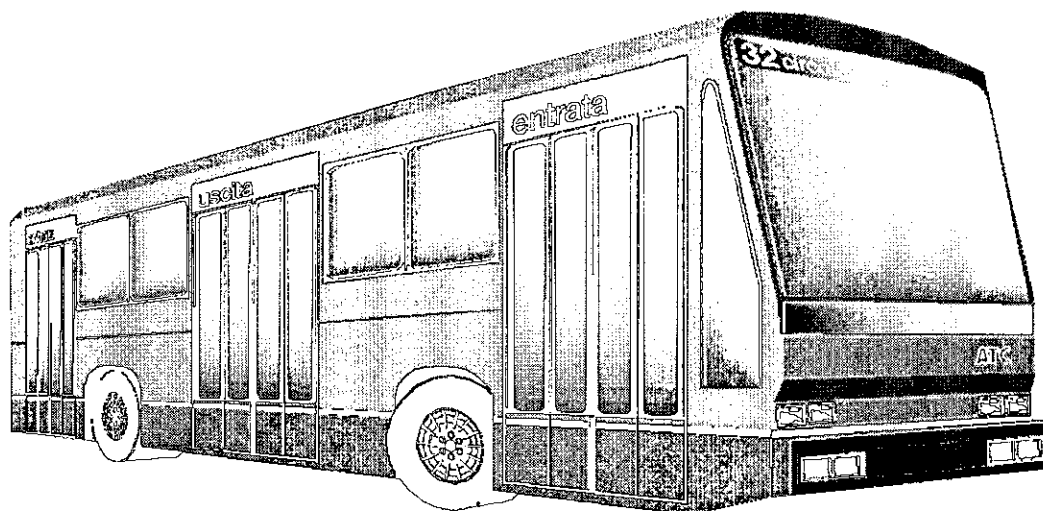




Emissionspotential för metangas i tunga fordon

Bilaga 2 till rapport för Trafikkontoret
i Göteborgs stad & Västtrafik AB

Ecotraffic ERD³ AB

Peter Ahlqvist

Maj 2001

Ecotraffic

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

Sida

1	INLEDNING OCH BAKGRUND	1
2	METODIK	2
3	RESULTAT	2
3.1	Nomenklatur	2
3.2	Trevägs-katalysator (TWC)	4
3.2.1	Principen för TWC	4
3.2.2	Några gasmotorer med TWC	5
3.2.3	Framtida potential för TWC	6
3.2.4	Potentiella problem med TWC	9
3.3	Myger förbränning (LB)	11
3.3.1	Principen för lean-burn	11
3.3.2	Förutsättningar för att använda EGR på lean-burn motorer	12
3.3.3	Några amerikanska gasmotorer med lean-burn teknik	13
3.3.4	Resultat från svenska tester med lean-burn bussar	15
3.3.5	Framtida potential för lean-burn	18
3.3.6	Potentiella problem med lean-burn	18
3.4	Tvåbränsle (DFNG)	20
3.5	Pilotinsprutning (PING)	21
3.6	Direktinsprutning (DING)	22
3.7	Avancerade koncept (HCCI)	24
3.8	Efterbehandling av avgaser	24
3.9	Emissionspotential för olika koncept	26
4	REFERENSER	26

TABELLFÖRTECKNING

Sida

<i>Tabell 1:</i>	<i>Emissioner enligt ECE R49 körcykeln för några gasmotorer (g/kWh) [1]</i>	5
<i>Tabell 2:</i>	<i>Skillnaden mellan lean-burn och TWC förbränningssystem (g/kWh) [2]</i>	6
<i>Tabell 3:</i>	<i>Slutliga emissionsresultat för Ivecomotorn med TWC (g/kWh) [4]</i>	7
<i>Tabell 4:</i>	<i>Emissioner med olika förbränningssystem enligt ETH, Zürich (g/kWh) [5]</i>	8
<i>Tabell 5:</i>	<i>Emissionsmätningar på bussar i Sverige enligt simulerad ECE R49</i>	16
<i>Tabell 6:</i>	<i>Emissionsmätningar på bussar i Sverige i Braunschweigcykeln (g/km) och emissioner omräknat från Braunschweigcykeln till ECE R49</i>	17
<i>Tabell 7:</i>	<i>Emissionsresultat i den japanska körcykeln</i>	20
<i>Tabell 8:</i>	<i>Caterpillars motorprogram för DFNG gasmotorer</i>	21
<i>Tabell 9:</i>	<i>Emissioner med Westports konverterade Cummins ISX motor och emissionskrav i USA (federalt) och Kalifornien</i>	22

FIGURFÖRTECKNING

Sida

<i>Figur 1.</i>	<i>Katalytisk avgasrening för en bensinmotor (schematiskt)</i>	4
<i>Figur 2.</i>	<i>Förhållande mellan cylindertryck och tändspänning</i>	10
<i>Figur 3.</i>	<i>Emissioner för lean-burn motorer</i>	11
<i>Figur 4.</i>	<i>Kombination av mager förbränning och EGR</i>	13
<i>Figur 5.</i>	<i>Certifierade emissioner enligt USA transientcykeln (exkl. försämringsfaktorer)</i>	14
<i>Figur 6.</i>	<i>Certifierade emissioner enligt USA transientcykeln (inkl. försämringsfaktorer)</i>	15
<i>Figur 7.</i>	<i>Knackning eller misständning [8]</i>	19
<i>Figur 8.</i>	<i>Buss med AFS system</i>	20
<i>Figur 9.</i>	<i>Katalysatorsystem för gasmotorer</i>	25

1 INLEDNING OCH BAKGRUND

Biogas och naturgas är två snarlika drivmedel som till största delen innehåller metan. Båda kan användas som drivmedel i fordon. Vanligast är att metan används i komprimerad form och benämns då ofta CNG (Compressed Natural Gas). Om biogas istället för att användas till el- och värmeproduktion komprimeras och renas kan den användas för fordonsdrift. Komprimerad och renad biogas kallas ibland för CBG (Compressed BioGas). Metanhalten i CBG är generellt ungefär densamma eller högre jämfört med komprimerad naturgas (CNG). Genom att naturgasen även innehåller högre kolväten och ämnen i biogasen utöver metan som regel är "inerta" (t.ex. CO₂ och N₂) har naturgasen ett något högre energiinnehåll.

I Sverige användes enligt statistik från SLTF¹ år 2000 natur- och biogas i ca 315 bussar. Fördelningen var att 92 bussar drevs med biogas och 223 på naturgas. Ett antal bussar har tillkommit sedan statistiken uppdaterades sist. Naturgasfordonen är i huvudsak lokaliserade efter Västkusten eftersom naturgasnätet är utbyggt där (Energimyndigheten, 1999).

Gasdrivna tunga fordon kom att introduceras i större skala i Sverige i början av 90-talet. Till att börja med fokuserades intresset på gasdriftens potential till lägre emissioner och både naturgas och biogas var då av intresse liksom, till viss del, även motorgas (LPG). Senare har fokuseringen mer och mer glidit över mot en ökad prioritering av växthusgaser. Detta, tillsammans med det faktum att någon ytterligare (väsentlig) utbyggnad av naturgasnätet inte skett, har medfört att intresset för biogas ökat markant. Ur emissionssynpunkt är naturgas och biogas snarlika medan biogasen ju har en stor fördel när det gäller utsläppen av växthusgaser.

Ett projekt som initierade utvecklingen på tunga gasfordon i Sverige var det så kallade conordiska gasbussprojektet, inom vilket två olika prototypmotorer utvecklades. Två olika koncept, trevägskatalysator (TWC) och mager förbränning (lean-burn) utvecklades i de två delprojekten. Ett av syftena med att testa två olika koncept var för att kunna svara på frågan om vilken teknik som var det bästa. Nu, nära ett decennium senare, kvarstår fortfarande samma frågeställning och något definitivt svar finns inte. Båda koncepten finns i produktion och ytterligare ett antal olika koncept har föreslagits och i något fall dessutom lanserats kommersiellt under de senaste åren. Det vore naturligtvis en fördel om utvecklingsresurserna kunde koncentreras på ett enda huvudspår eftersom resurserna för utveckling är tämligen begränsade.

Någon enighet om vilket koncept som är det bästa finns alltså inte ännu och därför har ett av syftena med denna studie varit att belysa potentialen för respektive koncept. I detta sammanhang är det ju givet att varken författarna av denna skrift eller köparen av fordon är den som är bäst lämpad att välja teknik. Detta val görs naturligtvis bäst av den som utvecklar fordonet. Emellertid är det alltid en fördel att sammanställa kunskap i frågor som denna. Det övergripande målet med denna studie har varit att belysa de olika teknologier som nu håller på att utvecklas samt att indikera vilka krav på emissionerna som kan ställas i framtida upphandlingar².

¹ SLTF: Svenska Lokaltrafikföreningen, branschorganisation för läns- och lokaltrafik i Sverige.

² Jämförelser av buller har inte ingått i utredningen.

En ny översikt över olika teknologier för användning av gas i fordon har sammanställts av N-O Nylund vid VTT och A. Lawson vid GFI [1]³. Rapporten publiceras av intresseorganisationen IANGV. Författarna av föreliggande skrift rekommenderar varmt den nämnda rapporten som en bra översikt av utvecklingsläget för gasfordon. Rapporten från IANGV kompletterar på många punkter vår sammanställning.

2 METODIK

En litteratursökning har gjorts i Society of Automotive Engineers (SAE) databas (Global Mobility Database, GMD). Ecotrafic prenumererar sedan något år tillbaka på denna databas. Eftersom litteratur tidigare söktes och hämtats hem för användning i andra projekt begränsades sökningen till åren 1999 och 2000. En sökning gjordes också på Internet hos de organisationer som man sedan tidigare vet är aktiva inom området. Det förtjänar också att tilläggas att litteraturgenomgången inte gör några anspråk på att vara komplett. Ej heller refererar vi till alla publikationer som vi haft tillgängliga. Syftet har primärt varit att belysa en del av den nya litteratur som publicerats inom området för att på så sätt uppdatera befintliga sammanställningar inom området.

En fråga av intresse är vilka fordon som finns kommersiella i dag och vilka som kommer att kommersialiseras inom en nära framtid. Denna fråga är lite svårare än frågan om vad som är tekniskt möjligt att genomföra. Information från fordonstillverkare om deras framtida planer är som bekant svårare att få tag på än tekniskt/vetenskapliga publikationer. Obekräftade rykten är heller inte lämpliga att framföra. Vi har inte kunnat tillföra mycket nytt när det gäller framtida kommersiella planer från fordonstillverkarna.

3 RESULTAT

Eftersom gasmotorer inte är något generellt begrepp har en översiktlig beskrivning av den använda tekniken gjorts initialt i detta kapitel. Sedan följer en mer ingående beskrivning av respektive teknik och dess potential. Detta innebär att information finns tillgänglig på olika detaljeringsnivå.

3.1 Nomenklatur

För att strukturera upp framställningen av resultaten har en indelning gjorts baserat på den teknik som används i motorerna. En hel del nya förkortningar och begrepp kommer att användas som kanske inte är allmänt bekanta, varför det kan vara av intresse att först göra en kort genomgång av dessa. Det finns ett antal olika val av teknologi som kan göras för gasmotorer och det bör påpekas att valmöjligheterna till synes är större än för t.ex. motorer drivna med dieselolja. Detta kan ses som en fördel då många alternativ ger stora valmöjligheter men också som en nackdel genom att det splittrar utvecklingsresurserna. Följande teknologier och deras speciella kännetecken är av intresse att belysa mer i detalj:

- Trevägskatalysator eller TWC (Three Way Catalyst). TWC motorn är en ottomotor eftersom den använder tändstift och för ottomotorer "normala" kompressionsförhållanden (dock något högre än för bensin). Denna motor har en förbränning med en homogen tillförsel av luft och bränsle som varken ger syreunderskott eller överskott, så kal-

³ En siffra inom hakparentes avser en referens som listats i referenslistan i slutet av bilagan.

lad stökiometrisk förbränning ($\lambda=1$). En återkopplad reglering (med syresensor) används för att kontrollera luft-bränsle förhållandet. Under sådana förhållanden kan en katalysator oxidera CO och HC samtidigt som NO_x reduceras. Konceptet ger låga emissioner under förutsättning att regleringen av luft-bränsle tillförseln fungerar och katalysatorn är aktiv.

