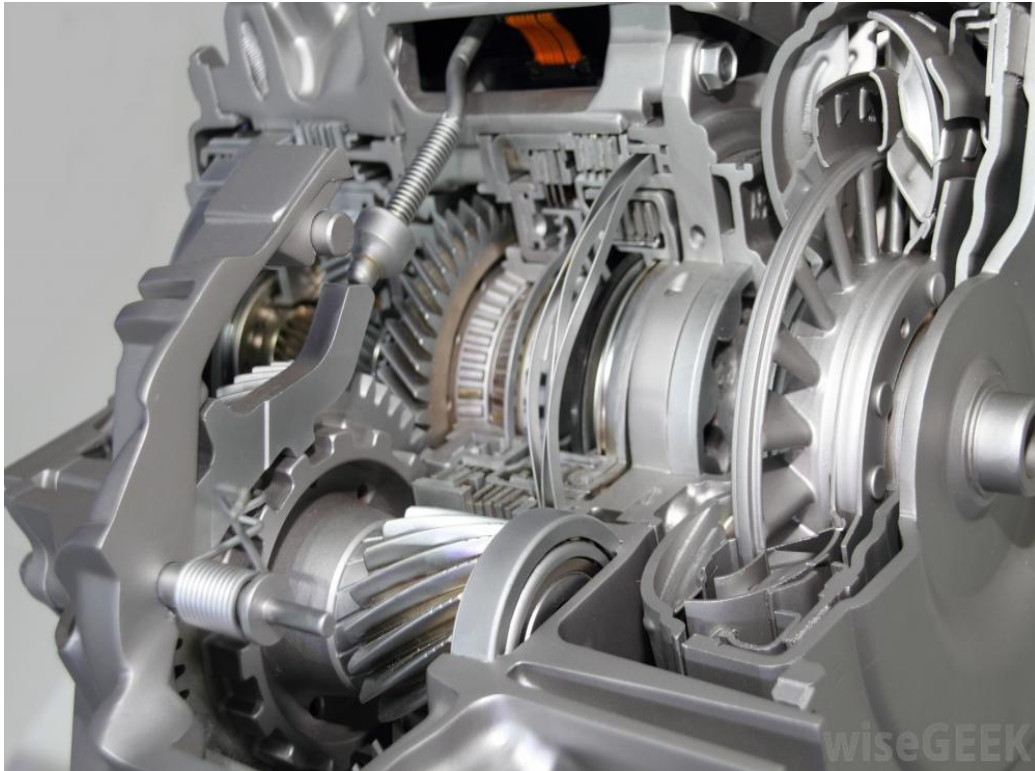


Drivverkets virkningsgrad for personbiler

av

Leonard Roth



Gradsoppgave

Maskin- prosess og produktutvikling,

IMT/NMBU- 2015

FORORD

Denne prosjektoppgaven er skrevet av Leonard Roth som en del av masterprogrammet i Maskin,-prosess- og produktutvikling på Instituttet for Matematiske realfag og teknologi på Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU).

I disse miljøbevisste tider har det blitt et stort fokus på å senke drivstoff forbruket i personbiler. I tillegg til tap i bilens motor, vil det eksistere tap i kraftoverføring fra motor til drivhjul. IMT ved NMBU ønsker å øke kunnskapen vedrørende drivverkstap og har derfor initiert denne masteroppgaven.

Rapporten inneholder en kartlegging av kraftoverføringens komponenter samt hvor drivverks-tapene befinner seg. Oppgaven omfatter også praktisk testing av drivverkstap på to Toyota personbiler som er sammenliknet med beregninger gjort med eksisterende formelverk. Forbedringer av formelverket i forhold til oppnådde måleresultater er foreslått.

Oppgaven innledes med en oversikt over forskjellige typer drivverk og de komponentene som inngår i drivverket. Deretter vises de formler som benyttes for å beregne drivverkstap og et eksempel blir gjennomgått. Videre blir det presentert forskjellige typer dynamometere. Oppgaven avsluttes med å sammenlikne resultatene fra praktisk testing med det eksisterende formelverket.

Rapporten kan brukes av andre som skal designe et drivverk til et kjøretøy eller skal teste det for å finne drivverkstap. Rapporten angir de erfaringer som er gjort og de utfordringer man står ovenfor når testene skal utføres. For å få fullt utbytte av de beregninger som er gjort bør leseren ha tekniske kunnskaper på ingeniørnivå.

Jeg ønsker å takke førsteamanuensis Geir Terjesen for kontinuerlig oppfølging som hovedveileder gjennom oppgavens forløp. For lån av personbiler til testing samt dynamometer ønsker jeg også å takke teknisk instruktør på Toyota Norge AS Terje Wilthil.

Ås, den 12. Mai 2015

Leonard Roth

SAMMENDRAG

IMT ved NMBU ønsket en litteraturstudie som fremskaffer relevante data for drivverkstap på moderne kjøretøy og formelverk som kan benyttes for å beregne drivverkstap. Det var også ønskelig å kontrollere formelverket mot praktisk testing.

Målet med denne oppgaven var derfor å utføre en litteraturstudie vedrørende drivverk og drivverkstap og også teste noen utvalgte biler mot eksisterende formelverk. Dermed kan man få en indikasjon på om resultatene korrelerer og om virkningsgraden i moderne drivverk har blitt forbedret.

I oppgavens forløp er det utført en litteraturstudie som tar for seg drivverk og drivverkstap i personbil samt informasjon om dynamometere. Videre ble det utført praktiske tester på to ulike personbiler, Toyota Auris samt GT86, på rulledynamometer hos Toyota Norge AS.

Blant de bøkene/standardene jeg fant om emnet anbefales med følgende litteratur.

- *Kjøretøymotorer*[13]: Det positive med denne boken er Jantes Empiriske formel for drivverkstap i personbil. Det negative med boken er at den er litt utdatert.
- *Motorteknikk*[20]: Boken går mer i detaljnivå på enkelte ting som gjør den til et godt supplement til førstnevnte bok.
- *Fundamentals of Vehicle Dynamics*[12]: Ny litteratur som redegjør for drivverkets komponenter i ytterligere detaljnivå i forhold til de to overnevnte bøkene.

Følgende internetadresser anbefales for å få en oversikt over dynamometere. [50, 30]

Det ble altså utført tester på to ulike personbiler, Toyota Auris og GT86, på rulledynamometer hos Toyota Norge AS. Testene ble gjennomført som planlagt dog var resultatvariasjon uungåelig grunnet stor usikkerhet knyttet til faktorer som rullemotstand og temperatur i omgivelsene. For presise estimater burde navdynamometer vært benyttet istedenfor.

Aurisen, med forhjulsdriфт og tverrstilt motor, hadde lavere drivverkstap enn GT86, da sistnevnte hadde bakhjulsdriфт med frontmontert motor. Virkningsgrad ved full last for Auris og GT86 var henholdsvis 0,76 og 0,7. Dette tilsvarer henholdsvis 15,8 kW hk og 44,4 kW for de to personbilene. Praksis ble sammenlignet med empirisk formel for drivverkstap gitt av Jante[48]. Dette ga estimater på 7,72 kW for Auris samt 22,2 kW for GT86 og utgjør omtrent

halvparten av målte drivverkstap. Formelen sier at følgende estimat skal være konstant og uavhengig av turtall. I praksis vil drivverkstap øke som funksjon av turtall som gjorde at jeg modifiserte Jante sin empiriske formel. I tillegg innførtes det to ulike konstanter slik at tapskarakteristikken over turtall skulle likne med virkelig tap fra testdata. Konstantene viste seg derimot vanskelig å estimere. Derfor ble forenkling gjort der Jante sin empiriske formel ble multiplisert med faktoren to, samtidig som den fungerte som funksjon av motorturtall. Tapskarakteristikken overenstemmer ikke da helt med testdata men gir et habilt estimat for drivverkstap som funksjon av motorturtall sett opp mot Jante's opprinnelige konstante formel.

ABSTRACT

IMT at NMBU wanted a literature research that provides relevant data in order to estimate powertrain losses on modern vehicles. Secondly, the research contains formulas that can be used to calculate these losses. It was therefore desirable to control existing theory and formulas towards practical testing.

The goal of this assignment was to perform a literature research on passenger car powertrains with its losses and also to test selected passenger vehicles to the existing formulas. The tests carried out are used as an indication of whether the results correlate with the efficiency in modern powertrains and if improvement has been made.

In course of the assignment it is performed a literature research that addresses powertrain with corresponding losses in passenger cars as well as information on dynamometers. Furthermore, tests on a rolling dynamometer were performed on a Toyota Auris and GT86.

Among the books / standards with reference with the subject it is further recommended to familiarize with the following literature.

- *Kjøretøymotorer*[13]: Literature which is advised because it contains Jantes empirical equation for calculation of powertrain losses. On the contrary, I found certain aspects of the literature to be outdated.
- *Motorteknikk*[20]: This is a book that addresses details in powertrain literature which makes it a good supplement to the above mentioned book.

- *Fundamentals of Vehicle Dynamics*[12]: Newly updated detailed literature on drivetrain components.

The following internet addresses are recommended to get an overview of dynamometers[50, 30].

Dynamometer tests were done on a Toyota Auris and GT86 at Toyota Norway AS. The testing were completed as planned, but deviation in results were inevitable due to variation in factors as rolling resistance and ambient temperature. Consequently, a chassis dynamometer would be a preferable option to the rolling dynamometer.

Since the Auris is front wheel driven with a front-mounted transverse engine, the drivetrain losses were less compared to GT86. When the latter is rear wheel driven with a front-mounted engine, the drivetrain efficiency at full load for the Auris and GT86 were respectively 0,76 and 0,7. This corresponds to 15,8 kW and 44,4 kW for the two passenger cars. The test results were compared with an empirical formula for drivetrain efficiency from Jante[48]. The formula estimated power losses of 7,72 kW for the Auris and 22,2 kW for the GT86, which is around 50 percent compared to true losses as measured on the dynamometer. The intention of this calculation is initially thought to be independent of the revolutions fed into the system by the engine. In practice, the drivetrain losses on the contrary increase as a function of speed that made me modify Jantes empirical formula[48]. I introduced two constants that enabled formula alteration to make it correlate and resemble with true measured loss characteristics as a function of engine speed. The constants proved difficult to estimate, hence why I have simplified Jantes empirical formula by multiplying it by a factor of two, while acting as a function of speed. Consequently, the loss characteristics does not correlate completely with true losses from test data. Although it provides a better estimate in comparison to the initial formula from Jante.

INNHALDSFORTEGNELSE

FORORD.....	II
SAMMENDRAG	III
ABSTRACT	IV
INNHALDSFORTEGNELSE	VI
1 INNLEDNING	1
1.1 Bakgrunn.....	1
1.2 Problemstillinger	2
1.3 Målsettinger.....	3
1.4 Begrensninger.....	3
1.5 Kvalitetssikring.....	3
1.6 Symboler og terminologi	4
2 HISTORIKK OG DRIVVERKSALTERNATIVER	7
2.1 Historikk.....	7
2.2 Drivverksalternativer.....	11
2.2.1 Forhjulsdrift.....	11
2.2.2 Bakhjulsdrift.....	12
2.2.3 Firehjulsdrift.....	13
3 DRIVVERKSKOMPONENTER.....	14
3.1 Kopling	14
3.2 Girkasse.....	17
3.2.1 Manuell girkasse.....	20
3.2.2 Automatgirkasse.....	24
3.2.3 Semiautomatiske girkasser.....	27
3.3 Mellomaksel.....	28
3.4 Differensial.....	30
3.5 Drivaksler.....	32
4 KJØREMOTSTAND OG TAP I DRIVVERK.....	33
4.1 Rullemotstand.....	33
4.2 Luftmotstand.....	36
4.3 Stigningsmotstand.....	37
4.4 Drivverkets virkningsgrad og akselerasjonsmotstand.....	38
4.5 Eksempel.....	43
5 DYNAMOMETERTEORI	46
5.1.1 Motordynamometer.....	47
5.1.2 Navdynamometer	48
5.1.3 Rulledynamometer, ”Rullende landevei”	49
5.1.4 Utslipp og avgasskrav.....	50
5.2 Maha LPS 3000.....	51
5.3 Testmetoder på dynamometer	52

6	DYNAMOMETERRESULTATER KONTRA TEORETISKE BEREGNINGER	55
6.1	Dynamometerresultater	55
6.1.1	<i>Auris</i>	55
6.1.2	<i>GT86</i>	60
6.2	Teoretiske beregninger	65
6.2.1	<i>Auris</i>	65
6.2.2	<i>GT86</i>	67
6.3	Forbedringer	69
7	DISKUSJON	70
7.1	Videre arbeid	71
7.1.1	<i>Videre estimering av tapskarakteristikk</i>	72
7.1.2	<i>Rulledynamometer mot navdynamometer</i>	75
8	KONKLUSJON	78
8.1	Anbefalinger	79
9	REFERANSER	80
10	VEDLEGG	84
10.1	Refleksjonsnotat	84
	Vedlegg 1	84
	Vedlegg 2	89
	Vedlegg 3	90

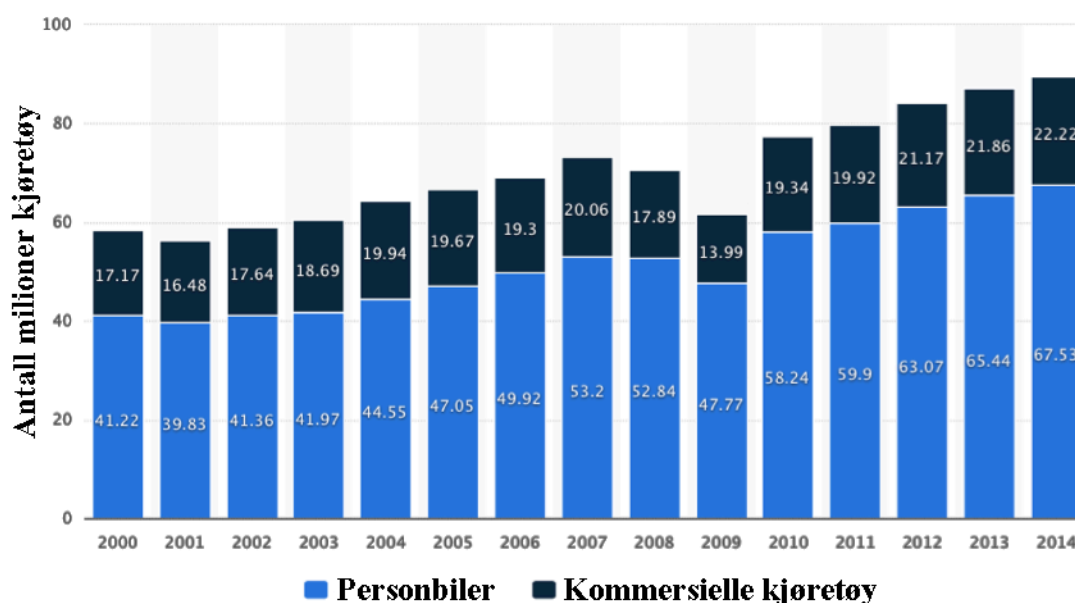
1 INNLEDNING

1.1 Bakgrunn

Felles for alle personbiler er at de har en motor som skaper framdrift. Rotasjonsbevegelsen ut av motoren må på en eller annen måte overføres til drivhjulene så bilen kan kjøre. Drivverkets oppgave er å overføre denne rotasjonsbevegelsen med minst mulig tap. Desto mindre tapet i drivverket er, desto høyere vil virkingsgraden være. Fokus på virkningsgraden er essensielt for å kunne øke effektiviteten og senke drivstofforbruket på personbiler.

I denne rapporten skal jeg studere virkingsgraden med tilørende tap i drivverk til personbil. Jeg ønsker å måle tap i drivverk praktisk med et dynamometer og sammenlikne med utregninger fra formelverk. Hensikten er å se hvor godt eksisterende formelverk overenstemmer med den praktiske testingen samt kartlegge hvor tap i drivverk oppstår. Sekundært ønsker jeg å ta for meg viktige moment i innovasjon og utvikling av drivverk i moderne tid.

1.2 Problemstillinger



Figur 1.1 illustrerer produksjonsutviklingen fra årtusenskiftet fram til 2014 for personbiler samt kommersielle kjøretøy[42].

