

Slutrapport

Modellering och mätning av emissioner från tunga fordon

EMFO projekt 310 10 1521

Utförare:

AVL MTC

Volvo Powertrain AB

Projektledare:

Hua Lu Karlsson, AVL MTC

Sammanfattning

Emissionerna från en Euro IV lastbil utrustad med SCR-katalysator har modellerats med hjälp av motorbänkskörningar och chassidynamometerkörningar. Separata modeller för SCR-efterbehandlingssystemet och förbränningsmotorn har tagits fram. Modellen för förbränningsmotorn stämmer mycket väl med uppmätta data, och SCR-modellen stämmer väl utom för låga katalysatortemperaturer.

Modellerna har verifierats mot prover utförda på AVL MTCs chassidynamometer. Flera olika körcykler användes vid chassidynamometerproverna för att efterlikna olika fordonsapplikationer. Ett fokus var på cykler med relativt låg last, då dessa cykler är mest kritiska för efterbehandlingssystemets funktion. I alla cykler utom en fungerade efterbehandlingssystemet väl, med en 40 – 60 % reduktion av NO_x-emissionerna till 2.6 - 4.7 g NO_x/kWh, att jämföra med lagkravet för Euro IV på 3.5 g NO_x/kWh. Körcykeln med lägst genomsnittshastighet nådde endast 160 °C i genomsnittstemperatur ut från katalysatorsystemet, och NO_x-emissionerna blev för denna cykel 8.2 g NO_x/kWh.

Modellerna för förbränningsmotorn och efterbehandlingssystemet byggdes in i en komplett fordonssimuleringsmiljö, inklusive förarmodell, transmissionmodell och vagnmodell. Den kompletta fordonssimuleringen kan med god noggrannhet prediktera NO_x-emissionerna vid höga hastigheter utan stora transienter, men har mindre god överensstämmelse för transienta körcykler vid låga hastigheter.

Abstract

Emissions from a Euro IV truck equipped with SCR aftertreatment system have been modeled using engine bench tests and chassis dynamometer tests. Separate models of the SCR aftertreatment system and the internal combustion engine have been developed. The model for the combustion engine fits very well with the measured data, and the SCR-model fits well except for low catalyst temperatures.

The models have been verified against tests carried out at AVL MTC's chassis dynamometer. Several different test cycles were used for the chassis dynamometer tests in order to simulate various vehicle applications. The tests were focussed on cycles with relative low load, as these cycles are most critical for the aftertreatment system. In all test cycles except one, the aftertreatment system worked well, with a NO_x conversion between 40 - 60% leading to NO_x-emissions of 2.6 - 4.7 g NO_x/kWh, to be compared with the Euro IV legal requirement of 3.5 g NO_x/kWh. The test cycle with the lowest average speed reached only 160 °C in average temperature out from the catalyst system, and NO_x emissions were 8.2 g NO_x/kWh.

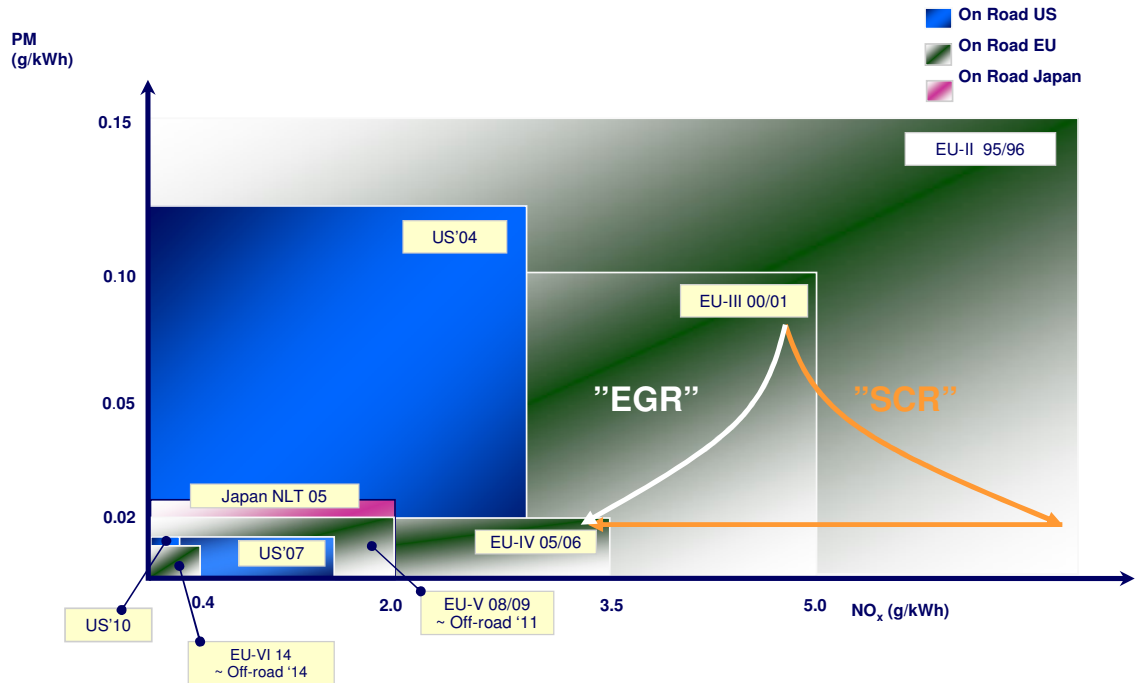
The models for the internal combustion engine and aftertreatment system were built into a complete vehicle simulation environment, including a driver model, a transmission model and a chassis model. The complete vehicle simulation can predict the NO_x emissions at high speeds without large transients well, but are less good agreement for transient cycles at low speeds.

Innehållsförteckning

1	Bakgrund	4
2	Katalysatormodellering	6
3	Motormodellering	8
4	Chassidynamometerprovning	10
5	Modellering av komplett fordon	16
6	Sammanfattning och diskussion.....	22

1 Bakgrund

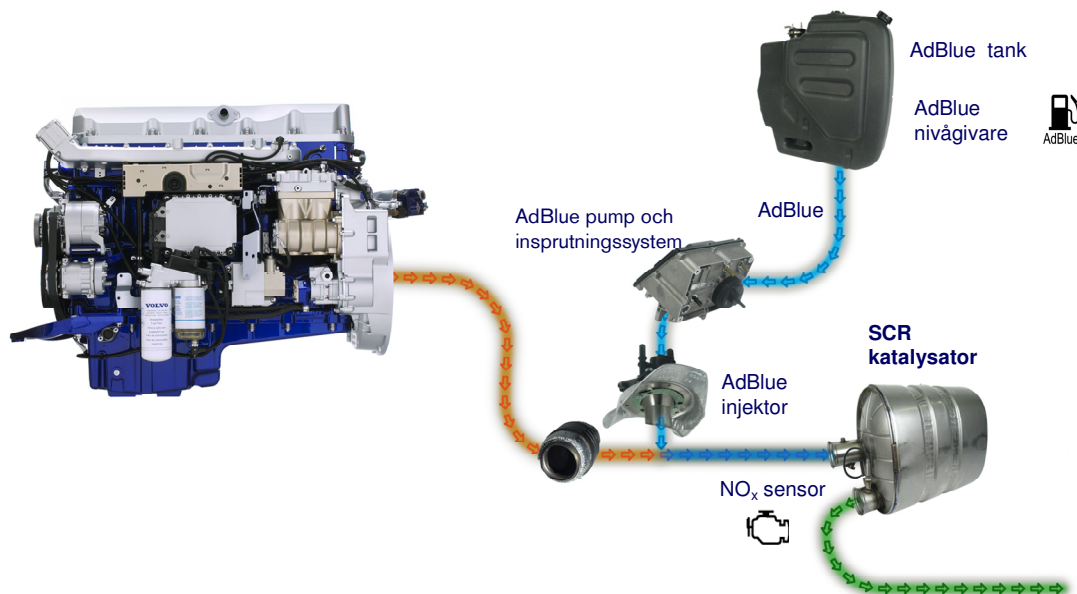
Utsläpp av kväveoxider och partiklar från fordonstrafik skadar miljön och hälsan, såväl lokalt som globalt. Vägtransporter är inom många regioner en viktig källa till dessa emissioner, och lagstiftningen har i olika steg krävt lägre nivåer av kväveoxider, partiklar, kolväten och kolmonoxid. För dieselfordon har kraven med avseende på partiklar och kväveoxid drivit teknikutvecklingen under mer än ett decennium. Sedan Euro II (9 gram NO_x/kWh och 0.16 g partiklar/kWh) har utsläppen minskat avsevärt till dagens Euro V nivåer på 2.0 g NO_x/kWh och 0.02 g PM/kWh, se Figur 1. Nästa steg, Euro VI, kommer att innebära en minskning av NO_x emissionerna till 0.4 g NO_x/kWh .



Figur 1. Emissionslagstiftning

I samband med övergången från Euro III till Euro IV infördes på många fordon efterbehandlingssystem för att rena avgaserna från motorn. Ett teknikval för att uppnå Euro IV var att reducera mängden kväveoxider från motorn genom att recirkulera kyllda avgaser i en EGR-krets (Exhaust gas recirkulation) och blanda detta med insugsluften. Detta medför lägre topptemperaturer i förbränningsrummet, vilket sänker NO_x -bildningen i cylindrarna. Samtidigt ökar dock partikelemissionerna, och det kan vara nödvändigt att införa ett partikelfilter för att nå emissionslagkraven.

Ett alternativ till EGR är att istället tillsätta ett reduktionsmedel till avgasflödet, och med hjälp av reduktionsmedlet och en katalysator omvandla kväveoxiderna till ofarlig kvävgas. Det reduktionsmedel som används för tunga fordon i för NO_x -reduktion är AdBlue. AdBlue är en vattenlösning av urea, $\text{NH}_2\text{-CO-NH}_2$. Vattnet avdunstar i avgassystemet, och urean sönderfaller och hydrolyseras i två steg och bildar två ammoniakmolekyler, NH_3 . Ammoniaken reagerar sedan med NO och NO_2 genom en selektiv katalytisk reaktion (SCR) och slutprodukterna blir vatten och kvävgas, se Figur 2.