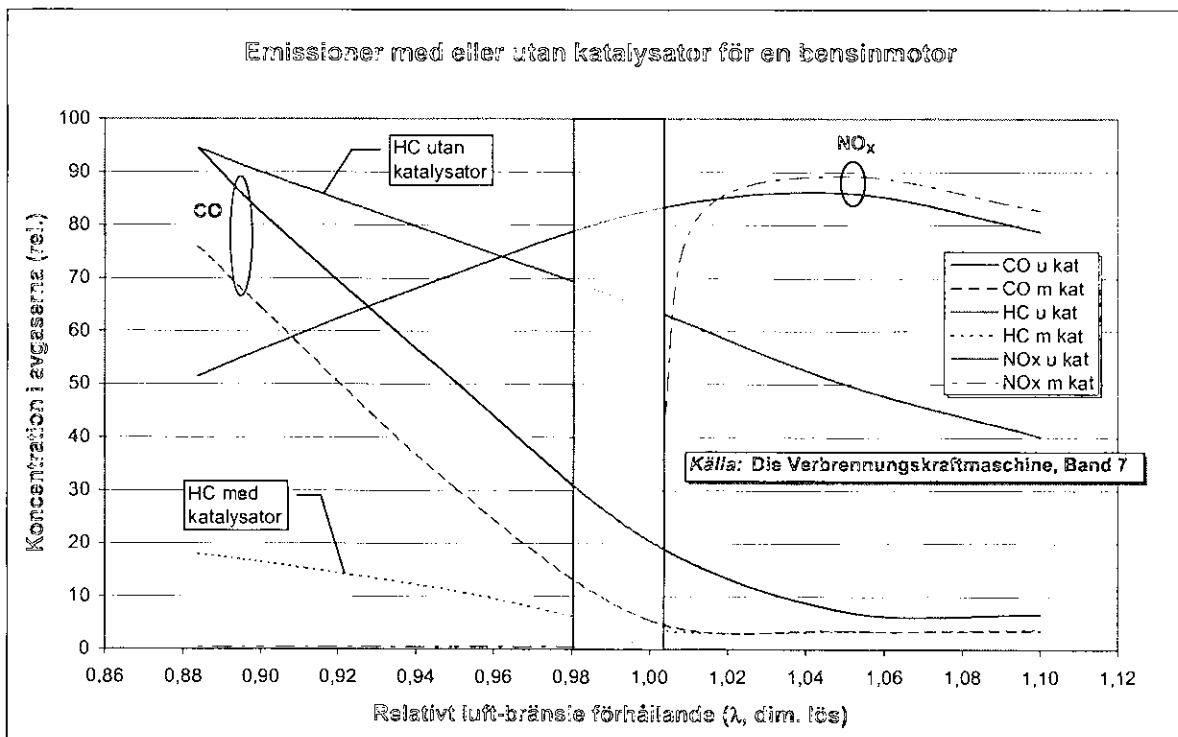
- Mager förbränning eller LB (lean-burn). Denna motor är liksom den ovannämnda en ottomotor eftersom den använder tändstift och för ottomotorer "normala" kompressionsförhållanden (dock något högre än för bensin). Ett stort luftöverskott (homogen blandning) används för att minska NO_x emissionerna. CO emissionerna från motorn (före katalysatorn) är relativt låga på grund av syreöverskottet medan HC emissionerna är något högre än för TWC. En oxidationskatalysator kan oxidera CO och HC men en reduktion av NO_x är (med dagens teknik) inte möjlig på grund av syreöverskottet i avgaserna. En syresensor används i moderna koncept för att kontrollera luft-bränsleförhållandet.
- Tvåbränslemotorn eller DFNG (Dual Fuel Natural Gas). Denna motor kan karakteriseras som en dieselmotor eftersom den använder kompressionständning och för dieselmotorer "normala" kompressionsförhållanden. Dieselbränsle används för att tända den homogena gas-luft blandningen. Motorn kan följaktligen också köras på ren dieselolja (dual-fuel). Gasen tillförs i inloppsröret och tillförseln är därför "indirekt" till skillnad från "direktinsprutning" där tillförseln sker direkt till cylindern. Liksom lean-burn ottomotorn och dieselmotorn använder även DFNG motorn ett högt luftöverskott. Därför kan CO och HC oxideras i katalysatorn medan NO_x emissionerna inte påverkas i nämnvärd omfattning.
- Pilotinsprutning eller PING (Pilot Injection Natural Gas). Denna variant är snarlik DFNG ovan men med skillnaden att insprutningssystemet för dieseloljan anpassats för de mycket små bränslemängder som tändningen kräver. Fördelen är att bränsleinsprutningssystemet (för dieselolja) kan optimeras för de små mängderna. Nackdelen är att motorn inte kan köras på enbart dieselolja genom att motoreffekten blir för låg. Detta koncept kan alltså inte klassas som dual-fuel.
- Direktinsprutning av gas eller DING (Direct Injection Natural Gas). DING är snarlik PING ovan men med skillnaden att gasen sprutas in direkt i cylindern. Det vanligaste är att gasen i DING motorn tänds med hjälp av dieselbränsle men även användning med glödstift (jfr. alkoholmotor med glödstift) och ett tändstift är en tänkbar alternativ. En möjlighet att särskilja mellan dessa varianter vore att utöka förkortningen med ett par bokstäver, t.ex. DING-PI (DING med pilotinsprutning), DING-GP (DING med glödstift, Glow Plug) eller DING-SI (DING med tändstift, Spark Ignition).

Det förtjänar att nämnas att även andra förkortningar än de ovan nämnda förekommer. En sådan används t.ex. för gasmotorer med tändstift, SING (Spark-Ignition Natural Gas). Man kan också observera att beteckningen "natural gas" finns med i de flesta av förkortningarna medan biogas inte gör det. Biogas är mer eller mindre en svensk företeelse medan naturgas är det bränsle av de två som används mest utomlands. Detta har utan tvekan satt sina spår i även i beteckningarna. Någon väsentlig inverkan på den teknik som används i motorerna finns inte när biogas används i stället för naturgas. Visserligen är energiinnehållet i biogasen lägre, vilket kräver en omkalibrering av styningen, alternativt att styningen har en viss inneboende bränsleflexibilitet, men detta är trivialt i jämförelse med de andra tekniska problem som skall lösas.

3.2 Trevägskatalysator (TWC)

3.2.1 Principen för TWC

Funktionen för en trevägskatalysator är tämligen välbekant. En simultan minskning av alla de reglerade emissionskomponenterna (CO, HC och NO_x) kan erhållas inom ett smalt område för bränsle-luft förhållandet (λ). I figur 1 visas ett schematiskt exempel på emissionerna med och utan katalysator för en bensindriven ottomotor (obs. att skalan inte gjorts i absoluta enheter).



Figur 1. Katalytisk avgasrening för en bensinmotor (schematiskt)

I figur 1 har ett område för λ -regleringen visats där låga emissioner av alla emissionskomponenter erhålls. Detta område är ganska litet, vilket ställer stora krav på regleringen – något som man numera behärskar ganska väl för bensindrivna ottomotorer. Värt att notera är också att katalysatorn inte har någon positiv inverkan på NO_x emissionerna vid högt λ och att inverkan på CO är mycket liten vid lågt λ . Katalysatorn har dock en viss effekt på HC även vid lågt λ genom att kolvätena krackas (sönderdelas) och delvis oxideras (syre för oxidationen erhålls från den NO_x som reduceras). För metan kan liknande förhållande förväntas för NO_x och CO emissionerna medan aktiviteten är lägre på HC. Det senare beror på att kolvätena för en gasmotor domineras av metan som är en mycket svår molekyl att sönderdela i en katalysator och riktigt effektiv är inte oxidationen av metan förrän vid mycket höga avgastemperaturer. TWC motorn har emellertid en avgörande fördel i detta avseende jämfört med lean-burn motorn genom att avgastemperaturen för den förstnämnda är avsevärt högre.

3.2.2 Några gasmotorer med TWC

DAF, DaimlerChrysler (f.d. Daimler-Benz), MAN och Iveco är Europeiska tillverkare som har eller har haft tunga motorer (i "busstorlek") med TWC i produktion. I något fall är det fråga om motorer som använder LPG men eftersom emissionerna för detta bränsle uppvisar vissa likheter i jämförelse med natur- och biogas är det av intresse att även dessa motorer beaktas vid en översikt. En sammanställning av de emissionsnivåer som tillverkarna publicerat enligt ECE R49 körcykeln visas i tabell 1 nedan (tillsammans med gränsvärden enligt Euro II). Det förtjänar också att nämnas att inga emissionskrav har gällt för gasmotorer till tunga fordon före Euro III.

Tabell 1: Emissioner enligt ECE R49 körcykeln för några gasmotorer (g/kWh) [1]

			Emissioner i ECE R49 (g/kWh)					
Tillverkare – modell – cyl. vol.			CO	THC	NMHC	CH ₄	NO _x	PM
DAF	GG170LPG	8,7	0,25	0,01	i.d. ^a	i.d.	0,4	0,015
Mercedes	M447hG	12,0	2,0	0,5	i.d.	i.d.	3,5	0,05
Iveco	8469.41	9,5	0,3	0,02	i.d.	i.d.	0,7	0,03
Gränsvärden i Euro II			4,0	1,1	–	–	7,0	0,15

Anmärkning

^a i.d.: inga data

Som framgår av tabellen enligt ovan är emissionerna för alla emissionskomponenter mycket låga för alla motorerna förutom för Mercedesmotorn som utgör ett anmärkningsvärt undantag i detta sammanhang. Det är dock möjligt att uppgifterna för denna motor är något konservativa (50% lägre än Euro II anges). CO och THC emissionerna för TWC motorerna är låga främst tack vare den höga konverteringsgraden i katalysatorn. Orsaken till den höga konverteringsgraden för dessa emissionskomponenter är den höga avgastemperaturen, vilket i sin tur är en fundamental egenskap för TWC systemet⁴. NO_x emissionerna är låga eftersom dessa kan reduceras i en katalysator när stökiometrisk blandning används. Ytterligare en orsak till de låga emissionerna är att ECE R49 körcykeln är stationär, dvs. den innehåller inga transienta belastningar. Under sådana förutsättningar (stationärt) fungerar regleringen av luft-bränsle förhållandet mycket väl och låga emissioner erhålls för alla emissionskomponenter. Emissionerna i en transient körcykel blir som regel högre, vilket oberoende tester också visar.

En jämförelse mellan TWC och lean-burn koncepten har gjorts av forskningsinstitutet Istituto Motori CNR på en liknande Ivecomotor som den som visades i tabell 1 ovan och dessa resultat visas i tabell 2 nedan [2].

⁴ Lågt luftöverskott ger hög avgastemperatur eftersom ingen "utspädning" av avgaserna med luft finns som för motorer med högt luftöverskott.

Tabell 2: Skillnaden mellan lean-burn och TWC förbränningssystem (g/kWh) [2]

		Emissioner i ECE R49 (g/kWh)					
Motortyp och rening		CO	THC	NMHC	CH ₄	NO _x	PM
Iveco 9,5 lit.	Lean-burn	3,3	5,1	0,3	(4,8) ^a	4,7	0,02
Iveco 9,5 lit.	TWC + EGR	0,3	0,3	e.d. ^b	(0,3) ^a	0,1	<0,01

Anmärkning

^b Beräknat som skillnaden mellan THC och NMHC^c e.d.: ej detekterbart

Angående skillnaderna i tabell 2 ovan kan man först börja med att konstatera att lean-burn motorn inte hade någon oxidationskatalysator medan TWC varianten använde en trevägs-katalysator. Därför blir jämförelsen lite haltande. Vidare kan man också konstatera att en lean-burn motor med så högra THC och NO_x emissioner som den i tabellen ovan inte torde vara representativ för en "state-of-the-art" lean-burn motor. Bortsett från de nämnda "problemen" med jämförelsen kan man konstatera att emissionerna för TWC motorn är mycket låga. Speciellt gäller det NO_x emissionerna och här är sannolikt också inverkan av EGR betydande. Emissionsresultaten har dock genererats i en stationär körcykel (ECE R49) och kan därför inte direkt generaliseras till drift i fordon, där speciellt stadstrafik innehåller en hel del transienter. Emissionerna i den nya transienta ETC körcykeln torde således vara väsentligt högre för TWC motorn (vilket data nedan indikerar).

Av de tillverkare som nämnts ovan har Mercedes indikerat att de kommer att lägga ned produktionen av sin 12-liters motor med TWC till förmån för en mindre lean-burn motor istället [1] (se även nedan).

3.2.3 Framtida potential för TWC

Resultaten enligt ovan indikerar tydligt att *det finns en stor emissionspotential för TWC konceptet*. En viktig fråga är huruvida man kan klara de nya frivilliga EEV kraven. Naturgas och LPG har av det Nederländska forskningsinstitutet TNO identifierats som två bränslen med störst förutsättningar för att klara EEV kraven [3]. Dessutom skulle det enligt TNO kunna ske på ett mer kostnadseffektivt sätt än för övriga drivmedel. Eftersom TNO oftast brukar komma fram till slutsatser som är mycket positiva för gasdrift finns naturligtvis skäl att betrakta resultaten med viss skepsis. Tidigare studiers resultat från TNO om att gasdrift skulle bli billigare än andra bränslen har inte infriats till fullo.

Iveco/Fiat har i ett projekt tillsammans med forskningsinstitutet Instituto Motori CNR undersökt förutsättningarna för att klara EEV kraven [4]. Samma grundmotor som tidigare beskrivits har använts även i detta fall. En hel del arbete har gjorts med att förbättra reglertekniken för att klara den nya europeiska transienta körcykeln (ETC) men ett visst arbete har även gjorts i den nya europeiska stationära körcykeln (ESC). Det som är intressant att redovisa är de slutliga resultat (efter optimering av styrningen) som åstadkommits i dessa båda körcykler. De resultaten visas i tabell 3 nedan. Två olika bränslekvaliteter, G20 och G25 har använts vid testerna.

Tabell 3: Slutliga emissionsresultat för Ivecomotorn med TWC (g/kWh) [4]

Körcykel – bränsle – gräns	Emissioner (g/kWh)						
	CO	NMHC	CH ₄	NO _x	PM	Bf	CO ₂
<i>ETC Körcykeln (transient)</i>							
<i>ETC gränser för EEV</i>	3,0	0,40	0,65	2,0	0,020	---	---
ETC – G20 bränsle	1,1	0,04	0,15	0,57	0,008	255	691
ETC – G25 bränsle	0,7	0,02	0,06	0,64	0,007	324	693
<i>ESC Körcykeln (13-steg, stationär)</i>							
<i>ESC gränser för EEV</i>	1,5	HC: 0,25		2,0	0,020	---	---
ESC 13-steg – G20 bränsle	1,2	HC: 0,17		0,77	0,004	235	669

Som framgår av tabell 3 ligger emissionerna under gränsvärdena för motorer till EEV fordon i båda körcyklerna. Visserligen kan det kanske tyckas att marginalen för CO och HC (THC) i ESC körcykeln är i minsta laget med tanke på att TWC system normalt är utsatta för en viss försämring men det torde inte vara omöjligt att sänka dessa emissioner ytterligare genom fortsatt utveckling. Marginalen till de övriga gränsvärdena är tillfredsställande. Eftersom emissionerna utifrån en motor med stökiometrisk förbränning generellt är höga är man beroende av en hög konverteringsgrad i katalysatorn samt att denna nivå kan behållas under lång tid. En marginal på minst en faktor 2 till gränsvärdet torde vara nödvändig med hänvisning till erfarenheter från (bensindrivna) personbilar när det gäller åldring och hållbarhet. Krav liknande de svenska hållbarhetskraven kommer att introduceras för motorer till tunga fordon även i EU framgent. Det är inte bekant för författaren om och när en utvecklad gasmotor med emissionsprestanda som klarar EEV kraven kommer att kommersialiseras av Iveco. Det kan i alla fall vara värt att notera att de emissionsvärden som presenterats i den citerade rapporten är de lägsta värden enligt den nya transienta ETC körcykeln som hittats i litteratursökningen för gasdrivna motorer.

