

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP



Kjøretøyparametere i drivlinjen på moderne kjøretøy

av

Khurram Shaddiq



Gradsoppgave

Maskin- prosess og produktutvikling,

IMT/UMB, 2013

FORORD

Dette prosjektet er gjennomført som en del for masterprogrammet i Maskin-prosess og produktutvikling ved Institutt for matematiske realfag og teknologi ved UMB. Prosjektet er gjennomført i vårsemesteret 2013 med et omfang på 30 studiepoeng.

I Norge har det ikke blitt gjort mye for å få oversikt over hvordan bilindustrien har utviklet seg i forhold til miljø. Dette henger sammen alle de delene som har blitt forbedret de siste 25 årene. Vi ser stadig i reklamefilmer på tv og andre medier at bilmerker viser til flere forbedringer de har gjort for å få ned fossilt brennstoff forbruk. Denne oppgaven vil inneholde informasjon relatert til disse forbedringene. Og hva disse går ut på.

Rapporten innledes med grunnlagsteori, deretter ser jeg på endringer de siste 25 år, til sist presenteres en del caser som viser hvordan beregningene utføres.

Det forutsettes at leseren har grunnleggende kunnskap innenfor ingeniørfag og kjøretøydynamikk. Oppgaven kan brukes til å gi oppdatert informasjon om kjøretøydynamikk og som veileder ved beregninger.

Til slutt vil jeg takke Geir Terjesen (UMB, Førsteamanuensis), Reidar Fønnebø (RSA, kursansvarlig) og Roy Ekornrud (Toyota, instruktør produkt konsulent), for all hjelp og motivasjon.



Khurram Shaddiq

Ås, den 10.mai 2013

SAMMENDRAG

Det har vært en meget stor utvikling på kjøretøy i forhold til kjøretøy som var produsert på 1970- 1980 tallet. Kjøretøyene har blitt mer energieffektive og grunnen til dette er at myndighetene og forbrukerne forlanger dette. Dagens samfunn har blitt mer miljøbevisste og fokuserer mer på forurensing forårsaket av kjøretøy. All denne fokuseringen har ført til at man har videreutviklet karosseri og drivlinje. For å finne ut detaljene rundt disse forandringene ble det gjort en litteraturstudie. Dette var nødvendig for å finne formelverk og andre data slik at beregninger kunne gjøres. Hovedmålet med oppgaven er å kunne dokumentere at de nyere kjøretøyene bruker mindre drivstoff. Og ved hjelp av dette se hvilke fysiske forandringer som har blitt gjort for å oppnå et lavere forbruk.

Denne masteroppgaven omhandler et tema som er ganske omfattende med tanke på mengde informasjon som jeg måtte gjennomgå og sortere. Det ble anskaffet 30 bøker innenfor dette feltet hvor det ble sortert ut noen som ble brukt videre. Jeg kontaktet importører for de fleste kjente bilmerkene for å få tak i bil data. Det ble også gjort mye arbeid for å finne gode linker og informasjon på internett. Det som jeg synes var krevende var å sortere og begrense stoffet slik at jeg ikke gikk utenfor de rammene som var satt. Jeg brukte mye tid på å ringe og maile med de forskjellige bilimportørene. Det var meget få av dem jeg kontaktet som hjalp meg videre med data. Mye av de dataene jeg etterspurte fantes ikke hos importøren. Eksempel på det er kotekart. De fleste importørene unnskyldte seg etter noen uker uten kontakt. Hadde jeg gjort denne oppgaven på nytt ville jeg ha kontaktet bilfabrikantene direkte med en gang man startet med oppgaven. De har mulighet til å eventuelt gi ut mere informasjon.

Vi ser ut i fra effekt og moment kurve at motorene har blitt mindre i volum men klarer å yte like mye som sine forgjengere mens forbruket har gått ned. Fabrikantene har blitt mye flinkere til å samkjøre girkasse opp mot motor. Det har kommet masse nytt innenfor girkasse typer og optimalisering. Der har vi GM sine automatiserte manuell girkasse med dobbel kløtsjer. Og ZF sine 9 trinns automat girkasser. Det er også blitt mer vanlig å ha automatgirkasse og firhjulstrekk på bilene. Det har blitt en stor utvikling i kjøp av suv. På karosseri siden har flere fabrikanter prøvd ut hele karosserier i andre metaller. Man kan da nevne Audi A8 og A2 som er produsert i aluminium. Når et karosseri er i aluminium vil det bli 25 % lettere. Dette er jo et meget viktig element for å få ned brenselforbruket. Andre har prøvd å bytte ut metall deler i støttekarosseri og interiør med plastikk og fiber blandinger. Noe som har ført til lavere produksjonskostnader og vektbesparelse. På en av oppgavene ble det utført en praktisk test for å estimere luft og rullemodstandskoeffisient konstanter.

ABSTRACT

The automobile technology has undergone a revolution since 1970's. The vehicles have become more energy efficient mainly because of governmental regulations. Today's society has become more environmentally aware and therefore it is a stronger focus on pollution caused by vehicles. All these factors lead to even more optimized chassis and powertrain technology. In order to find out the details of these changes, a literature study was performed. This master thesis includes a description of calculations for newer vehicles. This was performed in order to document the fuel reduction of the latest vehicles.

This thesis deals with a topic that is quite extensive. Considering the amount of information that I had to go through and sort. Several books were obtained during the literature study, where 8 of these were used in the master thesis. I contacted the importers of vehicles in Norway to get information. It was also made a great effort to find quality links and information from the internet. Sorting and selection of the conducted information was one of the challenges that appeared during this master thesis. I spent a lot of time calling and emailing with the different vehicle importers. Only some of them assisted with information. Much of the information I asked for where confidential or not present at all. The fuel consumption map is an example of information that was not accessible at all. Most importers apologized after a few weeks of contact, and said they could not help me out. If I had to do this thesis again I would have contacted the vehicle manufacturers directly once I started the thesis. They are able to give me more information if they are allowed to do so.

As we can see out of the power and torque map the engines have become smaller in volume but they perform as much as their earlier models. And the fuel consumption has decreased. The manufacturers have become much better at matching gearbox to the engine. There are many types of new gearboxes in the market now. We have GM's automated manual gearbox with dual clutches. And we have the ZF's 9-speed automatic transmission. It is also more common to have automatic transmission and four-wheel drive in cars. It has been a great development in the purchase of SUV. Some manufacturers are using other lightweight metals. Models like the Audi A8 and A2 which are made out of aluminum. When a frame is made out of aluminum it will be 25% lighter. This is a way to reduce fuel consumption. Others have tried to replace metal parts in support bodywork and interior with plastic and fiber. A practical test was performed in order to determine the coefficient of air and rolling resistance.

INNHALDSFORTEGNELSE

1. INNLEDNING	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Kravspesifikasjon	2
1.3 Hovedmål	2
1.3.1 Delmål	2
1.3.2 Begrensninger	3
1.4 Kvalitetssikring	3
2. TERMINOLOGI	4
2.1 Viktige begreper og definisjoner	4
2.2 Symboler.....	4
3. GRUNNLAGSTEORI	8
3.1 Introduksjon	8
3.2 Kjøremotstand.....	8
3.2.1 Rullemotstand	8
3.2.2 Luftmotstand.....	11
3.2.3 Stigningsmotstand.....	17
3.2.4 Akselerasjonskrefter.....	17
3.2.5 Samlet kjøremotstand.....	18
3.2.6 Effektbehov	18
3.2.7 Drivhjulenes skyvekraft	19
3.3 Drivlinjen	20
3.3.1 Drivlinjens historie	20
3.3.3 Hovedoppgaver en girkasse har	21
3.3.4 Girkasse tap og effektivitet	22
3.4 Girkasse typer.....	23
3.5 Girkassens utvekslingsforhold.....	26
3.5.1 Manuell girkasse.....	26
3.6 Drivlinjens aksler	27
3.6.1 Utvekslingsforhold på gir og drev i hele drivlinjen	28
3.6.2 Drift av drivaksel.....	29

3.7 Motor.....	30
3.7.1 Motorens karakteristikk	33
3.7.3 Motor spredning og gasspådrag	33
3.7.4 Drivstoff forbruk.....	34
4. HOVED ENDRINGER I MOTOR, KAROSSERI OG DRIVERK DE SISTE 25 ÅR	37
4.1 Utvikling i karosseri design og konsept	37
4.2 Utvikling av girkasser.....	38
4.2.1 ZF 9 Trinns automatisk girkasse	39
4.2.2 General Motor 6T40 6 trinns automatisk girkasse	39
4.2.3 Ford's automatiserte manuell girkasse med doble kløtsjer	40
4.3 Utvikling av motor	41
4.3.1 Renault og Nissan allianse modell TCe 130.....	42
4.3.2 Mini R56 motor	43
5. CASER.....	44
5.1 Fiat Punto med motor 1.4 MPI 95.....	44
5.2 Mazda 3 2.0i 111kW kotekart og beregninger.....	47
5.3 Estimering av luft og rullemotstandskoeffisient	51
6. KONKLUSJON	53
6.1 Spesifikke endringer	53
6.2 Videre arbeid	54
7.LITTERRATURREFERANSER	55
8. VEDLEGG.....	58

1. INNLEDNING

1.1 Bakgrunn

Det stilles stadig strengere krav med hensyn på drivstoff forbruk og de fleste kjøretøy produsentene har utviklet mange nye systemer eller forbedret de eksisterende systemene som krever energi for å driftes. For hvert år som går har det blitt en økning i antall kjøretøy som ruller på veiene og dette fører til mere forurensning. Dette er et tema som må studeres nøye for å få oversikt over hva som har blitt gjort for å forbedre energiutnyttelsen. I denne hoved oppgaven har jeg tenkt å ta ut en del av disse forbedringene og analysere de.



Figur 1. Viser økning i fossilt brennstoff forbruk [28].

Slik vi kan se fra denne grafen så har behovet for fossilt brennstoff økt for hvert år som går. Til en viss grad har kjøretøyene påvirket dette. Det er derfor et krav fra myndighetene og forbrukerne om å produsere kjøretøy som bruker mindre drivstoff.

1.2 Kravspesifikasjon

Det finnes lite av Norsk litteratur som beskriver hvilke parametere som er forandret eller forbedret slik at moderne kjøretøy bruker mindre drivstoff enn sine eldre utgaver. Mange av de nye bilene kan ha større motorvolum, flere trinn i girkassen og i noen tilfeller mer total vekt på bilen, men fortsatt være snillere på forbruk. Jeg har blitt enig med oppdragsgiver om å jobbe med de punktene som er nevnt under.

For å få oversikt over noen av disse parameterne vil det bli sett på noen av hoved områdene som fører til energi forbruk.

- Oversikt over formelverk for drivkraft og kjøremotstand
- Endringer som er gjort på karosseri med hensyn på luftmotstand
- Endringer som er gjort i drivverket
- Endringer som er gjort på motorsiden

Andre ting som kan ses på som en problemstilling er beregninger som må utføres for å nå disse sammenlikningene. En oversikt følger under.

- Innsamling av data og informasjon
- Beregninger på moderne kjøretøy
- Beregninger på energiforbruk

1.3 Hovedmål

Følgende hovedmålsetting er definert for mastergrad arbeidet:

Det skal utføres en litteratur studie som går ut på å analysere momenter som har ført til at moderne kjøretøy bruker mindre drivstoff enn eldre kjøretøy. Samle informasjon om forskjellige bil merker og regne på forskjellige caser.

1.3.1 Delmål

- Gjennomgå grunnleggende teori for drivkraft og kjøremotstand
- Finne ut hva som fantes av teknologi tidligere
- Sette meg inn i nyere bilteknologi

1.3.2 Begrensninger

Generelle begrensninger for oppgaven:

- Dette er en litteraturstudie som inneholder litt forskning og testing av beregninger i praksis
- Det vil ikke utføres praktisk test på alle formler som er oppgitt i oppgaven

1.4 Kvalitetssikring

Jeg har gått igjennom hele rapporten to ganger jeg har fått en kollega til å se over. Alle større språkfeil og formuleringer har blitt rettet på. Kontrollert utregningene to ganger og diskutert forutsetningene med veileder.

2. TERMINOLOGI

2.1 Viktige begreper og definisjoner

Tabell 1 – Viser forkortelser og deres betydning.

Utrykk	Forklaring
GK	Girkasse
MT	Manuell girkasse
AT	Automatisk girkasse
CVT	Kontinuerlig trinnløs girkasse
AMT	Automatisk manuell girkasse
DCT	Dual Clutch girkasse
OBD	On Board Diagnostic
COC	Certificate of conformity, brukes for å typegodkjenne bil typer

2.2 Symboler

Tabell 2 – Symboler med betydning og enhet i henhold til SI systemet.

Symbol	Betydning	Enhet
A	Areal	m ²
a	Akselerasjon	m/s ²
b_e	Spesifikk drivstoff forbruk	g/kWh
$b_{e,min}$	Spesifikk drivstoff forbruk minimum	g/kWh
C_w	Luftmotstands koeffisient	----
C_k	Luftmotstands indeks	
e	Avstand fra senter av hjulet til dekkets berøringsflate mot veibanen	m
F	Kraft	N
F_{total}	Total kjøremotstand	N
F_S	Stigningsmotstand	N
F_R	Rullemotstand	N
F_L	Luft motstand (Aerodynamisk)	N
F_{frik}	Friksjonskraften på hjulene	N
F_{hjul}	Skyve kraften på hjulene	N
g	Tyngdens akselerasjon	m/s ²

G	Kjøretøyets tyngde	N
H	Høyde	m
I	Treghetsmoment	kgm^2
k	korreksjonsfaktor	--
m	Masse	kg
\dot{m}_B	Drivstoff forbruk	l/time
$M_{hj\ddot{u}l}$	Dreiemomentet til drivhjulene	Nm
M_{motor}	Dreiemomentet til motoren	Nm
n_{motor}	Turtall motor	o/min
P	Effekt	W
$P_{hj\ddot{u}l}$	Nødvendig effektbehov på drivhjulene	W
P_{motor}	Effekt motor	W
$r_{hj\ddot{u}l}$	Dynamisk rulleradius	m
r'	Avstanden fra sentret av hjulet ned til veibanen	m
R	Reaksjonskraften	N
S	Sporvidden	M
$S(\text{mil})$	Antall mil tilbakelagt ved den angitte hastigheten	mil
v	Hastighet	m/s
v_0	Relativ Vindhastighet	m/s
s	Strekning	m
α	Vinkelakselerasjon	s^{-2}
α_b	Helningsvinkel stigning	rad
f	Rullefriksjonskoeffisient	--
ρ	Luft tetthet	kg/m^3
$\rho_{drivstoff}$	Massetetthet drivstoff	kg/m^3
i_d	Utteksling i differensial	--
i_G	Uttekslingsforhold girkasse	--
i_{tot}	Total uttekslingsforhold	--
η_{total}	Kraftoverføringens virkningsgrad	--
η_G	Girkassens virkningsgrad	--
μ	Friksjons koeffisient	--

Tabell 3 - Formler og tilhørende tekst.

Formel	Beskrivelse
$A = S \cdot H \cdot k$	Bilens frontareal
$\frac{\dot{m}_B \cdot \rho_{drivstoff}}{P_{motor}}$	Spesifikk drivstoff forbruk
$F_{frik} = \mu \cdot G$	Friksjonskraft
$F = m \cdot a$	Newtons andre lov

$F_{hj\ddot{u}l} = \frac{M_{hj\ddot{u}l}}{r_{hj\ddot{u}l}}$	Skyvekraften
$F_{hj\ddot{u}l} = F_R + F_L + F_S + F_a$	Total kjøremotstand
$F_S = G \cdot \sin\alpha$	Stigningsmotstand
$F_R = \frac{e \cdot G}{r'}$	Rulle motstand
$F_R = f \cdot R$	Rulle motstand ved stigning
$F_a = k_m \cdot m \cdot a$ [N]	Akselerasjonskrefter
$M = F \cdot x$	Moment
$M_{hj\ddot{u}l} = M_{motor} \cdot i_G \cdot i_D$	Vri moment hjul
$M = \sum I \cdot \alpha$ [Nm]	Grunnlov for rotasjonsbevegelse
$F_L = \frac{1}{2} \cdot C_w \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$	Luftmotstands kraft
$\eta_{tot} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n$	Total virkningsgrad
Kjørehastighet = $\frac{rpm \cdot hj\ddot{u}lomkrets}{60 \text{ sek}}$	Hastighetsberegning i m/s
Omkrets = $2 \cdot \pi \cdot r$	Omkrets av sirkel
$P_{hj\ddot{u}l} = (F_L + F_R + F_S + F_a) \cdot v$	Nødvendig effektbehov ved drivhjulene
$P_{motor} = P_{hj\ddot{u}l} / \eta_{tot}$	Nødvendig akseffekt
$F_{hj\ddot{u}l} = \frac{P_{maks}}{v} \cdot \eta_{tot}$	Ideell trekkraft hyperbel
$i_{tot} = i_G \cdot i_D$	Det totale utvekslingsforholdet
$\frac{M_{hj\ddot{u}l}}{M_{motor}} = i_{tot} \cdot \eta_{tot}$	sammenheng utgående dreiemoment på motoraksel og på drivhjulene
$F_R = f \cdot G$	Rullemotstand
$M_{motor} = \frac{F_{hj\ddot{u}l} \cdot r_{hj\ddot{u}l}}{i_{tot} \cdot \eta_{tot}}$	Moment motor

$V_{hj\ddot{u}l} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{hj\ddot{u}l} \cdot n \cdot 60}{i_{tot} \cdot 1000}$	Hastighet hjul
$C_w = \frac{m(a_a - a_b)}{\rho \cdot A (v_a^2 - v_b^2)}$	Estimert luftmotstands koeffisient
$a_a = \frac{v_{a1} - v_{a2}}{t_a}$	Retardasjon ved hastighet v_a
$a_b = \frac{v_{b1} - v_{b2}}{t_b}$	Retardasjon ved hastighet v_b
$v_a = \frac{v_{a1} + v_{a2}}{2}$	Hastighet ved punkt a
$v_b = \frac{v_{b1} + v_{b2}}{2}$	Hastighet ved punkt b
$f = \frac{a_a \cdot v_b^2 - a_b \cdot v_a^2}{g(v_b^2 - v_a^2)}$	Estimert rullemotstandskoeffisient
$\text{Slipp } i (\%) = \frac{(v_{hj\ddot{u}l} - v_{kj\ddot{o}ret\ddot{o}y})}{v_{hj\ddot{u}l}} \cdot 100$	Slipp
$b_e = \frac{m_B^\circ \cdot \rho_{drivstoff}}{P_{motor}}$	Spesifikk drivstofforbruk
$F_{hj\ddot{u}l} = \frac{M_{motor} \cdot i_{tot} \cdot \eta_{total}}{r_{hj\ddot{u}l}}$	Drivkraft hjul
$F_{hj\ddot{u}l} = \frac{P_{maks}}{v} \cdot \eta_{tot}$	Drivkraft hjul
$C_k = C_w \cdot A$	Luftmotstands indeks
$m_B^\circ = \dot{m}_B \left(\frac{l}{mil} \right) \cdot S (mil)$	Drivstofforbruk m_B° (l/time)

3. GRUNNLAGSTEORI

3.1 Introduksjon

Får å forstå hvor mye drivstoff et kjøretøy bruker må vi kunne en del grunnleggende teori. Dette er meget viktig for å få et helhetsbilde av hvordan ting er satt sammen. Hva som gjør at forbruket øker eller minker. Dette kan også kalles kjøretøyets effekt behov. Hovedsakelig så er det kjøremotstand som avgjør effektbehovet, dette vil jeg utdype mer i dette kapitlet.

3.2 Kjøremotstand

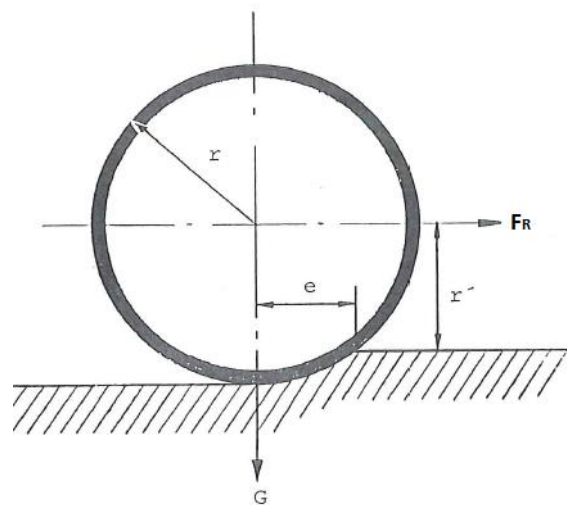
Momentet motoren produserer og overfører til hjulene må overvinne kjøremotstanden. Kjøremotstand består av følgende fire motstands krefter:

- Rullemotstand
- Luftmotstand
- Stigningsmotstand
- Akselerasjonsmotstand

Disse kreftene kan variere mye ettersom disse er avhengige av mange forskjellige faktorer. Disse kreftene gjelder for alle typer kjøretøy.

3.2.1 Rullemotstand

Når et kjøretøy beveger vil det oppstå deformasjon i både dekk og underlag kjøretøyet beveger seg på. Dette skjer på grunn av kjøretøyets tyngde. Deformasjonen er ikke fullkommet elastisk, det fører til at noe av energien vil bli tatt opp av dekket og veibanen. Denne deformasjonsenergien vil føre til at både dekk og veibane blir varmet opp. Energien som går tapt her er en del av energien som motoren må levere. Når dekk og veibane deformeres av bilens tyngde (G) får vi en rulle radius (r'). Denne radien er alltid mindre en hjulets radius. Samtidig får vi også en avstand fra senter av hjulet til dekkets berøringsflate mot veibanen (e).



Figur 2. Viser bilde av dekk og veibane deformasjon [16].

Vi tar moment om berøringspunktet i forkant mellom dekk og veibane og får uttrykket

$$F_R = \frac{e \cdot G}{r'}$$

Her er:

F_R = Rullemotstanden

r = Radius på hjulet

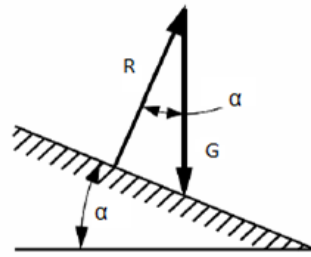
r' = Avstanden fra sentret av hjulet ned til veibanen

e = Avstanden fra sentret av hjulet til forkant av berøringsflaten mellom dekk og veibanen

Fra formelen over henter vi ut $f = \frac{e}{r'} = \text{Rullemotstandskoeffisient}$

Tabell 4 - Viser forskjellige verdier for rulleresistans koeffisient på vei og grusvei [9a]

Type veioverflate	Rulleresistanskoeffisient (f)
Ferdig vei	
Horizontal betong vei	0.010
Ujevn god betong vei	0.014
Horizontal asfalt vei	0.011
Horizontal slitt asfalt vei	0.035
Uferdig vei	
Gode spor i jord vei	0.045
Dårlig spor i jord vei	0.160
Løs sand	0.150-0.300



Figur 3. Viser hvordan kreftene virker på hjulet i helling [1].

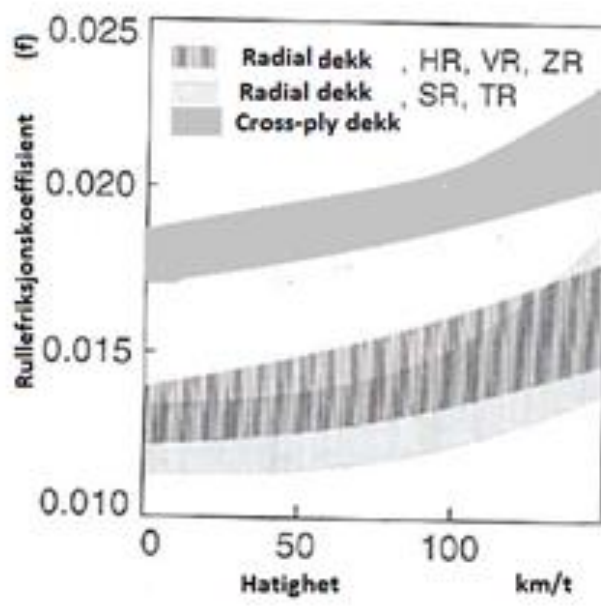
Når man ser et skilt der det står 10 % stigning så er det egentlig oppgitt som $\tan \alpha \cdot 100$. Når hjulet ruller på en rett vei uten noen form for vinkel vil tyngde kraften (G) være like stor som (R).

Kjører man i stigning så gjelder formelen

$$F_R = f \cdot R$$

Slik man kan se på figuren så vil R variere med vinkelen til hellingen. En annen faktor som påvirker resultat er at når dekket prøver å klatre oppover bakken vil det være en forskyvning mellom dekket og bakken noe som fører til økt motstand.

Rulleresistanskoeffisient (f) er avhengig av hvor mye dekkene er belastet. Deformasjonsarbeidet øker med hastigheten dette medfører at rullemotstanden øker. For lavt lufttrykk eller overbelastning av dekkene fører også til at rullemotstanden øker.



Figur 3a. Viser rullemotstand på forskjellige type dekk. Dekkene har riktig lufttrykk og er belastet normalt. Og ruller på en horisontal vei [15].

3.2.2 Luftmotstand

Luftmotstand er kraften fra gasspartiklene som virker på kjøretøyet vårt i dette tilfellet. Dette skjer når kjøretøyet beveger seg gjennom luften. Denne motstanden vil prøve å bremse ned kjøretøyet.

Formel for luftmotstand er:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot C_w \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$$

Her er:

C_w = Luftmotstandskoeffisient

A = Kjøretøyet frontareal projisert i fartsretningen [m^2]

v = Relativ hastighet mellom bil og luft i fartsretningen [m/s]

ρ = luftas tetthet = 1,293 kg/ m^3 ved 0° Celsius

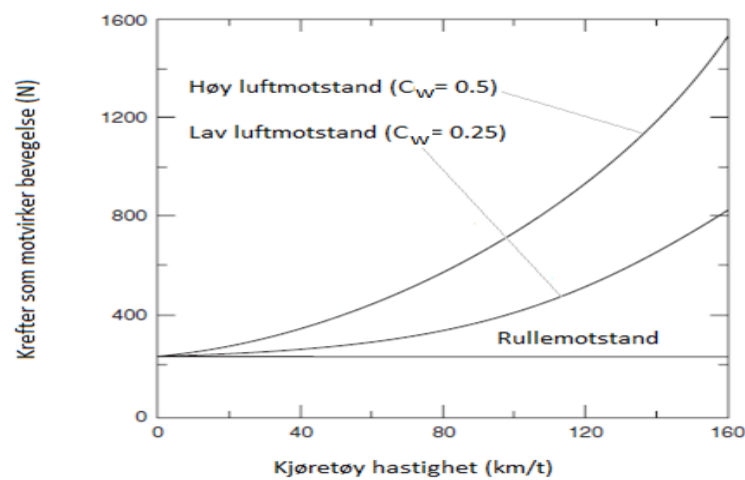
Luftmotstandskoeffisienten er avhengig av hvilket profil kjøretøyet har. De fleste kjøretøyfabrikantene reklamerer med hvor bra luftmotstandsindeks deres merke har. Nå finnes det mange simuleringsprogrammer som kan vise et ganske godt estimat på hvordan luftmotstanden vil se ut. Dette er med på å forbedre denne faktoren. Man kan også se på hvordan kjøretøy har forandret form de siste 10 til 15 år. Det finnes en del generelle tabeller som en kan bruke til å finne en ca. verdi for diverse profiler. I noen tilfeller er produktet av C_w og tverrsnitts arealet multiplisert sammen og benevnes luftmotstandsindeks.

Luftmotstandsindeks $C_k = C_w \cdot A$

Tabell 5- Viser C_w verdi for forskjellige kjøretøytyper [34].

Typer av kjøretøy	C_w – verdi
Strømlinjeformet kropp på hjul	0,15
Dagens personbiler	0,25-0,40
Kabriolet	0,6
Buss	0,4-0,7
Lastebil	0,8-1,0
Lastebil med henger	1,0 -1,5
Motorsykkkel	1,0-2,4

Vitenskapen om luftmotstand er forankret i aerodynamikk. Det settes stadig strengere krav til kjøretøyets utslipp for tiden som kommer, og kjøretøyets form har mye å si for hvor mye drivstoff som blir brukt. Det forventes også fra forbrukerne at det ikke skal være vind sus eller støy. Bilen skal ha mer stabilitet selv i høyere hastigheter. Det jobbes hele tiden med å analysere hvordan forskjellige former påvirker luftmotstand under varierende forhold. Aerodynamikk er læren om luftens bevegelse og kreftene det legemet utsettes for når de beveger seg gjennom luft eller når luft strømmer rundt dem. Luft motstanden er en meget kritisk faktor når vi ser på hvilke krefter som er i spill. Luftmotstanden øker i annen potens så ved lav hastighet vil ikke det ha så mye å si på hvordan formen er men ved økende hastighet vil formen utgjøre betydelig stor forskjell se figur 4 som illustrerer dette.



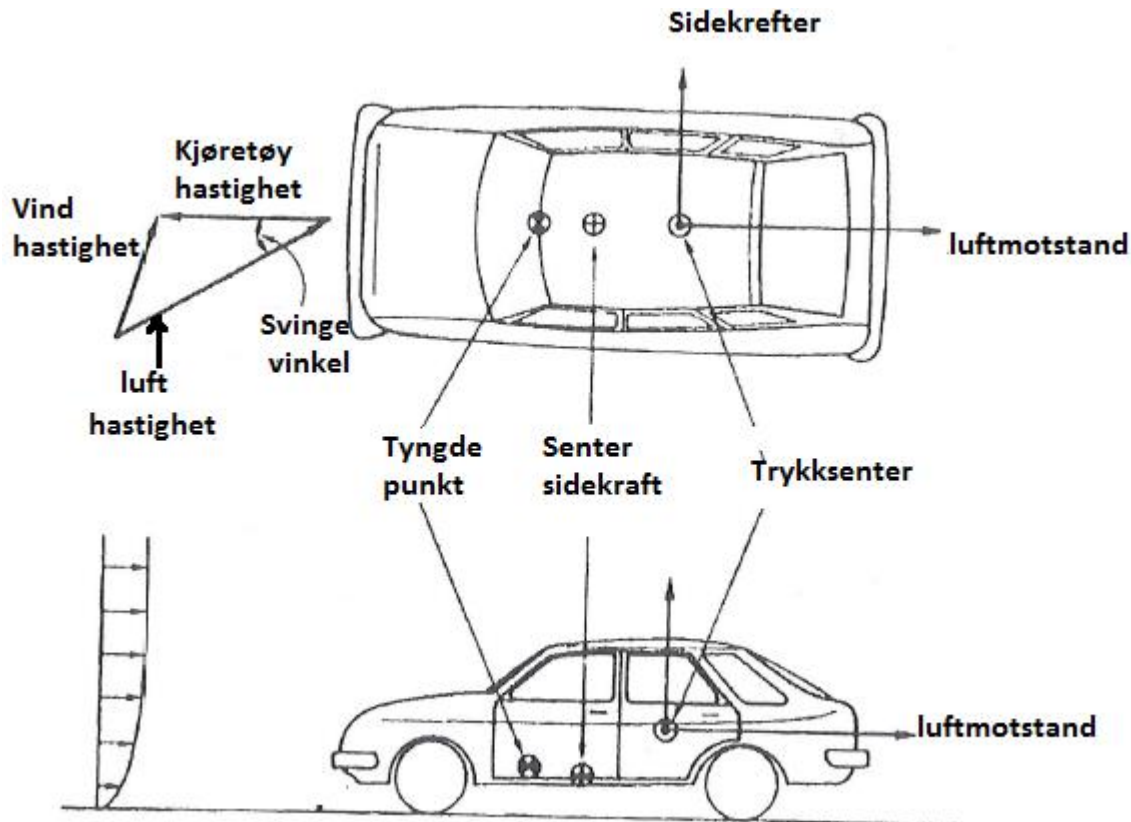
Figur 4. Grafen viser hvor store krefter som gjør motstand i forhold til hastighet og form på kjøretøy [11].

Hvordan et kjøretøy skal se ut er veldig avhengig av antall passasjerer og bagasje rom. Det er mange andre tekniske detaljer som avgjør dette som for eksempel drivlinjen, styresystem, demping, og hjul. Hvordan aerodynamikken fungerer vil bli vist i neste punkt.

Når kjøretøyet er i drift vil det påvirke de forskjellige kreftene som er i spill. Trykk senteret på grunn av luft strømmen på kjøretøyet er avhengig av:

- Hastighet kjøretøyet har
- Hastigheten og retningen på vinden

De luftstrømmene som virker på kjøretøyet vil få et trykksenter. Dette trykksentret vil ikke være på et fast punkt slik tyngdepunktet er.



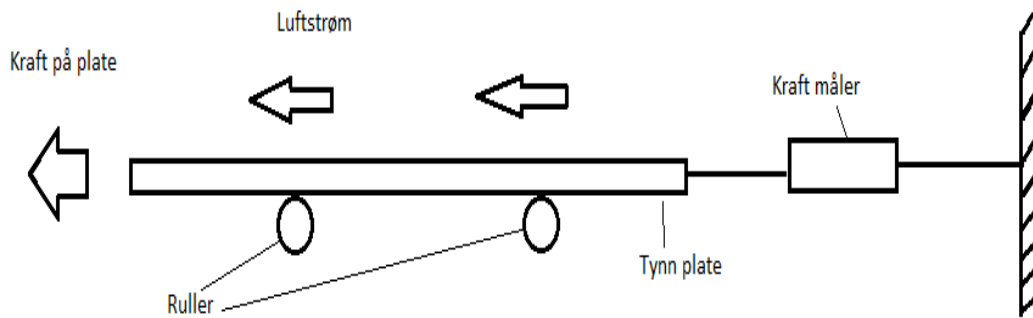
Figur4a. Viser forskjellige krefter som virker på et kjøretøy i en reel situasjon[17a].

