Hur enkel- & dubbelportsturbin i kombination med två olika avgassamlare påverkar gasväxlingsprestanda på en Scania V8

ANDREAS GUSTAVSSON

KTH Industriell teknik
och management

Examensarbete
Stockholm, Sverige 2007

Hur enkel- & dubbelportsturbin i kombination med två olika avgassamlare påverkar gasväxlingsprestanda på en Scania V8

av

Andreas Gustavsson

Examensarbete MMK 2007:19 MFM102
KTH Industriell teknik och management
Maskinkonstruktion
SE-100 44 STOCKHOLM

KTH Industriell teknik och management	**Examensarbete MMK 2007:19 MFM102** **Hur enkel- & dubbelportsturbin i kombination med två olika avgassamlare påverkar gasväxlingsprestanda på en Scania V8** Andreas Gustavsson	
Godkänt 2007-02-23	Examinator Hans-Erik Ångström	Handledare Markus Karlsson
	Uppdragsgivare Scania CV AB	Kontaktperson Marcus Karlsson

Sammanfattning

Avgassamlarsystemet på Scanias V8 består av en samlare per cylinderbank och en tvåportsturbo (8-2-2). En studie i simuleringsprogrammet GT-Power har visat på betydande prestandaförbättringar och minskad cylindervariation med två avgassamlare per bank och enkelportsturbin (8-4-1). Detta examens arbete utreder varför dessa prestandaskillnader finns och hur väl simuleringar stämmer med verkligheten.

Arbetet inleddes med simuleringar i GT-Power. Dessa har fokuserat på hur avgassamlarvolym och pulser påverkar turbinverkningsgrad och gasväxlingsmedeltryck. För att verifiera GT-Power simuleringar har motorprov med fyra olika gasväxlingskoncept genomförts.

Resultat från GT-Power simuleringar säger att en större avgassamlarvolym ger bättre turbinverkningsgrad även ett jämt pulsflöde till turbinen är positivt för verkningsgraden. Vid motorprov har enkelportsturbo som mest 4 % högre verkningsgrad än dubbelportsturbo vilket stämmer väl med simuleringar. Den mindre avgassamlarvolymen med 8-2 system påverkar enkelportsturbon positivt vid 1200 varv/min vilket kan bero på lägre avgasenergiförluster. Avgassamlarsystem 8-4-1 har vid prov vid 1900 varv/min 400 mbar bättre gasväxlingsmedeltryck än 8-2-2, att jämföra med en simulerad skillnad på 600 mbar vid samma varvtal. Genomgående har 8-4 system ca 1 % bättre volymetrisk verkningsgrad och omkring 30° C lägre temperatur före turbin.

Tendenser från GT-Power simuleringar stämmer väl med motorprov, framförallt vid 1500 och 1900 varv/min. Skillnader i gasväxlingsmedeltryck och cylindervariation är inte så stora mellan koncepten som enligt simuleringarna, vilket inte beror på turbinverkningsgrad utan pulsöverföring mellan cylinderbankerna med enkelportsturbo. Motorprov visar att två avgassamlare per bank och enkelportsturbin med variabel geometri, 8-4-1, ger lägst gasväxlingsmedeltryck och minst spridning mellan cylindrar. 8-4-1 avgassamlarsystem är det mest optimala för V8an.

KTH Industrial Engineering and Management

Master of Science Thesis MMK 2007:19 MFM102

How single and double entry turbine in combination with two different exhaust manifolds effects the gas exchange performance on a Scania V8

Andreas Gustavsson

Approved	Examiner	Supervisor
2007-02-23	Hans-Erik Ångström	Marcus Karlsson
	Commissioner	Contact person
	Scania CV AB	Marcus Karlsson

Abstract

The exhaust arrangement on a Scania V8 consists of one manifold at each bank connected to a twin entry turbine (8-2-2). A study in GT-Power has shown improved performance and reduced cylinder to cylinder variations using two manifolds at each bank in combination with a single entry turbine (8-4-1). This thesis work analyses the difference in performance shown in simulation and verify it by engine test.

The initial work was focused on simulation in GT-Power. Investigating how exhaust manifold volume and pulses effects the turbine efficiency and the mean effective pressure during the gas exchange. To verify GT-Power simulations four engine tests with different exhaust arrangement have been made.

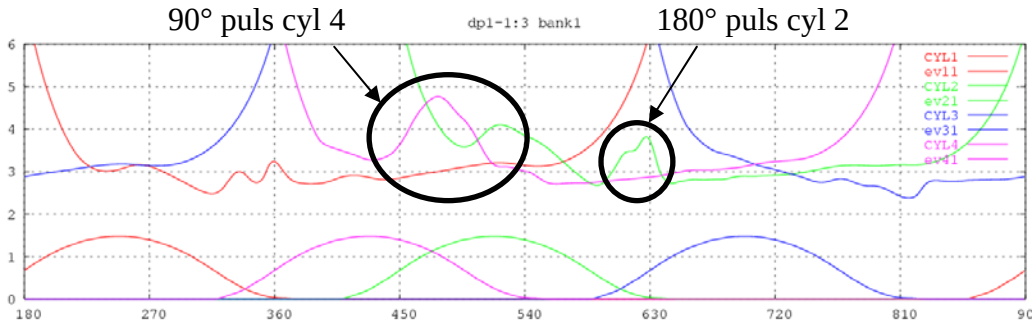
The results from GT-Power simulation indicate that a larger exhaust volume improve the turbine efficiency. Also an even flow of pulses to the turbine entry is positive for the efficiency. In engine test a single entry turbine has 4 % higher efficiency than a twin entry, this result correlate well to simulations. The smaller volume in the 8-2 manifold effects the turbine efficiency positive at 1200 rpm because of less energy losses in this manifold. The 8-4-1 manifold show in test up to 400 mbar higher mean effective pressure during the gas exchange than the 8-2-2 manifold. In simulation the difference were 600 mbar. In Engine test the 8-4 manifold has 1 % higher volumetric efficiency and about 30° C lower exhaust temperature than the 8-2 manifold. The tendencies from simulation checks well with engine test results, especially at 1500 and 1900 rpm. The difference in mean effective pressure in the gas exchange and the cylinder to cylinder variations is not that big in test as in simulation. This is not due to turbine efficiency rather pulse transfer between the cylinder banks. The engine test shows that two manifolds per cylinder bank in combination with a single entry turbine, 8-4-1, has the lowest cylinder to cylinder variations and the best gas exchange performance. Because of this is the 8-4-1 system the best for the V8 engine.

Innehåll

1 Introduktion 6
1.1 Bakgrund 6
1.2 Problem och frågeställning 10
1.3 Metod 10
2 Teori 11
2.1 Turbo 11
3 Utförande 13
3.1 Analys av GT-Power studie 13
3.1.1 Turbokalibrering 13
3.1.2 Volymvariation avgassamlare 14
3.1.3 Ändrad tändföljd 16
3.2 Motorprov 16
3.2.1 Förberedelser motor 16
3.2.2 Provupplägg 20
4. Resultat 21
4.1 GT-Power simuleringar 21
4.1.1 Justerad turbinverkningsgrad 21
4.1.2 Varierad avgassamlarvolym 22
4.1.3 Ändrad tändföljd 26
4.2 Motorprov 28
4.2.1 1000 varv/min 28
4.2.2 1200 varv/min 32
4.2.3 1500 varv/min 36
4.2.4 1900 varv/min 40
5. Diskussion kring resultat från simulering och prov 45
5.1 Medelvärdesbildade variabler 45
5.2 Cylinder till cylinder variationer 47
5.3 Vevvinkelupplösta cylindertryckspår 48
5.3.1 8-4-1 System 48
5.3.2 8-4-2 System 49
5.3.3 8-2-2 System 49
5.3.4 8-2-1 System 50
6. Slutsatser 51
Referenser 52
Bilaga 1. Nomenklatur 53
Bilaga 2. Beräkningar 54

1 Introduktion

För att klara NOx och rök emissioner med Euro 5 lagstiftning krävs en jämn motor med avseende på restgasmängd mellan cylindrarna. Detta då rökmängd beror olinjärt på andel restgaser. Scanias V8 har en tvåplans vevaxel vilket ger en ojämn tändföljd, 1-5-4-2-6-3-7-8. Ojämn tändföljd i kombination med en avgassamlare per cylinderbank, vilket är dagens konfiguration, medför att pulser i avgassamlarna stör tömningen av vissa cylindrar. Problemet beskrivs grafiskt i figur 1.

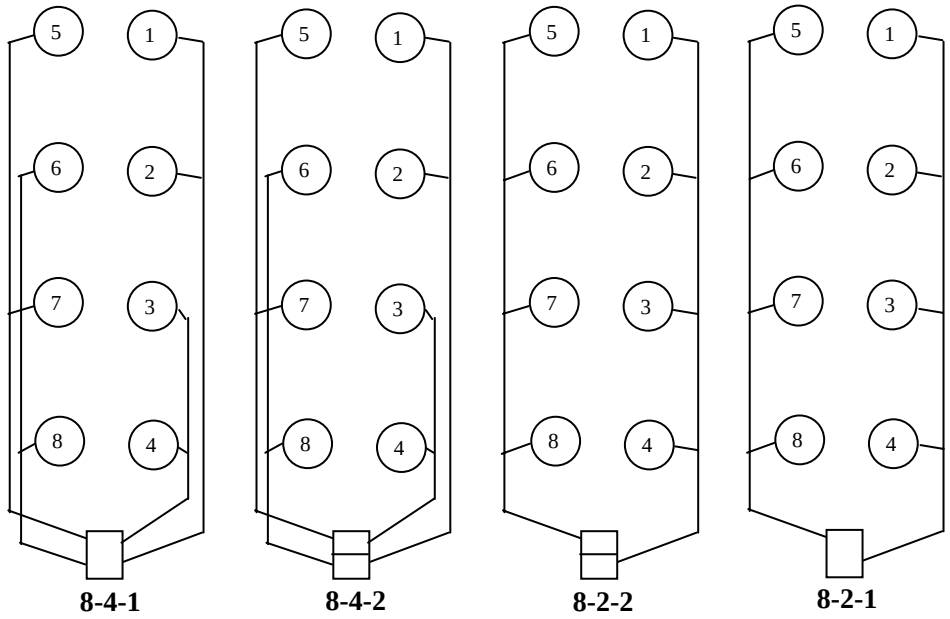


Figur 1. Ventillyft och cylindertryck för bank 1 [1].

Kurvorna i figur 1 visar avgasventilens lyft, de undre, och cylindertrycket, de övre, för cylinderbank ett. Avgastakten i cylinder 2 börjar p g a tändföljden 90° efter cylinder 4, detta medför en tryckhöjning i cylinder 4 under tömningen vilket påverkar gasväxlingen negativt. Avgasventilen i cylinder 3 öppnar 180° grader efter cylinder 2 vilket medför en tryckhöjning i avgastaktens slutfas. Denna 180° puls lämnar restgaser i cylinder 2, fenomenet finns även i cylinder 1.

1.1 Bakgrund

För att undersöka om det går att eliminera 90° och 180° pulser med en annan avgassamlarkonfiguration har en studie i GT-Power [1] genomförts. Studien har fokuserat på fyra olika koncept, figur 2 och tabell 1.



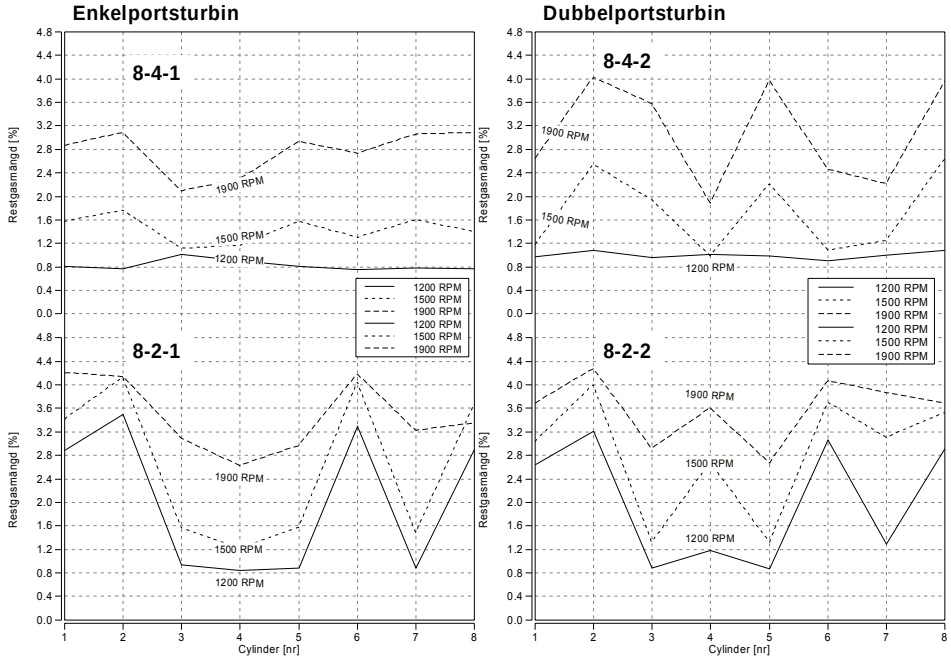
Figur 2. Principskiss över de fyra olika gasväxlingskoncept som studerats.

Figur 2 visar cylindrar, avgassamlare och turbinelement för de olika koncept som studerats. Första siffran (8) anger antalet cylindrar, mellansiffran (4 eller 2) antalet avgassamlare och den sista siffran (1 eller 2) antalet inlopp i turbinen. En avgassamlare per cylinderbank, 8-2-1/2, medför 90° pulser i cylinder 4 och 7. 8-4-2 systemet får 90° pulser i cylinder 1 och 5. Tanken med 8-4-1 systemet är att eliminera 90° och 180° pulser.

Tabell 1. Beskrivning av de fyra avgassamlarkoncepten.

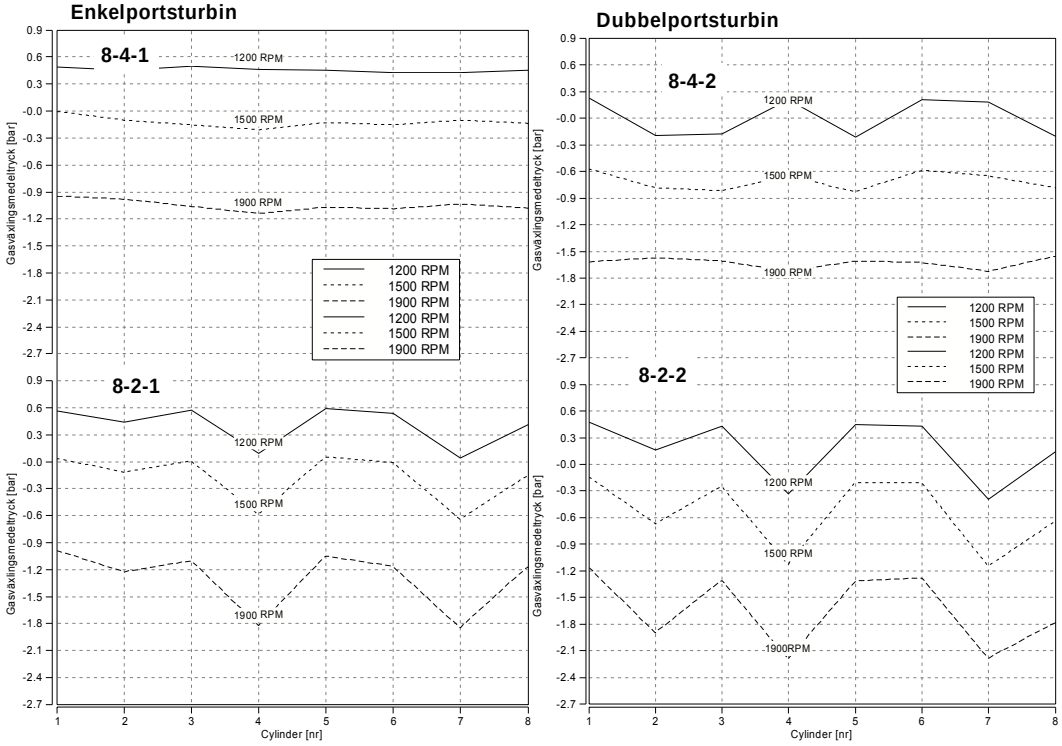
Koncept	Avgassamlare	Turbintyp	Benämning
A	Två per bank	Enkelport	8-4-1
B	Två per bank	Dubbelport	8-4-2
C	En per bank	Dubbelport	8-2-2
D	En per bank	Enkelport	8-2-1

De viktigaste resultaten från studien visar att med bibehållen tändföljd från dagens V8 (1-5-4-2-6-3-7-8) och ett nytt avgassamlarsystem 8-4 så minskar cylindervariationen i restgasmängd, figur 3. Även cylindervariationen i gasväxlingsmedeltryck, figur 4, blir mindre med två avgassamlare per cylinderbank.



Figur 3. Cylindervariation i restgasmängd.

Cylindrar i figur 3 med hög restgasmängd, % restgaser när insugsventilen stängs, utsätts för en 180° puls.



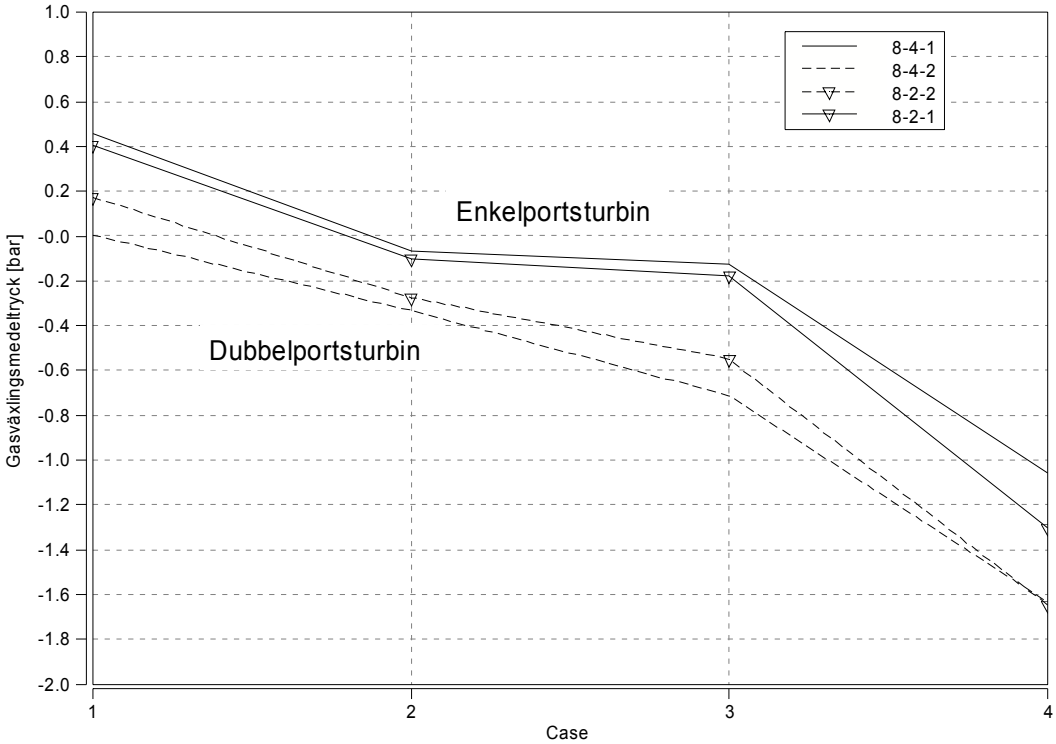
Figur 4. Cylindervariation i gasväxlingsmedeltryck.

Cylindervariationen i gasväxlingsmedeltryck minskar från omkring 1 bar med dagens konfiguration, 8-2-2, till ca 0,2 bar med ett 8-4-1 system.
Resultaten visar även en betydande prestandaförbättring med enkelportsturbin jämfört med dagens dubbelportsturbin. Enligt figur 5 ökar gasväxlingsmedeltrycket med ca 0,6 bar, positivt gasväxlingsmedeltryck är tillfört arbete på vevaxeln. En vinst i

bränsleförbrukning på upp till 7 g/kWh vid 1900 varv/min för 8-4-1 systemet ses figur 6. Även Winterbone [2] drog slutsatsen att enkelportsturbin med variabel geometri skulle kunna förbättra prestanda på V8:an. Förklaring till olika Case, lastfall, finns i tabell 2.

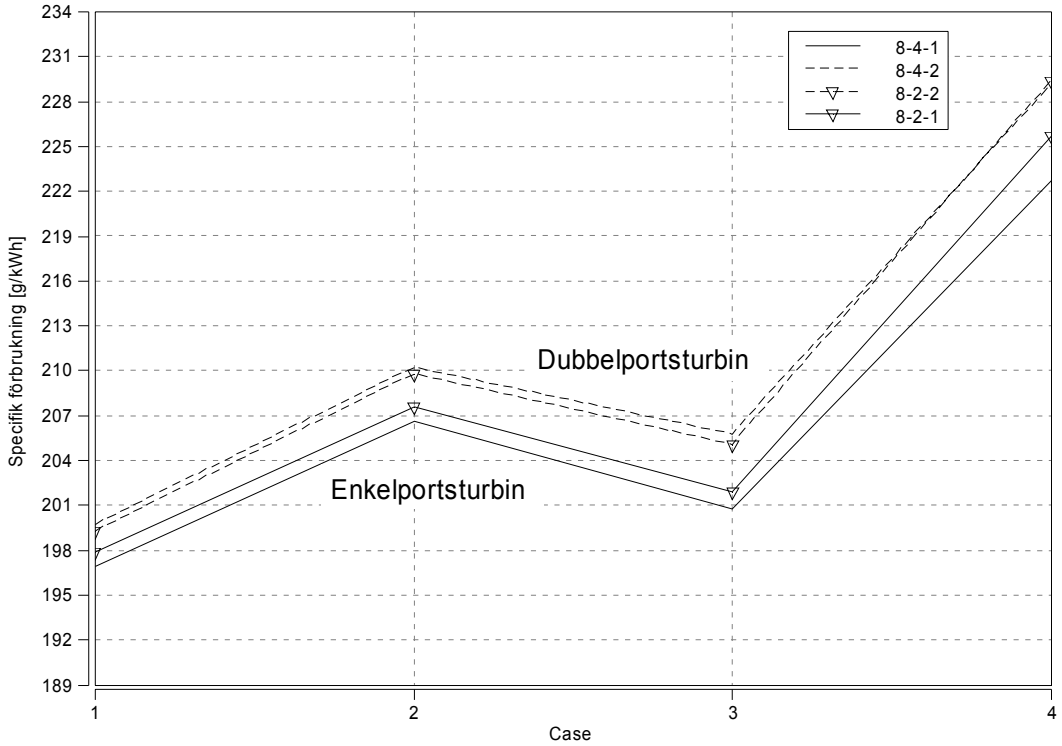
Tabell 2. Förklaring till Case.