Det kan också nämnas att Iveco/Fiat sedan 1999 har sammanfört sina resurser på bussidan med Renault i ett företag kallat Irisbus.

Ytterligare en uppmärksam rapport kan vara intressant att beskriva när det gäller emissionspotentialen för TWC. Detta arbete har utförts av institutet ETH i Zürich i Schweiz [5]. Motorn är på 10 liter och kommer från Liebherr, en tillverkare av anläggningsmaskiner och motorer. Förutom emissionskomponenterna visas också verkningsgraden (η) i tabellen.

Det förtjänar att nämnas att motorn i tabell 4 är avsedd för stationära tillämpningar och den har därför enbart testats under stationära betingelser. Det nämns inte explicit i rapporten vilket belastningssteg och varvtal som gäller för de data som visas i tabell 4 men eftersom det är fråga om en motor för generatoraggregat bör varvtalet vara 1 500 r/min. Belastningen anges som ett effektivt medeltryck på 12 bar⁵, vilket motsvarar en motor med ganska låg effekt (ungefär som en bussmotor). För motorn med TWC anges även 20 bar, vilket är att betrakta som ett mycket högt effektuttag för en sådan motor och detta är dess-

⁵ Det effektiva medeltrycket beräknas utifrån bl.a. vridmoment och cylindervolym. Som exempel kan nämnas att 12 bar är ett mycket högt värde för en bensindriven motor till en personbil. Det motsvarar t.ex. 191 Nm i vridmoment för en 2-liters motor.

utom nästan i klass med en (bra) diesellojdriven motor av samma typ. Den högre verkningsgradssiffran i tabellen gäller för 20 bar och den lägre för 12 bar.

Tabell 4: Emissioner med olika förbränningssystem enligt ETH, Zürich (g/kWh) [5]

Motortyp och rening	ECE R49 emissioner (g/kWh), verkningsgrad (%)						
	CO	THC	NMHC	CH ₄	NO _x	PM	η (%)
λ=1, EGR och TWC	0,21	0,08	i.d. ^a	i.d. ^a	~0,003	i.d. ^a	~40/42
λ>1, EGR, utan katalysator	<2,05	~3,15	i.d. ^a	i.d. ^a	<0,79	i.d. ^a	~36,5
λ>1, EGR, med oxidationskat.	0,30	4,54	i.d. ^a	i.d. ^a	0,76	i.d. ^a	38

Anmärkning

^a i.d.: Inga data

Någon ingående beskrivning av motorena med lean-burn konceptet finns inte i rapporten, varför en viss försiktighet är att rekommendera om man vill generalisera resultaten till att gälla för alla motorer av denna typ.

Intressant att notera i tabellen är att THC emissionerna är höga för båda lean-burn koncepten – THC är faktiskt högre för varianten med oxidationskatalysator, vilket är synnerligen förvånande och ger upphov till misstanke om felaktigheter i de data som redovisas. THC emissionerna är mycket låga för TWC motorn, vilket kan tillskrivas katalysatorn som har en mycket hög omsättning vid den höga avgastemperatur som råder för denna motortyp (speciellt vid fullast som här är fallet).

NO_x emissionerna ligger för båda lean-burn varianterna under 0,8 g/kWh, vilket är lågt men dock fullt möjligt på en belastningspunkt som denna. I en "riktig" körcykel skulle NO_x emissionerna bli högre, speciellt om det är fråga om en transient körcykel. För TWC motorn är NO_x emissionerna *extremt* låga (0,003 g/kWh). Trots det bör man notera att detta driftsförhållande är extremt gynnsamt och att *resultaten inte kan generaliseras till andra typer av körcykler som t.ex. de transienta körcykler som är av intresse för stadsbussar*. Väsentligt högre nivåer är att förvänta i en körcykel av denna typ, men som nämnts ovan är detta ju fråga om en stationär motor. Utan tvekan finns emellertid för denna teknik en stor potential och definitivt bör NO_x emissioner under 1 g/kWh gå att åstadkomma. Emissionsresultat för TWC koncept på liknande låga nivåer som de i tabell 4 ovan är ingalunda nya och brukar ofta framhållas av gasföretagarna som exempel på den nivå som går att åstadkomma. Genom att driftsfallet är så extremt manas dock till viss försiktighet när det gäller sådana tolkningar. Författaren rekommenderar att endast emissioner i transienta körcykler som den nya ETC körcykeln används för att indikera potentialen för TWC system.

Intressant att notera i tabell 4 är också den förhållandevis höga verkningsgraden för TWC systemet (40/42 %). Även om denna verkningsgrad kan tyckas hög i förhållande till de båda övriga koncepten, måste även här manas till en viss försiktighet när det gäller tolkningen av resultaten. Siffrorna gäller ju bara för en enda punkt i varvtals- och belastningsområdet. Det är dessutom troligt att en ännu högre verkningsgrad hade varit möjlig att åstadkomma med andra koncept för gasdrift (se 3.4 till 3.6 nedan). Speciellt gäller detta vid låga belastningar då ju TWC konceptet har ett dilemma i och med de höga pumpförlusterna (strykning via inloppsspjället). Den trots allt höga verkningsgraden som demon-

strerats i det nämnda projektet föranleder dock en jämförelse med motorer drivna med diesellolja. En snabb genomgång av litteraturen inom detta område visar att dieseldrivna motorer med en verkningsgrad på över 42% fanns i produktion för över 20 år sedan. Som nämnts ovan gällde verkningsgraden för den nämnda gasmotorn i en fullastpunkt. Skillnaden mot en dieselmotor blir relativt sett dessutom mycket större på låga belastningspunkter jämfört med fullast. Någon rimlig möjlighet att konkurrera med en dieselmotors verkningsgrad finns således inte för TWC konceptet – även i det avancerade prototypkoncept som beskrivits. För att kunna nå samma verkningsgrad som en dieselmotor måste en gasmotor också använda dieselprincipen. Sådana koncept beskrivs i avsnitten 3.4 – 3.6

3.2.4 Potentiella problem med TWC

Den stora emissionspotentialen för TWC konceptet torde ha visats med tillräcklig tydlighet ovan. Emissionerna är alltså inte det stora problemet för motorer med TWC (om man förutsätter att potentialen kan nås).

Det "klassiska" problemet med TWC är de höga termiska belastningarna på motorn. Jämfört med personbilar körs ju tunga motorer på högre medelbelastning och medeltemperaturen blir därför också högre. Vidare är de termiska belastningarna som regel ganska låga för dieselmotorn som är bas för konverteringen, vilket i sin tur medför att och konstruktionslösningar som kan minska de termiska belastningarna inte används på dessa motorer. Samma resonemang gäller materialval. Av dessa orsaker måste andra (dyrare) material användas och behov finns också för andra konstruktiva lösningar än för den dieselloljedrivna motorn – lösningar som ibland kan vara problematiska att implementera utan alltför stora ändringar i grundkonstruktionen.

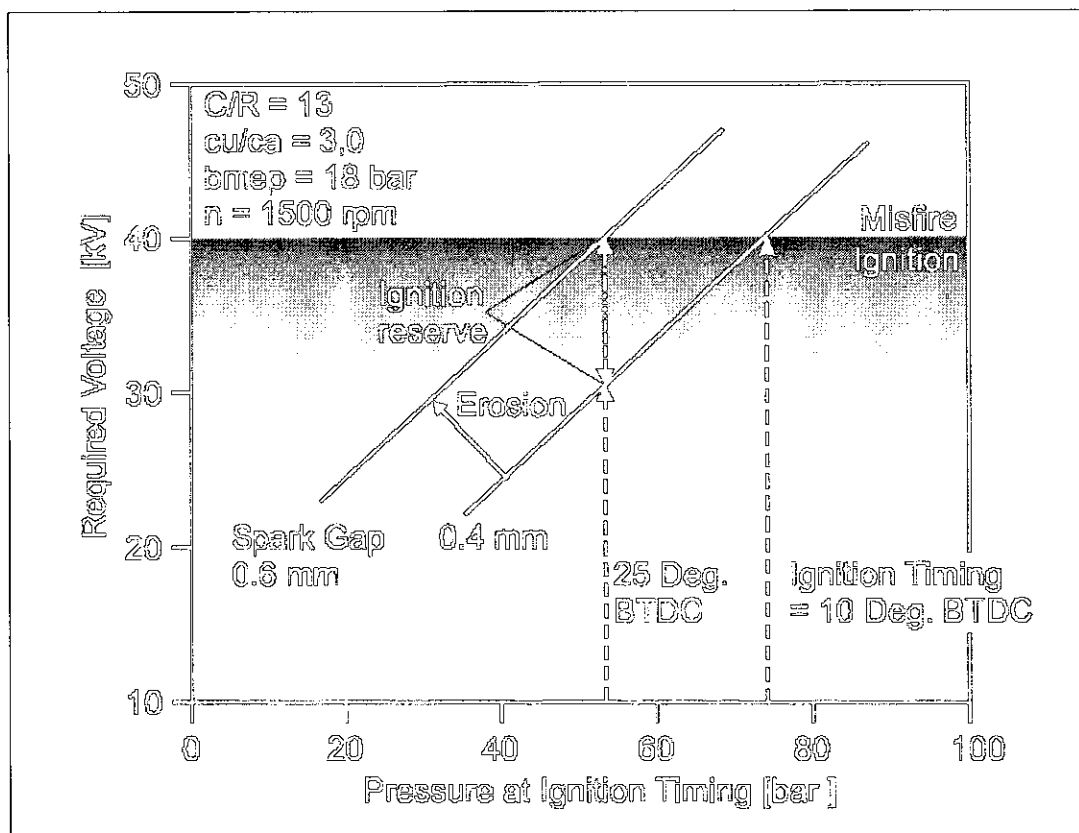
Ett annat problem med TWC, speciellt för motorer utan turbo, är att nå lika hög effekt och vridmoment som för dieselmotorn. Motsatsen brukar ofta hävdas. Ett exempel är på detta är t.ex. den ovan beskrivna Mercedesmotorn, vars effekt och vridmoment av Mercedes på deras hemsida beskrivs som "imponerande". Effekt och vridmomentet är 175 kW (238 hk) respektive 1000 Nm för denna 12-liters motor. Detta är knappast imponerande eftersom dieselmotorer av samma storlek men med dubbelt så hög effekt finns på marknaden. I praktiken innebär detta att tillräcklig effekt och vridmoment för en stadsbuss kan nås med en så liten cylindervolym som 6 liter med en dieselmotor medan en dubbelt så stor gasmotor behövs. En så stor skillnad är inte acceptabel av kostnads- och inbyggnadsskäl och åtgärder för att öka effektuttaget torde därför vara nödvändiga för gasmotorer med TWC.

En känd metod att öka motoreffekten är att använda överladdning, som t.ex. turboladdning. Tyvärr accentueras de termiska problemen än mer med överladdning och dessutom tillkommer problem med knackning. En väg runt dessa problem är att använda kyld EGR. Därigenom ökas massflödet genom motorn för en viss motoreffekt och de inerta (och kylda) avgaserna som återförs medför att temperaturen sjunker. Även knackningstendenserna minskas med EGR. Nämnda koncept utvecklades redan i det co-nordiska gasbussprojektet och de ovan beskrivna motorerna från Iveco och Liebherr använder EGR av just de två nämnda skälen. Med EGR minskar skillnaden i effekt och vridmoment jämfört med dieselmotorer men man har i kommersiella gasmotorer ännu inte nått samma nivå som för de modernaste dieselmotorerna.

Det finns dock andra faktorer än termisk belastning och knackning som begränsar motoreffekten. Vid höga tryck i cylindern kommer luften att fungera som ett dielektrikum, dvs. isoleringsförmågan ökar med trycket. Detta kräver antingen en högre tändspänning

och/eller ett mindre avstånd mellan elektroderna i tändstiftet för att det skall kunna bli någon gnista. En ökad tändspänning ökar i sin tur slitaget på elektroderna och ökar kravet på isolation i tändstiftet (risk för överslag). Ett minskat avstånd mellan elektroderna ger generellt en sämre tändning vilket kan leda till misständningar (metan kräver en hög tändenergi) och dessutom minskas serviceintervallerna på grund av det ökade slitaget. Ovan beskrivna dilemma har illustrerats i en rapport av konsultföretaget FEV [19] och från denna rapport har figur 2 hämtats.

Eftersom vissa gränser finns för maximal tändspänning, slitage (erosion), elektrodavstånd, och förtändning (påverkar cylindertrycket vid tändtillfället) kommer effekten att begränsas till en viss nivå, vilket i figur 2 kan utläsas som ett maximalt tillåtet cylindertryck vid tändning. Visserligen pågår ständigt en utveckling av tändstift och tändsystem men något större genombrott inom detta område kan inte förväntas. Istället är det snarare så att de bytesintervaller man har för tändstiften i kommersiella motorer (med tämligen låg effekt) är in kortaste laget för att vara acceptabla. Sammanfattningsvis har effektskillnaden mellan dieselmotorn och gasmotor med TWC minskat något de senaste åren men fortfarande krävs en större gasmotor för samma effekt.