Kun i 2014 ble det produsert over 67 millioner personbiler på verdensbasis mens det i løpet av 2017 forventes en total produksjon på om lag 100 millioner. I årene framover ser etterspørselen til personbilen å videre øke. I starten av 2015 er det nesten én milliard biler i bruk. Dersom denne utviklingen fortsetter i årene fremover, er det essensielt å minimere energibruken per personbil. Bilprodusentene effektiviserer motor og drivlinje samt reduserer vekt så avgassutslipp kan reduseres. Tap i drivlinje på en personbil kan være oppimot 30 prosent av motoreffekt. Potensialet for forbedring av drivverkstap er stort, som belyser viktigheten av å sette seg inn i hvor tap i de ulike komponentene oppstår[42].

1.3 Målsettinger

Hovedmål: Bestemme virkningsgraden i drivverk på personbil med et dynamometer og sammenligne med teoretiske utregninger ved hjelp av eksisterende formelverk.

1. Sette seg inn i relevant teori og eksisterende formelverk for beregning av virkningsgrad i drivverk.
2. Redegjøre for innovasjon i drivverk på moderne biler som er gjort for å redusere tap.
3. Gjøre tester med dynamometer for å praktisk måle virkningsgrad i drivverk til personbil.
4. Bestemme virkningsgrad i drivverk til personbil teoretisk med eksisterende formelverk.
5. Redegjøre for korrelasjon mellom praksis og teori til virkningsgrad i drivverk og analysere eventuelle avvik.
6. Forbedre korrelasjon mellom formelverk og praksis dersom mulig.

1.4 Begrensninger

- Bruk av rulledynamometer kontra navdynamometer.
- Begrenset av tid.
- Testet kun to forskjellige personbiler på rulledynamometer.
- Motorkurver fra produsent er benyttet for mål på effekt ut av motor på testede personbiler. Svinghjulseffekt skulle vært estimert med motordynamometer.
- Begrenset resultatnøyaktighet på rullende dynamometer grunnet mange testvariabler. Klarte derfor ikke å skille mellom statisk og dynamisk effektmåling.

1.5 Kvalitetssikring

Jeg har gått gjennom rapporten og språkvasket den. Referanser, tabellnummerering, figurnummer, formelnummer og sidetall er sjekket to ganger. Jeg har også brukt malen fra

veileder, utregningene er kontrollert to ganger og kontrollert at alle symboler er kommet med i symbollisten.

1.6 Symboler og terminologi

Tabell 1.1 viser symboler og enheter brukt i oppgaven.

Symbol	Betydning	Enhet
F	kraft	N
F _x	Horisontal kraft	N
F _y	Vertikal kraft	N
P	Effekt	kW, hk
r	Radius, arm	mm
M	Moment	Nm
T	Dreiemoment	Nm
v	hastighet	m/s, km/h
n	omdreining	o/min, rps, rpm
ω	vinkelhastighet	rad/s
α	vinkelakselerasjon	rad/s ²
i	Oversetningsforhold	ubenevnt
I	Massetreghetsmoment	Kgm ²
p	trykk	Pa
F_d	drivkraft	N, kp
t	tid	Sek, min, h

Tabell 1.2 viser samtlige formler benyttet i oppgaven.

Beskrivelse	Formel	Benevning
Effekt	$P = T\omega = Fv$	kW, hk
Momentoverføring	$\frac{M_{ut}}{M_{inn}} = i_{total}\eta^n$	ubenevnt
Oversetningsforhold	$i = \frac{n_{inn}}{n_{ut}} = \frac{\alpha_{inn}}{\alpha_{ut}}$	ubenevnt

Vinkelhastighet/turtall	$\omega = \frac{\pi n}{30}$	rad/s
Akseleffekt, motor	$P_e = iW_e n_a = iV_h p_{me} n_a$	W
Virkningsgrad	$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{inn}}$	ubenevnt
kW til hk	$1 kW = 0.746 \times hk$	
Hastighet og turtall	$v = \frac{2\pi r n}{i_g i_{diff}}$	m/s, km/t
Luftmotstand	$F_L = c \times A \times \frac{\rho}{2} \times v^2$	N
Rullemotstand	$F_R = f_r \times G$	N

Denne seksjonen inneholder essensiell terminologi knyttet til min oppgave:

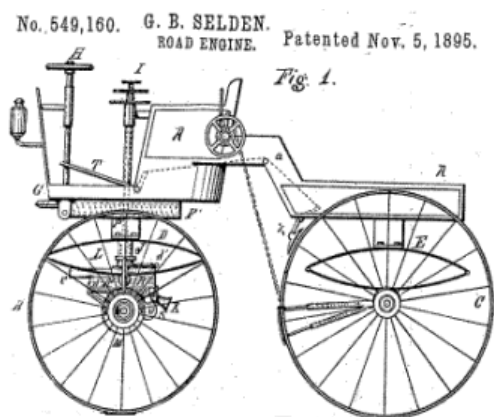
- Drivverk:
drivverk eller drivlinje er betegnelsen på overføringsmekanismen fra motoren til drivhjulene i kjøretøyet.
- Motoreffekt:
Effekten produsert på ett gitt turtall ved fullt pådrag. Kalles også for svinghjulseffekt.
- Motorstyreenhet:
Samtlige moderne biler har elektronisk motorstyring som styrer viktige parametere som blandingsforholdet mellom luft og drivstoff. ”hjernen” i motorstyringen kalles for styreenheten.
- Stigning:
Stigning i veibanen defineres i prosent der 100 % stigning er 45° i forhold til horisontalplanet.
- Vinkelhastighet:
I oppgavens tekst ønsker jeg å forkorte vinkelhastighet med enhet omdreininger per minutt til rpm. Tilsvarende omdreininger per sekund til rps.
- Dynamometerstabilisering:
Det turtallet der dynamometeret klarer å tilføre et bremsemoment slik at motorturtallet

akselereres kontrollert under dynamisk testing. Under statisk testing er bremsemomentet likt dreiemomentet fra drivhjulene på målepunktene.

- Drivhjul:
forhjuls-, bakhjuls- og firehjulsdrift forkorter jeg til henholdsvis fwd, rwd og awd.
- Motororientering: Dersom motoren er orientert vinkelrett på bilens lengderetning er den plassert tverrstilt. Parallell motororientering kalles for langstilt.

2 HISTORIKK OG DRIVVERKSALTERNATIVER

2.1 Historikk



Figur 2.1 viser patentet på Seldens bil [55].



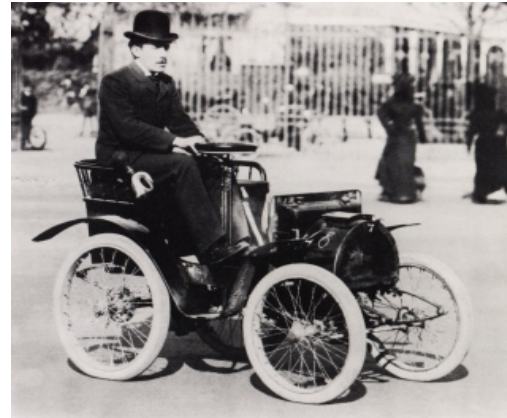
Figur 2.2 viser Benz Patent-Motorwagen [56].

I 1878 laget Amerikaneren George Selden et forhjulsdrevet kjøretøy med en tverrstilt tresylindret forbrenningsmotor. Dette var omlag åtte år før Benz kom på banen med sin bil. Dette la grunnlaget for en omfattende utvikling fram til dagens personbil[44]. Den moderne girkassen ble introdusert av et par franskmenn, Louis-Rene Panhard og Emile Levassor, i 1894. Det tok imidlertid et år før de kunne vise en personbil med en fungerende girkasse. Girkassen hadde tre utvekslinger som kunne benyttes etter dreiemoment- samt hastighetsbehov. Bilen, kjent som Panhard-Levassor, var revolusjonerende. Ikke girkassen isolert sett, men hele drivverkslayouten har blitt brukt som mal for de fleste personbiler bygget i 90 år siden. I motsetning til andre biler på den tiden, hadde den en vertikalorientert motor i front som drev bakhjulene gjennom en kopligng, tretrinns girkasse og en kjededrevet aksel. De eneste moderne drivverkskomponentene som manglet fra denne layouten, var bakaksel med differensial samt drivaksel. Disse komponentene ble derimot introdusert tre år senere, i 1898, av Louis Renault med en vertikalorientert motor med girkasse samt mellomaksel med universalledd. Universalleddet gjorde at man kunne få skikkelig avfjæring bak da leddet muliggjorde vinkelendring. Bakakselen Renault benyttet kom fra Albert de Dion, som fortsatt brukes i moderne tid av store bilprodusenter som Rover, Lancia og Aston Martin[54]. Girkassen hadde såkalt høygir, der inn- og utgående aksel hadde samme turtall som gjorde at den slo igjennom. Renaults konfigurasjon reduserte dekkslitasje kraftig i

forhold til konkurrentene, da differensialen kunne la hjul på samme aksel rotere med ulik hastighet i sving[51].



Figur 2.3 viser Panhard Levassor[57].



Figur 2.4 viser Renault type A[58].

En milepel i differensialens utvikling ble nådd i 1913 da Packard introduserte konisk spiralfortanning istedenfor rettfortanning som kraftig reduserte støy. Støyen ble ytterligere redusert, og så godt som fraværende, i 1926 da Packard byttet fra spiral- til hypoidfortanning. Sistnevnte tannhjulstype er den mest brukte typen i dagens moderne differensialer på tross av lavere virkningsgrad enn spiralfortanning[53]. Differensialspærren debuterte i 1903 på en dampplastebil for å sikre veigrep ved glatt underlag. Det tok likevel 50 år før differensialspærren ble produsert til en populær bil, fra Studebaker.

Første bruk av tørr enplatekoplring var i 1893 av James Frank Duryea. Friksjonsmaterialet i koplringen var ikke dog ikke holdbart nok, som resulterte i at den overopphetet i løpet av kort tid. I 1908 brukte derimot engelske Herbert Froad asbest, som er et tilstrekkelig holdbart friksjonsmateriale for clutch samt bremses. Det viste seg at asbest var helsefarlig som gjorde at det med tiden ble faset ut av materialer som glassfiber samt messing.

Luftfylte dekk ble utviklet av skotten Robert William Thomson i 1845. Thomson er kjent for å forstå at gummi hadde egenskapene til å være tilstrekkelig holdbart for et dekk. På den tiden eksisterte det derimot ikke hjul til dekkene. Det tok omlag 40 år før en annen skotte ved navn John Dunlop patenterte luftfylte dekk til bruk på sønnens sykkel. I tillegg patenterte han vulkanisering av naturlig gummi i 1844, en kjemisk prosess der naturlig gummi gjøres mer holdbart ved hjelp av svovel. I 1895 deltok Edouard Michelin på billøp fra Paris til Bordeaux i Frankrike, som første mann med luftfylte dekk i løp. Det revolusjonerende radialdekket ble utviklet og kommersialisert av Marius Mignol i 1946 da det konvensjonelle dekket hadde nådd sine grenser med tanke på varmeutvikling i hastigheter. Radialdekket var

revolusjonerende da det hadde metalltråder orientert vinkelrett på fartsretningen. Michelin er i likhet med Dunlop en verdenskjent dekkprodusent og har blant annet tidligere vært leverandør av dekk til formel 1[50].



Figur 2.5 viser Dunlops sykkel med luftfylte dekk[59].



Figur 2.6 viser Michelin på Paris-Bordeaux billøpet[60].

I tidlige forhjulsdrevne biler som Citroen Traction Avant ble det brukt universalledd i drivakslene tilsvarende som Citroen benyttet i sin mellomaksel. Grunnet ekstreme vinkelendringer i drivakslene på en forhjulsdrevne bil, vil derimot et universallager komme til kort som en konsekvens av vibrasjoner. På 50-tallet i Mini, med sin tverrstilte frontmotor, kom universallagerets begrensning mer til syne enn før. I 1927 kom ingeniøren Alfred H. Rzeppa med patent for homokinetisk ledd som kunne erstatte universallageret i drivaksler på forhjulsdrevne biler. Homokinetiske leddene tillot en jevn lastoverføring i drivakselen på tross av store vinkelendringer.

I 1904 hadde de fleste bilprodusenter samme girkasseløsning som Panhard-Levassor. Denne manuelle girkasseløsningen er grunnlaget for dagens manuelle girkasser. Største endring var da Cadillac i 1928 introduserte synkroniseringsenheten. Denne endringen muliggjorde jevnere girskift med redusert slitasje mellom girdrevne. Synkroniseringsenheten sørget for at ett sett med gir hadde samme hastighet før tilkobling som hindret smell og ulyder. Før Cadillac presenterte synkroniseringen prøvde blant annet Tom Ford å lage en ny type manuell girkasse. I den verdenskjente T-Forden fra 1908 var det montert en manuell tottrinns planetgirkasse som ble grunnlaget for mange av dagens moderne automatgir-kasser. Model T var den første serieproduserte personbilen der det totalt ble produsert omlag 15 millioner eksemplarer i løpet av 19 år.

Den første automatgir-kassen ble utviklet av Sturtevant i 1904. Gir-kassen hadde to utvekslinger som kunne skiftes uten bruk av kopling men var dog upålitelig og gikk etterhvert i stykker. I 1934 gjorde Reo et forsøk på noe som lignet på løsningen til Sturtevant. Dessverre var det mangel på ressurser og tid som hindret Reo i å videreutvikle tilstrekkelig.

Tre år senere kom Oldsmobile med en firetrinns semiautomatisk løsning der føreren betjente en kopling for å velge revers eller to ulike girserier, høy og lav. Dersom lav serie ble valgt skiftet gir-kassen fra første til andre gir automatisk. På tilsvarende måte i høy serie, ble girskiftet utført fra tredje til fjerde gir. Skiftene innen hver serie ble automatisert av oljetrykk samt to hydraulisk styrte planetgirsett og var prevalgt etter bilens hastighet. Oldsmobile ga gir-kassen navnet AST(Automatic Safety Transmission). Førerens oppmerksomhet ble kun benyttet til å fokusere på veibanen da girskift ble gjort automatisk, som ga opphavet til gir-kassens navn. Denne gir-kassen viste seg å være veldig viktig da GM i 1940 hadde ressurser til å videreutvikle Oldsmobiles semiautomatiske løsning til en god, robust samt holdbar automatgir-kasse. GM's videreutvikling het Hydra-Matic og hadde tre hydraulisk styrte planetgirsett. Planetgir-kassen var koblet til motoren via en fluidkopling som var ferdigstillt av Chrysler fra 1941. Fluidkoplingen var forgjengeren til dagens momentomformer som så dagens lys sammenstillt med automatisk planetgir-kasse fra 1948. Momentomformer og planetgir-kasse er dagens moderne automatgir-kassekonfigurasjon og ble først kommersielt brukt av Buick[37]. Den automatiske gir-kassen ble ytterligere effektivisert på 70-tallet grunnet elektronisk styring av girskift. På 80-tallet ble dobbelclutchgir-kassen utviklet av Porsche som bidro til raskere girskift enn tidligere. Da elektronisk styring til gir-kassen ble tilstrekkelig kompakt, ble dobbelclutchkonfigurasjonen benyttet i motorsportgrener som Le Mans og rally for Porsche og Audi. Volkswagen Golf R32 var i 2003 første serieproduserte personbil med semiautomatisk dobbelclutchgir-kasse[61]



Figur 2.7 viser Porsche 962 som deltok i Le Mans[62].