Case	Varvtal [varv/min]	Last [%]
1	1200	100
2	1500	50
3	1500	100
4	1900	100



Figur 5. Medelvärdesbildat gasväxlingsmedeltryck vid 1200, 1500 och 1900 varv/min.

Enkelportsturbin ger enligt figur 5 ett högre gasväxlingsmedeltryck vid alla lastfall.



Figur 6. Specifik bränsleförbrukning vid 1200, 1500 och 1900 varv/min.

1.2 Problem och frågeställning

Frågor har varit:

Vad beror skillnader mellan koncept i GT-Power simuleringarna på?

Finns dessa skillnader i verkligheten eller missar GT-Power något i form av avgasenergiförluster i en större avgassamlarvolym?

Vilket gasväxlingskoncept är mest optimalt för V8:an?

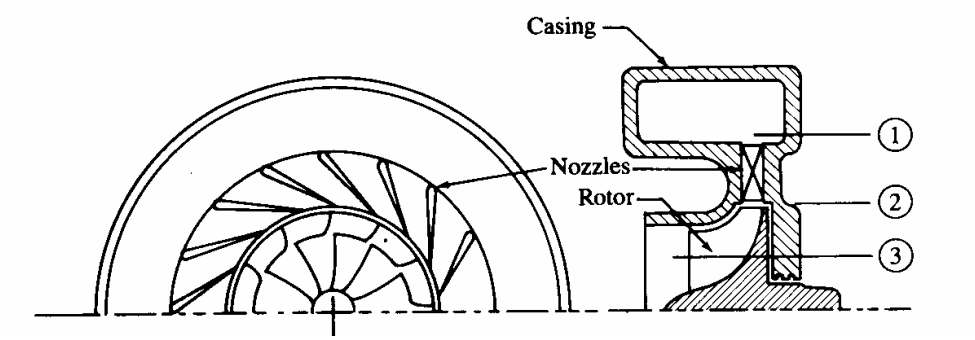
Eventuellt föreslå förbättringar som ger bibehållen jämnhet och samtidigt förbättrad verkningsgrad.

1.3 Metod

Inledningsvis genomfördes en litteraturstudie för att förstå problemen och få bättre kunskap inom turboöverladdning och hur avgassamlarnas utformning påverkar turboprestanda. Arbetet gick vidare med en fördjupning av resultaten från studien i GT-Power, främst för att kunna peka på varför de olika modellerna skiljer sig åt i prestanda. Avslutningsvis genomfördes motorprov med de fyra olika koncepten för att kunna jämföra hur väl verkligheten stämmer överens med predikterade resultat från simuleringar.

2 Teori

2.1 Turbo

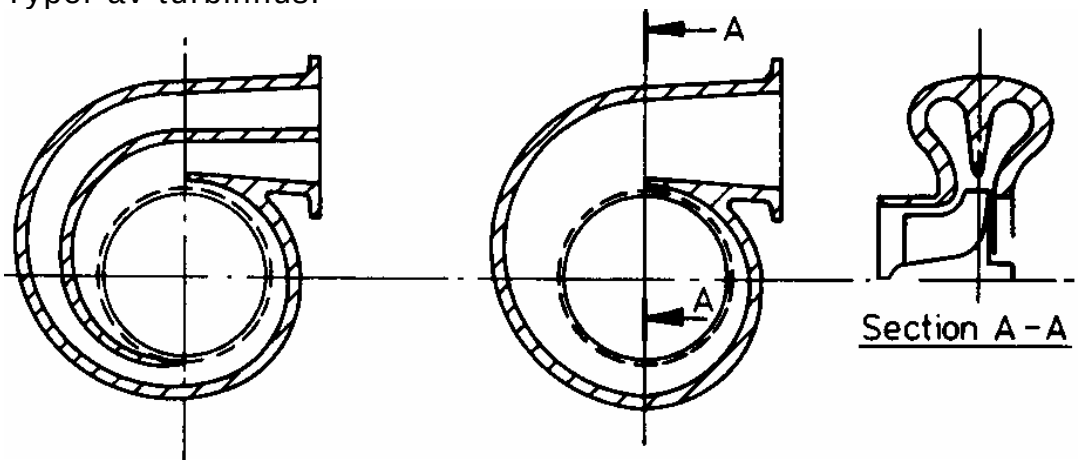


Figur 7. Schematisk bild över en radialflödesturbin [3].

Komponenter i en radialflödesturbinturbin.
Turbinhuset, (1) i figur 7, på radialflödesturbin skall vara utformat så att avgasflödet blir jämt fördelat över turbinhjulet. Munstycket (Nozzle) och ledskenornas, (2) i figur 7, funktion är att accelerera och rikta flödet mot turbinhjulet. Fler ledskenor medför bättre möjlighet att rikta flödet men ger upphov till större förluster i form av friktionsmotstånd (tryckfall). Eniergiöverföringen i turbinen sker i Turbinhjulet, 3 i figur 7.

Pulsöverladdning / konstanttrycksöverladdning.
Konstantrycksöverladdning använder en stor avgassamlarvolym för att dämpa ut massflödes och tryckpulsationer så att flödet vid turbininloppet är någorlunda stabilt. Nackdelen med detta är förluster i kinetisk energi när man dämpar ut pulser.
Pulsöverladdning sker med små avgassamlare för att bibehålla den kinetiska energin i avgaserna. Genom att gruppera cylindrar så att avgaspulserna inte överlappar varandra så kan det högre energiinnehållet i avgaserna tas till vara med någorlunda bra turbinverkningsgrad.

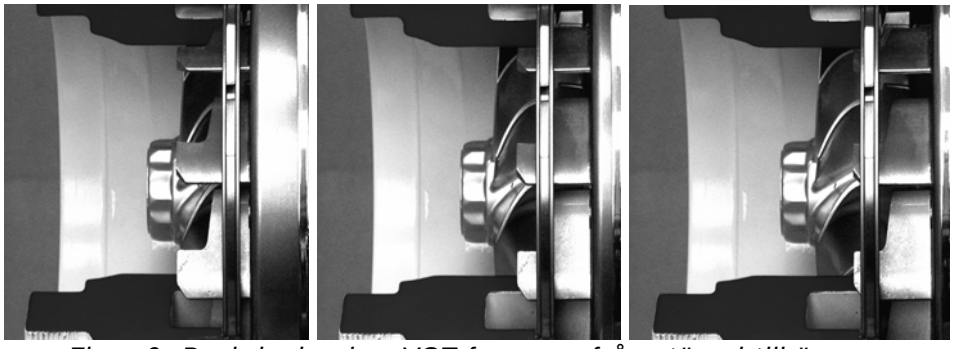
Typer av turbinhus.



Figur 8. Typer av dubbelportsturbiner, t.v dubbelport t.h. tvillingport [4].

Det finns två olika typer av dubbelportsturbiner, skillnaden mellan dessa är hur turbinhusets tvärsnitt delas, se figur 8. Enkelportsturbinens tvärsnitt blir detsamma som tvillingen men utan gomseglet som separerar kanalerna. Tvillingturbinen har alltid flöde över hela turbinhjulet till skillnad från dubbelvarianten där halva turbinhjulet saknar flöde. Dubbelporten är bättre separerad vilket innebär att tryckpulser inte överförs från det ena inloppet till det andra.

Variabel geometri turbo (VGT).
Det finns två olika typer av variabel geometri turbo. Genom att variera vinkeln på ledskenor så ändras arean mellan dessa vilket medför att gasen kan accelereras olika mycket vid samma flöde. Alternativet är att ha fasta ledskenor men istället justera bredden på munstycket. Det är denna typ av VGT som använts vid motorproven. I figur 9 illustreras hur ledskeneringen går från stängt till öppet läge.



Figur 9. Beskrivning hur VGT fungerar från stängd till öppen.

Anledningen till att använda variabel geometri turbo är att man på detta sätt kan öka turbinens flödesområde med bibehållen hög turbinverkningsgrad. Detta innebär att man vid låga motorvarvtal kan ha tillgång till högt laddtryck utan att övervarva turbon vid högre varvtal. Detta i sin tur ger motorn ett bredare varvtalsregister.

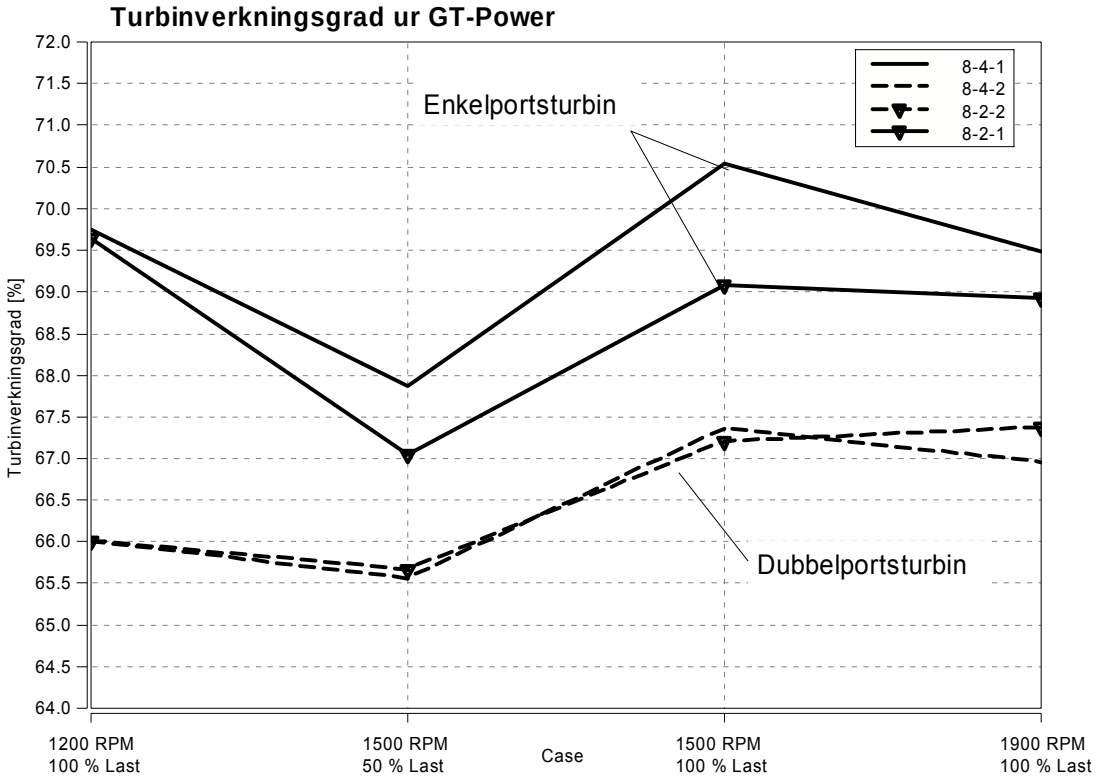
3 Utförande

3.1 Analys av GT-Power studie

GT-Power studien analyserades för att utreda vad som ger upphov till förbättrade prestanda med enkelports turbin. Detta gjordes även för att se vilka parametrar som verkligen skiljer sig åt så att dessa inte missas vid motorprov.

3.1.1 Turbokalibrering

När modellerna verifierades så var skillnaderna i turbinverkningsgrad mellan de olika modellerna stora, se figur 10. Detta skulle kunna vara en orsak till de skillnader i gasväxlingsmedeltryck som simuleringarna visar på. För att utreda huruvida dessa skillnader har någon inverkan så har turbinmapparna justerats på modellerna 8-4-2, 8-2-2 samt 8-2-1 så att turbinverkningsgraden blir densamma som för 8-4-1 modellen.



Figur 10. Turbinverkningsgrad för respektive modell vid fyra olika lastfall.

Skillnaderna i turbinverkningsgrad mellan modellerna uppgår till ca 3,5 procentenheter som mest vid 1200 varv/min. Skillnader i turbovarvtal och kompressorverkningsgrad var i stort sett obefintliga. Turbinmappen i GT-Power ändrades genom att justera Efficiency multiplier och Mass multiplier [6], enligt tabell 3. Turbinverkningsgraden och turbovarvtalet blev samma mellan de olika modellerna och därmed arbetade kompressorn som innan justering.

Tabell 3. Matris för justering turbinverkningsgrad.

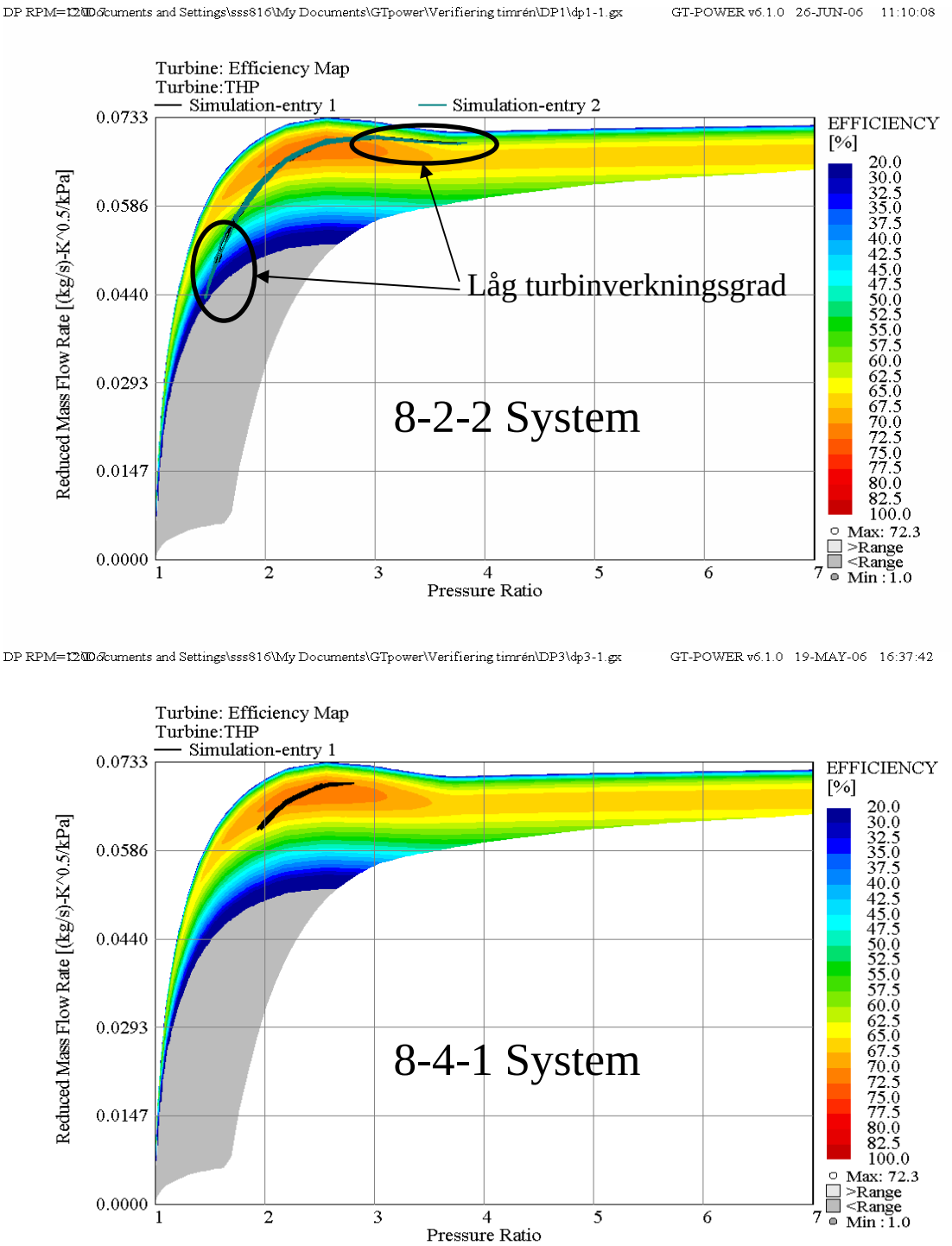
Matris för inställning av EM och MM

EM – Efficiency Multiplier
MM - Mass Multiplier

Modell	8-4-1	8-4-2	8-2-2	8-2-1
Case1				
MM	1,15	1,31	1,33	1,15
EM	1,0	1,15	1,19	1,0
Case2				
MM	1,15	1,28	1,35	1,19
EM	1,0	1,13	1,22	1,03
Case3				
MM	1,15	1,26	1,26	1,19
EM	1,0	1,04	1,05	1,0
Case4				
MM	1,15	1,23	1,22	1,19
EM	1,0	1,015	1,03	1,0

3.1.2 Volymvariation avgassamlare

Figur 11 visar hur arbetspunkterna i turbinmappen skiljer sig mellan 8-2-2 och 8-4-1.

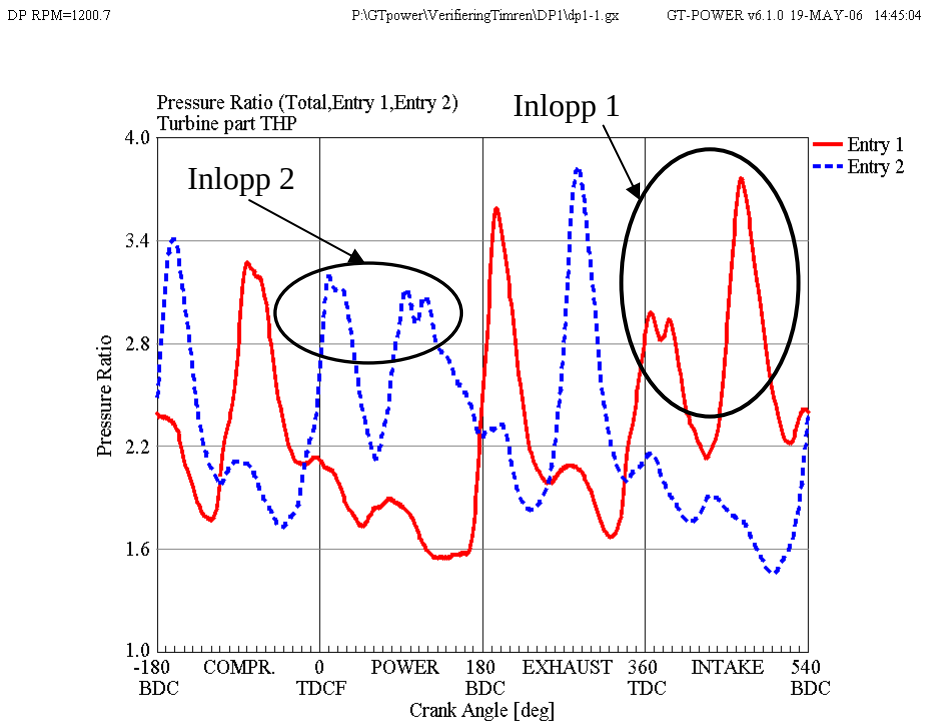


Figur 11. Arbetspunkter i turbinverkningsgradsmapp vid 1200 varv/min, över 8-2-2 och under 8-4-1.

För att höja turbinverkningsgraden med dubbelportsturbin vill man minska fluktuationerna i tryck och massflöde för att hamna bättre i verkningsgradsmappen, ta bort inringade områden i figur 11. Enklaste sättet att dämpa pulsationerna är att öka volymen i avgassamlarna. Avgassamlarvolymen justerades på 8-2-2 genom att variera diametern i steg på 4 mm från 40 till 68 mm.

3.1.3 Ändrad tändföljd

Motorn har som tidigare nämnts en ojämn tändföljd, 1-5-4-2-6-3-7-8. Detta medför att med 8-2-2 systemet får cylinder 4 gasväxlingen störd av en 90° puls från cylinder 2, se figur 1, och cylinder 7 störs på samma sätt av cylinder 8. Det har även effekten att avgaspulser kommer i ojämn följd till turbinen, figur 12.



Figur 12. Vevvinkelupplöst expansionsförhållande över turbininlopp 1 och 2.

Samma fenomen finns för 8-4-2 systemet då cylinder 6 påverkar cylinder 3 och cylinder 1 stör cylinder 8. För att undersöka hur mycket turbinverkningsgraden påverkas av att i samma inlopp få två på varandra följande avgaspulser har tändföljden för 8-4-2 systemet ändrats till 1-5-6-3-2-7-8-4 och jämförts med 8-4-1 systemet.

3.2 Motorprov

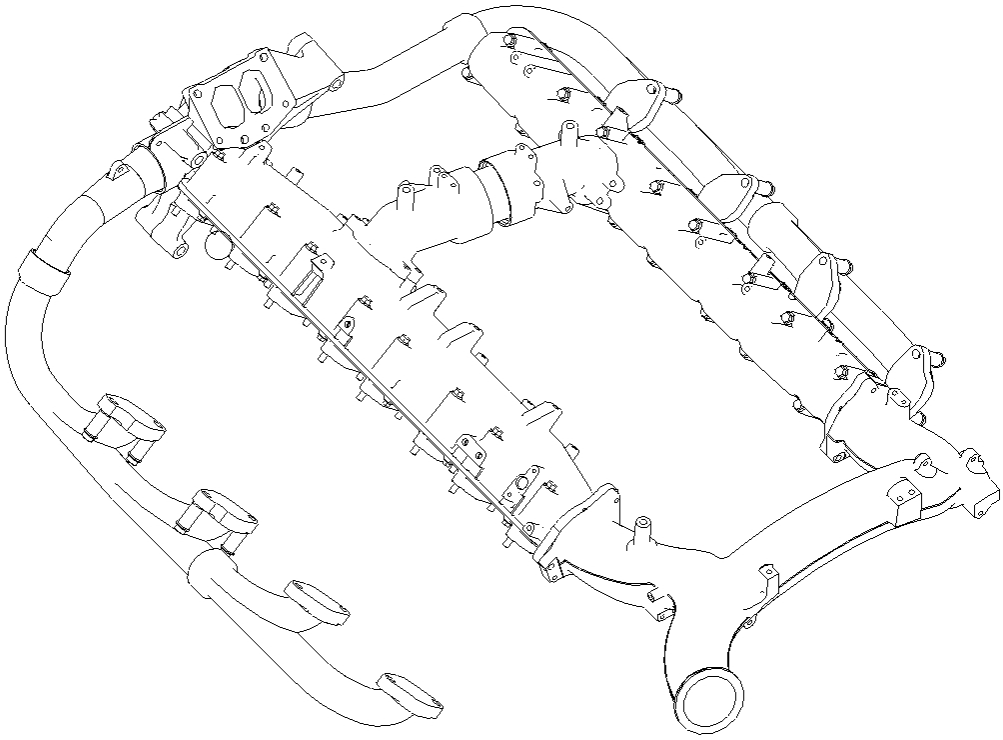
För att verifiera resultat från GT-power simuleringar har fyra motorprov genomförts. Respektive koncept har provats för att kunna svara på vilket av de fyra systemen som ger mest gynnsam gasväxling. Motorproven genomfördes på en Scania V8 med variabel geometri turbo och common rail insprutning.

