

Studie avseende möjligheten att konvertera konventionell ångtork för direkttorkning av naturavgaser

STUDIE AVSEENDE MÖJLIGHETEN ATT KONVERTERA
KONVENTIONELL ÅNGTORK FÖR DIREKTANVÄNDNING
AV NATURGASAVGASER.

Denna studie är utförd i samverkan mellan Ekoteknik AB
och Svensk Energiteknik AB på uppdrag av Swedegas AB.

1989-01-02
Folke Sahlin
Sune Hillmart



SVENSK EXERGITEKNIK AB, Stampgatan 38, S-411 01 Göteborg, Sweden Tel: 031-80 54 65 (Phone Intl. 46-31805465)
Télex: 21115 METRANS S Télefax: 031-80 25 07 Telegram: EXERGI, Göteborg

Inledning

Föreliggande rapport är framtagen i syfte att klarlägga vilka förändringar som måste genomföras av utformningen, så att en Exergy ångtork kan direkteldas med naturgas i värmeväxlarna. Vid detaljberäkningen av värmeväxlare och energibalans har vi använt en storlek på anläggningen som motsvarar den tilltänkta torkkapaciteten för Ryaverkets slam. För allmän information kring Exergy torksystem hänvisar vi till vår broschyr.

Allmänt

Skillnaden mellan att utnyttja en rökgas för att indirekt värma Exergys torkprocess jämfört med en kondenserande ånga, vilket varit det enda värmemediet som hittills kommit till användning, är att värmeöverföringstalet drastiskt minskar.

Värmeväxlarna i torkloopen är utförda som tubvärmeväxlare, där vi på tubsidan alltid har ångan från den avdunstade fukten som utgör tork- och transportmedium för torkgodset. Erfarenheten bakom detta arrangemang är att torkgodsets fasta partiklar, som finns med i ångan, är lättast att transportera inuti tuberna jämfört med på mantelsidan. Särskilt gäller detta vid inlopp och utlopp ur värmeväxlarna, där en jämn fördelning och en fri strömning utan hinder är lättast att åstadkomma för partikelströmning på tubsidan.

I vanliga fall har vi alltså den värmetransport, som är begränsande, på tubsidan där den överhettade ångan upptar värme genom påtvingad konvektion. På utsidan tuberna, mantelsidan, har vi ren ånga från en panna som genom kondensation avger sin värme, vilket ger ett mycket högt värmeöverföringstal, i storleksordning hundra gånger högre än på insidan tuberna. De övriga värmetransportmotstånden genom kondensatfilm och tubväggar är låga och ger normalt inget nämnvärt temperaturfall. Det enda temperaturfallet vid ångvärmde tuber kommer på insidan tuberna där vi har konvektiv värmeöverföring till den förbiströmmade överhettade transportångan.

Vi har även i vissa installationer tänkt oss att kunna använda hetolja som värmebärare till torken. I stället för en ångpanna får vi då en hetoljeanläggning som skall tillgodose torkens värmebehov. Värmeöverföringen på mantelsidan från oljan till tuberna blir inte lika hög som för kondenserande ånga, men fortfarande betydligt högre än på insidan tuberna, vilket gör att begränsningen fortfarande ligger på tubsidan. Vid hetolja tillkommer ett pumparbete för att erhålla cirkulation på oljan.

När vi nu skall använda rökgaser direkt från en gasbrännare och introducera dessa på mantelsidan får vi en gas/gas-värmeväxlare med värmeöverföringstal som ligger i samma storleksordning på båda sidorna. Det betyder att det totala värmegenomgångstalet måste vägas samman och totalt sett blir mindre än på respektive sida. Som kompensation för dessa minskade värmeöverföringstal kan vi i stället öka den drivande temperaturdifferensen, eftersom produkten mellan dessa två storheter ingår i överförd värmeeffekt. Den högsta temperatur som vi kan gå in i värmeväxlaren med begränsas av vad materialet tål. Vanligt rostfritt SS 2333 som vi ofta använder i tuberna tål upp till 550°C under normala betingelser. Vid 575°C kommer en krypbrottgräns, som man måste ta hänsyn till. Utifrån detta har vi valt att begränsa rökgastemperaturen efter brännaren till 500°C, vilket sannolikt går att överskrida då man vet att tuberna på grund av den tidigare omtalade begränsade värmeöverföringen under normala driftsbetingelser inte skall komma upp i ens denna temperatur. Gasens förbränningstemperatur är betydligt högre än 500°C och man får sänka dess temperatur genom att recirkulera utgående rökgas, se fig 1. Sänkning av temperaturen genom inblandning av extra luft ger ett sämre värmeutnyttjande eftersom frånluftsförlusten då ökar. Givetvis kan förutsättningarna ändras om man efter torkens värmeväxlare låter rökgaserna passera genom värmeåtervinningsbatterier och till och med kondenserar ut fukten i dessa. Ändå blir det troligen så att den extra luft man blandar in genomgår en temperaturhöjning i processen och därigenom orsakar en värmeförlust till omgivningen, som man slipper om man recirkulerar utgående rökgaser oberoende av vid vilken temperatur man än låter suga tillbaka dem.