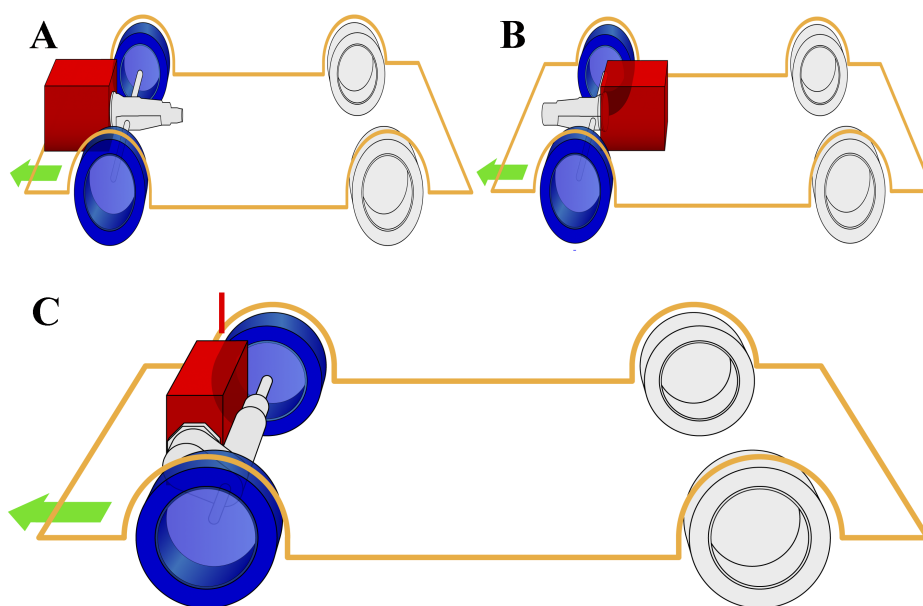
Figur 2.8 viser Audi S1 quattro som deltok i rally[63].

2.2 Drivverksalternativer

Samtlige personbiler er avhengig av en effektkilde som kan skape framdrift. Følgelig må effekten fra motoren overføres til ett eller fler av hjulene. Vanligvis overføres motoreffekten til for-, bak- eller alle fire hjul samt at man kan orientere motor foran, i midten eller bak tverr- eller langstilt.

2.2.1 Forhjulsdrift

Forhjulsdrift er det enkleste og mest effektive alternativet da drivverket har færre deler enn ved bak- og firehjulsdrift.

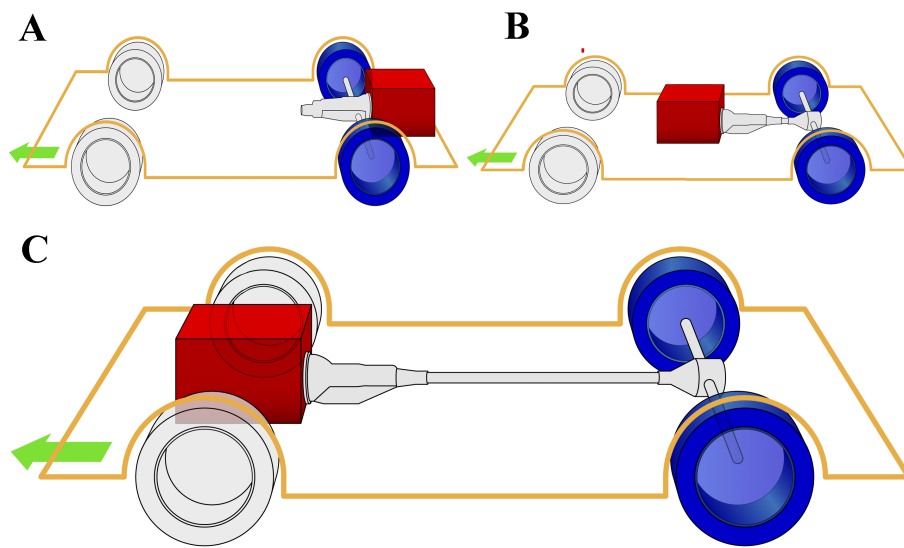


Figur 2.9 viser ulike motororienteringer ved forhjulsdrift[5].

De første vellykkede forhjulsdrevne bilene ble laget omkring 1930. Motoren var da montert rett bak forakselen (se figur 2.9B). Dette forbedrer vektfordeling som gir bedre kjøreegenskaper som kommer av at massetregghetsmomentet flyttes inn mot senter av bilen. På midten av 1900-tallet kom biler som Citroen 2CV med motor montert vinkelrett på forakselen som vist i figur 2.9A. Dette flytter bilens massetregghetsmoment ut fra senter av bilen som er en ulempe, dog var vedlikehold av motor enklere med motor montert bak forakselen. Omtrent samtidig laget den engelske bilprodusenten Lloyd Cars en forhjulsdrevet bil med tverrstilt motor som vist i figur 2.9C. Prosjektet ble fort skrinlagt da

produksjonskostnader var for store og ytelsene for dårlige. På slutten av 50-tallet kom Mini med drivverkløsningen med motor montert tverrstilt. Dagens moderne forhjulstrekkere med tverrstilt motor er basert på Mini sin løsning[5]. Tverrstilt plassert motor vil være det mest effektive alternativet i forhold til langstilt da det inneholder færre drivverkskomponenter som følge av at rotasjonsaksen beholdes gjennom hele drivlinjen samt kortere avstand fra motor til drivhjul.

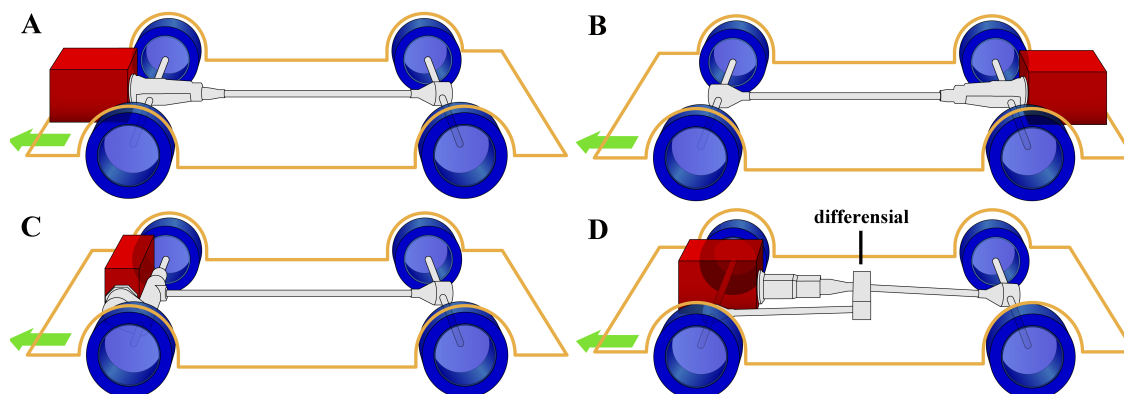
2.2.2 Bakhjulsdrift



Figur 2.10 viser tre ulike måter dreiemomentet overføres fra langstilt motor til bakhjulene[8].

Figur 2.10C viser den vanligste motorkonfigurasjonen på en bakhjulsdrevet bil, der motor er orientert langstilt da rotasjonsaksen skal snus 90 grader i differensialen. Sammenlignet med forhjulsdrift fører dette til flere komponenter i drivverket som vil forringe virkningsgraden. Derimot er bakhjulsdrift et bedre alternativ i sportsbiler blant annet fordi bilens vekt overføres til bakhjulene ved akselerasjon som igjen gir bedre grep. Figur 2.10B er som i C med unntak av at motor er montert lenger inn mot bilens tyngdepunkt. Dette er fordelaktig med tanke på vektfordeling og benyttes i flere sportsbiler. En uvanlig konfigurasjon, som vist i figur 2.10A, er motor montert langstilt over bakakselen, som gir ytterligere fordel ved akselerasjon da motorens tyngde bidrar til ytterligere grep mellom drivhjul og underlag. Denne motorkonfigurasjonen har blitt et varemerke for 911-serien til Porsche[19]. Motor, girkasse og differensial i en kompakt enhet i bilens bakdel fører til kort vei fra motor til drivhjul.

2.2.3 Firehjulsdrift



Figur 2.11 viser fire ulike alternativer for firehjulsdrift[18].

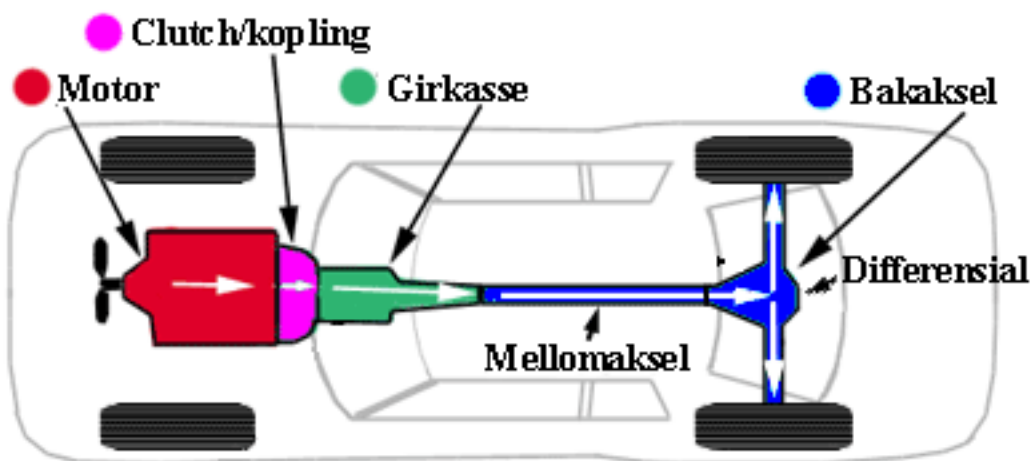
Når samtlige hjul skal drives følger stort tap i drivverk som konsekvens av mange drivverkskomponenter. Ved glatt veiunderlag som snø og grus vil for- og bakhjulsdrift komme til kort sammenlignet med firehjulsdrift. Det skilles mellom permanent drift og drift på enten to eller fire hjul etter behov. På personbiler har det blitt stadig mer vanlig med tohjulsdrift, enten foran eller bak, som kobler over til fire hjul ved begrensede veigrepsforhold. figur 2.11A og B illustrerer denne konfigurasjonen med en fordelingsenhet som kan veksle mellom to- og firehjulsdrift. I figur 2.11C illustreres tverrstillt motor koblet til alle fire hjul der man kan velge mellom forhjuls- og firehjulsdrift. Dersom man ønsker permanent firehjulsdrift kan man benytte seg av en senterdifferensial som vist i figur 2.11D.

3 DRIVVERKSKOMPONENTER

Drivverket i en personbil har følgende essensielle funksjoner:

- Holde bilen i ro samtidig som motor går.
- Overføre motorens dreiemoment og turtall til drivhjulene.
- Skape bevegelse fra stillestående
- Kompensere for turtallsforskjell på inner- og ytterhjul i sving.

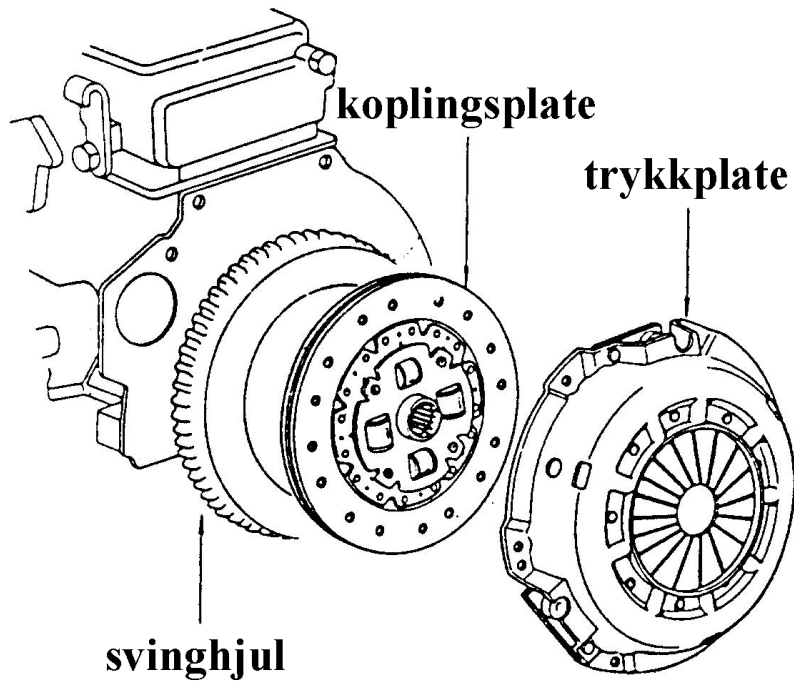
Rotasjonsbevegelsen på en bakhjulsdrevet bil overføres fra motor til drivhjul gjennom kopling, girkasse, mellomaksel, differensial og bakaksel (se figur 3.1).



Figur 3.1 viser hovedkomponentene i drivverk på bakhjulsdrevet bil med frontmontert langstilt motor[1].

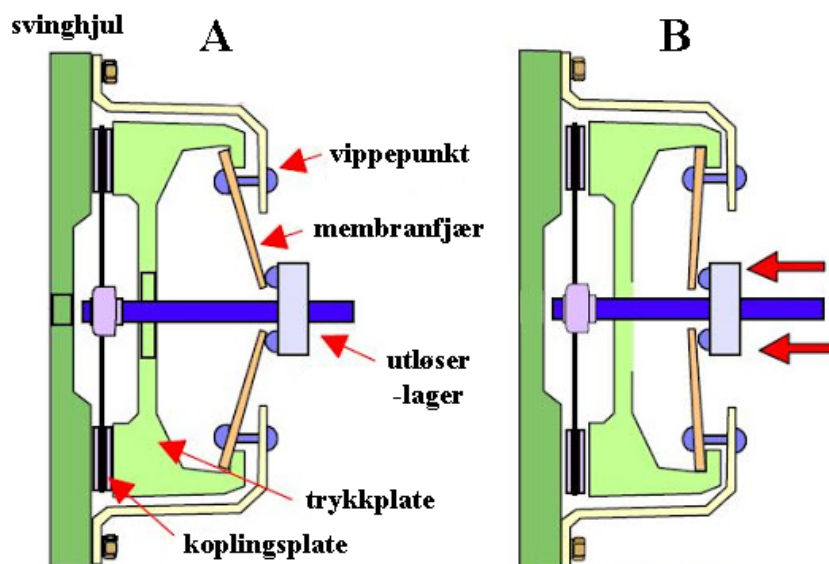
3.1 Kopling

Første overføringsledd ut av motor skjer via koplingen. Koplingens funksjon er å frikoble motor fra drivhjulene ved behov som start/stopp eller ved skifte av gir. Denne frikoblingsmekanismen gjør at man slipper å slå av motoren hver gang man er stillestående. For å illustrere ønsker jeg å ta for meg tørr enplatekopling med membranfjær da dette er et av de vanligste clutchalternativene på dagens moderne personbiler. Fordelen med membranfjær kontra for eksempel trykkfjær er betjeningskomforten ved inntrykk av clutchpedal.

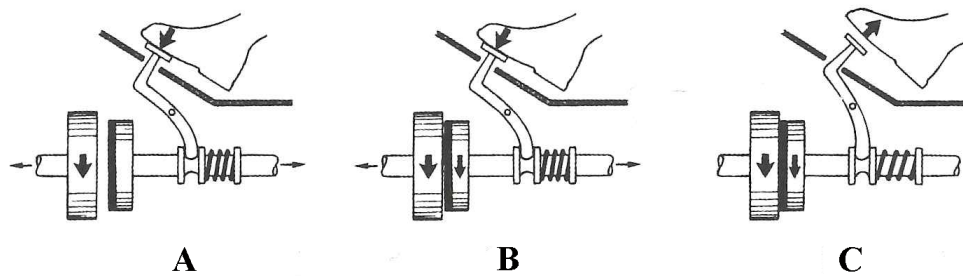


Figur 3.2 viser hovedkomponentene i en membrankopling[9].

Friksjonsbelegget på svinghjulet, koplingsplaten og trykkplaten muliggjør overføring av rotasjon fra motor til girkasse.



Figur 3.3A og B viser sammenstilling av membrankopling i profil. Illustrasjon A viser clutch tilkoblet, mens illustrasjon B viser clutch frikoblet[10].



Figur 3.4A, B og C viser hvordan friksjonskoplingen fungerer når den betjenes av bilens sjåfør[14].

Koplingen kobles fra eller til med clutchpedalen som betjenes av bilens sjåfør. Når clutchpedal ikke betjenes, er utløserlageret ute og clutchen vil være koblet til (se figur 3.3A og figur 3.4C). Trykkplaten presser da koplingsplaten på svinghjulet som dermed gjør at motor og aksel inn på girkasse oppnår samme turtall. I figur 3.3B og figur 3.4A er utløserlaget trykket inn, som frikobler svinghjulet fra clutchsammenstillingen som følgelig frikobler motor fra girkassens inngående aksel.