3.2.1 Förberedelser motor

Laddluftkrets och inlopp blev samma som på dagens V8, se figur 13. Motorn rensades från för proven onödiga komponenter som generator och servopump. För att kunna mäta trycket i varje cylinder användes cylinderhuvuden med uttag för vevvinkelupplösta tryckgivare.

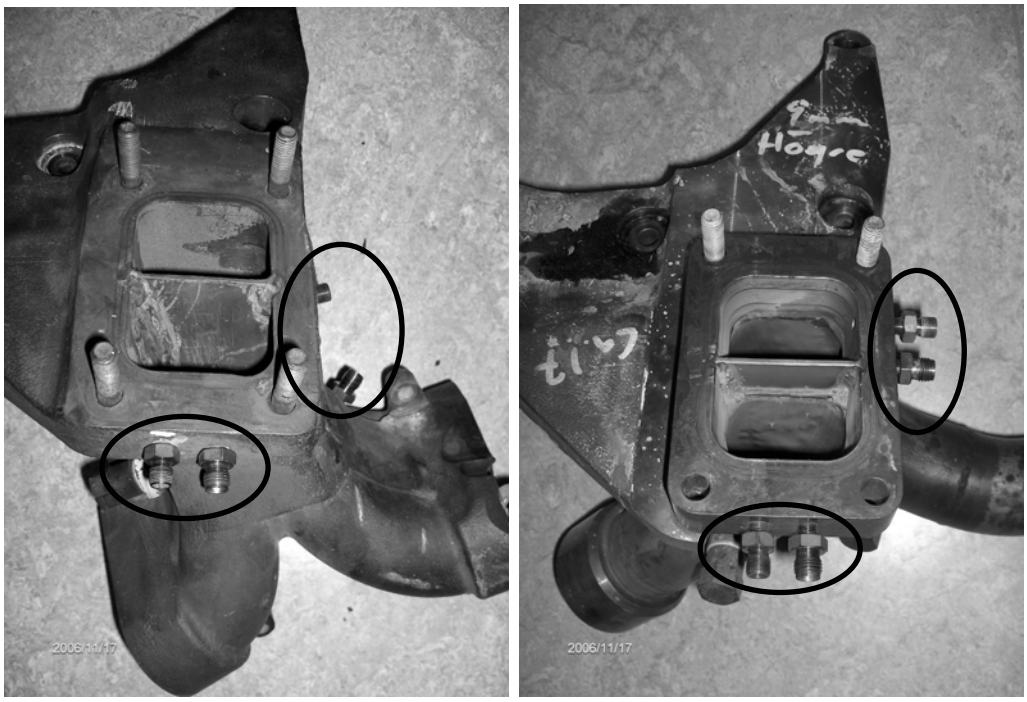
3.2.1.1 Avgassamlare

Två olika typer av avgassamlare togs fram, den nuvarande modellen med en avgassamlare per bank (8-2-2/8-2-1), figur 13, från produktion idag samt den nya versionen med två avgassamlare per bank (8-4-2/8-4-1) där cylinder 1 + 2 leds ihop med cylinder 5 + 7 och 3 + 4 leds ihop med 6 + 8. Tanken var att mäta vevinkelupplöst tryck i avgassamlarna och därför försågs dessa med uttag för vevinkelupplösta tryckgivare.



Figur 13. Avgassamlare, turbofot och insug 8-2 system.

Eftersom dubbelportsturbo provades svetsades en skiljevägg in i turbogrenröret till 8-4-1 systemet. Uttag för givare medelvärdesbildat och vevvinkelupplöst tryck samt temperatur i respektive turbininlopp. Placeringen av givarna återfinns i figur 14. Till 8-2 systemet konstrueras ett helt nytt turbogrenrör, figur 14.



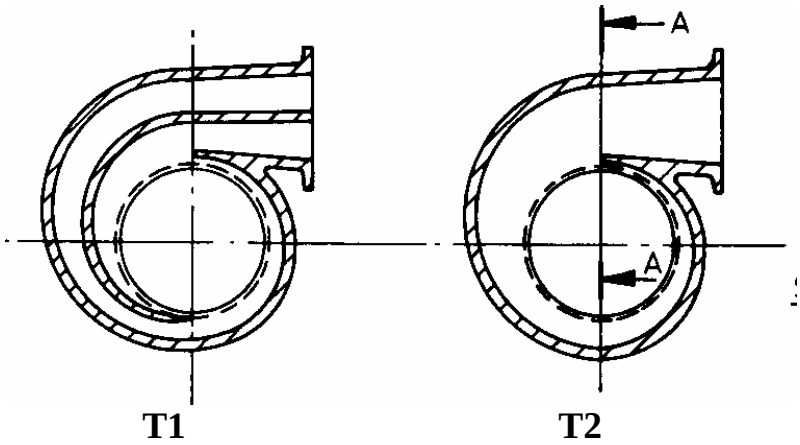
Figur 14. Turbogrenrör, t.v. 8-4 system, t.h. 8-2 system.

3.2.1.2 Turbo

För att få svar på hur verkningsgraden på turbon påverkas av enkelt eller dubbelt inlopp provades båda typer. Turbon som använts är en variabel geometri turbo (VGT) av typen med fasta ledskenor på en variabel ledskenering. Styrningen av ledskeneringen sker med ett servo som styrs av en PWM signal. För att få en rättvis jämförelse så användes samma kompressor och lagerhus till två olika turbinhus med samma specifikation, se tabell 4. Skillnaden mellan turbinhusen ses tydligt i figur 15.

Tabell 4. Turbin och kompressor.

Kompressor – Samma
Turbinhus 1 – Dubbelport, VGT, [T1]
Turbinhus 2 – Enkelport, VGT, [T2]



Figur 15. Till vänster dubbelportsturbinhus, till höger enkelportsturbinhus.

3.1.2.3 Givare

De viktigaste givarna redovisas i tabell 5. Fullständig variabellista finns i bilaga 1.

Tabell 5. Viktiga givare.

Ögonblicksvaribler (vevvinkelupplösta)		
SOI	Insprutningsperiodens början, alfa	[CA]
p_f	Tryck i bränslelist	[bar]
p_{cyl1-8}	Cylindertryck 1-8	[bar]
N_T	Turbinvarvtal	[varv/min]
Medelvärdesbildade mätningar		
n	Motorvarvtal	[varv/min]
M	Motormoment	[Nm]
	Specifik NO_x	[g/kWh]
$\dot{m}_a$	Luftmassflöde	[kg/min]
$\dot{m}_f$	Bränslemassflöde	[g/min]
p_{atm}	Atmosfärstryck	[mbar]
p_{C1}	Tryck före kompressor	[mbar]
p_{C2}	Tryck efter kompressor	[bar]
p_i	Tryck i inlopp	[bar]
p_{T11}	Tryck turbininlopp ett (1,2,3,4 & 3,4,6,8)	[bar]
p_{T12}	Tryck turbininlopp två (1,2,5,7 & 5,6,7,8)	[bar]
p_{T2}	Tryck efter turbin	[bar]
p_{back}	Avgasmottryck	[mbar]
T_{C1}	Temperatur före kompressor	[°C]
T_{C2}	Temperatur efter kompressor	[°C]
T_i	Temperatur i inlopp	[°C]
T_{atm}	Omgivningstemperatur	[°C]
T_{T11}	Temperatur turbininlopp ett	[°C]
T_{T12}	Temperatur turbininlopp två	[°C]
T_{T2}	Temperatur efter turbin	[°C]

Cylindertryck mättes med vattenkylda kistlergivare 0 – 250 bar. Nållyft mättes genom att med strömtång mäta strömpulsen till insprutaren i cylinder 5. Turbinvarvtalet mäts av styrsystemet med varvtalspickup i lagerhuset. Luftmassflödet mättes med en holsetfläns. Bränsemängden mäts och. Termoelement för mätning av temperaturer. medelvärdesbildade tryck med differenstrycksgivare. Avgasmottryck och undertryck i insug mäts med mer högupplösta differenstryckgivare.

3.2.2 Provupplägg

Prov för respektive koncept kördes enligt provplan i tabell 6.

Tabell 6. Provplan

8-4-1				
Prov	Varvtal	Last	Turbin	Avgassamlare
VGT-svep	1000	100%	T2	Två per bank
VGT-svep	1200	100%	T2	Två per bank
VGT-svep	1500	100%	T2	Två per bank
VGT-svep	1900	100%	T2	Två per bank
8-4-2				
Prov	Varvtal	Last	Turbin	Avgassamlare
VGT-svep	1000	100%	T1	Två per bank
VGT-svep	1200	100%	T1	Två per bank
VGT-svep	1500	100%	T1	Två per bank
VGT-svep	1900	100%	T1	Två per bank
8-2-2				
Prov	Varvtal	Last	Turbin	Avgassamlare
VGT-svep	1000	100%	T1	En per bank
VGT-svep	1200	100%	T1	En per bank
VGT-svep	1500	100%	T1	En per bank
VGT-svep	1900	100%	T1	En per bank
8-2-1				
Prov	Varvtal	Last	Turbin	Avgassamlare
VGT-svep	1000	100%	T2	En per bank
VGT-svep	1200	100%	T2	En per bank
VGT-svep	1500	100%	T2	En per bank
VGT-svep	1900	100%	T2	En per bank

För varje koncept kördes fyra olika varvtalspunkter, 1000, 1200, 1500 och 1900 varv/min med hög last. För att minimera skillnader mellan proven var insprutningstidpunkt, insprutningstryck och insprutad mängd samma. Även avgasmottryck och undertryck i insug var samma. För att hitta lämpliga startvärden på dessa konstanter gjordes en inkörning vid respektive varvtal. Vid varje lastfall gjordes sedan ett svep med ledskenan från stängd till öppen vilket minskade luftflödet genom motorn. Detta för att kunna se om det finns några skillnader i turbinverkningsgrad beroende på flödesmängd. När luftflödet minskade justerades Alfa så att NOx mängden hölls konstant.

4. Resultat

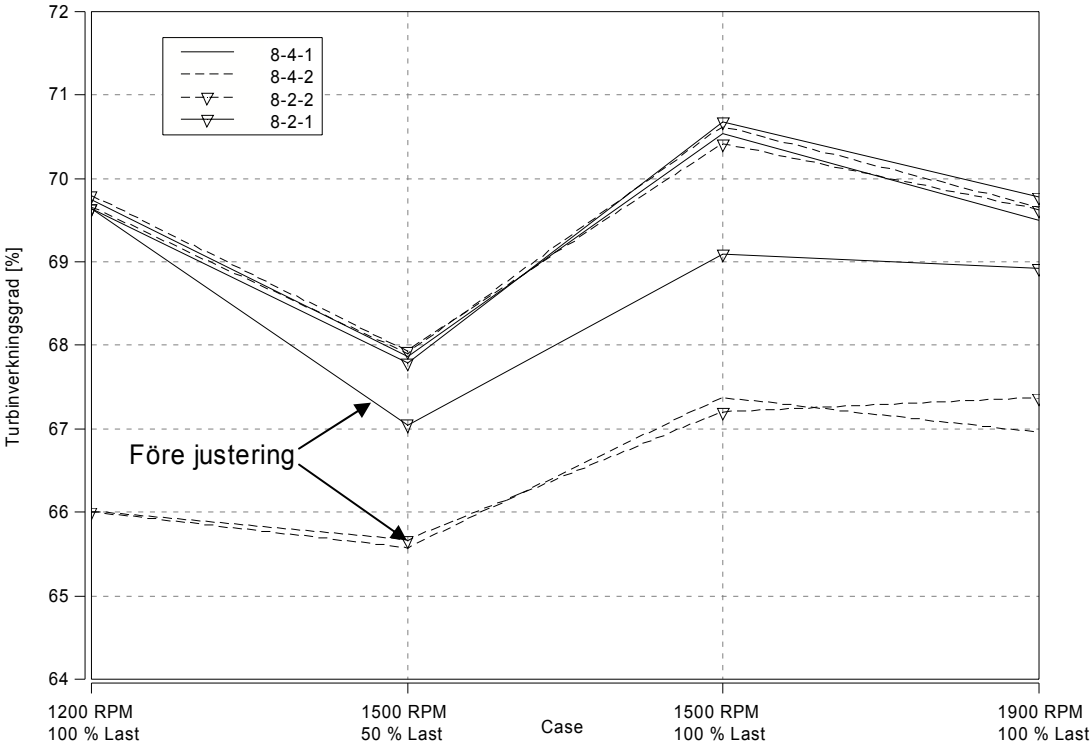
Resultaten är uppdelade i två delar. Först redovisas resultat från GT-Power simuleringar. Del två är grundläggande resultat från motorprov, vilka skall accentuera skillnader mellan proven.

4.1 GT-Power simuleringar

En sammanfattning av resultaten från analysen av GT-Power förstudien.

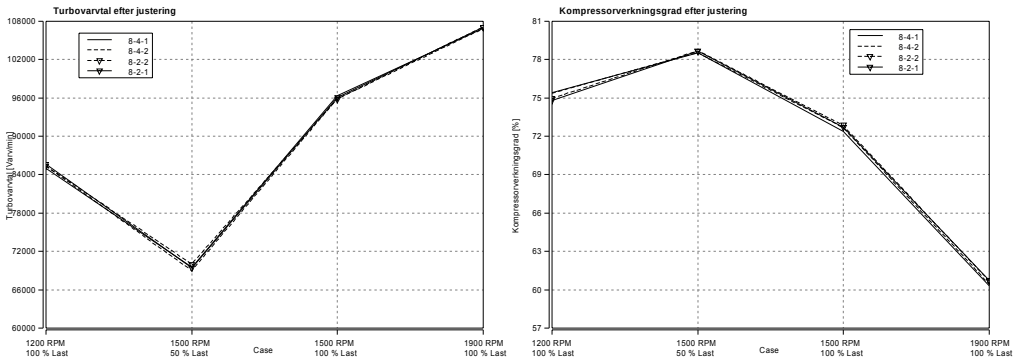
4.1.1 Justerad turbinverkningsgrad

Turbinverkningsgraden justerades till samma nivå som 8-4-1 modellen. Resultatet återfinns i figur 16. Turbinverkningsgraden skiljer sig nu som mest 0,3 %.



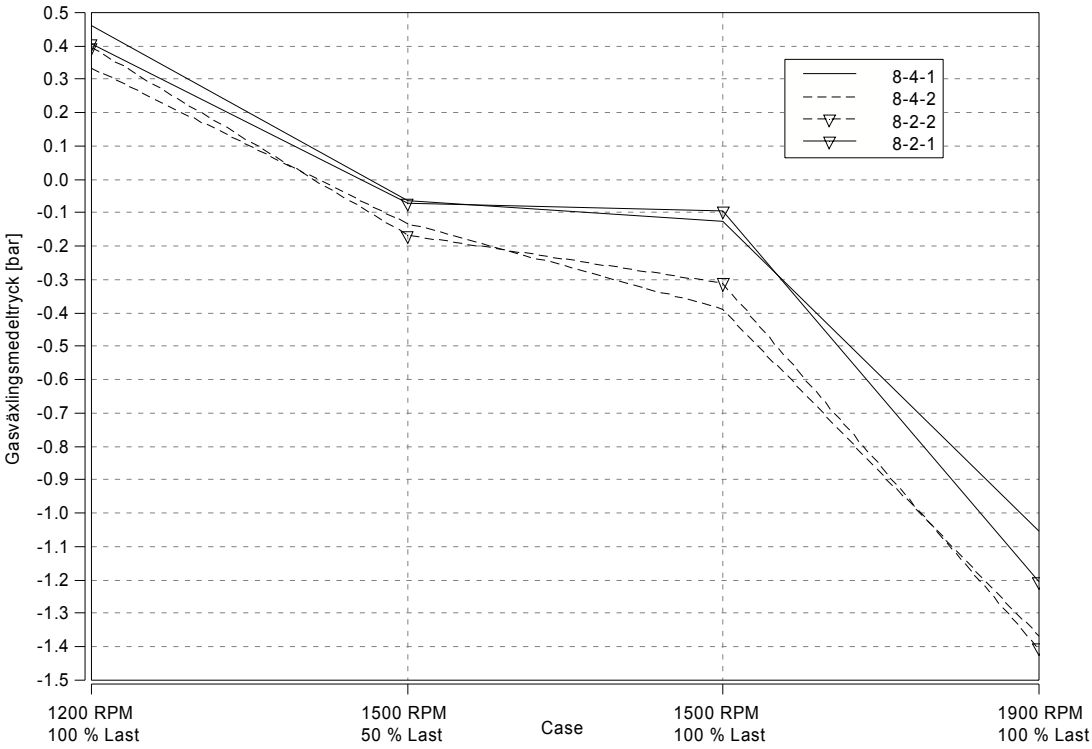
Figur 16. Turbinverkningsgrad för respektive modell efter optimering.

Skillnaderna i turbinvarvtal och kompressorverkningsgrad är i stort sett identiska, se i figur 17.



Figur 17. Turbinvarvtal och kompressorverkningsgrad

För att kunna avgöra vilken inverkan denna optimering har haft så presenteras gasväxlingsmedeltryck för den optimerade modellen i figur 18, jämför med ursprungsmodeller i figur 5. Gasväxlingsmedeltrycket blir betydligt bättre och ligger närmre 8-4-1 modellen. Skillnaden har vid 1900 varv/min halverats, från 0,6 bar till 0,3 bar. Det verkar vara varvtalsberoende vilken av avgassamlarkonfigurationerna som ger lägst pumpmedeltryck. Det är dock fortfarande enkelportsturbin som är bäst.

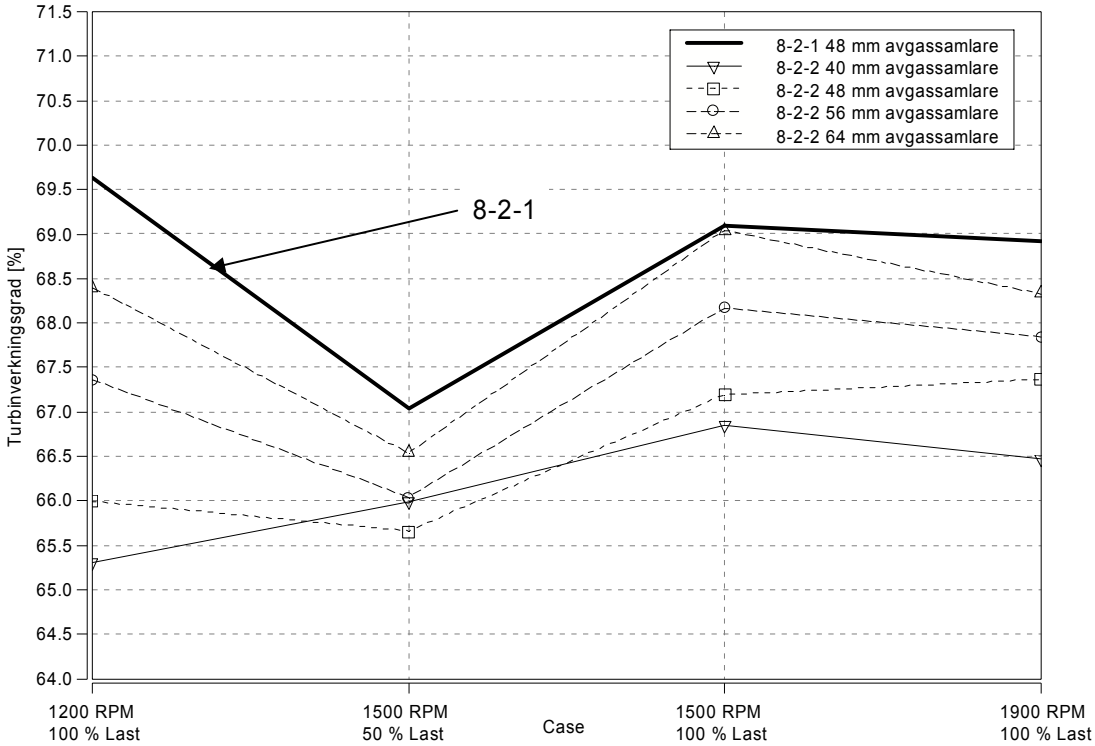


Figur 18. Gasväxlingsmedeltryck för respektive lastfall.

Turbooptimeringen inte har påverkat spridningen cylinder till cylinder nämnvärt. Det är bara nivåerna som har blivit bättre.