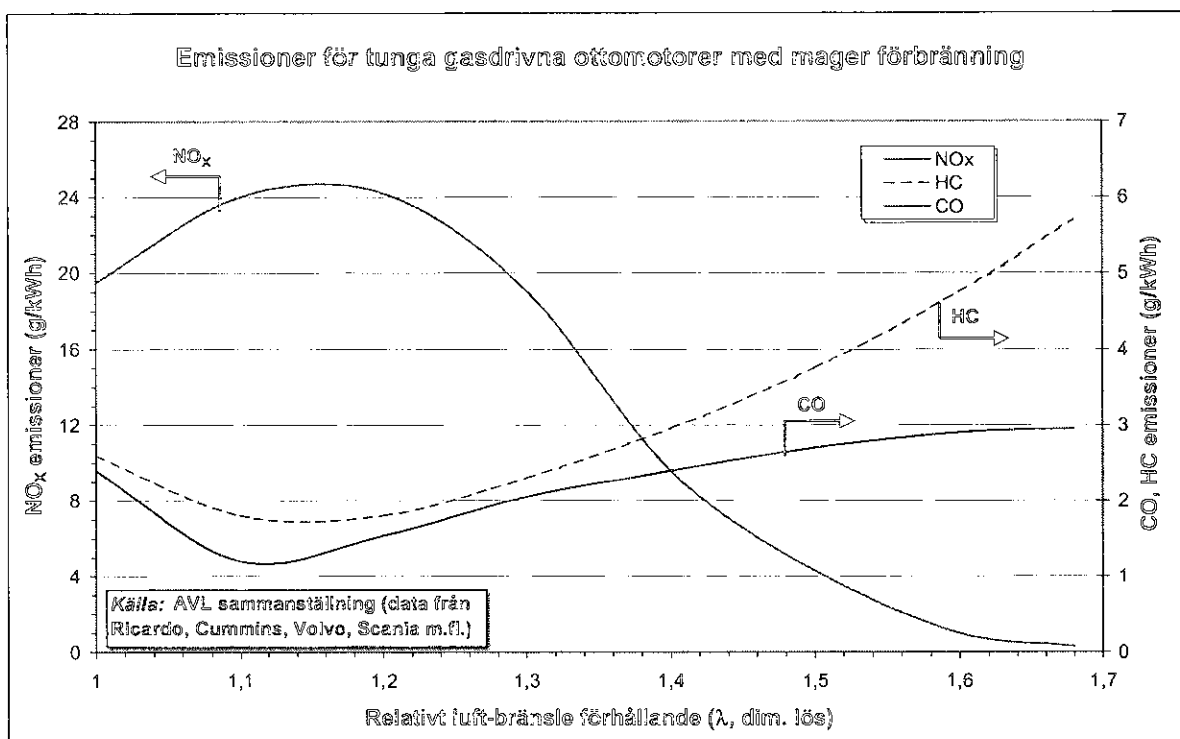


Figur 2. Förhållande mellan cylindertryck och tändspänning

3.3 Mager förbränning (LB)

3.3.1 Principen för lean-burn

Mager förbränning (lean-burn, LB) använder ett stort luftöverskott för att erhålla låga NO_x emissioner. En schematisk bild (bearbetad av Ecotraffic) från konsultföretaget AVL som illustrerar hur emissionerna varierar med olika luftöverskott visas i figur 3. Diagrammet sägs enligt AVL vara en sammanställning av emissionsdata från olika publikationer där data härstammar från ett flertal olika motorer.



Figur 3. Emissioner för lean-burn motorer

Man ser i figur 3 att NO_x emissionerna har ett maximum på ca 25 g/kWh mellan $\lambda=1,1$ och $\lambda=1,2$ och att NO_x emissionerna sjunker till mycket låga nivåer för höga λ . Vid dessa höga λ ökar i stället CO och HC emissionerna. Denna ökning, tillsammans med de cykliska variationerna⁶ för förbränningen, avgör hur stort luftöverskott som ett visst förbränningskoncept kan "tåla". När de cykliska variationerna blir för stora uppstår till slut misständningar, varvid mycket höga HC emissioner uppträder, och detta är utgör den yttersta gränsen för hur stort luftöverskottet kan bli. Målet med utvecklingen har varit att flytta denna gräns mot allt högre luftöverskott för att på så sätt minska NO_x emissionerna. Av praktiska skäl måste man ha en viss marginal till gränsen. En återkopplad reglering med en luft-bränsle sensor⁷ är en möjlighet att minska denna marginal och göra systemet mer stabilt. De tidigaste sensorerna för detta ändamål uppvisade inte riktigt den kvalitet man önskade men

⁶ Med cykliska variationer avses att förbränningen varierar mellan förbränning till förbränning. Praktiskt känner (och hör) man det som att motorn går "ojämnt".

⁷ Ofta kallas denna sensor för "bredbands- λ -sensor". Till skillnad från den konventionella syresensorn arbetar denna sensor inom ett brett område och kan därför användas för att reglera även en lean-burn motor.

pågående utveckling har förbättrat dem. Följaktligen har det visat sig att t.ex. alla nya amerikanska gasmotorer med lean-burn teknik använder sensorer av detta slag.

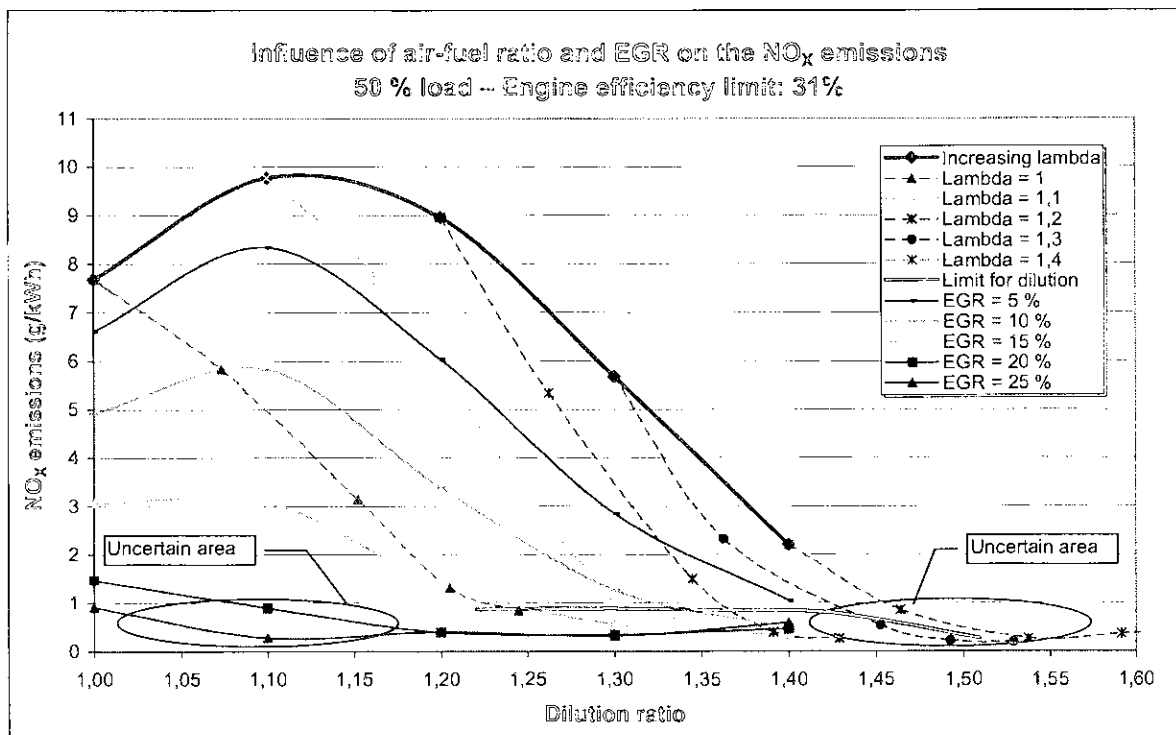
3.3.2 Förutsättningar för att använda EGR på lean-burn motorer

EGR har på senare tid rönt ett allt större intresse på diesellojdrivna tunga motorer och har också, som beskrivits ovan, varit av intresse för gasmotorer med TWC. Sedan länge används också EGR på personbilar – både bensindrivna och diesellojdrivna. Eftersom EGR i ett första utvecklingsskede för tunga dieselmotorer visat sig kunna minska NO_x emissionerna med ca 50% kan det vara intressant att belysa frågan om huruvida det vore möjligt att även kunna erhålla motsvarande minskning av NO_x emissionerna på gasmotorer med lean-burn konceptet.

Det man först kan konstatera är att både EGR och högt luftöverskott är metoder som "späder ut" bränsle-luft blandningen och därigenom sänker förbränningstemperaturen. Detta är en av orsakerna till den minskade NO_x -bildningen. Som visats i figuren ovan finns det en gräns för hur stort luftöverskott en gasmotor kan tåla. Likaså finns en gräns för hur mycket EGR en motor kan tåla. I absoluta tal är gränsen lägre för EGR men genom att EGR-gaserna är mer eller mindre inerta (dvs. de innehåller inget eller lite syre) blir inverkan på NO_x emissionerna relativt sätt större för en viss utspädning. Problemet är dock att effekterna inte direkt kan adderas eftersom en lean-burn motor redan körs nära magergränsen och ett tillskott av EGR oundvikligen skulle medföra misständningar (dvs. man passerar gränsen). Även om denna lösning inte är möjlig kan man fråga sig ifall det vore möjligt att minska luftöverskottet något och tillföra en mindre mängd EGR i stället. Frågeställningen är således ifall en sådan kombination bli kan bättre än ett renodlat lean-burn koncept med enbart luftöverskott.

Eftersom ingen undersökning finns som direkt ger svaret på ovanstående fråga har Ecotrafic gjort en egen utvärdering av resultat som publicerats i en rapport av Bhargava m.fl. [6]. Resultaten för denna utvärdering visas i figur 4. På x-axeln i figuren visas "utspädningsförhållande", dvs. överskott av luft och/eller EGR gaser i förhållande till den stökiometrisk blandningen. De heldragna linjerna visar effekten av ökande λ och de streckade linjerna visar effekten av att EGR ökas (från noll i linjens övre ändpunkt) för ett givet luftöverskott. Den tjockaste linjen visar inverkan av ökat λ när ingen EGR används och denna linje motsvarar linjen för NO_x i figur 2 (fast på en annan absolutnivå).

Det skall först erkännas att det varit lite svårt att i underlagsmaterialet till figur 4 finna data för att avgöra var gränsen går för utspädningen, dvs. för luftöverskott, för EGR och för kombinationer av dessa. Därför finns två osäkra områden ("uncertain area") som markerats i figuren. En begränsningslinje ("limit for dilution") har lagts in för det område där resultaten verkar någorlunda tillförlitliga. Denna linje ligger strax under 1 g/kWh såväl för enbart EGR, enbart luftöverskott eller kombinationer av dessa. Det är med ledning av de resultat som utvärderats svårt att hävda att en kombination av luftöverskott och EGR skulle ge lägre NO_x än enbart högt luftöverskott. Den nämnda nivån på 1 g/kWh torde således utgöra den yttersta gränsen för vilken nivå av NO_x emissioner som kan åstadkommas med den aktuella motorn. I en transient körcykel kommer denna gräns – enligt tidigare resonemang – att ligga väsentligt högre.



Figur 4. Kombination av mager förbränning och EGR

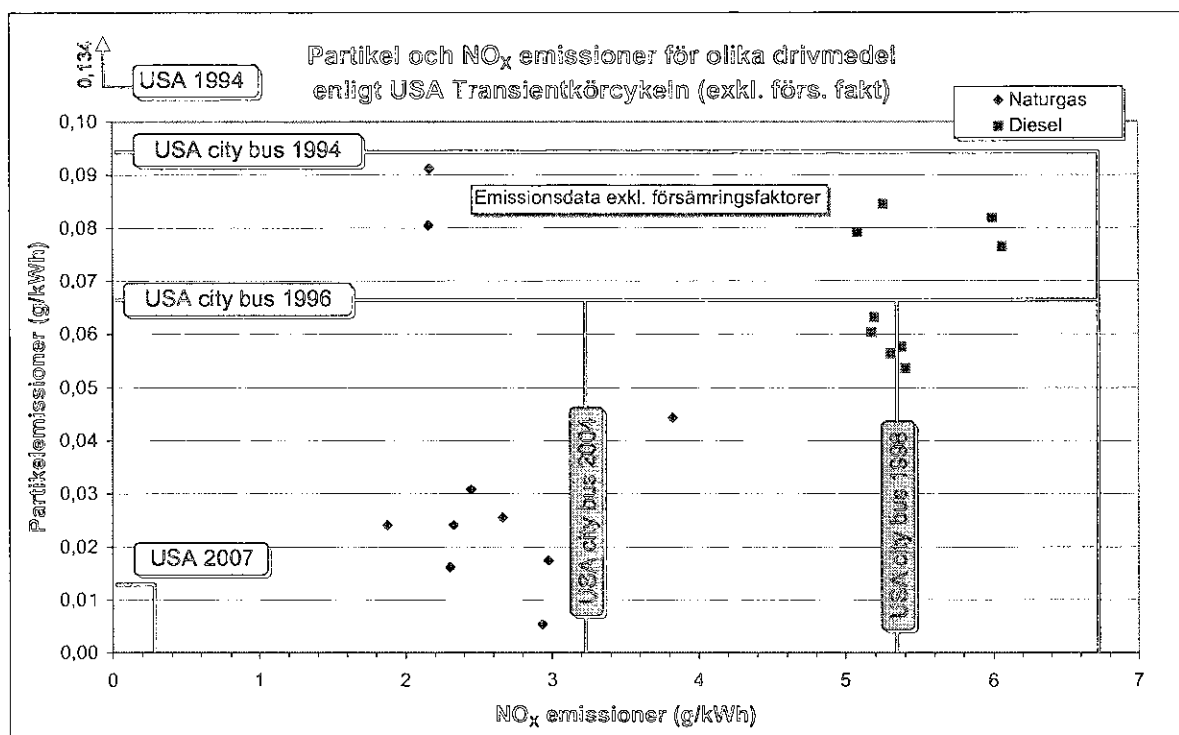
Ett motiv för att trots allt använda EGR i tunga gasmotorer är att detta skulle kunna förbättra emissionerna i en transient körcykel. Som tidigare visats kan NO_x emissionerna bli mycket höga vid ett luftöverskott något högre än 1 (se figur 2) och detta sker under snabba transienter där turboladdaren inte kan ge fullt laddtryck. Användandet av EGR skulle kunna minska den ökning av NO_x emissionerna som ofta brukar förekomma i transienta körcykler i jämförelse med stationära körcykler. Denna strategi är ingalunda ny, den har använts sedan länge på (japanska) bensindrivna lean-burn motorer. Det är, för författaren av denna skrift, mycket förvånande att tillverkarna av tunga motorer inte tillägnat sig denna teknik i syfte att minska emissionerna från tunga gasmotorer i transienta körcykler.