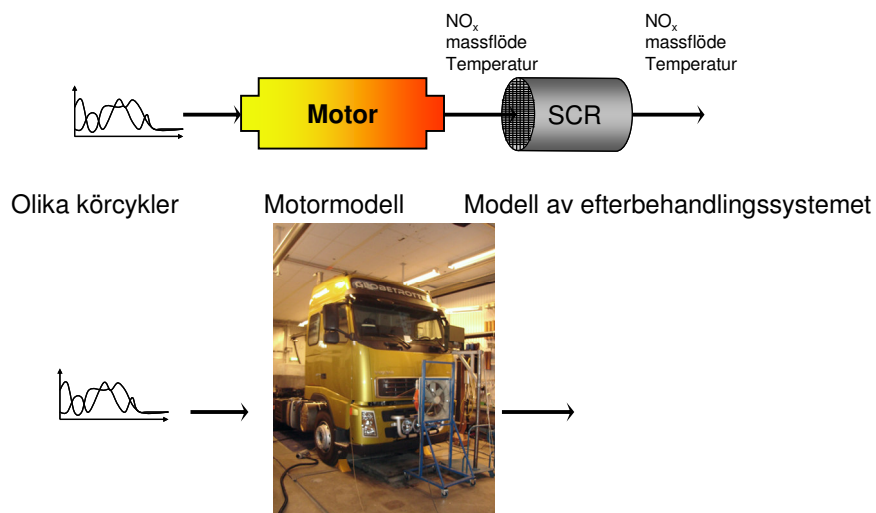


Figur 2. Insprutningssystem för AdBlue

En fördel med EGR-baserade motorer är att man inte har något behov av att tanka AdBlue, vilket underlättar för de som hanterar fordonet. En fördel för SCR-motorer är att genom att katalysatorn är effektiv i NO_x -reduktion kan motorparametrarna justeras så att det är högre NO_x -nivåer från motorn än tidigare tillåtet. Denna justering mot högre NO_x -emissioner medför samtidigt att bränsleförbrukningen och därmed CO_2 emissionerna minskar.

En nackdel med såväl EGR som SCR motorer är att det är svårare att uppfylla lagkraven vid låga avgastemperaturer. Avgaserna kondenserar och sätter igen EGR-kylaren om avgastemperaturen är för låg, och katalysatoraktiviteten sjunker med lägre temperaturer. Det är dessutom svårt att få AdBlue-lösningen att förångas och urean att sönderfalla till ammoniak vid låga temperaturer och flöden.

Detta projekt har med hjälp av mätningar och modeller studerat emissionerna från en Euro IV lastbil med SCR-system. Emissionslagkravet för Euro IV är $3.5 \text{ g NO}_x/\text{kWh}$ och $0.02 \text{ gram partiklar/kWh}$. Modeller för såväl motor, efterbehandlingsystem som hela fordon har tagits fram med hjälp av motorbänksprover och chassidynamometerkörningar, se Figur 3.



Figur 3. Generisk jämförelse mellan modeller och prover på chassidynamometer.

2 Katalysatormodellering

Katalysatormodelleringen genomfördes huvudsakligen med hjälp av indata från motorbänksprover på Volvo, men en uppdatering har skett med hjälp av data från chassidynamometerkörningarna vid AVL/MTC. Motorerna kom från Volvos D12 motorfamilj, och vid de flesta prover med en hårdvara och parametersättning motsvarande 480 hästkrafter. Efterbehandlingssystemet bestod av en SCR-katalysator med 20 dm³ volym, baserat på V₂O₅ som aktiv substans.

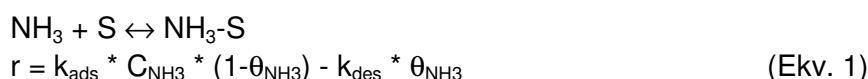
Katalysatorsubstratet bestod av korderit, med en celldensitet av 400 cpsi. Vid vissa av motorbänkskörningarna fanns även en oxidationskatalysator monterad framför SCR-katalysatorn. Oxidationskatalysatorn omvandlar en del av NO i gasflödet till NO₂, vilket normal höjer den totala omsättningsgraden för NO_x i SCR-katalysatorn, och denna effekt var också önskvärt att få med i modellerna. A

Vid modelleringen antogs att fördelningen av såväl avgasflödet som reduktionsmedlet var jämn över katalysatorns frontyta, och att vare sig temperatur eller koncentrationsgradienter förekom i radiell led. En tankseriemodell användes för att beskriva koncentrationsförändringarna i axiell led. Vid utvecklingen av reaktionsmodeller användes en modell med 10 till 20 tankar i serie för att bestämma reaktionskinetiken. Vid de simuleringar som senare genomfördes kunde antalet tankar reduceras till 5 med tillräcklig noggrannhet samtidigt som beräkningstiderna minskade.

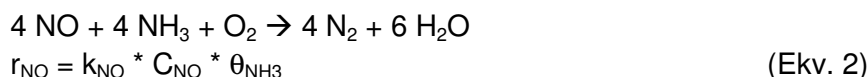
Transporten av reaktanter från gasfas till katalysatorytan och av produkter från katalysatorn till avgasflödet beskrevs av en filmmodell. Värmetransporten från gasfas till katalysatorn beskrevs med en analog modell.

Kinetiken för reaktionerna mellan NO, NO₂ och NH₃ beskrevs med hjälp av en term för att beskriva adsorptionen av NH₃ på ytan, och en serie av reaktioner mellan NO och NO₂ i gasfas med ytbunden NH₃. Ytterligare en reaktionsväg som beskriver den direkta oxidationen av ytbunden NH₃ med O₂ krävdes för att få god överensstämmelse mellan observerade och simulerade data.

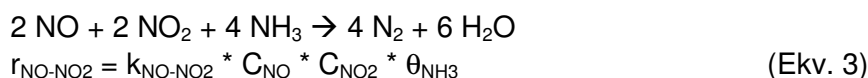
Adsorption av NH₃ på ytan



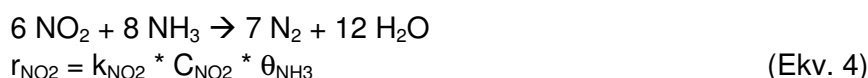
Reduktion av NO



Reduktion av NO-NO₂



Reduktion av NO₂



Oxidation av NH₃



$$r_{\text{NH}_3} = k_{\text{NH}_3} * \text{CO}_2 * \theta_{\text{NH}_3} \quad (\text{Ekv. 5})$$

Samtliga hastighetskonstanter, k_i , är temperaturberoende enligt följande uttryck:

$$k_i = k_{0,i} * \exp(-E_{A,i} / R * (1/T - 1/T_{\text{ref}})).$$

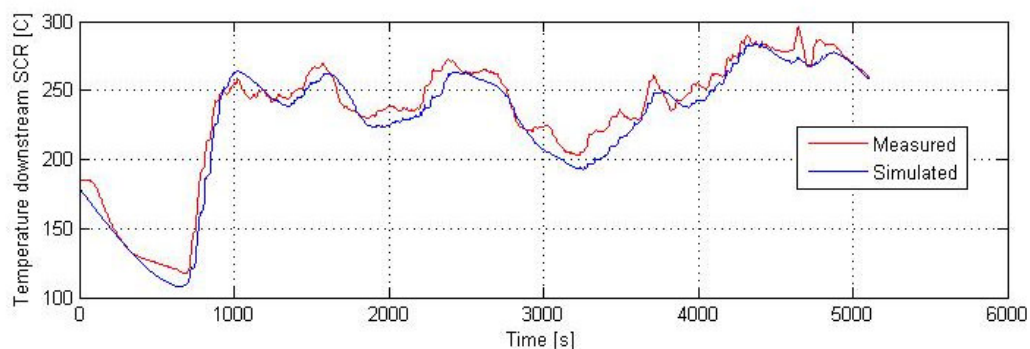
Sammantaget medför detta att det är 6 hastighetskonstanter som skall bestämmas, vardera med en preexponentiell faktor (k_i) och aktiveringsenergi ($E_{A,i}$).

För den studerade vanadinkatalysatorn är NO_x-reduktion via reaktionsväg 3 snabbast, följt av reaktionsväg 2. Reaktionsväg 4 är långsammast, och är i praktiken av betydelse endast om det finns ett överskott av NO₂ jämfört med NO i avgasflödet.

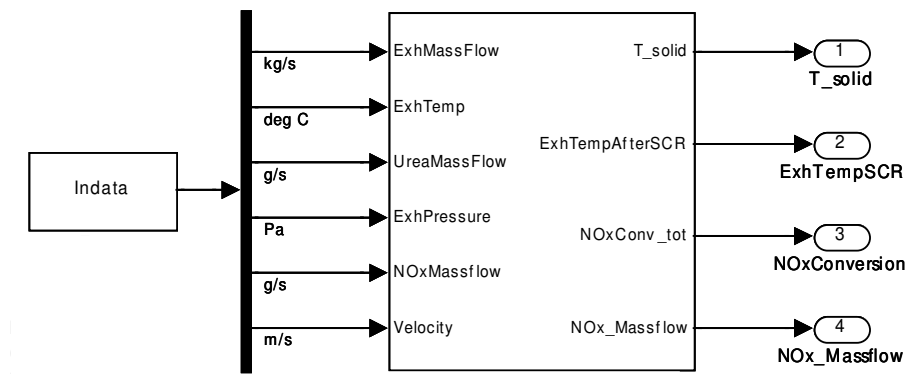
I temperaturmodellen ingår fysikaliska data för katalysatorsystemet, i första hand geometrin för kanalerna, katalysatorns densitet och specifika värmekapacitet. Temperaturmodellen för katalysatorsystemet stämde väl med uppmätta data, se Figur 4.

De indata som krävs till katalysatormodellen är NO_x flödet, totala avgasflödet, avgastemperaturen, tillsatt mängd urea, trycket i gasfas och fordonshastigheten, se Figur 5. Fordonshastigheten används enbart vid simulering för att påverka avkylningen av systemet, och enligt ovan antas inga värmeförluster till omgivningen ske vid framtagandet av modellerna.

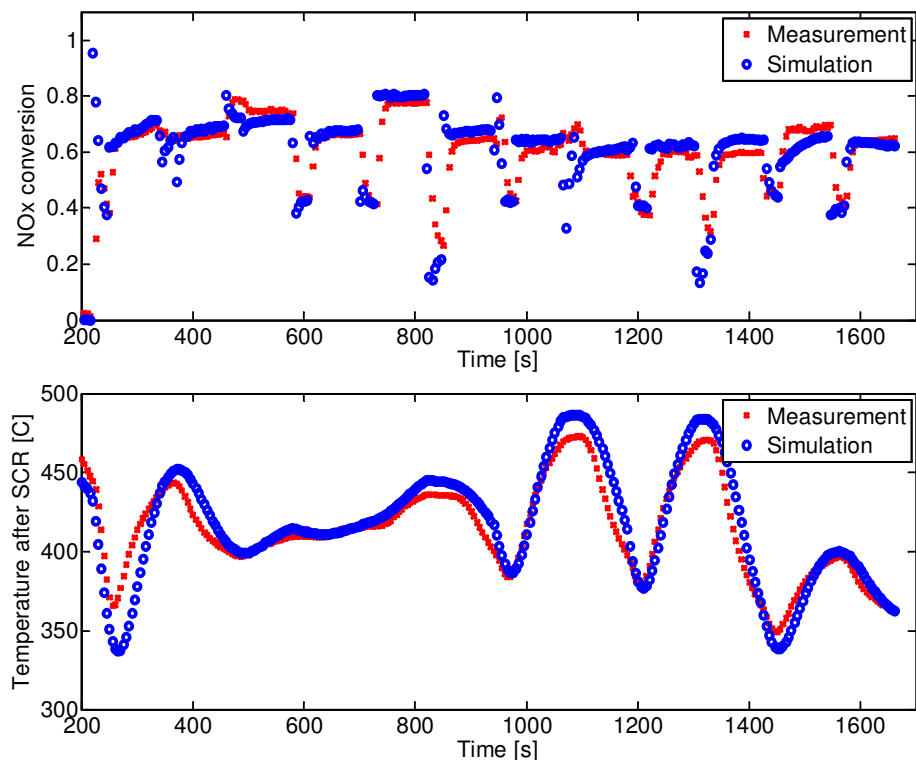
Modellerna visar på god överensstämmelse mellan uppmätta och simulerade data, särskilt vid höga temperaturer (över 300 °C). I Figur 6 visas resultatet för ESC (European stationary cycle), som består av 12 olika laststeg i bestämd ordning samt tomgång. Mellan varje laststeg sker en transient då motorn går till nytt moment och nytt varvtal. Som synes är temperaturen i SCR-systemet relativt hög under hela testcykeln, även om den varierar mellan knappt 350 °C och nästan 500 °C.