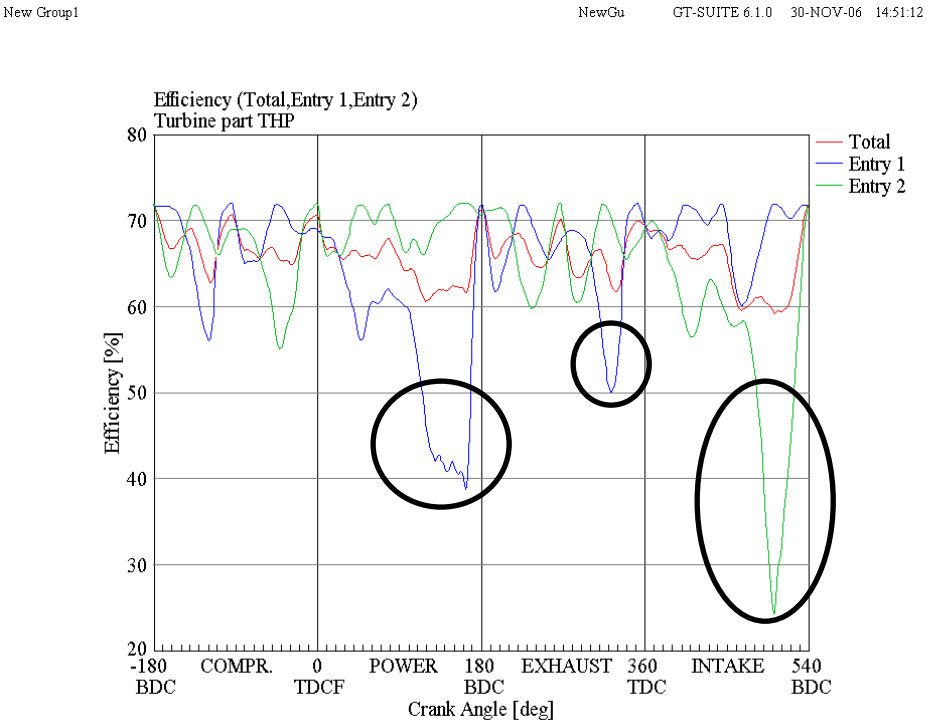
4.1.2 Varierad avgassamlarvolym

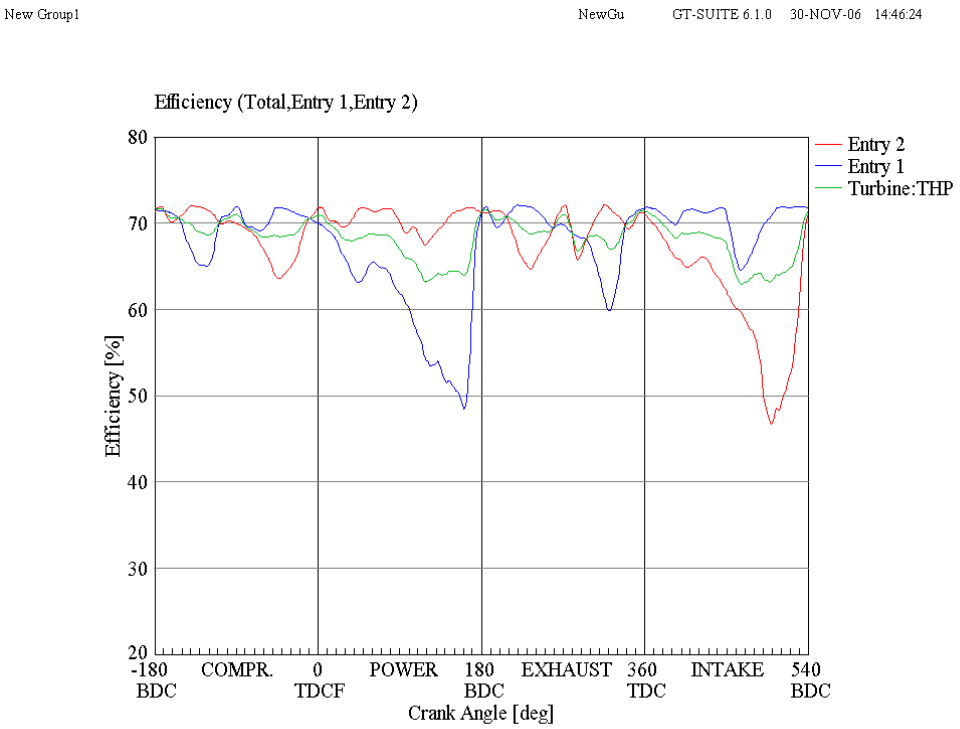
Turbinverkningsgraden påverkas positivt vid alla varvtal och fulllast när avgassamlardiametern ökas. 8-2-1 systemet med 48 mm avgassamlardiameter representeras av den tjockare kurvan i figur 19. Med 64 mm diameter i avgassamlare har skillnaden i turbinverkningsgrad minskat med som mest 3 % vid 1200 varv/min.



Figur 19. Turbvinverkningsgrad för 8-2-1 och 8-2-2 med olika avgassamlardiametrar.

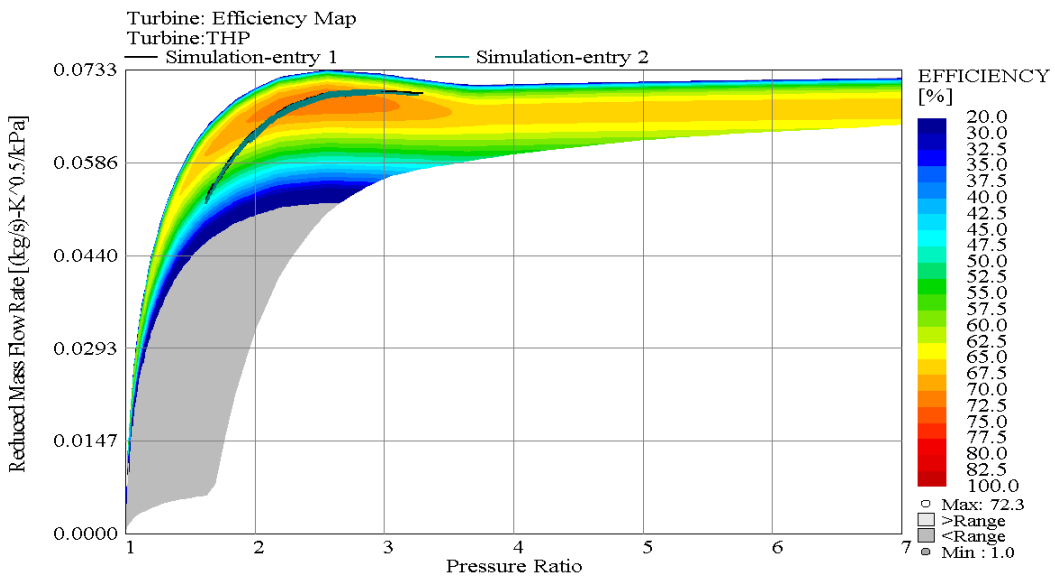
För att förstå vad som ger skillnad i turbinverkningsgrad så studeras vevvinkelupplöst tryck, massflöde och turbinverkningsgrad för de olika koncepten. I figur 20 kan man se turbinverkningsgraden vevvinkelupplöst för 8-2-2 med 48 mm respektive 64 mm avgassamlare. De sämsta partierna har förbättrats från omkring 30 % till 50 %, en förbättring på upp till 10 procentenheter i de mindre svackorna.

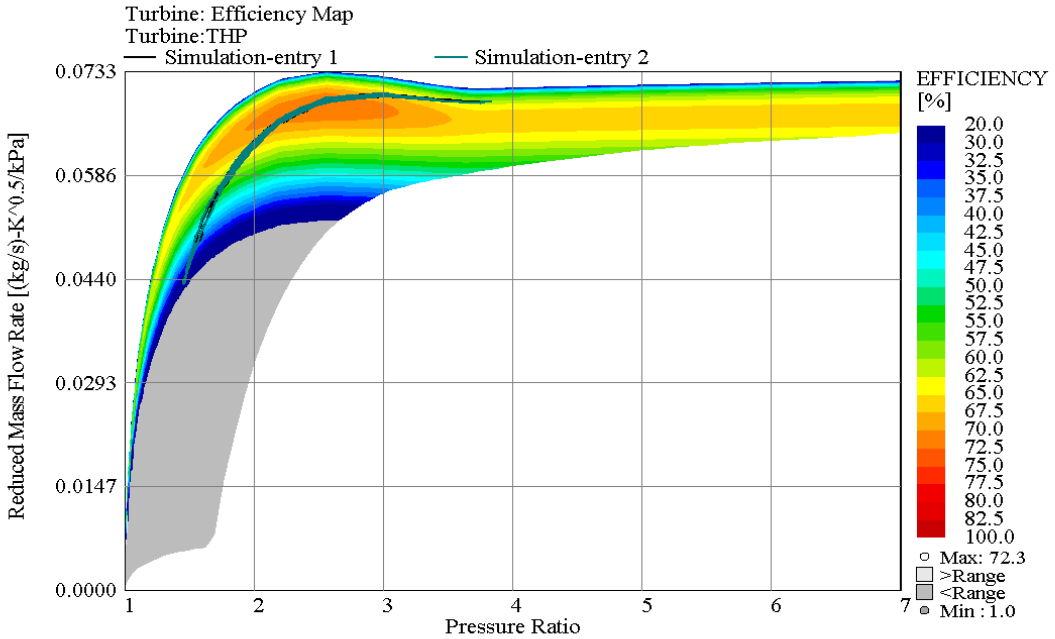




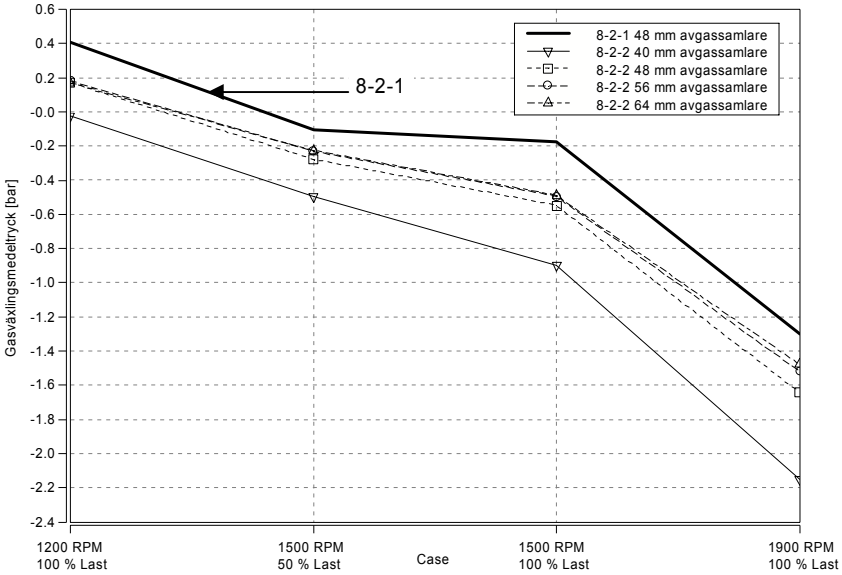
Figur 20. Vevvinkelupplöst turbinverkningsgrad för 8-2-2, över 48 mm avgassamlare och under 64 mm avgassamlare.

Jämförelsen i figur 21 visar att arbetsområdet i turbinmappen minskat med ökande grenrörsdiameter. Notera att vid högt energiinnehåll i avgaserna, högt tryck och massflöde, är verkningsgraden bättre.





Figur 21. Arbetspunkter i turbinverkningsgradsmapp min för 8-2-2 vid 1200 varv/min, över 64 mm avgassamlare och under 48 mm avgassamlare.

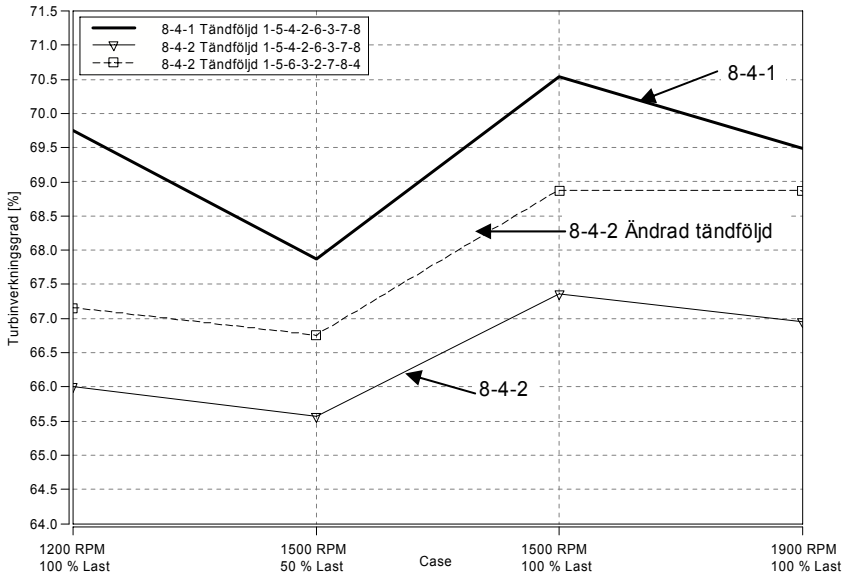


Figur 22. Gasväxlingsmedeltryck för 8-2-1 och 8-2-2 med olika avgssamlardiametrar.

Gasväxlingsmedeltrycket påverkas positivt av en ökning i avgassamlardiameter från 40 mm till 48 mm, figur 22. Ytterligare ökning av diametern ger i princip ingen skillnad trots att turbinverkningsgraden är betydligt bättre för 64 mm jämfört med 48 mm.

4.1.3 Ändrad tändföljd

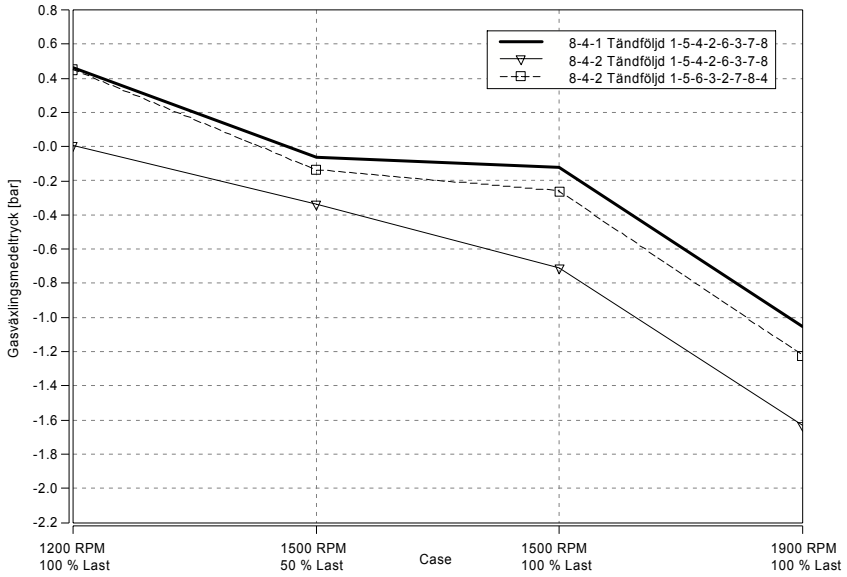
Tändföljden ändrades till 1-5-6-3-2-7-8-4, för att se hur turbinverkningsgraden påverkas av ett jämnare pulsflöde.



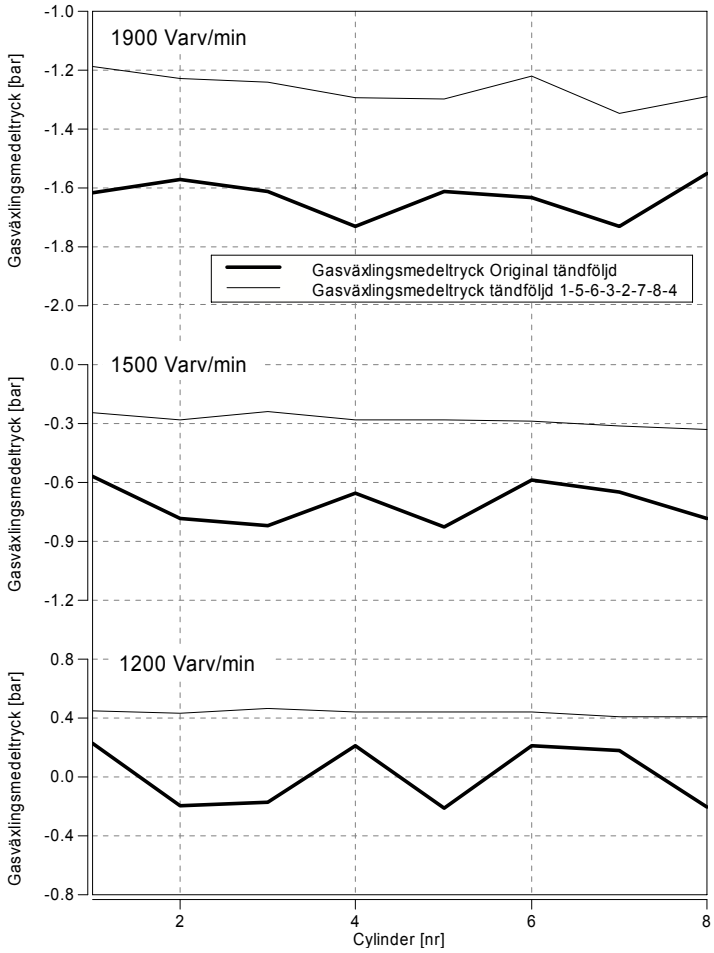
Figur 23. Turbinverkingsgrad för 8-4-1 och 8-4-2 med original samt justerad tändföljd.

Figur 23 visar att ett jämnare flöde i avgaspulser till turbinen påverkar turbinverkningsgraden positivt för dubbelportsturbinen. Ökningen i turbinverkningsgrad blir som mest 2 procentenheter vid 1900 varv/min. Även en ökning av avgsassamlardiametern i kombination med ändrad tändföljd påverkar

turbinverkningsgraden positivt. Vid 100 % last blir gasväxlingsmedeltrycket ca 0,4 bar lägre med ändrad tändföljd, figur 24.



Figur 24. Turbinverkingsgrad vid alla lastfall. för 8-4-1 och 8-4-2 samt 8-4-2 med justerad tändföljd.



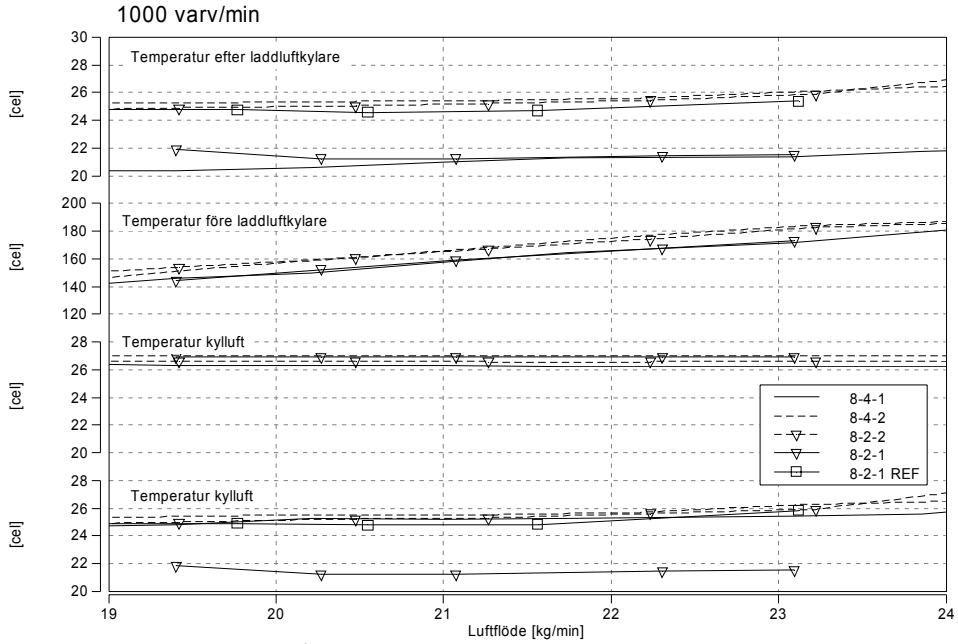
Figur 25. Spridning gasväxlingsmedeltryck cylinder till cylinder för 8-4-2 med olika tändföljd.

4.2 Motorprov

Resultaten från motorproven redovisas som en jämförelse mellan de olika koncepten och är uppdelat i varvtal. VGT svepet gör att man får en bild över hur olika parametrar beter sig vid olika flöden men samma motorvarvtal och last. Slutligen görs en jämförelse mellan simulerade resultat och motorprov.

4.2.1 1000 varv/min

Kylningen till motorn har varit för bra vid prov D, figur 26. Detta påverkar volymetrisk verkningsgrad och gasväxlingsmedeltryck positivt. För att få en uppfattning om hur mycket detta påverkar visas även en referens körning vid 1000 varv/min där kyltemperaturen varit korrekt.



Figur 26. Temperaturer på kylluft före laddluftkylare samt temp före och efter laddluftkylare s f a luftflöde.

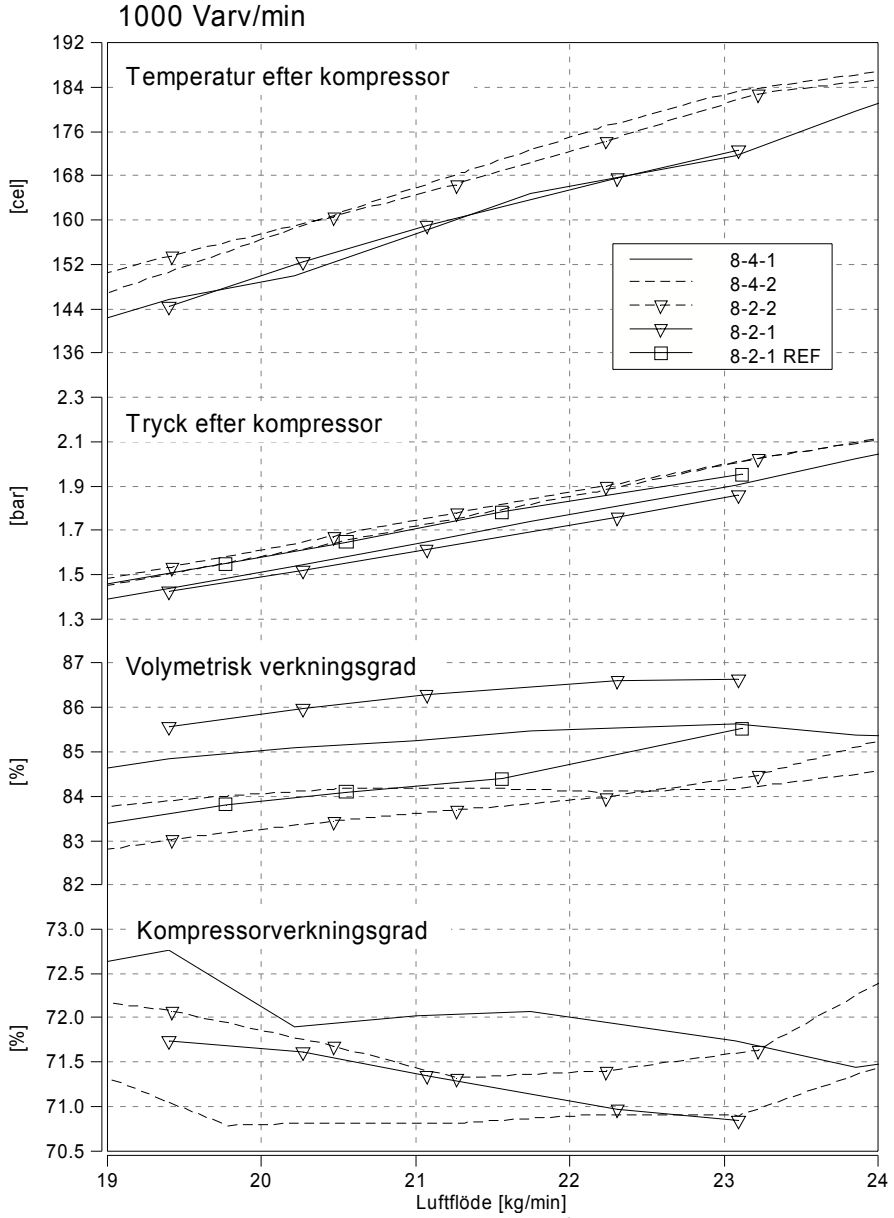
Problemet med referens körningen var att slangen till tryckgivaren efter turbin börjat läcka varpå vissa avgasmottryck har blivit fel vilket medför en lägre turbinverkningsgrad. Viktiga data som inte skiljer sig nämnvärt mellan proven återfinns i tabell 7.