3.3.3 Några amerikanska gasmotorer med lean-burn teknik

Gasmotorer med mager förbränning används av bl.a. Volvo och Scania. Den amerikanska motortillverkaren Cummins är en av de tillverkare i världen som producerat flest motorer utrustade med lean-burn förbränningssystemet. Redan 1999 hade man tillverkat mer än 3 800 gasmotorer med detta koncept [1]. Det verkar också som om de flesta oberoende testresultaten med gasmotorer genererats på lean-burn motorer. De allra flesta av dessa resultat har publicerats i USA men materialet från dessa tester är alltför stort för att kunna kommenteras i detalj i denna skrift. Ecotrafic har istället gjort en genomgång av de 10 bästa certifierade gasdrivna bussmotorerna i USA och jämfört dessa emissionsvärden med de bästa dieselmotorerna. Alla de gasdrivna motorerna är av lean-burn typ.

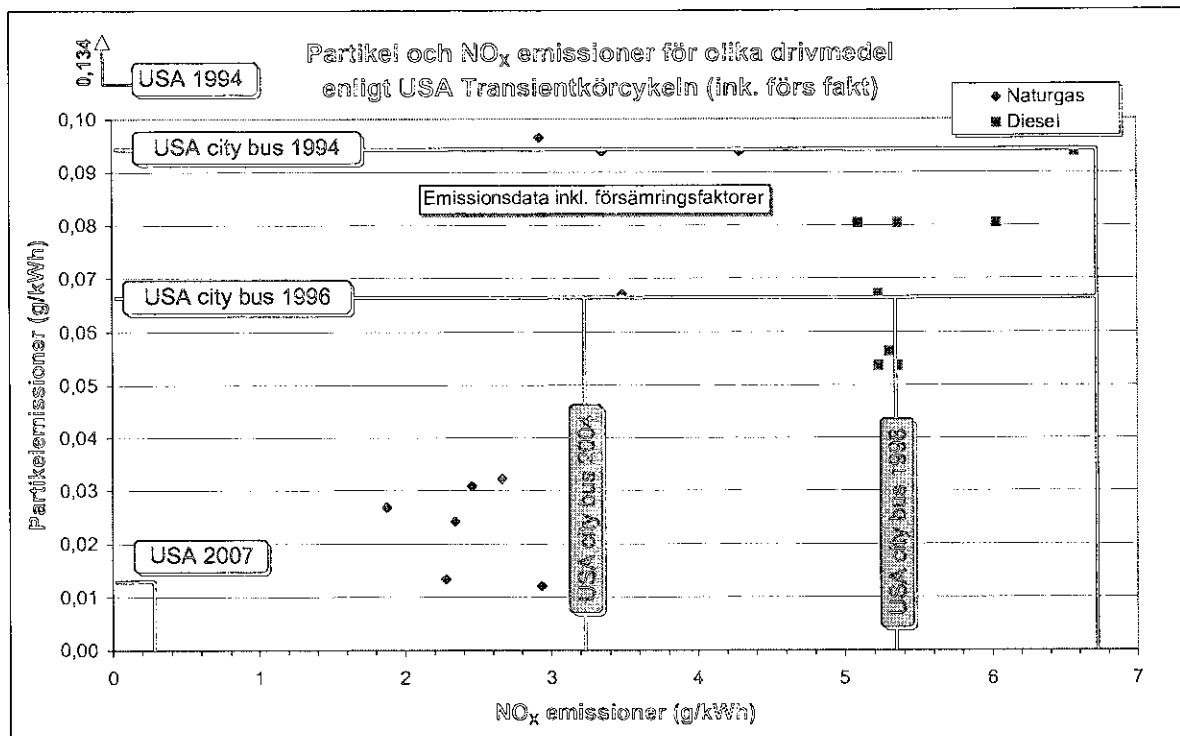
Eftersom certifieringsvärden erhålls från EPA både inklusive och exklusive försämringsfaktorer har båda dessa varianter redovisats. Motortillverkaren testar själv motorerna för att erhålla dessa värden genom ett förenklat testförfarande som innebär att ett långtidsprov körs på motorn och som ibland kan extrapoleras. Försämringen i verklig trafik kan i och för sig avvika från dessa kontrollerade förhållanden men det kan ändå vara av intresse att

redovisa båda dessa uppsättningar av emissionsvärden. Resultaten visas i figur 5 och 6 och nivåerna har för enkelhets skull omräknats från gram per hästkraft-timme (g/bhp-hr) till g/kWh, eftersom det är den sistnämnda enheten som används i Europa. I figurerna har även dagens och de framtida amerikanska emissionskraven visats. Det förtjänar att tilläggas att kravet för 2004 har tidigare lagts till oktober 2002 genom en frivillig överenskommelse mellan EPA och motortillverkarna. Vidare kommer egentligen introduktionen av kraven för 2007 att ske successivt under perioden mellan 2007 och 2010 och gäller således inte för alla motorer redan 2007.



Figur 5. Certifierade emissioner enligt USA transientcykeln (exkl. försämringsfaktorer)

Av resultaten i figurerna 5 och 6 ser man att naturgasmotorerna generellt har lägre NO_x och partikelemissioner än de dieseloljedrivna motorerna. Det kan dock noteras att spridningen för partikelemissionerna från de gasdrivna motorerna är stor och att dessa emissioner i något fall faktiskt är lika höga som för dieselmotorerna. En av gasmotorerna har en NO_x nivå som ligger under 2 g/kWh, vilket är gränsen för EEV-kraven i EU. Dessa krav gäller dock i en annan környkel (ETC) än certifieringsresultaten för de amerikanska motorerna. Eftersom både den amerikanska környkeln och den nya europeiska ETC környkeln är transienta környklar *indikerar* resultaten i alla fall att det finns en rimlig möjlighet att klara EEV kraven med lean-burn motorer.



Ytterligare en uppföljning gjordes i början av 2000 för två Volvobussar. Den dåliga konditionen och den höga emissionsnivån för en av dessa bussar medförde att det inte ansågs meningsfullt att genomföra fullständiga tester på denna buss. Emissionerna för den andra bussen (reg. nr CPX 578) var tämligen höga.

I en rapport för Santiago, Chile testades en buss från vardera Volvo (reg. nr CPZ 688), Scania (reg. nr HXO 048) och Mercedes [10]. Tillverkarna erbjöds tillfälle att övervaka testerna och genomföra nödvändiga justeringar före testerna. I ett fall (Volvo) kunde inte, trots ett flertal justeringar och utbyte av ett antal komponenter, låga emissioner erhållas. En kommentar från Volvo var att man "ansåg bussen representativ för naturgasbussar i trafik" [10]. Bussen med Scaniamotorn var av Neoplans fabrikat och hade endast använts som demonstrationsbuss (körsträcka 14 800 km). Mercedesbussen var helt ny. Det faktum att Volvobussen hade en betydligt längre körsträcka (140 000 km) än de båda övriga bussarna utesluter inte att en del av skillnaderna i emissioner kan bero på en generell försämring av emissionerna med körsträckan.

En sammanställning av testresultaten enligt ovan i simulerad ECE R49 körcykel visas i tabell 5. I tabellen visas bara medelvärden och inte enskilda tester (oftast upprepas ett test för att erhålla 2 eller 3 mätningar och i enstaka fall körs ännu fler tester).

Tabell 5: Emissionsmätningar på bussar i Sverige enligt simulerad ECE R49

Buss, reg. nr	Rapp./uppdrag	Emissioner i ECE R49 (g/kWh)				
		CO	HC	NO _x	PM	Bf
Volvo, POF 470	MTC 9405B	0,005	0,11	0,52	0,015	240
Volvo, POE 390	MTC 9405B	0,01	0,51	0,46	0,006	234
Volvo, CPU 778	MTC 8018805	2,46	5,07	0,92	0,010	287
Volvo, POU 010	MTC 8018805	1,94	2,94	2,34	0,008	270
Volvo, CPX 578	AU 59/99	1,68	2,42	6,32	0,004	239
Volvo, CPZ 688	MTC 8807	2,09	2,71	3,86	0,006	239
Scania, HXO 048	MTC 8807	0,01	0,61	2,41	0,009	236
Mercedes	MTC 8807	1,41	1,35	3,35	0,005	227
<i>Medeltal för alla bussar</i>		<i>1,20</i>	<i>1,96</i>	<i>2,52</i>	<i>0,008</i>	<i>266</i>

En sammanställning av testerna enligt Braunschweigcykeln visas i tabell 6. Eftersom denna körcykel är transient kan man utan tvekan hävda att resultaten i denna körcykel är mer relevanta för bussar i stadstrafik än resultaten från ECE R49 körcykeln. Tyvärr uttrycks resultaten i olika enheter i de båda körcyklerna (g/kWh för ECE R49 och g/km för Braunschweigcykeln). För att man skall kunna få en rimlig uppfattning om vad skillnaden i körmonster har för inverkan på emissionerna har dessa räknats om från g/km i Braunschweigcykel till g/kWh. Omräkningen har skett genom att använda bränsleförbrukningen i de båda körcyklerna. Observera att resultaten bara kan användas för relativjämförelser och inte som absolutvärden.

Tabell 6: Emissionsmätningar på bussar i Sverige i Braunschweigcykeln (g/km) och emissioner omräknat från Braunschweigcykeln till ECE R49

Buss, reg. nr	Rapp./uppdrag	Emissioner i Braunschweig (g/km)				
		CO	HC	NO _x	PM	Bf
Volvo, POF 470	MTC 9405B	0,03	3,00	2,56	0,022	510
Volvo, POE 390	MTC 9405B	0,16	1,09	3,13	0,008	442
Volvo, CPU 778	MTC 8018805	7,05	16,88	4,43	0,010	441
Volvo, POU 010	MTC 8018805	10,28	29,25	8,77	0,013	465
Volvo, CPX 578	AU 59/99	7,40	13,12	7,84	0,012	414
Volvo, CPZ 688	MTC 8807	8,13	12,34	8,32	0,018	429
Scania, HXO 048	MTC 8807	0,12	3,63	2,35	0,020	441
Mercedes	MTC 8807	2,94	6,79	3,86	0,013	353
Medeltal för alla bussar		4,51	10,76	5,16	0,015	437
Emissioner omräknade till ECE R49 från Braunschweig (g/kWh)						
Volvo, POF 470	MTC 9405B	0,01	1,41	1,20	0,010	240
Volvo, POE 390	MTC 9405B	0,08	0,58	1,66	0,004	234
Volvo, CPU 778	MTC 8018805	4,10	9,81	2,57	0,006	257
Volvo, POU 010	MTC 8018805	5,36	15,24	4,57	0,007	242
Volvo, CPX 578	AU 59/99	4,27	7,58	4,53	0,007	239
Volvo, CPZ 688	MTC 8807	4,54	6,89	4,65	0,010	239
Scania, HXO 048	MTC 8807	0,06	1,95	1,26	0,011	236
Mercedes	MTC 8807	1,89	4,37	2,49	0,008	227
Medeltal för alla bussar		2,54	5,98	2,87	0,008	239

Det första man kan börja med att konstatera är att variationen mellan de olika bussarna är mycket stor. Speciellt anmärkningsvärd är variationen mellan Volvobussarna, som ju borde ligga på en tämligen likvärdig emissionsnivå eftersom tekniken i dessa bussar är snarlika.

Variationen för CO och HC är mycket stor för bussarna i tabell 6 men med en väl fungerande katalysator och en förbättrad reglering av luft-bränsle förhållandet borde det vara möjligt att klara EEV kraven för dessa emissionskomponenter. Katalysatorernas hållbarhet måste dock kunna garanteras under lång tid. Generellt ligger de Braunschweigvärden för CO och HC som räknats om till g/kWh högre än i ECE R49, vilket antyder att de transienta effekterna är betydande för dessa emissionskomponenter.

Variationen i NO_x emissioner är också stor men här är inte de omräknade Braunschweigvärdena generellt högre än i ECE R49 för alla bussarna. Tre bussar (de två första Volvo-bussarna och Scania) har en NO_x nivå som ligger under EEV gränsen på 2 g/kWh både i ECE R49 och enligt omräkningen till g/kWh för resultaten från Braunschweigcykeln. Detta antyder att det bör vara möjligt att klara EEV gränsen för NO_x under förutsättning att regleringen är stabil. Alla dessa tre bussar var tämligen nya när de testades och någon

buss med längre körsträcka som ligger under denna nivå finns inte. Som jämförelse kan man nämna att en Euro II dieselmotor med EGR ligger under 3,5 g/kWh och att motsvarande Euro III motor med EGR torde ligga under 2,5 g/kWh i ECE R49. Nivån i den transienta ETC körcykeln bör vara ungefär likvärdig även om inga oberoende tester ännu finns som bekräftar detta. Under förutsättning att nya gasmotorer med lean-burn klarar en NO_x nivå på under 2 g/kWh enligt ETC körcykeln, som förutsatts här, finns en liten fördel jämfört med en Euro III dieselmotor med EGR. Några emissionsvärden för Euro III dieselmotorer med EGR har såvitt författaren vet inte publicerats ännu men med viss vidareutveckling torde även dessa framgent kunna klara EEV gränsen. I förhållande till dieselmotorer utan EGR är fördelen för gas betydande. För att långsiktigt kunna motivera de högre kostnaderna för gasbussar bör man dock kräva en ännu lägre emissionsnivå i framtida upphandlingar.

Partikelemissionerna är låga för samtliga gasdrivna bussar, vilket indikerar att eventuella problem med reglertekniken inte nämnvärt påverkar dessa emissioner. Partikelnivån är ungefär likvärdig med nivån för dieselmotorer med partikelfilter. Mätnoggrannheten med den nuvarande mätmetoden är f.ö. inte tillräckligt hög för att man skall kunna fastställa några skillnader på denna låga nivå. Kanske är mätningar av antalet partiklar och en utvärdering av partikelstorleksfördelningen mer relevant än en mätning av partikelmassan. Det krävs dock fortsatt utveckling innan sådana mätmetoder kan bli helt tillförlitliga.

