gesetzt werden können. Bereits bei dieser Geschwindigkeit treten selbst bei bester aerodynamischer Gestaltung starke Geräusche auf.

Es wird allgemein angenommen, daß die Geräusche in erster Linie durch Ablösungserscheinungen und Flattern der Flügelspitzen erzeugt werden. Für die Tonhöhe spielt die Eigenfrequenz des Lüfters eine gewisse Rolle. Gegossene Lüfter sind im Ton heller und dadurch unangenehmer als Blechlüfter gleicher Ausführung. Werden z. B. bei einem Blechlüfter die Flügel durch größere Wandstärken oder durch eingepreßte Sicken u. dgl. versteift, so bedeutet dies meistens eine Erhöhung der Frequenz, d. h. der Ton wird wohl nicht lauter, jedoch heller und damit unangenehmer. Ebenfalls für die Tonhöhe ist die Anzahl der Flügel maßgebend. Ein 4-flügeliger Lüfter hat die doppelte Frequenz eines 2-flügeligen und ein 6-flügeliger Lüfter hat abermals einen helleren Ton als ein 4-flügeliger. Es soll möglichst versucht werden, den Lüfter in seiner Tonhöhe dem allgemeinen Motorengeräusch, das meist sehr tiefe Frequenzen hat, anzunähern. Dadurch ist beim Personenkraftwagenbau die Anzahl der Flügel mit 4 meistens beschränkt. Durch Versetzung der Flügel wird eine Geräuschstufe erreicht, die zwischen einem 4- und einem 2-flügeligen Lüfter liegt. Mit Rücksicht auf geringeres Gewicht werden heute auch Kunststoffventilatoren für die Kühlluftförderung verwendet.

Für die überschlägige Lüfterberechnung können die Bilder 9 und 10 benützt werden. In Bild 10 ist die maximale Drehzahl für die verschiedenen Lüfterdurchmesser unter Zugrundelegung einer Umfangsgeschwindigkeit von 110 m/s aufgetragen und in Bild 9 ist der Lüfterdurchmesser in Abhängigkeit von der abzuführenden Wärmemenge dargestellt.

Bei Neukonstruktionen sollen möglichst langsam laufende Lüfter vorgezogen werden, die den ganzen Kühlerbock bestreichen. Solche liegen im Wirkungsgrad und im Geräusch besser als kleine, schnell laufende Lüfter. Eine ausreichende Belüftung durch außerordentlich kleine schnell laufende Lüfter ist wegen der oben genannten Begrenzung der Umfangsgeschwindigkeit durch das Geräusch meist nicht durchführbar.

6 Besondere Kühlungsfragen

6.1 Autobahnverhältnisse

Bei Wagen, die für sehr hohe Geschwindigkeiten nach strömungstechnischen Gesichtspunkten gebaut sind, spielt der Energieaufwand zur Belüftung des Kühlers keine zu vernachlässigende Rolle. Als Maßstab für den Aufwand kann der im Zusammenhang mit der sogenannten NACA-Haube bei luftgekühlten Motoren geschaffene Begriff der Pumpleistung gewählt werden. Diese ist gegeben durch die einfache Formel

$$N = \frac{V \cdot \Delta p}{75} \text{ [PS]}$$

Bei der Bestimmung von  $\Delta p$  ist zu beachten, daß nicht nur der Druckverlust des Kühlers, sondern auch der Druckverlust im Luft-Ein- und -Austritt mit berücksichtigt werden muß, d. h. daß der Luft-Ein- und -Austritt mitbestimmend ist für den gesamten Widerstand des Wagens. Aus der Gleichung geht hervor, daß die Pumpleistung ein Minimum ist, wenn mit einem

Flüssigkeits-Kühlung und Kühlen

2.34

4 Schutz des Kühlsystems

4.1 Gegen Frost

Frost bedeutet sowohl für den Kühler wie für den Motor eine erhebliche Gefahr, der durch rechtzeitigen Zusatz von Gefrierschutzmitteln zum Kühlwasser ohne weiteres begegnet werden kann. Diese Gefrierschutzmittel setzen mit steigendem Prozentsatz den Gefrierpunkt des Kühlwassers herab. Die jeweils für einen Kreislauf erforderliche Menge ist vom Systeminhalt abhängig. Wird z. B. ein auf Äthylenglycol-Basis aufgebautes Gefrierschutzmittel verwendet, so kann die dem Kühlwasser beizumischende Menge aus Bild 19 entnommen werden. Die Verluste, die infolge der Verdampfung des Kühlwassers auftreten, können durch Zusatz von reinem Wasser im Verhältnis der durch Verdampfung verlorenen Menge wieder ausgeglichen werden, da Glycerin nicht verdunstet. Geht jedoch Kühlwasser durch Undichtheiten im Kühlwasserkreislauf

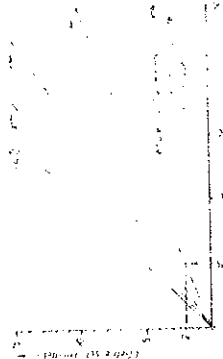


Bild 19. Ermittlung der Menge des Gefrierschutzmittels bei verschiedenen Auslastungen

und verdunstet, so muß Äthylenglycol-Wasser-Gemisch von gleicher Konzentration nachgefüllt werden. Es ist deshalb unbedingt erforderlich, daß der Kühler jeden Winter vor dem Einfallen von Gefrierschutzmitteln auf Dichtheit geprüft wird. In neuerer Zeit sind Bestrebungen im Gange, Gefrierschutzmittel zu entwickeln und einzusetzen, die ein mehradriges Verhalten im Kühlkreislauf gestatten, ohne daß sich in Bezug auf Gefrierschutz Nachteile ergeben.