Tabell 7. Några viktiga variabler som varit konstanta mellan proven.

p_f	Tryck i bränslelist	800 bar
m_{fi}	Insprutad mängd	245 mg/Insprutning 1 mg
	Specifik Nox	9 g/kWh
p_{T2}	Avgasmottryck	60mbar, $\dot{m}_b$ 23 kg/min
p_{C1}	Tryck före kompressor	-16 mbar, $\dot{m}_a$ 21 kg/min

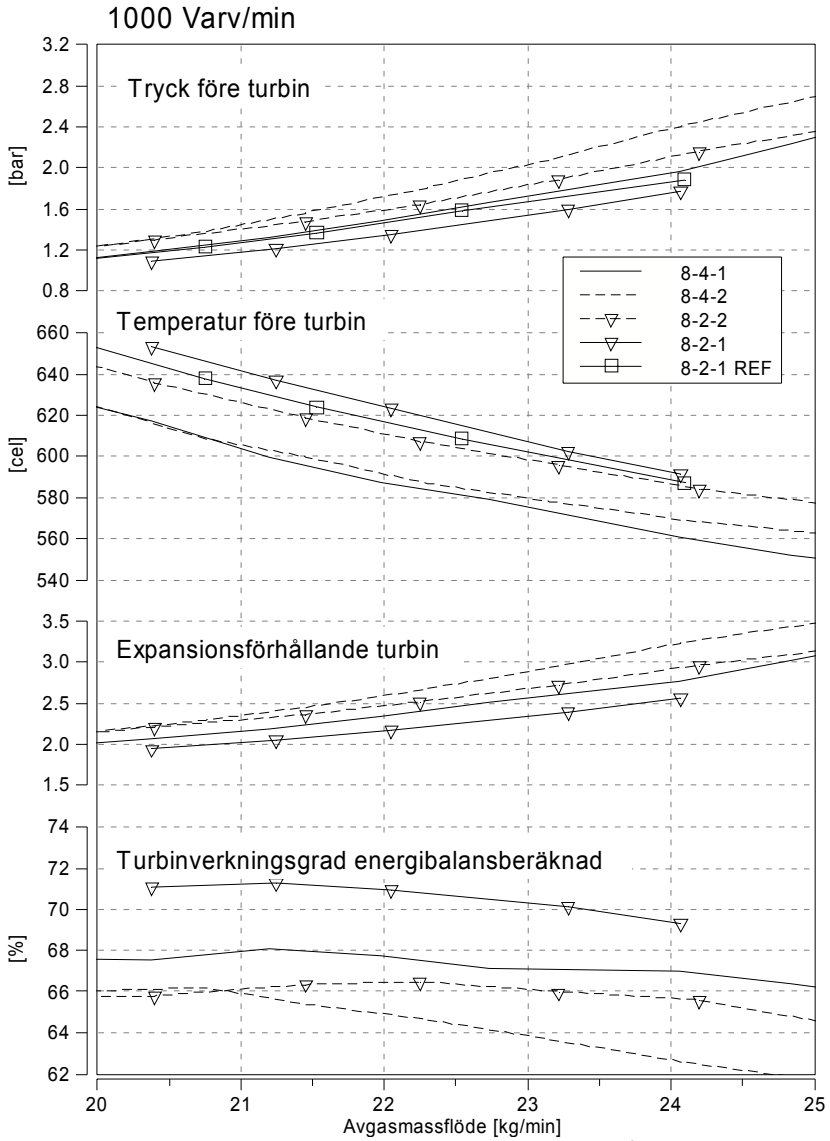
4.2.1.1 VGT-svep

Graferna redovisar resultat när VGT går från öppen till stängd, alltså ökande flöde genom motorn.



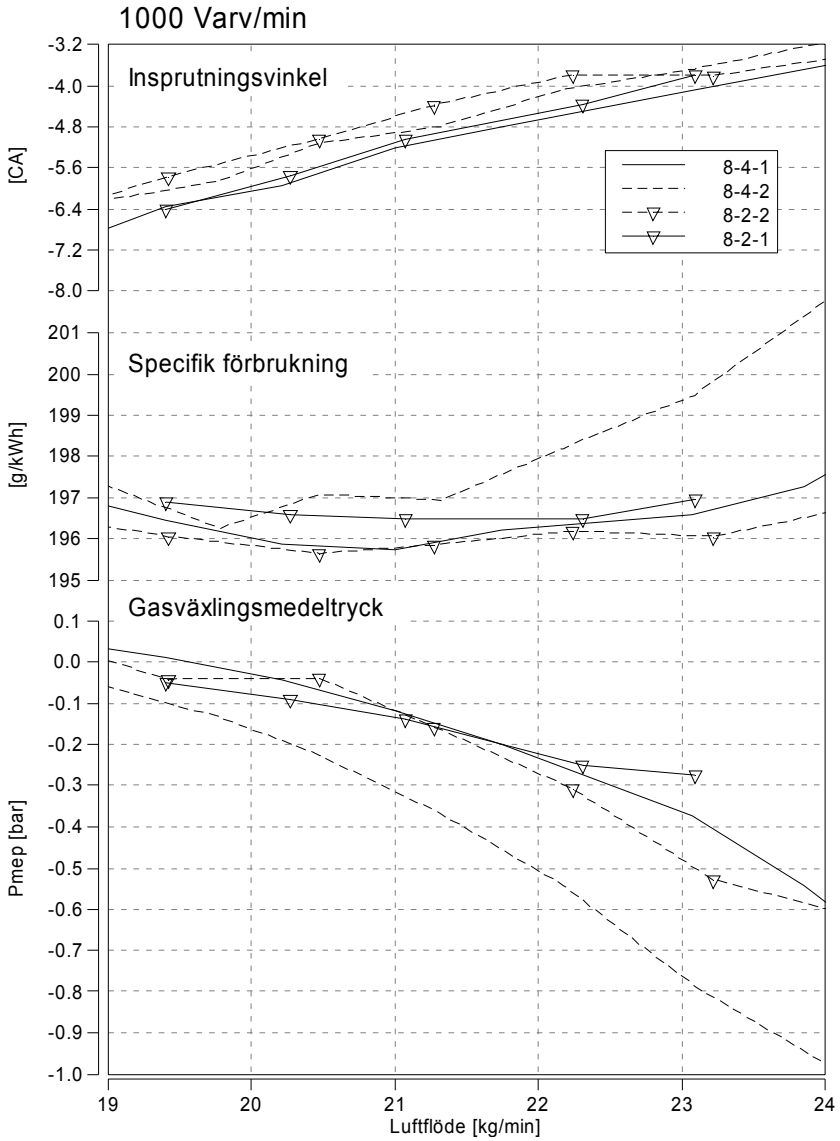
Figur 27. Tryck, temp och verkningsgrader på insugssidan s f a luftflöde.

Temperatur efter kompressor 6 till 10 °C varmare för dubbelportsturbin. Tryck efter kompressor 100 mbar lägre med enkelportsturbin. Volymetrisk verkningsgrad 1 % bättre med enkelport. Genomgående väldigt dålig volymetrisk verkningsgrad. Kompressorverkningsgraden ligger mellan 71 -72,5 %.



Figur 28. Tryck, temperatur och verkningsgrad på avgassidan s f a avgasmassflöde.

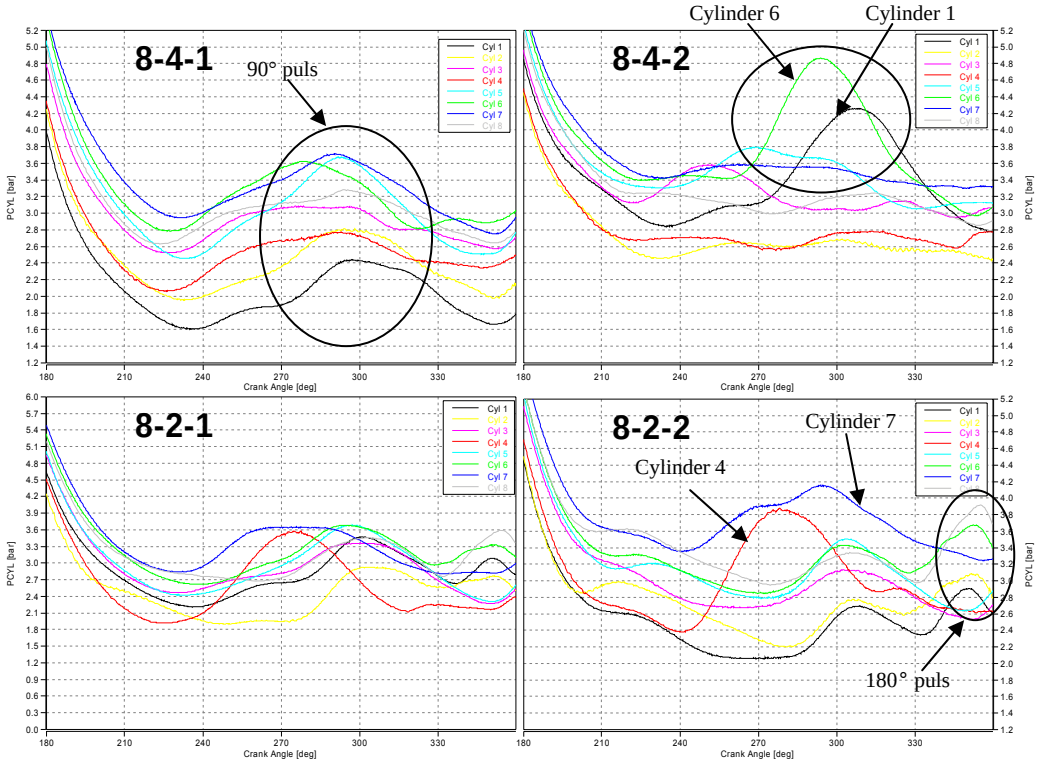
Tryck före turbin lägst med enkelport, 8-2-1 system 200 mbar lägre än 8-4-1, 8-2-2 ytterliggare 100 mbar högre tryck före turbin. Temperaturen före turbin är ca 20 °C lägre med 8-4 avgassamlare. Turbinverkningsgraden är bäst för 8-2-1 ca 71 % mellan 2 – 2,5 procent högre än för 8-4-1 över hela flödesintervallet. 8-4-1 systemet har ca 1 % högre turbinverkningsgrad än 8-2-2 systemet.



Figur 29. Insprutningsvinkel, förbrukning och gasväxlingsmedeltryck s f a luftflöde.

Gasväxlingsmedeltryckt varierar från omkring 0 bar vid 19 kg/min i luftflöde till negativt med ökande flöde. 8-4-2 har klart sämst gasväxling mellan 50 och 400 mbar sämre än de övriga vilka är relativt lika. 8-4-1 har lägst gasväxlingsmedeltryck. Skillnad i förbrukning är väldigt liten max 1 g/kWh där 8-2-2 här lägst förbrukning. Skillnaden i alfa har varit som mest ca 0,5 vevvikelgrader.

4.2.1.2 Vevvinkelupplösta cylindertryck



Figur 30. Vevvinkelupplöst cylindertryck under avgastakten vid 1000 varv/min och 21 kg/min avgasmassflöde.

Störpulser , 90° pulsen figur 30, i 8-4-1 systemet är lika mellan cylindrarna. Detta bör ge en jämnare restgasfördelning cylinder till cylinder. Med koncept 8-4-2 störs cylinder 6 av cylinder 3 vilket är väntat då dessa tänder i följd efter varandra, samma fenomen för cylinder 1 när cylinder 5 öppnar avgasventilen. Detta fenomen kan man även se för 8-2 systemet, här är det dock cylinder 4 som störs av cylinder 2 och cylinder 7 störs av cylinder 8. 8-2 systemet får även 180° pulser i cylinder 1, 2, 6 och 8.

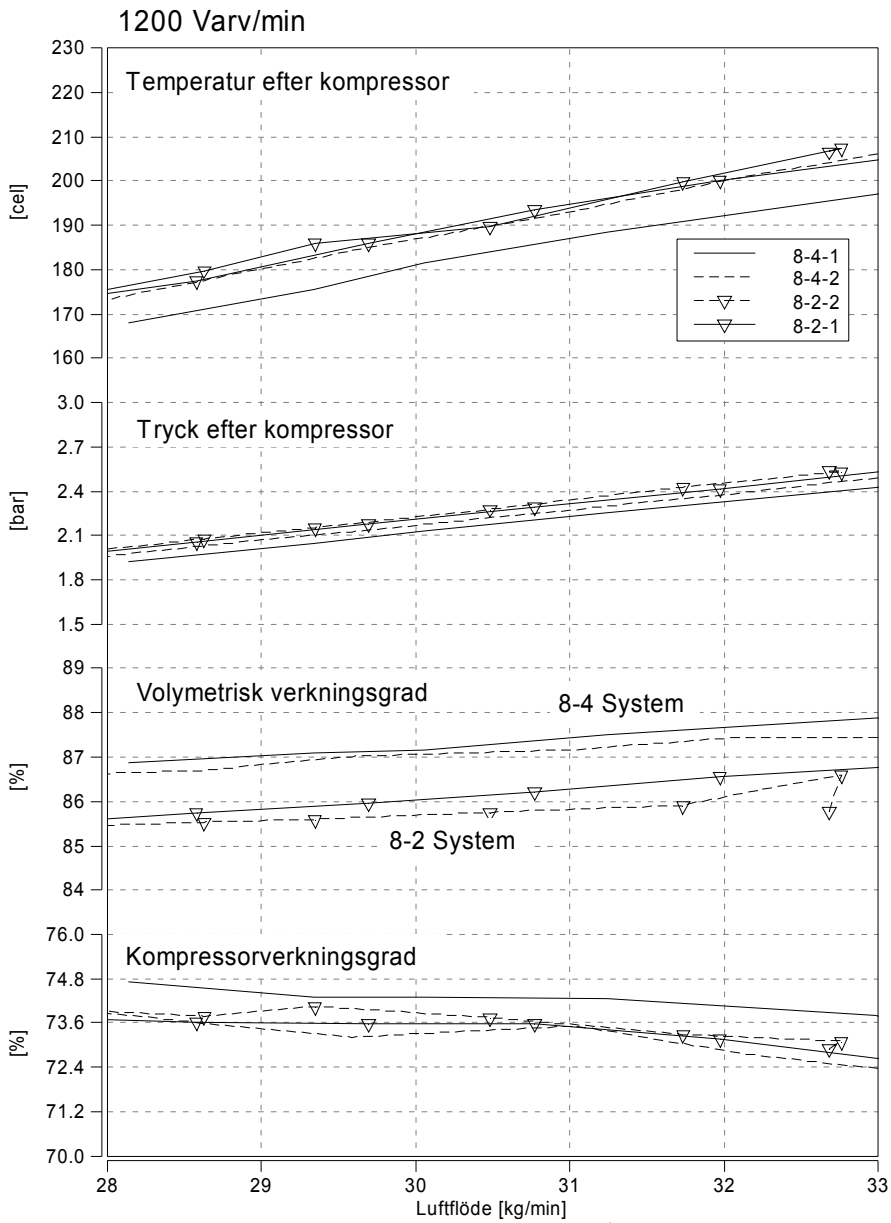
4.2.2 1200 varv/min

På grund av problem med regleringen av kylluft så har 8-4-1 fått för bra kylning. Detta påverkar resultatet i något positiv bemärkelse. Mätdata som varit lika mellan proven redovisas i tabell 8.

Tabell 8. Några viktiga variabler som varit konstanta mellan proven.

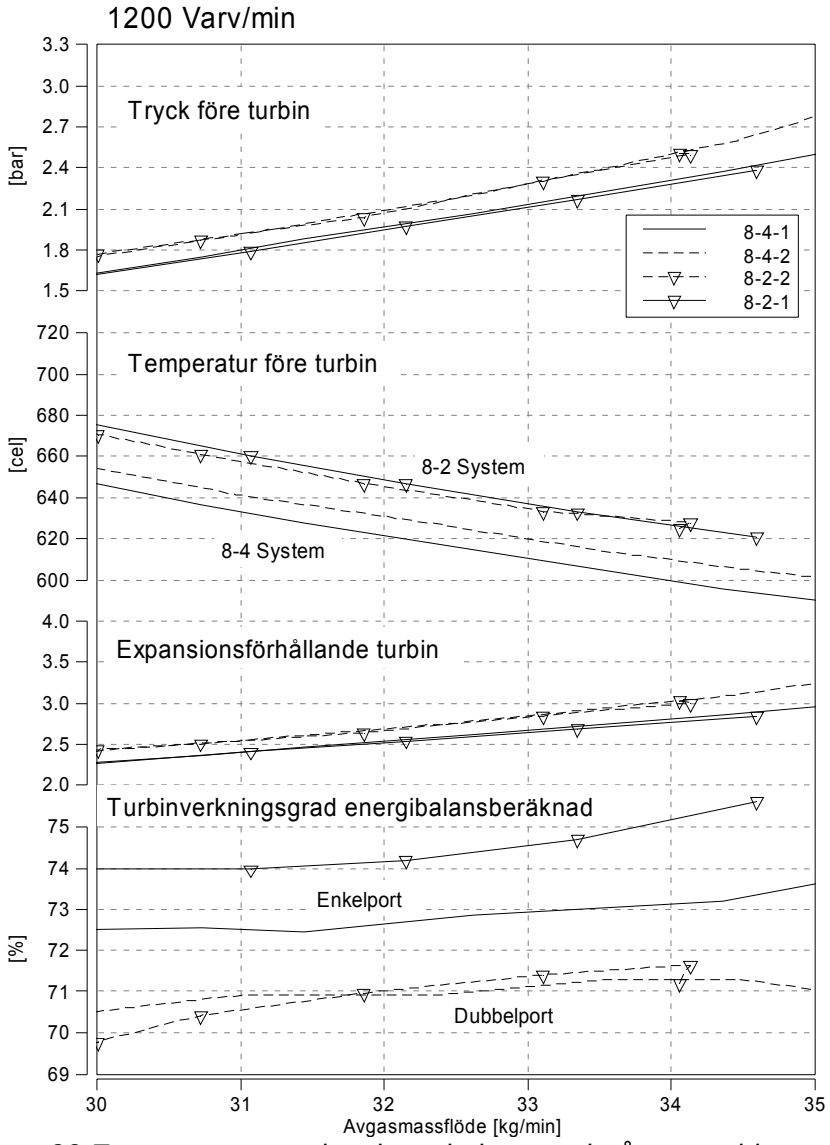
p_{fi}	Tryck i bränslelist	1000 bar
m_{fi}	Insprutad mängd	286 mg/Insprutning
	Specifik NOx	9 g/kWh
p_{T2}	Avgasmottryck	160mbar, QG23 32 kg/min
p_{C1}	Tryck före kompressor	-33mbar, QL01 31 kg/min

4.2.2.1 VGT svep



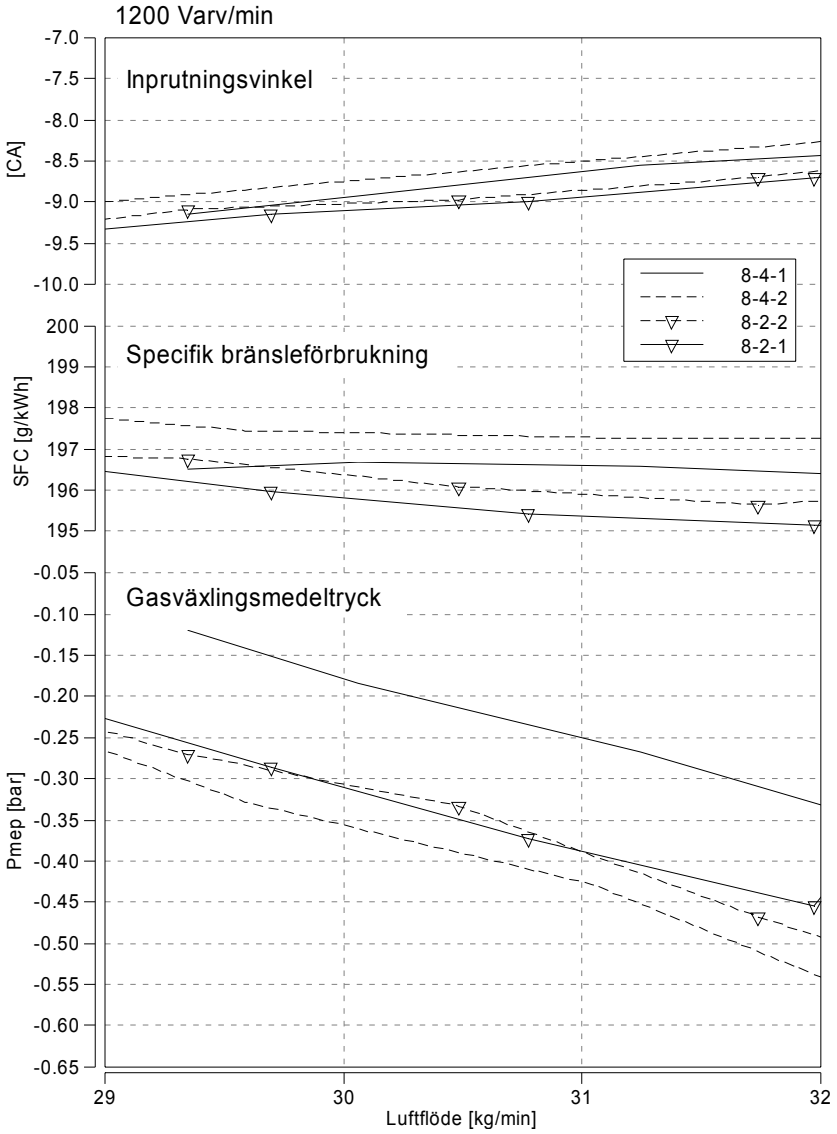
Figur 31. Tryck, temperatur och verkningsgrader på insugssidan s f a luftflöde.