3.3.5 Framtida potential för lean-burn

En par nya rapporter om lean-burn motorer har publicerats av Mercedes [11] och av utvecklingsföretaget FEV i Aachen, Tyskland [12]. Den senare rapporten är den mest intressanta då den redovisar lägst emissioner och samtidigt också ett högt effektuttag. Det höga effektuttaget skulle innebära att en stadsbussmotor för gasdrift skulle kunna reduceras avsevärt i storlek. NO_x emissionerna ligger mellan 1 till 2 g/kWh inom ett stort arbetsområde i last och varvtalsdiagrammet. Motorn bör således ha förutsättningar för att åtminstone tangera EEV-kraven⁸. Några tester enligt den transienta körcykeln (som egentligen vore av störst intresse) redovisas inte. Rapporten från Mercedes anger resultat för NO_x som ligger strax under 2,5 g/kWh enligt ECE R49. Detta innebär att denna motor knappast kan klara EEV-kraven i nuvarande utförande.

Sammanfattningsvis kan man hävda att *det bör vara möjligt att klara EEV-kraven med en lean-burn motor i dag även om det inte är trivialt*. Förutom NO_x emissionerna finns även problem att klara HC emissionerna och detta är – under förutsättning att problemen med regleringstekniken löses – framförallt ett problem för katalysatorn (se vidare nedan). I ett något längre tidsperspektiv (läs: ett par år) är författarens åsikt att det bör gå att klara en NO_x nivå på 1 g/kWh med en lean-burn gasmotor även i en transient körcykel. Detta kräver ett vidareutvecklat förbränningskoncept och möjligen även någon form av EGR eller annan åtgärd för att minska NO_x emissionerna under transienta betingelser.

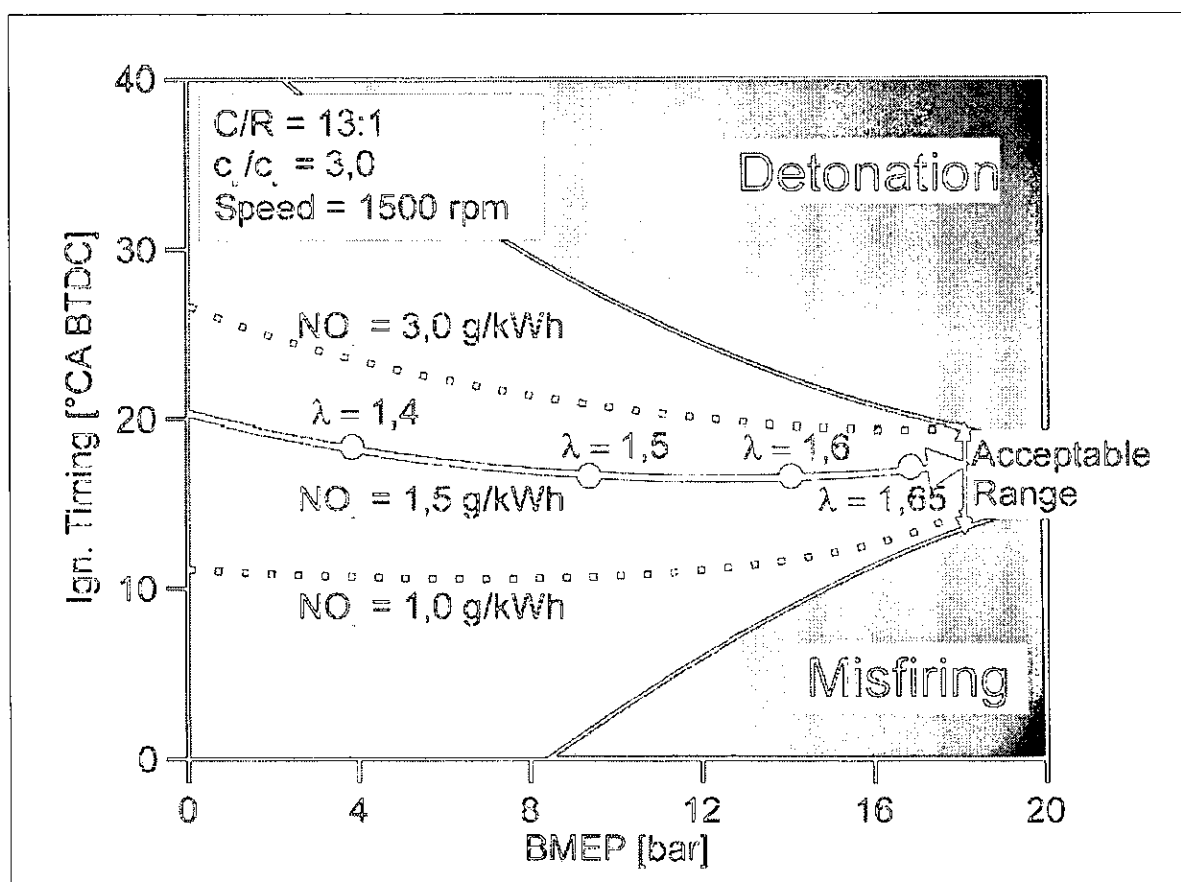
3.3.6 Potentiella problem med lean-burn

Svårigheterna att nå stabila och låga emissionsnivåer är ett av de största problemen med lean-burn systemet men dessa problem har redan beskrivits ovan och berörs därför inte mer här.

⁸ Notera den tidigare nämnda ökningen av emissionerna som brukar föreligga för transienta körcykler i jämförelse med stationära förhållanden.

Lean-burn motorer arbetar med högt luftöverskott, vilket generellt minskar de termiska belastningarna jämfört med TWC. Dessutom är lean-burn motorer utan undantag turboladdade och detta innebär också en fördel jämfört med TWC eftersom överladdningen möjliggör ökat luftöverskott och därmed minskade termiska belastningar. Trots dessa fördelar finns i alla fall problem med högre termiska belastningar än för dieselmotorer och dessa problem måste hanteras genom andra materialval och vissa konstruktiva ändringar.

Liksom för TWC är det svårt att nå samma effekt och vridmoment som för en dieselmotor med lean-burn konceptet. I figur 7 visas hur det effektiva medeltrycket (och därmed vridmoment och motoreffekt) begränsas av knackning (detonation) och misständning (misfiring) [12]. De kurvor som visas i figuren har genererats med olika grad av förtändning. En rimlig marginal mellan knackning och misständning ger ett effektivt medeltryck på 18 bar, vilket är högre än de flesta gasmotorer klarar i dag men som trots allt ligger lägre än de bästa dieselmotorerna som uppnår över 20 bar. Utvecklingen av lean-burn gasmotorer har därför strävat till att "flytta" gränserna för knackning och misständning uppåt respektive nedåt för att därigenom kunna öka effektuttaget. I den nämnda referensen från FEV har förändringar i förbränningskonceptet gjorts för att klara ett betydligt högre effektuttag än i figuren nedan [12].



Figur 7. Knackning eller misständning [12]

Även om förbättringar i förbränningskonceptet i framtiden skulle möjliggöra samma (eller t.o.m. högre) effekt och vridmoment än dieselmotorer kvarstår problemet med att tändsystemet inte klarar högre cylindertryck (på samma sätt som TWC ovan). Detta innebär att effektuttaget med dagens teknik trots allt blir lägre än för en dieselmotor. Detta måste

kompenstras med en större cylindervolym, dvs. i praktiken att en större dieselmotor konverteras till gasdrift.

3.4 Tvåbränsle (DFNG)

Som tidigare nämnts använder en tvåbränslemotor insprutning av dieselolja för att tända gas-luft blandningen i cylindern. Flera utvecklingsföretag i USA men även i andra länder är engagerade i utvecklingen av denna teknik. Ett sådant exempel är det kanadensiska företaget AFS. En av deras bussar visas i figur 8.



AFS Eagle-equipped Mercedes OM 366 NA in Thailand

Figur 8. Buss med AFS system

Ett av motiven för att använda DFNG är att det är tämligen enkelt att konvertera en dieselmotor genom att använda denna teknik. Eftersom dieselpincipen behålls får motorn i stort sett lika hög verkningsgrad på fullast som med dieselolja och *nästan* lika hög verkningsgrad vid dellast. Dessutom erhålls ungefär samma termiska belastning som den basmotor man utgått ifrån, vilket också är en fördel jämfört med TWC och lean-burn koncepten. Vidare kan kolvar, cylinderhuvud, turbo m.fl. komponenter bibehållas från dieselmotorn utan ändringar vilket naturligtvis är också en väsentlig fördel. En nackdel med DFNG är dock att den dieselolja som används för tändningen ger upphov till partikelemissioner. Bland potentiella men delvis obekräftade fördelar kan nämnas att DFNG motorerna *borde* vara mer emissionsstabla än andra gasmotorkoncept som TWC och lean-burn. I detta avseende skulle alltså motorerna vara ganska lika konventionella dieselmotorer som visat sig vara tämligen stabla med ökande ålder och körsträcka.

Publicerade resultat med DFNG motorer brukar generellt visa lägre NO_x emissioner än motsvarande motorer drivna med dieselolja. Ett sådant exempel är den ovan beskrivna motorn med AFS system. Några emissionsresultat för detta koncept och jämförelser med dieselolja samt emissionsgränser visas i tabell 7.

Tabell 7. Emissionsresultat i den japanska körcykeln

	CO [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	THC [g/kWh]	Part. [g/kWh]
2000 LEV mål	7,4	3,6	2,9	0,2
Diesellastbil utan DDF (Isuzu 6HH1)	4,2	4,6	1,0	0,51
Samma lastbil som ovan men med AFS Eagle DDF System installerat	0,37	2,9	0,63	0,16
2004 Diesel mål	2,22	3,38	0,87	0,18
2004 LEV Standard	1,8	2,7	0,7	0,14
2004 ULEV Standard	1,1	1,7	0,43	0,09

Som synes i tabell 7 minskar NO_x emissionerna med ca 37%. De lägre CO och THC emissionerna tyder på att gasmotorn använder katalysator till skillnad från dieselmotorn som inte är utrustad med katalysator. De låga emissionerna av CO och THC kan alltså tillskrivas katalysatorn och inte DFNG konceptet. Partikelemissionerna är också väsentligt lägre för DFNG motorn än från den diesellojdrivna motorn men absolutnivån kan inte i något av fallen anses som låg. Ur svenskt perspektiv (med våra krav på låga partikelemissioner för stadsbussar) kan man diskutera om partikelfilter kanske borde användas för ett koncept som detta.

Även i USA har intresset för DFNG varit stort och bl.a. Caterpillar levererar motorer med detta koncept. Emissionsresultaten för motorerna från de amerikanska tillverkarna [14 – 18] visar liknande resultat som de som beskrivits ovan för AFS systemet. Caterpillars motorer har utvecklats i samarbete med utvecklingsföretaget Clean Air Partners och DFNG konceptet härrör från det sistnämnda företaget. Caterpillar erbjuder i dag ett komplett program för gasmotorer med DFNG mellan 7 och 10 liters cylindervolym. I tabell 8 visas de motorer och effektnivåer som erbjuds. Till skillnad från TWC och lean-burn motorer har DFNG motorena samma effekt och vridmoment som dieselmotorerna. Enda skillnaden är att de senare finns i fler varianter (dvs. fler effektnivåer).

Tabell 8. Caterpillars motorprogram för DFNG gasmotorer

	Cyl. vol. (kW)	Effekt (kW)	Varvtal (r/min)	Vridmom. (Nm)	Varvtal (r/min)	Emissionsnivå
Cat 3126	7,2	142	2200	746	1440	Fed. LEV & CARB låg NO_x
		186	2200	895	1440	Fed. LEV & CARB låg NO_x
Cat C-10	10,3	227	2100	1424	1200	Fed. LEV & CARB låg NO_x
Cat C-12	12,0	283	1900	1695	1500	Fed. LEV & CARB låg NO_x
		306	1900	1695	1500	Fed. LEV & CARB låg NO_x

NO_x emissionerna blir inte lika låga med DFNG som med TWC och lean-burn systemen. Utförda tester tyder på en minskning jämfört med dieselloja på i storleksordningen 30%. Jämfört med en dieselmotor för Euro III (5 g/kWh) skulle detta innebära att en NO_x nivå på motsvarande Euro IV (3,5 g/kWh) skulle kunna nås.

Ytterligare en möjlighet att minska NO_x emissionerna med DFNG systemet är att använda EGR. Potentialen för EGR är större än för lean-burn systemet eftersom DFNG har en mycket mer stabil förbränning än det förstnämnda systemet genom att tändning med dieselloja används. Exakt hur stor potentialen för EGR är kan inte helt säkert bedömas men sannolikt skulle en användning av EGR möjliggöra att EEV-kraven kan klaras. Detta innebär i sin tur att NO_x nivån borde vara snarlik lean-burn systemets möjliga kommersiella nivå i dag. Genom att DFNG systemet borde kunna tillgodogöra sig utvecklingen av EGR system för dieselmotorer torde en ännu lägre emissionsnivå vara möjlig i framtiden.

3.5 Pilotinsprutning (PING)

En speciell variant av tekniken att tända gasblandningen med dieselloja är att använda en mycket liten mängd dieselloja för insprutningen. I detta fall används en insprutningsutrustning speciellt utvecklad för detta ändamål.

Två nyligen publicerade SAE rapporter visar potentialen med PING konceptet [18, 19]. Speciellt den sistnämnda rapporten (från FEV i Aachen) har uppnått låga emissioner. Genom att mängden dieselolja minskas kraftigt med PING konceptet har detta alternativ en större potential att minska NO_x och partikelemissioner jämfört med DFNG konceptet. I den nya stationära ESC körcykeln har FEV erhållit NO_x emissioner som är lägre än 35% av Euro III gränsvärdet (1,75 g/kWh), vilket ligger under EEV gränsen (2 g/kWh). Inga resultat har dock publicerats från den transienta ETC körcykeln men det torde inte vara omöjligt att även klara emissionerna i denna körcykel eftersom ökningen av NO_x emissionerna i en transient körcykel jämfört med en stationär torde vara mindre än för gasmotorer med lean-burn förbränningssystemet.