Figur 4. Temperaturprofil efter katalysator, landsvägscykel



Figur 5. Övergripande modell för SCR-systemet, indata och utdata.



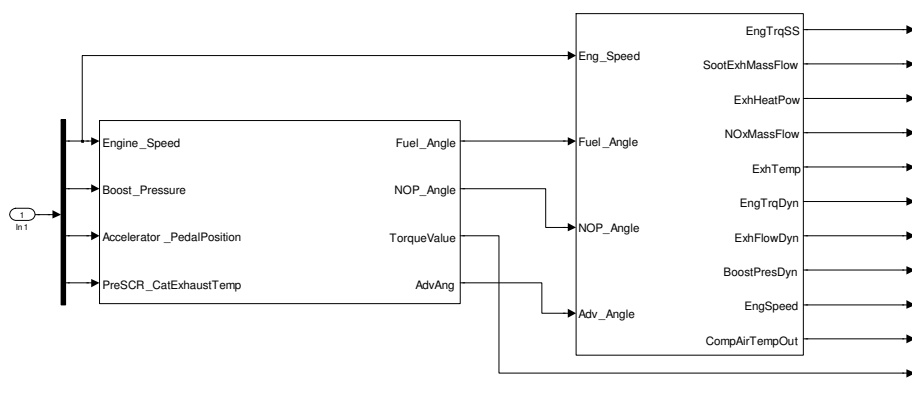
Figur 6. Omsättningsgrad av NO_x över katalysatorn (övre grafen), samt motsvarande temperaturprofil. Mätningen och simuleringen är utförd för en ESC-testcykel.

3 Motormodellering

Modellerna för förbränningsmotorn har tagits fram med hjälp av motorbänkskörningar vid Volvo. Utgångspunkten för modellerna är att de skall bygga på relativt enkla matematiska samband mellan ett begränsat antal indata och de önskade utdata. Det är endast ett fåtal parametrar som påverkar förhållandena i cylindern, och de viktigaste är motorvarvtalet, bränslemängd, tidpunkt för bränsleinsprutning och insprutningstrycket. Med hjälp av dessa indata kan moment, avgasflöden, avgastemperaturer, NO_x flöden och partikelflödena från förbränningsrummet beräknas, se det högra blocket i Figur 7. En återkoppling av laddlufttrycket måste också ske, då högre energiflöde från cylindrar ger större energiflöde genom turbinen till kompressorn, och därmed mer insugsluft till cylindrarna. I praktiken begränsas mängden extra bränsle som man kan tillföra från en förbränningscykel till nästa av den tillgängliga luftmängden. Vid

alltför lite luft kommer sotmängderna från motorn att drastiskt öka, och en effektökning måste därför ske gradvis då turbo och kompressor fördröjer ökningen av luftmängden.

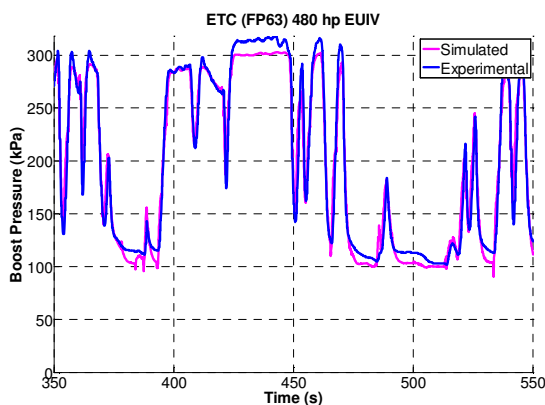
För att kunna utnyttja modellen för fordonssimuleringar krävs även att man inkluderar de yttre styrparametrarna, såsom önskat moment från föraren. Tillsammans med laddlufttrycket och motorvarvtalet kan då de önskade indata enligt ovan beräknas i en förenklad modell av motorstyrsystemet (EMS), se det vänstra blocket i Figur 7.



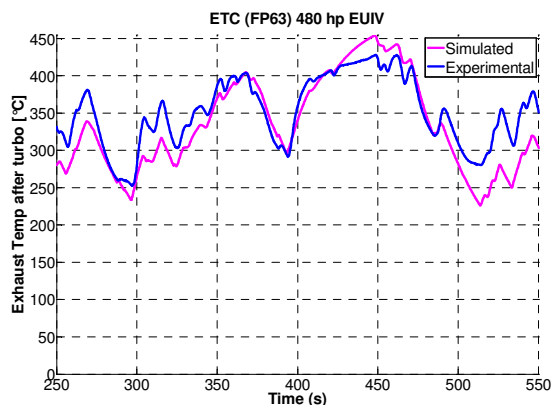
Figur 7. Motormodell för SCR-motor utan EGR-krets

En mycket god överensstämmelse erhöles för förbränningsmodellerna, se Figur 8- Figur 11. Samtliga figurer är från simuleringar och uppmätta data för den transienta ETC-cykeln. Figur 8 visar laddlufttrycket, och såväl stationär nivåer som de transienta egenskaperna beskrivs mycket väl av modellen. För avgastemperaturen efter turboaggregatet, Figur 9, var överensstämmelsen inte lika god som för laddlufttrycket, men det fanns inga stora systematiska avvikelser mellan simulerade och experimentella data. För att beräkna temperaturen i efterbehandlingssystemet är det viktigt att såväl avgastemperaturen som luftmassflödet (Figur 10) kan simuleras med tillräcklig precision.

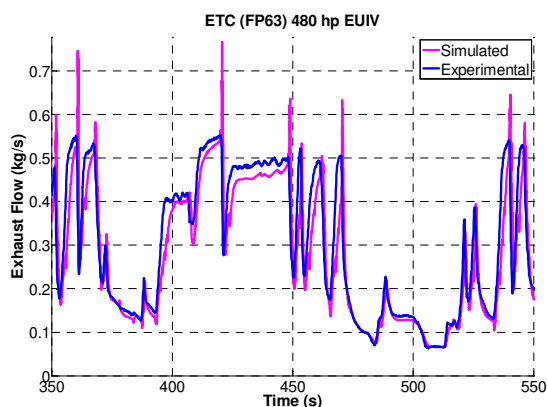
Modellen av NO_x -emissionerna från motorn förutsäger snabbare transienter i de momentana NO_x -flödet än vad som var möjligt att analysera med de tillgängliga NO_x -analysatorer. För att verifiera NO_x -modellen i motormodelleringen filterades därför NO_x -signalen från modellen före anpassning till experimentella data. En mycket god överensstämmelse mellan NO_x -flödet i modellen och uppmätta NO_x -flöden erhöles, se Figur 11.



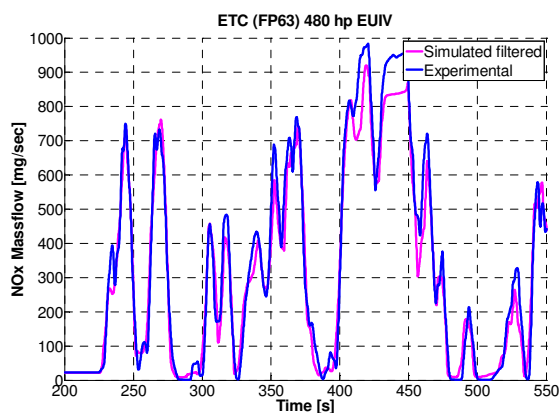
Figur 8. Simulerat och mätt laddlufttryck, del av ETC-cykel



Figur 9. Simulerad och mätt avgastemperatur, del av ETC-cykel



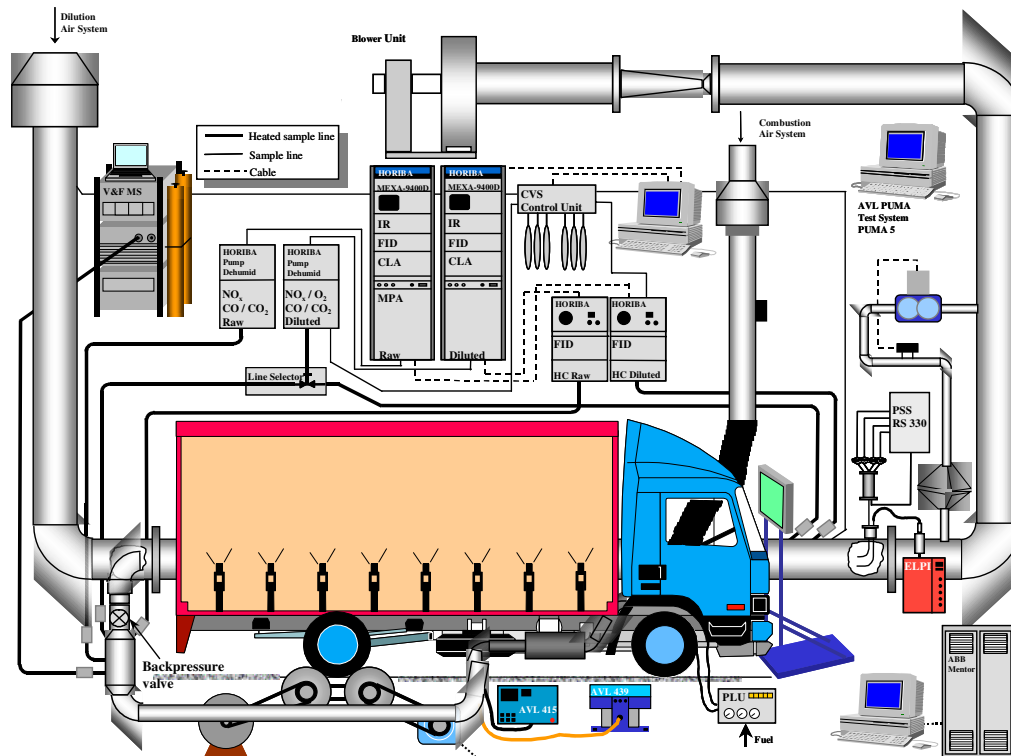
Figur 10. Simulerad och mätt avgasflöde, del av ETC-cykel



Figur 11. Simulerat och mätt NO_x flöde, del av ETC-cykel

4 Chassidynamometerprovning

Modellerna för motorsystemet och efterbehandlingskatalysatorn verifierades med hjälp av chassidynamometerkörningar. Provningsarna genomfördes i AVL/MTCs chassidynamometern i Jordbro. En schematisk bild av chassidynamometern visas i Figur 12. Det är en två-rullars chassidynamometer, med en topphastighet att 100 km/h och med möjlighet att justera trögheten mellan 2500 och 20 354 kg. Samtliga prover genomfördes med en last motsvarande 20 t, dvs omkring halvlastat fordon. Emissionerna analyserades med hjälp av dubbla emissionssystem, med en provtagningspunkt mellan motorn och AdBlue injektorn, och den andra provtagningspunkten efter SCR-katalysatorn.