3.2.2.1 Grense laget

Luften har en viskositet og på grunn av dette skapes det friksjon mellom luftlagene. Dette skjer når det er en relativ luft bevegelse. Når luft beveger seg over et element vil det skapes et grense lag mellom hoved luftstrømmen og overflaten til elementet. Når luften strømmer over legemet vil luftmolekylene som befinner seg i nærheten av overflaten binde seg svakt. Og pga. dette fenomenet vil relativ lufthastighet rett ved overflaten bli tilnærmet lik null. Relativ lufthastighet vil øke jo lengere bort vi kommer fra overflaten og så vil det stabilisere seg til uberørt og riktig lufthastighet.

3.2.2.2 Overflate friksjon

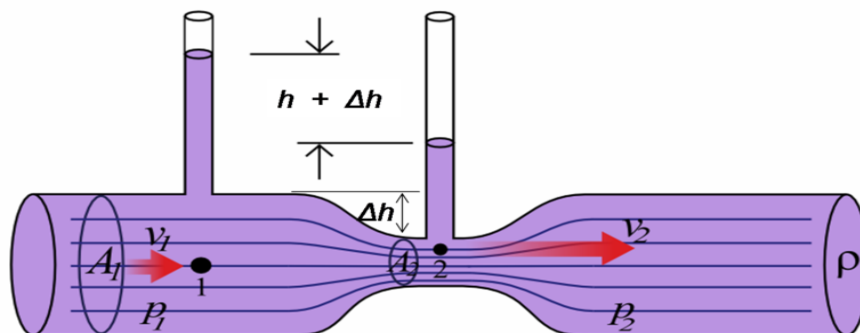
Dette er kraften som oppstår når man beveger en tynn plate gjennom en luftstrøm. Dette skjer pga. viskositeten til lufta. Hvor stor motstand det blir er avhengig av overflate ruhet og lufthastighet.



Figur 5. Viser eksempel på hvordan man kan se for seg kraft som virker på en overflate. Hvis overflaten er polert vil det være mindre friksjonskraft, enn hvis den ikke er det [12].

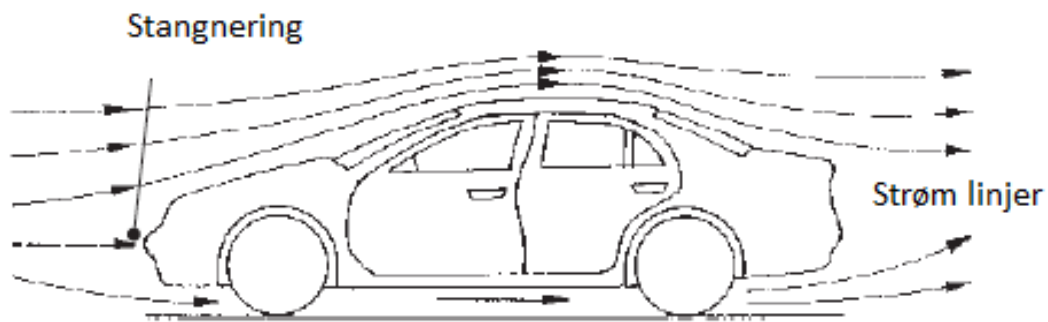
3.2.2.3 Venturi effekten

Dette prinsippet går ut på å skape undertrykk i et område ved å få et mindre areal eller snevre inn. Noe som fører til at strømningshastigheten øker. Når hastigheten øker vil trykket falle i det område. På kjøretøy så kan man passe på at det ikke blir lavtrykk over bilen slik at man får et løft som igjen fører til at bilen ikke får et skikkelig veigrep. For å forhindre dette, blir det på visse modeller montert inn en spoiler bak på bilen. Denne ødelegger den laminære luftstrømmen slik at lavtrykket på oversiden av bilen forsvinner se figur 8. En annen metode som er brukt er å bygge inn en vinge som festes på bagasjelokk og denne skaper en kraft som virker ned. Se figur nummer 9.

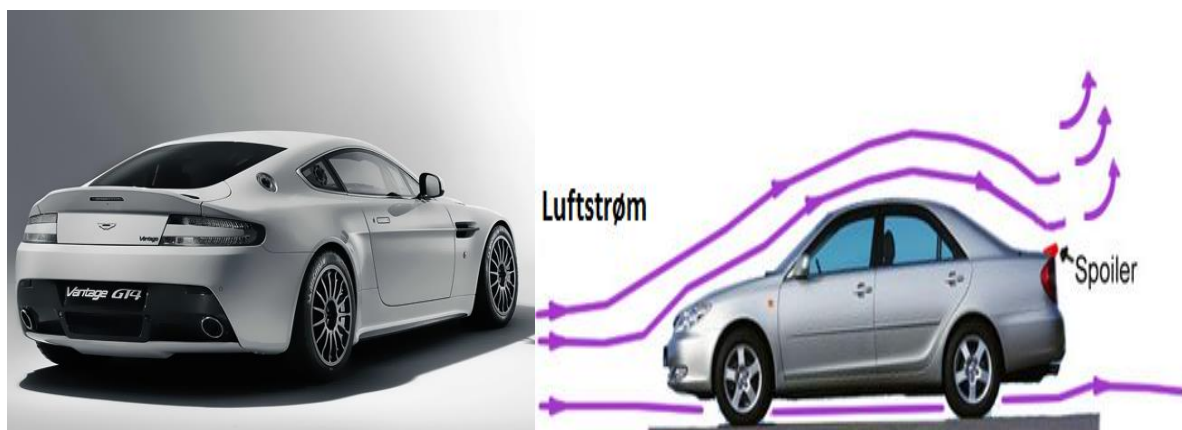


Figur 6. Viser venturi effekten [22].

Slik vi kan se på figuren over så vil arealet A_2 minke. For at samme mengde luft skal klare å strømme gjennom så må hastigheten øke. Dette fører til et trykkfall ved område A_2 . Dette prinsippet blir da utnyttet i diverse sammenhenger. Ved større hastigheter har dette fenomenet meget stor påvirkning på kjøretøyet. I Figur 7 kan vi se for oss samme prinsipp som i figur 6. Men her har vi en hastighetsøkning over bil karosseriet noe som fører til et trykkfall på oversiden av kjøretøyet.



Figur 7. Viser hvordan luften beveger seg over et bil karosseri [13].



Figur 8. Eksempel på bruk av spoiler[29][30].



Figur 9. Viser eksempel på bruk av vinge [31].

3.2.2.4 Bilens frontareal

Det er mulig å regne ut bilens frontareal ved hjelp av bilens sporvidde og høyde på bilen. Men man må da bruke en korreksjonsfaktor i tillegg. Formel for å regne ut bilens frontareal er:

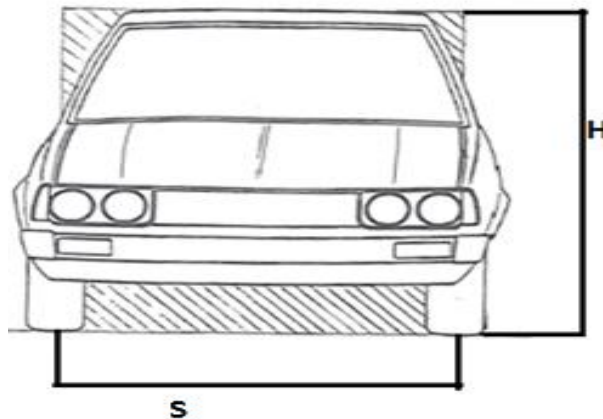
$$A = S \cdot H \cdot k$$

Her er:

S = Sporvidden

H = Høyden

k = korreksjonsfaktor som ligger fra 0,86 – 0,94 denne faktoren tar bort utbuinger, skråskjæringer og andre former i karosseriet.



Figur 10. Viser Høyde og sporvidde på bil [17].

3.2.2.5 Luftens tetthet

Luft tettheten har mye å si for luftmotstanden. Denne vil ha stor betydning spesielt ved høye hastigheter. Luftmotstanden vil variere med høyden, lufttemperaturen og lufttrykket.

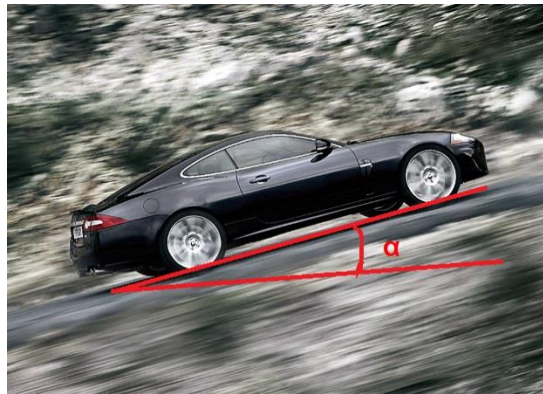
Tabell 6- Viser oversikt over luftens høyde, temperatur, trykk og tetthet [17].

Høyde (m.o.h.)	Temp. °C	Trykk mmHg	ρ kg/m ³
0	15,0	760	1,226
200	13,7	742	1,202
500	11,8	716	1,168
1000	8,5	674	1,112

3.2.3 Stigningsmotstand

Dette er motstanden kjøretøyet må overvinne når det kjører opp en stigning. Det vil da kreve mere krefter fra motoren for å opprettholde samme hastighet.

$$F_s = G \cdot \sin\alpha$$



Figur 11. Viser bil som kjører opp en stigning [19].

3.2.4 Akselerasjonskrefter

Hvor mye kraft man trenger for å akselerere et kjøretøy bestemmes av Newtons 2.lov:

$$F_a = k_m \cdot m \cdot a \text{ [N]}$$

Her er:

m = Kjøretøyetets totale masse [kg]

k_m = Tillegg pga. roterende masser

a = Akselerasjon i fartsretningen [m/s^2]

Det er jo ikke bare kjøretøyet man akselererer fremover man må huske at de roterende massene må akselerere de også. For å få til dette må man ha et dreiemoment.

$$M = \sum I \cdot \alpha \text{ [Nm]}$$

Her er:

I = Treghetsmoment [kgm^2]

α = vinkelakselerasjon [s^{-2}]

3.2.5 Samlet kjøremotstand

For å få en samlet motstand må man legge sammen de forskjellige motstandene som var i punkt 4.2.1 til 4.2.5.

Dette gir:

$$F_{hjul} = F_R + F_L + F_S + F_a$$

Dette er kraften som drivhjulene må overføre til kjøretøyet.

Momentet på drivhjulene er: $F_{hjul} \cdot r_{hjul}$

Som regel er dette momentet mye større enn det akselen fra motoren leverer. Det er derfor vi setter inn en girkasse. Denne gjør om turtallet og momentet slik at man kan få driftet hjulene med momentet som leveres av akselen på motoren. Som regel har girkassen fem eller seks gir avhengig av type motor men det vil jeg gå nærmere inn på når vi kommer inn på temaet girkasser litt seinere i oppgaven. Det vil alltid være en forskjell i motorens dreiemoment og hjulenes dreiemoment. Dette skyldes at det alltid vil være oversetning i bakakselen og mekaniske tap i kraftoverføringen.

Formel for sammenheng mellom utgående dreiemoment på motoraksel og på drivhjulene er gitt ved formelen:

$$\frac{M_{hjul}}{M_{motor}} = i_{tot} \cdot \eta$$

Her er:

M_{hjul} = Dreiemomentet til drivhjulene [Nm]

M_{motor} = Dreiemomentet til motoren [Nm]

η = Virkningsgrad

i_{tot} = Total utvekslingsforhold

3.2.6 Effektbehov

Hittil har vi sett på kjøremotstand og ved hjelp av formler kan vi få ut hvilke krefter de tilsvarer. Videre skal vi se på hvordan effektbehovet beregnes.

Formel for effektbehov:

$$P_{hjul} = (F_L + F_R + F_S + F_a) \cdot v \quad [\text{W}]$$

Her er:

$$P_{hjul} = \text{Nødvendig effektbehov på drivhjulene}$$

For å vite hvor mye effekt man skal ha ut av motoren må man kjenne til hvor mye tap det er i systemet. Dette betyr at man må vite hva virkningsgraden er i mellom motorens svinghjul og drivhjulene.

Formel for nødvendig motoreffekt:

$$P_{motor} = P_{hjul} / \eta_{tot}$$

Her er:

$$P_{motor} = \text{Nødvendig motoreffekt}$$

$$P_{hjul} = \text{Nødvendig effektbehov til drivhjulene}$$

$$\eta_{tot} = \text{Kraftoverføringens virkningsgrad}$$

3.2.7 Drivhjulenes skyvekraft

Den overførbare kraften F_{frik} er proporsjonal med tyngden på drivhjulene med en maks verdi på:

$$F_{frik} = \mu \cdot G$$

Her er:

N = Normalkraft på Drivhjulene

Siden kraften overføres ved friksjon vil vi ha et vist slipp mellom hjul og underlag

Slipp defineres som:

$$\text{Slipp i (\%)} = \frac{(v_{hjul} - v_{kjøretøy})}{v_{hjul}} \cdot 100$$

Ved landeveiskjøring med fast underlag og moderat hastighet er slippet 1 til 2 %.

Tabell 7- Viser statistisk koeffisient for friksjon på nye dekk og veibane(b1).

Hastighet (km/t)	Statisk koeffisient for friksjon (μ)	
	Tørr vei	Våt vei
50	0,85	0,65
90	0,80	0,60
130	0,75	0,55

Tabell 8- Viser hvilke fire faktorer som virker inn på rullefriksjonskoeffisient.

Type veibane	μ vil forandre seg ettersom det er glatt asfalt eller tørr asfalt og om det er jord eller sand som er underlag
Dekktype	Mykt dekk eller om det er et hardt dekk
Rullehastighet	Hastigheten dekket ruller med
Luftrykk dekket	i Hvor mye trykk det er på innsiden av dekket

3.3 Drivlinjen

En viktig del av utviklingen for å minke drivstofforbruket ligger i girkassen og delene knyttet til den. Vi skal i dette kapitlet se litt nærmere på hvilke typer girkasser som finnes, og hva som har blitt utviklet for å effektivisere drivstoff forbruket. En girkasse har som hovedoppgave å konvertere motorens moment og turtall til drift på drivhjulene.

3.3.1 Drivlinjens historie

En av de eldste girkassene som vi kjenner til i historien for kjøretøy drift ble oppfunnet av Cugnot (1725 til 1804). Se figur 12 på neste side.

Figur 12. Viser dampdrevet kjøretøy med dobbel sylinder med motsatt bevegelse på stemplene[18].

Ideen med å kombinere girkasse til motor for å utnytte motorens moment og fart er ikke så veldig gammel. Problemet man hadde den gangen var å finne ut hvordan man kunne konvertere stempelbevegelsene til roterende bevegelse. Den offisielle fødselsdatoen for kjøretøy er 1886. For å komme litt nærmere nå tid så ble det vanlig fra 1978 å ha fem gir som man kunne velge mellom. Og ca. ti år etterpå kom den manuelle girkassen med 6 gir. Disse modifikasjonene ble gjort for å minke drivstoff forbruket og utnytte motor potensialet. I 1999 fikk mange av VW diesel motorene seks trinns manuelle girkasser. Og de skiftet potensialet fra å være sløve diesel biler til å være ganske sporty diesel kjøretøy. I 2005 ble sekstrinns manuelle girkasser meget vanlig blant flere bilmerker. For at girkassene skulle få en utvikling var det viktig å få utviklet tannhjulene, rullelagene, synkroniserings komponentene og akslene som sitter inne i de forskjellige girkassene. Utvikling av moment omformer (torque converter) og kløtsj har vært noe av det som har gjort automatkasser såpass effektive i dagens kjøretøy. I 1905 ble den første moment omformer og hydrodynamiske kløtsjen patentert av H.fottinger. Den gangen designet han denne momentomformer for å bli brukt i store skip. Han tenkte aldri at denne teknologien noen gang ville bli brukt i biler.

En annen viktig forbedring som har blitt gjort er at de har minimert friksjonstapet i girkassen. Dette fenomenet oppstår når tannhjul blir rotert av hverandre og når lager roterer. Et annet tap er jo når man må rotere oljen som er i systemet.

3.3.3 Hovedoppgaver en girkasse har

Girkassen fungerer som et mellomledd, den forbinder motor til drivhjulene. Og har i forhold til dette tre hovedfunksjoner:

- Bevege kjøretøyet fra stillestående posisjon
- Tilpasse kraftoverføringen, i forhold til moment og fart på hjulene og motoren. Muliggjøre ryggefunksjon.
- Muliggjøre permanent kraftoverføring, overføre maks kraft uten store tap

Andre underfunksjoner og forhold:

- Driftssikkerhet
- Girkasse kostnader
- Enkelt å utføre reparasjon
- Enkelt å betjene
- Kraft samkjøring
- Effektivitet
- Utslipp, støy og olje

3.3.4 Girkasse tap og effektivitet

Girkassen har hatt en meget stor utvikling for å bli mer effektiv de siste årene. For å få til denne forbedringen har man fokusert masse på de faktorene som fører til tap.

- Tap i tannhjul
 - Friksjonstap, lastavhengig
 - Trykk og klemme tap som skyldes plaskesmøring
- Tap i hjullagre
 - Friksjonstap, lastavhengig
 - Smørings tap
- Tap i tetninger
 - Friksjonstap, lastavhengig
 - Friksjonstap som skyldes stempelringer som brukes til å holde olje under trykk ved skiftelementer
- Synkroniseringstap
 - Væske friksjon mellom synkroniserings ring og friksjons kjegle
- Kløtsj tap
 - Væske friksjon ved våt kløtsj
- Andre tap som i pumpe og konverter

For at vi skal få et bilde av hvor mye tap eller virkningsgraden er, så finnes det noen referanse verdier. I tabellen under er disse satt opp i forhold til deler og typer girkasser.

Tabell 9- Viser oversikt over referanse virkningsgrad.

Type girkasse	Bil type	η_G (%)
Manuell girkasse med plaske smøring	Passasjerbil	92-97
	Nyttekjøretøy	90-97
Automatisk girkasse med flere girutvekslinger		90-95
Mekanisk trinnløs girkasse		87-93
Hydrostatisk trinnløs girkasse uten kraft deling		80-86

Tannhjulsbaserte girkasser i kjøretøy er de mest effektive når man sammenlikner de forskjellige typene som finnes i markedet. Disse har også den beste kraft/ vekt forhold. Dette er også grunnen til at disse er meget populære i kjøretøy bruk. Girkasser som er basert på hydrostatisk eller kontinuerlig variabel prinsipp er som regel mindre effektive[20].

3.4 Girkasse typer

Enkleste måten man kan få oversikt over typer av girkasser er å se det i tabellform. Videre følger en tabell som gir oversikt over de typene vi kommer til å fokusere på.

Tabell 10- Viser oversikt over typer girkasser.

Turtalls girkasser (Tannhjuls girkasser med z-turtall)										Trinnløs automatgirkasse (CVT= continuously variable transmissions)		
Manuell-girkasse		Automatisert-Manuell - girkasse		Automat-girkasse med girutvekslinger			Hybrid med elektromotorer			Mekanisk	Hydraulisk	
Konstant mesh GK	Synkro nisert mesh GK	Semi automatisert konstant mesh eller synkro mesh GK	Fullt automatisert konstant mesh eller synkro mesh GK	Dobbel kløtsj GK	Automatisk GK med mellomaksel	Konvensjonell automatisk GK	Seriell hybrid	Paralell hybrid	Splittet kraft hybrid	Talje GK	Torodiell GK	Hydrostatisk GK
Med kraft avbrudd				Uten kraft avbrudd								
Fot operert kløtsj		Ikke fot operert kløtsj, automatisk drift										
Manuell girskifte		Automatisk girskifte					Automatisk moment og turtall konvertering					

Det finnes mange typer girkasser i markedet slik tabellen over viser. Man deler som regel opp i to hoved typer tannhjuls girkasser og trinnløse (reim drift kasser). Disse blir igjen delt opp i mange forskjellige underkategorier som manuelle og automatiske girkasser eller en kombinasjon av disse to.

Manuell girkasse:

Dette er en girkasse som inneholder sett med tannhjul som man kan veksle i mellom for å skifte gir. Girskifte blir utført ved å bruke kløtsjen og girspak.

Automatisert-manuell – girkasse:

Dette er en girkasse som inneholder sett med tannhjul som man kan veksle i mellom for å skifte gir. Girskifte blir utført automatisk og kløtsjen er operert av automatikken. Her har man brukt en type manuell girkasse og gjort den om til automat kasse.

Automat-girkasse med girutvekslinger. Dette er den typen automat girkasse som er mest brukt her har man en momentomformer som drifter tannhjul. Alt blir styrt av elektronikk og hydrauliske ventiler.

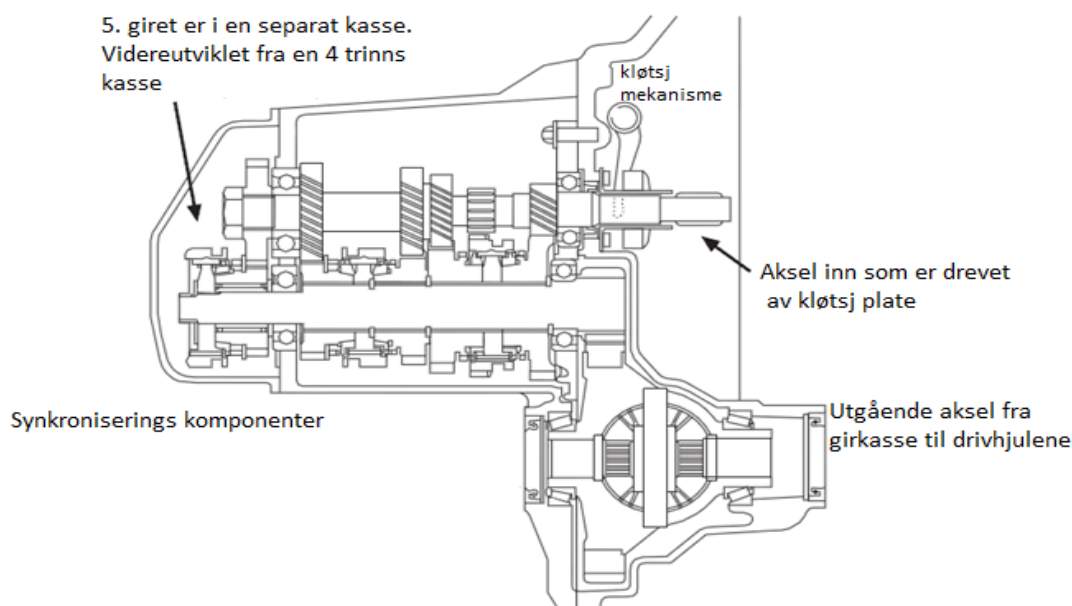
Hybrid med elektromotor:

Her kombinerer man elektro motorer og forbrennings motorer inn i både manuelle og automatiske girkasser

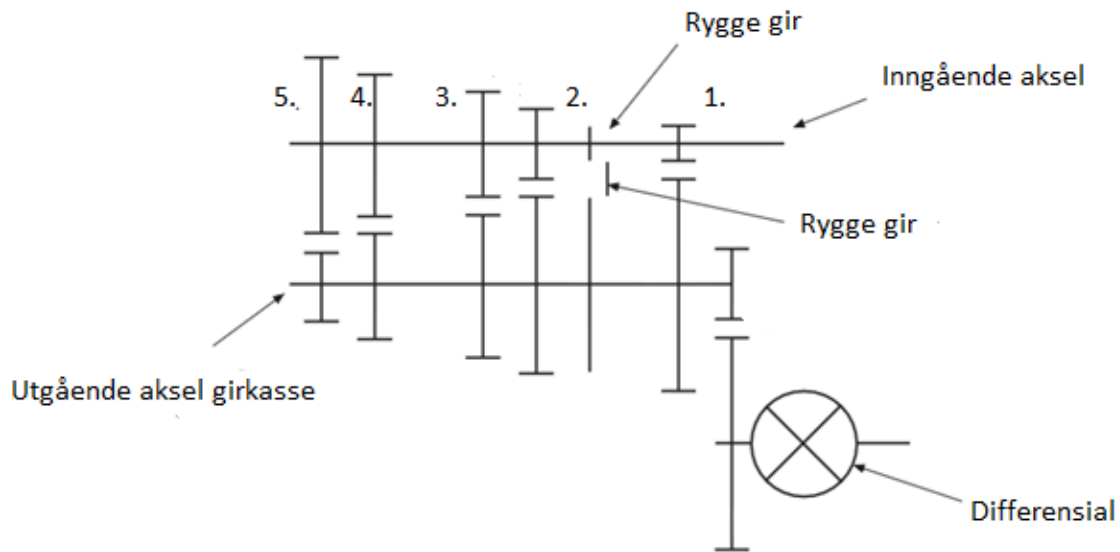
Trinnløse automatgir kasser. Disse girkassene finnes i flere utgaver, men hovedprinsippet er at man har to hjul som roterer ved hjelp av en reim. Og man forandrer utvekslings forhold på hjulene.

Det er tre hovedfaktorer som blir lagt i grunn når man designer en moderne girkasse

- Pålitelighet (levetid)
- Økonomi (drivstofforbruk)
- Vei sikkerhet (Brukervennlighet)

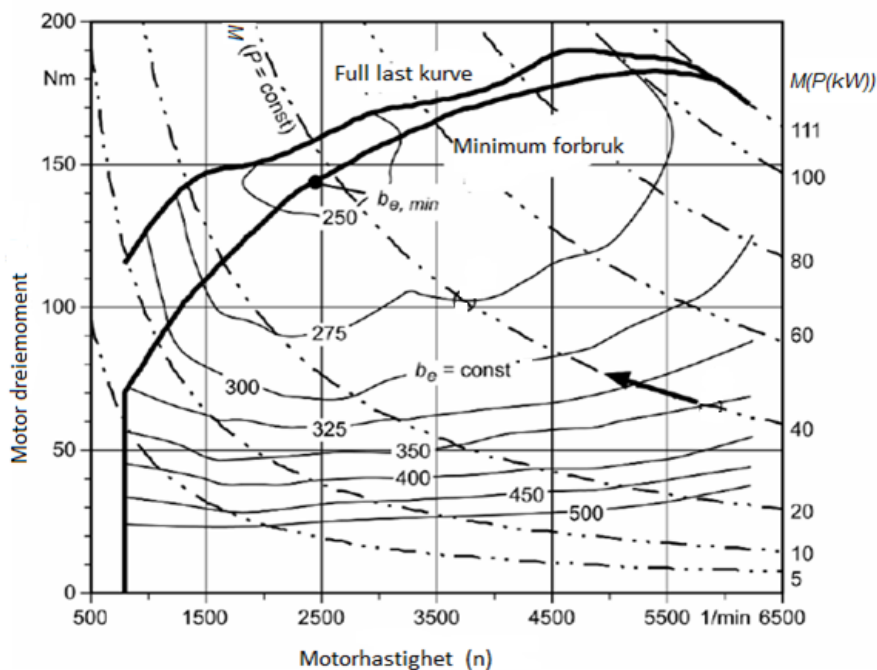


Figur 13. Viser en videreutviklet 4 trinns girkasse som nå har 5 trinn [10].



Figur 14. Viser hvordan man setter opp funksjonstegning. Denne viser en femtrinns med ryggefunksjon og innebygget differensial [10].

En annen viktig faktor som påvirker girkasse valget er motorens kotekart i figur 15 ser vi eksempel på et kotekart.



Figur 15. Her ser vi kotekart hvor det er tegnet inn full-last kurve og minimumsforbruk kurve. I denne figuren vises forbruket i g/kWh. På høyre side ser vi konstant effekt kurver [2].

Disse kote kartene er et viktig grunnlag for å så finne ut hvilken type girkasse og hvilke utvekslinger vil være optimale. Ved å studere disse kartene kan man også se hvor motoren

er mest effektiv og bruke dette videre. For personbiler med bensin motor er som regel minimum forbruk rundt 250 g/kWh og for diesel biler er det 190 g/kWh. Disse kotekartene er meget vanskelig å få tak i. Jeg føler at fabrikantene prøver å holde disse hemmelig. I kapittel 7.2 vil jeg bruke dette kotekartet og beregne på en case.

3.5 Girkassens utvekslingsforhold

Drivlinjen må levere et utvekslingsforhold som gjør det mulig for kjøretøyet å:

- Bevege på seg under vanskelige forhold
- Oppnå den maksimale hastigheten som er spesifisert
- Klare å utnytte de drivstofføkonomiske områdene som finnes på motoren

Det maksimale forholdet som er nødvendig er satt som første betingelse. Den andre betingelsen er forholdet til maks hastighet.

3.5.1 Manuell girkasse

Den manuelle girkassen inneholder flere elementer. Alt fra skifte av gir med den manuelle girspaken, presse inn kløtsjen og slippe den. Alt må utføres av sjåføren for at det skal defineres som en manuell girkasse. De fleste manuelle girkasser er utstyrt med sylindriske tannhjul med skrå kjærte tenner.

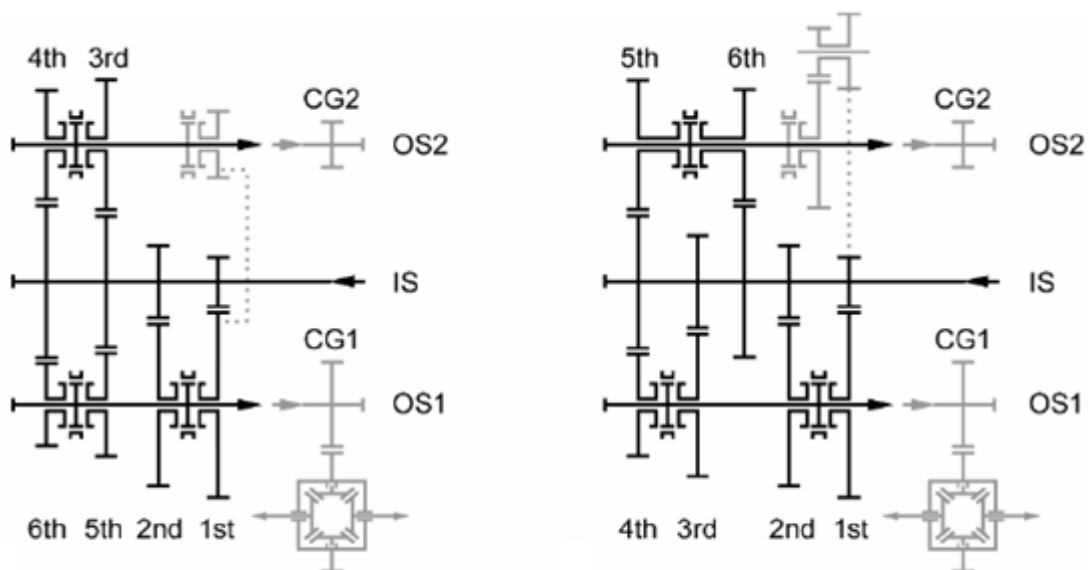
Mange av de bilene som ble produsert på 90 tallet hadde fire trinns manuell girkasse. De manuelle girkassene kan deles i ytterligere i flere typer i forhold til hvor mange steg de har. Steg er definert som kraft overføring fra en aksel til neste. Dette gjelder akslene som overfører krefter for å drifte kjøretøyet fremover inne i girkassen. Det er to hoved typer:

- Et stegs girkasse med 4 til 6 gir og integrert differensial
- To stegs girkasse med 4 til 6 gir

Et stegs girkasse er brukt i biler hvor motoren er lokalisert rett ved drivakselen. Det betyr biler med forhjulsdrift og med motoren foran. Eller biler med bakhjulsdrift og motoren bak. Dette gjelder begge måter å plassere motoren på, både på langs og tvers. Som regel er differensial integrert inn i girkassen i disse tilfellene. Når det er meget trangt og man må bygge girkassen mer kompakt kan det forekomme at man har en trede aksel for å spare plass.

To stegs girkasse er som regel brukt i biler med bakhjulsdrift. De har som regel ikke innebygget differensial. Disse er som regel direkte koblet til utgående aksel fra motoren og koblet til drivakselen via mellomakselen. Synkroniseringspakkene er som regel delt inn i gir pakker som regel er de delt slik at nabo giret er det neste. Som regel er det første og andre gir, trede og fjerde gir, femte og rygge gir, eller femte og sjette gir men da er ikke rygge giret synkronisert.

Siden midten av 1990 tallet har de fleste bil produsenter begynt å bruke 6 trinns manuelle girkasser. De eksisterende 5 trinns girkassene har med tiden blitt byttet ut med 6 trinns girkasser. Dette er mest normalt på biler med litt bra effekt. Siden lengden på girkasser har mye å si når de er installert på tvers så måtte man utvikle nye metoder.



Figur 16. Bilde til venstre viser et-trinns seks gir og tre aksler (Getrag) bilde til høyre samme konsept men et annet merke (Mercedes- Bens) [3].

Tannhjulsparene er fordelt over to utgående aksler OS1 og OS2 disse to ligger i parallell med inngående aksel på girkassen IS. Ved å gjøre det på denne måten blir lengden like stor som en fire trinns girkasse men denne typen får seks gir.

3.6 Drivlinjens aksler

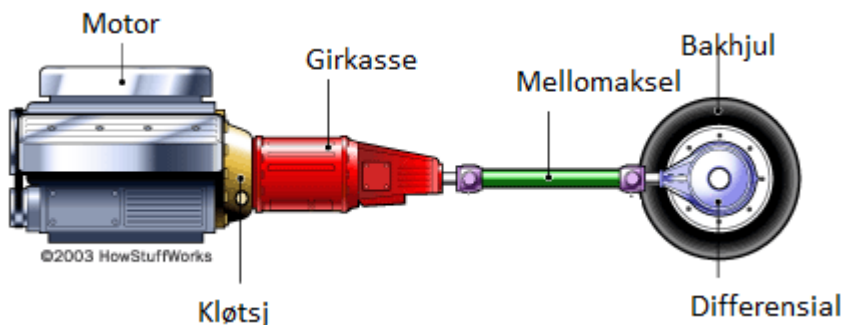
I kjøretøy med forbrenningsmotorer oppnår man drift på drivhjulene via flere aksler. Figur 17 viser hierarkisk oversikt over hvor kraften overføres og til slutt drifter hjulene. Når kraften overføres er det mange forskjellige utvekslinger og forholdstall. Det totale utvekslingsforholdet (i_{tot}) består av flere ledd med utvekslinger.