Temperatur efter kompressorn är 5 °C lägre med 8-4-1 än övriga. Tryck efter kompressor är 100 mbar högre med 8-2 system än 8-4 system samt 50 mbar högre med dubbelport än enkelport. Volymetrisk verkningsgrad skiljer ca 1 % mellan 8-4 och 8-2. Kompressorn verkar fungera lika för alla fallen, 8-4-1 har något högre verkningsgrad.



Figur 32.Temperatur, tryck och verkningsgrad på avgassidan s f a avgasmassflöde.

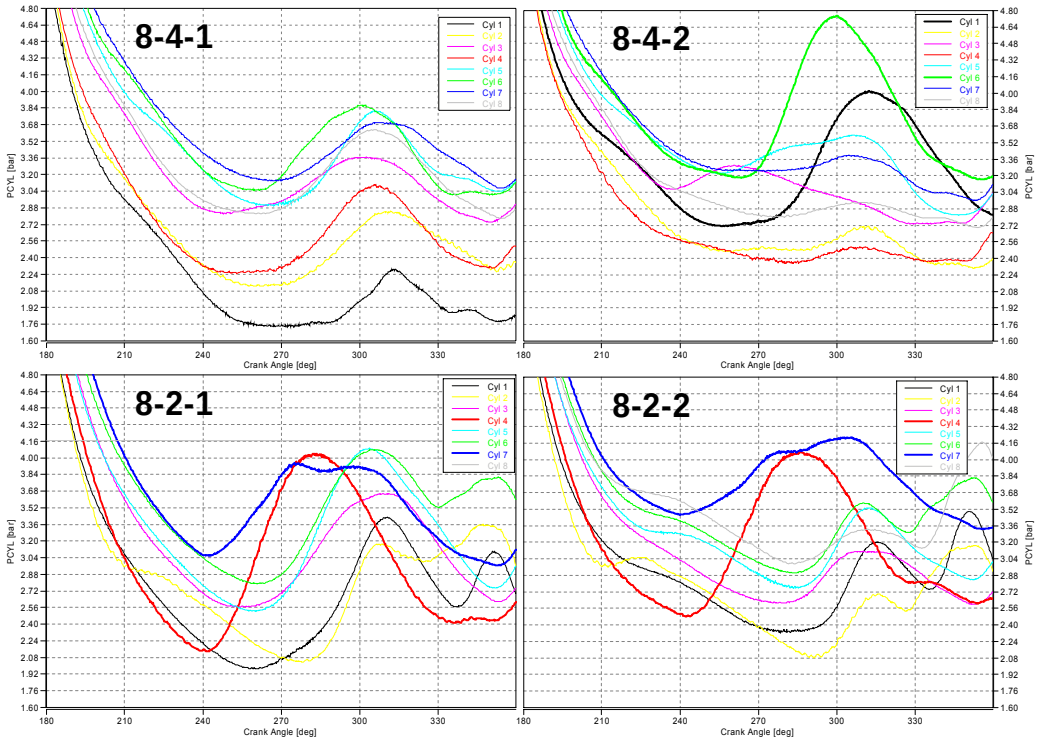
Tryck före turbin högre med dubbelinloppsturbin, skillnaden är 100 - 200 mbar, lägst expansionsförhållande med konfiguration 8-2-1. Temperaturen före turbin är omkring 20 grader lägre med 8-4 system. Turbinverkningsgrad ungefär samma för dubbelportsturbin, max omkring 71,5 % vid 34 kg/min i avgasmassflöde. 8-4-1 system är mellan 1,5 och 2,5 % bättre och har högst nivå vid 35 kg/ min, 8-2-1 systemet har ytterligare 1,5 % bättre turbinverkningsgrad.



Figur 33. Insprutningsvinkel, förbrukning och gasväxlingsmedeltryck s f a luftflöde.

Gasväxlingsmedeltryckt är ca 150 mbar bättre för 8-4-1 än de övriga över hela flödesområdet. Detta är dock svårt att se på bränsleförbrukningen där 8-2-1 systemet har lägst förbrukning ca 195 g/kWh. Skillnad i förbrukning är 2 g/kWh mellan 8-2-1 och 8-4-2 vilken är sämst, denna beror förmodligen snarast på den lilla skillnad i alfa som finns.

4.2.2.2 Vevvinkelupplöst cylindertryck



Figur 34. Vevinkelupplöst cylindertryck under avgastakten vid 1200 varv/min och 27 kg/min i flöde.

Cylindertrycket under avgastakten är vid 1200 varv/min för 8-4-1 väldigt lika mellan cylindrarna. 8-4-2 systemet har samma tendens som vid 1000 varv. Däremot verkar störningar i 8-2-1 systemet vara mer påtagliga där alla cylindrar får någon form av störpuls. Restgaspulserna i 8-2 systemet har blivit något kraftigare vid 1200 varv/min.

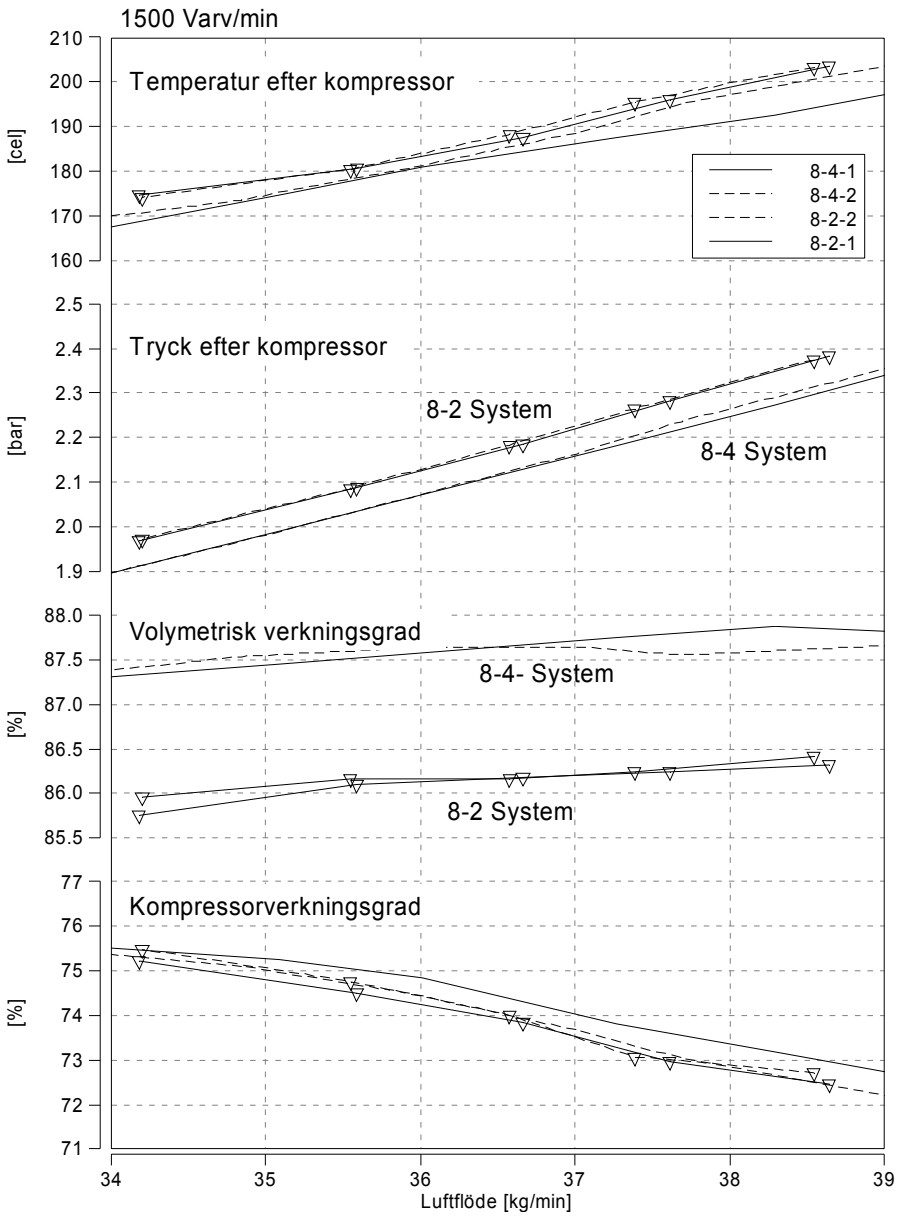
4.2.3 1500 varv/min

Kylningen har återigen varit något bättre för 8-4-1, skillnaden är dock bara 1 grad efter laddluftkylare. Mätdata som varit lika mellan proven redovisas i tabell 9.

Tabell 9. Några viktiga variabler som varit konstanta mellan proven.

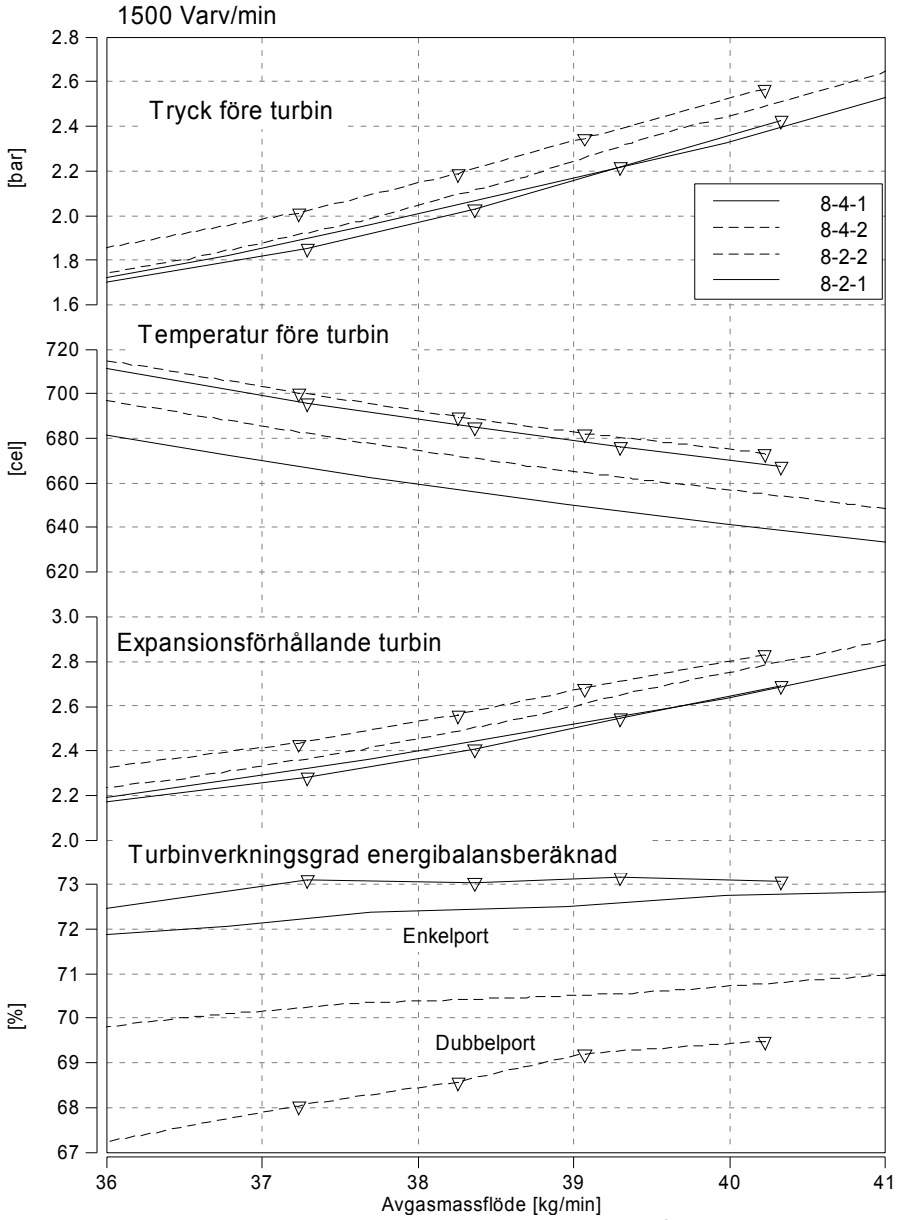
p_f	Tryck i bränslelist	1400 bar
m_{fi}	Insprutad mängd	281 mg/Insprutning
	Specifik NOx	9 g/kWh
p_{T2}	Avgasmottryck	260mbar, QG23 39 kg/min
p_{C1}	Tryck före kompressor	-46mbar, QL01 37 kg/min

4.2.3.1 VGT svep



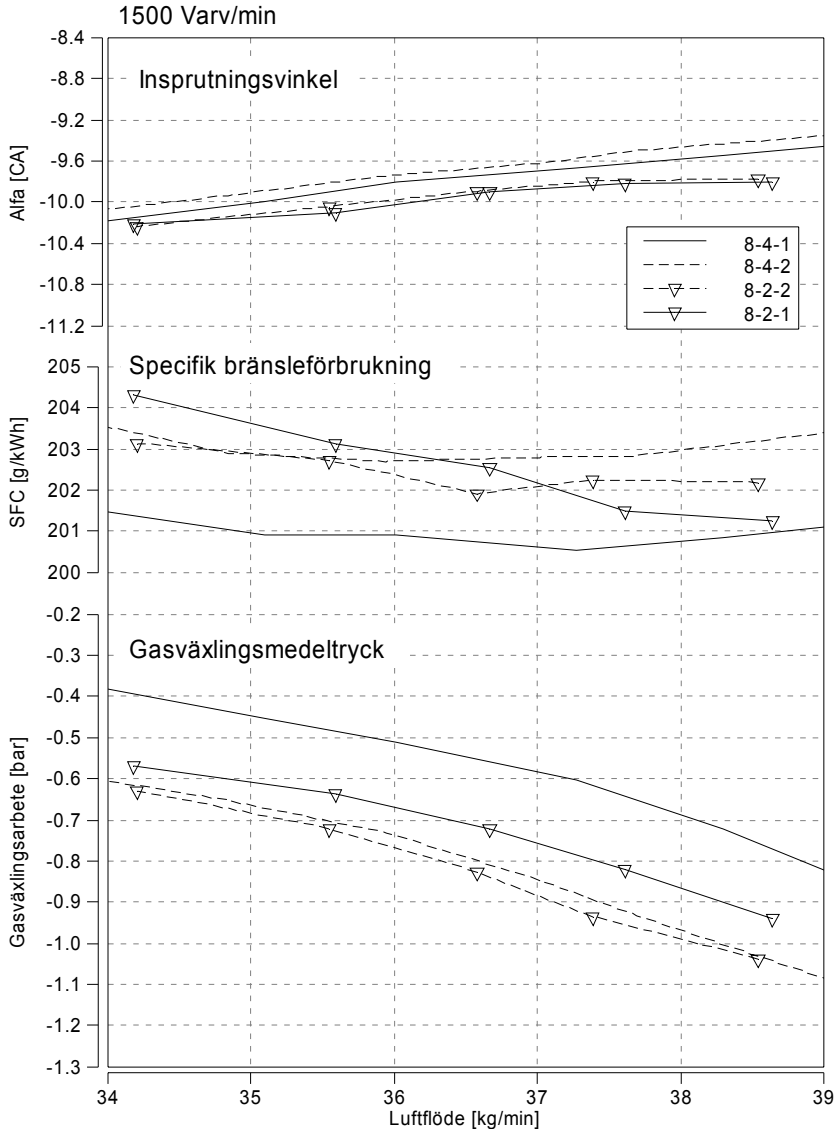
Figur 35. Tryck, temperatur och verkningsgrader s f a luftflöde.

Vid 1500 varv/min är volymetrisk verkningsgrad ca 1,5 % sämre för 8-2 systemet än 8-4 systemet. Detta syns i trycket efter kompressorn där skillnaden är 50 mbar mellan systemen. Kompressorverkningsgraden är ganska lika mellan systemen 8-4-1 är något bättre. Temperatur efter kompressor är lika mellan proven.



Figur 36. Tryck, temperatur och verkningsgrad på avgassidan s f a avgasmassflöde.

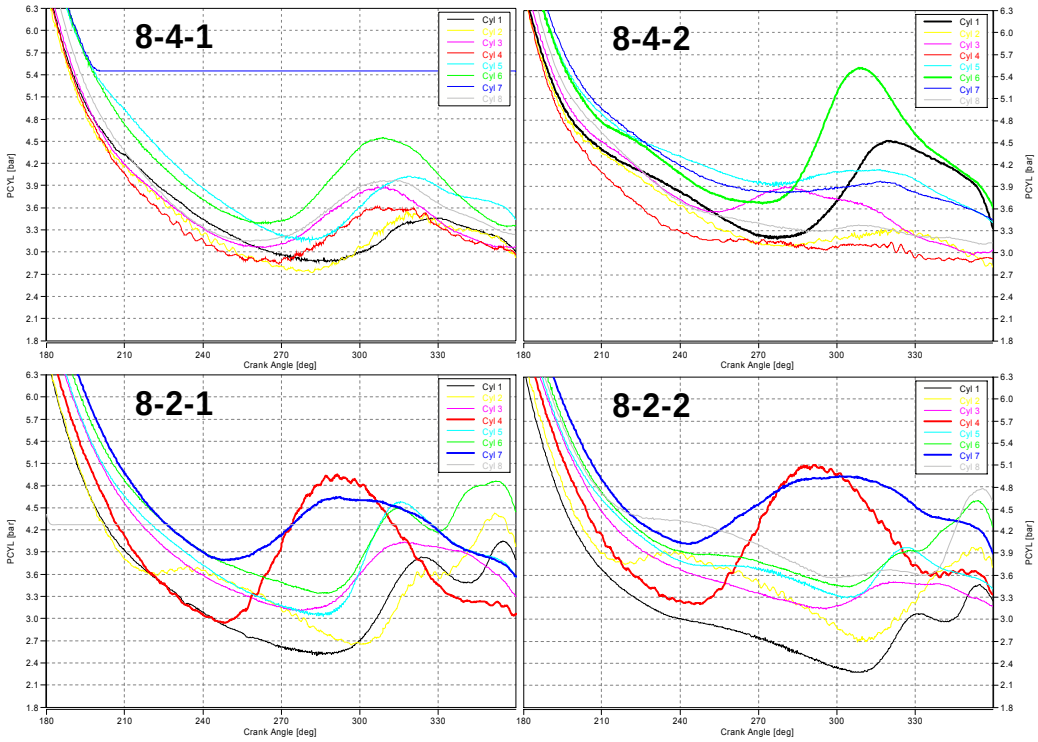
Tryck före turbin är lika för enkeportsturbin, 8-4-2 systemet har ungefär 100 mbar högre tryck och 8-2-2 ytterliggare 100 mbar högre. Temperaturen före turbin är 20 C lägre med 8-4-2 än 8-2 system, 8-2-1 och 8-2-2 lika, 8-4-1 har lägst temperatur före turbin, ca 20 °C lägre än 8-4-2. Turbinverkningsgraden bättre för enkelinloppsturbin, 3 % högre än med 8-4-2 vilken i sin tur är 1,5 % högre än 8-2-2.



Figur 37. Insprutningsvinkel, förbrukning och gasväxlingsmedeltryck s f a luftflöde.

8-4-1 har 150 mbar lägre gasväxlingsmedeltryck än 8-2-1 över hela flödesområdet. Dubbelinloppsturbinerna är ytterligare 50 – 100 mbar sämre där 8-4-2 verkar något bättre än 8-2-2. Specifik bränsleförbrukning är lägst för 8-4-1 ca 200,5 g/kWh, skillnaden är inte så stor i specifik bränsleförbrukning vilket eventuellt kan förklaras av något senare insprutning.

4.2.3.2 Vevvinkelupplösta cylindertryck



Figur 38. Vevinkelupplöst cylindertryck under avgastakten vid 1500 varv/min och luftflöde ca 35,5 kg/min.

Tendenserna är de samma vid 1500 varv som tidigare. Noterbart att 8-4 systemet inte verkar utsättas för 180° pulser i samma utsträckning som 8-2 systemet.

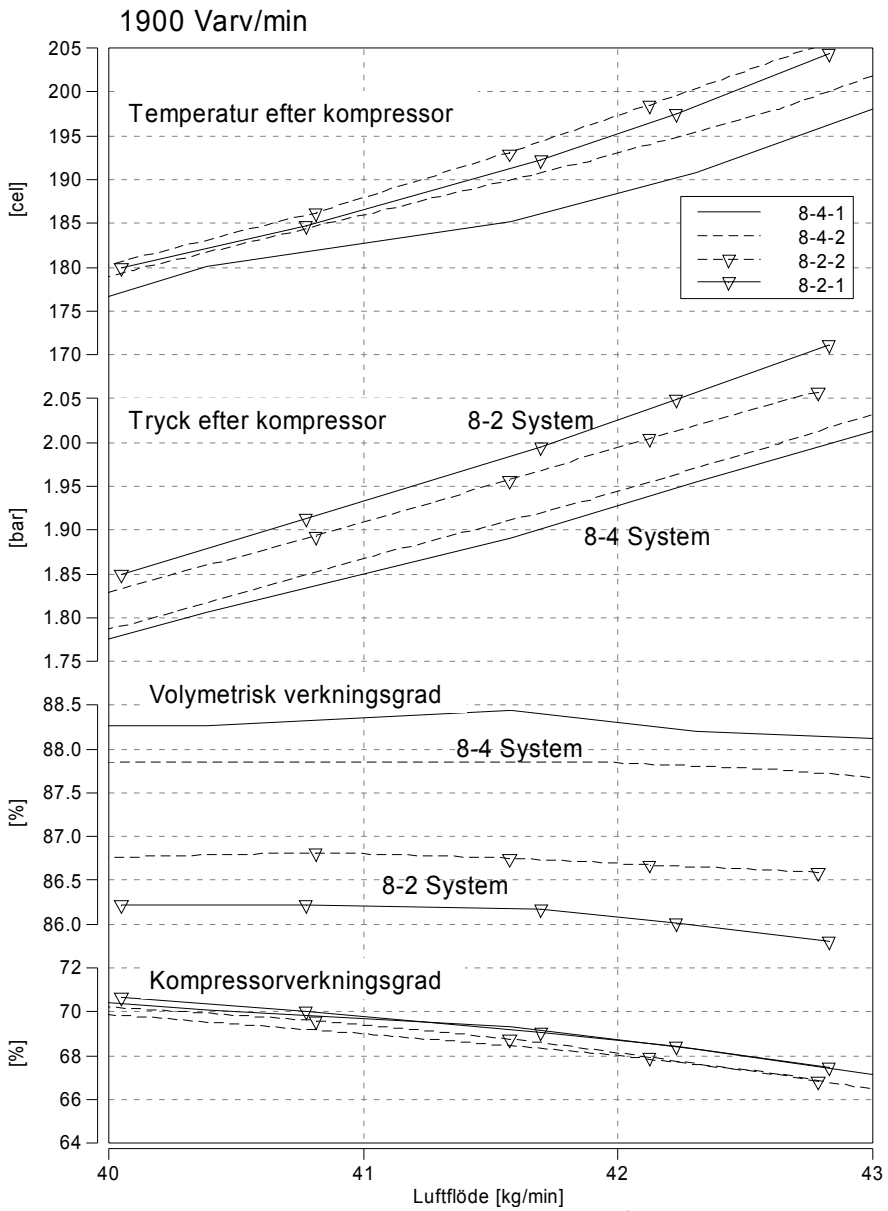
4.2.4 1900 varv/min

Viktiga data som inte skiljer sig nämnvärt mellan proven återfinns i tabell 10.