Figur 12. AVL/MTC chassidynamometersystem

Proverna genomfördes på en 480 hk MD13 Euro IV lastbil. Lastbilen var utrustad med I-shift, en automatisk manuell transmission (AMT). Proving genomfördes både vid stationär hastighet och under transienta körcykler. Proverna vid stationär hastighet genomfördes med förarvalda växelpositioner, medan växlingsvalet under de transienta körningarna styrdes av AMT-enheten. Majoriteten av proverna genomfördes med en parametersättning motsvarande lagkravscertifieringen, men kompletterande prover gjordes där man genom att ändra i parametersättningen för motorn kunde utvärdera effekten av olika ureadoseringsstragier.

De transienta testcykler som genomfördes betecknas med FIGE, UDDS, Braunschweig, Manhattan och Millbrock.

FIGE motsvarar ETC cykeln, och består till drygt 30 % av stadskörning och knappt 70 % av motorvägskörning.

UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule) är framtagen i USA av EPA och representerar stads och distributionstrafik, men med inslag av motorvägskörning. Den motsvarar i det närmaste FTP-transient cykeln för motorbänksprovingar.

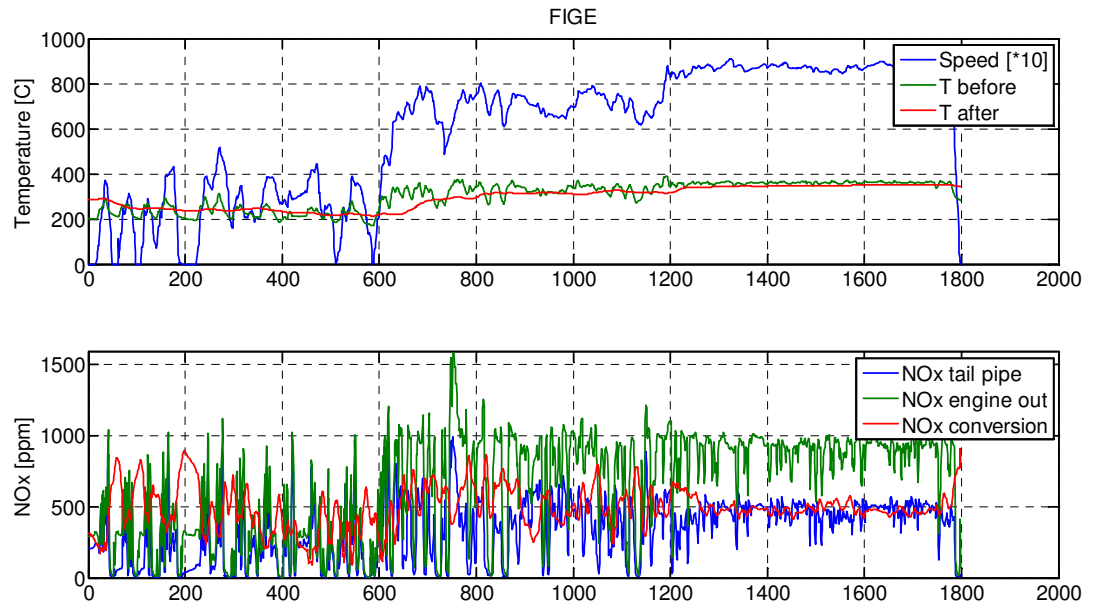
Braunschweig City Driving Cycle är framtagen av universitetet i Braunschweig, och efterliknar en stadsbusslinje med många stop och låg topphastighet.

Manhattan Bus Cycle efterliknar också en stadsbusslinje, med lägre hastighet och mer stopp än Braunschweigcykeln.

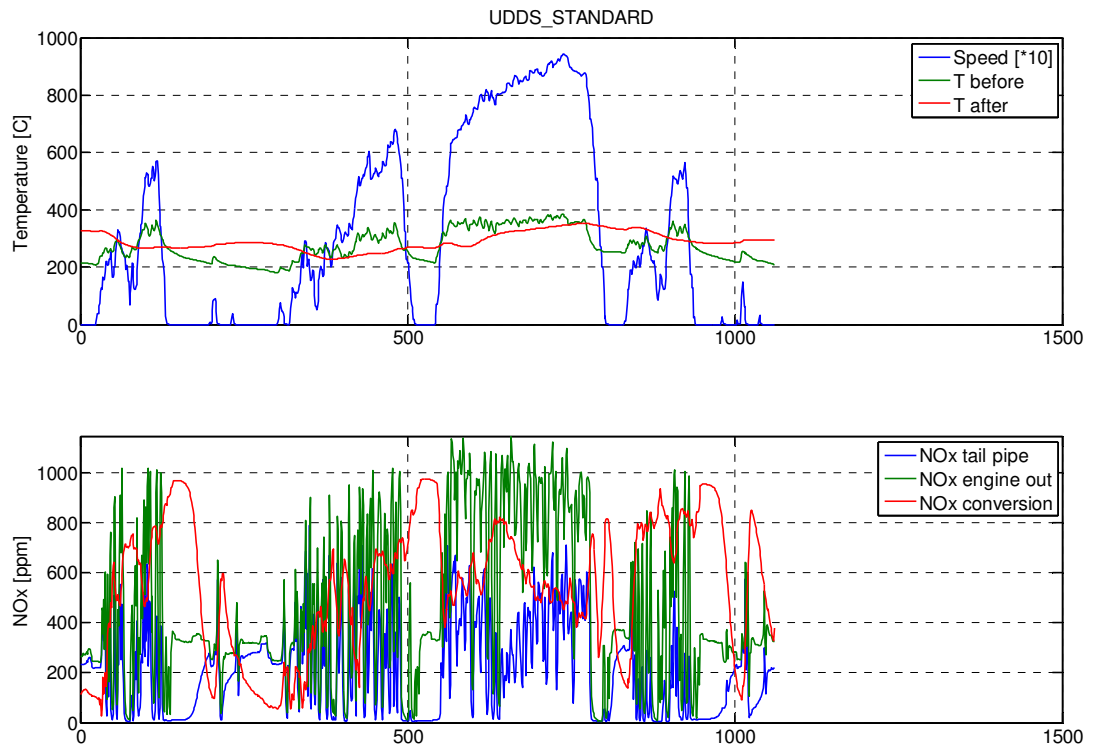
Millbrock London Transport Bus Cycle (MLTB) är baserat på linje 159 i London, och är en stadsbusslinje med ännu lägre genomsnittshastighet än Braunschweig och Manhattan-cyklerna.

I Figur 13-Figur 17 visas resultat från chassidynamometerkörningar i de olika testcyklerna. Samtliga dessa tester genomfördes med originalinställningar för motorstyrsystemet. Hastighetsprofilen för de olika cyklerna visas i blå kurva i den övre grafen för respektive bild, tillsammans med avgastemperaturen före och efter katalysatorn. I de undre graferna visas omsättningsgraden av NO_x i rött

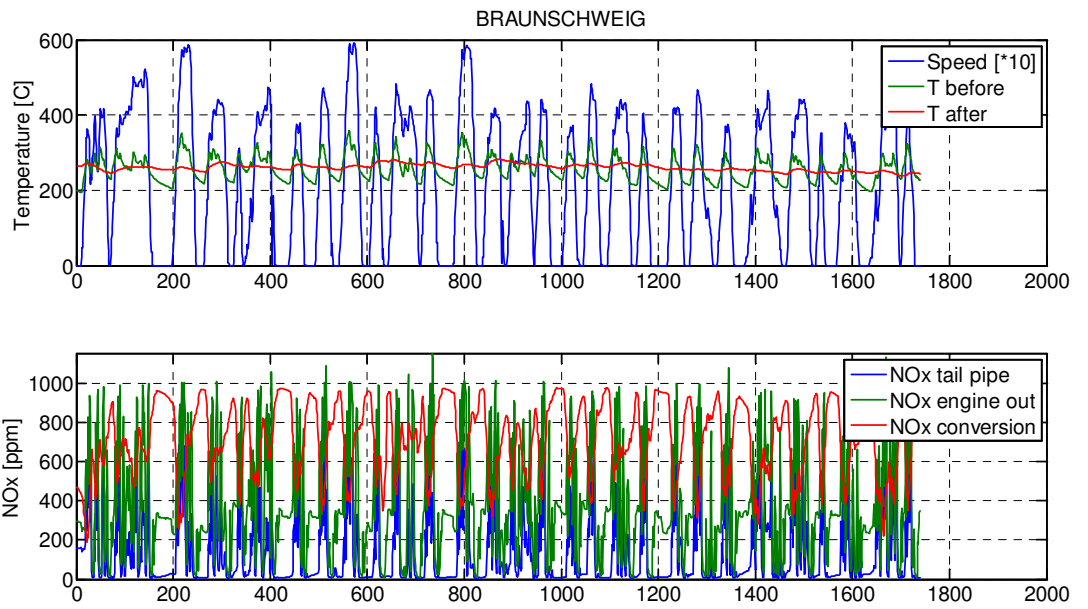
(1000 på y-axeln motsvarar 100 %) och de momentana NO_x -nivåerna före och efter katalysatorn.