Det totale utvekslingsforholdet:

$$i_{tot} = i_G \cdot i_d$$

Her er:

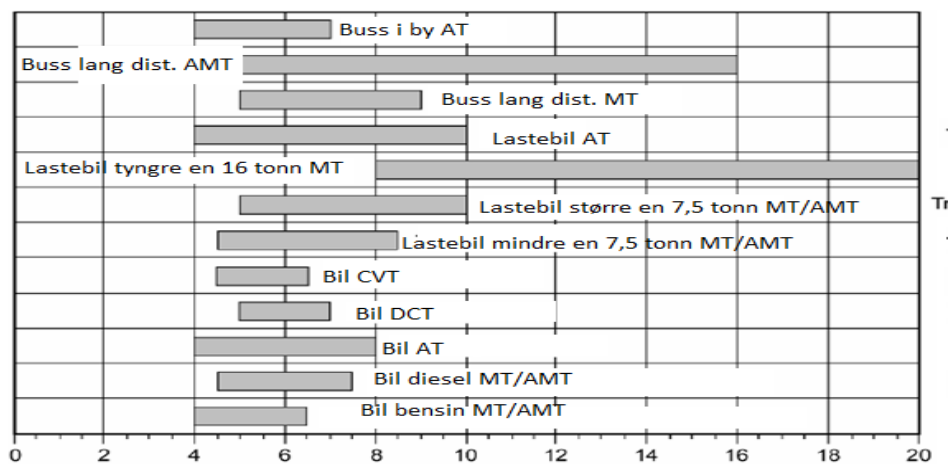
i_G = Utvekslingsforhold girkasse, i_d = Utvekslingsforhold differensial



Figur 17. Viser komplett drivsystem [21].

3.6.1 Utvekslingsforhold på gir og drev i hele drivlinjen

Det er endel punkter man må forholde seg til når man ser på hvordan en drivlinje er konstruert. Kjøretøy med lav effekt må ha en girkasse med flere utvekslinger dette gjelder også diesel kjøretøy hvor motoren har en liten turtallsspredning. Oversikt over hvilke utvekslingsforhold det er i girkassen på diverse kjøretøy er i figur 18.



Figur 18. Viser utvekslings forhold (i_G) for forskjellige girkasser til diverse kjøretøy[4].

3.6.2 Drift av drivaksel

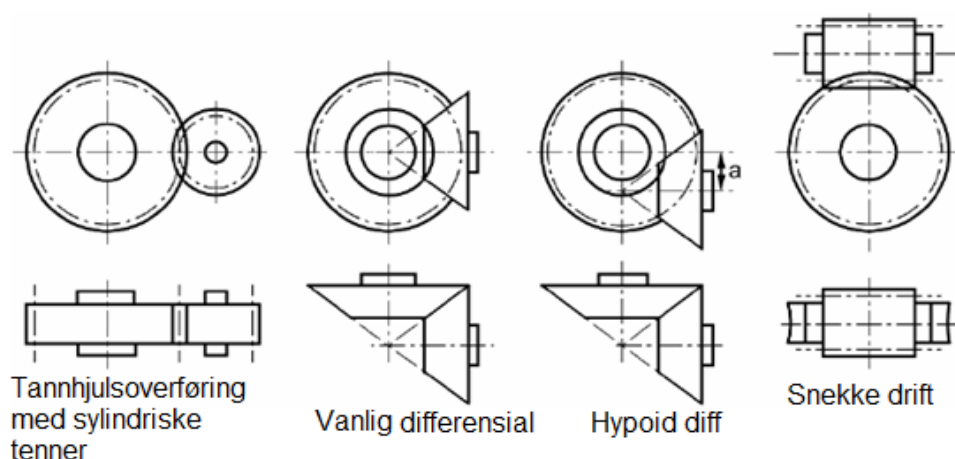
Det finnes hovedsakelig tre typer akseldrift:

- Vanlig tannhjulsoverføring med sylindriske tenner
- Vanlig differensial
- Snekke drift

Vanlig tannhjulsoverføring med sylindriske tenner. Denne typen er veldig vanlig i moderne biler. Det er fordi at tversliggende front monterte motorer er veldig populære. Drivakselen er som regel driftet direkte fra utgangsaksel på girkassen. Grunnen til at disse er meget populære er at disse er meget kompakte og billig å produsere. Det er også en fordel å ha girkasse og differensial på et sted med hensyn på smøring av systemet.

Vanlig differensial. I drivlinjer hvor motoren er montert langsgående og i firehjulstrekkene biler må kraften roteres 90° grader et konisk tannhjulsystem kan utføre denne oppgaven. I biler blir det som regel brukt hypoid fortanning. Spisshjulet eller pinjongen angriper da et område som er lavere en den aksielle senter linjen. Ved å gjøre dette kan man ha et større spisshjul og kronhjulet kan gjøres mindre for den samme lasten. Siden det er meget store krefter som virker på tannhjulene så må man ha en olje som kan tåle dette hypoid olje. En annen fordel er jo at mellom akselen kan monteres lavere noe som gjør at man ikke trenger å bygge så høyt inne i bilen.

Snekke drift. Dette er en måte man hadde på noen gamle Peugeot på 1970 tallet. Det finnes nå ikke noen biler som produserer biler med denne typen overføring.



Figur 19. Viser forskjellige typer overføringer [5].

Når man bruker de forskjellige tannhjulsutvekslingene vil vi få litt forskjellig utvekslingsforhold, hoved utvekslingsforholdet for hele drivlinjen (i_{tot}) er avhengig av utvekslingsforholdet i girkassen (i_G) og differensial (i_d). Som regel er utvekslingsforholdet i det høyeste giret i girkassen satt til ca. 0,7-1,0 og typiske tall for differensial er:

- Tannhjuloverføring (i_d)= 3,0-5,5
- Vanlig differensial (i_d)= 2,5-5,0
- Snekkedrift (i_d)= $\geq 5,0$

3.7 Motor

De fleste kjøretøy i dag er utstyrt med en forbrenningsmotor som drives av enten bensin eller diesel. Denne typen motor har mange fordeler som høy effekt i forhold til vekt, relativt god effektivitet og en lite plasstrengende energikilde.

Men disse har også tre store ulemper.

- Forbrenningsmotorer kan ikke levere fullt moment fra start, slik man kan få fra elektro motor
- Full effekt får vi som regel ved et ganske høyt turtall. Og det er lite turtallsområde man kan ta ut full effekt.
- Forbruk av drivstoff er meget avhengig av hvor vi befinner oss på motorens kotekart.

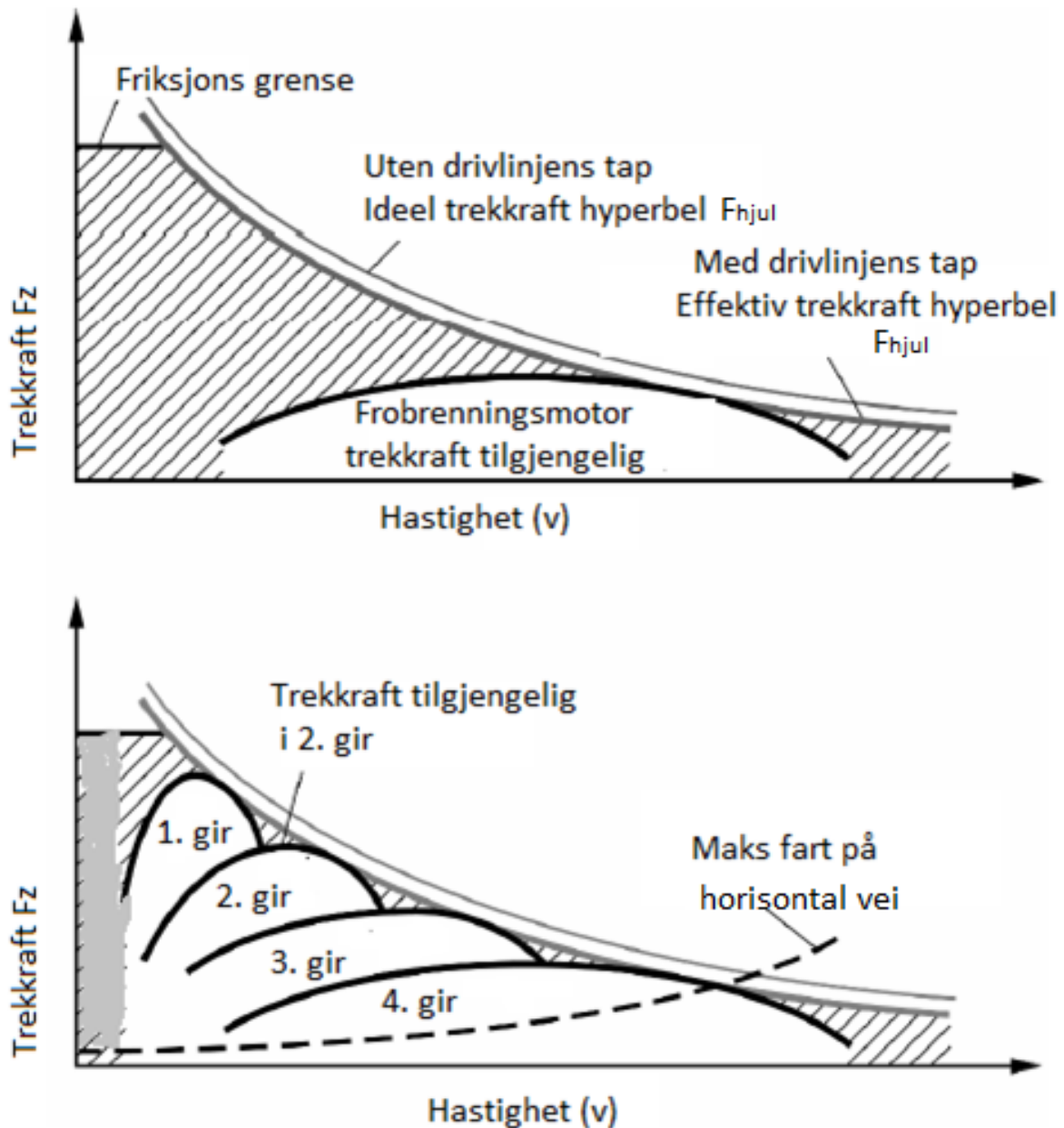
For å få trekkraft hyperbel se figur 20, er man avhengig av maksimum tilgjengelig motoreffekt og hastigheten man har på hjulene. Drivkraften kan selvsagt bare utnytted dersom vi har tilstrekkelig friksjonskraft mellom hjul og underlag. For at vi skal få utnyttet motorens fulle potensiale og ha riktig hastighet på drivhjulene er man avhengig av en girkasse i mellom.

$$F_{hjul} = \frac{P_{maks}}{v} \cdot \eta_{tot}$$

Her er:

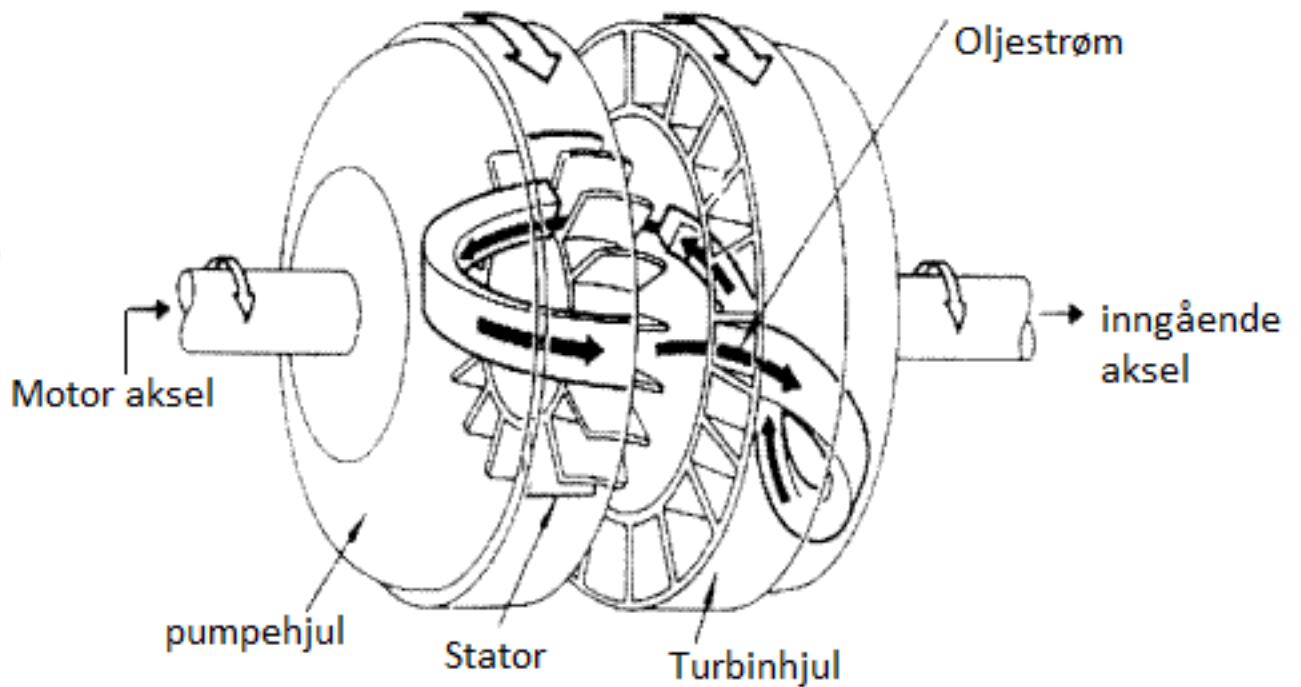
P_{maks} = Maks effekt som motoren leverer

v = Hastighet på hjulene

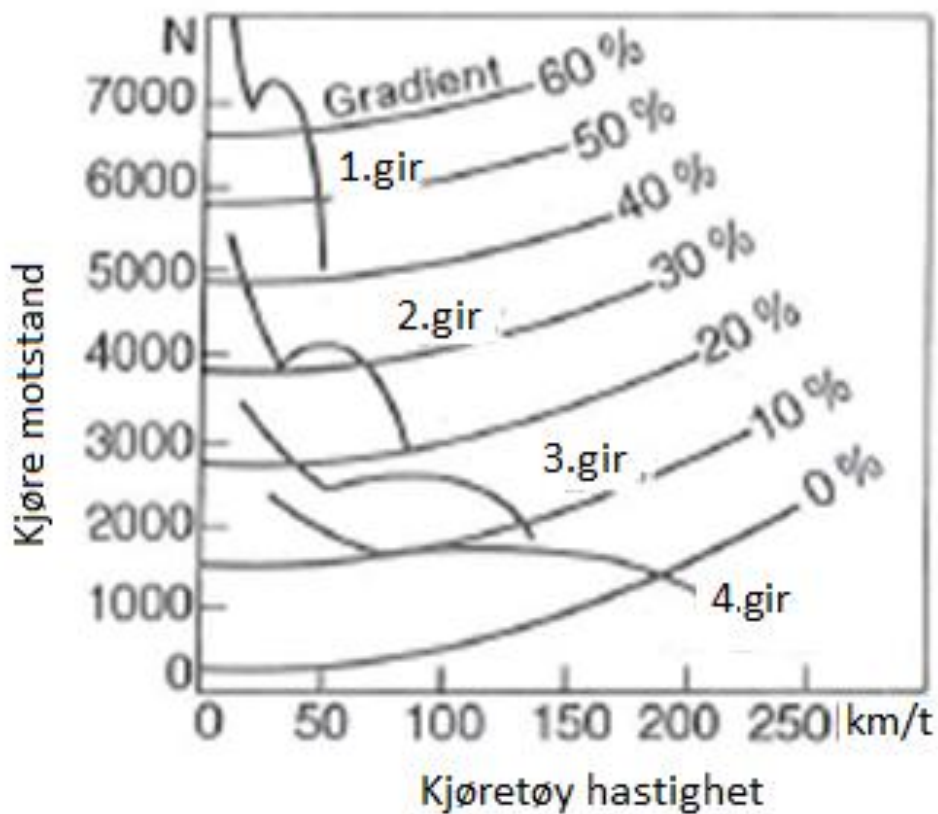


Figur 20. Viser hvordan maksimal tilgjengelig trekkraft ser ut grafisk [6].

Drivkraften og kjøretøyhastigheten når man bruker en automatisk girkasse vil få et annerledes diagram se figur 22. Dette skyldes at man erstatter motorens drivmoment med momentet på momentomformerens turbin. Momentforsterkningen er størst når turbinen har lav frekvens sett i forhold til pumpehjulet, se figur 21. Vi kan si at momentforsterkningen er omvendt proporsjonal med forholdet mellom turtallene



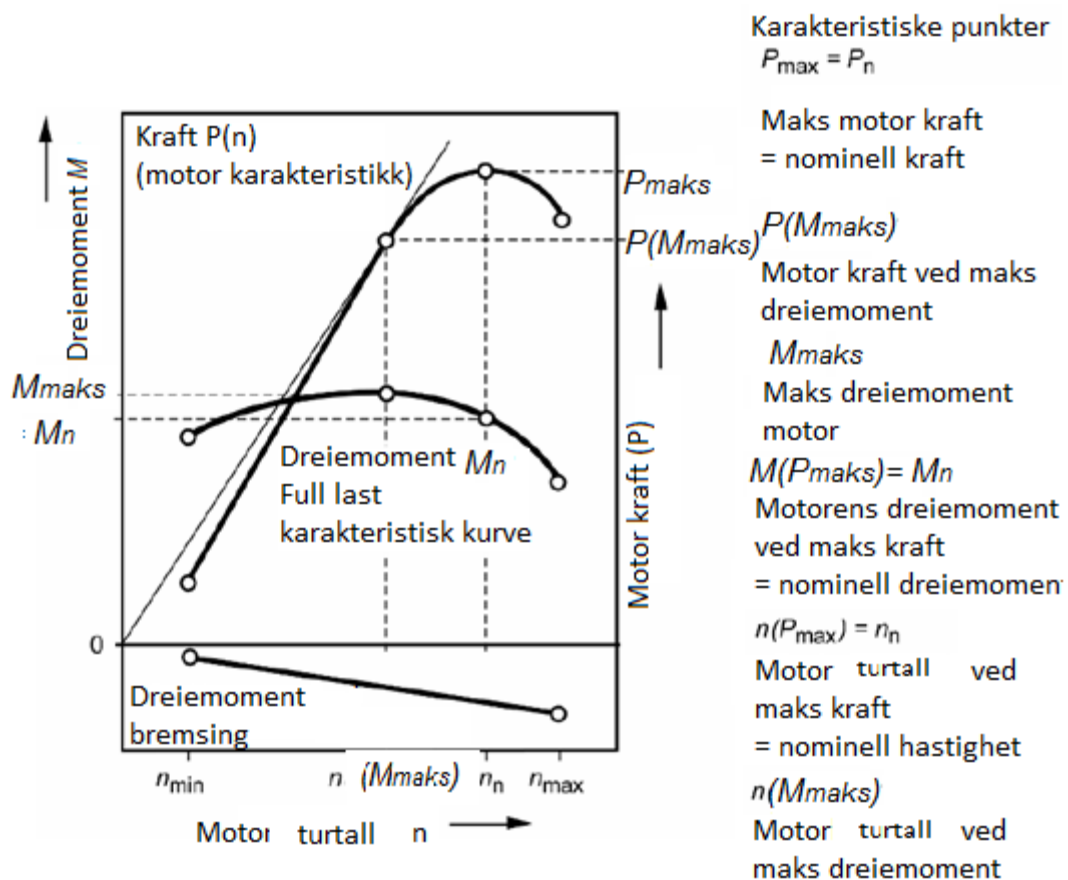
Figur 21. Viser komponenter og driftsprinsipp på momentomformer [32].



Figur 22. Viser drivkraftdiagram for automatgirakasse, med inntegrede stigningskurver [15].

3.7.1 Motorens karakteristik

Det er to typiske metoder for å beskrive forbrenningsmotorens karakteristik. Den ene måten er dreiemoment / motorturtall kurve dette gjøres ved full belastning altså når pedalen er presset 100 % inn. Og den andre er tilsvarende men med effekt / motorturtall. Figur 23 viser en kurve som beskriver disse faktorene.

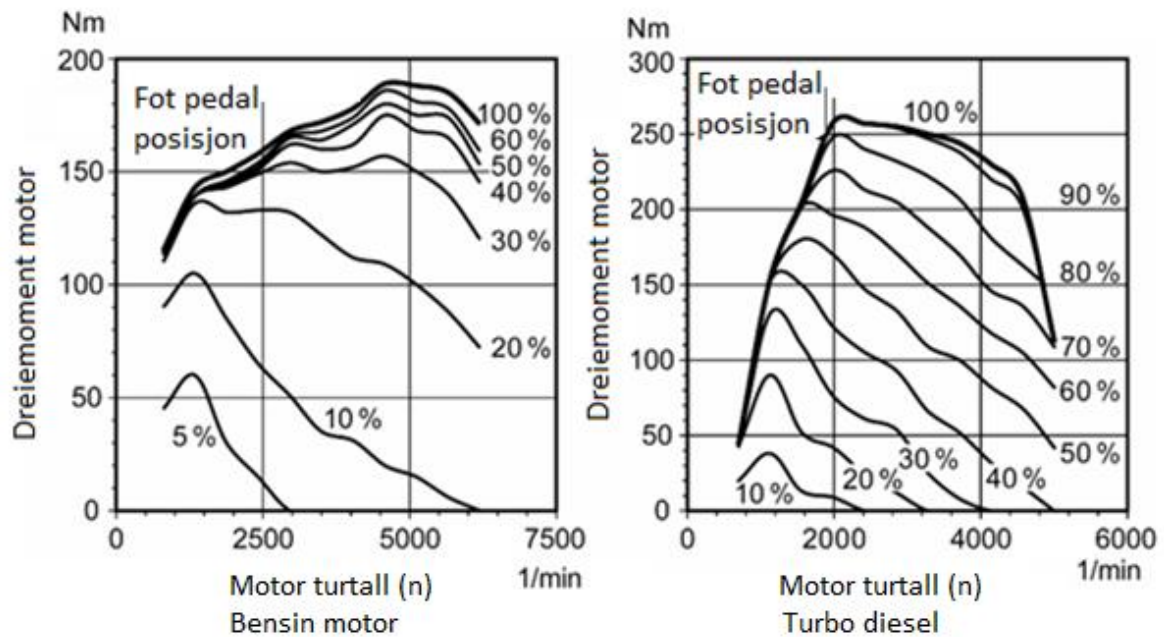


Figur 23. Karakteristisk kurve for forbrenningsmotor [7].

3.7.3 Motor spredning og gasspådrag

Variasjonen motoren har i turtallet har meget stor sammenheng med momentet den kan levere. Og girkassen fungerer da som en momentomformer. Kjøretøy med kraftige motorer har et stort moment over større turtalls spekter. Maksimal turtall på dieselmotorer lavere en bensinmotor. Og som følge av det et mindre turtallsspekter hvor en kan ta ut moment.

Figur 24 viser to forskjellige personbiler med to forskjellige motorer. Den ene er en vanlig bensin motor. Den andre er en turbodiesel med intercooler. Figuren viser hvor mange prosent sjåføren har trukket inn av gasspedalen og vi får da en momentkurve i forhold til turtall og gasspådrag.



Figur24. Ytelses kart for personbiler avhengig av hvor mye pedalen er presset [8].

3.7.4 Drivstoff forbruk

Spesifikk drivstoff forbruk (b_e) kan leses av motorens kotecart. For å lese av dette kartet trenger man som regel motorturtall (n_{motor}) og det tilhørende motordreiemoment (M_{motor}). Eller det effektive middeltrykket.

En annen kurve er vist på figur 25. Her kan vi regne oss tilbake til spesifikt drivstoff forbruk om vi skulle ønske det. Da trenger vi følgende formler:

$$\text{Motorens dreiemoment: } M_{motor} = \frac{F_{hjul} \cdot r_{hjul}}{i_{tot} \cdot \eta_{tot}}$$

For å regne ut motor effekt (P_{motor}) når man har lest av effektiv middeltrykk:

$$P_{motor} = \frac{F_{hjul} \cdot v}{\eta_{tot}}$$

For å regne ut spesifikk drivstoff forbruk (b_e) ved bruk av figur 25:

Beregn drivstofforbruk \dot{m}_B (l/time):

$$\dot{m}_B \text{ (l/time)} = \dot{m}_B \left(\frac{\text{l}}{\text{mil}} \right) \cdot S \text{ (mil)}$$

S (mil) = Antall mil tilbakelagt ved den angitte hastigheten

Spesifikk drivstoff forbruk (b_e):

$$b_e = \frac{\dot{m}_B \cdot \rho_{\text{drivstoff}}}{P_{\text{motor}}}$$

Her er:

$\rho_{\text{drivstoff}}$ = Massetetthet drivstoff (g/l)

b_e = Spesifikk drivstoff forbruk (g/kWh)

P_{motor} = Effekt motor (kW)

\dot{m}_B = Drivstofforbruk (l/time)

Eksempel:

Et kjøretøy med data vist i figur 25 har en hastighet 150 km/h. $f_R=0,0145$ og $\rho_L = 1,199 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.
 $\rho_{\text{drivstoff}} = 755 \text{ g/l}$. Kjøremotstanden er 862N, med en total virkningsgrad på $\eta_{\text{tot}} = 0,92$.

Regn ut motorens effektbehov. Regn ut spesifikt drivstoff forbruk (b_e), når bilen er i 3.gir og i 5.gir

Regner ut motorens effektbehov:

$$P_{\text{motor}} = \frac{F_{\text{hjul}} \cdot v}{\eta_{\text{tot}}} = \frac{862 \cdot (150/3,6)}{0,92} = 39\text{kW}$$

Leser av på figur 25. Forbruk ved 150 km/t i 3.gir = 1,24 l/mil

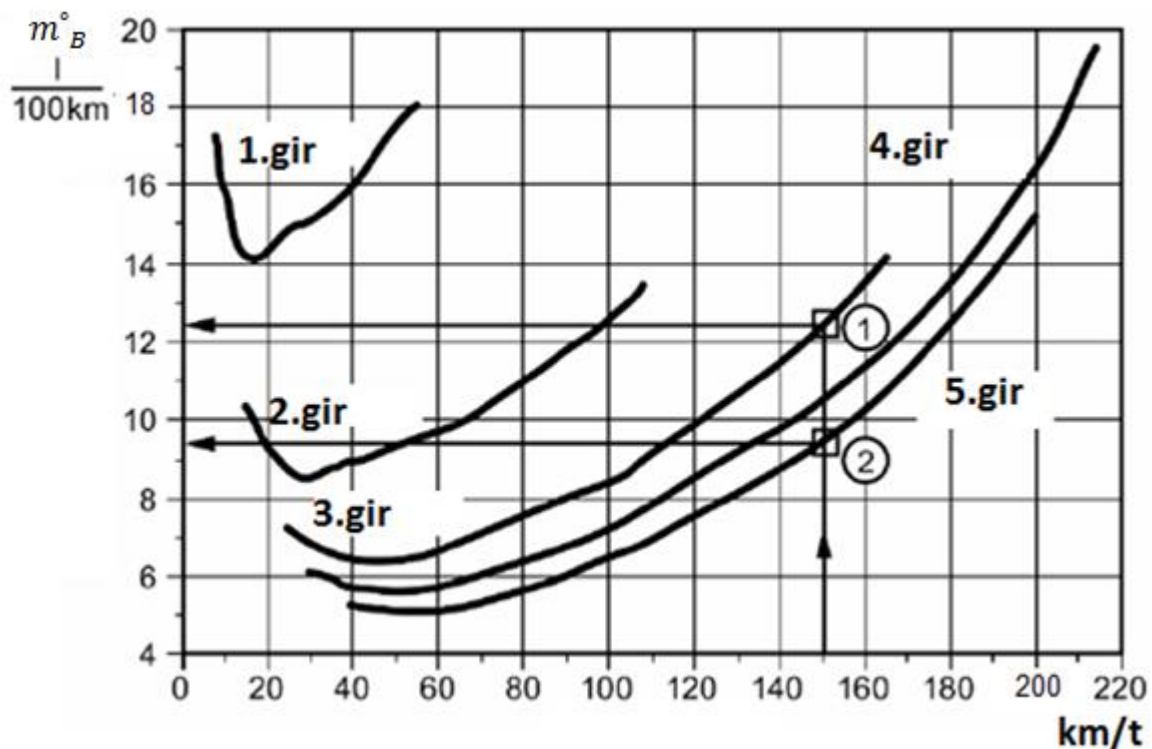
$$\dot{m}_B \text{ (l/time)} = \dot{m}_B \left(\frac{\text{l}}{\text{mil}} \right) \cdot S \text{ (mil)} = 1,24 \cdot 15 = 18,6 \text{ l/t}$$

$$\text{Spesifikk drivstoff forbruk} = b_e = \frac{\dot{m}_B \cdot \rho_{\text{drivstoff}}}{P_{\text{motor}}} = \frac{18,6 \cdot 755}{40} = 351 \text{ g/kWh}$$

Leser av på figur 25. Forbruk ved 150 km/t i 5.gir = 0,95 l/mil

$$\dot{m}_B \text{ (l/time)} = m_B^\circ \left(\frac{\text{l}}{\text{mil}} \right) \cdot S \text{ (mil)} = 1,24 \cdot 15 = 14,25 \text{ l/t}$$

$$\text{Spesifikk drivstoff forbruk} = b_e = \frac{\dot{m}_B \cdot \rho_{\text{drivstoff}}}{P_{\text{motor}}} = \frac{14,25 \cdot 755}{40} = 268 \text{ g/kWh}$$



Figur 25. Man kan lese av forbruket manuelt på diagrammet. Skjæringspunkt 1 som gir verdiene 150km/t ved 3. gir får forbruk på 12,4 l / 100km og punkt 2 som gir verdien 9,3 l / 100km i 5.gir [9].

Ved å regne på det kan vi se at sjåføren kan variere drivstoff forbruket mye ved å skifte gir. Og det er viktig å tenke på når girskifte blir gjort slik at man påvirker drivstoff forbruket i riktig retning. Alle gir har en turtalls område hvor de er mest effektive. Siden luftmotstanden øker i andre potens vil energiforbruket og drivstoff forbruket øke drastisk ved høyere hastigheter.

4. HOVED ENDRINGER I MOTOR, KAROSSERI OG DRIVERK DE SISTE 25 ÅR

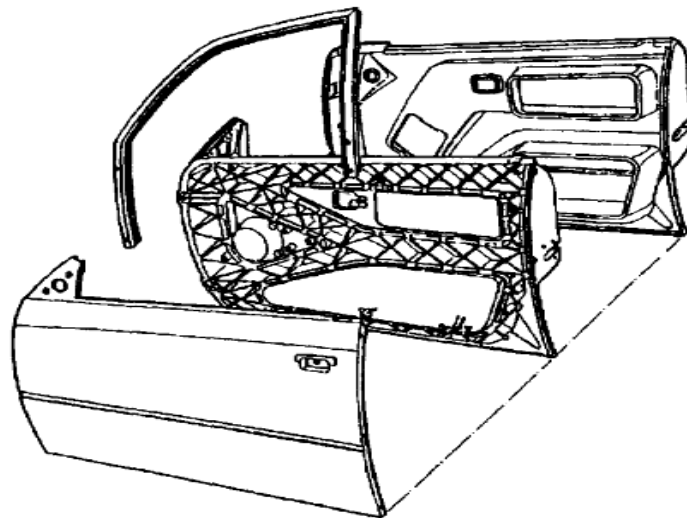
4.1 Utvikling i karosseri design og konsept

De siste årene har man begynt å bruke nye teknologier og materialer for å utvikle kjøretøyets karosseri. Hoved fokuset har da vært å få ned vekten og øke sikkerheten. Mange bilfabrikanter setter som standard at bilen skal holde ut mot rust i 10 år. For å bedre karosseriet mot korrosjon så har man fokusert på at det ikke finnes fukt samlende steder, bedre kvaliteten på penetreringen av lakken og utvikle karosseri designet slik at steinsprut skader ikke får store konsekvenser. Det er fler og fler bilfabrikanter som har tatt i bruk sink behandling av stålplatene. Det har også gått bort fra eldre metoder og nå er det mer vanlig å bruke sink bad med strøm elektrolyse. Denne metoden gjør at man kan velge hvor tykk korrosjonsbeskyttende lag vi skal ha. Typiske tykkelser for belegget er 45-60 g/m^2 . Karroseriet har blitt ca. 25 % lettere når man har optimalisert de overnevnte punktene i følge USLAB prosjekt, som ble utført for lett vekts stål karosseri. Hele prosessen ble ledet av Porsche Engineering Services. Det har også vært mye satsning på alternative metaller slik som Audi har gjort på sine to kjente modeller A8 og A2. Hele karosseriet og ytre plater er laget av aluminium. Audi A2 som da er en liten by bil 3,76 m lang og 1,56 høy hadde bare en total vekt på 750 kg (når man har 1,2 liter motor). Denne modellen veier 250 kg mindre en sine konkurrenter i stål.



Figur 26. Viser aluminiums bil Audi A2 [23].

Andre materialer som har blitt populære er hybrid metall plastikk systemer. Man bytter da ut for eksempel hoved rammen på døren med plastikk isteden for stål.



Figur 27. Viser hybrid systemer her har man byttet ut stål rammen med plastikk ramme [14].

4.2 Utvikling av girkasser

Utviklingen på girkassene har også vært et meget viktig område å satse på for å få ned drivstoff forbruket. Disse har hatt en drastisk nedgang i tap i forhold til tidligere girkasser. Jeg var inne på hvilke typer girkasser som finnes i et tidligere kapittel. Vi skal nå se på hva de største forandringene har vært. Det finnes firmaer som kun jobber med å utvikle girkasser i samarbeid med bil fabrikanter ZF er en av disse. Disse leverer girkasser til de fleste tyske bilmerker.