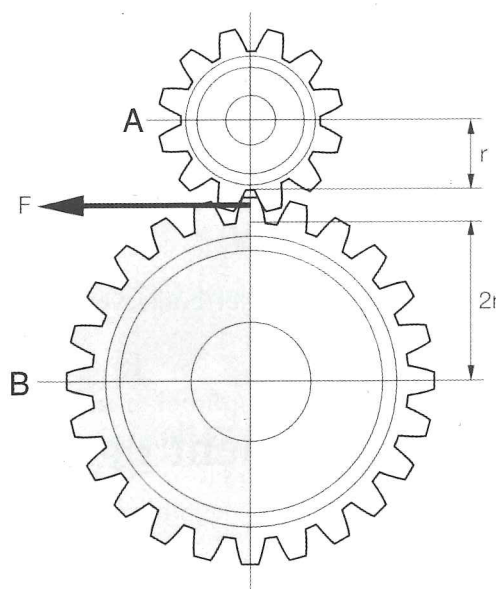
Det skilles mellom tørr- og våtkopling som er de to vanligste hovedtypene. Generelt benyttes våtclutch der mye dreiemoment skal overføres grunnet stor varmeutvikling ved sluring. Våtclutchen er omringet av smørende og kjølede olje som gir lang levetid og en myk tilkopling ved betjening. Oljen tilføres av en pumpe som fører til høyere tap i forhold til tørrplateclutch. I systemer der oljemengden som pumpes inn reguleres avhengig av last, reduseres derimot pumpetapet[33]. Da friksjonsmaterialet kan være glattere enn ved en tørrplatekonfigurasjon, er det vanlig å kompensere potensielt slipp med flere clutchplater. I tilfeller der mye dreiemoment skal overføres, slik som i motorsport, er flerplatekonfigurasjonen utbredt. Tørrplatekoplingen er rimeligere, enklere og skifte ut men har en mindre jevn tilkopling enn våtplatekonfigurasjon[34]. Tap i kopling kommer fra massetregheit og friksjon fra varmeutvikling ved sluring. Sluring oppstår før koplingen er fullstendig tilkopledd som bidrar til høy varmeutvikling. Friksjonsmaterialet må derfor ha en friksjonskonstant som er høy og relativt konstant over et vidt temperaturspekter. I tillegg er det viktig at friksjonsmaterialet er termisk effektivt slik at friksjonsvarmen kan fjernes fra belegget.

3.2 Girkasse

Neste ledd i overføringen er girkassen. For at et kjøretøy skal kunne ha evnen til å bevege seg må motoren kunne levere tilstrekkelig drivkraft på hjulene som er større en den samlede kjøremotstanden. Kjøremotstanden er summen av alle krefter som hindrer kjøretøyets bevegelse og inkluderer akselerasjons- rulle-, luft- og stigningsmotstand.

$$F_d = F_A + F_R + F_L + F_S \quad (3.1)$$

Der F_d er total kjøremotstand på hjulene, F_A er translatorisk og roterende akselerasjonsmotstand, F_R er rullemotstand, F_L er luftmotstand og F_S er stigningsmotstand. Utfordringen for personbiler med forbrenningsmotorer er evnen til å levere dreiemoment på lave turtall der tilgjengelig drivkraft ikke er tilstrekkelig. Turtallsområde for en forbrenningsmotor ligger typisk mellom 600 og 6500 rpm i motsetning til drivhjulene som roterer fra stillestående til omkring 1500 rpm. Denne turtallsforskjellen kan løses ved å redusere turtall fra motor til drivhjul gjennom en tannhjuloverføring med et oversetningsforhold. Det som reduseres i turtall ut på drivhjulene vinnes i tilgjengelig drivkraft.



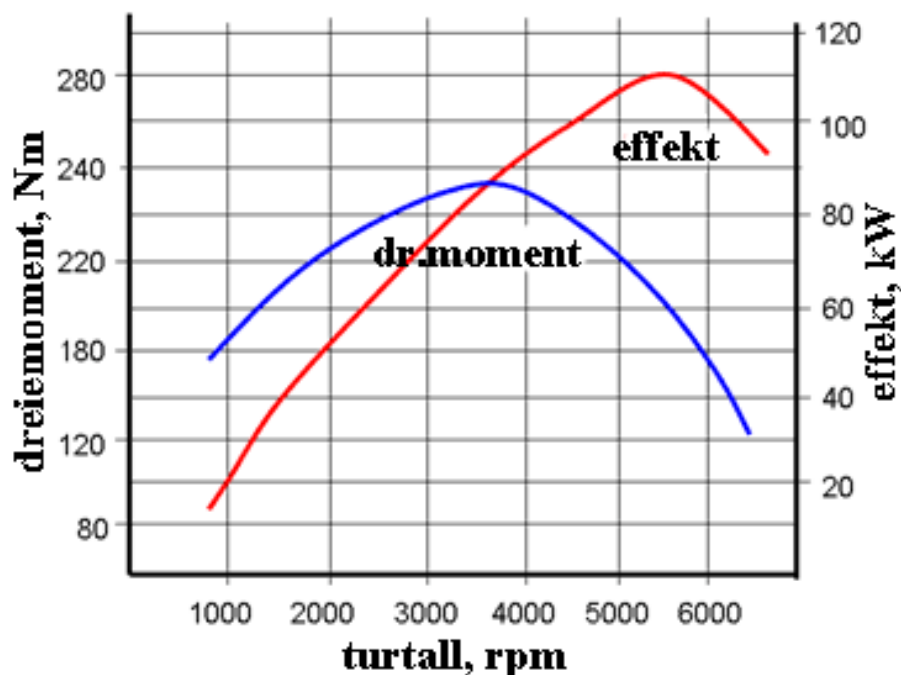
Figur 3.5 viser oversetningsforholdet på tannhjul A som er halvparten så stort som tannhjul B[14].

Av figur 3.5 illustreres en tannhjulsoverføring med utveksling 2:1. Det betyr at dersom tannhjul A roterer 2 omdreininger vil tannhjul B kun rotere en omdreining. Dette er en konsekvens av at tannhjul B har dobbelt så stor radius som tannhjul A. Dersom vi har et moment inn på tannhjul A vil det doble seg ut på tannhjul B[14].

$$M_A = Fr \quad (3.2)$$

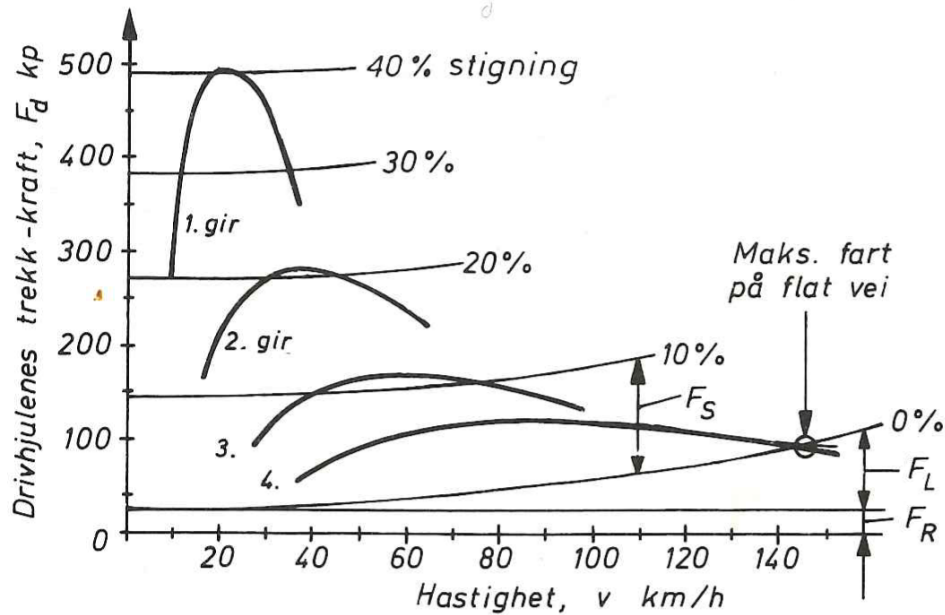
$$M_B = F2r \quad (3.3)$$

Således dobles dreiemomentet mot en halvering av turtall i en 2:1 overføring.



Figur 3.6 viser dreiemoment samt effekt som en funksjon av motorturtall for en personbil. Blå kurve representerer dreiemoment med tilhørende skala på venstre vertikale akse. Rød kurve representerer effekt med tilhørende skala på høyre vertikale akse[11].

Drivkraften F_d som er proporsjonal med dreiemomentet må være minst like stor som den samlede kjøremotstanden fra formel (3.1). På lave turtall med tilhørende lavt dreiemoment, som vist i figur 3.6, vil ikke drivkraften alltid være tilstrekkelig. Med tannhjulsoverføringer i form av gir som har forskjellige utvekslinger kan vi til enhver tid ha tilstrekkelig drivkraft på hjulene i ulike hastigheter som illustrert i figur 3.7. Girkassen gir bilen mulighet til å balansere mellom akselerasjon, toppfart og drivstofforbruk.

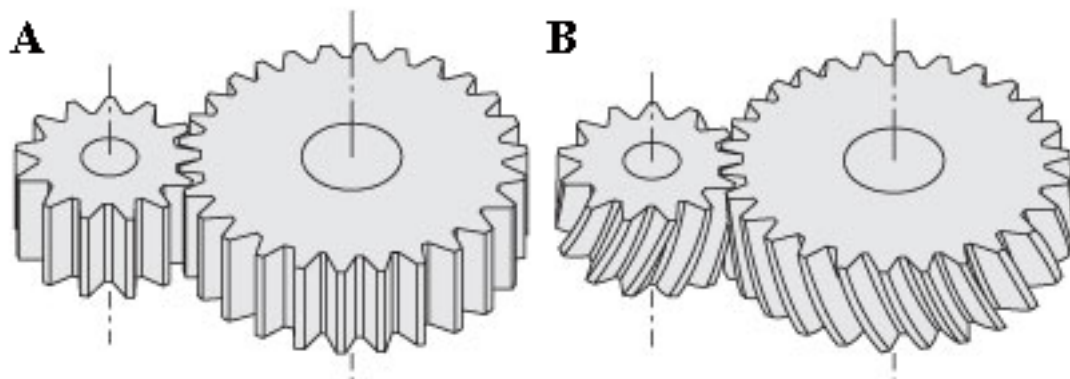


Figur 3.7 viser tilgjengelig drivkraft i fire ulike gir som funksjon av hastighet. De konkave horisontale strekene angir total kjøremotstand (3.1) fra flat vei opp til 40% stigning[13].

Første gir benyttes ved igangsetting for å oppnå høy drivkraft på hjulene i ønsket turtallsområde. Med andre ord reduseres turtallet fra motoren ut på drivhjulene mot en gevinst av høyere drivkraft. Maksimal drivkraft i første gir er omkring 20 km/t, avlest fra figur 3.7, og vil deretter avta.

I moderne girkasser benyttes generelt heliske tannhjul til alle giroverføringer med unntak av revers. Heliske tannhjul er en fortanning der tennene har spiralform. Tennene på heliske tannhjul følger en skruelinjeformet kurve og går gradvis i et glidende inngrep etterhvert som de roterer som vist i figur 3.8B. Denne typen inngrep sørger for en glatt, lydløs, sterk men mindre effektiv overføring i forhold til rettskârne tenner. Følgelig egner heliske tannhjul seg for overføringer der det skal overføres store krefter på høye turtall samt gi lav støy. Figur 3.8A viser rettskârne tannhjul som er en enkel og rimelig konstruksjon. Tanninngrepene er mindre og ikke-glidende sammenlignet med et helisk inngrep. Fravær av glidning gir mindre friksjonstap men mer støy. Spesielt på høye turtall i en girkasse, vil rettskârne tenner gi mye støy men være mer effektivt. Følgelig egner heliske tannhjulsoverføringer seg best i en girkasse grunnet mangel på støy til tross for lavere virkningsgrad[23]. Tap i girkassen kommer fra massetregthet og friksjon. Størrelsen til de lave girene gir størst

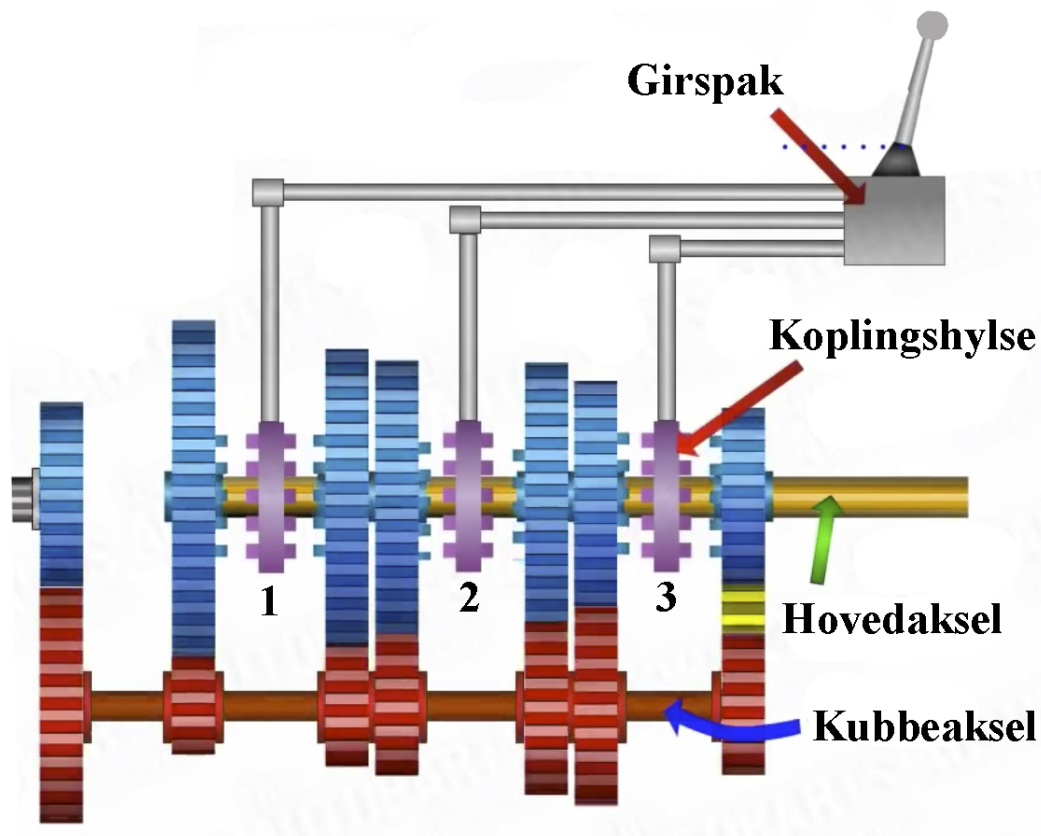
masse­treghetsmoment. Følgelig kreves det mindre dreiemoment for å akselerere et høyt kontra et lavt gir. Friksjonstap kommer av olje i girkasse og lagere.



Figur 3.8A og B viser henholdsvis rette og heliske tannhjuloverføringer[24].

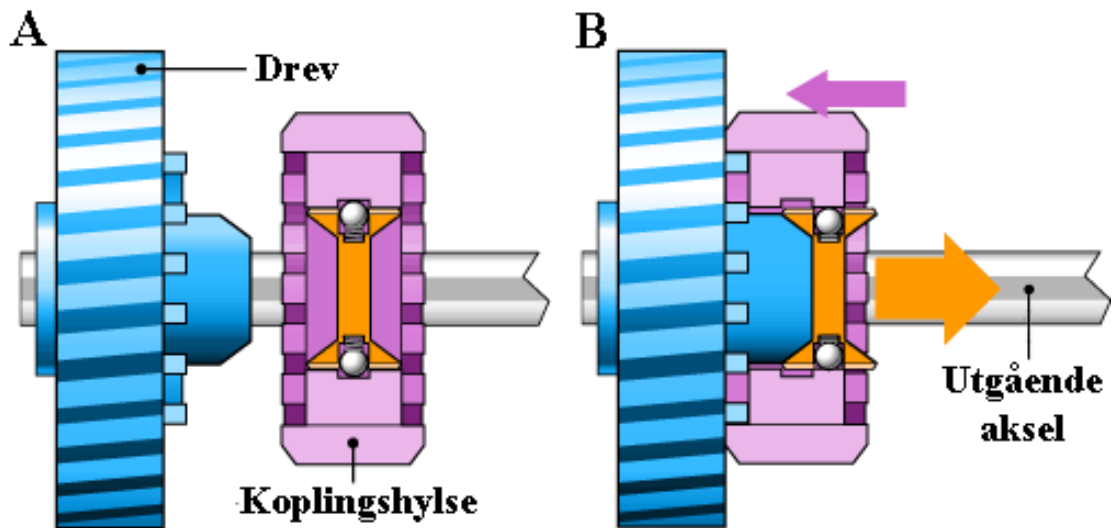
3.2.1 Manuell girkasse

Girkasse med manuell sjalting er en enkleste konstruksjonen som finnes, da girvalg og girskift betjenes av personbilens sjåfør. Fem eller seks gir i en manuell girkasse er vanlig i moderne biler.