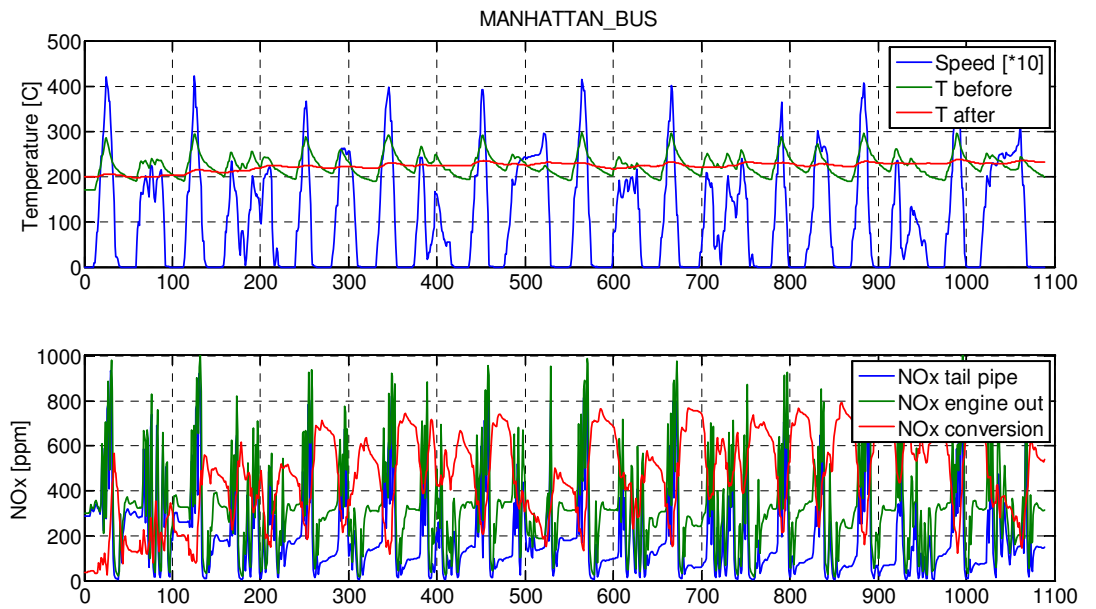
Figur 13. FIGE testcykel



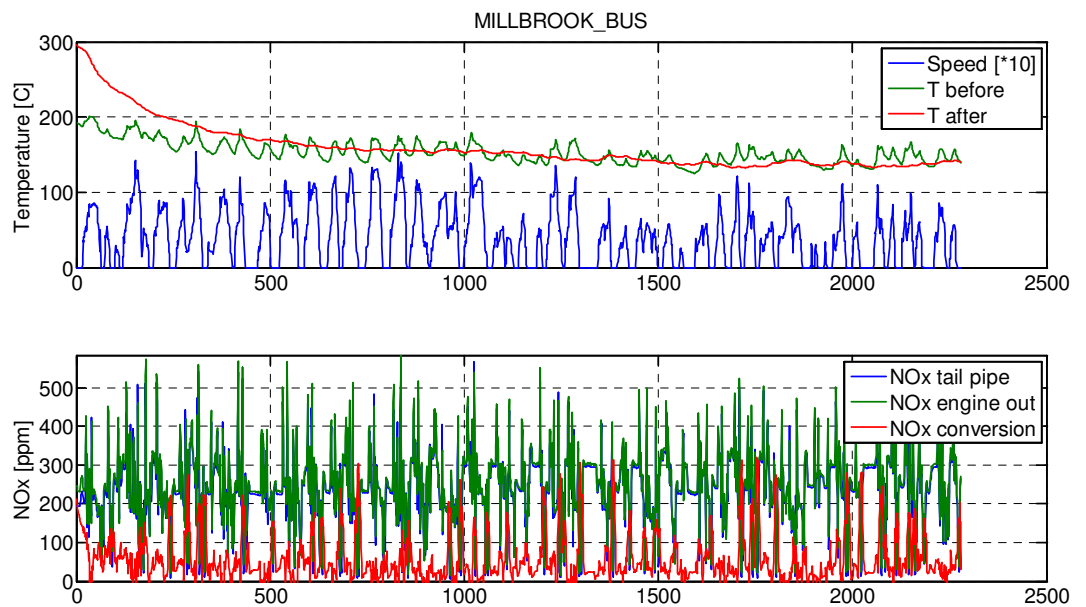
Figur 14. UDDS testcykel



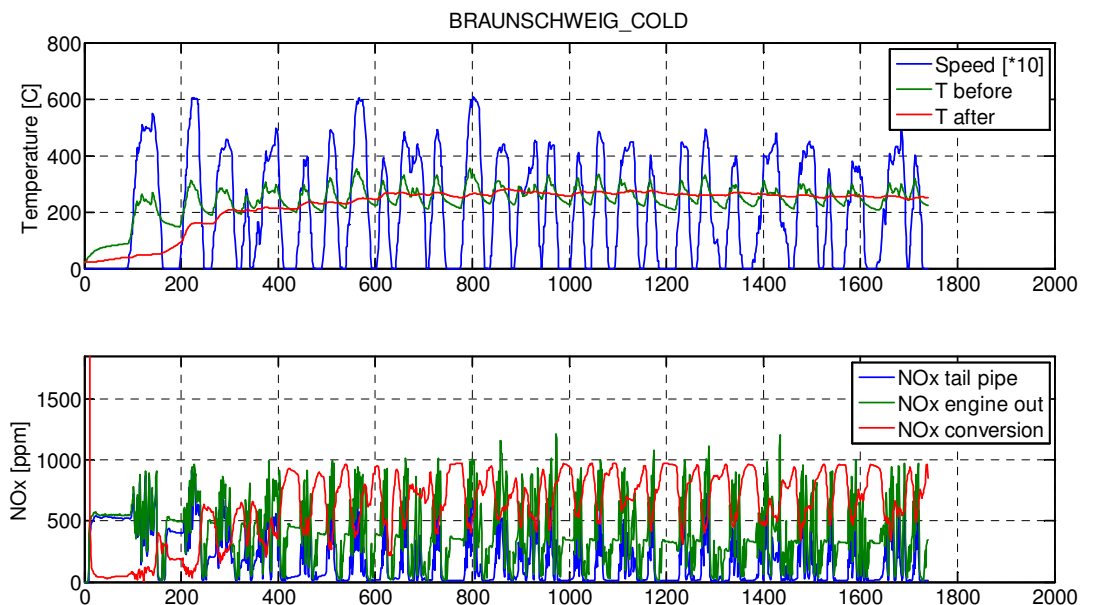
Figur 15. Braunschweig City Driving Cycle



Figur 16. Manhattan Bus Cycle



Figur 17. Millbrook London Transport Bus Cycle



Figur 18. Braunschweig City Driving Cycle, kallstartsprov

En sammanfattning av resultat från chassidynamometertesterna finns i Tabell 1. Emissionerna från motorn ligger mellan 6.6 - 9.1 g/kWh för de olika körcyklerna, och sjunker till 2.6 – 4.7 g/kWh efter katalysatorn, med undantag för Millbrook-cykeln, där NO_x-emissionerna är 8.2 g/kWh efter katalysatorn. De höga NO_x-emissionerna för Millbrook-cykeln är en följd av de låga avgastemperaturerna. De låga avgastemperaturerna medför dels att katalysatorntemperaturen inte skulle vara tillräckligt hög för att omsätta kväveoxiderna till kvävgas, dels går det inte att spruta in uralösningen då den inte sönderfaller till ammoniak tillräckligt snabbt för att undvika uppbyggnad av fasta kristaller i avgassystemet.

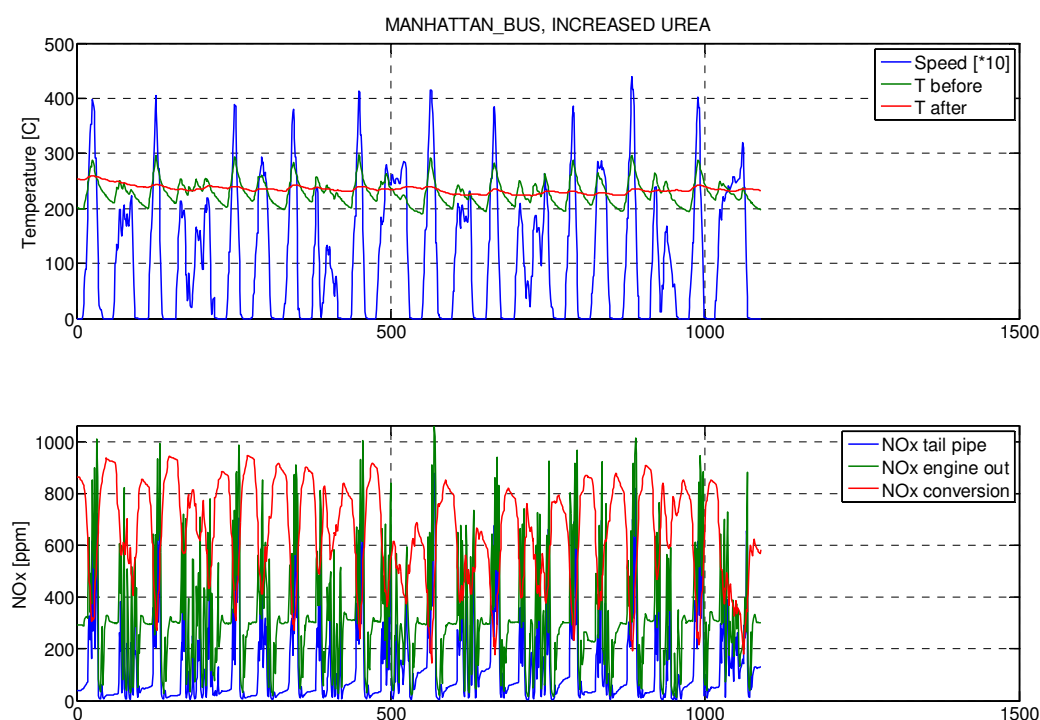
Effekten av en kallstart är relativt begränsad för de studerade cyklerna. I Figur 18 redovisas en kallstart i Braunschweig-cyklern. Temperaturen efter katalysatorn stiger till över 200 °C inom 5 minuter, och omsättningsgraden för NO_x når samma nivåer som för en varmstart efter ca 400 sekunder.

I tabellen framgår att för Manhattan-cykeln med en genomsnittshastighet på 10 km/h, och en genomsnittlig katalysatortemperatur på ca 220 °C blev omsättningsgraden av NO_x 39 %, medan den steg till 60 % för Braunschweig-cykeln med en snitthastighet på 22 km/h, och en katalysatortemperatur omkring 260 °C.