En positiv effekt av att dieseloljemängden minskas för PING jämfört med DFNG är, som nämnts ovan, de minskade partikelemissionerna och för FEV:s koncept ligger partikelemissionerna under 0,015 g/kWh. Detta är en nivå som ungefär motsvarar partikelemissionerna för TWC och lean-burn koncepten. Osäkert är huruvida partikelnivån kan öka något i en transient körcykel.

På samma sätt som för DFNG kan även PING systemet använda EGR för att minska NO_x . Genom att dieseloljemängden som används är mindre för PING än för DFNG blir sannolikt den relativa minskningen av NO_x mindre i det förra fallet. Å andra sidan ger PING lägre basnivå för NO_x , varför nivån med EGR för båda koncepten kan bli lika låg eller lägre för PING.

3.6 Direktinsprutning (DING)

I stället för att tillföra gasen i inloppsröret kan man använda en direktinsprutning av gasen, kallat DING. Fördelen med det senare konceptet jämfört med PING är att gasblandningen kan skiktas för att lättare erhålla en antändningsbar blandning, dvs. en lokalt fetare blandning. Därmed kan ett gasspjäll helt undvikas, vilket potentiellt ger samma höga verkningsgrad som en dieseloljedriven dieselmotor vid både låga och höga laster. Ett kanadensiskt utvecklingsföretag vid namn Westport utvecklar denna teknik [21] och har nyligen slutit avtal med bl.a. den amerikanska motortillverkaren Cummins och med MAN i Europa för att utveckla denna teknik för kommersiella applikationer.

De flesta emissionsresultat som genererats av Westport och deras allierade forskare på högskolan i Vancouver, Kanada, som stått för innovationen och den grundläggande forskningen inom området, härrör från Detroit Diesels gamla 2-takts motorer. I och med att emissionsnivån för dessa motorer initialt är hög kan inte resultaten anses som vägledande för att uppskatta potentialen för systemet när det appliceras på en modern 4-taktsmotor. Några resultat från sådana moderna motorer har inte tidigare varit kända för författaren men dagen efter att det första utkastet till denna sammanställning blev klar publicerades certifieringsresultat av Westport för en Cummins ISX motor (5,9 liter). Resultaten visas i tabell 9 nedan. Motorn är avsedd för lastbilar och därför jämförs resultaten med de emissionskrav som gäller i USA för denna typ av motorer. Man kan notera att kraven på partikelemissioner för motorer till stadsbussar ligger på halva nivån mot för andra typer av fordon för åren 1998 till 2004 (0,067 i stället för 0,134 g/kWh).

Tabell 9. Emissioner med Westports konverterade Cummins ISX motor och emissionskrav i USA (federalt) och Kalifornien

Resultat/gränser	CO	HC	NMHC	NMHC+NO _x	NO _x	Part.
Westport Cummins ISX, CNG	i.d. ^a	i.d. ^a	0,25	3,19	2,94	0,039
USA 1998 (ej stadsbussar)	20,8	1,74	e.r. ^b	e.r.	5,36	0,134
USA 2004 (okt. 2002 ^c), opt. 1	20,8	e.r.	e.r.	3,22	e.r.	0,134
USA 2004 (okt. 2002 ^c), opt 2	20,8	e.r.	0,67	3,35	e.r.	0,134
USA 2007 – 2010	20,8	e.r.	0,19	e.r.	0,27	0,013
Kalifornien LEV 1998 – 2003	19,3	e.r.	e.r.	4,69	e.r.	0,134
Kalifornien ULEV 1998 – 2003	9,7	e.r.	e.r.	3,35	e.r.	0,134

Anmärkningar

- ^a i.d.: inga data, dvs. Westport har inte angivit några data i sitt pressmeddelande.
- ^b e.r.: ej reglerat. Emissionskomponenten i fråga är inte reglerad.
- ^c Genom en frivillig överenskommelse mellan motortillverkarna och EPA införs gränserna för 2004 redan i oktober 2002. Denna överenskommelse kan i sin tur härledas till de förhandlingar som var resultatet av att motortillverkarna "optimerat" sina motorer för körcykeln (s.k. "cycle beating") och att de därmed fick högre emissioner under andra körförhållanden. Förutom "skadestånd" i form av medel till miljöåtgärder som kompensation för högre utsläpp tidigare relaterades också 2004-kraven till oktober 2002. Kraven innehåller två olika optioner beroende på om man använder summanvärdet för NMHC och NO_x eller separata gränsvärden för respektive emissionskomponent.

Som framgår av tabell 9 klarar Westport 2004 kraven⁹. Marginalen till gränsvärdet för NMHC+NO_x respektive NO_x är dock inte övertygande stor. Skillnaden för partikelemissionerna är större och här ligger man även under gränsen för stadsbussar som fram till 2007 kommer att ligga på 0,067 g/kWh federalt i USA. I Kalifornien införs i oktober 2002 en partikelgräns för motorer till dieseloljedrivna bussar på 0,013 g/kWh och motsvarande gräns är 0,040 g/kWh för gasmotorer. Man kan för det första notera att dessa krav är hårdare (!) för dieselolja (man vill "tvinga fram" användning av partikelfilter, alternativt "förbjuda" dieselolja) och för det andra att Westports nivå ligger knappt under kravet för gasmotorer. Slutsatsen är att nuvarande utvecklingsnivå indikerar att partikelfilter torde vara nödvändiga även på denna typ av gasmotorer för att klara de framtida kraven i USA (2007 och framåt) såvida inte väsentliga framsteg görs inom detta område. Den emissionsnivå som Westport visat ligger så pass högt över de Europeiska EEV-kraven att någon försäkring för att den aktuella motorn skall klara dessa krav inte finns.

När det gäller emissionerna av CO₂ anger Westport ett värde som ligger 18% lägre än den dieseloljedrivna modellen av samma motor. Detta antyder att verkningsgraden är nästan lika hög som för dieselolja. Om verkningsgraden vore lika hög skulle man få en sänkning med ytterligare några procentenheter (den exakta skillnaden beror också på den gassammansättning som använts vid certifieringen).

⁹ 2004 kraven har tidigare lagts till oktober 2002 enligt överenskommelse mellan motortillverkarna och EPA.

En indikation den framtida utvecklingspotentialen är att Westport tillsammans med Cummins nyligen har fått (statlig/delstatlig) finansiering för ett projekt med målet att nå en NO_x nivå på 0,5 g/bhp-hr (0,67 g/kWh). För att nå denna nivå kommer EGR att användas. Det är okänt hur mycket EGR en motor med detta koncept kan "tåla" men i jämförelse med lean-burn konceptet torde potentialen för en *relativ* sänkning vara större. Tyvärr verkar det som om NO_x nivån är högre för DING konceptet än för lean-burn konceptet utan EGR i båda fallen.

Partikelemissionerna är en potentiellt problem med DING konceptet. Detta emissioner torde förvisso bli lägre än för konventionella dieseloljedrivna motorer men tveksamt är om man kan klara de högt ställda krav (dvs. upphandlingskrav) som vi numera har i Sverige för stadsbussar. Det finns två orsaker till att partikelemissionerna kan förväntas vara ett problem med DING konceptet i Westports variant av det. För det första används dieselolja för att tända gasblandningen (DING-PI). Denna mängd dieselolja är förvisso liten, men torde ändå kunna ge upphov till sotbildning (nivån för FEV motorn ovan var i och för sig förhållandevis låg). Den andra orsaken är att gasen sprutas in direkt i cylindern. Därigenom erhålls en förbränning av stora delar av gasvolymen som kan karakteriseras som en diffusionsflamma. Detta är samma typ av förbränning som i en dieselmotor som använder dieselolja. Tyvärr genereras sot vid denna typ av förbränning även med metan som bränsle. Sotgenereringen är inte betingad av bränslet (dieselolja eller metan) utan av förbänningskonceptet. Endast bränslen som innehåller syre, t.ex. alkoholer ger ingen eller mycket liten sotbildning under dessa förhållanden. Den allmänna uppfattningen är att metan borde ge låga partikelemissioner och att detta skulle vara en fundamental egenskap för detta bränsle men så är inte fallet. När man bränner metan i en öppen låga (som per definition är en diffusionsflamma) är lågan gul. En gul flamma är ett tydligt tecken på att sot bildats vid förbränningen och det är lätt att i experiment konstatera att så också är fallet i praktiken. Risk finns alltså för att sot bildas även från den gas som brinner i cylindern när man använder direktinsprutning av gasen.

Exakt vilken partikelnivå som är möjlig att åstadkomma med en (vidareutvecklad) gasmotor med Westports system är det i dag inte möjligt att bedöma men risk finns för att partikelfilter kan vara nödvändigt även för denna motor om kraven på låga partikelemissioner är mycket högt ställda.

3.7 Avancerade koncept (HCCI)

Det bör nämnas att det även forskas om mer avancerade förbränningskoncept än de som beskrivits hittills. Bl.a. håller högskolan i Lund på med sådan forskning. Detta koncept benämns oftast HCCI och kännetecknas av att motorn kompressionständer på liknande sätt som i en dieselmotor men bränsle-luft blandningen är förblandad och homogen till skillnad från den konventionella dieselmotorn. HCCI konceptet kan tänkbart tillämpas på flera typer av drivmedel och internationellt synes intresset för att använda dieselolja vara störst.

Den främsta fördelen med HCCI konceptet är mycket låga NO_x emissioner utan att katalytisk rening av avgaserna behöver tillgripas. Dessutom får motorn en hög verkningsgrad eftersom den använder dieselprincip. Någon kommersialisering inom de närmaste åren av HCCI konceptet i dess mest renodlade form torde inte vara aktuell eftersom ett flertal problem återstår att lösa.

Det är inte speciellt troligt att metan är det bränsle som har bäst förutsättningar att fungera väl i en motor med HCCI förbränningssystem. Andra bränslen än metan kan vara mer lämpade. Det förhåller sig nämligen så att ett bränsle med mycket lågt cetantal (som metan) är svårt att tända med kompressionständning i en HCCI motor. Detta måste kompenseras med högt laddtryck, ökad inloppstemperatur och eventuellt också med högt kompressionsförhållande. Detta leder i sin tur till orealistiskt höga cylindertryck. Någon lösning på detta problem har ännu inte presenterats. Till skillnad från bränslen med lågt cetantal har inte bränslen med högre cetantal nämnda problem. Dock finns problem med *för* tidig tändning med sådana bränslen, vilket skulle kunna åtgärdas genom en sänkning av cetantalet, dvs. i praktiken en "försämring" av dieseloljan enligt gängse normer.

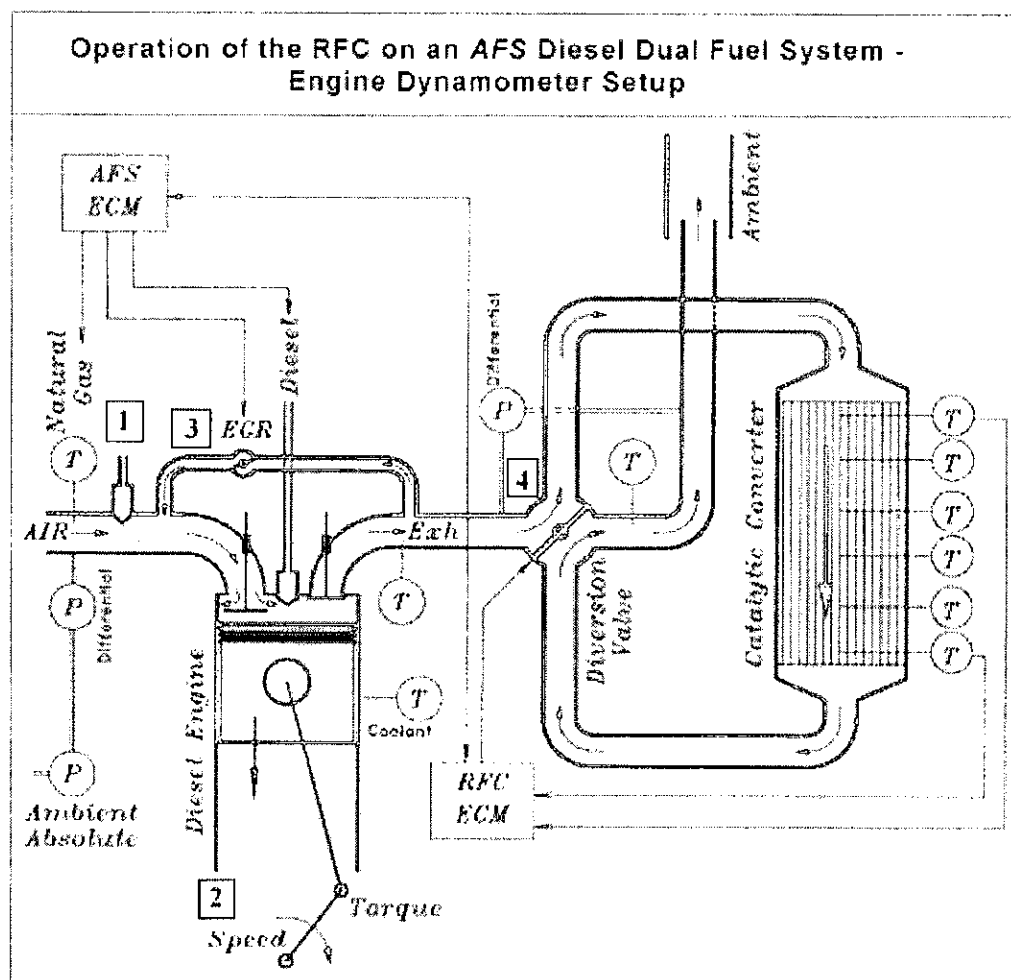
I laboratorieförsök har sänkningar av NO_x emissionerna med upp till en faktor 1000 åstadkommits med HCCI konceptet med flera olika bränslen. I ett utvecklingsprojekt som det amerikanska institutet SwRI driver har målet satts att nå en minskning av NO_x emissionerna med 98% med ledning av de resultat som tidigare uppnåtts med konceptet med dieselolja som bränsle. Det finns dock en annan utvecklingsmöjlighet som inte når hela potentialen men dock en minskning av NO_x emissionerna med en tiopotens inom det område (varvtal och belastning) där konceptet fungerar bäst. Denna lösning finns redan i produktion hos japanska Nissan och använder konventionell dieselolja som bränsle. Utvecklingen strävar nu efter att nå den nämnda förbättringen inom ett större arbetsområde.