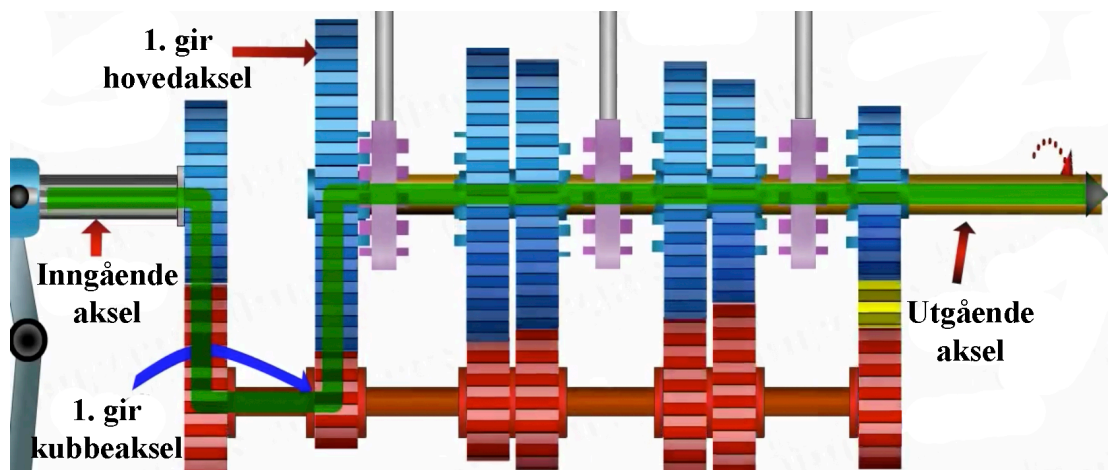
Figur 3.9 viser en manuell girkasse i fri. Koplingshylsene er nummerert fra 1 til 3[21].

En typisk girkasse i en personbil består av hovedaksel, koplingshylse and skiftemekanisme som illustrert i figur 3.9. Girene på hovedakselen er i direkte inngrep med girene på kubbeakselen og roterer følgelig med. Girene på hovedakselen overfører ikke effekt av seg selv da de løper på foringer eller nålelager. Effekten blir derimot overført med koplingshylser som er fastmontert på hovedakselen. Hovedakselen, som er girkassens utgående aksel, kobles til girdrevene med koplingshylsene som låser seg på ved hjelp av en synkroniseringsenhet. Synkroniseringsenhetens oppgave er å sørge for at koplingshylsen og drevet har samme turtall før de kobles sammen.



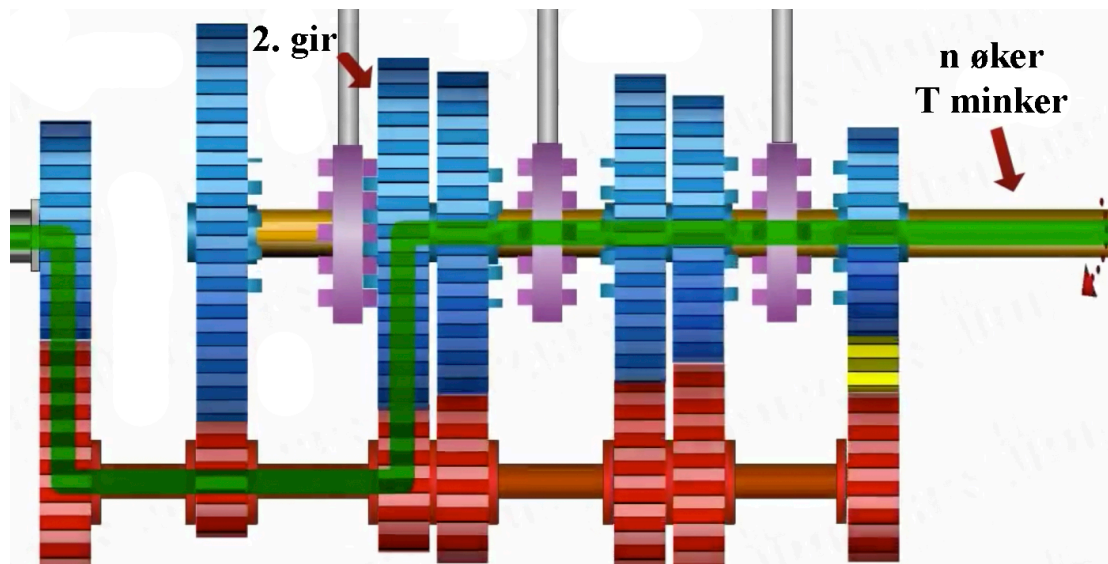
Figur 3.10A og B viser hvordan koplingshylsen med synkroniseringsenhet låser seg på girdrevet[22].

I figur 3.10A er utgående aksel i ro da koplingshylse ikke er i kontakt med drevet som roterer. Friksjonsringer kommer i kontakt med en konisk kopling på drevet som synkroniserer turtall for koplingshylse og drev, før de sammenkobles som vist i figur 3.10B. Denne synkroniseringen av turtall muliggjør smidige girskift uten at bilen må stå i ro. Hver koplingshylse kan beveges høyre eller venstre avhengig av hvilket gir som skal benyttes og opereres med girspaken.



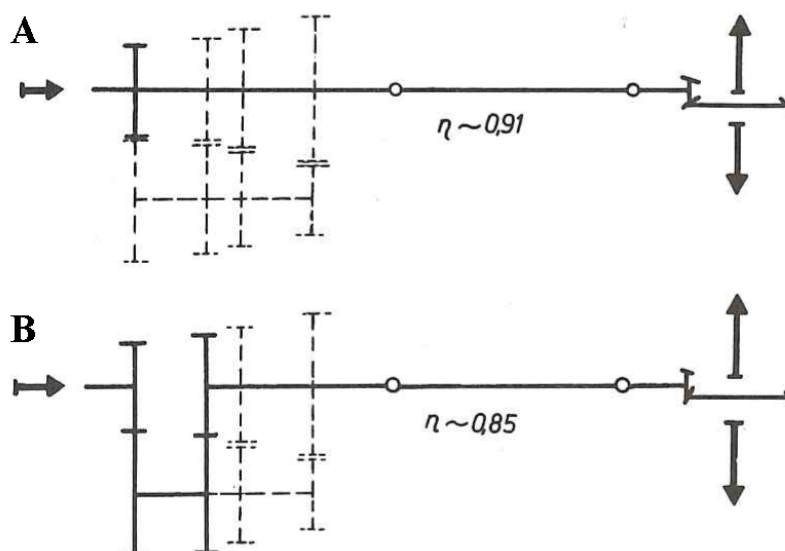
Figur 3.11 illustrerer manuell girkasse i første gir[21].

Når første gir velges, vil den første koplingshylsen føres til venstre og gå i inngrep med førstegirets drev som vist i figur 3.11. Da drevet på hovedakselen har større radius enn drevet på kubbeakselen vil turtallet n reduseres og dreiemomentet T øke.



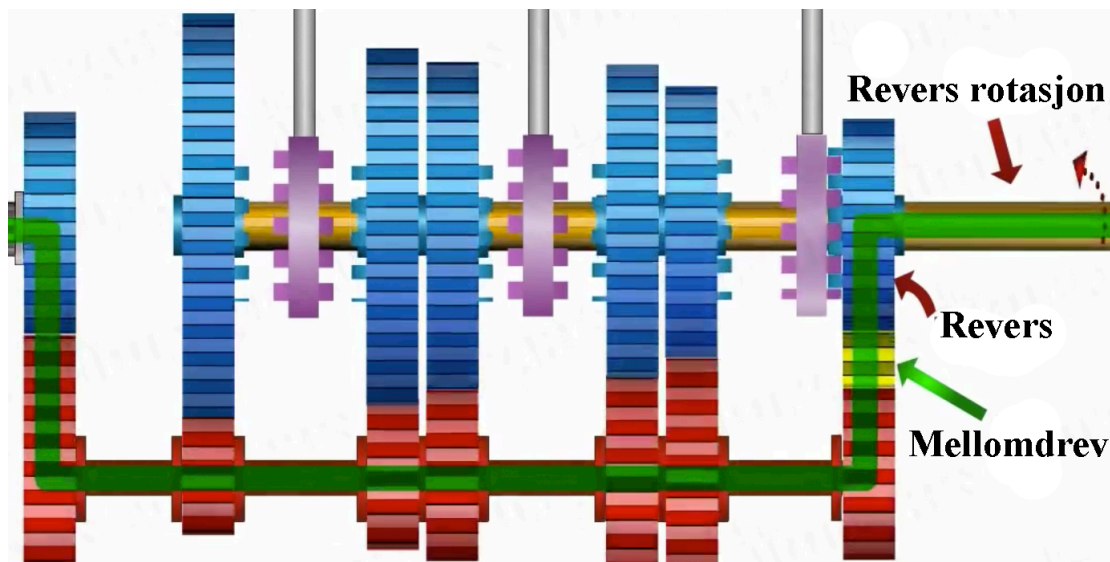
Figur 3.12 illustrerer manuell girkasse i andre gir[21].

I andre gir vil koplingshylsen føres til høyre og gå i inngrep med andregirets drev på hovedakselen, som fører til økt turtall og mindre dreiemoment på girkassens utgående aksel, da andregirets radius er mindre i forhold til førstegirets drev. Valg av tredje-, fjerde-, femtegir og revers gjøres på tilsvarende måte men med andre og tredje koplingshylse. Koplingshysene er nummerert som i figur 3.9.



Figur 3.13A og B viser en firetrinngirkasse med henholdsvis tredje og fjerde gir i inngrep. Girkassens virkningsgrad er høyest for fjerde gir[64].

I enkelte girkasser har fjerde- eller femtegir 1:1 utveksling. Dette er fordelaktig da overføringen i girkassen skjer uten kubbeakselen som gir færre tannhjul i inngrep som fører til mindre tap i girkassen slik som illustrert av figur 3.13.



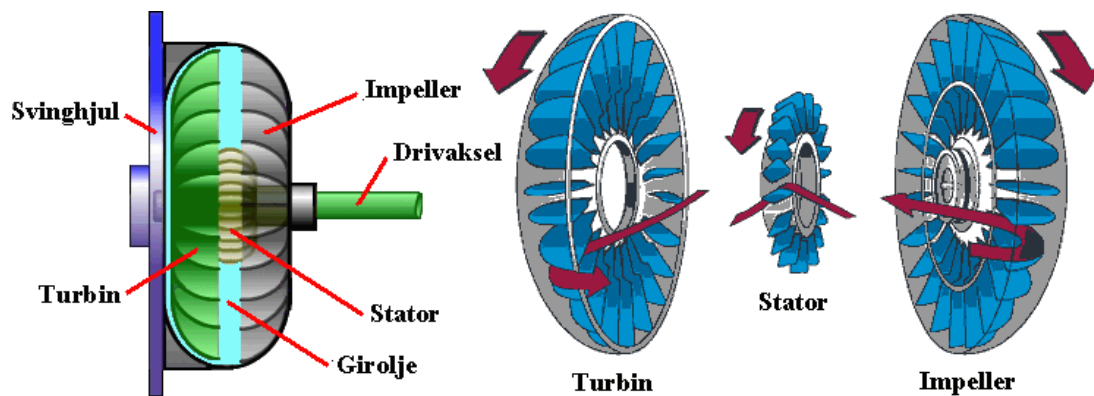
Figur 3.14 viser manuell girkasse i revers[21].

I revers benyttes et ekstra drev mellom kubbe- og hovedaksel slik at rotasjonsretningen kan snus på girkassens utgående aksel som vist i figur 3.14. I motsetning til de andre girene er det ikke vanlig med synkroniseringsenhet i revers. Det vil si at hovedakselen må være i ro når koplingshylsen låses på drevet for å oppnå et jevnt girskift uten slitasje.

3.2.2 Automatgirkasse

Automatgirkassen har hatt en enorm utvikling de seneste årene som har bidratt til at den har mange fordeler over manuell girkasse. I tillegg til at man slipper å gire manuelt, er automatkassene mer effektive som igjen senker forbruket. I nyere biler benyttes elektronisk styring av koplinger som sørger for optimale girskift i forhold til tilgjengelig dreiemoment i turtallsregisteret. Generelt skiller det mellom to hovedtyper, automat- og semiautomatisk girkasse. Automatgirkassen består av momentomformer samt planetgirkasse og semiautomatisk er basert på en manuell girkasse. I en automatgirkasse overføres effekt med en momentomformer og en planetgirkasse. Momentomformeren og planetgirkassen tilsvarer henholdsvis friksjonskoplingen og den manuelle girkassen.

Fra svinghjulet på motoren overføres momentet til en omformer. Momentomformeren er en type fluidkopling der girolje slynges frem og tilbake mellom pumpehjul og turbin for å kunne overføre dreiemoment fra motor til girkasse. Omformerens hovedkomponenter vises i figur 3.15.

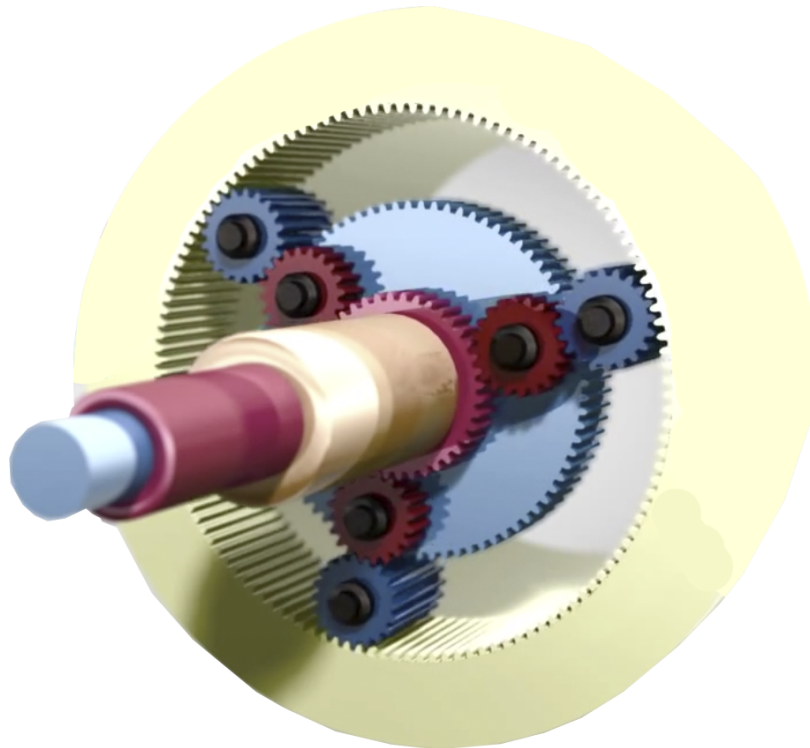


Figur 3.15 viser momentomformer og dens hovedkomponenter[27][28].