Cycle	Temperature	Total Energy	NO _x engine	NO _x tail pipe	NO _x conversion	Average speed	Idle periods	Average exh. T	Average cat. out T
		[kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[%]	[km/h]	[-]	[°C]	[°C]
UDDS	Warm	21.7	7.6	3.4	54.4	30	0.35	274	290
Millbrook	Warm	11.4	8.6	8.2	4.9	4	0.37	153	160
Manhattan	Warm	13.3	6.6	4.0	39.0	10	0.41	225	222
Manhattan, increased ureas	Warm	13.6	6.1	2.7	56.0	11	0.41	229	234
FIGE	Warm	53.0	9.1	4.7	48.0	59	0.05	304	296
Braunschweig	Warm	29.8	6.5	2.6	59.8	22	0.28	257	261
Braunschweig	Cold	30.3	6.7	3.2	52.6	21	0.31	242	225

Tabell 1. Resultat från chassidynamometerkörningar

Genom att höja ureadoseringen vid låga temperaturer (180-250 °C) ökade NO_x-omsättningen från 39 % till 56 % för Manhattan-cykeln, se Figur 19. Det fanns inte möjlighet att mäta NH₃ koncentrationen efter SCR-katalysatorn, och det är möjligt att den högre ureadoseringen förorsakade förhöjda NH₃-nivåer från systemet. Förhöjd ureadosering kan också leda till ansamling av fasta ämnen från ureapolymerisering framför SCR-katalysatorn.

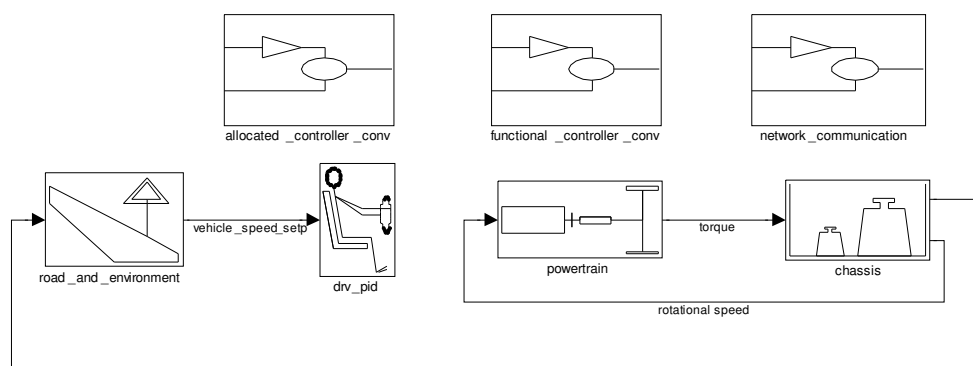


Figur 19. Manhattan bus cykeln, ökad ureadosering vid låga temperaturer

5 Modellering av komplett fordon

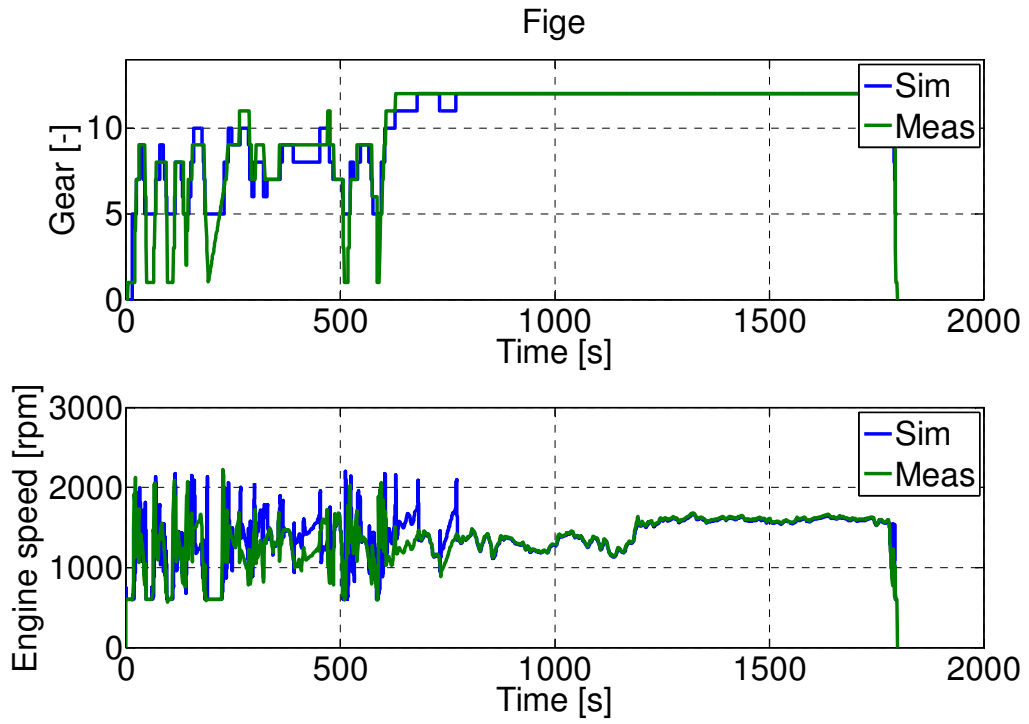
För att kunna jämföra resultaten från chassidynamometerkörningarna för en given körcykel med de motormodeller och efterbehandlingsmodeller som tagits fram inom projektet krävs även en modell för fordonet, inklusive föraren. I fordonssimuleringarna försöker föraren (representerat av en PID-regulator) att följa den givna hastighetsprofilen genom att trycka på gaspedalen och bromspedalen. Det finns möjlighet att addera en höjdprofil till hastighetsprofilen för att simulera körning på väg, men för simulering av chassidynamometerkörningarna har en helt plan höjdprofil använts.

Förutom förarmodellen krävs en modell för fordonet, för att ta hänsyn till fordonets tröghet, luftmotstånd, rullmotstånd och andra förluster i fordonet. För drivlinan krävs förutom modellen av förbränningsmotorn även en modell för växellådan, i detta fall en AMT-enhet. Se Figur 20 för en schematisk bild av de olika delarna i fordonssimuleringssystemet.

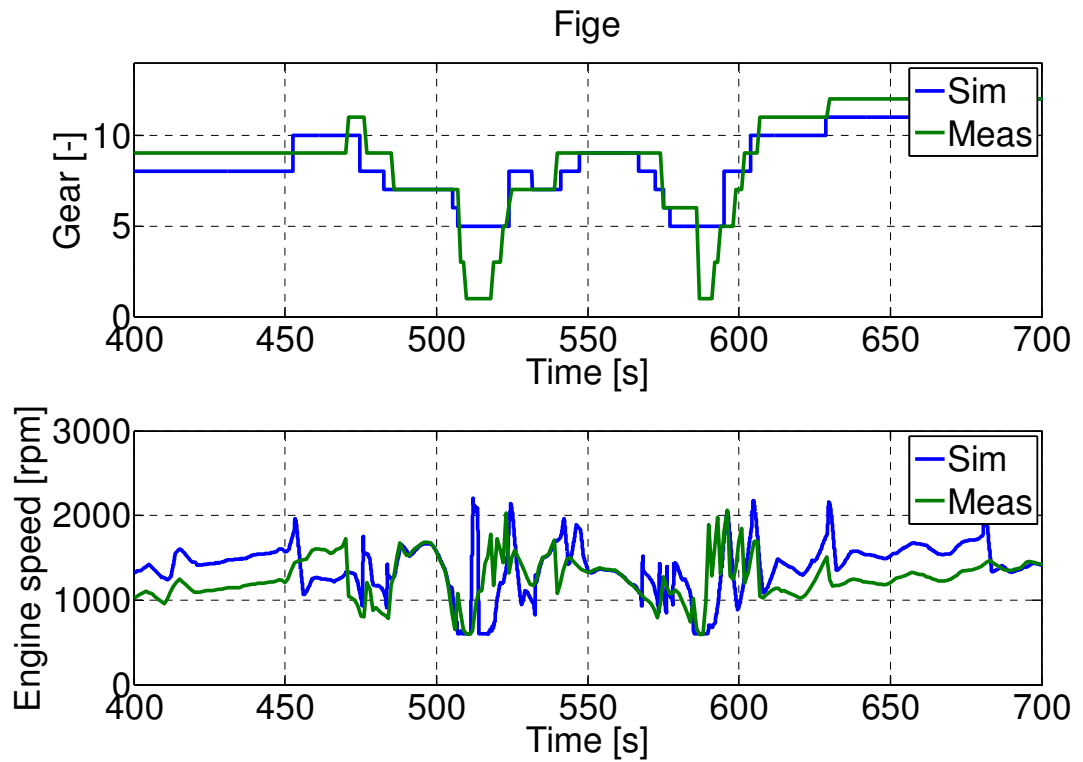


Figur 20. Schematisk bild av fordonssimulering

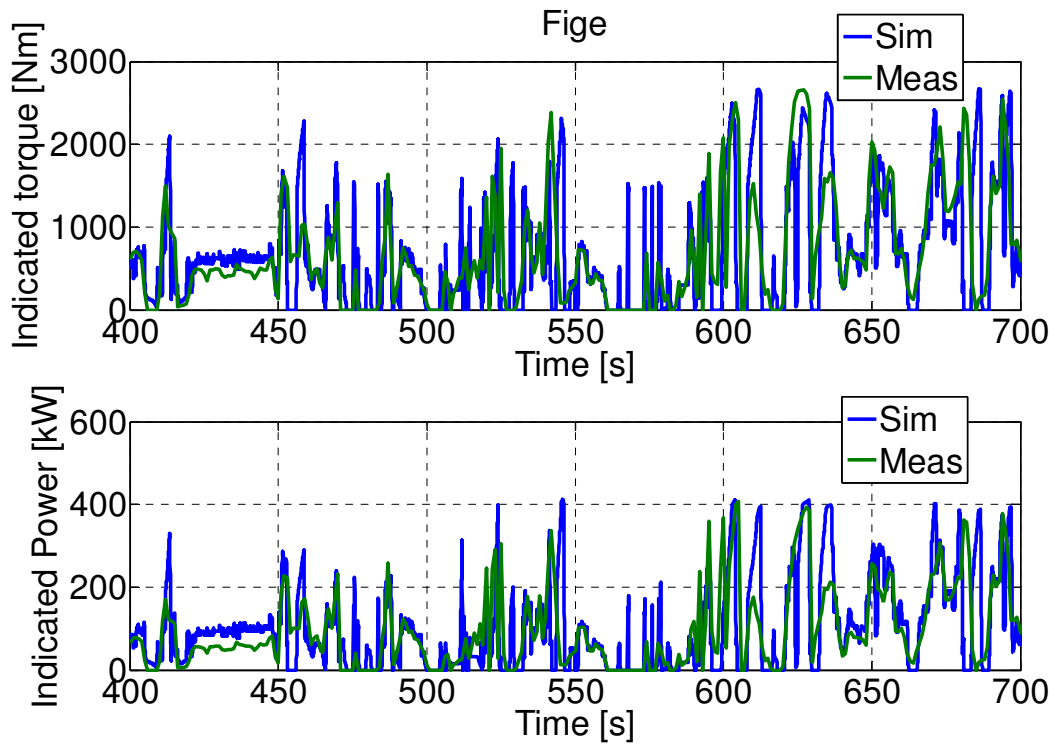
En komplikation vid simuleringen av fordonet är att växelvalet skiljer sig mellan modellen och verkligheten. Transmissionsmodellen i fordonssimuleringssystemet är en förenklad version av den mjukvara som finns i lastbilen, och har inte tillgång till alla indata som finns i den verkliga transmissionenheten på grund av begränsningar i antalet tillgängliga givare och aktuatorer i simuleringsmiljön. I den övre grafen i Figur 21 och Figur 22 visas växelvalet vid simulering respektive chassidynamometerkörning. Som framgår av bilden skiljer växelvalet i första hand vid transient körning vid låga hastigheter, medan både modell och verklighet använder högsta växeln vid motorvägskörning. I de undre graferna i Figur 21 och Figur 22 visas hur skillnaden mellan verkligt och simulerat växelval påverkar motorvarvtalet. Vid lägre hastigheter skiljer det ofta en position mellan det verkliga och det simulerade växelvalet. Även det simulerade moment som krävs för att följa hastighetsprofilen skiljer sig från det verkliga momentet i chassidynamometerkörningarna. Vid simuleringarna har det indikerade momentet (som inkluderar friktionsförluster i motorn) använts som referens. Det indikerade momentet vid chassidynamometerkörningarna registrerades med hjälp av data från motorstyrsystemet. Figur 23 och Figur 24 visar att det momentant kan vara relativt stor skillnad mellan simulerade och verkliga värden för såväl moment som effekt vid låga hastigheter, men vid högre hastigheter är skillnaderna relativt små.