Ett ur värmeteknisk synvinkel mer raffinerat sätt att åstadkomma en temperatur-sänkning är ju att först låta rökgasen expandera i en gasturbin som i sin tur t.ex. driver en generator för elproduktion. Även om det idag kanske inte finns ekonomi i

ett sådant förfarande, är det dock värt att ha i åtanke inför framtiden eftersom verkningsgraden på denna elgenerering blir mycket god. Bränsleförbrukningen skulle endast öka ungefär så mycket som motsvarar utvunnen el. I en sådan process skulle värmen exergimässigt utnyttjas mycket elegant efter fallande temperatur, först till elproduktion sedan till torkning och sist till fjärrvärmealstring.

Direkt rökgasvärmning av en Exergy-tork

En tubvärmväxlare som vi vanligtvis använder i Exergy-torken ser ut som på bild nr 2. Flera stycken finns ofta placerade i den del av torkloopen där transportången för med sig material och en i returledningen efter cyklonen där ången i huvudsak är fri från fast material. Den senare värmväxlaren benämnes överhettare. Alla är tubapparater men med olika tubstorlek. När material passerar föredras och används grövre tubstorlekar jämfört med den s.k. överhettaren. Det är förstås risken för pluggning av tuberna, när material finns med i ången, som vi därigenom vill minimera.

Vid övergång till direkt rökgasvärmning har vi bedömt det som alltför riskfyllt att värma tuberna i en position där material passerar dem. Risken finns alltid att pluggning inträffar och erfarenheten säger att en eller flera tuber då och då pluggas i ett tubknippe som ofta består av femtio eller flera tuber. I en med kondenserande ånga värmd tubapparat tar konstruktionsmaterialet ingen skada, eftersom plåten i alla tuber har nära nog samma temperatur som ången oberoende av om tuberna är öppna eller pluggade, vilket förklaras av den tidigare diskuterade goda värmeöverföringen vid kondensation. Det som däremot händer vid igensättningen av en tub om den är rökgasvärmd från utsidan är att tubens temperatur ökar och den utvidgas på längden jämfört med de andra tuberna. Det kan handla om flera hundra grader som temperaturen skulle höjas i den varmaste ändan, och sammantaget över en t ex 15 m lång värmväxlare blir det oacceptabla värmeutvidgningar för enstaka tuber.

Vi har gjort den bedömningen att all värme, som skall tillföras i torkloopen vid direktvärmning med rökgaser, får introduceras via överhettaren. I denna passerar inget material förutom de små stoftmängder, som cyklonen inte förmår skilja av. I många applikationer har vi det redan så att en stor del av värmen tillförs via överhettaren så det är bara att löpa linan ut i det här fallet. Ur torkkinetisk synpunkt är det ofta fördelaktigt med en kraftigt överhettad ånga, som ger en snabb yttorkning av det fuktiga materialet som matas in i torkloopen. För att åstadkomma denna värmeupptagning hos den cirkulerande ångan krävs det tillräckligt stort flöde eller tillräckligt hög temperaturhöjning. Ett alltför stort flöde kostar fläktarbete och måste därför hållas nere genom att gå upp i temperatur mesta möjliga.

Denna studie gör inte anspråk på att ha optimerat temperaturnivåer och flöden, utan vi har intuitivt försökt dimensionera en anläggning för att få en känsla för hur den skulle kunna se ut.