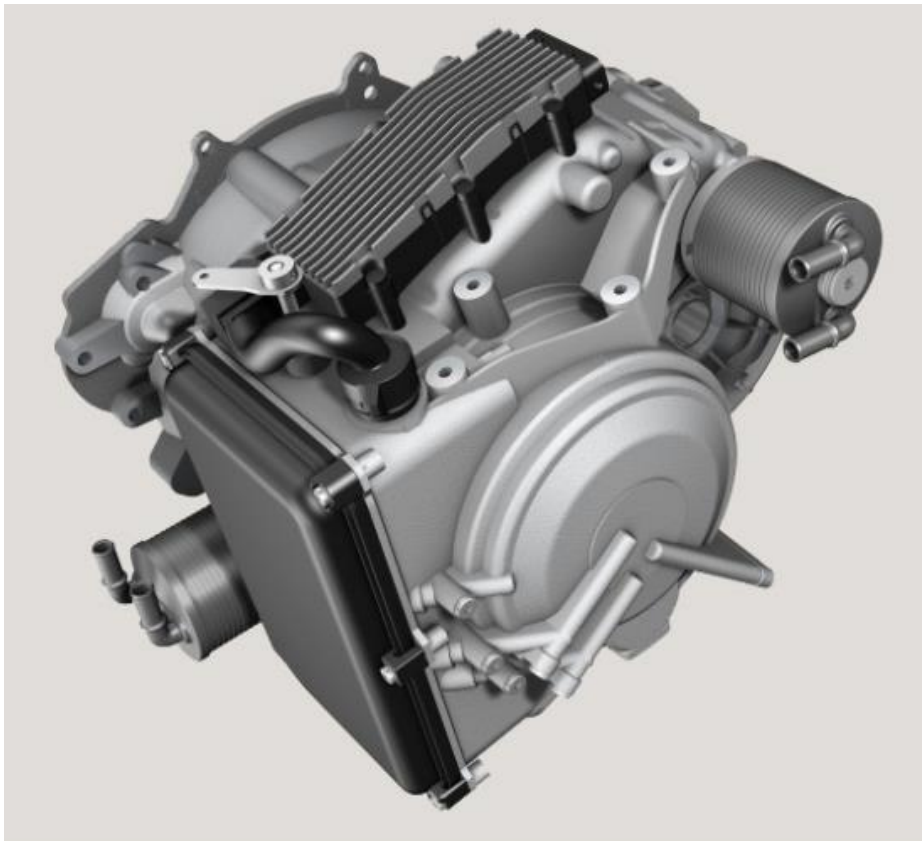
Her er utviklingen (tall fra OFV):

Årstall	Manuell i antall	Manuell i %	Automat i antall	Automat i %
2003	69 543	77,3	20 332	22,6
2007	100 969	78,2	28 221	21,8
2010	86 503	67,7	41 251	32,3
t.om. okt. 2012	68 708	58,9	47 903	41,1

Figur28. Viser hvilke typer girkasser som har blitt produsert og popularitet [20].

4.2.1 ZF 9 Trinns automatisk girkasse

Et meget godt eksempel på utvikling av girkasser er denne girkassen som inneholder 9 trinn. Fordelen med dette er at denne kan tilpasses alle typer biler. Den er like godt egnet til forhjulsdrift som til firehjulsdraft den er spesielt designet for tverrstilte motorer. Men det viktigste er jo at denne har ført til et lavere forbruk og mere kjørekomfort. Denne girkassen vil erstatte tidligere 6 trinns automatgir-kasser som mange biler har i dag.



Figur 29. Viser ZF sin nye 9 trinns automatgir-kasse [24].

4.2.2 General Motor 6T40 6 trinns automatisk girkasse

GM har klart å forbedre 5 % i forhold til tidligere modell automatiske girkasser. Disse hadde en forbedring ved å oppgradere elektronikken og det hydrauliske styresystemet. Det var endel friksjonstap i pumpa og i friksjons plater som ble redusert. Disse girkassene er beregnet for små og middels store biler.



Figur 30. Viser den nye girkassen til GM [25].

4.2.3 Ford's automatiserte manuell girkasse med dobbel kløtsjer

Ford har lansert en ny Ford Fokus med DCT girkasse. Denne girkassen er utviklet av Getrag Ford Transmission Company. Hoved fokuset på denne girkassen er å få et lavere forbruk og en behagelig opplevelse. Denne typen girkasse har et mer markert og hurtig girskifte en vanlig automat girkasse. Dette er typen som er under ekstrem utvikling og kan ta over for den gamle typen automat girkasser. Denne girkassen har seks trinn. Den inneholder to kløtsjer som står parallell. Ene kløtsjen tar seg av oddetalls girene og den andre tar seg av partalls girene. Dette fører til at når girkassen skal skifte gir så kan neste gir klargjøres og legges inn ved riktig tid. Noe som fører til en behagelig gir overgang uten noen form for tap av drivmoment.



Figur 31. Viser Ford sin nyutviklede automatisert manuell girkasse [25].

4.3 Utvikling av motor

Det som har utviklet seg mest med hensyn på drivstoff forbruk er motoren. Denne har blitt mye mer effektiv i forhold til motorer som fantes for tjue år siden. Vi må huske at vi ikke får brukt hele den kjemiske energien i bensin til å drifte kjøretøyet. Man antar at ca. 15 prosent blir konvertert til mekanisk energi som igjen drifter kjøretøyet. Det er 17 prosent energitap når motoren står på tomgang og 62 prosent tap i form av varme og friksjon. Den gang var det veldig vanlig med forgasser teknologi. I de senere årene har det blitt utviklet innsprøytningsystemer som er meget effektive. Og disse blir bare mer utviklet for hver dag som går. Det har blitt mye mere utstyr som er standard i kjøretøy i dag en det som var for tjue år siden. Bilene har mange flere sikkerhetssystemer og andre funksjoner. Alle disse komponentene har en god del vekt og krever energi i form av strøm. Dette fører til at man totalt trenger mer krefter til å drifte alt. Man har nå mere last og høyere hastigheter på bilene. Bare ved å se på disse punktene ser vi at man trenger sterkere motorer for å oppnå de kravene kundene setter. Ved å sammenlikne eldre motorer med nye kan man se hvor mye utvikling som har vært. I 1983 hadde Chevrolet Malibu en 3,8 liter V-6 som produserte 110 hestekrefter. Samme bil har i 2005 2,2 liter rekke firer som produserte 144 hestekrefter. Og i 2011 fikk den en 2,4 rekke firer som produserer 169 hestekrefter. Man fikk også kjøpt denne modellen i 2011 med en 3,6 liter V-6 som produserer 252 hestekrefter. Selv om den nye V-6 er litt mindre i volum og størrelse en den eldre utgaven så klarer den å produsere 146 hestekrefter mer.

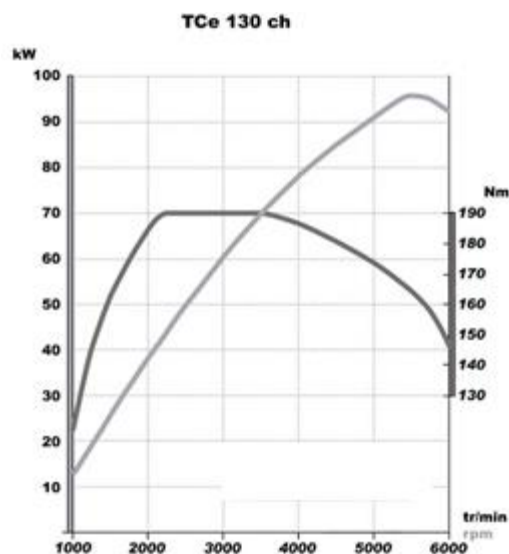
En vesentlig forskjell i eldre og nyere V-8 er at på den tiden sto alle sylindre og jobbet uansett belastning og turtall. Dette har dem utviklet i nyere motorer. Har man lav belastning vil elektronikken automatisk slå av fire av sylindrene. Noe som fører til at man ikke bruker mer drivstoff en nødvendig. En annen teknologi som det har blitt mye av er variabel ventil styring. Eldre motor typer hadde en fast tid for åpning og lukking av ventilene uansett turtall og belastning. Noe som ikke var gunstig. Med denne teknologien kan man regulere åpningstiden og dermed redusere drivstofforbruket. En av teknologiene er Direkte innsprøyting i sylinder. Her spruter man drivstoff rett på stempelet dette fører til en mer bestemt og kontrollert forbrenning noe som fører til 12 prosent forbedring i drivstofforbruk. Bilene har fått mye elektronikk som overvåker enhver detalj som skjer i og rundt bilen for å kommunisere med bilen kobler man seg på OBD plugg via en pc slik kan man feil søke eventuelt justere alle komponenter som er i bilen. Diesel motorer har på samme måte hatt samme utviklingen fra å være bråkete og stinkende med kald start problemer, til å bli super motorer med meget lavt forbruk og stillegående. Mye av forandringen er lik siden alt har blitt elektronikkstyrt slik bensinmotor er. Under vil det følge konkrete eksempler på motorer og hva som er spesielt med de modellene.

4.3.1 Renault og Nissan allianse modell TCe 130

Denne modellen er et samarbeidsprosjekt mellom Europa og Asia her har dem prøvd å ta frem det beste fra begge kontinent og kombinere det slik at man kan få et meget bra produkt. Dette er et godt eksempel på hvordan bil merker samarbeider på forskjellige teknologier. Dette er en 1,4 liter turbo ladet motor. Stempelhodene er formet slik at de skaper en virvel effekt på luften, dette fører til at luft og bensin blander seg enda bedre. Denne har kun justerbare luftinntaks ventiler. Denne motoren produserer 130 hestekrefter på 5500 o/min og 190Nm vrिमoment på 2250 o/min Denne motoren vil bli brukt på modeller som Renault Megane.



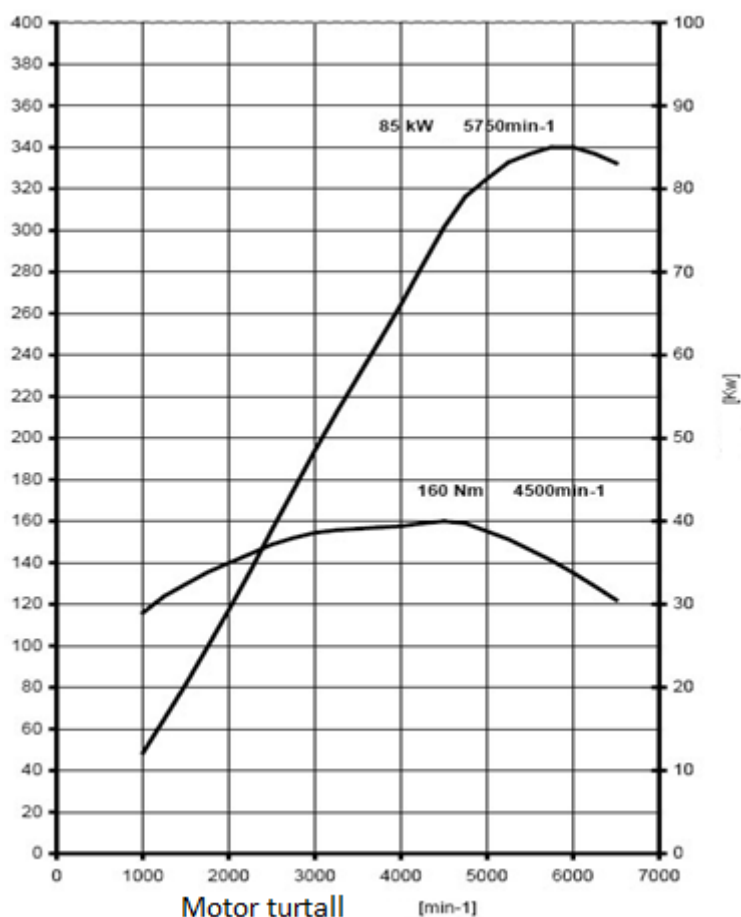
Figur 32. Viser motor Tce130 [33].



Figur 33. Viser motor Tce130 Vrımoment og hestekrefter [33].

4.3.2 Mini R56 motor

Dette er en samarbeids motor mellom BMW gruppen og PSA Peugeot Citroen. Denne har som mål å få ned forbruket og CO2 utslipp til 140 g/km. Dette er en mindre motor som det blir satset masse ressurser på. Denne serien motorer kommer til å utnytte disse nye teknologiene, variabel ventil åpning både på innsug og eksos. Ved å ha optimale forhold vil den variable ventiljusteringen føre til en besparelse på opp mot 20 prosent. Turbo ladet direkte innsprøyting. Variabel oljepumpe som leverer kun den oljestrømmen som trengs til enhver tid, dette fører til en reduksjon i forbruk på 1 prosent. Kjølevæsken står stille inntil motoren har nådd sin driftstemperatur. Noe som er med på å få riktig driftstemp hurtigere og som igjen fører til at man får reduksjon i farlige avgasser. Dette er en 1.6 liter. Ved 5700 o/min har den maks effekt på 85 kW og et maks moment på 160Nm ved 4250 o/min.



Figur 34. Viser effekt og moment graf R565 motor [33].

5. CASER

5.1 Fiat Punto med motor 1.4 MPI 95

Ved hjelp av moment diagram og COC på denne bilen så vil vi kunne klare å tegne drivkraft diagram. Ved hjelp av vedlegg nummer 1. Moment og effekt diagram kan vi lese av de forskjellige momentene som denne motoren leverer ved de utvalgte turtallene.

Tabell 11 – Viser moment ved forskjellige turtall.

Nm	119	114	128	130	115
o/min	2000	2600	3500	4250	5500

Utvexlingsforhold differensial er 3,563.

Tabell 12 – Viser beregninger for total utveksling (i_{tot}).

Posisjon	Utvexling girkasse i_G	Utvexling differensial i_d	Total utveksling i_{tot}
1.gir	3,909	3,563	13,92
2.gir	2,238	3,563	7,973
3.gir	1,444	3,563	5,144
4.gir	1,029	3,563	3,666
5.gir	0,767	3,563	2,732

Dekkdimensjon på denne bilen er: 175/65 R15 R15 tommer = 380,99mm

$$r = 380,99 + 2(0,65 \cdot 175) / 2 = 304,245 \text{ mm}$$

For å regne ut drivkraften: $F_{hjul} = \frac{M_{motor} \cdot i_{tot} \cdot \eta_{total}}{r_{hjul}}$ Her er:

M_{motor} = Dreiemoment motor

i_{tot} = Total utvekslingsforhold gjennom hele drivverket

η_{total} = virkningsgrad gjennom hele drivverket setter den til 0,85

r_{hjul} = Hjulradien

$$\text{Utrekning } F_{hjul} = \frac{119 \cdot 13,92 \cdot 0,85}{304,245} = 4,63 \text{ kN}$$

Regner ut alle verdier og setter det inn i tabellform se tabell nr. 13.

Tabell 13 – Viser krefter i forhold til gir.

Moment	119 Nm	114 Nm	128 Nm	130 Nm	115 Nm
Gir posisjon					
1	4,63 kN	4,43 kN	4,98 kN	5,05 kN	4,47 kN
2	2,65 kN	2,54 kN	2,85 kN	2,89 kN	2,56 kN
3	1,71 kN	1,63 kN	1,84 kN	1,86 kN	1,65 kN
4	1,21 kN	1,16 kN	1,31 kN	1,33 kN	1,17 kN
5	0,90 kN	0,87 kN	0,97 kN	0,99 kN	0,87 kN

Hastighet:

For å få frem drivkraften grafisk settes den opp som en funksjon av hastigheten. Lager en tabell som viser turtallene og gir posisjonene

Formel for hastighet:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{hjul}} \cdot n \cdot 60}{i_{\text{tot}} \cdot 1000}$$

Her er:

n = Motorturtallet i o/min

r_{hjul} = Hjulradien i meter

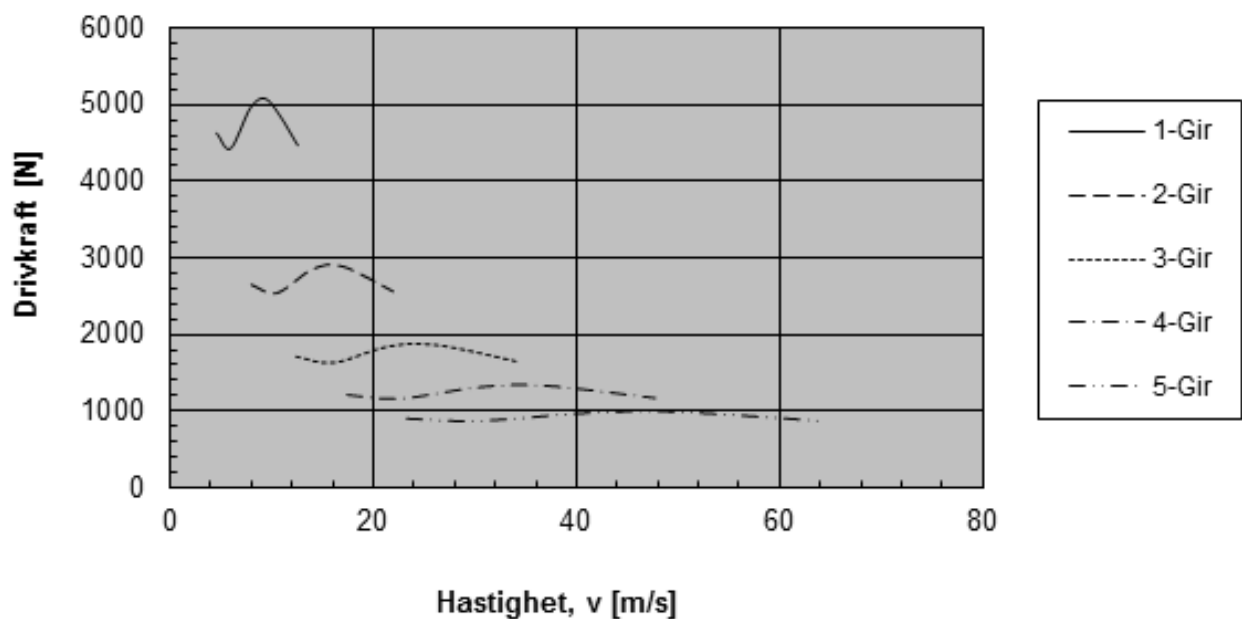
i_{tot} = Det totale utvekslingsforhold i drivverket

Tabell 14 – Viser verdier på hastighetene i forhold til gir.

Turtall o/min Gir posisjon	2000		2600		3500		4250		5500	
	km/t	m/s	km/t	m/s	km/t	m/s	km/t	m/s	km/t	m/s
1	16,4	4,55	21,4	5,94	28,8	8,0	34,9	9,69	45,2	12,55
2	28,7	7,97	37,7	10,47	50,3	13,97	61,0	16,94	79,0	21,94
3	44,5	12,36	57,9	16,08	77,9	21,63	94,6	26,27	122,5	34,02
4	62,5	17,36	81,2	22,55	109,4	30,38	132,8	36,88	171,9	47,75
5	83,8	23,27	109,0	30,27	146,8	40,77	178,2	49,50	230,7	64,08

Tabell 15 – Viser resultater fra Excel.

n_m [o/min]	M_{motor} [Nm]	F_{hjul} [N]	v [m/s]	F_{hjul} [N]	v [m/s]	F_{hjul} [N]	v [m/s]	F_{hjul} [N]	v [m/s]	F_{hjul} [N]	v [m/s]
2000	119	4630	4,55	2650	7,97	1710	12,36	1210	17,36	900	23,27
2600	114	4430	5,94	2540	10,47	1630	16,08	1160	22,55	870	30,27
3500	128	4980	8	2850	13,97	1840	21,36	1310	30,38	970	40,77
4250	130	5050	9,69	2890	16,94	1860	26,27	1330	36,88	990	49,5
5500	115	4470	12,55	2560	21,94	1650	34,02	1170	47,75	870	64,08
		1. Gir		2. Gir		3. Gir		4. Gir		5. Gir	
		$i_{tot} = 13,92$		$i_{tot} = 7,973$		$i_{tot} = 5,144$		$i_{tot} = 3,666$		$i_{tot} = 2,732$	

**Figur 35.** Viser kjørekraftdiagram ved de forskjellige girene.

Vi ser på figur 35 at kurvene er avhengig av hvordan motor grafen er hvis man ser på vedlegg 1. Der ser man at den starter høyt og så får man en dropp før grafen øker igjen. Dette gjentar seg på kjørekraftdiagrammet også.

5.2 Mazda 3 2.0i 111kW kotekart og beregninger

I denne casen skal vi ved hjelp av bilens data og kotekart beregne og plote inn kurver som viser oss hvordan middeltrykket vil variere for de forskjellige girene ved økende kjøretøy hastigheter.

Tabell 16- Viser bil data og forholdene rundt.

Mazda 3	
Modell	2010
Dekk/felg størrelse	195/65/R15
Motor	2.0i 111kW
Vekt	1239 kg
Girkasse	Manuell 5 trinns
Utvekslinger girkasse	1. 3,307 2. 1,842 3. 1,310 4. 0,970 5. 0,755
Utveksling differensial	3,68
Høyde	1467 mm
Bredde foran	1754 mm
Bredde foran sporvidde	1530 mm
Rullemotstandskoeffisient	0,01
Luftmotstandsindeks	0,626 m ²
Luftmotstands koeffisient (C _w)	0,31
Luftens tetthet (ρ)	1,25 kg/m ³
Bensinens tetthet (ρ)	0,73 kg/dm ³
Drivverkets virkningsgrad mellom motor og hjul (η)	0,94

Beregn bilens drivstoff forbruk når man har disse betingelsene:

Bilens hastighet er 90 km/t

Bilen kjører på en horisontal jevn asfalt vei

Den står i 5. gir

Beregn først luftmotstandsindeks:

$$C_k = C_w \cdot A$$

Front areal (A) = B · H · k

Her er :

B = Sporvidden foran

H = Høyden på kjøretøy

k = Korreksjonsfaktor

$$C_w \cdot A = 0,31 \cdot 1,530 \cdot 1,467 \cdot 0,9 = 0,626 \text{ m}^2$$

Regner ut den totale motstanden med de gitte betingelsene:

$$F_{motstand} = F_R + F_L$$

$$F_{motstand} = 0,01 \cdot 1239 \text{ kg} \cdot 9,81 + 0,5 \cdot 0,626 \cdot 1,25 \cdot (90/3,6)^2$$

$$121,54 \text{ N} + 244,53 \text{ N} = 366 \text{ N}$$

$$\text{Hjulradius (r)} = \frac{15 \cdot 25,4 \text{ mm} + 2 \cdot (0,65 \cdot 195)}{2} = 317,25 \text{ mm} = 0,317 \text{ m}$$

Moment motoren må ha:

$$M_{motor} = \frac{F_{hjul} \cdot r}{i_{tot} \cdot \eta} = \frac{366 \cdot 0,317}{0,755 \cdot 3,68 \cdot 0,94} = 44,42 \text{ Nm}$$

Turtall motoren vil ha:

$$n_{motor} = \frac{i_{tot} \cdot V_{hjul} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{(90/3,6) \cdot 0,755 \cdot 3,68 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,317} = 2092 \text{ o/min}$$

Går inn i kotekart og ved hjelp av utregningene vil vi få et krysningspunkt

$$(M_{motor}, n_{motor}), (44,42, 2092) = b_e = \text{lest av til } 360 \text{ g/kWh}$$

$$b_e = 360/3,6 = 100 \text{ g/MJ}$$

Effekt motor:

$$P_{motor} = \frac{F_{hjul} \cdot V}{\eta} = \frac{366 \text{ N} \cdot 25 \text{ m/s}}{0,94} = 9734 \text{ N}$$

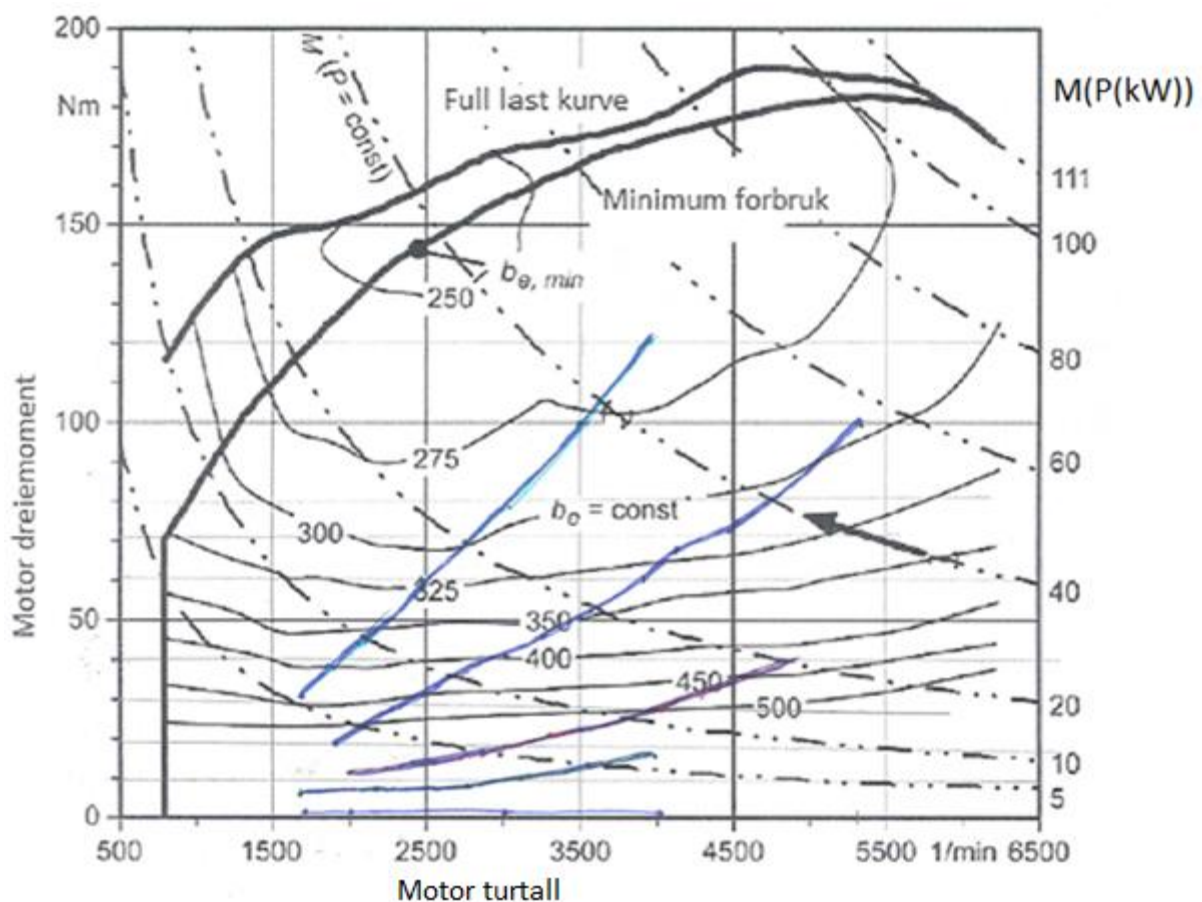
$$m_B \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = b_e \cdot P_{motor} = 100 \cdot 10^{-3} \text{ kg/MJ} \cdot 9734 \cdot 10^{-6} \text{ MJ/s} = 9,734 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Tid på å kjøre 1 mil:

$$t = s/v = 10000 / 25 = 400 \text{ sekunder}$$

$$m_B \left(\frac{\text{liter}}{\text{mil}} \right) = \frac{m_B \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cdot t}{\rho} = \frac{9,734 \cdot 10^{-4} \cdot 400}{0,73 \text{ kg/l}} = 0,53 \text{ l/mil}$$

På Samme måte som i eksempelet over regnet jeg ut masse punkter ved forskjellige gir posisjoner og forskjellige hastigheter og plottet disse inn på kotekartet. Se figur under.



Figur 34. Viser kotekart med inntegnet kjørekraftdiagram.

For å få en viss oversikt over hvordan jeg har beregnet har jeg satt dette opp i tabellform. Det er selvfølgelig enklere å se dette i grafisk form men for å se hvordan grafene er beregnet er det greit å se på tallene i tabellform.

Tabell 17 – Viser beregninger for kjørekraftdiagram.

Gir	Hastighet v		i_{tot}	F_R	F_L	F_{tot}	M_{motor}	n_m
	km/t	m/s						
1	15	4,16	12,16	121,54	6,77	128,31	3,55	1523
1	20	5,55	12,16	121,54	12,05	133,59	3,70	2033
1	25	6,94	12,16	121,54	18,84	140,38	3,89	2542
1	30	8,33	12,16	121,54	27,14	148,68	4,12	3051
1	40	11,11	12,16	121,54	48,29	169,83	4,70	4069
2	30	8,33	6,77	121,54	27,14	148,68	7,40	1698
2	40	11,11	6,77	121,54	48,29	169,83	8,45	2265
2	50	13,88	6,77	121,54	75,30	196,84	9,80	2830
2	60	16,66	6,77	121,54	108,59	230,13	11,46	3397
2	70	19,44	6,77	121,54	147,85	269,39	13,41	3964
3	50	13,88	4,82	121,54	75,37	196,91	13,77	2015
3	60	16,66	4,82	121,54	108,59	230,13	16,10	2418
3	70	19,44	4,82	121,54	147,85	269,39	18,84	2822
3	80	22,22	4,82	121,54	193,17	314,70	22,01	3226
3	100	27,70	4,82	121,54	300,20	421,70	29,50	4021
3	120	33,33	4,82	121,54	433,85	555,39	38,85	4835
4	60	16,66	3,56	121,54	108,59	230	21,78	1786
4	80	22,22	3,56	121,54	193,00	314	29,7	2382
4	100	27,77	3,56	121,54	300,20	421,7	39,9	2978
4	110	30,50	3,56	121,54	363,96	485,23	45,9	3270
4	120	33,33	3,56	121,54	433,00	555,3	52,6	3574
4	130	36,11	3,56	121,54	510,00	631	59,7	3872
4	140	38,88	3,56	121,54	591,00	712	67,4	4169
4	150	41,66	3,56	121,54	679,00	800	75,8	4467
4	180	50	3,56	121,54	978,00	1099	104	5362
5	70	19,44	2,77	121,54	147,50	269	33,74	1622
5	80	22,22	2,77	121,54	193,17	314	38,12	1854
5	90	25	2,77	121,54	244,50	366	44,5	2086
5	110	30,55	2,77	121,54	365,00	486	59	2549
5	130	36,11	2,77	121,54	510,00	631	76,8	3013
5	150	41,66	2,77	121,54	679,00	800	97	3476
5	170	47,2	2,77	121,54	871,64	992	120	3938

Slik man kan se i figur 34 så ligger linjene ganske langt unna $b_{e,min}$. Hadde vi lagt inn en stigning motstand inn i beregningen ville linjene nærmet seg $b_{e,min}$. Dette er fordi motoren må ha fullt åpent spjeld for å jobbe optimalt. Når spjeldet ikke står i fullt åpen stilling vil det være et meget stort trykk tap ved spjeldet.

5.3 Estimering av luft og rullestandskoeffisient

Bilen dette forsøket ble utført på var en BMW 735i. Dette er en metode som man kan bruke for å estimere luft og rullestandskoeffisient som er tatt fra Bosch håndboken. Denne metoden går ut på å kjøre ved forskjellige hastigheter og ta tiden på retardasjonen.

For å beregne luftmotstandskoeffisienten kjører man på en horisontal veg i 120 km/t kobler så bilen fri og fortsetter uten motorkraft. Så tar man tiden det tar fra bilens hastighet synker fra 100 km/t til 95 km/t.

Deretter registrerer vi hvor lang tid retardasjonen tar fra 70 km/t til 65 km/t. Front areal på bilen er $A = 2,835 \text{ m}^2$, Vekt = 2440 kg og luft tettheten $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Tabell 18 – Viser tiden det tar å retardere ved forskjellige hastigheter

Tid for retardasjon 100 til 95 km/t	Tid for retardasjon 70 til 65 km/t
5 sekunder	8 sekunder
4 sekunder	7 sekunder
5 sekunder	7 sekunder
Velger 5 sekunder	Velger 7 sekunder

For å regne på dette kan man bruke disse formlene:

$$C_w = \frac{m(a_a - a_b)}{\frac{\rho \cdot A(v_a^2 - v_b^2)}{2}}$$

$$a_a = \frac{v_{a1} - v_{a2}}{t_a}, \quad a_b = \frac{v_{b1} - v_{b2}}{t_b}$$

$$v_a = \frac{v_{a1} + v_{a2}}{2}, \quad v_b = \frac{v_{b1} + v_{b2}}{2}$$

Formel for rullestandskoeffisienten:

$$f = \frac{a_a \cdot v_b^2 - a_b \cdot v_a^2}{g(v_b^2 - v_a^2)} =$$

Her er:

C_w = Luftmotstandskoeffisienten

m = masse på bilen

a_a = Retardasjon ved hastighet v_a

a_b = Retardasjon ved hastighet v_b

ρ = luftens tetthet

A = Maksimalt frontareal av bilen

v_a = Hastighet ved punkt a

v_b = Hastighet ved punkt b

Estimering av luftmotstandskoeffisienten:

$$a_a = \frac{v_{a1} - v_{a2}}{t_a} = \frac{\frac{100}{3,6} - \frac{95}{3,6}}{5} = 0,277 \text{ m/s}^2$$

$$a_b = \frac{v_{b1} - v_{b2}}{t_b} = \frac{\frac{70}{3,6} - \frac{65}{3,6}}{7} = 0,173 \text{ m/s}^2$$

$$v_a = \frac{v_{a1} + v_{a2}}{2} = \frac{\frac{100}{3,6} + \frac{95}{3,6}}{2} = 27,08 \text{ m/s}$$

$$v_b = \frac{v_{b1} + v_{b2}}{2} = \frac{\frac{70}{3,6} + \frac{65}{3,6}}{2} = 18,75 \text{ m/s}$$

$$C_w = \frac{m(a_a - a_b)}{\frac{\rho \cdot A(v_a^2 - v_b^2)}{2}} = \frac{2440(0,277 - 0,173)}{(1,2 \cdot 2,835 \cdot (27,08^2 - 18,75^2))/2} = 0,302$$

Rullemotstandskoeffisienten:

$$f = \frac{a_a \cdot v_b^2 - a_b \cdot v_a^2}{g(v_b^2 - v_a^2)} = \frac{0,277 \cdot 18,75^2 - 0,173 \cdot 27,08^2}{9,81 \cdot (18,75^2 - 27,08^2)} = 0,0127$$

Resultatene jeg har fått her er rimelige. C_w skal ha en verdi på rundt 0,31 i forhold til BMW sine data. Det er ikke lett å finne et sted hvor man kan være sikker på at det er helt horisontalt. Men jeg foretok flere tester for å ha en viss spredning og brukte middelverdien. Det beste hadde vært hvis man hadde utført denne testen på et sted hvor man kan få bekreftet at veien er helt vannrett.