Pumpehjulet er koblet til inngående aksel fra motoren og turbinen til girkassen gjennom utgående aksel. Når pumpehjulet roterer slynges oljen ut fra rotasjonsaksen grunnet sentrifugalkrefter som øker proporsjonalt med turtallet. Oljestrømmen fra pumpehjulet føres mot turbinen og vil derfor også rotere da giroljens rotasjonsenergi overføres fra pumpehjulbladene til turbinbladene. Turtallet til turbinen vil dog være lavere enn pumpehjulet grunnet tap fra friksjon og turbulens i giroljen. Denne forskjellen i turtall kalles slipp. Bladene i turbinen er formet slik at oljestrømmen føres inn mot rotasjonsaksen og tilbake til pumpehjulet igjen. Mellom pumpehjul og turbin sitter statoren som endrer retningen på oljestrømmen fra turbin til pumpehjul, som igjen øker momentoverføringen. Ved høyt slipp sørger statoren for at oljestrømmen sammenfaller med rotasjonen til pumpehjulet istedenfor å hindre den, som gir momentøkning. Momentøkning tilført av stator korrelerer med differanse i turtall mellom pumpehjul og turbin. Statoren er ikke sammenkoblet med hverken pumpehjul eller turbin og kan kun rotere fritt en retning, da stator er låst av en enveiskopling. Koplingen sørger for at statoren kun kan rotere samme retning som pumpehjul og turbin. Når pumpehjulet spinner, vil koplingen hindre at statoren roterer motsatt retning og olje sendes i retur til pumpehjul. Oljen som føres ut av senter på turbin trykker på baksiden av stator som da vil rotere samme retning.

Omformerer opererer ulikt ved stillestående start, akselerasjon og i høye hastigheter. Fra stillestående vil pumpehjulet rotere mens turbinen er i ro da bilen er i ro, som gir maksimal slipp og fører til størst mulig momentøkning av stator. Ved akselerasjon er ikke slippet like stort som når bilen er stillestående, som videre gir redusert momentøkning. Ved høye hastigheter er slippet så lavt at en låsekopling kobles til og sørger for direkte overføring, som igjen reduserer tap i overføringen[26].

Momentoverføringen går videre til planetgirkassen etter omformereren. Planetgirkassen er et episyklisk drivverk som innebærer at et drev roterer om akselen til et annet. Figur 3.16 viser en femtrinns planetgirkasse med dobbelt sett planetgir som består av et lite og et stort solhjul som driver henholdsvis hvert sitt sett med tre planethjul. Lille solhjulets aksel er hul og er montert over akselen til det store solhullet der hvert planethjulsett har hver sin planethjulholder. Ulike utvekslinger gjøres via en intrikat kjede av hydraulikk samt koplinger som låser og kobler sammen komponentene.



Figur 3.16 viser en femtrinns planetgirkasse med dobbelt planetsett. Lille solhjul med aksling og tilhørende planetsett i rødt, store solhjul med aksling og tilhørende planetsett i blått og ringhjul i gult[25].

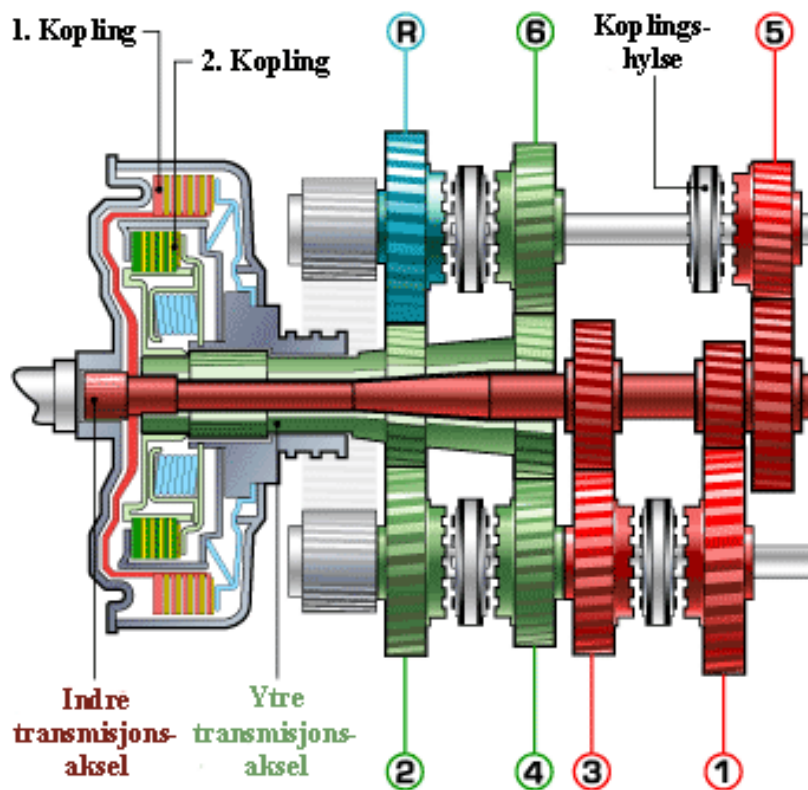
I første gir drives det lille solhullet av momentomformereren som igjen er drevet av motoren. Planethjulholderene hindres i å rotere med hjelp fra en multiplatekopling mens ringhjulet er tilkoblet girkassens utgående aksel. I andre gir er ikke planethjulholderene lenger låst og kan følgelig rotere fritt. Derimot er det store solhullet låst mens det lille solhullet fortsatt er drivende. I tredje gir er begge planetsett låst og gir derfor en 1:1 utveksling da ringhjulet opptrer som inn- og utgående aksel. I fjerde gir er planethjulholderen tilkoblet inngående aksel, store solhullet er låst og ringhjul koblet til utgående aksel. I revers er konfigurasjonen tilsvarende som i første gir med unntak av at det store solhullet er drivende[25].

Tabell 3.1 viser de fem ulike trinnene i en planetgirskasse.

gir	inn	ut	låst
1	Lille solhjul	ringhjul	planethjulholder
2	Lille solhjul	Ringhjul	Store solhjul
3	Ringhjul	Ringhjul	planethjulholder
4	planethjulholder	Ringhjul	Store solhjul
5	Store solhjul	Ringhjul	planethjulholder

3.2.3 Semiautomatiske girskasser

Et annet alternativ til automatisk girskasse er semiautomatisk. En semiautomatisk girskasse gjør samme jobben som en automatgirskasse men er basert på konstruksjonen av en manuell girskasse kontra en momentomformer og planetgirskasse. Ulempen med semiautomatikk, er koplingen som må kobles fra og til ved girskift i motsetning til momentomformeren, som konstant kobler motor og girskasse sammen. Følgelig sørger koplingen for direkte kontakt fra motor til girskasse som kobles fra eller til, mens omformeren kobler motor og girskasse sammen indirekte og til enhver tid ved hjelp av transmisjonsoljen. Således er resultatet en mer kontinuerlig og uavbrutt overføring med en tradisjonell automatgirskasse kontra en automatisert singelclutchgirskasse. Da dobbelclutchkonfigurasjonen derimot ble introdusert, ble semiautomatisk et bedre alternativ til automatgirskassen grunnet raskere girskift, som igjen ga lavere drivstofforbruk.



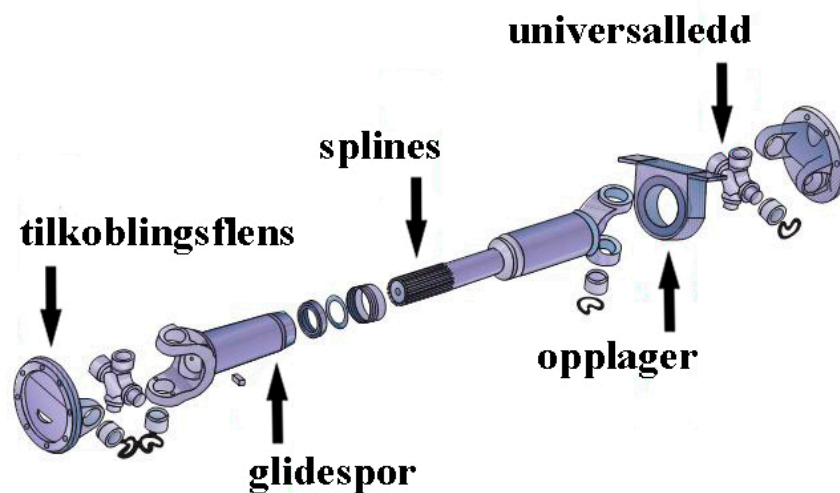
Figur 3.17 illustrerer en semiautomatisk dobbelclutchgirksom med seks trinn samt revers[29].

En dobbelclutchgirksom fungerer som to manuelle girksommer satt sammen. Hver kopligng er styrt av avansert elektronikk samt egne koplignger slik som i en planetgirksom. Når fører av bil ønsker å skifte gir med en manuell girksom blir momentoverføringen diskontinuerlig. Med to clutcher som opererer uavhengig av hverandre, som vist i figur 3.17, kan man gjøre overføringen kontinuerlig. Hver clutch tar for seg henholdsvis partalls- og oddetallsgir som gjør girskifte mer sømløst og raskere enn ved en-clutchkonfigurasjon. Mye av tiden spares da clutchen til påfølgende gir er ferdig synkronisert og tilkoblet før et girskifte.

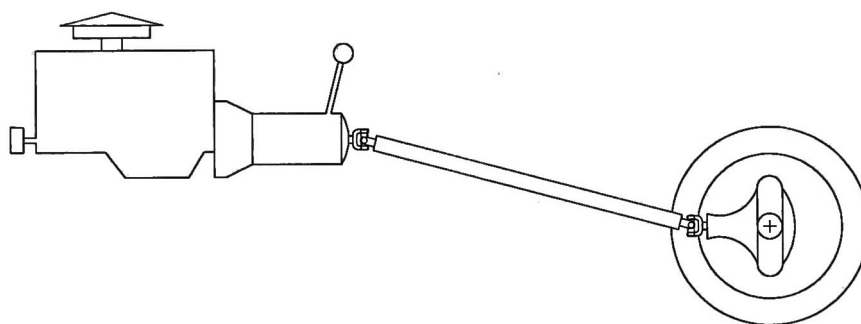
3.3 Mellomaksel

Roterende aksler i drivlinjen må konstrueres på en robust måte for å motstå bøye- og vridningsmomenter. Samtidig er lav vekt av interesse slik at massetregghetsmomentet blir minst mulig[16]. Dreiemoment fra girksom til differensial på en bakhjulsdrevet bil med frontmontert motor overføres av en mellomaksel. Akselen må være riktig konstruert for å kunne motstå vridning fra motorens dreiemoment. Samtidig må nedbøyning fra egenvekt minimeres da vibrasjon vil oppstå grunnet forskyving av tyngdepunkt. Hule aksler velges

vanligvis grunnet lavt treghetsmoment som følgelig gir lav akselerasjonsmotstand. Nedbøying fra egenvekt er uungåelig som vil øke med turtall som følge av sentrifugalkrefter. Denne nedbøyingen vil skape vibrasjoner på gitte turtall som kalles for kritiske. Det kritiske turtallet avhenger av akselens lengde og middeldiameter. Lengden bør være kort nok samt diameteren lang nok slik at akselens kritiske turtall ligger utenfor motorens turtallsområde. I noen tilfeller der lengden er en utfordring er det vanlig å støtte med universallager på midten[43].



Figur 3.18 viser en mellomaksel som har som hensikt å overføre dreiemoment fra girkasse til differensial[6].



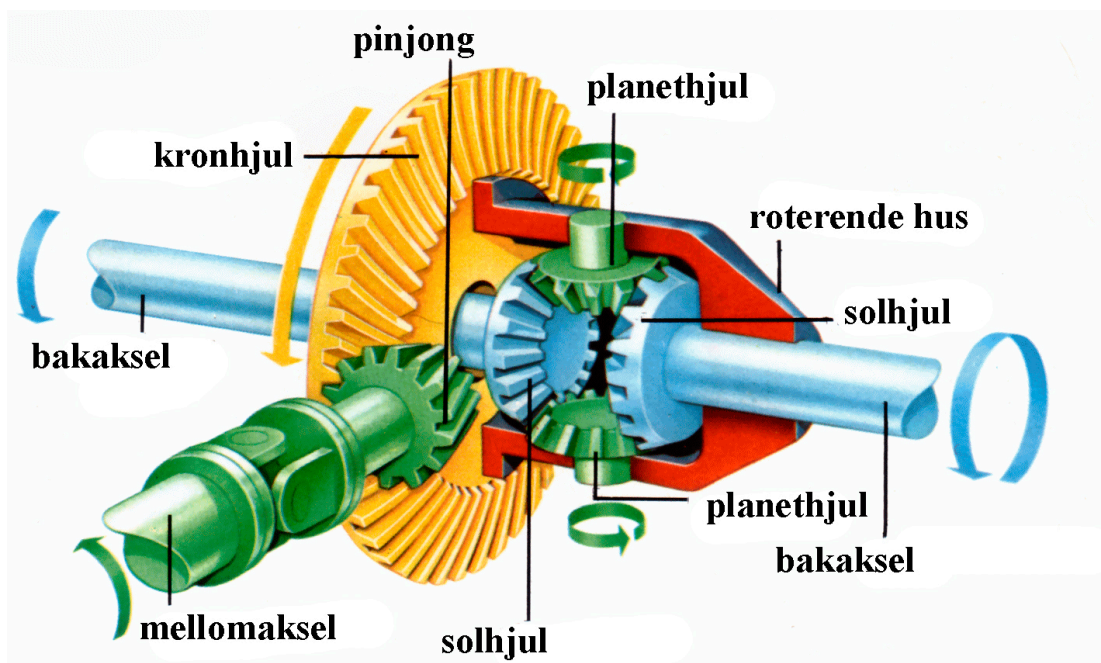
Figur 3.19 illustrerer en mellomaksel med universallager i vinkel[14].

Mellomakselen består av mange deler da den skal kunne tillatte vinkel- og lengdeendringer når bilen fjærer. Universalleddet muliggjør denne vinkelendringen som vist i figur 3.19. Glidesporene gjør at akselen kan bevege seg fritt i egen lengderetning og opplageret holder

akselen på plass som illustrert fra figur 3.18)[17]. På denne måten oppnås en støyfri rotasjonsoverføring uten at girkasse og bakaksel nødvendigvis er i samme nivå[14]. Dersom mellomakselen er lang kan det i enkelte tilfeller være nødvendig med et støttelager på midten. Tap i mellomaksel kommer av massetreghet og friksjon fra blant annet opplagring samt universallager.

3.4 Differensial

Etter mellomakselen skal rotasjonsbevegelsen snus 90 grader til drivakslene, som til sammen utgjør bakakselen. I sving er hvert hjul avhengig av å kunne rotere med ulikt turtall. Følgelig må mellomakselen ha forbindelse med hvert drivhjul som igjen har hvert sitt turtall. Differensialen på en tohjulstrekk overfører halvparten av dreiemomentet til hvert drivhjul samtidig som de roterer uavhengig av hverandre[14].



Figur 3.20 viser komponentene i en differensial på en bakhjulsdrevet bil[7].

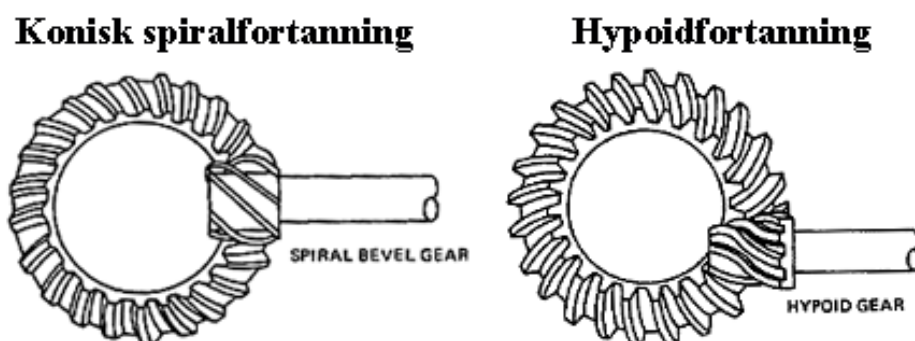
Initielt overføres turtall fra mellomaksel til kronhjul som videre overfører til planethjul med differensialhus, vist av figur 3.20. Det vil si at planethjulet roterer med kronhjulet rundt kronhjulets rotasjonsakse. Dersom drivhjulene har samme turtall vil planethjulene kun rotere med kronhjulet. Følgelig vil solhjulene rotere med samme hastighet uten at planethjulene roterer rundt egen akse. På samme måte vil solhjulene med drivhjul rotere med ulik hastighet dersom solhjul roterer rundt egen akse. Summen av turtall på drivakslene vil alltid være lik

turtallet inn fra mellomakselen korrigert etter utveksling mellom pinjong og kronhjul som vist fra formel (3.4). Det fører til at dersom turtallet på ytterhjulet øker i en sving vil turtallet minke tilsvarende på innerhjulet.

$$\frac{n_{inn}}{i_{diff}} = n_{ut} = n_{ytter} + n_{inner} \quad (3.4)$$

Der n_{inn} er turtall inn på differensial fra mellomaksel, n_{ut} er summen av turtall på begge bakhjulene, n_{ytter} er ytterhjellets turtall og n_{inner} er innerhjellets turtall.