Temperaturen på den varmaste rökgasen in på överhettarens mantelsida har vi alltså begränsat till 500°C i enlighet med vad vi tidigare diskuterat. Sedan gäller det att kyla ner den utgående rökgasen så långt som möjligt. Det är bara den kallare transportångan inuti tuberna som bestämmer hur mycket det går att kyla rökgasen. Den tidigare omnämnda recirkulationen påverkar inte den temperaturen. Effektivast ur värmeöverföringssynpunkt är att låta de två gaserna mötas i motström, vilket vi räknat på i huvudalternativet. Vi har dock inte valt att använda det konventionella sättet att staga upp tuberna med hjälp av bafflar. Det ger för gaser ett onödigt högt tryckfall och relativt stora ytor som är skärmade av bafflarna med påföljande stagnanta zoner, som ger dålig värmeöverföring. I stället har vi tänkt oss att använda det av oss utvecklade och patenterade "stavrist" systemet (SRS), som inte lider av ovannämnda nackdelar utan är särskilt lämpligt, när det är en gas på mantelsidan. Konstruktionen marknadsförs i Sverige av vårt dotterbolag, AB K.A. Ekström & Son, och finns beskrivet i bifogad broschyr.

Dimensioneringen av en tilltänkt värmväxlare har vi gjort med hjälp av det engelska HTFS-programmet. Eftersom SRS inte finns med där, har vi räknat på helt obafflade och ouppstagnade tuber med kvadratisk tubdelning, där rökgasen strömmar i motström på mantelsidan. För enkelhetens skull har vi i beräkningarna approximerat

		<u>Het mantelsida</u>	<u>Kall tubsida</u>
Medium		Rökgas (~luft)	Överhettad ånga
Tryck		Atmosfärstryck	1 bar övertryck
Temperatur	°C	500 in, 180 ut	130 in, 290 ut
Flödesmängd	kg/h	54 300	56 900
Högsta hastighet	m/s	33	22
Tryckfall	bar	0.021	0.031
Värmeöverföringstal	W/m ² K	32	85
Längd	meter		12
Tuber	st/mm		1 843 / 28 x 1.5
Manteldiameter	mm		1625
Värmefflöde	kW		5 100

Flödena är valda så att värmen som tillförs ångan räcker för att avdunsta ca 8.2 ton/h från ett torkgods, som är uppvärmt till avdunstningstemperatur vid rådande tryck.

Hur många stödgaller som behövs, har vi inte närmare detaljstuderat i denna utredning. Den ovan beräknade värmeväxlaren helt utan stöd blir alltså gränsfallet med maximal längd pga låg värmeöverföring men med ett lågt strömningsmotstånd. Det totala värmegenomgångstalet blir endast 22 W/m²K, men den fläktenergi som behövs för att driva rökgasen genom värmeväxlaren blir å andra sidan uppskattningsvis endast 70 kW. Ur vibrationssynpunkt går det inte att använda 12 meter långa tuber utan något stöd så beräkningen ovan får mest ses som vägvisande. Fig. 3 åskådliggör temperaturprofiler och värmefflöde för den beräknade värmeväxlaren.