6. KONKLUSJON

Norsk litteratur som omhandler moderne kjøretøy på et ingeniør nivå finns det nesten ikke noe av. Det er noen bøker om grunnleggende teori på norsk. Mange bilfabrikanter og importører ble kontaktet men det var meget liten tilbakemelding fra dem. De fleste visste egentlig ikke hva jeg spurte om. Eksempel på det er kotekart. Det var det ingen som hadde hørt om eller visste hva var for noe. Men etter å ha studert flere amerikanske og engelske bøker klarte jeg å plukke ut noen tall. Det ble også gjort et søk på universitetsbiblioteket uten noen form for resultat. Selve formelverket for kjøretøydynamikk er det samme som har vært tidligere. Men tallene har forandret seg drastisk siden 1980 tallet. Hovedsakelig er det elektronikk som har gjort den største forandringen. Det har vært en revolusjon innen utvikling og bruk av elektriske komponenter på kjøretøy. Innsprøytnings system blir bare mer og mer avansert for hver dag som går. Vi ser ut i fra effekt og moment kurve at motorene har blitt mindre i volum men klarer å yte like mye som sine forgjengere mens forbruket har gått ned. Det har også dukket opp hybridbiler som er snillere på forbruket.

6.1 Spesifikke endringer

I denne oppgaven kom jeg fram til disse resultatene:

- Karosseri og interiør:

De fleste bilfabrikanter har satt som standard at karosseri skal holde i 10 år mot rust angrep som er farlige. Og for å holde dette kravet blir bilene sink behandlet. Noen bilmerker har utviklet hele biler i aluminium (Audi) dette for å redusere vekt. Andre bilmerker har utviklet sportsbiler hvor karosseriet hovedsakelig består av karbonfiber (Lotus). Mange tunge deler som tidligere ble produsert i metall har blitt byttet ut med lettere hybrid metall plastikk systemer. Strømningsanalyse har blitt mer avansert i forhold til tidligere noe som har ført til at karosseriene er mer dråpeformet slik at luftmotstanden minker.

- Motor:

Innsprøytningsystemer har tatt over for forgasser teknologi. Det elektriske systemet samarbeider over hele bilen noe som fører til at man har eksakt innsprøytning i forhold til behovet som er reelt. Det sitter sensorer i motor og eksos som overvåker drivstoff i

avgassene. Sensorene er med på å justere slik at motoren ikke bruker mer drivstoff enn nødvendig. Noe som fører til renere avgass og mindre forbruk.

- Girkasse:

Den største utviklingen har vært på de automatiske girkassene. Disse har også fått mange sensorer som overvåker enhver hastighet slik at girkassen jobber optimalt i henhold til motorens ytelseskurve. I forhold til tidligere girkasser har det blitt flere gir. ZF leverer en automatiskgirkasse som har 9 gir. En annen girkasse som har blitt populær er automatiserte manuell girkasse (Ford). I denne typen girkasse har man ikke en momentomformer og derfor har man ikke tap forbundet med den. Men den fungerer som en vanlig girkasse bruksmessig

6.2 Videre arbeid

For at jeg skulle klare å nå alle mål jeg hadde satt opp ble det også satt opp noen begrensinger. Moderne kjøretøy har utviklet seg på mange forskjellige måter. Følgende punkter kan det jobbes videre med.

- Lage en oversikt med hva som har blitt utviklet på de forskjellige bilmerkene
- Sammenlikne disse opp mot hverandre og finne ut hvilket system som fungerer best og er mest miljøvennlig
- Teste ut formel med Luft og rullemotstandskoeffisient på flere biler og sammenlikne med tall fra fabrikanten
- Ta kontakt med hovedprodusent av de forskjellige kjøretøymerkene og få mer informasjon og detaljer

7.LITERRATURREFERANSER

Skriftlige kilder:

1. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s74
2. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s99
3. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s168
4. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s104
5. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s158
6. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s50
7. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s96
8. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s97
9. **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s130
- 9a **Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak,**
Automotive Transmission, Second Edition, ISBN 978-3-642-16213-8 s75
10. **Julian Happian-Smith,** *Introduction to Modern Vehicle Design,ISBN0750650443* s414
11. **Heinz Heisler,** *Advanced vehicle technology, ISBN 0750651318* s584
12. **Heinz Heisler,** *Advanced vehicle technology, ISBN 0750651318* s585
13. **Heinz Heisler,** *Advanced vehicle technology, ISBN 0750651318* s586
14. **John Fenton,** *Advances in Vehicle Design, ISBN 1 86058 181 1* s4

15. **Robert Bosch**, *Automotive handbook*, 3rd edition, ISBN 31419115x s328 /325
16. **Audun Roska**, *Drivkraft og kjøremotstand*, Teknologisk institutt, 10/07/1989 s10
17. **Audun Roska**, *Drivkraft og kjøremotstand*, Teknologisk institutt, 10/07/1989 s13
- 17a. **Richard Stone and Jeffrey K. Ball** *Automotive Engineering Fundamentals* s437

Internett kilder:

18. **Bilde cugnot dampbil :**
http://www.unusuallocomotion.com/medias/images/cugnot-s-fardier-2.jpg?fx=r_550_550
19. **Bilde av Jaguar:**
<http://www.thesupercars.org/jaguar>
20. **Tabell tall oversikt bruk av girkasse:**
<http://www.klikk.no/motor/bil/dekkoqutstyr/article799044.ece>
21. **Bilde av komplett system:**
<http://cobra.mrblog.nl/category/cobra/gearbox-cobra>
22. **Bilde av venturi effekt:**
<http://no.wikipedia.org/wiki/Fil:Venturifixed2.PNG>
23. **Bilde av Audi A2:**
www.picgifs.com
24. **Bilde av ZF girkasse:**
http://www.zf.com/mea/content/en/united_arab_emirates/corporate_ae/products_services_ae/highlights_ae/9hp_ae/9hp_ae.html
25. **Bilde av GM girkasse:**
<http://gearboxtech.wordpress.com/#>
26. **Bilde av Mazda:**
<http://www.mazda-speed.com/forum2/index.php?topic=20385.0>
27. **Bilde av Lotus Elise:**
www.carsbase.com
28. **Forbruk fossilt brennstoff:**
<http://worldhistoryforusall.sdsu.edu/images/world-fossil-fuel-consumption.jpg>
29. **Bilde Aston Martin:**
www.carbuzz.com
30. **Bilde spoiler Toyota:**
<http://www.oneshift.com/articles/article.php?artid=34>

31. **Bilde Audi R8:**

<http://www.webwombat.com.au/motoring/cars/audi-r8-lms-4.htm>

32. **Bilde Torque converter momentomformer:**

kjaautomatikparts.blogspot.es

33. **Bilde Renault motor:**

www.automobile-sportive.com

34. **Tabell luft motstands koeffisient:**

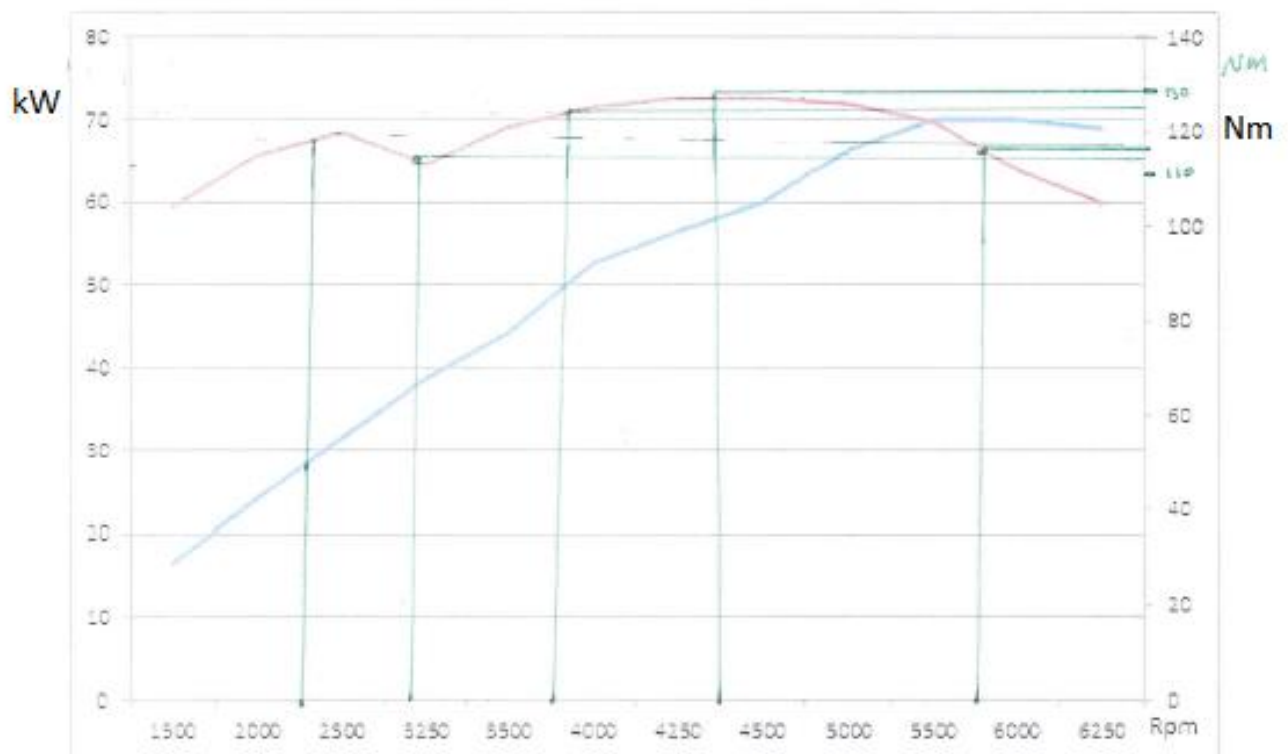
http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_drag_coefficient

8. VEDLEGG

Vedlegg nr.	Tittel	Side
1	1.4 MPI 95 HP ENGINE med inntegnet verdier som er brukt I utregning	
2	Data og figurer for Toyota Landcruiser	
3	Data og diagrammer for forskjellige fiat motorer	
4	Kotekart for forskjellige bilmerker	

Vedlegg 1

1.4 MPI 95 HP ENGINE med inntegnet verdier som er brukt I utregning.



Vedlegg 2

Data og figurer for Toyota Landcruiser

Drivverk**Motor**

Type		1GR -FE
Antall sylindre og konfigurasjon		6-sylindret, V-type
Ventilmekanisme		24-ventilers DOHC, kjededrift (med VVT-i)
Slagvolum		3956 cm ³ (241.4 cu. in.)
Maks. effekt	[EEC-NET]	179 kW @ 5200 opm
Maks. dreiemoment	[EEC-NET]	376 Nm ved 3800 opm

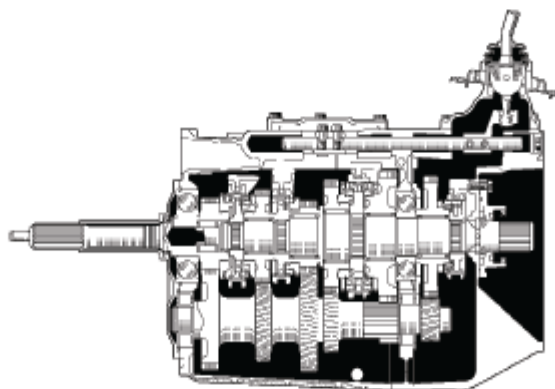
Type		2UZ -FE	
Antall sylindre og konfigurasjon		8-sylindret, V-type	
Ventilmekanisme		32-ventilers DOHC, belte- og tannhjuldrift (med VVT-i)	
Slagvolum		4664 cm ³ (284.5cu. in.)	
Maks. effekt	Europa	[ECE]	212 kW @ 5400 opm
	Unntatt Europa*	[SAE-NET]	202 kW @ 5400 opm
Maks. dreie-moment	Europa	[ECE]	445 Nm ved 3400 opm
	Unntatt Europa*	[SAE-NET]	410 Nm ved 3400 opm

*: Europeiske modeller utstyrt med forluftfilter er inkludert.

Type		1VD -FTV		
Antall sylindre og konfigurasjon		8-sylindret, V-type		
Ventilmekanisme		32-ventilers DOHC, kjede- og tannhjulsdrevet		
Slagvolum		4461 cm ³ (272.2cu. in.)		
Maks. effekt	Europa		210 kW @ 3600 opm	
	Australia og Europa (modeller med forhåndsgodkjenning)		195 kW @ 3400 opm	
	[ECE]	Golfstatene og uspesifiserte land	A/T	173 kW @ 3200 opm
			M/T	162 kW @ 3600 opm
Maks. dreie-moment	Europa		650 Nm ved 1600–2800 opm	
	Australia og Europa (modeller med forhåndsgodkjenning)		650 Nm ved 1600–2600 opm	
	[ECE]	Golfstatene og uspesifiserte land	A/T	615 Nm ved 1800–2200 opm
			M/T	430 Nm ved 1200–3600 opm

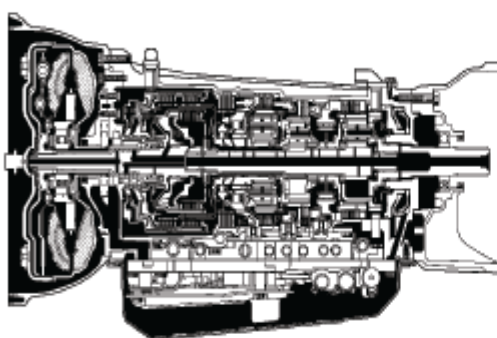
Girkasse

Type		5-trinns manuell	5-trinns automatisk	6-trinns automatisk
		H150F	A750F	AB60F
Utvekslingsforhold	1.	4,529	3,520	3,333
	2.	2,464	2,042	1,960
	3.	1,490	1,400	1,353
	4.	1,000	1,000	1,000
	5.	0,881	0,716	0,728
	6.	—	—	0,588
	Revers	4,313	3,224	3,061



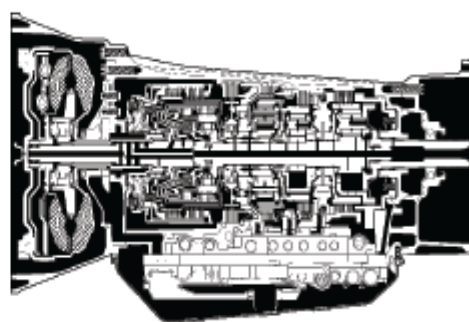
081C805Y

H150F manuell girkasse



A750F automatisk girkasse

081C806Y

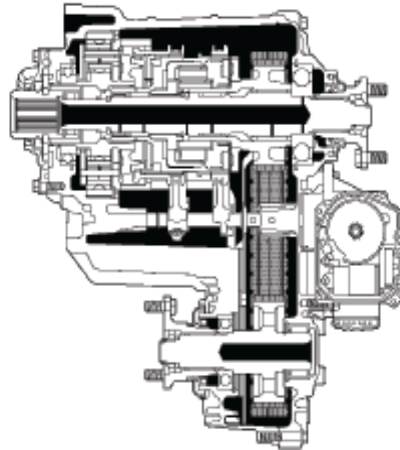


AB60F automatisk girkasse

0461C802Z

Overføringskasse

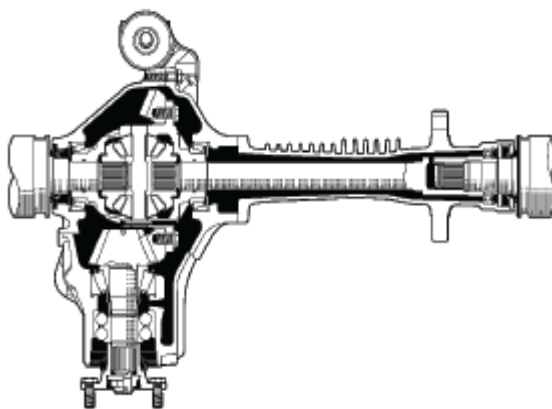
Overføringstype	JF2A
AWD-type	Fulltids
Midtre differensials girtype	TORSEN LSD



080C3E20Y

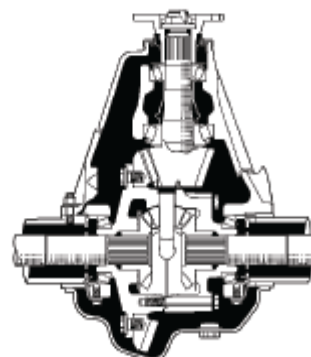
Differensial

Motor		2UZ-FE, 1GR-FE	1VD -FTV
Fremre differensial	Type	SD22A	SD22A
	Utvekslingsforhold	4.100	3.909
	Ringgirstørrelse mm (in.)	220 (8.7)	220 (8.7)
Bakre differensial	Type	BD24A	BD24A
	Utvekslingsforhold	4.100	3.909
	Ringgirstørrelse mm (in.)	241 (9.5)	241 (9.5)



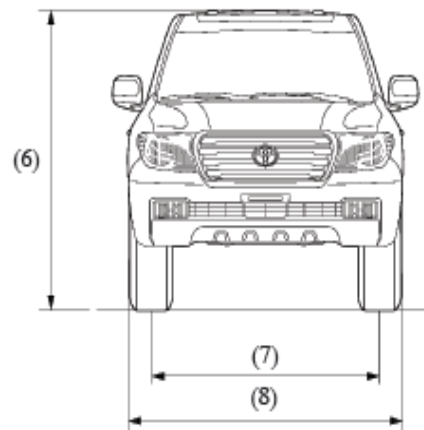
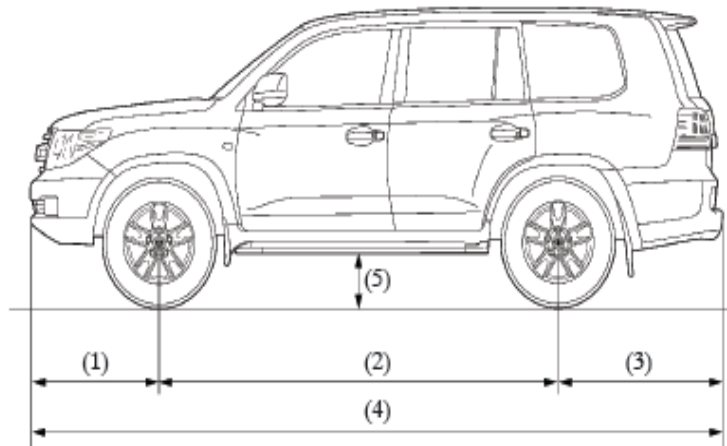
080C3E1FY

Fremre differensial



080C3E20Y

Bakre differensial

DIMENSJONER

081M0217E

(1)	Overheng foran	930 mm (36.6 in.)	
(2)	Akselavstand	2850 mm (112.2 in.)	
(3)	Overheng bak	1170 mm (46.1 in.)	
(4)	Samlet lengde	4950 mm (194.9 in.)	
(5)	Minimum bakkeklaring ved kjøring	370 mm (14.6 in.) : Golfstater 380 mm (15.0 in.): Europa, Australia, Kina, uspesifiserte land	
(6)	Høyde totalt	1910 mm (75.2 in.)*	
(7)	Sporvidde	Foran	1640 mm (64.6 in.)
		Bak	1635 mm (64.4 in.)
(8)	Bredde totalt	1970 mm (77.6 in.)	

*: Hvis du vil ha detaljer om overfallshøyden for hver modell, kan du se i TILLEGG.




Sett fra siden

- Gjennom kombinasjonen av en lang kupésilhuett, en fast skulderlinje og en tredimensjonal overflate er det oppnådd et kraftig og dynamisk utseende.
- De fremre og bakre skjermene har et solid utseende og uttrykker ekstreme terrengkjøringsytelser.



081M007TE

Felger og dekk

Dekk	Størrelse	245/75R17	285/65R17	285/65R17
Felger	Størrelse	17 × 7J	17 × 8J	17 × 8J
	P.C.D.*1	150 mm (5.9 in.)	150 mm (5.9 in.)	150 mm (5.9 in.)
	Forskyvning	40 mm (1.6 in.)	60 mm (2.4 in.)	60 mm (2.4 in.)
	Materiale	Stål med midtdekor	Stål med midtdekor	Aluminium med midtdekor
	Overflatefinish	Sølvlakkert	Sølvlakkert	Sølvlakkert
Felgutforming				
		081M007TE	081M006TE	080M007TE
Utstyr*2		Standard	Standard	Standard

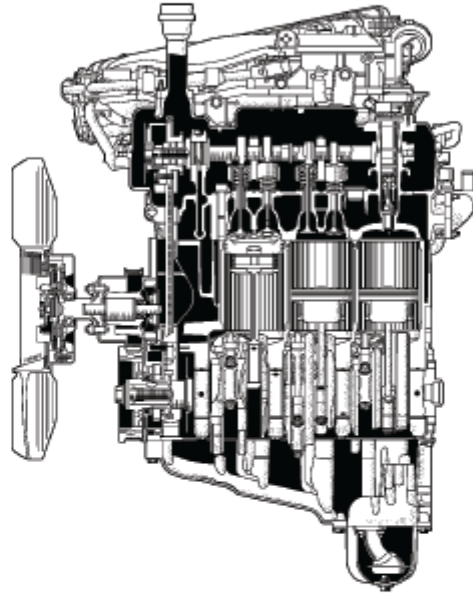
(forts.)

MOTOR

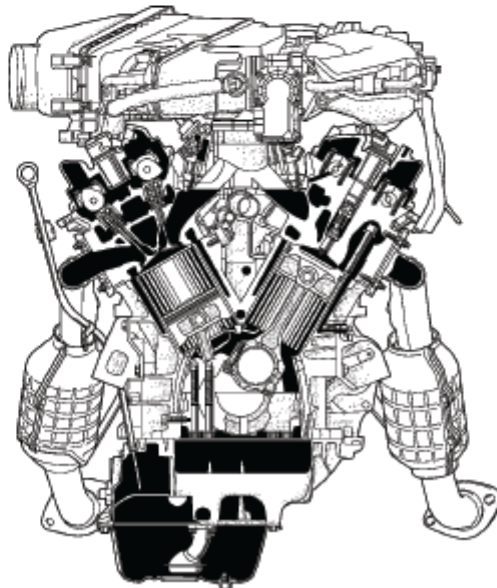
1GR-FE-MOTOR

■ BESKRIVELSE

1GR-FE er en V6 4,0-liters 24-ventilers DOHC-motor. Motoren har dobbelt VVT-i-system (system for intelligent variabel ventilstyring), DIS (system for direkte tenning), ACIS (variabelt inntakssystem) og ETCS-i (system for intelligent elektronisk gasspjeldstyring). Disse kontrollfunksjonene medfører bedret motorytelse, drivstofføkonomi og mindre utslipp.



238EG01



051EG04V

MOTOR – 1GR-FE-MOTOR

MO-3

► Motorspesifikasjoner ◀

Antall sylindere og arrangement		6-sylinders V-type	
Ventilmekanisme		24-ventilers DOHC, kjededrift (med VVT-i)	
Forbrenningskammer		Taktype	
Manifolder		Krysstrøm	
Drivstoffsystem		EFI	
Tenningsystem		DIS	
Slagvolum		cm ³ (cu. in.)	3956 (241,4)
Boring × slaglengde		mm (in.)	94,0 × 95,0 (3,70 × 3,74)
Kompresjonsforhold		10,0 : 1	
Maks. effekt		[EEC-NET]	179 kW @ 5200 opm
Maks. dreiemoment		[EEC-NET]	376 Nm ved 3800 opm
Ventilinnstilling	Innsug	Åpen	42° før ØD til 8° etter ØD
		Lukket	10° etter ND til 60° etter ND
	Eksos	Åpen	54° før ND
		Lukket	2° etter ØD
Tenningsrekkefølge		1-2-3-4-5-6	
Oljekvalitet		API-grads SL energisparende, SM energisparende eller ILSAC	
Teoretisk oktantal (RON)		95 eller høyere*2	
Avgasskontroll	Modeller for Golfstatene		EURO II
	Modeller unntatt for Golfstatene		EURO III
Motorens servicevekt*1 (Referanse)	kg (lb)	A/T	166 (366)
		M/T	181 (399)

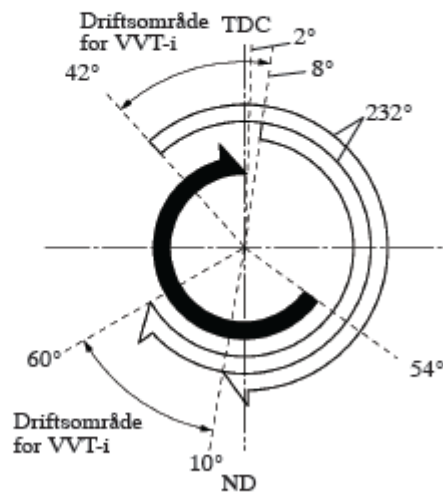
*1: Tallet gjelder delens vekt uten kjølevæske og olje.

*2: Premium blyfri bensin med teoretisk oktantal (RON) 95 eller høyere kreves for maksimal motoreffekt. Hvis 95-oktan ikke kan skaffes, kan du bruke blyfri bensin med teoretisk oktantal ned til 91. Bruk av blyfri bensin med teoretisk oktantal lavere enn 95 kan gi tenningsbank og merkbart redusert effekt. Vedvarende tenningsbank kan skade motoren, og må avhjelpes ved at det fylles blyfri bensin med et høyere oktantal.

► Ventilinnstilling◄

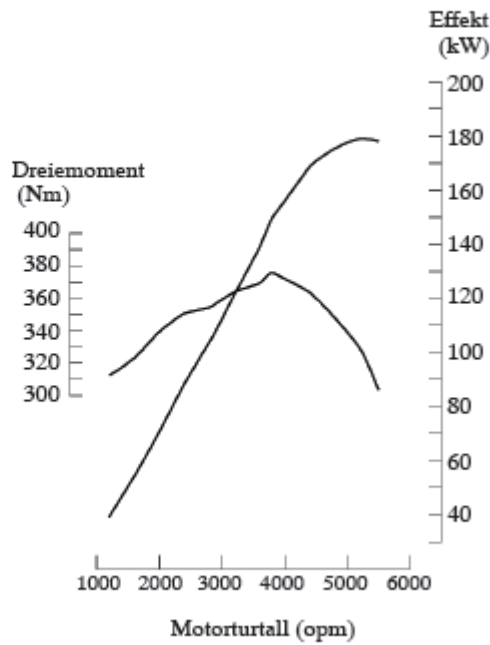
△ : Åpningsvinkel for innsugsventil

▲ : Åpningsvinkel for eksosventil



238K004

► Effektkurve ◄



051EG98Y

■ EGENSKAPER FOR 1GR-FE-MOTOR

1GR-FE-motoren har oppnådd følgende egenskaper gjennom punktene oppført nedenfor.

- (1) Høy effekt og driftssikkerhet
- (2) Lite støy og vibrasjon
- (3) Lav vekt og kompakt konstruksjon
- (4) Gode serviceegenskaper
- (5) Lave avgasser og god drivstofføkonomi

Artikkel		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Mekanisk motor	En stående innsugsport brukes.	<input type="radio"/>		<input type="radio"/>		
	Det brukes et forbrenningskammer med konisk pressform.	<input type="radio"/>				<input type="radio"/>
	Motorblokken er av aluminiumslegering.			<input type="radio"/>		
	Stempelskjørtet er belagt med harpiks.	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>			
	Bunnpanne nr. 1 er laget av aluminiumslegering.		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>		
Ventilmekanisme	Det brukes ventilloftere uten avstandsskive.	<input type="radio"/>		<input type="radio"/>		
	Det brukes registerkjeder og kjedestrammere.	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>		
Smøresystem	Motoroljekjøleren er vannavkjølt.	<input type="radio"/>				
Kjølesystem	Som motorkjølevæske brukes TOYOTA Genuine SLLC (kjølevæske med ekstra lang levetid).				<input type="radio"/>	
Innsugs- og eksossystem	Innsugsluftkammeret er av plast.			<input type="radio"/>		
	Gasspjeldhuset er kontaktløst.			<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	
	Eksosmanifoldene er av rustfritt stål.			<input type="radio"/>		
	Det brukes treveiskatalysatorer (TWC) av keramisk type.					<input type="radio"/>
Drivstoffsystem	12-hulls innsprøytingsventiler brukes for å gi bedre forstøvning av drivstoffet.	<input type="radio"/>				<input type="radio"/>
	Drivstofftilførselsrøret er av plast.			<input type="radio"/>		
Tenningsystem	DIS (system for direkte tenning) gjør justering av tennings tidspunktet overflødig.	<input type="radio"/>			<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
	Det brukes en langtrekkende tennpluggtype.	<input type="radio"/>				
Ladesystem	Det brukes en dynamo med segmentert leder.	<input type="radio"/>		<input type="radio"/>		
Startsystem	Det brukes en startmotor med PS (planethjulsreduksjonsmotor med segmentert leder).			<input type="radio"/>		
Buktet drivreimsystem	Et buktet drivreimsystem brukes.			<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	

(forts.)

MO-6

MOTOR – 1GR-FE-MOTOR

Artikkel		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Motorens kontrollsystem	Det brukes VVT-følere av typen MRE (magnetisk motstandselement).	<input type="radio"/>				
	ETCS-i (system for intelligent elektronisk gasspjeldstyring) brukes.	<input type="radio"/>				<input type="radio"/>
	VVT-i (system for intelligent variabel ventilstyring) brukes.	<input type="radio"/>				<input type="radio"/>
	ACIS (variabelt inntakssystem) brukes.	<input type="radio"/>				<input type="radio"/>
	Startmotorholdefunksjon brukes.	<input type="radio"/>				

System	Beskrivelse
Deaktiveringskontroll for klimaanlegg	Ved å slå klimaanleggskompressoren PÅ eller AV i henhold til motortilstanden opprettholdes kjørlbarheten.
Drivstoffordampingssystem	ECM-en styrer tømme-flyten av drivstoffordampingen (HC) i kullbeholderen i henhold til motortilstanden.
Motorstartspærre	Hindrer drivstofftilførsel og tenning hvis noen forsøker å starte motoren med en ugyldig nøkkel.
Feilsøking [Se side EG-72]	Når ECM oppdager en funksjonsfeil, registrerer ECM funksjonsfeilen og lagrer informasjon som er relatert til feilen.
Feilsikringsfunksjon [Se side EG-72]	Når ECM oppdager en funksjonsfeil, vil ECM stoppe eller kontrollere motoren i henhold til dataene som allerede er lagret i minnet.

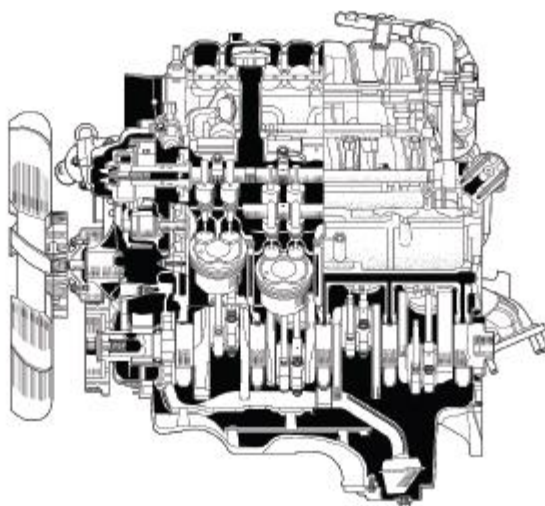
System	Beskrivelse
Deaktiveringskontroll for klimaanlegg	Ved å slå klimaanleggskompressoren PÅ eller AV i henhold til motortilstanden opprettholdes kjørlbarheten.
Drivstoffordampingssystem	ECM-en styrer tømme-flyten av drivstoffordampingen (HC) i kullbeholderen i henhold til motortilstanden.
Motorstartspærre	Hindrer drivstofftilførsel og tenning hvis noen forsøker å starte motoren med en ugyldig nøkkel.
Feilsøking [Se side EG-72]	Når ECM oppdager en funksjonsfeil, registrerer ECM funksjonsfeilen og lagrer informasjon som er relatert til feilen.
Feilsikringsfunksjon [Se side EG-72]	Når ECM oppdager en funksjonsfeil, vil ECM stoppe eller kontrollere motoren i henhold til dataene som allerede er lagret i minnet.

2UZ-FE-MOTOR

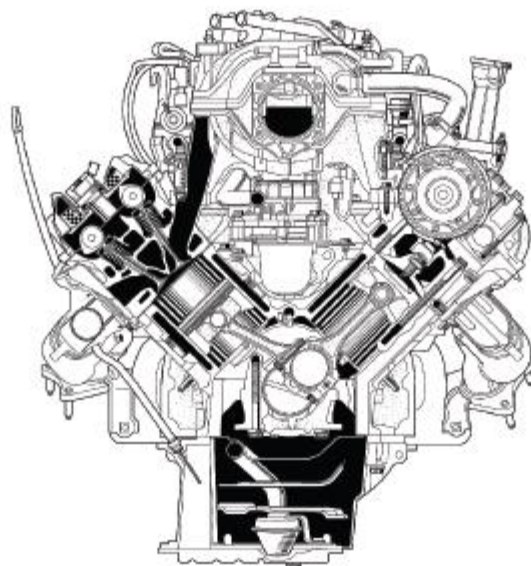
■ BESKRIVELSE

2UZ-FE-motoren er en V8 4,7-liter, med 32 ventiler og DOHC. Denne motoren har dessuten VVT-i-systemet (Variable Valve Timing-intelligent), ACIS (Acoustic Control Induction System), og luftinnsprøytingsystem* for å oppnå høy ytelse og redusert eksosutslipp.