Tabell 10. Några viktiga varibler som varit konstanta mellan proven.

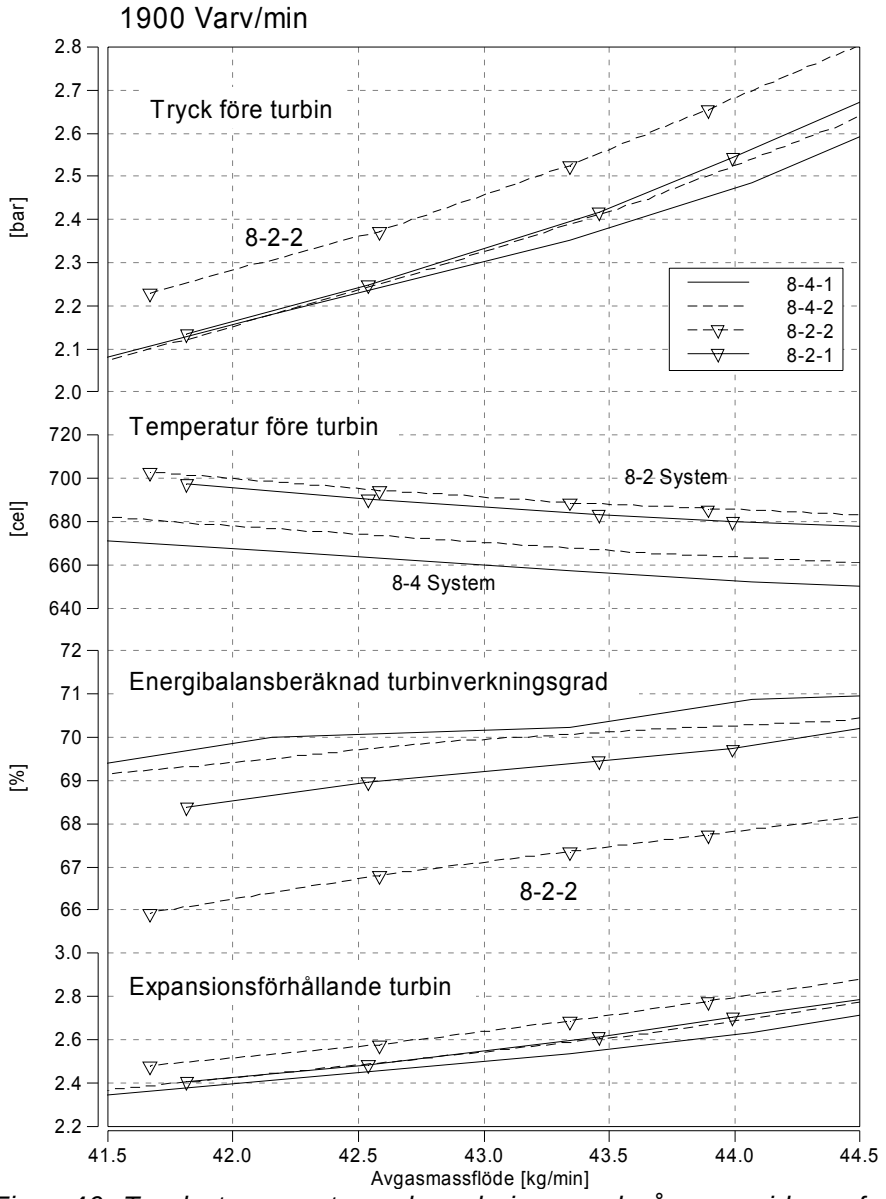
p_f	PM26	Tryck i bränslelist	1500 bar
m_{fi}	QB02	Insprutad mängd	232 mg/Insprutning
	QG71	Specifik Nox	9 g/kWh
	PG23	Avgasmottryck	320 mbar, QG23 43 kg/min
p_{C1}	PL17	Tryck före kompressor	-60 mbar, QL01 42 kg/min

4.2.4.1 VGT-svep



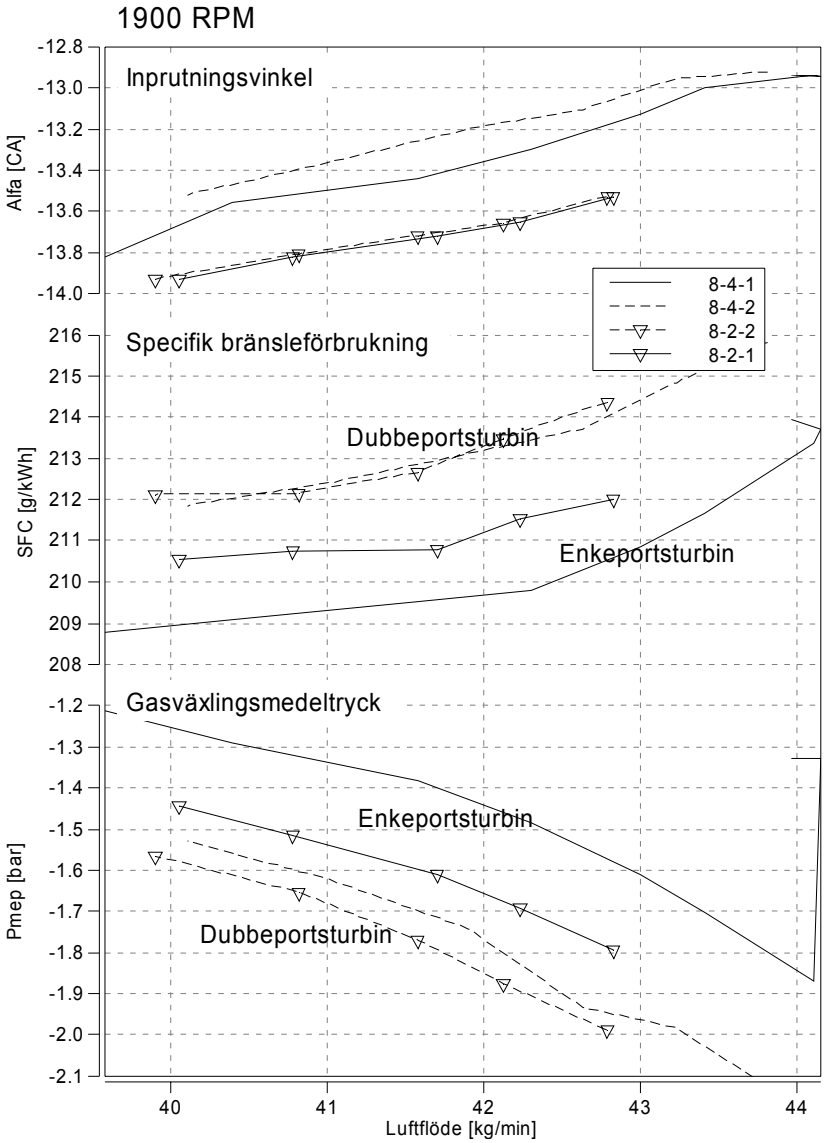
Figur 39. Tryck, temperatur och verkningsgrader på luftsidan s f a luftflöde.

Vid 1900 varv/min är volymetrisk verkningsgrad ungefär 2 % bättre för 8-4 systemet. 8-2-1 systemet klart sämst volymetrisk verkningsgrad, tryck efter kompressor skiljer sig 50 – 100 mbar jämfört med 8-4-1. Kompressorverkningsgraden skiljer inte nämnvärt mycket mellan proven trots den stora skillnaden i tryck efter kompressor.



Figur 40. Tryck, temperatur och verkningsgrad på avgassidan s f a avgasmassflöde.

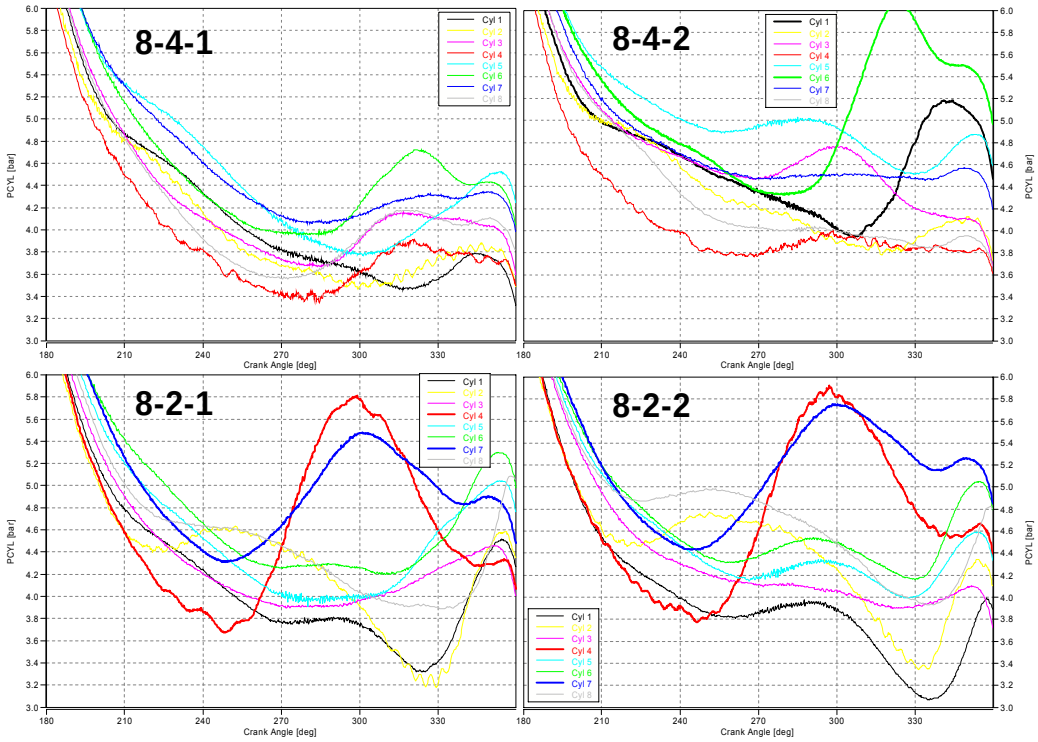
Trycket före turbin är högst för 8-2-2. Upp till 200 mbar högre än 8-4-1. Temperatur ca 30 C lägre för 8-4-1 än 8-2 system. Turbinverkningsgraden är 1 % bättre med 8-4-1 än 8-2-1, 8-2-2 ytterligare 2 % sämre.



Figur 41. Förbrukning, insprutningsvinkel och gasväxlingsmedeltryck som funktion av luftflöde.

Gasväxlingsmedeltryckt är vid 1900 varv/min 200 mbar lägra för 8-4-1 än 8-2-1. 8-2-2 systemet är ytterligare 50 -100 mbar sämre. Sämst gasväxling har 8-2-2 där skillnaden är 400 mbar till 8-4-1 systemet vid 42.5 kg/min i avgasmassflöde. Tendensen från 1500 varv/min förstärks. Bränsleförbrukningen är lägst 209 g/kWh för 8-4-1, denna konfiguration klarar även 0,2 i bosch vid detta flöde, det gör inte de andra konfigurationerna.

4.2.4.2 Vevvinkelupplösta cylindertryck



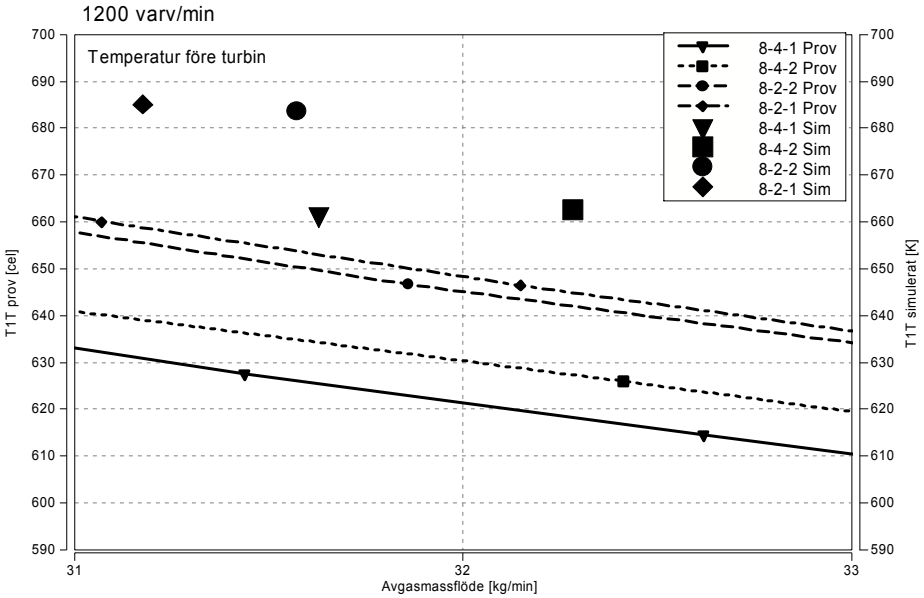
Figur 42. Cylindertryck under avgastakten för alla avgassamlarkonfigurationer vid 1900 varv/min och luftflöde 41,5 kg/min.

Samma tendenser som tidigare. 8-4-1 är väldigt jämn mellan cylindrarna, 8-4-2 får störning på cylinder 1 och 6. Samma störning för avgassamlarsystem 8-2 men på cylinder 4 och 7. Restgaspulserna förstärks ytterligare för avgassamlare 8-2.

5. Diskussion kring resultat från simulering och prov

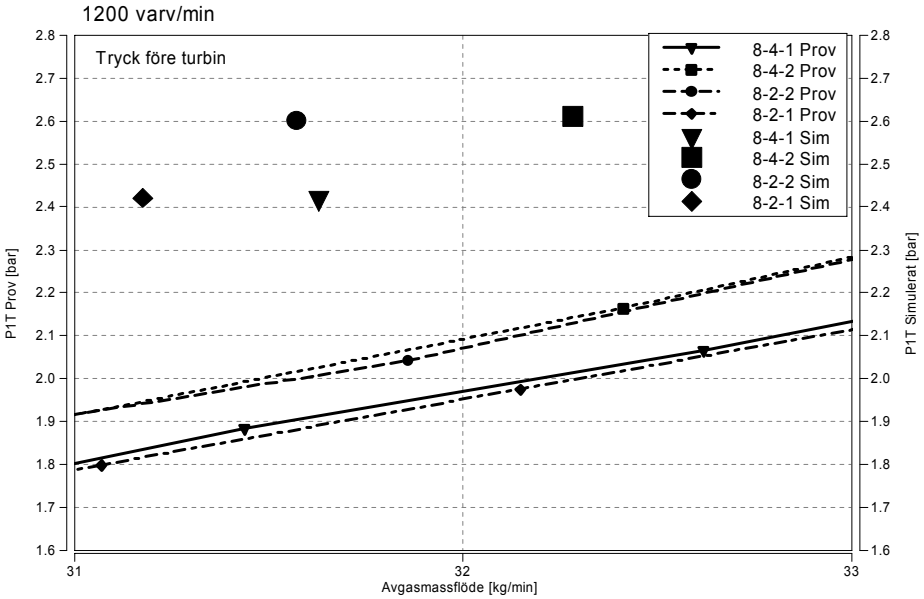
För att verifiera hur väl de konceptgrundande GT-Power simuleringarna stämmer överens med verkligheten så jämförs dessa med uppmätta resultat. Hänsyn tas till inbördes nivåskillnader mellan modeller vid prov och simulering.

5.1 Medelvärdesbildade variabler



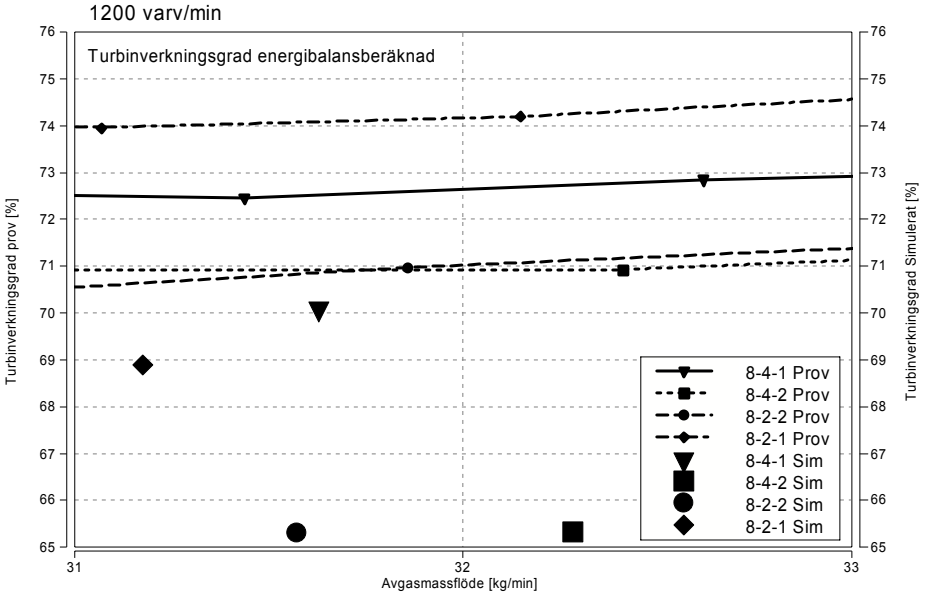
Figur 43. Temperatur före turbin vid 1200 varv/min, uppmätt och simulerat.

Temperatur före turbin stämmer väl mellan simulering och prov, figur 43. Temperatur ca 30 °C lägre för 8-4-1 och 8-4-2 jämfört med 8-2-1 och 8-2-2 både i simulering och vid prov.



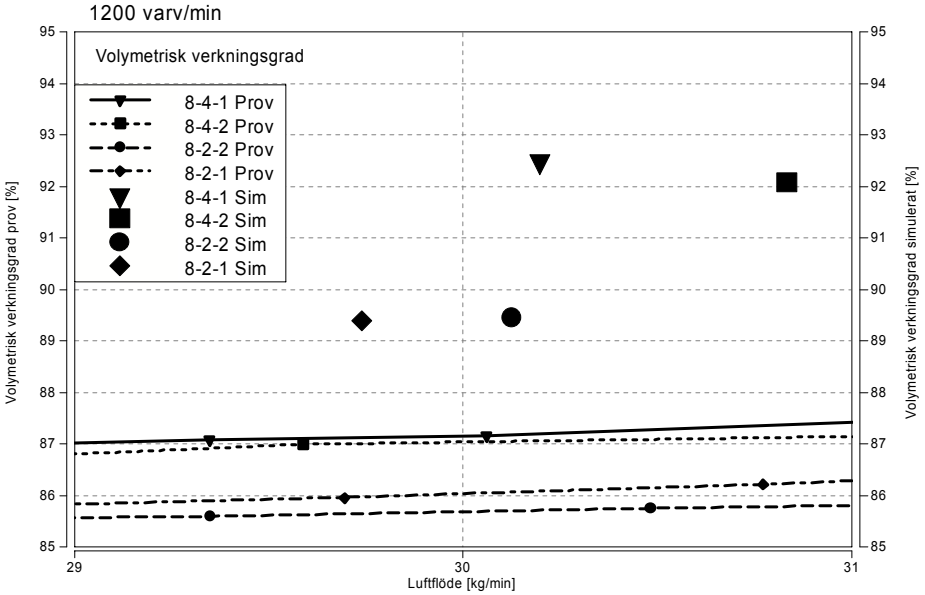
Figur 44. Tryck före turbin vid 1200 varv/min, uppmätt och simulerat.

Tryck före turbin stämmer väl mellan simulering och prov, jämför figur 44. Tryck före turbin skiljer 0,2 bar mellan enkelport och dubbelport vilket också stämmer bra.



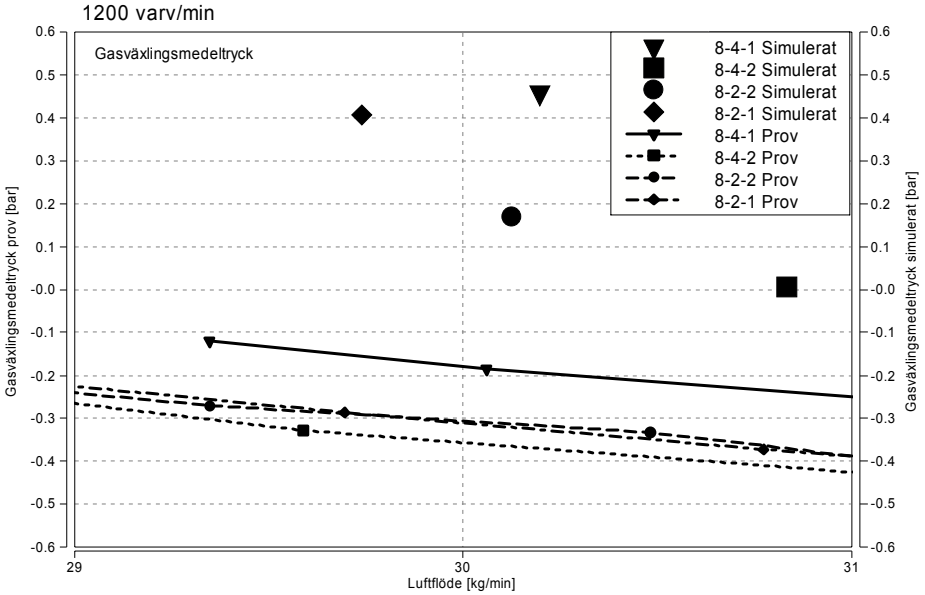
Figur 45. Turbinverkningsgrad vid 1200 varv/min, uppmätt och simulerat.