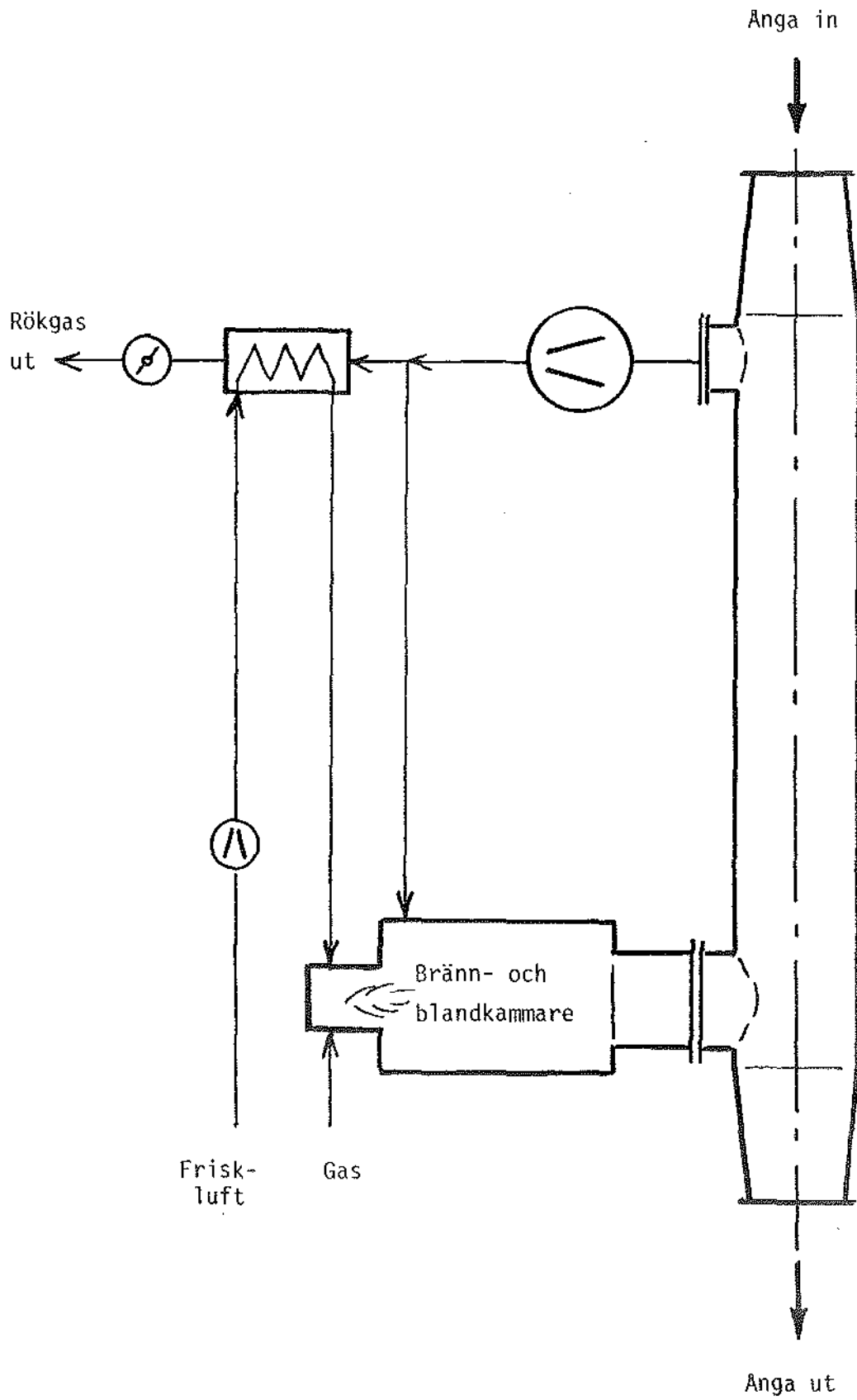
Som jämförelse har vi beräknat en likadan värmeväxlare men försedd med några konventionella bafflar. Plötsligt ökar värmeöverföringstalet på rökgassidan till 228 W/m²K, vilket är mycket bra, men på bekostnad av ett avsevärt högre tryckfall, vilket uppskattningsvis skulle kräva 650 kW för att realiseras. Värmeväxlaren blir kortare än den obafflade. Övriga data från beräkningen följer i tabellen nedan.

		<u>Hel mantelsida</u>	<u>Kall tubsida</u>
Medium		Rökgas (~ luft)	Överhettad ånga
Tryck		Atmosfärstryck	1 bar övertryck
Temperatur	°C	500 in, 180 ut	130 in, 290 ut
Flödesmängd	kg/h	54 300	56 900
Högsta hastighet	m/s	76	22
Tryckfall	bar	0.216	0.017
Värmeöverföringstal	W/m ² K	228	85
Längd	m		4.5
Tuber	st/mm		1843/ 28 x 1.5
Manteldiameter	mm		1625
Antal bafflar	st		2
Värmeflöde	kW		5100