*: Kun for europeiske, australske og kinesiske modeller



061E0141



061E0151

► Motorspesifikasjoner ◀

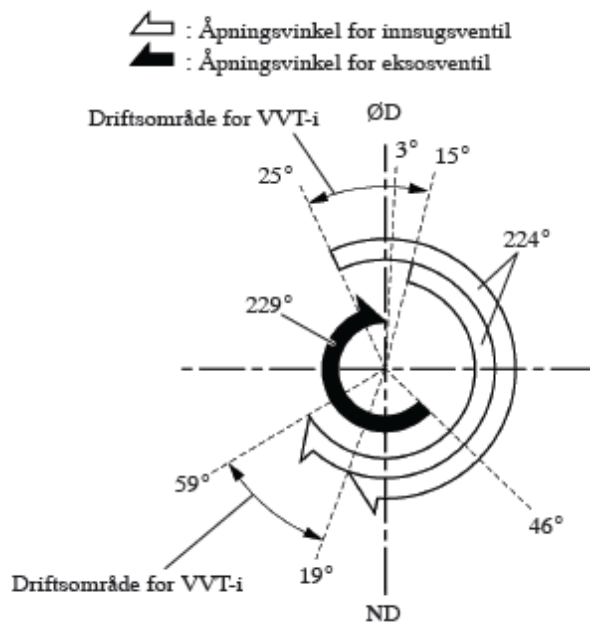
Antall sylindere og arrangement		8-sylinders V-type	
Ventilmekanisme		32-ventilers DOHC, drivreim og drivtannhjul (med VVT-i)	
Forbrenningskammer		Taktype	
Manifolder		Krysstrøm	
Drivstoffsystem		EFI	
Tenningsystem		DIS	
Slagvolum		cm ³ (cu. in.)	4664 (284,5)
Boring × Slaglengde		mm (in.)	94,0 × 84,0 (3,70 × 3,31)
Kompresjonsforhold		10,0 : 1	
Maks. effekt	Europa	[ECE]	212 kW @ 5400 opm
	Unntatt Europa* ¹	[SAE-NET]	202 kW @ 5400 opm
Maks. dreiemoment	Europa	[ECE]	445 Nm ved 3400 opm
	Unntatt Europa* ¹	[SAE-NET]	410 Nm ved 3400 opm
Ventilinnstilling	Innsug	Åpen	25° før ØD til 15° etter ØD
		Lukket	19° etter ND til 59° etter ND
	Eksos	Åpen	46° før ND
		Lukket	3° etter ØD
Tenningsrekkefølge		1-8-4-3-6-5-7-2	
Oljekvalitet		API-grads SL energisparende, SM energisparende eller ILSAC	
Teoretisk oktantal (RON)	Europa	95 eller høyere* ³	
	Unntatt Europa* ¹	91 eller høyere	
Avgasskontroll	Golfstatene	EURO III	
	Uspesifiserte land		
	Europa	EURO IV	
	Australia		
Kina			
Motorens servicevekt* ² (Referanse) kg (lb)	Modeller med luftinnsprøytings-system	239 (527)	
	Modeller uten luftinnsprøytings-system	235 (518)	

*¹: Europeiske modeller utstyrt med forluftfilter er inkludert.

*²: Tallet gjelder delens vekt uten kjølevæske og olje.

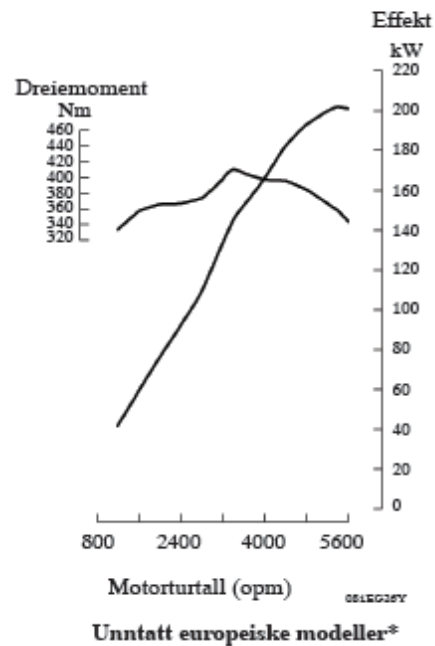
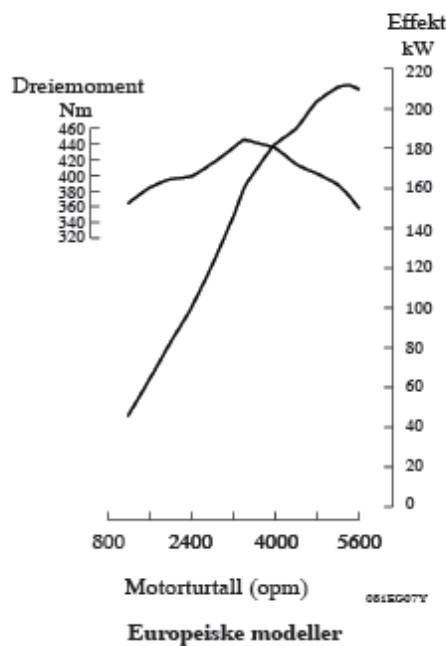
*³: Premium blyfri bensin med teoretisk oktantal (RON) 95 eller høyere kreves for maksimal motoreffekt. Hvis 95-oktan ikke kan skaffes, kan du bruke blyfri bensin med teoretisk oktantal ned til 91. Bruk av blyfri bensin med teoretisk oktantal lavere enn 95 kan gi tenningsbank og merkbart redusert effekt. Vedvarende tenningsbank kan skade motoren, og må avhjelpes ved at det fylles blyfri bensin med et høyere oktantal.

► Ventilinnstilling ◀



MO

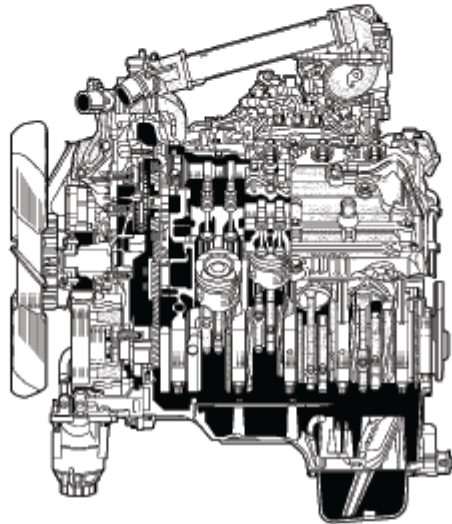
► Effektkurve ◀



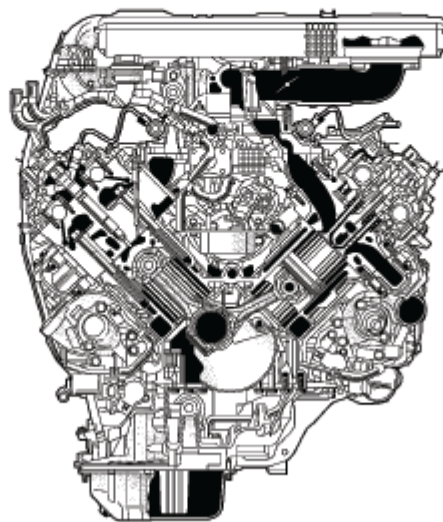
1VD-FTV-MOTOR

■ BESKRIVELSE

1VD-FTV-motoren er ny. 1VD-FTV TOYOTA D-4D (direkteinnsprøytet 4-takts common-rail dieselmotor) er en V8 4,5 liter, 32-ventilers DOHC, turboladet dieselmotor med mellomkjøler. Denne motoren bruker direkteinnsprøytingssystem og common-rail-system for å oppnå bedre effekt, renere avgass, mindre støy og mindre vibrasjoner.



051EG04Y



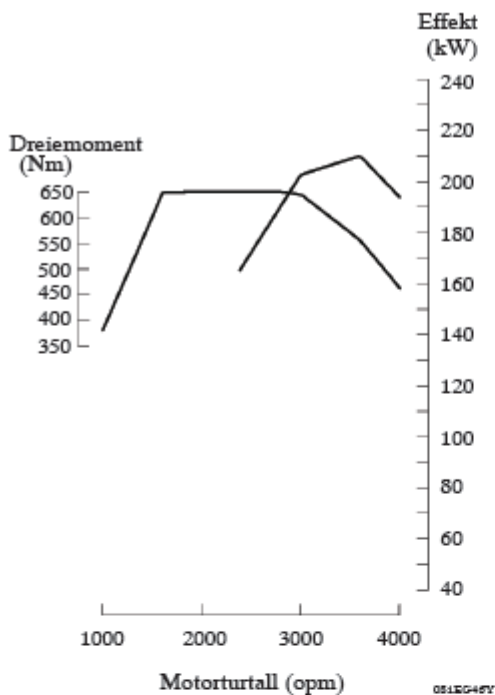
051EG05Y

►Motorspesifikasjoner ◀

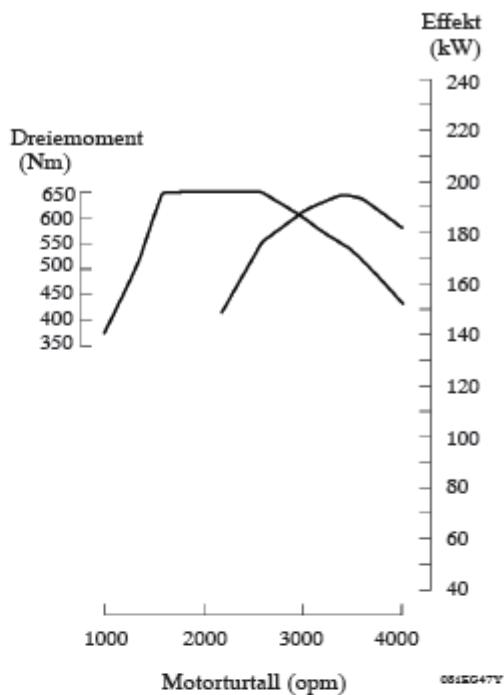
Antall sylindere og arrangement		8-sylinders V-type	
Ventilmekanisme		32-ventilers DOHC, kjede- og tannhjuldrift	
Forbrenningskammer		Direkteinnsprøyting	
Manifolder		Kryssstrøm	
Drivstoffsystem		Common rail-type	
Slagvolum		cm ³ (cu. in.)	4461 (272,2)
Boring × slaglengde		mm (in.)	86,0 × 96,0 (3,39 × 3,78)
Kompresjonsforhold		16,8 : 1	
Maks. effekt [ECE]	Europa		210 kW @ 3600 opm
	Australia og Europa (modeller med forfilter)		195 kW @ 3400 opm
	Golfstatene og uspesifiserte land	A/T	173 kW @ 3200 opm
		M/T	162 kW @ 3600 opm
Maks. dreiemoment [ECE]	Europa		650 Nm @ 1600 til 2800 opm
	Australia og Europa (modeller med forfilter)		650 Nm @ 1600 til 2600 opm
	Golfstatene og uspesifiserte land	A/T	615 Nm @ 1800 til 2200 opm
		M/T	430 Nm @ 1200 til 3600 opm
Ventilinnstilling	Innsug	Åpen	2° før ØD
		Lukket	17° etter ND
	Eksos	Åpen	51° før ND
		Lukket	2° etter ØD
Tenningsrekkefølge		1-2-7-3-4-5-6-8	
Oljekvalitet	Europa		ACEA B1, API CF-4 eller CF
	Unntatt Europa		G-DLD-1, API CF-4 eller CF
Drivstoffcetantall	Europa		48 eller høyere
	Unntatt Europa		50 (cetanindeks 45) eller høyere
Avgasskontroll	Europa		EURO IV
			EURO III* ¹
	Australia		EURO IV
	Golfstatene		—
	Uspesifiserte land		EURO III* ²
EURO II* ³			
Motorens servicevekt* ⁴ (Referanse) kg (lb)	Modeller med EGR	A/T	325 (717)
		M/T	340 (750)
	Modeller uten EGR	A/T	320 (705)
		M/T	334 (736)

*1. Basert på referansevekt.

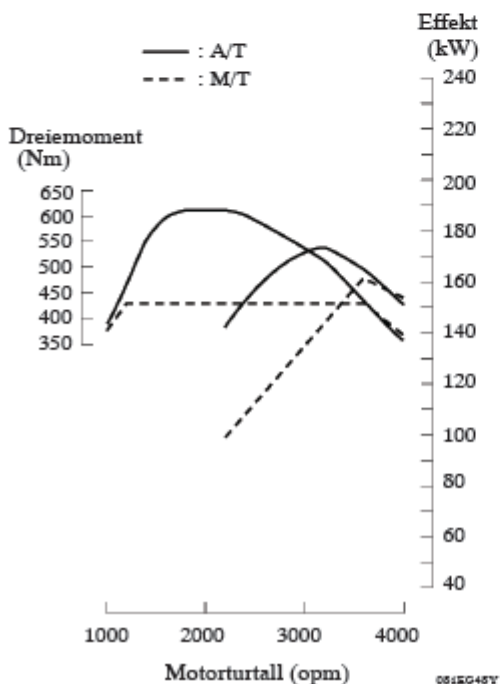
► Effektkurve ◀



Europa

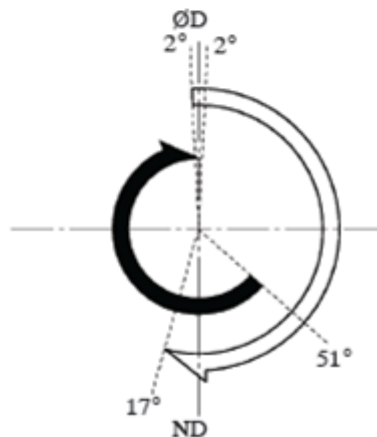


Australia og Europa
(modeller med forfilter)



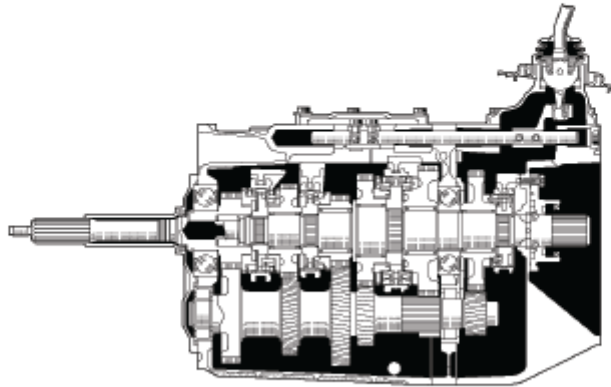
► Ventilinnstilling ◀

- ▲ : Åpningsvinkel for innsugsventil
- ▲ : Åpningsvinkel for eksosventil



H150F MANUELL GIRKASSE**■ BESKRIVELSE**

- H150F manuell girkasse brukes i 1GR-FE- og 1VD-FTV-motorer.
- Monteringsposisjonen til girspaken er flyttet bakover slik at den står nesten vertikalt. Dermed får føreren en glimrende girfølelse.



061CH05V

► Spesifikasjoner ◀

Girutvekslinger	1.	4,529
	2.	2,464
	3.	1,490
	4.	1,000
	5.	0,881
	Revers	4,313
Oljekapasitet	liter (US qts, Imp. qts)	3,0 (3,2, 2,6)
Oljeviskositet		SAE 75W-90
Oljekvalitet		API GL-3
Vekt (referanse)*	kg (lb)	69,2 (152,6)

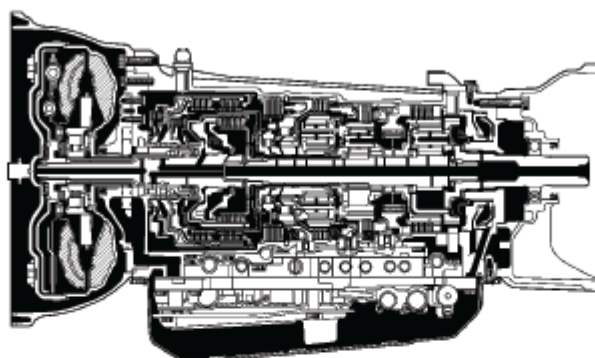
*: Vekten er angitt for helt fylt med væske.

► Spesifikasjoner for synkroniseringsmekanisme ◀

1.	Trippel konus
2.	Trippel konus
3.	Trippel konus
4.	Enkel konus
5.	Enkel konus
Revers	Trippel konus

A750F AUTOMATISK GIRKASSE**■ BESKRIVELSE**

A750F 5-girs Super ECT (elektronisk styrt girkasse) brukes i 2UZ-FE- og 1GR-FE-motorer.



081CND07

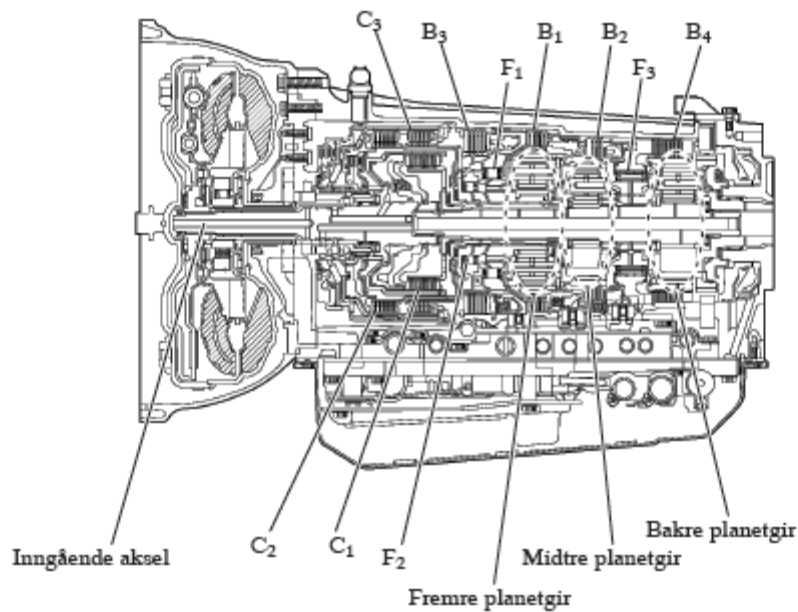
► Spesifikasjoner ◀

Motortype		2UZ-FE	1GR-FE
Girutvekslinger	1.	3,520	←
	2.	2,042	←
	3.	1,400	←
	4.	1,000	←
	5.	0,716	←
	Revers	3,224	←
Væsketype		Toyota original ATF WS	←
Væskekapasitet	med vannkjølt oljekjøler + giroljevarmer	10,9 (11,5, 9.6)	←
liter (US qts, Imp. qts)	med vannkjølt oljekjøler + luftkjølt giroljekjøler	11,1 (11,7, 9.8)	←
Vekt (referanse)*	med vannkjølt oljekjøler + giroljevarmer	86,0 (189,6)	86.5 (190,7)
	kg (lb)	med vannkjølt oljekjøler + luftkjølt giroljekjøler	86,1 (189,8)

*: Vekten er angitt for helt fylt med væske.

US-8

UNDERSTELL – A750F AUTOMATISK GIRKASSE

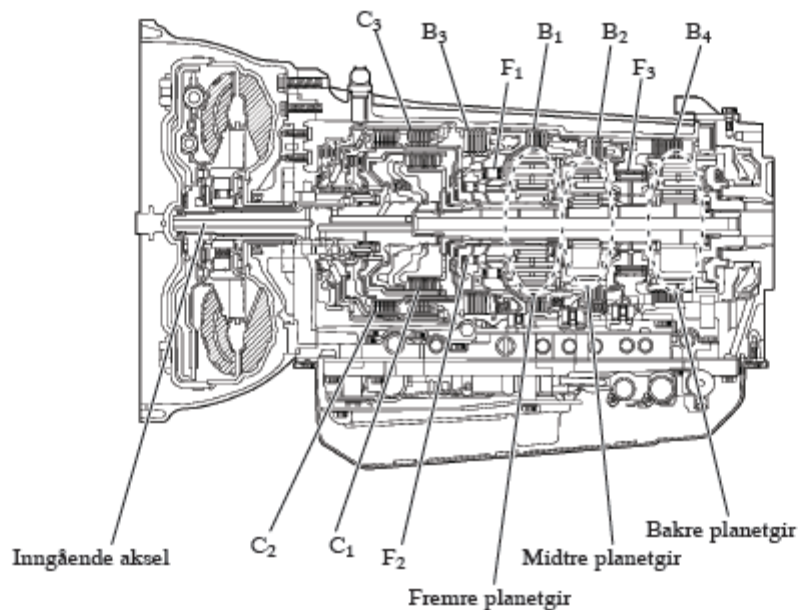


061CIR07Y

C ₁	Clutch nr. 1		7
C ₂	Clutch nr. 2		6
C ₃	Clutch nr. 3		5
B ₁	Brems nr. 1	Antall plater	4
B ₂	Brems nr. 2		3
B ₃	Brems nr. 3		4
B ₄	Brems nr. 4		8
F ₁	Enveisclutch nr. 1	Antall sperreelementer	18
F ₂	Enveisclutch nr. 2		25
F ₃	Enveisclutch nr. 3		26
Fremre planetgir	Antall solhjultenner		40
	Antall pinjongsolhjultenner	Indre	22
		Ytre	21
Antall ringhjultenner		91	
Midtre planetgir	Antall solhjultenner		31
	Antall pinjongsolhjultenner		23
	Antall ringhjultenner		77
Bakre planetgir	Antall solhjultenner		25
	Antall pinjongsolhjultenner		19
	Antall ringhjultenner		63

US-8

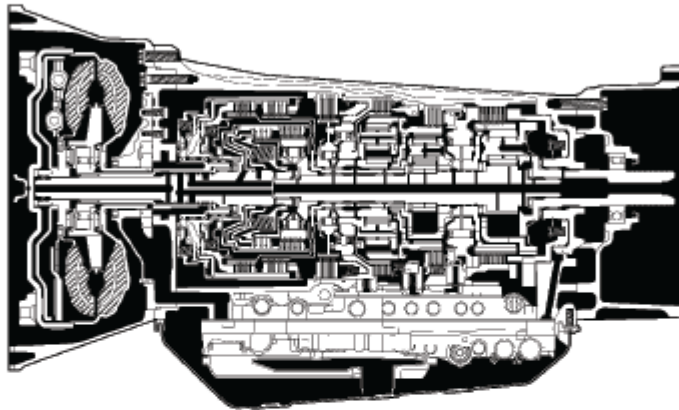
UNDERSTELL – A750F AUTOMATISK GIRKASSE



C ₁	Clutch nr. 1		7
C ₂	Clutch nr. 2		6
C ₃	Clutch nr. 3		5
B ₁	Brems nr. 1	Antall plater	4
B ₂	Brems nr. 2		3
B ₃	Brems nr. 3		4
B ₄	Brems nr. 4		8
F ₁	Enveisclutch nr. 1	Antall sperreelementer	18
F ₂	Enveisclutch nr. 2		25
F ₃	Enveisclutch nr. 3		26
Fremre planetgir	Antall solhjultenner		40
	Antall pinjongsolhjultenner	Indre	22
		Ytre	21
Antall ringhjultenner		91	
Midtre planetgir	Antall solhjultenner		31
	Antall pinjongsolhjultenner		23
	Antall ringhjultenner		77
Bakre planetgir	Antall solhjultenner		25
	Antall pinjongsolhjultenner		19
	Antall ringhjultenner		63

AB60F AUTOMATISK GIRKASSE**■ BESKRIVELSE**

- AB60F 6-trinns Super ECT (Electronic Controlled Transmission, elektronisk styrt girkasse) benyttes i 1VD-FTV-motorene.
- Som i den automatiske girkassen A750F benyttes automatgiroljen (ATF) WS for å redusere motstanden i oljen og å bedre drivstofføkonomien ved å senke viskositeten i det naturlige driftstemperaturområdet. Du finner mer informasjon på side US-14.

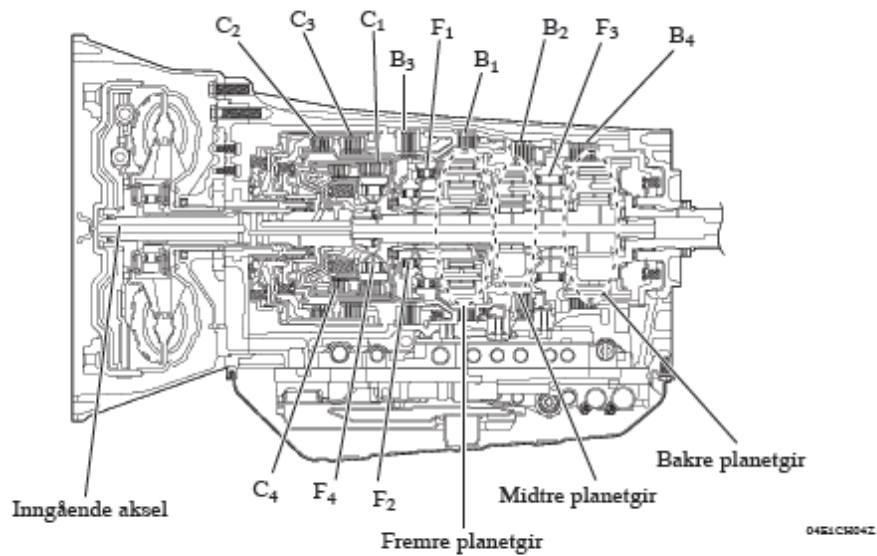


04E1C302Z

► Spesifikasjoner ◀

Girutvekslinger	1.	3,333
	2.	1,960
	3.	1,353
	4.	1,000
	5.	0,728
	6.	0,588
	Revers	3,061
Væsketype	Toyota original ATF WS	
Væskkapasitet	liter (US qt., Imp. qt.)	11,8 (12,5, 10,4)
Vekt (referanse)*	kg (lb)	110,5 (243,6)

*: Vekten er angitt for helt fylt med væske.

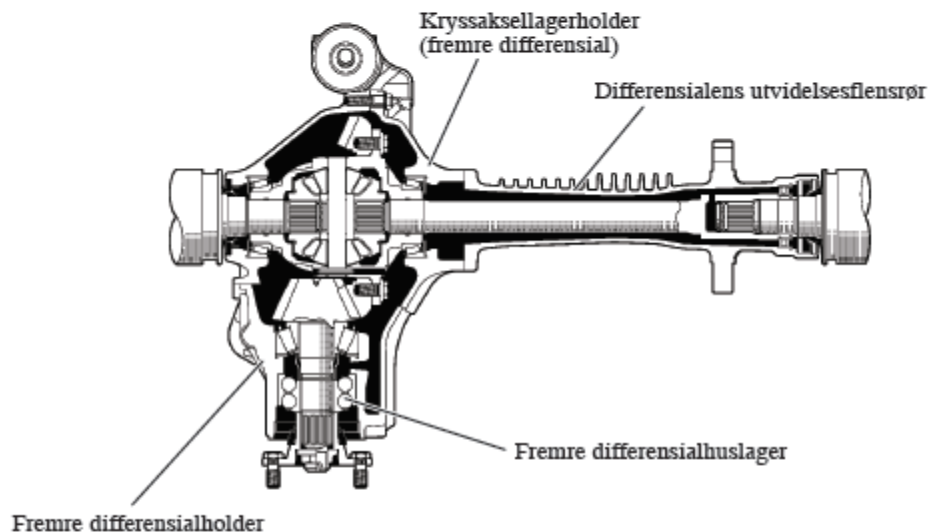


C ₁	Clutch nr. 1	Antall skiver	6
C ₂	Clutch nr. 2		5
C ₃	Clutch nr. 3		5
C ₄	Clutch nr. 4		4
B ₁	Brems nr. 1		4
B ₂	Brems nr. 2		4
B ₃	Brems nr. 3		4
B ₄	Brems nr. 4		7
F ₁	Enveislutch	Antall sperreelementer	30
F ₂	Enveislutch nr. 2		25
F ₃	Enveislutch nr. 3		33
F ₄	Enveislutch nr. 4		28
Fremre planetgir	Antall tenner i solhjul		42
	Antall tenner i pinjongdrev	Indre	19
		Ytre	18
Antall tenner i ringhjul		90	
Midtre planetgir	Antall tenner i solhjul		30
	Antall tenner i pinjongdrev		20
	Antall tenner i ringhjul		70
Bakre planetgir	Antall tenner i solhjul		30
	Antall tenner i pinjongdrev		20
	Antall tenner i ringhjul		70

DIFFERENSIAL

■ FREMRE DIFFERENSIAL

- Den fremre differensialen bruker SD22A-typen.
- Differensialholderen, kryssaksellagerholderen og utvidelsesflensrøret er fremstilt av aluminium for å redusere vekten.
- Et dobbeltradrager brukes for å redusere friksjonstap og dermed forbedre drivstofføkonomien.
- Lav viskositet brukes for å redusere drivstofforbruket.



080CH1PY

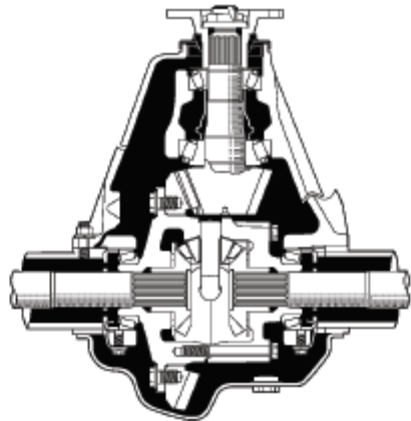
► Spesifikasjoner ◀

Differensialtype	SD22A	
Motor	2UZ-FE, 1GR-FE	1VD-FTV
Sluttutvekslingsforhold	4,100	3.909
Ringgirstørrelse	mm (in.)	220 (8,7)
Oljekapasitet	Liter (US qts, Imp.qts)	1,9 (2,0, 1,7)
Oljeviskositet		SAE 75W-85
Oljekvalitet		API GL-5
Vekt (referanse)*	kg (lb.)	33,7 (74,3)

*: uten væske.

■ BAKRE DIFFERENSIAL

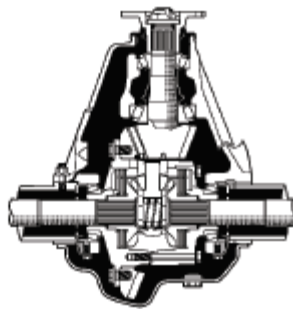
- Den bakre differensialen bruker BD24A-typene.
- Differensialbremsen og differensialsperrer er tilgjengelige som alternativer på alle modeller unntatt modeller i VX-utstyrsklasse.
- Olje med lav viskositet brukes på bakre differensial for å redusere drivstofforbruket.



Standard

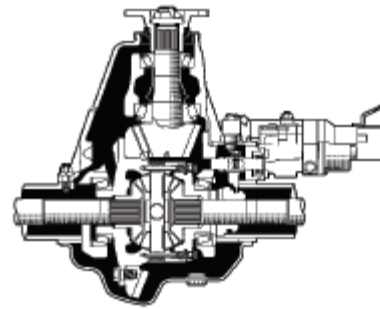
080CH20V

U



084CH21V

Med differensialbrems



086CH22V

Med differensialsperre

► Spesifikasjoner ◀

Differensialtype	BD24A	
	2UZ-FE, 1GR-FE	1VD-FTV
Motor	2UZ-FE, 1GR-FE	1VD-FTV
Sluttutvekslingsforhold	4,100	3,909
Ringgirstørrelse	mm (in.)	←
Oljekapasitet	Liter (US qts, Imp.qts)	←
Oljeviskositet	SAE 75W-85	←
Oljekvalitet	API GL-5	←
Vekt (referanse) *1	kg (lb)	←
		38,0 (83,8), 39,6 (87,3) *2, 41,6 (91,7) *3

*1: uten væske.