Turbinverkningsgrad 3,5 % skillnad mellan 8-2-1 och 8-2-2 i simulering och prov, 8-4-1 har vid prov 1,5 % lägre turbinverkningsgrad än 8-2-1, figur 45, vilket inte stämmer överens med simulering, här verkar GT-Power missa något i turbinverkningsgrad. Den större volymen är inte lika gynnsam som simulering visar. Enkelportsturbin ger dock betydligt bättre turbinverkningsgrad än dubbelportsturbin.



Figur 46. Volymetrisk verkningsgrad vid 1200 varv/min, uppmätt och simulerat.

Simulerat är volymetrisk verkningsgrad 3 % bättre med 8-4 system än 8-2 system vid 1200 och 1500 varv/min. Vid prov, figur 46, är skillnaden bara 1 – 1,5 %.

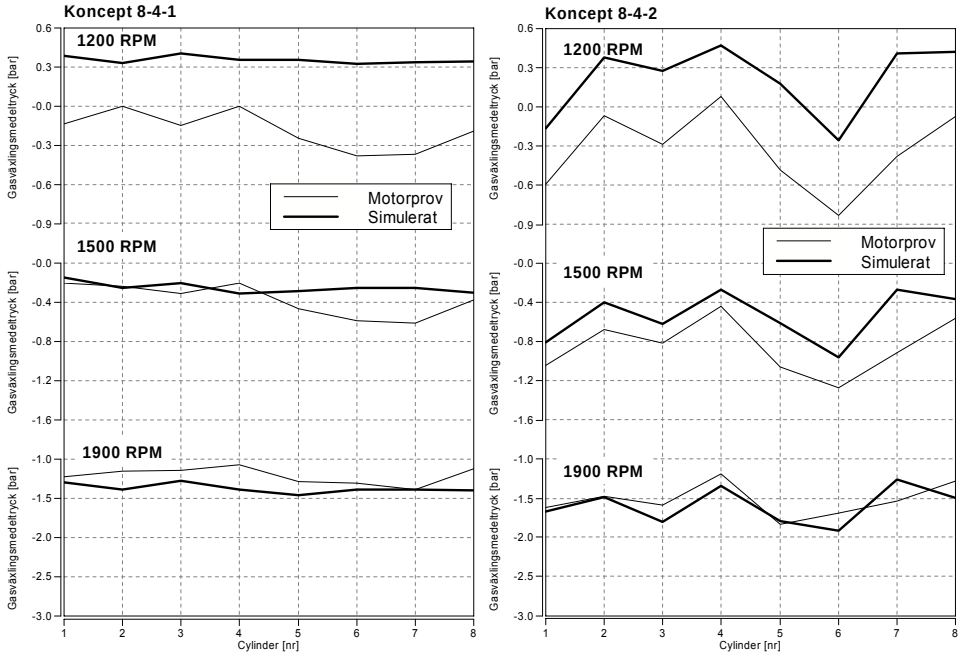


Figur 47. Gasväxlingsmedeltryck vid 1200 varv/min, uppmätt och simulerat.

Gasväxlingsmedeltryck skiljer sig åt vid 1200 varv/min, inbördes ordning är densamma mellan prov och simulering men nivåskillnad mellan 8-4-1 och 8-4-2 är 200 mbar vid prov, figur 33, och 400 mbar vid simulering. Skillnaden i gasväxlingsmedeltryck mellan 8-2-1 och 8-2-2 är i simulering 200 mbar men vid prov nästan obefintlig, figur 47.

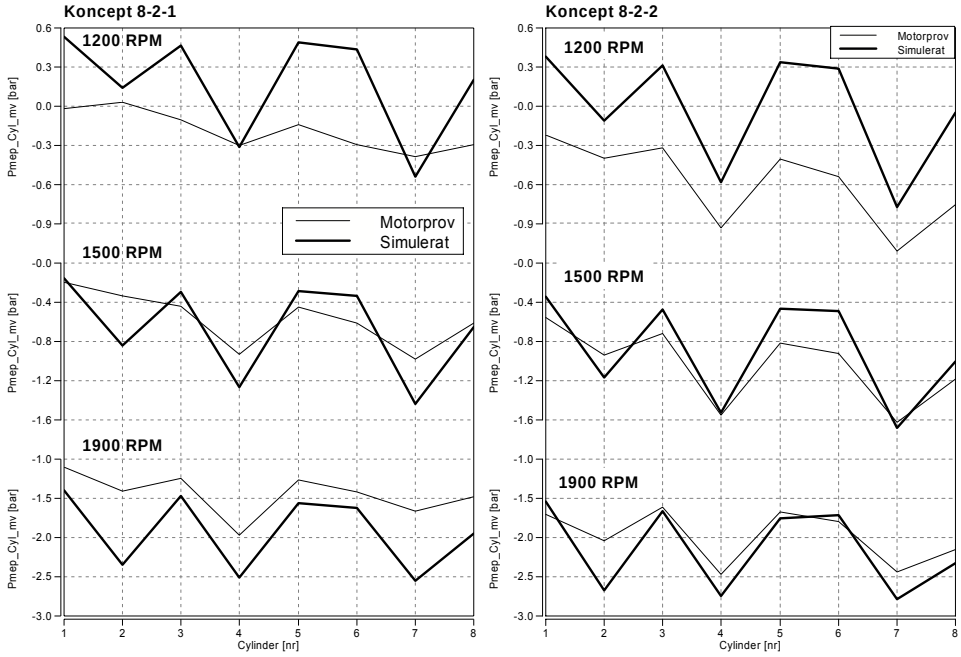
5.2 Cylinder till cylinder variationer

Spridning mellan cylindrarna för de olika avgassamlarna.



Figur 48. Cylindervariation i gasväxlingsmedeltryck vid prov och simulering med 8-4 system.

Spridningen mellan cylindrar verkar inte stämma helt mellan prov och simulering för 8-4 avgassamlarsystem. Nivån på spridningen med 8-4-1 systemet är ungefär 0,4 bar mot simulerat ca 0,2 bar, figur 48. Jämförelsen mellan prov och simulering med 8-4-2 systemet stämmer bättre om man ser till spridning, här är skillnaderna nästan obefintliga.



Figur 49. Cylindervariation i gasväxlingsmedeltryck vid prov och simulering med 8-2 system.

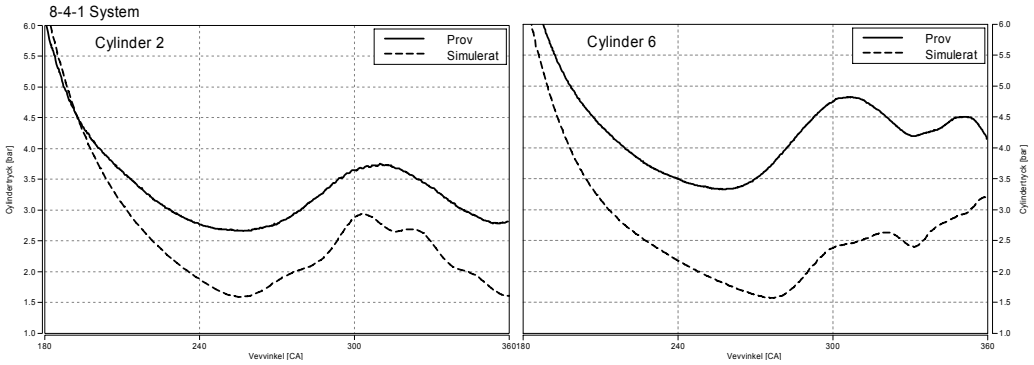
Cylindervariation i gasväxlingsmedeltryck med 8-2-1 systemet verkar vara något mindre vid prov än simulering, framförallt cylinder 2 och 7 verkar inte få lika stora störningar vid prov som simulerat, figur 49. För 8-2-2 systemet stämmer tendenser i spridning väl mellan prov och simulering, nivån på spridningen är dock inte så stor. Tendenser verkar vara att enkelportsturbin ger kraftigare störpulser mellan bankarna vid prov än simulering, vilket tyder på att det är svårt att simulera turbogrenröret. 8-2 systemet är något jämnare vid prov än simulerat.

5.3 Vevvinkelupplösta cylindertryckspår

För att förstå skillnader i cylindervariation mellan simulering och prov så jämförs cylindertryckspår under avgastakten.

5.3.1 8-4-1 System

Cylindertryck i cylinder 2 och 6 under gasväxlingen vid sim och prov.

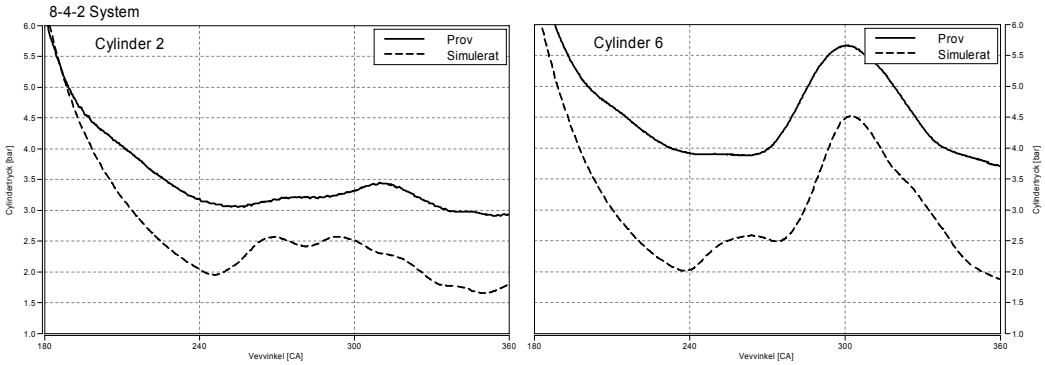


Figur 50. Cylindertryck under avgastakten 1200 varv/min, simulerat och uppmätt.

Formen på kurvan för cylinder 2 stämmer väl mellan prov och simulering, figur 51. Cylinder 6 får en tydlig 90° puls vid prov vilken inte alls är så kraftig vid simulering. Tyder på att GT-Power missar avgaspuls från cylinderbank ett (cylinder 3), kan även bero på backströmning över ventilen.

5.3.2 8-4-2 System

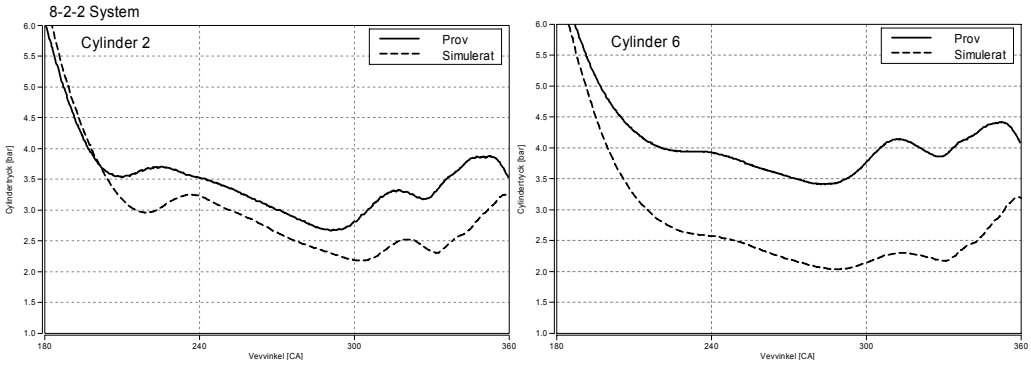
Cylindertryck i cylinder 2 och 6 under gasväxlingen vid simulering och prov. Cylindertycket under avgastakten stämmer väl mellan prov och simulering, figur 51.



Figur 51. Cylindertryck under avgastakten 1200 varv/min, simulerat och uppmätt.

5.3.3 8-2-2 System

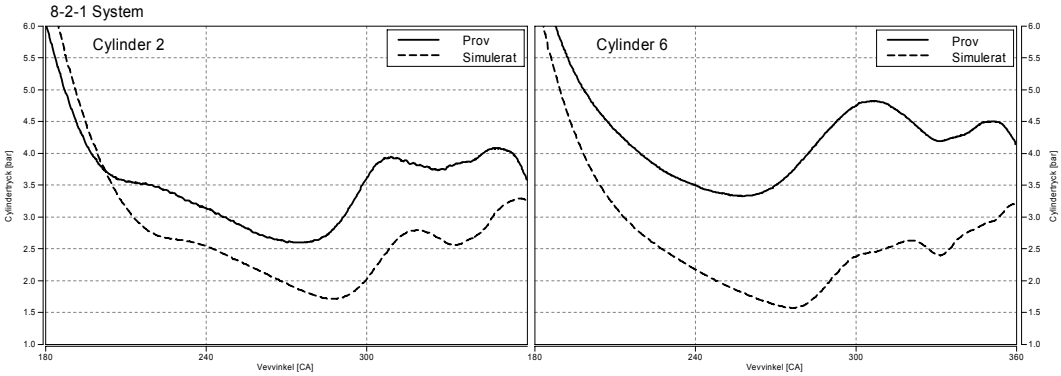
Cylindertryck i cylinder 2 och 6 under gasväxlingen vid simulering och prov. Cylindertycket under avgastakten stämmer väl mellan prov och simulering, figur 52.



Figur 52. Cylindertryck under avgastakten 1200 varv/min, simulerat och uppmätt.

5.3.4 8-2-1 System

Cylindertryck i cylinder 2 & 6 under gasväxlingen vid 1200 varv/min, simulerat och provat.



Figur 53. Cylindertryck under avgastakten vid 1200 varv/min, simulerat och uppmätt.

Cylinder 2 stämmer väl mellan simulering och uppmätt. Cylinder 6 får en 180 puls vid prov vilken inte syns i simulering figur 53.

6. Slutsatser

Skillnader i prestanda mellan modeller i GT-Power beror på två faktorer. Den ena är att enkelportsturbin ger en högre turbinverkningsgrad över hela varvtalsregistret vilket i sin tur beror på ett jämnare flöde av avgaspulser. Även den större volymen då bankarna är kortslutna påverkar turbinverkningsgraden positivt, då minskar fluktuationer i tryck och massflöde vilket i sin tur minskar arbetsområdet i turbinmappen. Den andra faktorn är pulsationer i avgassamlarna, 90° pulser, vilka stör avgastakten på vissa cylindrar. Detta visar sig tydligt då tändföljden ändras och prestandaskillnad mellan 8-4-1 och 8-4-2 är i stort sett obefintlig.

Motorproven visar att 8-4-1 system är mest gynnsamt med avseende på gasväxling och jämnhet mellan cylindrar. Tendenserna från GT-Power simuleringar visar sig stämma väl med avseende på spridning mellan cylindrar och medelvärdesbildat gasväxlingsmedeltryck. Skillnader mellan i gasväxlingsmedeltryck är inte så stor vid prov som GT-Power visar. Detta beror främst på överföringen av pulser mellan bankarna med enkelportsturbin vilket innebär att GT-power har svårt att simulera turbogrenröret. Det faktum att turbinverkningsgraden för 8-2-1 är högre än för 8-4-1 vid 1000 och 1200 varv/min säger att en mindre avgassamlarvolym är positivt vid lägre flöden. Detta tyder på att turbinen är bättre på att utnyttja pulsenergin i avgaserna än vad som simuleras.

Referenser

[1] Thomas Timrén, 2004. “GT-POWER FÖRSTUDIE DP” Scania internrapport M17_647

[2] D E Winterbone, 2002. “A study of the Exhaust Manifold and Turbocharger Arrangement on Scania DC16 V8 Diesel Engine”

[3] John B Heywood, 1988. “Internal combustion engine fundamental” McGraw-Hill

[4] N. Watson and M.S. Janota, 1982. “Turbocharging the internal combustion engine” MACMILLAN PUBLISHERS LTD

[5] K-G Samnegård, 2003. “Formelsamling för beräknade värden i dieselmotorprotokoll” Scania internrapport M87_047

[6] Gamma Technologies, 2004. ”GT-POWER User´s Manual”

Bilaga 1. Nomenklatur

Förkortning	Beskrivning	Enhet
T_{atm}	Omgivningstemperatur	[°C]
T_{fm}	Temperatur i flödesmätare	[°C]
T_{C1}	Temperatur före kompressor	[°C]
T_{C2}	Temperatur efter kompressor	[°C]
T_i	Temperatur inlopp motor	[°C]
T_{cool}	Temperatur Kylluft	[°C]
T_{T1}	Temperatur turbininlopp mv	[°C]
T_{T11}	Temperatur turbininlopp 1	[°C]
T_{T12}	Temperatur turbininlopp 2	[°C]
T_{T2}	Temperatur efter turbin	[°C]
p_{atm}	Atmosfärstryck	[mbar]
p_{fm}	Tryck i flödesmätare	[mbar]
p_{C1}	Tryck före kompressor	[mbar]
p_{C2}	Tryck efter kompressor	[bar]
p_i	Tryck inlopp motor	[bar]
p_{T11}	Tryck turbininlopp ett (1,2,3,4 & 3,4,6,8)	[bar]
p_{T12}	Tryck turbininlopp två (1,2,5,7 & 5,6,7,8)	[bar]
p_{T2}	Tryck efter turbin	[bar]
p_{back}	Avgasmottryck	[mbar]
η_v	Volymetrisk verkningsgrad	[%]
η_C	Kompressorverkningsgrad	[%]
F/A	Bränsle luft förhållande	
η_T	Turbinverkningsgrad energibalansberäknad	[%]
m_f	Bränslemassflöde	[g/min]
m_{fi}	Insprutad mängd, delta	[mg/inspr.]
sfc	Specifik bränsleförbrukning	[g/kWh]
$\dot{m}_a$	Luftmassflöde	[kg/min]
$\dot{m}_f$	Bränslemassflöde	[g/min]
$\dot{m}_b$	Avgasmassflöde	[kg/min]
N	Motorvarvtal	[varv/min]
N_T	Turbinvarvtal	[varv/min]
M	Motormoment	[Nm]
SOI	Insprutningsperiodens början, alfa	[CA]
p_f	Tryck i bränslelist	[bar]
p_{cyl}	Cylindertryck	[bar]
C_{Pa}	Specifik värmekapacitet luft	[J/kgK]
NOx	Specifik NO_x emission	[g/kWh]
V	Slagvolym	[dm^3]
C_{Pb}	Specifik värmekapacitet avgaser	[J/kgK]

Bilaga 2. Beräkningar

Nedan redovisas några viktiga beräkningar av verkningsgrader och massflöden vilka finns med i redovisade resultat. Beräkningarna är hämtade ur [5], förklaring till förkortningar finns i bilaga 1.

Luftmassflöde

$$\dot{m}_a = HKONST \times A \times B$$

$$A = \sqrt{\frac{p_{atm}}{1000} \times \frac{298}{T_{atm} + 273}}$$

$$B = \sqrt{ABS(p_{fm})}$$

$$HKONST = XL04 \times ABS(p_{fm}) + XL03$$

beror på Holsetflänsens storlek

$$XL03 = 6.362$$

$$XL04 = -0.000660$$

Specifik värmekapacitet för luft

$$\begin{aligned} C_{Pa} = 16744 * ((((((&-0.175910 + 0.131916 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &+ 0.487681 - 0.329177 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &- 0.495193 + 0.303892 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &+ 0.204002 - 0.136826 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &- 0.00537264 + 0.0439355 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &+ 0.0598376 + 0.00381017 * \mathrm{YPRIM}) \end{aligned}$$

$$XPRIM = \frac{9 \times (T_{C2} + 273) - 2000}{20000}$$

$$YPRIM = 0$$

Kompressorverkningsgrad

$$\eta_C = 100 \times \frac{(T_{C1} + 273)}{(T_{C2} - T_{C1})} \times \left(\left(\frac{p_{C2} \times 1000 + p_{atm}}{p_{C1} + p_{atm}} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1 \right)$$

$$\kappa = \frac{C_{Pa}}{(C_{Pa} - 287{,}369)}$$

Volymetrisk verkningsgrad

$$\eta_v = 100 \times \frac{\dot{m}_a}{\frac{p_{atm} + 1000 \times p_i}{(T_i + 273) \times 287{,}369}} \times \frac{2}{\frac{N}{V/1000}}$$

Avgasmassflöde

$$\dot{m}_b = \dot{m}_a \times \frac{\dot{m}_f}{1000}$$

Specifik värmekapacitet avgaser

$$\begin{aligned} C_{Pb} = 16744 * ((((((&-0.175910 + 0.131916 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &+ 0.487681 - 0.329177 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &- 0.495193 + 0.303892 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &+ 0.204002 - 0.136826 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &- 0.00537264 + 0.0439355 * \mathrm{YPRIM}) \times \mathrm{XPRIM} \\ &+ 0.0598376 + 0.00381017 * \mathrm{YPRIM}) \end{aligned}$$

$$XPRIM = \frac{9 \times (T_{T1} + 273) - 2000}{20000}$$

$$YPRIM = 10 \times F / A \quad om \quad 10 \times F / A < 0{,}698$$

$$YPRIM = 0{,}698 \quad om \quad 10 \times F / A > 0{,}698$$

Turbinverkningsgrad energibalansberäknad

$$\eta_T = 100 \times \frac{\dot{m}_a \times C_{pa} \times (T_{C2} - T_{C1})}{(\dot{m}_a + \frac{\dot{m}_f}{1000}) \times C_{pb} \times (T_{T1} + 273) \times \left(1 - RG03^{(1-\kappa)/\kappa}\right)}$$

$$\kappa = \frac{C_{Pb}}{C_{Pb} - 287{,}369}$$

Specifik bränsleförbrukning

$$sfc = \frac{1000 \times 60 \times \dot{m}_f}{2 \times \pi \times M \times n}$$

$n - ANTAL\ MOTORVARV\ UNDER\ BRÄNSLEMÄTNING$