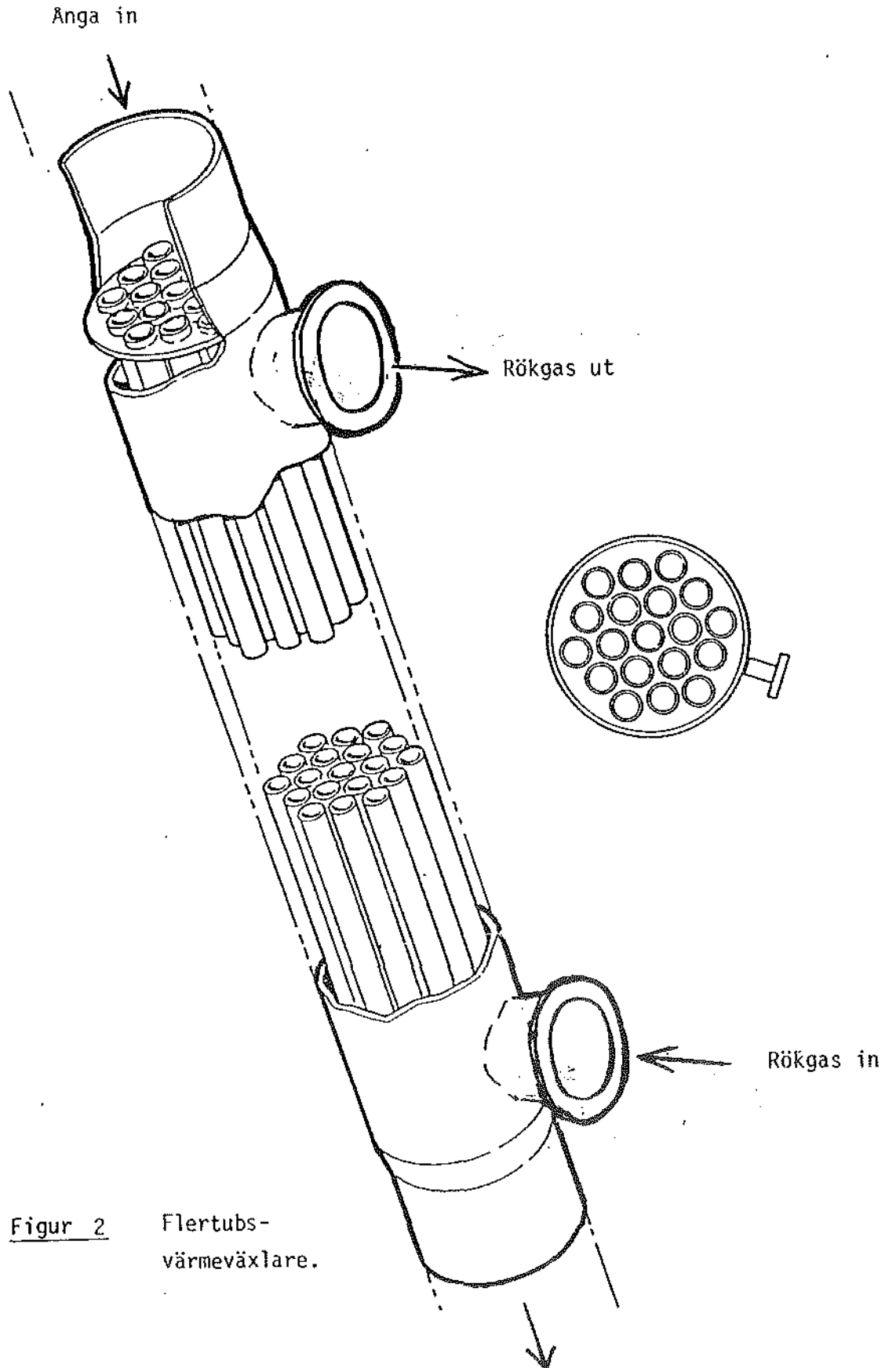
Slutsats och förslag till fortsättning

Vår översiktliga analys visar att det är fullt möjligt att introducera rökgaser som värmande medium i en Exergy-tork. Jämför man med en ånguppvärmd tork så behövs det antagligen totalt sett mindre värmeyta, men framförallt möjliggör det att introducera all värme på ett enda ställe i den s.k. överhettaren. Det kan i vissa applikationer vara en begränsning, men i ett fall som det som givit upphov till denna rapport, nämligen torkning av kommunalt avloppsslam vid Ryaverket, ser vi nästan enbart fördelar med ett sådant arrangemang. Värmeväxlare i torkloopen där material passerar, är ur teoretisk synvinkel mycket bra, men ger ofta i praktiken en del problem, som vi nu helt skulle slippa ifrån. Vi kan också gå ner i vägg tjocklek på tuberna i överhettaren, eftersom de inte utsätts för något yttre övertryck som vid kondenserande ånga. Det ger ett lägre inköpspris på tuberna.