*2: med differensialbrems

*3: med differensialsperre

VIKTIGE TEKNISKE SPESIFIKASJONER

Element		Area	Europa				
Karosseritype			Stasjonsvogn (5-seters)		Stasjonsvogn (7-seters)		
Kjøretøyklasse			VX				
Modellkode			UZJ200L-GMAEKW	VDJ200L-GMTEZW	UZJ200L-GNAEKW	UZJ200R-GNAEKW	
Viktige dimensjoner og vekt på bilen	Samlet	Lengde mm (in.)	4950 (194.9)	4950 (194.9)	4950 (194.9)	4950 (194.9)	
		Bredde mm (in.)	1970 (77.6)	1970 (77.6)	1970 (77.6)	1970 (77.6)	
		Høyde mm (in.)	1910 (75.2)	1910 (75.2)	1910 (75.2)	1910 (75.2)	
	Akselavstand	mm (in.)	2850 (112.2)	2850 (112.2)	2850 (112.2)	2850 (112.2)	
	Sporvidde	Foran mm (in.)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	
		Bak mm (in.)	1635 (64.3)	1635 (64.3)	1635 (64.3)	1635 (64.3)	
	Kupé	Lengde mm (in.)	1965 (77.4)	1965 (77.4)	2715 (106.8)	2715 (106.8)	
		Bredde mm (in.)	1615 (63.6)	1615 (63.6)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	
		Høyde mm (in.)	1200 (47.2)	1200 (47.2)	1200 (47.2)	1200 (47.2)	
	Overheng	Foran mm (in.)	930 (36.6)	930 (36.6)	930 (36.6)	930 (36.6)	
		Bak mm (in.)	1170 (46.1)	1170 (46.1)	1170 (46.1)	1170 (46.1)	
	Min. bakkeklaring ved kjøring	mm (in.)	225 (8.9)	225 (8.9)	225 (8.9)	225 (8.9)	
	Påkjøringsvinkel	grader	30	30	30	30	
	Nedkjøringsvinkel	grader	20	20	20	20	
	Vekt i kjøretøystand	Foran kg (lb)	1320 til 1380 (2909 til 3042)	1430 til 1480 (3152 til 3263)	1320 til 1380 (2911 til 3042)	1320 til 1380 (2911 til 3042)	
		Bak kg (lb)	1190 til 1270 (2623 til 2800)	1165 til 1240 (2567 til 2734)	1230 til 1310 (2711 til 2888)	1230 til 1310 (2711 til 2888)	
		Samlet kg (lb)	2510 til 2650 (5533 til 5842)	2595 til 2720 (5719 til 5997)	2550 til 2690 (5622 til 5930)	2550 til 2690 (5622 til 5930)	
	Bilens totalvekt	Foran kg (lb)	1435 (3163)	1545 (3405)	1435 (3163)	1435 (3163)	
		Bak kg (lb)	1865 (4110)	1755 (3868)	1865 (4110)	1865 (4110)	
		Samlet kg (lb)	3300 (7275)	3300 (7275)	3300 (7275)	3300 (7275)	
Drivstofftankkapasitet	ℓ (US. gal, Imp. gal)	93 (24.6, 20.5)	93 (24.6, 20.5)	93 (24.6, 20.5)	93 (24.6, 20.5)		
Bagasjekapasitet (VDA)	m ³ (cu.ft.)	0,909 (32.1)	0,909 (32.1)	0,259 (9.1)	0,259 (9.1)		
Effekt	Maks. hastighet	km/t	200	210	200	200	
	Maks. jevn hastighet	km/t	200	210	200	200	
	Akselerasjon	0 til 100 km/t	sek.	9,5	8,6	9,5	9,5
		0 til 400 m	sek.	16,9	16,2	16,9	16,9
	Maks. tillatt hastighet	1. gir	km/t	57	51	57	57
		2. gir	km/t	98	86	98	98
		3. gir	km/t	143	125	143	143
		4. gir	km/t	200	169	200	200
		5. gir	km/t	200	210	200	200
		6. gir	km/t	—	210	—	—
Min. svingradius	Dekk m (ft.)	5,9 (19.4)	5,9 (19.4)	5,9 (19.4)	5,9 (19.4)		
	Karosseri m (ft.)	6,3 (20.7)	6,3 (20.7)	6,3 (20.7)	6,3 (20.7)		
Motor	Motorstype		2UZ-FE	1VD-FTV	2UZ-FE	2UZ-FE	
	Antall sylindere og arrangement		8-sylinders V-type	8-sylinders V-type	8-sylinders V-type	8-sylinders V-type	
	Ventilmekanisme		32-ventilers DOHC med VVT-i	32-ventilers DOHC	32-ventilers DOHC med VVT-i	32-ventilers DOHC med VVT-i	
	Boring x slaglengde	mm (in.)	94,0 x 84,0 (3.70 x 3.31)	86,0 x 96,0 (3.39 x 3.78)	94,0 x 84,0 (3.70 x 3.31)	94,0 x 84,0 (3.70 x 3.31)	
	Slagvolum	cm ³ (cu.in.)	4664 (284.5)	4461 (272.2)	4664 (284.5)	4664 (284.5)	
	Kompresjonsforhold		10,0 : 1	16,8 : 1	10,0 : 1	10,0 : 1	
	Drivstoffsystem		EFI	Common rail-type	EFI	EFI	
	RON-tall eller cetan-tall (diesel)		95 eller høyere	48 eller høyere	95 eller høyere	95 eller høyere	
	Maks. effekt (SAE)	kW@opm	212@5400	210@3600 ⁺²	212@5400	212@5400	
	Maks. dreiemoment (SAE)	kW@opm	445@3400	650@1600 til 2800 ⁺²	445@3400	445@3400	
Motor- elektrisk	Batterikapasitet (SHR)	spennings- og amperetime	12-55 (12-64) ⁺³	12-110 (12-128) ⁺⁴	12-55 (12-64) ⁺³	12-55 (12-64) ⁺³	
	Dynamoens utgangseffekt	watt	1560, 1800 ⁺⁵	1800, 2160 ⁺⁵	1560, 1800 ⁺⁵	1560, 1800 ⁺⁵	
	Startmotorens utgangseffekt	kW	2,0	2,7	2,0	2,0	

Europa		Golfstatene		
Stasjonsvogn (7-seters)		Stasjonsvogn (8-seters)		
VX		VX	GX	
VDJ200L-GNTEZW	VDJ200R-GNTEZW	UZJ200L-GNAEKV	GRJ200L-GNANKV	GRJ200L-GNMNKV
4950 (194.9)	4950 (194.9)	4950 (194.9)	4950 (194.9)	4950 (194.9)
1970 (77.6)	1970 (77.6)	1970 (77.6)	1970 (77.6)	1970 (77.6)
1910 (75.2)	1910 (75.2)	1890 (74.3)	1890 (74.3)	1890 (74.3)
2850 (112.2)	2850 (112.2)	2850 (112.2)	2850 (112.2)	2850 (112.2)
1640 (64.5)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	1680 (66.1)	1680 (66.1)
1635 (64.3)	1635 (64.3)	1635 (64.3)	1675 (65.9)	1675 (65.9)
2715 (106.8)	2715 (106.8)	2715 (106.8)	2715 (106.8)	2715 (106.8)
1640 (64.5)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	1640 (64.5)	1640 (64.5)
1200 (47.2)	1200 (47.2)	1200 (47.2)	1200 (47.2)	1200 (47.2)
930 (36.6)	930 (36.6)	930 (36.6)	930 (36.6)	930 (36.6)
1170 (46.1)	1170 (46.1)	1170 (46.1)	1170 (46.1)	1170 (46.1)
225 (8.9)	225 (8.9)	225 (8.9)	225 (8.9)	225 (8.9)
30	30	30	30	30
20	20	20	20	20
1430 til 1480 (3152 til 3263)	1430 til 1480 (3152 til 3263)	1295 til 1320 (2855 til 2910)	1215 til 1305 (2678 til 2876)	1210 til 1300 (2668 til 2866)
1205 til 1250 (2657 til 2756)	1205 til 1250 (2657 til 2756)	1270 til 1390 (2800 til 3064)	1220 til 1320 (2690 til 2911)	1215 til 1315 (2678 til 2899)
2635 til 2730 (5809 til 6019)	2635 til 2730 (5809 til 6019)	2565 til 2710 (5655 til 5974)	2435 til 2625 (5368 til 5787)	2425 til 2615 (5346 til 5765)
1545 (3406)	1545 (3406)	1390 (3064)	1350 (2976)	1350 (2976)
1755 (3869)	1755 (3869)	1910 (4211)	1910 (4211)	1910 (4211)
3300 (7275)	3300 (7275)	3300 (7275)	3260 (7187)	3260 (7187)
93 (24.6, 20.5)	93 (24.6, 20.5)	138 (36.5, 30.4)	138 (36.5, 30.4)	138 (36.5, 30.4)
0,259 (9.1)	0,259 (9.1)	0,259 (9.1)	0,259 (9.1)	0,259 (9.1)
210	210	200	190	200
210	210	200	190	200
8,6	8,6	9,5	10,7	11,0
16,2	16,2	16,9	17,6	17,6
51	51	57	56	56
86	86	98	96	96
125	125	143	140	140
169	169	200	190	200
210	210	200	190	200
210	210	—	—	—
5,9 (19.4)	5,9 (19.4)	5,9 (19.4)	5,9 (19.4)	5,9 (19.4)
6,3 (20.7)	6,3 (20.7)	6,3 (20.7)	6,3 (20.7)	6,3 (20.7)
1VD-FTV	1VD-FTV	2UZ-FE	1GR-FE	1GR-FE
8-sylinders V-type	8-sylinders V-type	8-sylinders V-type	6-sylinders V-type	6-sylinders V-type
32-ventilers DOHC	32-ventilers DOHC	32-ventilers DOHC med VVT-i	24-ventilers DOHC med VVT-i	24-ventilers DOHC med VVT-i
86,0 x 96,0 (3.39 x 3.78)	86,0 x 96,0 (3.39 x 3.78)	94,0 x 84,0 (3.70 x 3.31)	94,0 x 95,0 (3.70 x 3.74)	94,0 x 95,0 (3.70 x 3.74)
4461 (272.2)	4461 (272.2)	4664 (284.5)	3956 (241.4)	3956 (241.4)
16,8 : 1	16,8 : 1	10,0 : 1	10,0 : 1	10,0 : 1
Common rail-type	Common rail-type	EFI	EFI	EFI
48 eller høyere	48 eller høyere	91 eller høyere	95 eller høyere	95 eller høyere
210@3600*2	210@3600*2	202@5400	179@5200*2	179@5200*2
650@1600 til 2800*2	650@1600 til 2800*2	410@3400	376@3800*2	376@3800*2
12-110 (12-128)*4	12-110 (12-128)*4	12-55	12-55	12-55
1800, 2160*2	1800, 2160*2	1800	1200	1200
2,7	2,7	1,4	1,6	1,6
—	—	—	—	Enkel tørrlamell, membran
AB60F	AB60F	A750F	A750F	H150F
3,333	3,333	3,520	3,520	4,529
1,960	1,960	2,042	2,042	2,464
1,353	1,353	1,400	1,400	1,490
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,728	0,728	0,716	0,716	0,881
0,588	0,588	—	—	—
3,061	3,061	3,224	3,224	4,313
1,000/2,618	1,000/2,618	1,000/2,618	1,000/2,618	1,000/2,618
3,909/3,909	3,909/3,909	4,100/4,100	4,100/4,100	4,100/4,100
220 (8.7)/241 (9.5)	220 (8.7)/241 (9.5)	220 (8.7)/241 (9.5)	220 (8.7)/241 (9.5)	220 (8.7)/241 (9.5)
Ventilert skive	Ventilert skive	Ventilert skive	Ventilert skive	Ventilert skive
Ventilert skive	Ventilert skive	Ventilert skive	Ventilert skive	Ventilert skive
Duo-servotrommel	Duo-servotrommel	Duo-servotrommel	Duo-servotrommel	Duo-servotrommel
Hydraulisk	Hydraulisk	Hydraulisk	Hydraulisk	Hydraulisk
—	—	—	—	—
Dobbel opphengsarm	Dobbel opphengsarm	Dobbel opphengsarm	Dobbel opphengsarm	Dobbel opphengsarm
4-kobling med lateral stang	4-kobling med lateral stang	4-kobling med lateral stang	4-kobling med lateral stang	4-kobling med lateral stang
Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
Tannstang	Tannstang	Tannstang	Tannstang	Tannstang
16,7, 14,2 til 17,6*6	16,7, 14,2 til 17,6*6	16,7	16,7	16,7
Hydraulisk	Hydraulisk	Hydraulisk	Hydraulisk	Hydraulisk

Vedlegg 3

Data og grafer for forskjellige fiat motorer

Il sottoscritto Stefan Ketter certifica che il veicolo:

0.1. Marca: FIAT
 0.2. Tipo: 199
 Variante: BXC1A
 Versione: OS
 0.2.1 Designazione commerciale: FIAT PUNTO
 0.4. Categoria: M1
 0.5. Nome e indirizzo del costruttore del veicolo base:
 Fiat Group Automobiles S.p.A.
 Corso Agnelli 200
 10135 Torino (Italia)
 0.6. Posizione delle targhetta regolamentari:
 SUL LATO SX DEL PAVIM.
 NEL VANO BAGAGLI
 Numero di identificazione del veicolo:
 ZFA1990000486611
 Posizione sul telaio del numero di identificazione del veicolo:
 SUL LATO DESTRO DEL PAVIM., NEL VANO ABITAC. ANTER.
 è conforme sotto tutti gli aspetti al tipo completo descritto in numero di omologazione CE:
 e3*2001/1116*0217*0G
 Data: 01/03/2006
 e quindi può essere immatricolato a titolo definitivo senza ulteriori omologazioni, negli Stati Membri con circolazione a
 e che utilizzano le unità per il tachimetro
 Luogo: TORINO
 Data: 21/01/2009
 Direttore di Produzione
 Firma: Mansioni

1. Numero di assi e di ruote:	2	23. Numero e disposizione dei cilindri:	4 IN LINEA
2. Assi motore:	1	24. Cilindrata:	1248 cm ³
3. Interasse:	2510 mm	25. Carburante:	GASOLIO
5. Carreggiata degli assi:	1: 1467 1473 mm 2: 1460 1466 mm	26. Potenza massima netta:	55,0 kW a: 4000 giri/min
6.1 Lunghezza:	4030 mm	27. Frizione (tipo):	MONODISCO A SECCO
7.1 Larghezza:	1687 mm	28. Cambio (tipo):	MANUALE A 5 MARCE + RM
8. Altezza:	1490 mm	29. Rapporti di trasmissione:	1: 1:3,909 2: 1:2,298 3: 1:1,444 4: 1:1,029 5: 1:0,767 6: --
11. Sbalzo posteriore:	645 mm	30. Rapporto del differenziale:	1:3,563
12.1. Massa del veicolo carrozzata in ordine di marcia:	1180 kg	32. Ruote e pneumatici:	Asse 1: 175/65 R15 84T; 6J X 15-43 * Asse 2: 175/65 R15 84T; 6J X 15-43 *
14.1. Massa massima tecnicamente ammissibile a pieno carico:	1665 kg	34. Servosterzo:	ELETTRICO
14.2. Distribuzione di tale massa sugli assi:	1: 862 kg 2: 803 kg	35. Brevi descrizione del sistema di frenatura:	FRENI SERVIZIO E SOCCORSO: IDR. CON SERV. A DEPR. ED ABS FRENO DI STAZION.: MECCANICO
14.3. Massa tecnicamente ammissibile su ciascun asse:	1: 950 kg 2: 850 kg	37. Tipo di carrozzeria:	AF (VEICOLO MULTIUSO)
16. Carico massimo ammissibile sul telaio:	75 kg	38. Colore del veicolo:	GRIGIO
17. Massa massima del rimorchi:	(frenato) 1000 kg (non frenato) 400 kg	41. Numero e configurazione delle porte:	LATERALI (2 ANT. - 2 POST.) 4
18. Massa massima della combinazione:	2665 kg	42.1 Numero e posizione dei sedili:	2 POSTI ANT./3 POSTI POST. 5
19.1. Carico verticale massimo sul punto di aggancio del rimorchi:	60 kg	43.1 Marchio di omologazione CE del dispositivo di aggancio se presente:	e11 00-5317 OPPURE e13 00-1879
20. Costruttore del motore:	FIAT AUTO S.P.A.		
21. Codice motore figurante sul motore:	199A2000		
22. Principio di funzionamento:	ACC. SPONT./4 TEMPI		
22.1. Iniezione diretta:	SI		

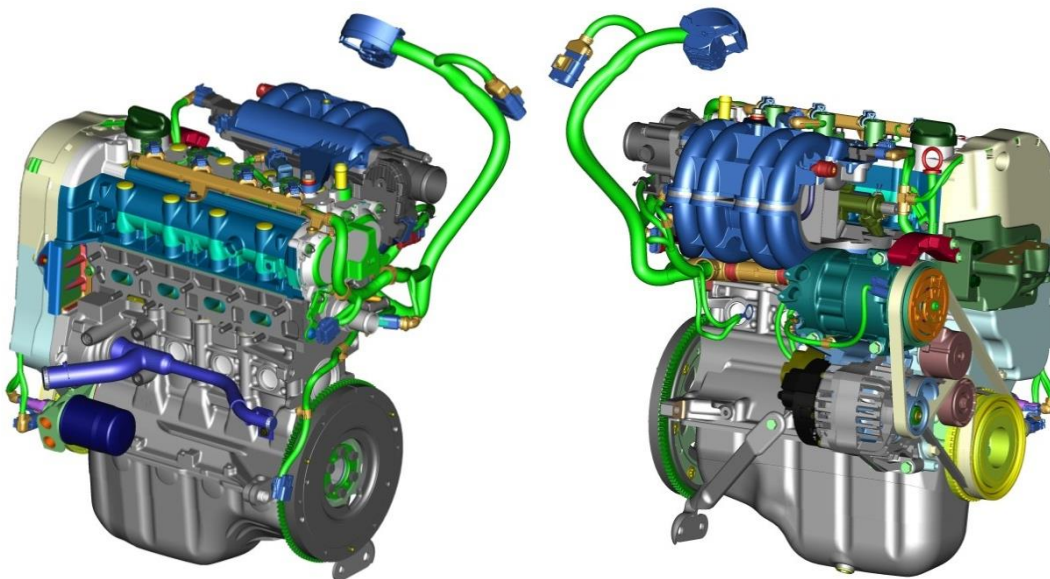
44. Velocità massima:	165	---	km/h
45. Livello sonoro:			
Direttive:	70/157*1999/101		
da fermo:	76	---	dB(A)
a regime:	3000	---	giù/min
in marcia:	72,50	---	dB(A)
46.1 Emissioni dei gas di scarico:			
Direttive:	70/220*2003/768		
Procedura di prova:	PROVA DI TIPO I		
CO:	0,384	---	g/km
HC:	---	---	g/km
NDX:	0,174	---	g/km
HC+NDX:	0,220	---	g/km
Fumosità:	1,53	---	(m-1)
Particolato:	0,017	---	g/km
46.2 Emissioni di CO2/consumo di carburante:			
Direttive:	80/1268*2004/3		
Emissioni di CO2:			
ciclo urbano:	164	---	g/km
ciclo extraurbano:	93	---	g/km
ciclo misto:	119	---	g/km
Consumo di carburante:			
ciclo urbano:	6,20	---	l/100 km
ciclo extraurbano:	3,50	---	l/100 km
ciclo misto:	4,50	---	l/100 km
ciclo urbano:	---	---	m ³ /100 km
ciclo extraurbano:	---	---	m ³ /100 km
ciclo misto:	---	---	m ³ /100 km

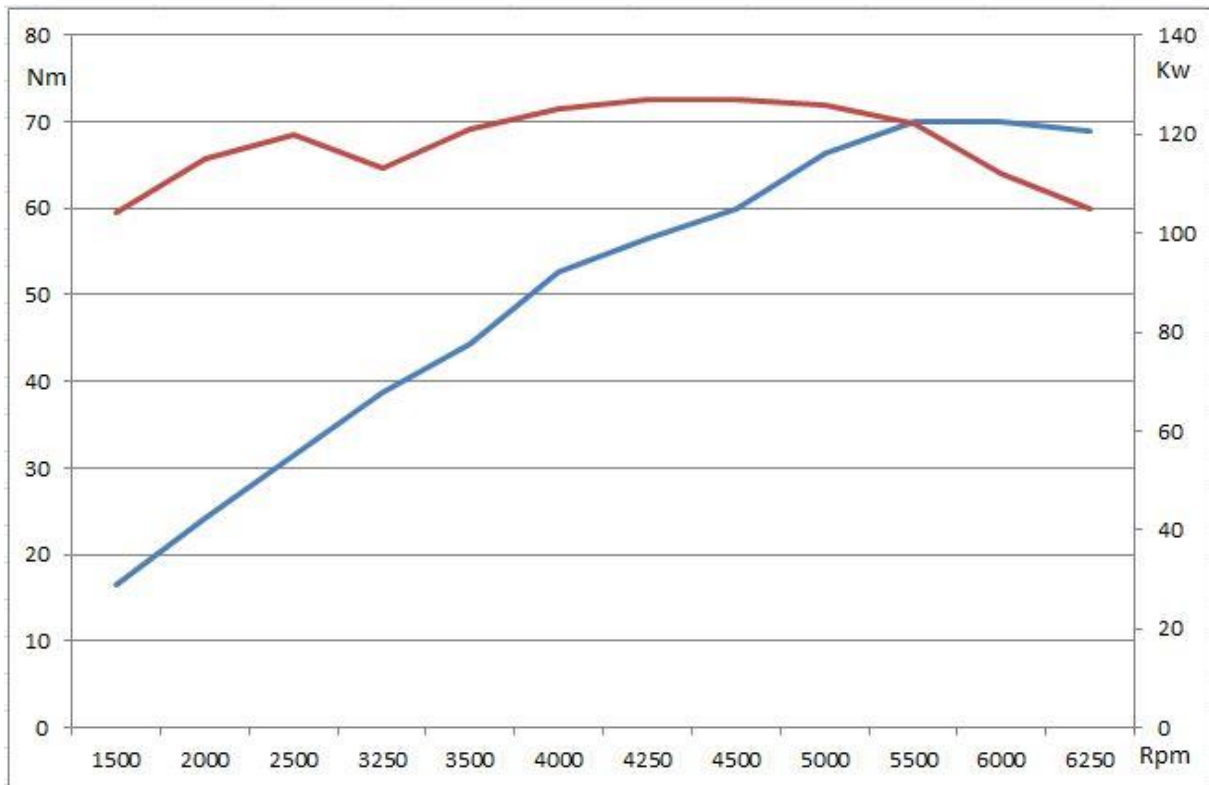
47. Potenza fiscale o numero del codice del paese, se applicabile:			
Germania:	---	Portogallo:	---
Francia:	---	Grecia:	---
Italia:	---	Irlanda:	---
Paesi Bassi:	---	Slovenia:	---
Svezia:	---	Slovacchia:	---
Belgio:	---	Estonia:	---
Ungheria:	---	Lettonia:	---
Rep. ceca:	---	Lituania:	---
Spagna:	---	Cipro:	---
Regno Unito:	---	Maltta:	---
Austria:	---		
Lussemburgo:	---		
Finlandia:	---		
Danimarca:	---		
Polonia:	---		

* Vedere alla voce 50 le note aggiuntive

KOPI

1.4 MPI 95 HP engine



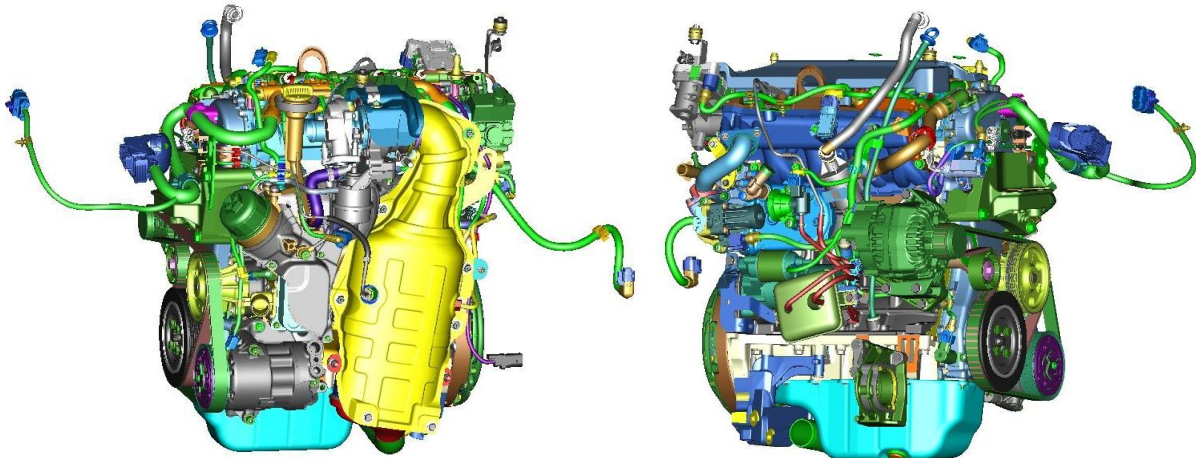


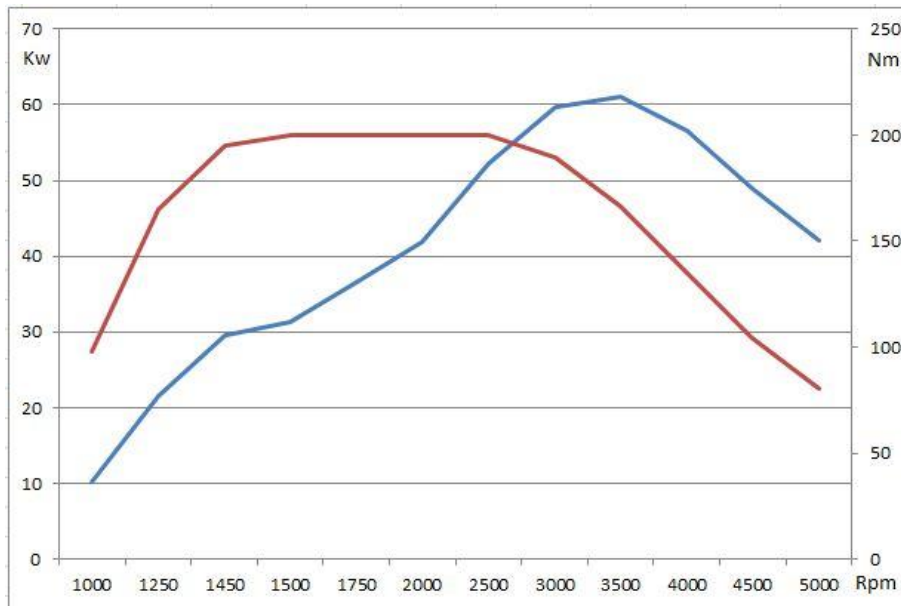
ENGINE	
Engine	FIRE 1368 16V RL BOSCH E5
Strokes	4
Cylinders	4
Valves per cylinder	2 parallel
Bore	72 mm
Stroke	84 mm
Total displacement	1368 cc
Unit displacement	342
Combustion chamber volume	34.8 (in the head 14.3) cm ³
Maximum power	73.5 (kW EEC) at 6000 rpm
Maximum torque	131 (Nm EEC) at 4250 rpm
Compression ratio	10.8 ± 0.2
Emissions level	EEC PHASE 5

Prescribed fuel	EUROSUPER RON 95 MON 85	
Installation	Front, cross	
Inclination	12° forwards	
TIMING		
Timing system	DOHC with direct belt control	
Timing type	INTAKE	EXHAUST
Diameter of ducts in the combustion chamber side head	22.7 mm	18.8 mm
Valve reference diameter	25.48 mm	20.6 mm
Lift on valve axis without clearance	8 mm	7.5 mm
Timing (tolerance $\pm 3^\circ$)	-2/42	34/-2
Valve axis clearance for timing check	0.45 mm	0.45 mm
Valve axis clearance for operation (with cold engine)	0 mm	0 mm
INJECTION SYSTEM		
Mixture formation system	Bosch returnless ME integrated ignition and injection system	
IGNITION SYSTEM		
Ignition system	Bosch returnless ME integrated ignition and injection system	
Control advance at 750 \pm 50 rpm	8° \pm 4°	
Firing order	1;3;4;2	
Alternator	90 A	
LUBRICATION SYSTEM		
Pump type	Front gear pump with FULL-FLOW filter	
Lubricant type	5W-40	
Lubricant quantity at first filling	2.85 kg	
Oil pressure at 100°	When idling > 0.7 bar at 4000 rpm > 4 bar	
COOLING SYSTEM		
Type	Centrifugal pump operated by the timing belt	
Thermostat	By-pass thermostat for car heating control from	

	manifold
Fluid	Water + Paraflu
Thermostat calibration	88° ± 2°C
INTAKE SYSTEM	
Type	Plastic intake manifold
EXHAUST SYSTEM	
Type	Cast iron exhaust manifold with catalytic converter
POLLUTION CONTROL DEVICES	
Idling speed	750 ± 50 rpm
CO	≤ 0.3%
HC	≤ 50 ppm

1.3 MJet 85 HP engine





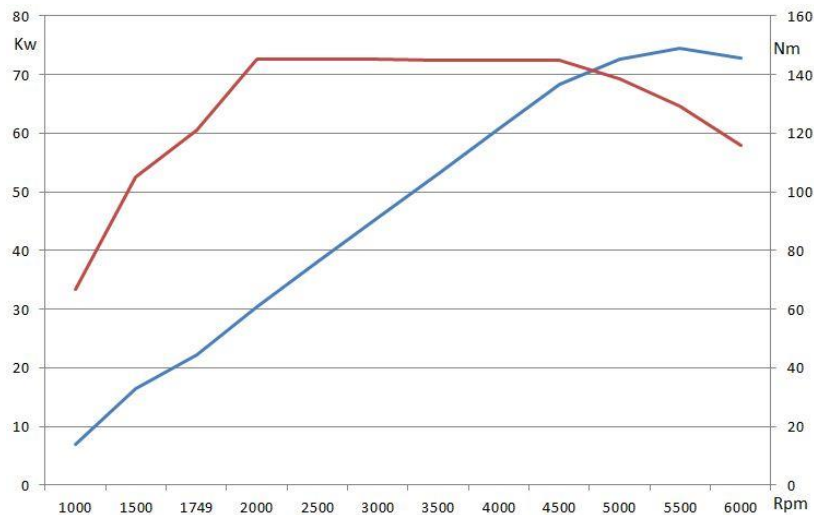
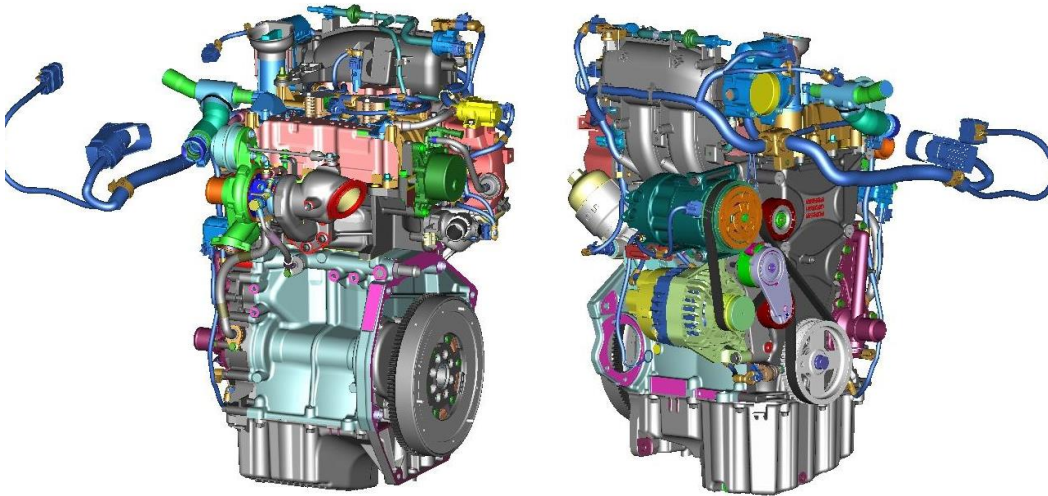
ENGINE		
Engine	Common Rail direct diesel injection	
Strokes	4	
Cylinders	4	
Valves per cylinder	4	
Bore	69.6 mm	
Stroke	82 mm	
Total displacement	1247.907 cm ³	
Unit displacement	311.977	
Combustion chamber volume	19.91 cm ³	
Maximum power	62 (kW EEC) at 3500 rpm	
Maximum torque	200 (Nm EEC) at 1500 rpm	
Compression ratio	16.8 ± 0.40	
Emissions level	EEC PHASE 5	
Prescribed fuel	Diesel	
Installation	Front, cross	
TIMING		
Timing system	DOHC with chain control	
Timing system with finger rocker arms and hydraulic tappets	INTAKE	EXHAUST
Diameter of ducts in the combustion chamber side head	18.5 mm	18.5 mm
Valve reference diameter	21.5 mm	21.5 mm
Lift on valve axis without clearance	6.4 mm	7.5 mm
Timing in degrees	-12/12	24/-12
Valve axis clearance for timing check	0.5 mm	0.5 mm
INJECTION SYSTEM		
Injection system.	Magneti Marelli	
Alternator	75 A basic version 90 A version with air	

	conditioning
LUBRICATION SYSTEM	
Pump type	Pump controlled by geared crankshaft with FULL-FLOW filter
Lubricant type	5W 30 Synth Diesel
Lubricant quantity at first filling	3.110 kg
Oil pressure at 100°	When idling > 1 bar at 4000 rpm > 3–3.5 bar
COOLING SYSTEM	
Type	Centrifugal pump operated by the timing belt
Thermostat	By-pass thermostat for car heating control from manifold
Fluid	Water + Paraflu
Thermostat calibration	88° ± 2°C
TURBOCHARGING SYSTEM	
Type	Variable geometry exhaust gas turbocharger with position sensor
Supercharging pressure	1.4 bar
POLLUTION CONTROL DEVICES	
Idling speed	830 ± 50 rpm
Maximum rpm with no load	5200 rpm
Pollution control device	EGR valve with by-pass

Note

The 1.3 MJet 85 HP engine features a specific variable geometry turbo for this power and dedicated engine management software. A variable geometry oil pump is installed on the engine.

0.9 TwinAir 105 HP engine



ENGINE	
Engine	TWINAIR 105 HP TURBO M.AIR S&S 8 V CF6
Strokes	4
Cylinders	2
Valves per cylinder	2 parallel
Bore	80.5 mm
Stroke	86 mm
Total displacement	875.4 cc

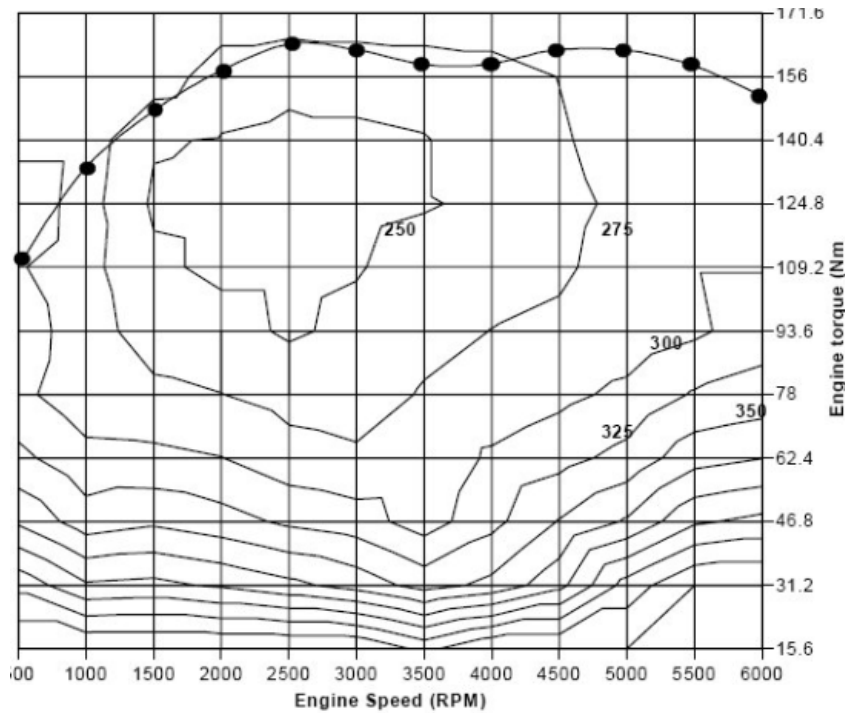
Unit displacement	337,7	
Combustion chamber volume	48.6 cm ³ (in the head 37.7) cm ³	
Maximum power	77 (kW EEC) at 5000 rpm	
Maximum torque	145 (Nm EEC) at 2000 rpm	
Compression ratio	10 ± 0,2	
Emissions level	EEC PHASE 6	
Prescribed fuel	EUROSUPER RON 95 MON 85	
Installation	Front, cross	
Inclination	7° forwards	
TIMING		
Timing system	Intake with exhaust MultiAir actuation control. Exhaust with direct chain control	
Timing type	INTAKE	EXHAUST
Diameter of ducts in the combustion chamber side head	26 mm	21.5 mm
Valve reference diameter	28.8 mm	23.8 mm
Lift on valve axis without clearance	8.87 mm	8 mm
Timing (tolerance ± 3°)	117°/85.5° on actuator lobe	44/-9
Valve axis clearance for timing check	0.45 mm	0.45 mm
Valve axis clearance for operation (with cold engine)	0 mm	0 mm
INJECTION SYSTEM		
Mixture formation system	Returnless integrated injection and ignition system. Magneti Marelli 8GSW.HC electronic control unit	
IGNITION SYSTEM		
Ignition system	Integrated injection and ignition system.	