Kronhjulet i figur 3.20 er konisk spiralfortannet som gjør at pinjongen på mellomakselen må ligge langs drivakslenes senterlinje. Dersom hypoidfortanning benyttes kan pinjongen ligge lavere enn senterlinjen som igjen tar mindre plass som illustrert fra figur 3.21. Plassbesparelsen er blant annet en fordel ved at bilens karosseri kan senkes.



Figur 3.21 viser pinjongens angrepspunkt på kronhjulet ved spiralfortanning kontra hypoidfortanning[52].

Hypoide tenner er skrueformede som reduserer støy i forhold til spiralfortanningen da inngrepet er større som også gir ytterligere styrke i overføringen. I praksis er det utfordrende å produsere hypoide tenner som gjør at virkningsgraden er lavere enn ved spiralfortanning. Tap i differensial skjer hovedsakelig i tannhjuloverføringen som muliggjør at rotasjonen kan snus 90 grader. Overføringen smøres av olje som også gir friksjonstap.

Differensialen i figur 3.20 gjør som sagt at drivhjulene roterer fritt og uavhengig, og kalles for åpen. I situasjoner der man har begrenset og variabelt grep fra veiunderlaget vil det være lite heldig med en åpen differensial. Dersom ett drivhjul har grep mens det andre spinner vil alt turtall overføres til det spinnende hjulet og dreiemomentet distribuert til hjulet med grep begrenses av det spinnende hjulet og vil således hindre framdrift. Ved å totalt eller delvis bremse mekanismen i differensialen kan man overføre dreiemoment til hjul som har grep

med underlaget. Dette kalles for en LSD(limited-slip differential) som bedre distribuerer dreiemomentet mellom drivhjulene etter kjøreforholdene.

3.5 Drivaksler

De fleste moderne personbiler benytter uavhengig hjuloppheng, der hvert drivhjul på en bakaksel kan fjære uavhengig av hverandre[12]. Fra mellomaksel og gjennom differensial overføres rotasjonen til halvaksler på hver sin side av differensialen til hvert sitt drivhjul. De to halvakslene utgjør til sammen bakakselen. Akslene er korte i lengde sammenliknet med mellomakselen. I enkelte applikasjoner er akslene massive for å muliggjøre klaring til bevegelse når bilen fjærer. Dersom det ikke er nødvendig kan hule aksler benyttes for vektbesparelse. Den korte avstanden mellom drivhjul og differensial samt stor bevegelse av drivhjul grunnet fjæringsbevegelse, fører til store vinkelendringer og lengdevariasjon i aksel. Kravet til store vinkel- og lengdeendringer løses av homokinetiske ledd med glidespor i enden av hver halvaksel[43]. Dersom vinkelendringene ikke er for store, slik som i noen bakhjulsdrevne biler, vil et universalledd være tilstrekkelig. I en Forhjulsdrevet bil vil store styrevinkler føre til at homokinetiske ledd bør benyttes, da et konvensjonelt universallager vil vibrere. Sykliske vibrasjoner i et universallager korrelerer med vinkelen den blir utsatt for.

På tyngre kjøretøy samt enkelte offroad personbiler skilles det generelt mellom halvtflytende og heltflytende bakaksler. En halvtflytende aksel bærer bilen i tillegg til å overføre dreiemoment i motsetning til en heltflytende som kun overfører dreiemoment. Som en direkte konsekvens av dette egner kjøretøy med heltflytende aksel seg best for å bære store laster. Grunnet lav kost, robusthet og reparasjonsfordeler er stive aksler brukt i tyngre kjøretøy.

4 KJØREMOTSTAND OG TAP I DRIVVERK

Total kjøremotstand er summen av alle krefter som motstrider kjøretøyets bevegelse som vist fra formel (3.1).

4.1 Rullemotstand

Siste overføringsledd i drivlinjen er drivhjulene som sørger for framdrift. Gummien i dekkene sørger for at hjulene roterer uten å skli mot underlaget, men gir dog rulle­motstand. Største andelen av tapet i drivlinjen kommer fra tap i hjulene. Rullemotstanden kan beregnes med følgende forenkling.

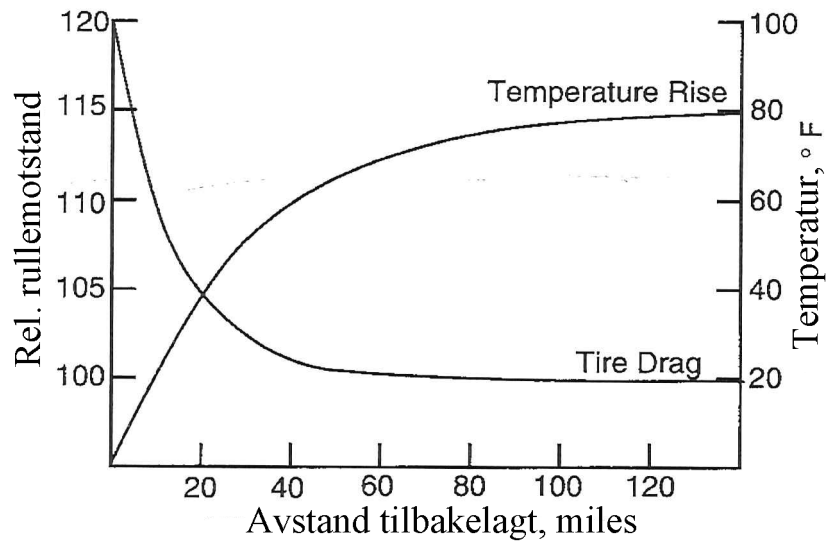
$$F_R = f_r \times G \quad (4.1)$$

Der f_r er friksjonskoeffisient for rulle­motstand og G er bilens totale tyngde. En mulig forenkling er å sette koeffisienten lik 0,015 for glatt asfalt[20]. I praksis er ikke friksjonskoeffisienten konstant men avhenger av faktorer som veiens beskaffenhet, dekktemperatur, dekktrykk og hastighet.

Følgende mekanismer bidrar hovedsaklig til rulle­motstand[12]:

- energitap grunnet deformasjon i dekkets sidevegger nær kontaktflaten.
- Energitalp grunnet deformasjon i gummitrådene.
- Skrubbing i kontaktflaten.
- Dekkslipp i langs- og tverrgående retning.
- Deformasjon i vegunderlag.
- Dekkets luftmotstand.
- Energitalp fra underlagets uregelmessigheter.

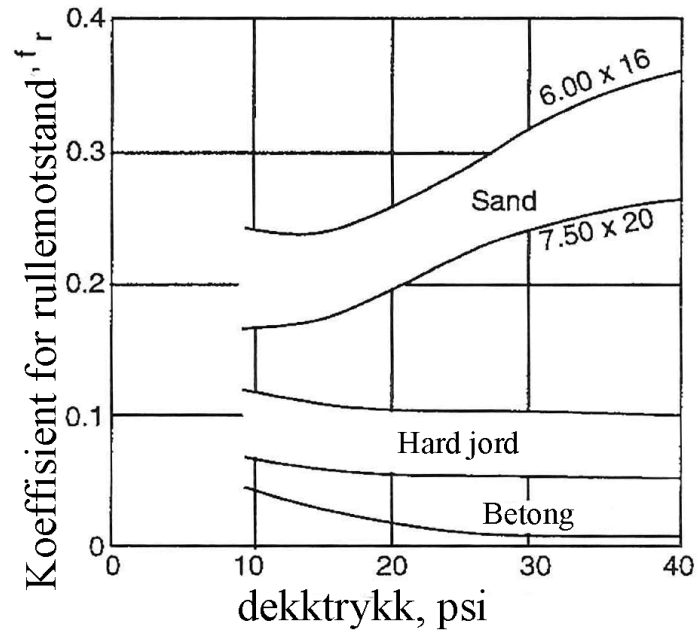
Dekkets temperatur påvirker deformasjon og energitalp i dekket som vist i figur 4.1.



Figur 4.1 viser tilbakelagt distanse som funksjon av relativ rullemotstand samt dekktemperatur[12].

Figur 4.1 viser hvordan rullemotstanden utvikler seg ettersom dekktemperatur øker. Fra kaldstart vil rullemotstand være høy og etterhvert avta ettersom tilbakelagt kjørelengde øker. Etter omlag 20 miles, som tilsvarer over 3 metriske mil, vil rullemotstanden stabilisere seg.

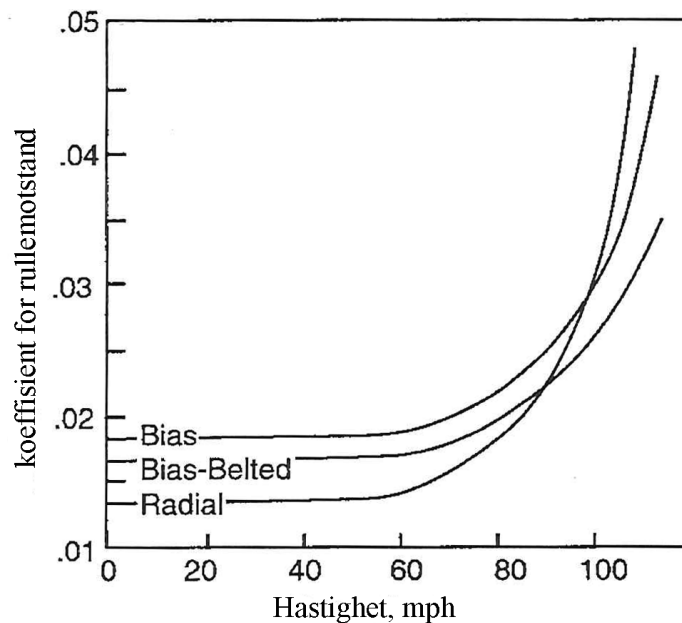
Videre bestemmer dekktrykket i stor grad dekkets elastisitet som igjen påvirker deformasjon i dekkets sidevegger. Sekundært er rullemotstanden også påvirket av underlagets elastisitet. Følgelig må dekktrykket justeres etter underlaget.



Figur 4.2 illustrerer sammenheng mellom friksjonskoeffisient for rullestand, dekktrykk og vegunderlag. Koeffisienten er proporsjonal med faktisk rullestand[12].

Fra figur 4.2 kan man si at dekktrykk bør reduseres for løst underlag da koeffisienten for rullestand reduseres. Reduksjonen kommer av at dekket ikke penetrerer underlaget i like stor grad sammenliknet med hardt underlag. Dermed vil det være naturlig å øke trykket på hardt underlag da sideveggene i dekket blir stivere, som igjen senker rullekoeffisienten.

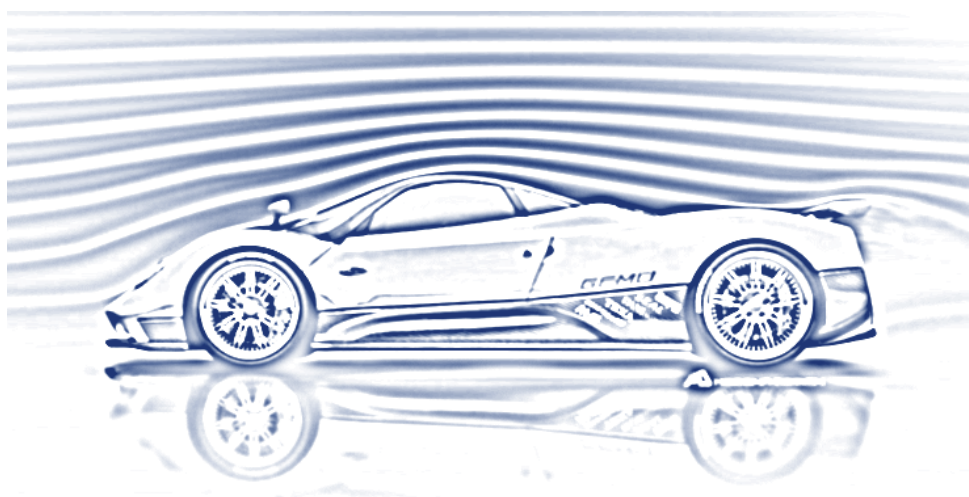
I tillegg til trykk og temperatur i dekket, er hastigheten en faktor som spiller inn på rullestanden. Ettersom dekket ruller fortere vil dekket deformeres og vibrere.



Figur 4.3 viser hvordan rullekoeffisienten endrer seg når hastigheten øker for tre ulike dekktyper[12].

Derimot kan man se av figur 4.3 at hastigheten har liten effekt på rullekoeffisienten fram til omkring 60 mph som tilsvarer omlag 100 km/t. Dersom dekktrykket er lavere enn det anbefalte, vil hastigheten ha enda større betydning. Derfor er det spesielt viktig med korrekt lufttrykk for å unngå unødvendig rullemotstand. Samtlige kommersielle dekk har en maksimal hastighet som ikke skal overskrides. Dersom dette gjøres vil det i for store hastigheter dannes en stående bølge.

4.2 Luftmotstand



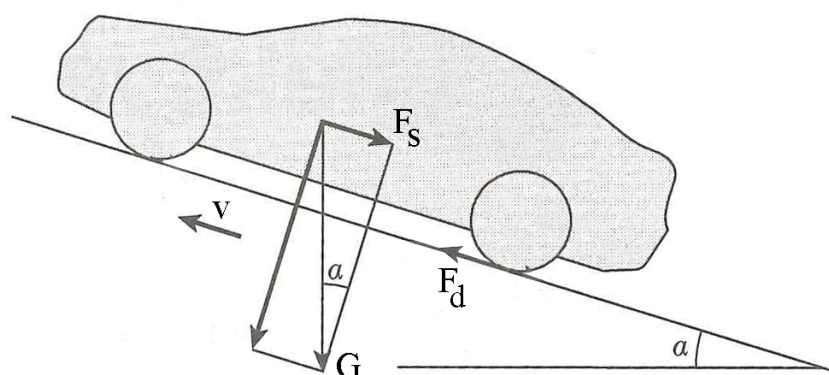
Figur 4.4 illustrerer luftstrømmer i en vindtunell på en Pagani Zonda[46].

De aerodynamiske egenskapene til en personbil avgjør størrelsen på luftmotstanden ettersom den er i bevegelse. Bilens karosseri bør utformes slik at luftmotstanden kan reduseres mest mulig da det vil gjenspeile drivstofforbruk, kjøreegenskaper og støy. I tillegg vil man hindre for mye luftstrøm under kjøretøyet da dette bidrar til løft. De aerodynamiske kreftene på et kjøretøy oppstår fra motstand fra ujevn trykkfordeling samt friksjon fra luftens viskositet[13]. Strømlinjeformede legemer fra naturen, som for eksempel en vanddråpe, benyttes når bilindustrien skal skape aerodynamiske former som produserer lite luftmotstand. Strøm av luft rundt et kjøretøy viser seg å være komplekst som resulterer i at følgende semi-empiriske formel blir benyttet for å estimere luftmotstand[12].

$$F_L = \frac{1}{2} C_D \times A \times \rho \times v^2 \quad (4.2)$$

Der C_D er luftmotstandkoeffisient, A er bilens frontareal i fartsretningen, ρ er luftens tetthet og v er bilens hastighet. Bilens luftmotstandskoeffisient er bestemt empirisk for hver enkelt bil. Lav koeffisient bidrar til lav luftmotstand. Frontarealet er en faktor som representerer bilens størrelse, der lav størrelse gir lav motstand. Lufttrykket avhenger av faktorer som temperatur, trykk og fuktighet. Hastigheten v er variabelen som bidrar mest, der en dobling av hastighet vil gi fire ganger så stor luftmotstand som vist fra formel (4.2).

4.3 Stigningsmotstand



Figur 4.5 illustrerer stigningsmotstand på personbil[20].