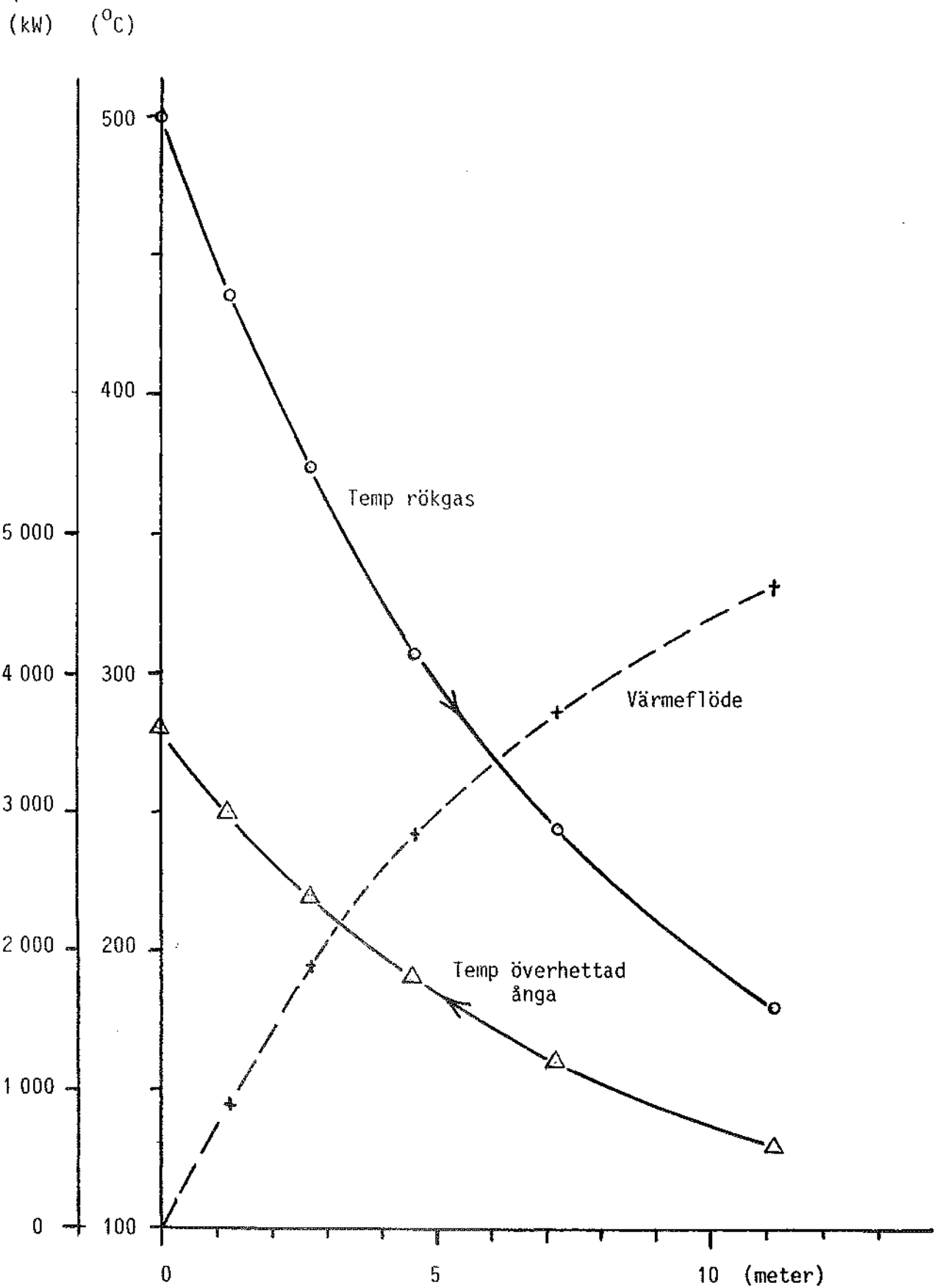
Ur regleringssynpunkt bör den direkta rökgasvärmningen kunna vara lika snabb och exakt som att reglera trycket på en ånga. Reglerområdet för en gasbrännare ligger enligt uppgift runt 1:12, vilket för styrning av en tork borde vara mer än tillräckligt.



Figur 1 Recirkulation av rökgaser



Figur 2 Flertubs-
värmväxlare.



Figur 3. Temperaturprofiler och värmeflöde i en rökgasvärmd överhettare som funktion av avstånd nedifrån.