Control advance at 850±50 rpm	8° ± 4°
Firing order	1;2
LUBRICATION SYSTEM	
Pump type	Vane pump
Lubricant type	0W 30
Lubricant quantity at first filling	2.8 kg
Oil pressure at 100°	When idling > 0.8 bar at 5000 rpm > 2.7 bar
COOLING SYSTEM	
Type	Centrifugal pump controlled by counter-rotating shaft
Thermostat	Electrical thermostat
Fluid	Water + Paraflu
Mechanical thermostat calibration	105° ± 2°C
Initial assisted thermostat opening	55° ± 2°C
INTAKE SYSTEM	
Type	Plastic intake manifold
EXHAUST SYSTEM	
Type	Exhaust manifold built into head
SUPERCHARGING SYSTEM	
Type	Exhaust gas turbocharger

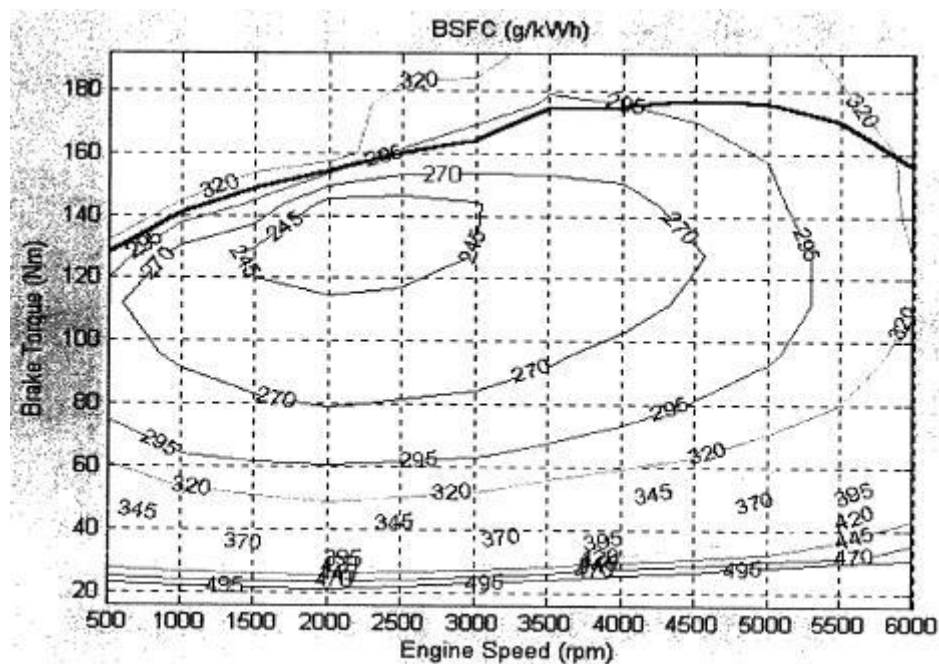
Vedlegg 4

Kotekart for forskjellige bilmerker

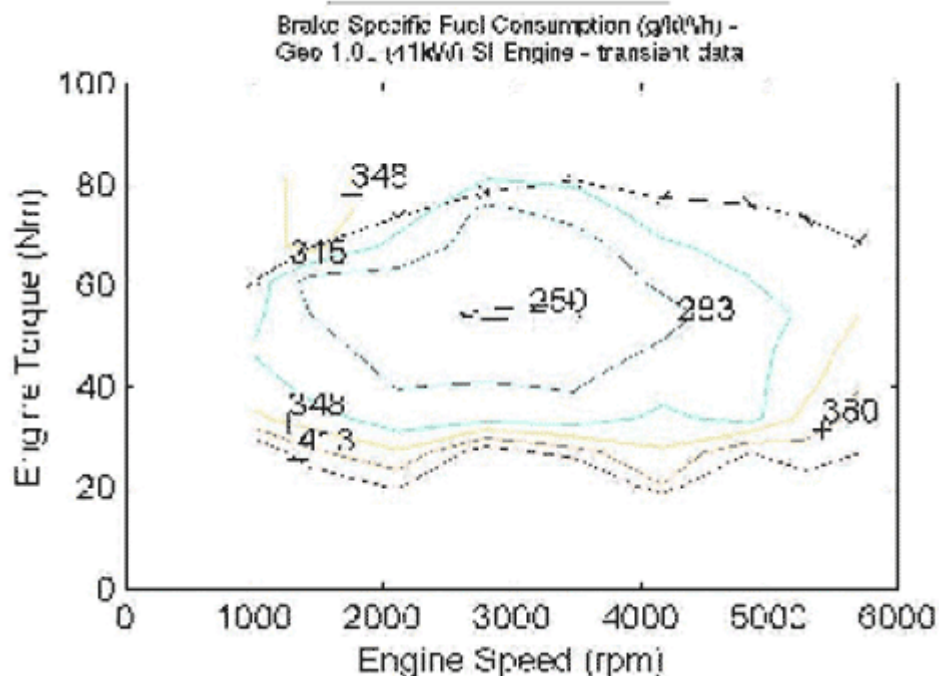
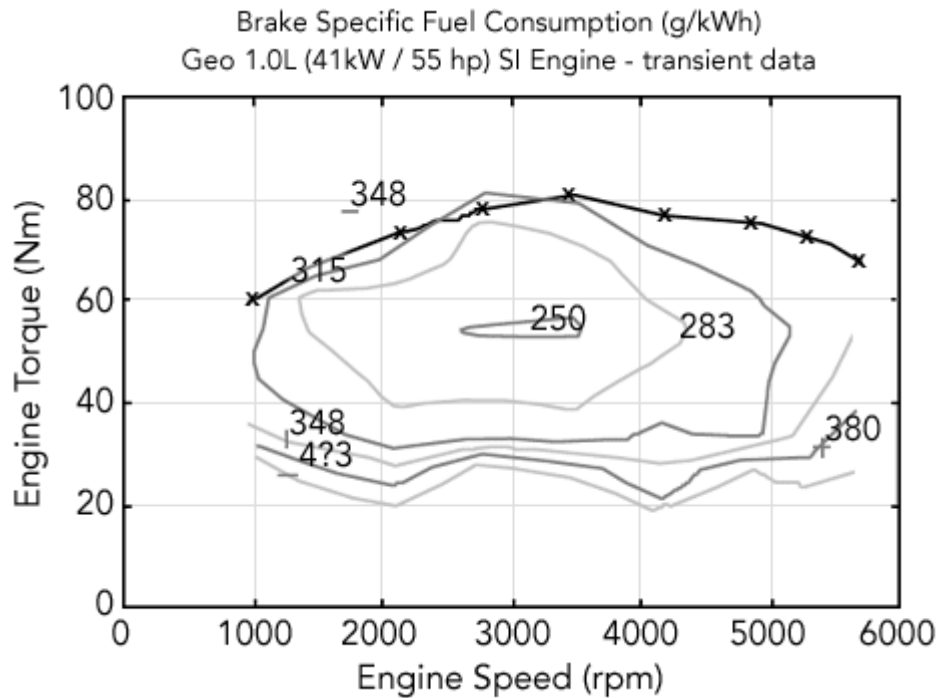
Saturn 1,9 liter



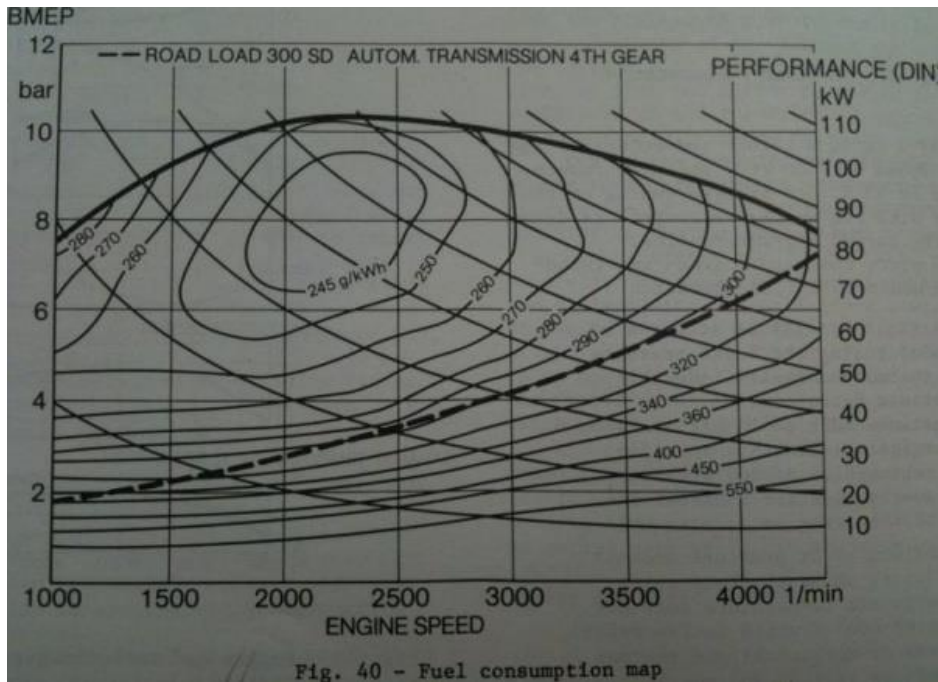
Ford 2.0L Zetec



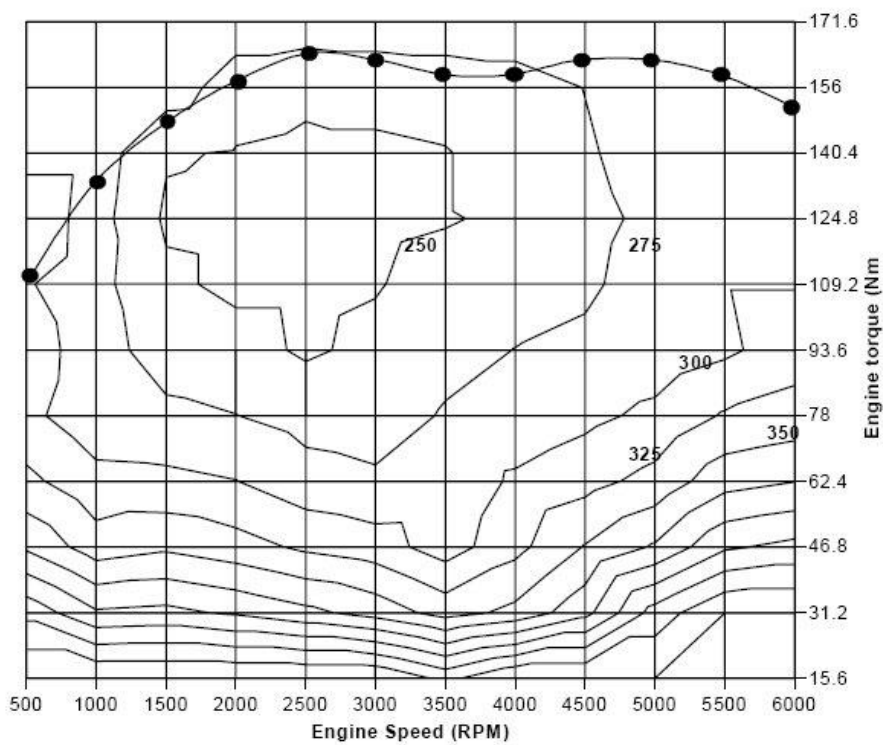
Geo Metro 1.0L original



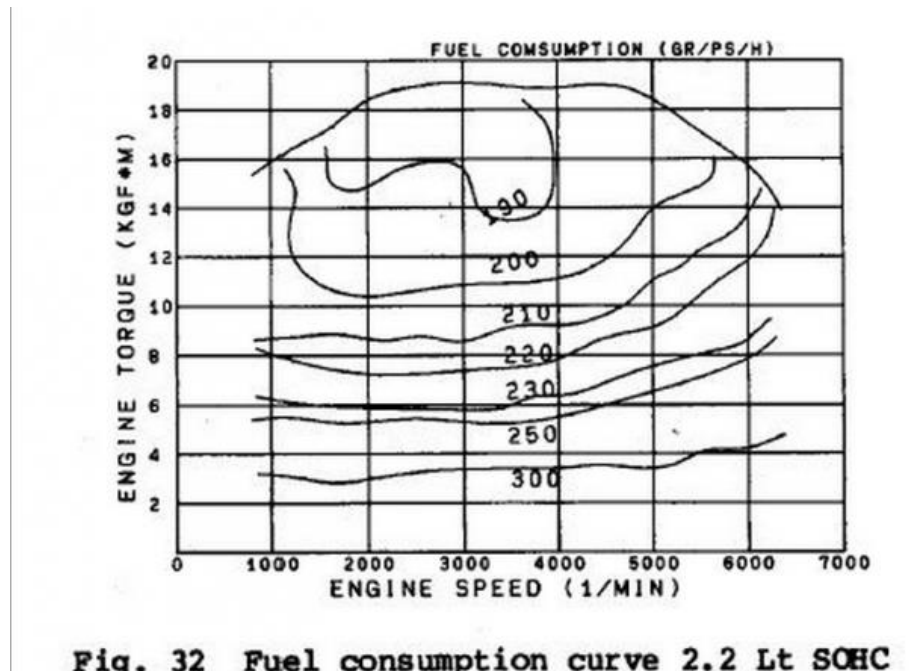
Mercedes Benz 300SD OM617 5 cylinder turbo diesel



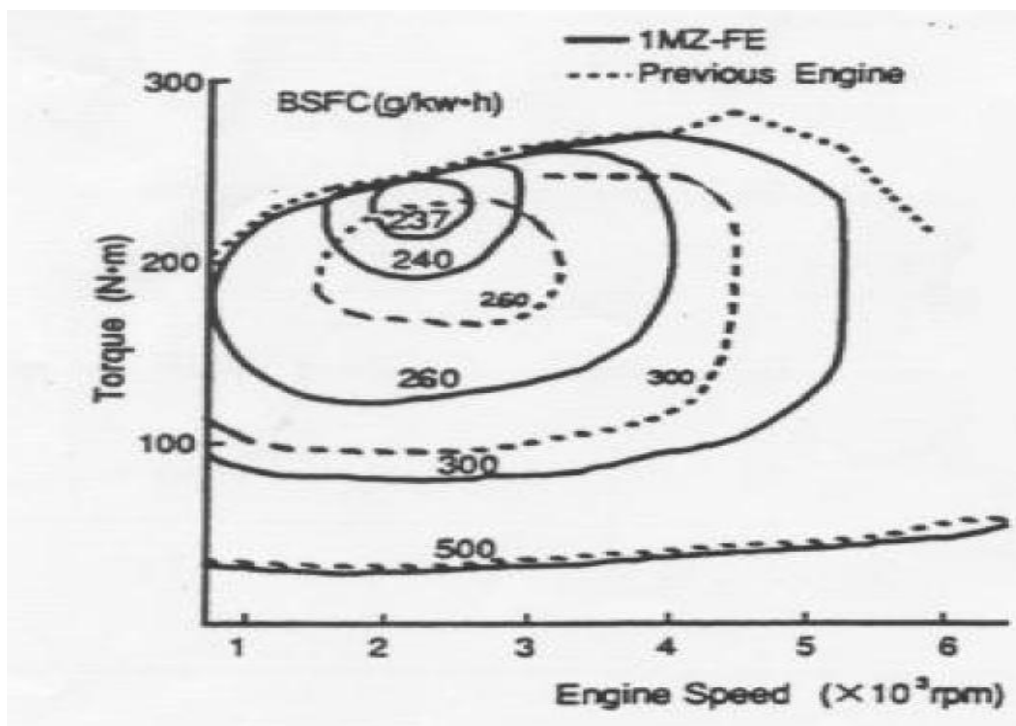
Saturn 1.9L Baseline Torque-Speed Map (DOHC Engine)
BSFC (gr/kW.hr)



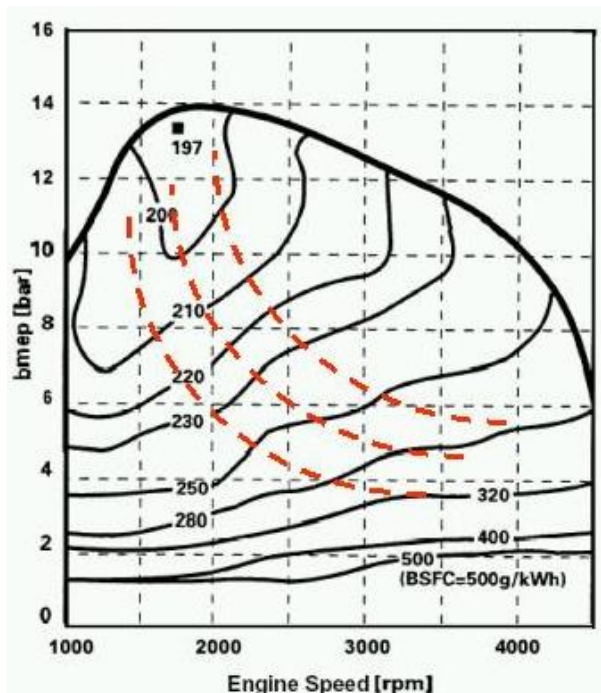
Subaru EJ22 2.2L SOHC



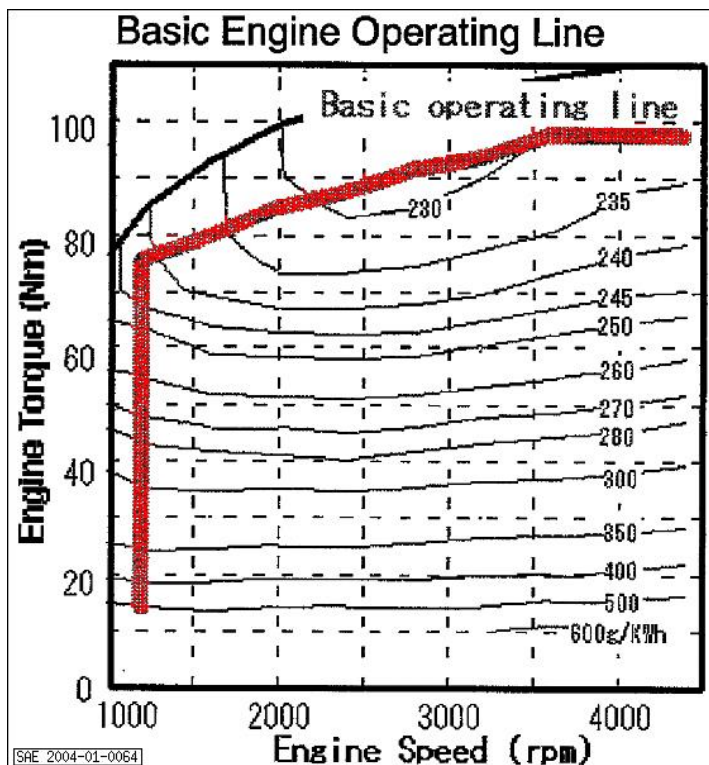
Toyota 3.0L V6 1MZ-FE and possibly the 3.0L 3VZ-FE (Previous Engine)



New beetle 1,9 Tdi



Toyota Prius 1.5L 1NZ-FXE



Toyota Prius 1.8L 2ZR-FXE 2010-

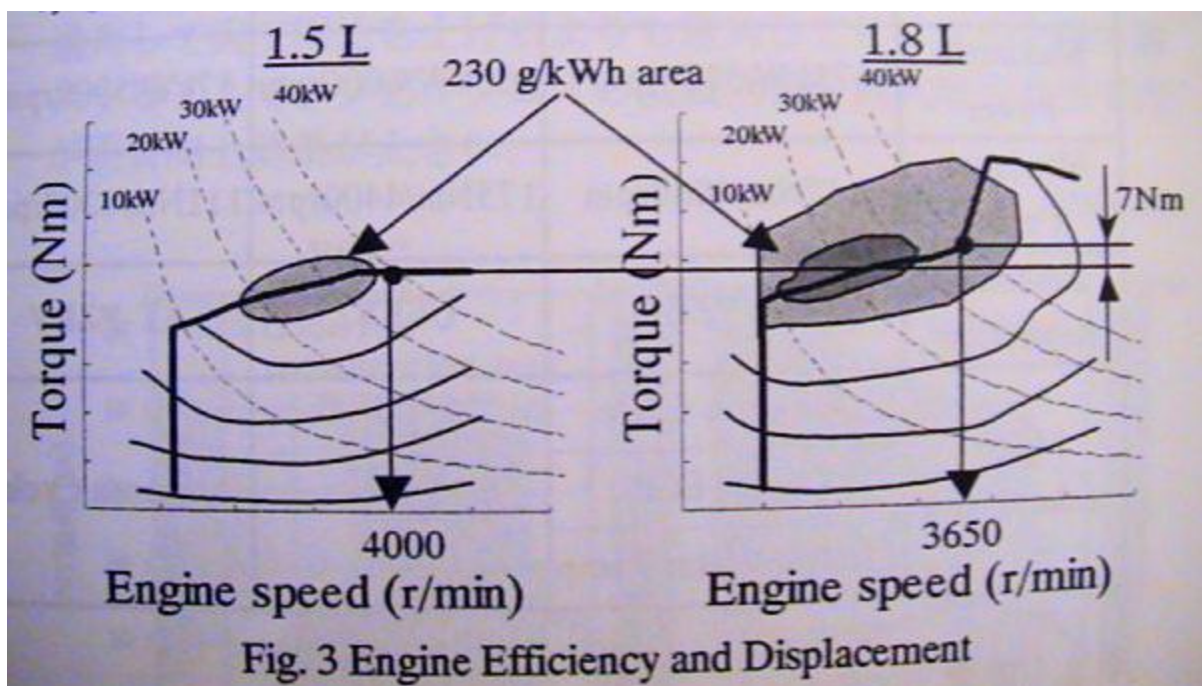
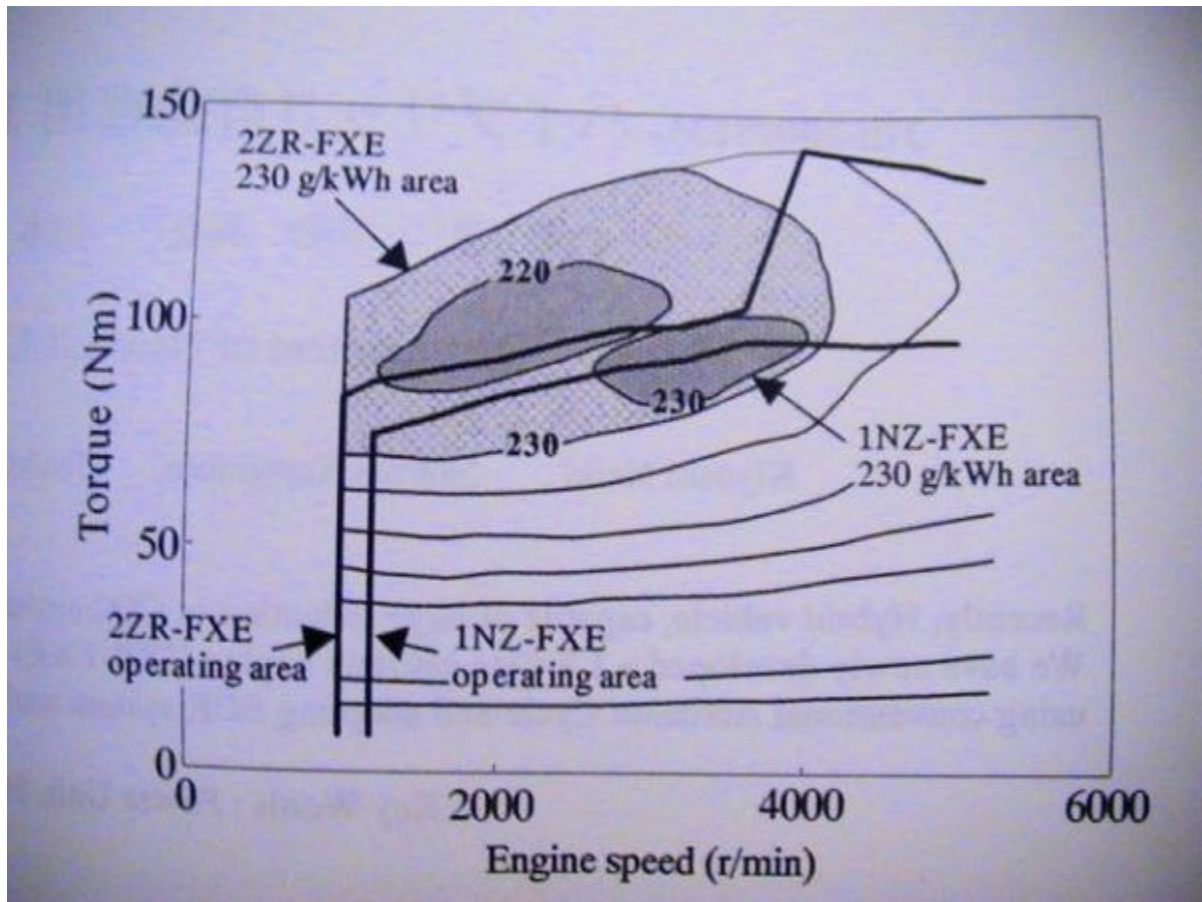
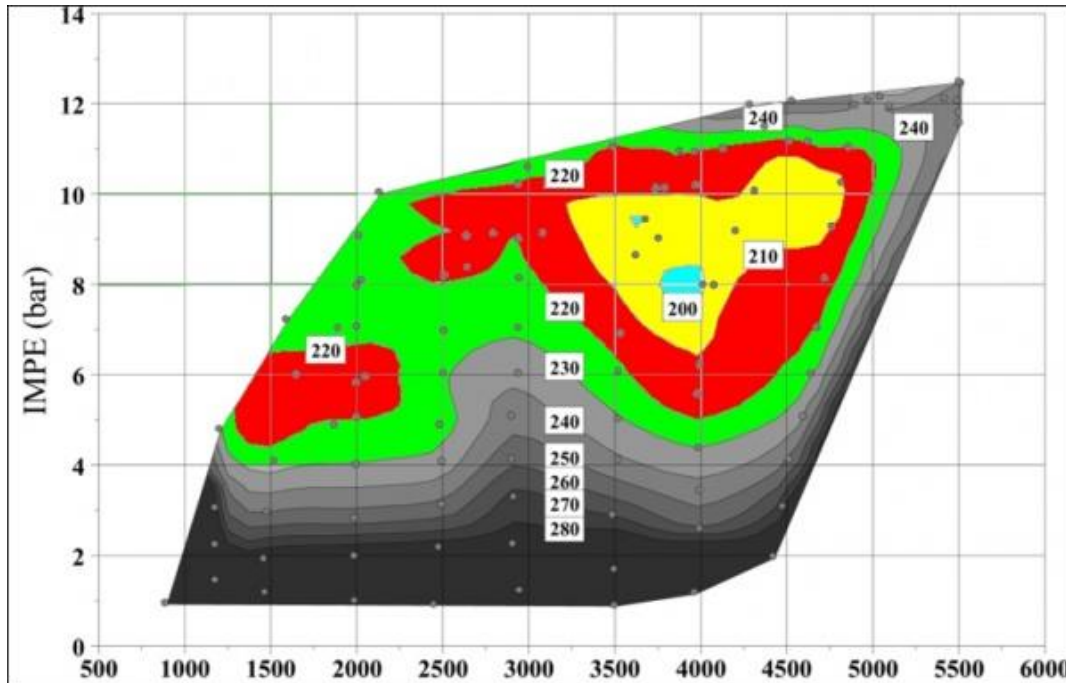
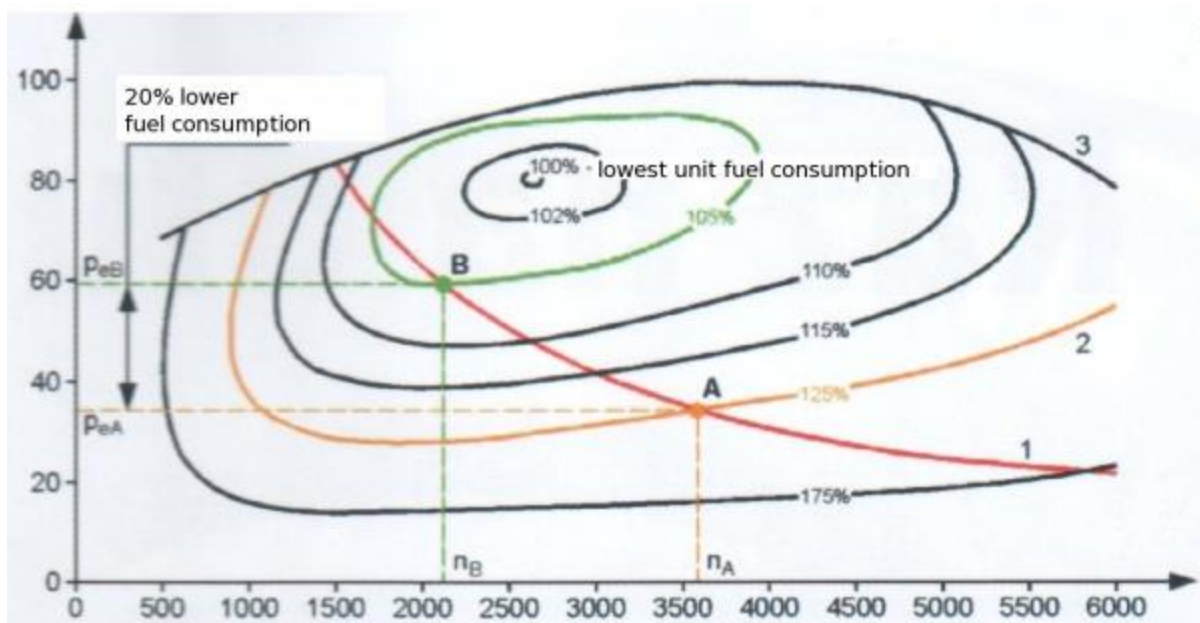


Fig. 3 Engine Efficiency and Displacement

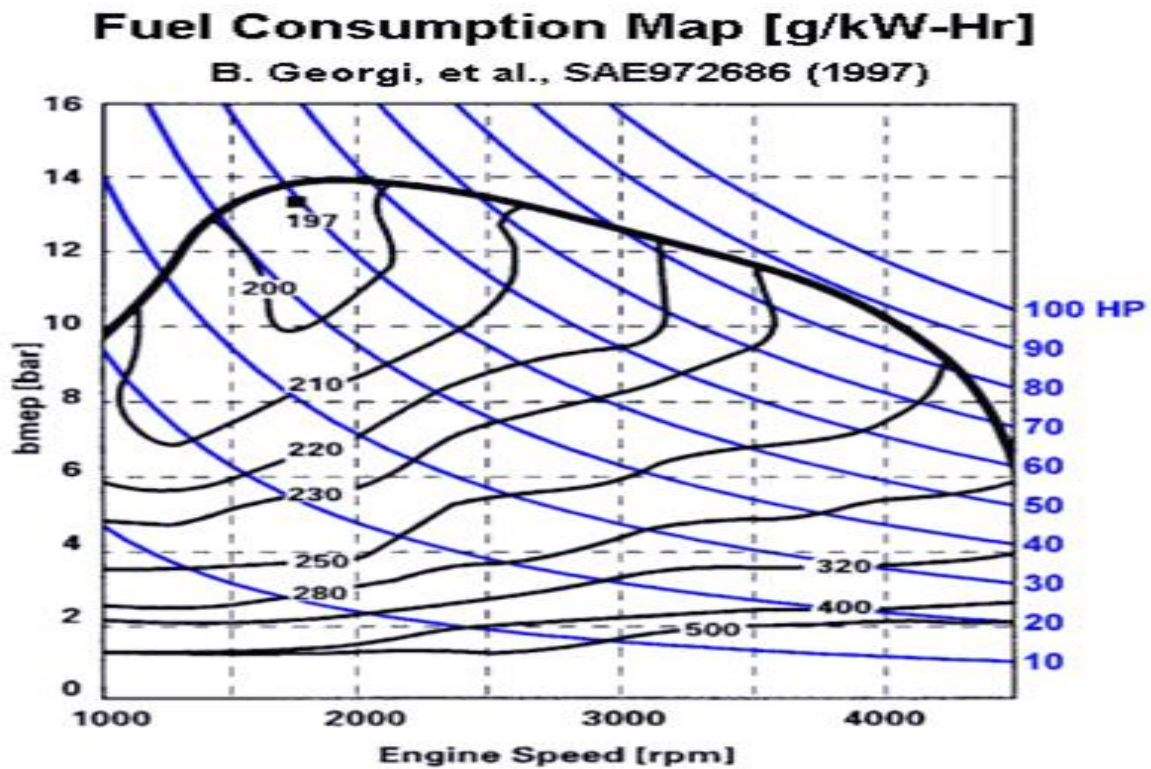
1st Gen Honda Insight 1.0L



Volkswagen 1.4L TSI



Volkswagen Jetta TDI 1.9L ALH 1999.5-2003



Volkswagen Jetta TDI 2.0L 2009