Med ledning av hittills publicerade resultat om HCCI förbränningskonceptet finns ingen anledning att tro att konceptet skulle vara mer lämpat för metangas än för andra drivmedel – snarare tvärtom. Av dessa skäl görs ingen ingående beskrivning av detta förbränningsystem.

3.8 Efterbehandling av avgaser

Efterbehandling av avgaserna för metangasmotorer har tidigare varit ett problem i och med att katalysatorerna inte haft en tillfredsställande livslängd. Detta gäller speciellt katalysatorerna för lean-burn motorer. Utvecklingsarbete pågår hos katalysatortillverkarna för att lösa detta problem. Tester i laboratorier har visat att katalysators aktivitet på metan avtagit avsevärt efter mycket kort tid (100 driftstimmar). Aktiviteten för de tyngre kolvätena har dock inte avtagit i samma omfattning. Eftersom ju metan är en mycket potent växthusgas är det önskvärt med en hög aktivitet på metan. Redan för 5 år sedan visade katalysatortillverkaren Engelhard vad som orsakar den nämnda degraderingen av katalysatorn [23]. Orsaken till degraderingen är att svavel förgiftar katalysatorn. Även om naturgas innehåller mycket låga nivåer av svavel är inte halterna försumbara. Vidare innehåller motorns smörjolja svavel som också kommer ut i avgaserna. Genom att katalysators aktivitet på metan är mycket känslig för svavelförgiftning räcker de trots allt låga nivåerna av svaveloxider i avgaserna till för att förgifta katalysatorn på kort tid. En viktig uppgift för katalysatorutvecklingen är således att minska detta problem. Det bör dock nämnas att katalysatorer för TWC inte alls är lika känsliga för den beskrivna förgiftningen. Detta är således ytterligare en emissionsfördel för detta koncept i jämförelse med de övriga koncepten för gasmotorer.

Rent generellt är metan en mycket svår molekyl att knäcka i en katalysator och en aktivitet finns bara vid höga temperaturer¹⁰. Metoder för att öka avgastemperaturen är därför verk-samma. Ett intressant koncept som kan vara värt att nämna i sammanhanget är ett system som i princip använder katalysatorn som en värmeväxlare. Detta system åstadkommer ett pulserande flöde, vilket medför att värme som frigörs vid oxidationen i katalysatorn kan tillgodogöras på ett bättre sätt än i en konventionell katalysator. En schematisk skiss av detta system (från AFS) visas i figur 9.



Figur 9. Katalysatorsystem för gasmotorer

Andra koncept än det ovan visade finns också där syftet varit att öka oxidationen av NMHC och metan. Ett exempel är en katalysator som utvecklats av katalysatortillverkaren Ceryx som också använder en slags värmeväxlare för att öka katalysatortemperaturen [24]. Denna katalysator har också en viss reducerande effekt på NO_x genom att dieselbränsle sprutas in i avgaserna för att fungera som ett reduktionsmedel. Denna typ av katalysator har från början utvecklats för användning i dieselmotorer och NO_x reduktionen fungerar normalt inte med metan som bränsle. En insprutning av dieselolja i avgaserna löser detta problem och teoretiskt finns också möjligheter att utnyttja dieselinsprutningssystemet för DFNG, PING och DING för att åstadkomma samma sak. Ifall systemet används på lean-

¹⁰ I praktiken är metan svårare att oxidera än alla andra drivmedel.

burn motorer eller DING motorer med glödstift finns ingen annan möjlighet än att komplettera med en insprutning av dieselolja i avgaserna eller något annat kolväte som fungeras som reduceringsmedel. Etanol är ett bränsle som visat sig fungera väl för detta ändamål. Författaren vill dock uttrycka en viss skepsis mot att införa den ytterligare komplikation som ett drivmedel till (t.ex. dieselolja eller etanol) skulle innebära istället för att använda enbart gas som bränsle.

Från Västrafik har författaren fått erfara att ett nytt katalysator-koncept skulle finnas tillgängligt för fältförsök. Trots kontakter med Bo Ramberg på FordonsGas, som har kännedom om katalysator-konceptet, har inga uppgifter erhållits. Någon bedömning av potentialen har därför inte kunnat göras.

Det förtjänar också att nämnas att den pågående katalysatorutvecklingen, tillsammans med den simultana optimering av motor- och reningsteknik för att tillgodogöra sig denna utveckling, har goda förutsättningar för att lösa de problem som hittills funnits när det gäller efterbehandlingen. Tyvärr krävs resultat som ackumulerats under lång tid för att man skall kunna fastställa att målen har nåtts och detta medför att kunskapen om långtidsegenskaper-na för nya katalysatorer inte finns tillgänglig än.

3.9 Emissionspotential för olika koncept

Som visats i denna sammanställning finns goda förutsättningar för att klara EEV-kraven inom en nära framtid. Därför bör man använda upphandlingskrav som förutsätter detta i upphandlingar av trafik för områden i tätorterna med dålig luftkvalitet. Emellertid är det också troligt att även dieseloljedrivna motorer kommer att kunna klara EEV-kraven inom en inte alltför avlägsen framtid. För att satsningar på gasdrivna fordon skall vara motiverade (p.g.a. merkostnaden) krävs då en ännu lägre emissionsnivå.

De emissionsresultat som redovisats i denna rapport (tillsammans med ytterligare data) indikerar att flera av de nya och förbättrade koncept som nu utvecklas har en potential att nå en NO_x nivå på ca 1 g/kWh (och ännu lägre för TWC). Om 2 – 3 år kan denna nivå vara aktuell för upphandlingar. Det är också intressant att konstatera att *flera koncept* har denna potential. Det som i dag verkar vara den "säkraste" vägen till det nämnda målet är TWC tekniken och utan tvekan kan man nå ännu längre med denna teknik. Tyvärr har detta koncept den högsta bränsleförbrukningen, vilket motiverar att också de övriga alternativen undersöks. Det finns även koncept som kan nå samma eller nästan samma verkningsgrad som dieselolja och därmed skulle en minskning av växthusgaserna med ca 20% kunna vara möjlig med fossil naturgas i jämförelse med dieselolja. Detta beror på att naturgasen innehåller mindre kol (och mer väte) per energienhet än dieselolja.

Det utvecklingsarbete som krävs för att nå de potentialer som indikerats ovan är omfattande. Därför kan man ingalunda ta det för givet att fordons- och motorindustrin kommer att påta sig detta ansvar. Det är därför omöjligt att sia om exakt när koncepten kommer att kunna kommersialiseras. Långsiktiga och hårda emissionskrav och krav vid upphandlingar är förvisso en given möjlighet att driva utvecklingen framåt inom detta område.

47 7.6.10

4 REFERENSER

Tryckta källor

1. Nylund N.-O. And Lawson A.: "Exhaust Emissions from Natural Gas Vehicles – *Issues related to engine performance, exhaust emissions and environmental impacts.*", a report prepared for the IANGV Technical Committee, IANGV, www.iangv.org, 2000.
2. Corbo P., Gambino M., Iannaccone S. and Unich A. (Istituto Motori-CNR): "Comparison Between Lean-Burn and Stoichiometric Technologies for CNG Heavy-Duty Engines.", SAE Paper 950057, 1995.
3. Van der Steen M., Baert R. S., G., and Verbeek R. (TNO): "Technical and Economical Assessment of Diesel and Gas Engine Technology for Enhanced Environmentally Friendly Vehicles (EEV)", SAE Paper 2000-01-1175, 2000.
4. Pidello F. (Iveco), Gambino M. (Istituto Motori – C.N.R.), Iannaccone S. (Istituto Motori – C.N.R.), Migliaccio G. (Fiat): "European Transient Cycle and Natural Gas Engines: Results and Comments from the First Tests.", 4th Int. Conf. on Combustion Engines, CNR 1999, (also registered as SAE Paper 1999-24-3024).
5. Nellen C., and Boulouchos K.: "Natural Gas Engines for Cogeneration: Highest Efficiency and Near-Zero-Emissions through Turbocharging, EGR and 3-Way Catalytic Converter.", SAE Paper 2000-01-2825, 2000.
6. Bhargava, S., Clark N. N., Hildebrand M. W. (West Virginia Univ.): "Exhaust Gas Recirculation in a Lean-Burn Natural Gas Engine.", SAE Paper 981395.
7. Grägg K. (MTC): "Provningar med en biogasdriven buss från Lita.", MTC 9434, 1995.
8. Grägg K. (MTC): "Emissions from two CNG fueled buses.", MTC-Report MTC 9405B, 1995.
9. Resultatsammanställning (i form av tabeller) av tester på gasbussar. Sammanställningen tillhandahölls av K. Grägg, MTC.
10. Grägg K., and Erlandsson L. (MTC): "Emission tests of city buses fueled by CNG for Santiago, Chile.", MTC-Report MTC 8807, 2000.
11. Hollnagel C., Borges L. H. and Murao W. (Mercedes Benz do Brazil S.A.): "Combustion Development of the Mercedes-Benz MY1999 CNG-Engine M366LAG.", SAE Paper 1999-01-3519, 1999.
12. Umierski M., Körfer T. and Stommel P. (FEV): "Low Emission and Fuel consumption Natural Gas Engines with High Power Density for Stationary and Heavy-Duty Application." SAE Paper 1999-01-2896, 1999.
13. Chandler K. L. (Battelle), Norton P. (NREL) and Clark N. (West Virginia Univ.): "Interim Results from alternative Fuel Truck Evaluation Project.", SAE Paper 1999-01-1505, 1999.
14. McCormick R. L. (Colorado School of Mines), Graboski M. S. (Colorado School of Mines), Alleman R. (Colorado School of Mines), Herring A. M. (Colorado School of Mines) and Nelson P. (Nat. Fuels Corp.): "In-Use Emissions from Natural Gas Fueled Heavy-Duty Vehicles.", SAE Paper 1999-01-1507, 1999.
15. Norton P. (NREL), Frailey M. (NREL), Clark N. N. (West Virginia Univ.), Lyons D. W. (West Virginia Univ.), Gautam M. (West Virginia Univ.), Adcy J. M. (CEC) and

- Beck N. J.: "Chassis Dynamometer Emission Measurements from Trucks and Buses using Dual-Fuel Natural Gas Engines.", SAE Paper 1999-01-3525, 1999.
16. Addy J. M. (CEC), Bining A. (CEC), Norton P. (NREL), Peterson E. (SBCAPCD), Campbell K. (SBCAPCD) and Bevillaqua O. (CAVTC): "Demonstration of Caterpillar C10 Dual Fuel Natural Gas Engines in Commuter Buses.", SAE Paper 2000-01-1386, 2000.
 17. Frailey M. (NREL), Norton P. (NREL), Clark N. N. (West Virginia Univ.), and Lyons D. W. (West Virginia Univ.): "An Evaluation of Natural Gas versus Diesel in Medium-Duty Buses.", SAE Paper 2000-01-2822, 2000.
 18. Park T., Atkinson R. J., Clark N. N., Traver M. L. and Atkinson C. M. (West Virginia Univ.): "Operation of a Compression Ignition Engine with a HEUI Injection System on Natural Gas with Diesel Pilot Injection.", SAE Paper 1999-01-3522, 1999.
 19. Umierski M., and Stommel P. (FEV): "Fuel Efficient Natural Gas Engine with Common-Rail Micro-Pilot Injection." SAE Paper 2000-01-3080, 2000.
 20. Bartunek B. (GVH) and Hilger U. (Univ. of Appl. Sci.): "Direct Induction Natural Gas (DING): A Diesel-Derived Combustion System for Low Emissions and High Fuel Economy.", SAE Paper 2000-01-2827, 2000.
 21. Li G. (Westport), Quellet P. (Westport), Dumitrescu S. and Hill P. G. (Univ. of British Columbia): "Optimization Study of Pilot-Ignited Natural Gas Direct-injection in Diesel Engines.", SAE Paper 1999-01-3556, 1999.
 22. Podnar D. J. and Kubesh J. T. (SwRI): "Development of the Next Generation Medium-Duty Natural Gas Engine.", NREL/SR-540-27503, National Renewable Energy Laboratory, 2000.
 23. Lambert J. K. Kazi M. S. and Farrauto R. J.: "Methane Emissions Abatement from Lean Burn Natural Gas Vehicle Exhaust: Sulfur's Impact on Catalyst Performance.", SAE Paper 961971, 1996.
 24. Edgar B. L. Christ A. R. Beck N. J.: "Leancat – An Integrated Three-Way System for Lean Burn Engines.", SAE Paper 2000-01-0859, 2000.

Personliga meddelanden

Ramberg Bo, FordonsGas, 2001

Internet

Clean Air Partners: <http://www.cleanairpartners.com>, 2001.



ECOTRAFFIC
RESEARCH & DEVELOPMENT AB

Huvudkontor / Head office
Karlavägen 18, Box 5671
S-114 86 STOCKHOLM
Tel +46 (0) 8-614 50 56
Fax +46 (0) 8-614 50 08
E-post: eco@ecotraffic.se

Ecotraffic Norge AS
Dronning Maudsgt. 10
PO Box 1404 Viken, N-0115 OSLO
Tel +47-23 11 47 40
Fax +47-23 11 47 67
E-post: ecotraff@online.no

Ecotraffic Philadelphia
916 Washington Lane
Rydal PA 19046, USA
Tel +1-215-481-9753
Fax +1-215-784-6584
E-post: ecotraffic.usa@juno.com

www.ecotraffic.se