4.2 Gegen Korrosion und Wasserstein

Damit Korrosion und Wassersteinansatz nicht nur im Kühler, sondern auch im übrigen Kühlwasserkreislauf vermindert wird, ist es anzuraten, eine entsprechende Kühlwasserbehandlung durchzuführen. Die Kühlwasserbehandlung selbst kann entweder mit anorganischen Produkten oder aber mit sogenannten wasserunlöslichen Korrosionsschutzstoffen erreicht werden. Erstere haben vielfach den Nachteil, daß eine Mischung mit Gefrierschutzmitteln nicht möglich ist. Dagegen läßt die Verwendung von Korrosionsschutzstoffen eine Mischung mit den bekanntesten Gefrierschutzmitteln zu, ohne daß eine Beeinträchtigung beider Schutzwirkungen die Folge ist.

5 Lüfter [2]

Die Belüftung des Kühlers beim Kraftfahrzeug und anderen Kraftfahrzeugen ist im wesentlichen eine Frage des Geräusches. Wie aus einer Vielzahl von Messungen bezüglich Geräuschstärke und Tonhöhe festgestellt wurde, ist

2.34

W. Frank

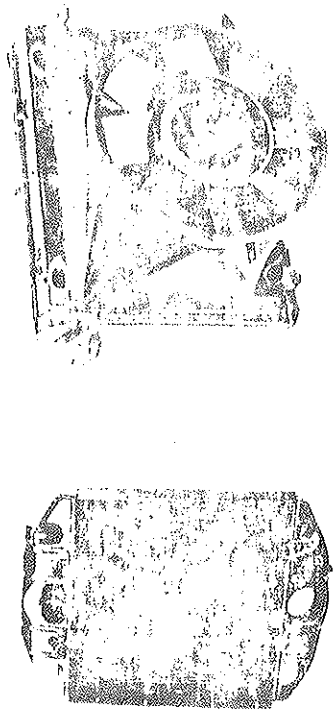


Bild 18. Kooler für LKW (oben) und Vaternarkooler (unten)

Bei der Konstruktion eines Kühlers ist grundsätzlich zu beachten, daß der Kühlerbau mit Rücksicht auf die Herstellung einfach und gradlinig und mit Rücksicht auf die Lebensdauer schwingungs- und drucksteif ausgeführt wird.

3.4 Koolerwerkstoffe

Als Koolerwerkstoff wird für die wasserführenden Teile wie Koolerbox, Wasserkasten, Rohrböden, ausschließlich Messing oder Kupfer und für die Rippen, d. h. die indirekten Kühlflächen, aus Gründen der guten Wärmeleitfähigkeit meist Kupfer verwendet. Nur vereinzelt werden noch Kooler aus Aluminiumlegierungen aus geschweißtem Stahlband hergestellt. Bei gleicher Rippenzahl muß hier mit einer Verringerung der Kühlleistung um ca. 10% gerechnet werden.

Für die Teile, welche zur mechanischen Befestigung bzw. zur Aufhängung der Kooler dienen, wird ausschließlich Stahlblech verarbeitet. Zur Verbindung und Abdichtung der Koolerteile wie Rohre, Rippen, Rohrböden und Wasserkästen und teilweise auch der Seitenteile und Armaturen, dient Zinnbleiflot.

Rein-Aluminium sowie einige Alu-Legierungen sind ebenfalls korrosionsbeständig und können für den Koolerbau eingesetzt werden. Ein Kühler aus Leichtmetall setzt jedoch eine grundsätzlich andere Konstruktion für das Kühlsystem und die Beherrschung von besonderen Fertigungsverfahren voraus. Kühler aus Aluminium werden heute teilweise bereits für Sportfahrzeuge verwendet, bei denen es insbesondere auf geringes Gewicht ankommt.

Trotz ausgereifter Konstruktion und Fertigungsverfahren liegen jedoch die Herstellungskosten von Leichtmetalkoolern sehr hoch, so daß ein Einsatz derartiger Kühler im Kraftfahrzeug serienmäßig noch nicht möglich ist und vorläufig nur für die zuvor angeführten Sonderfälle in Frage kommt. Gegenüber einem Schwermetalkooler können max. 30—40% an Gewicht eingespart werden. Keinesfalls verhalten sich die Gewichte der Kühler wie die spezifischen Gewichte der Werkstoffe, weil aus Festigkeitsgründen bei Aluminiumkoolern größere Wandstärken vorgesehen werden müssen.