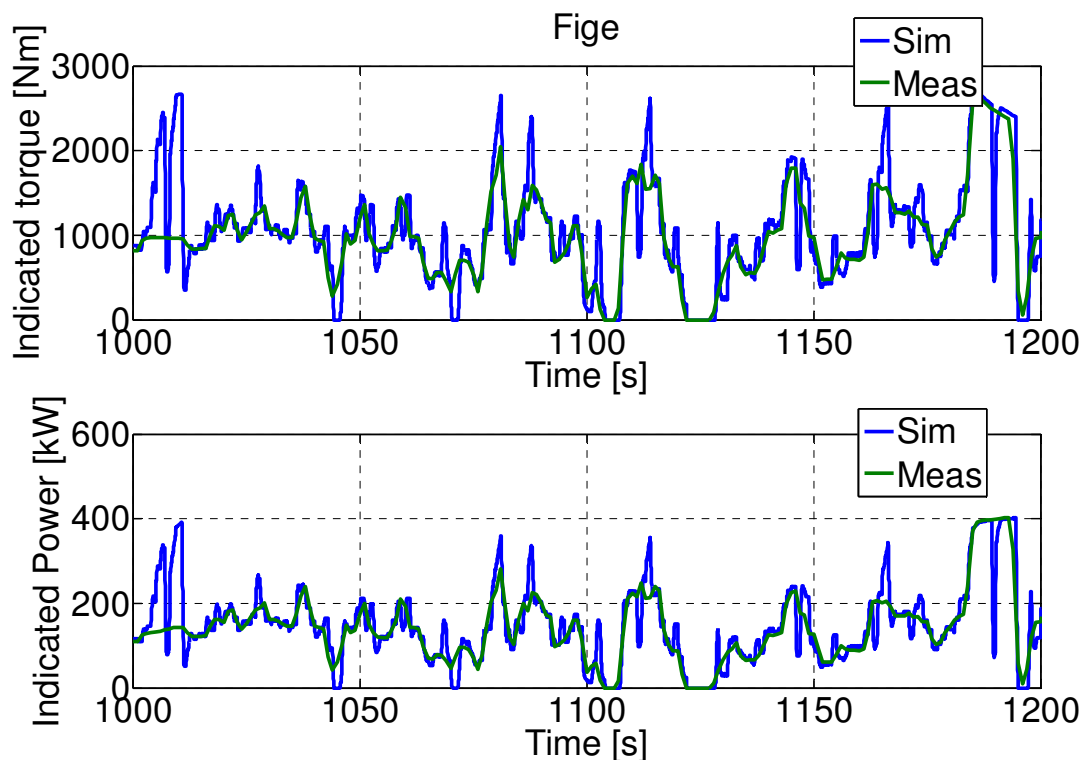
Figur 21. Simulerat och verkligt växelval (övre grafen) och motorvarvtal (undre grafen) för FIGE-körcykel (motsvarande Figur 13)



Figur 22. Uppförstorad del av Figur 21 mellan 400 och 700 s



Figur 23. Simulerat och verkligt indikerat moment (övre grafen) och effekt (undre grafen) för FIGE-körcykel mellan 400 och 700 s



Figur 24. Simulerat och verkligt indikerat moment (övre grafen) och effekt (undre grafen) för FIGE-körcykel mellan 1000 och 1200 s

De övriga kör cyklerna (UDDS, Braunschweig, Manhattan och Millbrook) uppvisar samma skillnader mellan simulerade och verkliga data som FIGE-cykeln, det vill säga vissa avvikelser vid låga hastigheter och transient körning men mycket bra överensstämmelse vid högre hastigheter och mer stationära förhållanden i de av cyklerna som innehöll avsnitt med högre hastighet. I Figur 25 är framgår att de uppmätta ackumulerade NO_x -emissionerna från motorn i FIGE-cykeln är något

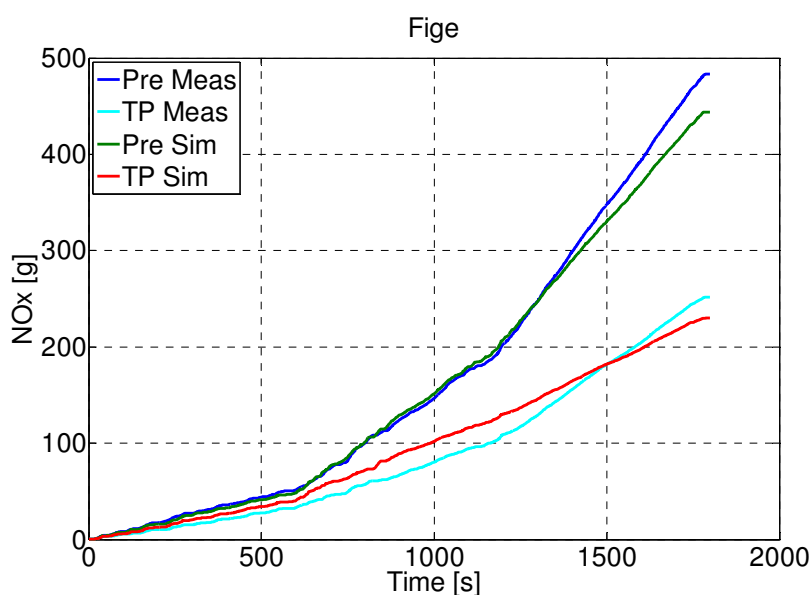
högre än de simulerade emissionerna, liksom även mängderna efter katalysatorn. Såväl simulerad som uppmätt NO_x -omsättningen är 48 % för FIGE-cykeln. Katalysatortemperaturen är hög under hela cykeln, se Figur 26, och modellerna för SCR-katalysatorn har god prediktionsförmåga.

Överensstämmelsen är nästan lika god för UDDS-cykeln, som också innehåller ett avsnitt motsvarande motorvägskörning där större delen av NO_x -emissionerna uppstår, se Figur 27.

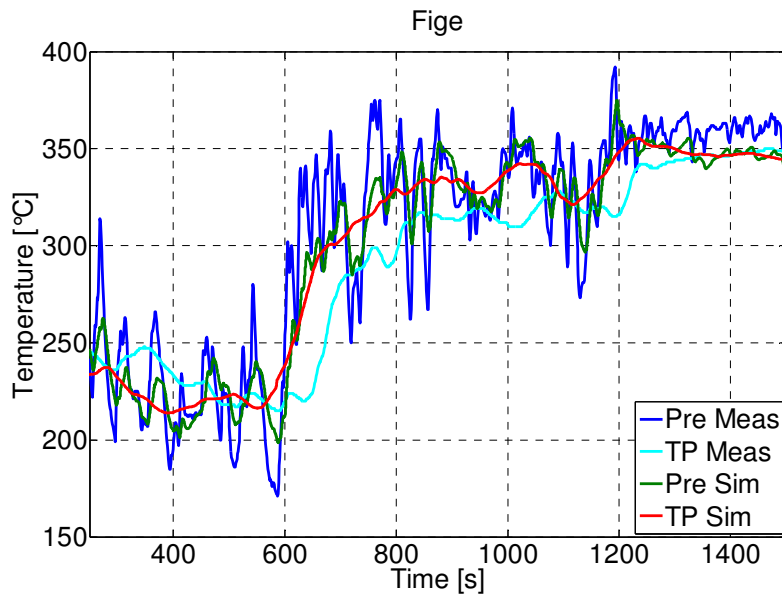
En jämförelse med Braunschweig-cykeln, Figur 28 och Figur 29, visar att överensstämmelsen mellan simulerade och uppmätta emissioner är mindre god för den kallare Braunschweig-cykeln. Emissionerna från motor är högre i verkligheten än i simuleringarna på samma sätt som för FIGE och UDDS, men avvikelsen från de uppmätta NO_x -emissionerna är relativt sett större i Braunschweig-cykeln. Simuleringarna predikterar en NO_x -omsättning på 22 % istället för den uppmätta NO_x -omsättningen på nästan 60 % vilket medför att NO_x -emissionerna efter SCR-systemet blir mycket högre i simuleringarna än i verkligheten.

Fordonssimuleringarna för Manhattan-cykeln predikterar alltför låga NO_x -emissioner, men då omsättningsgraden av NO_x också underskattas stämmer NO_x -emissionerna efter SCR-katalysatorn relativt väl då de två felen i simuleringarna tar ut varandra, se Figur 30.

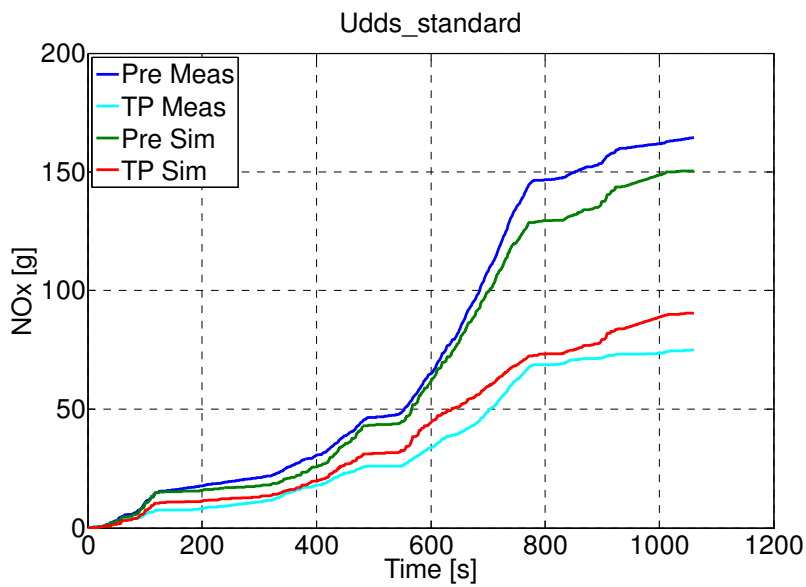
I fordonssimuleringarna uppstår större fel i predikteringen av NO_x -emissionerna än i motormodellerna beskrivna i kapitel 3. Avvikelserna har sitt ursprung i skillnaden mellan verklig förare och förarmodell, samt mellan transmissionsstyrenheten i fordonet och modellen av transmissionsstyrenheten som används vid simuleringarna. Dessa skillnader resulterar i en konsekvent underskattning av NO_x -emissionerna från motorn vid simuleringarna. Modellen av SCR-systemet ger god eller mycket god överensstämmelse vid höga katalysatortemperaturer, men stämmer mindre väl vid låga laster med frekventa transients. Avvikelsen är inte systematisk, för Braunschweig-cykel är den simulerade avgasttemperaturen före och efter katalysatorn generellt lägre än den uppmätta (Figur 29), medan för den liknande Manhattan-cykeln (Figur 31) är den simulerade temperaturerna i genomsnitt högre än de uppmätta.



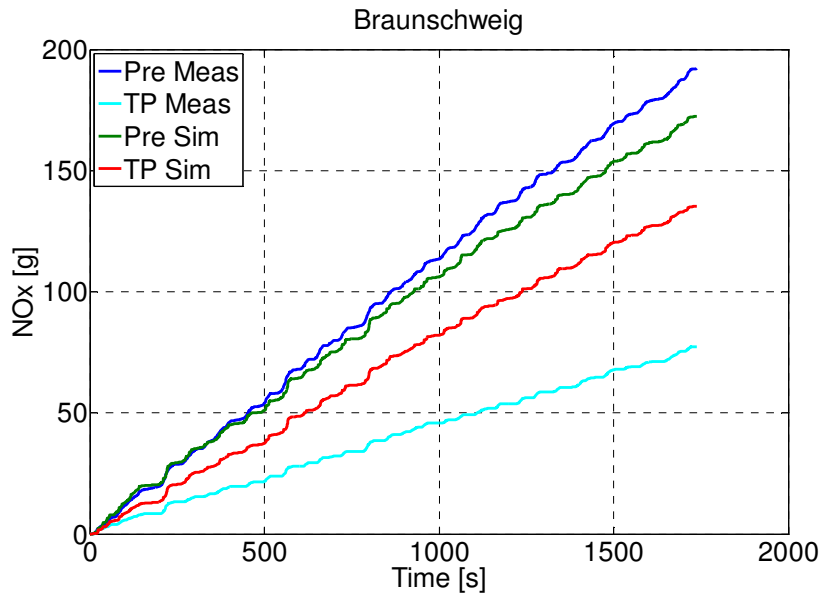
Figur 25. Simulerade och mätta ackumulerade NO_x -emissioner före katalysatorn (Pre) och efter katalysatorn (TP) för FIGE-környkel



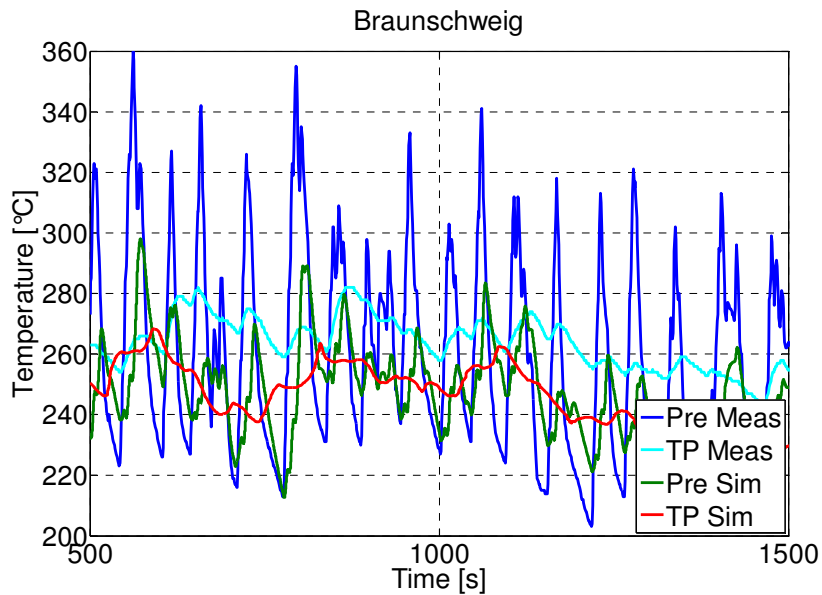
Figur 26. Simulerade och mätta avgasttemperaturer för FIGE-körscykel



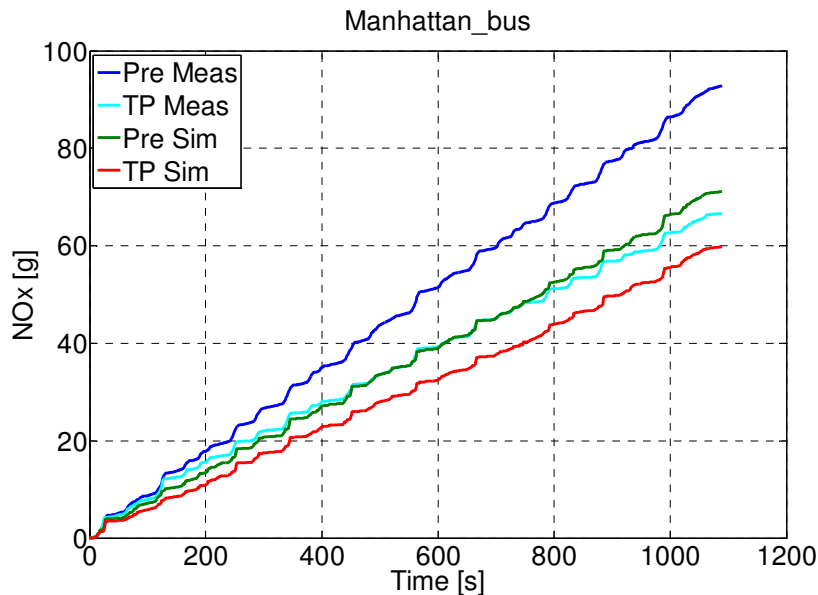
Figur 27. Simulerade och mätta ackumulerade NO_x-emissioner före katalysatorn (Pre) och efter katalysatorn (TP) för UDDS-körscykel



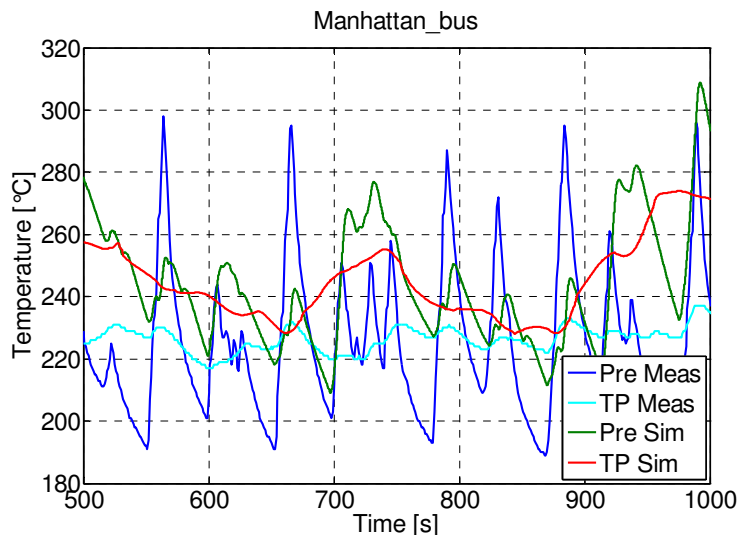
Figur 28. Simulerade och mätta ackumulerade NO_x-emissioner före katalysatorn (Pre) och efter katalysatorn (TP) för Braunschweig-körcykel



Figur 29. Simulerade och mätta avgastemperaturer för Braunschweig-körcykel



Figur 30. Simulerade och mätta ackumulerade NO_x-emissioner före katalysatorn (Pre) och efter katalysatorn (TP) för Manhattan-körcykel



Figur 31. Simulerade och mätta avgastemperaturer för Manhattan-körcykel

6 Sammanfattning och diskussion

Motormodellen kan med hög noggrannhet prediktera NO_x-nivåer, avgasflödet och avgastemperaturen från motorn under såväl transienta som stationära betingelser. Katalysatormodellen har god prediktionsförmåga vid höga katalysatorntemperaturer (>300°C), men överensstämmelsen är mindre god i temperaturintervallet 200-300°C. Under 200°C sker ingen ureadosering, och enbart en mycket låg NO_x-omsättning kan detekteras.

Chassidynamometermätningarna visar att NO_x-emissionerna ligger mellan 2.6 och 4.7 g/kWh för de cykler där den genomsnittliga katalysatorntemperaturen var högre än 220°C. Trots att andelen tomgång i flera av cyklerna är 30-40 % och genomsnittshastigheten kan vara så låg som 10-20 km/h fungerar efterbehandlingsystemet väl, och ligger i nivå med Euro IV emissionslagstiftningen (3.5 g/kWh). Millbrookcykeln, med en genomsnittlig katalysatorntemperatur på endast 160°C är dock ett undantag, och NO_x-

emissionerna från fordonet blev i detta fall 8.2 g/kWh. Kallstarter har endast en liten effekt på de totala emissionerna från ett fordon vid Euro IV emissionsnivån. Även för relativt kalla testcykler med låg genomsnittlig effekt når efterbehandlingssystemet normal aktivitet inom 5-7 minuter. Andelen extra NO_x-emissioner som uppstår på grund av 1-2 kallstarter per dag är i storleksordningen 1 %. För en strängare emissionslagstiftning, till exempel Euro VI (0.4 g NO_x/kWh), blir bidraget från kallstarter betydligt större, om inte extra åtgärder görs för att höja katalysatortemperaturen vid kallstart.

Simuleringar av emissioner från ett fordon verifierades mot de genomförda chassidynamometerkörningarna. Såväl motoremissionerna som emissionerna efter SCR-katalysatorn visade god överensstämmelse för de körcykler som innehöll stor andel körning vid höga hastigheter (FIGE och UDDS). För övriga cykler så var prediktionen från såväl motormodellen som efterbehandlingsmodellen mindre god. Dessa fel berodde delvis på förarmodellen och transmissionmodellen i simuleringssystemet, men också på att katalysatormodellen vid låga temperaturer inte har lika god prediktionsförmåga.