Når et kjøretøy befinner seg i motbakke vil vekten av kjøretøyet ha en horisontal komponent, i forhold til kjøreretning, som er motsatt rettet av kraften fra drivhjulene. Stigningsmotstanden regnes ut fra følgende formel.

$$F_S = G \times \sin \alpha \quad (4.3)$$

Der G er bilens vekt og α er stigningens vinkel i forhold til horisontalplanet som vist i figur 4.5.

4.4 Drivverkets virkningsgrad og akselerasjonsmotstand

For en personbil vil det være tap fra motor gjennom drivverket til og med drivhjul. Største tap befinner seg i motor, clutch, girkasse, drivaksler, differensialer, lagere samt drivhjul som vist fra figur 4.6. I tillegg til translatorisk motstand fra akselerasjon vil det være akselerasjonsmotstand fra bevegelige roterende deler i et drivverket på en personbil. Dreiemomentet levert fra motor vil reduseres gjennom drivverket da roterende masser må akselereres[12]. Dreiemomentet på clutch er lik dreiemomentet fra motor fratrukket rotasjonstap i motor.

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (4.4)$$

Der T_c er dreiemoment på clutch, T_e er dreiemoment fra motor, I_e er motorens massetregghetsmoment og α_e er motorens vinkelakselerasjon. Dreiemomentet ut fra girkasse på mellomaksel er lik dreiemoment fra clutch fratrukket rotasjonstap i girkasse multiplisert med utveksling i girkasse.

$$T_m = (T_c - I_g \alpha_e) i_g \quad (4.5)$$

Der T_m er dreiemoment på mellomaksel, I_g er girkassens massetregghetsmoment henregnet til motorakselen og i_g er girkassens utveksling. Sum av moment på bakaksel er lik sum av moment på mellomakselen korrigert med utveksling i differensialen.

$$T_b = F_x r + I_b \alpha_b = i_{diff} (T_m - I_m \alpha_m) \quad (4.6)$$

Der T_b er dreiemoment på bakaksel, F_x er drivkraft på hjulene fra motor, r er hjulradius, I_b er massetregghetsmoment til hjul og bakaksler, α_b er bakakslenes vinkelakselerasjon, i_{diff} er differensialens utveksling, I_m er mellomakselens massetregghetsmoment og α_m er mellomakselens vinkelakselerasjon. Vinkelakselerasjon på mellomaksel fra utveksling gjennom girkasse og vinkelakselerasjon på bakaksel.

$$\alpha_m = i_g \alpha_b \quad (4.7)$$

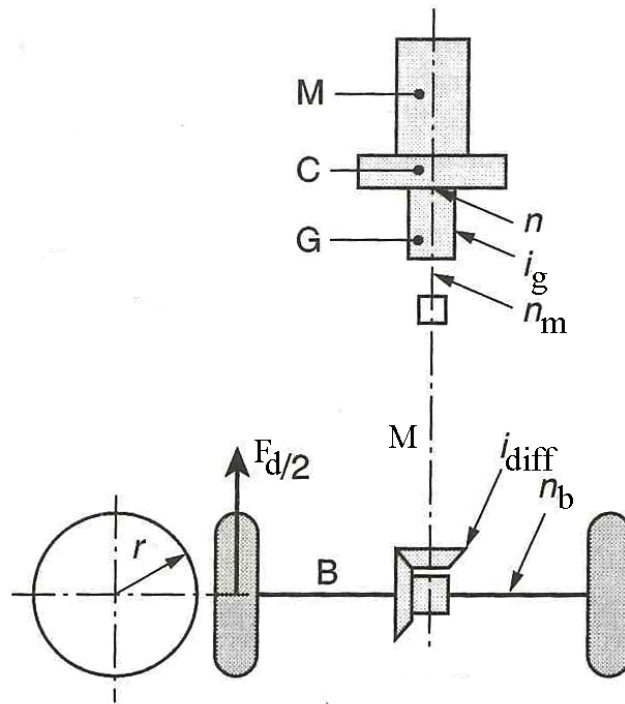
Vinkelakselerasjon på motor fra formel (4.7) samt utveksling gjennom differensial.

$$\alpha_e = i_{diff} \alpha_m = i_g i_{diff} \alpha_b = i_{tot} \alpha_b \quad (4.8)$$

Der i_{tot} er total utveksling i drivverk. Dersom man løser formel (4.4) til (4.8) med hensyn på drivkraft på hjul.

$$F_x = \frac{T_e i_{tot}}{r} - ((I_e + I_g) i_{tot}^2 + I_m I_{diff}^2 + I_b) \frac{a_x}{r^2} \quad (4.9)$$

Der a_x er bilens translatoriske akselerasjon.



Figur 4.6 viser hvordan dreiemomentet fra motoren overføres til drivhjulene på en bakhjulsdrevet bil. M-motor, C-clutch, G-girkasse, M-mellomaksel og B-bakaksel[20].

I tillegg til tap fra massetregghet vil det som tidligere nevnt være friksjonstap i lagre, tetninger, kopligng, girkasse, drivakslar, differensial samt opplagring av hjul. I praksis vil overnevnte tap variere og være konstante eller avhenging av faktorer som temperatur, motorturtall samt last fra motor. Følgende to forenklinger er mulig å gjøre[45]:

1. Multiplisere dreiemoment fra motor med en virkningsgrad η . Faktoren som multipliseres gjenspeiler total virkningsgrad fra motor til og med drivhjul. En tommelfingerregel gir virkningsgrad lik 0,8 til 0,9 for en personbil[12].
2. Regne delvirkningsgrader for hver enkelt komponent gjennom drivverket. Da virkningsgrader for de ulike komponentene varierer er dette utfordrende med tanke på drivverksomfanget i en personbil.

På personbil er det mest praktisk å benytte forenkling 1, da bilens drivverk har mange drivverkskomponenter. Fra metode 1 multipliseres det inn en η som representerer drivverkets samlede virkningsgrad til første leddet i formel (4.9) på høyre siden av likhetstegnet.

$$F_x = \frac{T_e i_{tot} \eta}{r} - ((I_e + I_g) i_{tot}^2 + I_m I_{diff}^2 + I_b) \frac{a_x}{r^2} \quad (4.10)$$

Det første leddet på høyre siden av likhetstegnet i formel (4.10) representerer drivkraft fra motor, mens det andre leddet viser til tap av drivkraft fra massetreggheten til bakaksel, mellomaksel, girkasse og motor(se figur 4.6). Følgelig tilsvarer andre leddet i formelen total akselerasjonsmotstand.

$$F_x = \frac{T_e i_{tot} \eta}{r} - F_A \quad (4.11)$$

Der F_A er akselerasjonsmotstand i drivlinje og tilsvarer andre ledd fra formel (4.10). Uttrykket for akselerasjonsmotstand kan videre simplifiseres ved å legge til et massebidrag som skal gjenspeile drivverkets massetregghet.

$$F_A = (m + m_r) a_x \quad (4.12)$$

Der m er bilens masse og m_r er massebidraget fra massive roterende deler i drivverket. Massebidraget m_r kan bestemmes ved å estimere massefaktoren MF[12].

$$MF = \frac{(m + m_r)}{m} = 1 + 0,04 + 0,0025 \times i_{tot}^2 \quad (4.13)$$

Da totalutveksling er ulik avhengig av valgt gir vil også massefaktoren variere, som igjen gir forskjellig akselerasjonsmotstand. Kraft tilført drivhjul fra motor fratrukket kjøremotstand fra rolle-, luft- og stigningsmotstand gir effektoverskudd på drivhjul.

$$F_{hjul} = F_x - F_R - F_L - F_S \quad (4.14)$$

Effekt fra motor på drivhjul finnes ved å multiplisere formel (4.10) med hjulhastighet og radie.

$$P_{hjul} = T_{hjul}\omega_{hjul} = F_x r \omega_{hjul} \quad (4.15)$$

Der ω_{hjul} og T_{hjul} er henholdsvis drivhjulets vinkelhastighet og dreiemoment. Differansen mellom effekt ut av motor og på drivhjul er samlet effekttap i drivverket. Utfordringen er å estimere dette tapet ettersom moment og turtall varierer. Følgende empiriske formel kan benyttes for å estimere drivverkstap ved full last på gitt turtall[13]. Drivverkstapet som regnes fra formelen er forenklet til å være konstant og uavhengig av turtall.

$$p_{me} = \frac{p_{me}^*}{100} \left[\frac{n^*}{1000} + \sqrt{2i_g - 1} + \sqrt{2i_{diff} - 1 + 4} \right] \quad (4.16)$$

Der p_{me} er middeltrykk som tilsvarer tap i drivlinjen, p_{me}^* er effektivt middeltrykk i motor ved full last og n^* er motorens turtall ved full last. Det effektive middeltrykket i motoren p_{me}^* regnes ut fra effekt og slagvolum.

$$p_{me}^* = \frac{P_e}{iV_h n_a} \quad (4.17)$$

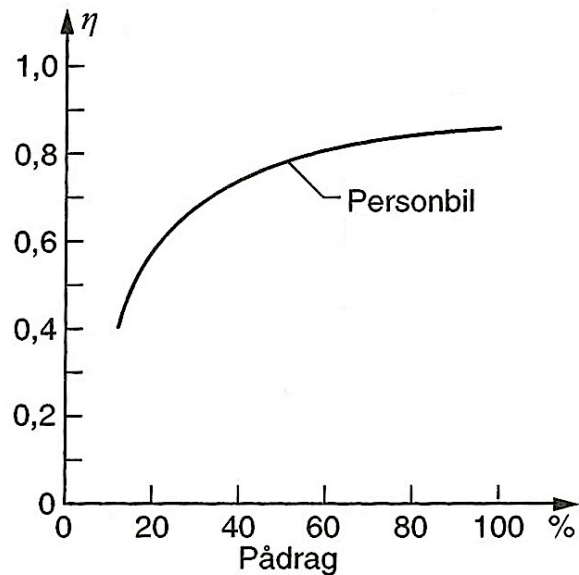
Der i er antall sylindere, V_h er slagvolum per sylinder og n_a er antall arbeidstakter per sekund. Deretter kan man estimere effekttapet som svarer til middeltrykket i motoren.

$$P_{tap} = iV_h p_{me} n_a \quad (4.18)$$

Der P_{tap} er effekttap i drivverk. Fra P_{tap} kan vi definere virkningsgrad som et prosentvis mål på tilgjengelig resterende effekt på drivhjul i forhold til opprinnelig effekt tilført av motor.

$$\eta = \frac{P_{hjul}}{P_e} = \frac{P_e - P_{tap}}{P_e} \quad (4.19)$$

Formel (4.19) benyttes til å beregne tap samt virkningsgrad under testingen som utføres i prosjektoppgaven.



Figur 4.7 viser hvordan drivverkets virkningsgrad varierer med motorpådrag[20].

Figur 4.7 viser at virkningsgraden er høyest ved fullt pådrag som konsekvens av at drivverkstapene ikke øker i samme grad som lasten. Dette kommer av at tapene avhenger av ulike faktorer og kan generelt deles inn i tre kategorier[30]:

- **Tap fra last inn på drivverk fra motor:**

Hovedsaklig friksjonstap i tannhjul der dreiemoment skal overføres, som i girkasse og differensial. Desto mer dreiemoment som overføres, jo større er tapene. Dette kommer følgelig av at lasten henger sammen med dreiemomentet.

- **Tap fra turtall inn på drivverk fra motor:**

Friksjonstap i roterende ikke-lastoverførende deler i girkasse, lager og tetningsringer som avhenger av temperatur og type medie som vann eller olje. Tapene vil øke med turtallet.

- **Konstante tap:**

Tap som ikke avhenger av verken last eller turtall og er således konstante. Forstrammede lager i girkasse og bakaksel vil for eksempel ha konstant friksjon uavhengig av rotasjonsturtallet. Derimot vil friksjonen i lageret henge sammen med temperaturen.

-

4.5 Eksempel

Jeg ønsker å benytte meg av et eksempel fra Lundby, L. for at leseren bedre skal kunne sette seg inn i prosjektoppgaven[13]. Eksempelets oppbygning er identisk med bokens oppgave 1.1 men jeg benytter meg kun av deloppgave **a til e**. Følgende data er oppgitt:

Tabell 4.1 viser oppgitte data i oppgaven[13].

Beskrivelse	Symbol	Verdi
Bilens tyngde med last	G	15000 N
Hjulradius	r	0,295
Frontareal	A	2,72 m ²
Luftmotstandkoeffisient	C _D	0,46
Oversetning i girkasse, 3 gir	i _g	1,25
Oversetning differensial	i _{diff}	4,45
Motors totale slagvolum	iV _h	1600 cm ³
Motors maksimale effekt	P _{max}	36,8 kW ved 66,7 rps
Effektivt middeltrykk, full last	P _{me} *	0,69 Mpa
Motors maksimale dreiemoment	M _{max}	110 Nm ved 50 rps

- Beregn luftmotstanden ved en kjørehastighet på 60 km/t(16.67 m/s) når lufttrykket er 760 mmHg samt lufttemperatur på 20 °C. Beregn tilhørende effektbehov til overvinnelse av denne motstanden.
- Beregn rullemotstanden og tilhørende effektbehov ved en rullefriksjonskoeffisient $f = 0,015$ i 60 km/t.
- Beregn det middeltrykket (p_{mk}) som svarer til effekttapet i kraftoverføringen. Beregn selve effekttapet ved 60 km/t.
- Hvilken akseffekt har motoren ved samme tilstand som det maksimale dreiemomentet opptrer ved? Motorens rotasjonsfrekvens i dette tilfellet gir

en kjørehastighet på 60 km/t for 3 gir. Kontroller dette. Hvor stort er dermed effektoverskuddet ved denne tilstanden?

- e) Hvor stor kraft skaffes av hjulene ved kjøring på flat vei med konstant hastighet 60 km/t? Hvor stort er dreiemomentet på hjulene?

- a) Finner luftens tetthet samt luftmotstanden F_L .

$$\rho = 1,293 \frac{p_b}{760} \frac{273}{T}$$

Der p_b er barometerstand i mmHg og T er lufttemperatur i K.

$$\rho = 1,293 \times \frac{760 \times 273}{760 \times 293} \text{ kg/m}^3 = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$F_L = \frac{1}{2} C_D \times A \times \rho \times v^2$$

$$F_L = 0,46 \times 2,72 \times \frac{1,2}{2} \times 16,67^2 \text{ N} = 209 \text{ N}$$

Der ρ er luftens tetthet i kg/m^3 og v er bilens hastighet i m/s. Dermed kan jeg finne effektbehovet for å overkomme luftmotstanden.

$$P_L = F_L \times v = 209 \times 16,67 \text{ W} = 3484 \text{ W} = 3,48 \text{ kW}$$

- b) Finner rullemotstanden F_R fra formel (4.1).

$$F_R = 0,015 \times 15000 \text{ N} = 225 \text{ N}$$

Effektbehovet for å overvinne rullemotstanden.

$$P_R = F_R \times v = 225 \times 16,67 \text{ W} = 3,75 \text{ kW}$$

- c) Middeltrykket som tilsvarer effekttap i drivverket fra formel (4.16).

$$p_{me} = \frac{0,69 \times 10^6}{100} \left[\frac{4000}{1000} + \sqrt{2 \times 1,25 - 1} + \sqrt{2 \times 4,45 - 1} + 4 \right]$$

$$p_{me} = 83044 \text{ Pa}$$

Effekttapet i 60 km/t fra formel (4.18)

$$P_{tap} = 1600 \times 10^{-6} \times 83044 \times \frac{50}{2} \text{ W} = 3,32 \text{ kW}$$

d) Finner akseffekt ut av motor ved maksimalt moment fra formel (5.1).

$$P_e = 110 \text{ Nm} \times 2\pi \times 50 \text{ rps} = 34,5 \text{ kW}$$

Kontrollerer at hastigheten er 60km/t ved turtall lik 50rps.

$$v = \frac{2\pi r n}{i_g i_{diff}} = \frac{2\pi \times 0,295 \times 50}{1,25 \times 4,45} \text{ m/s} = 16,66 \text{ m/s} = 60 \text{ km/t}$$

Effektoverskuddet ved denne tilstanden er lik akseffekten fratrukket drivverkstap og tap fra luft- og rullemotstand.

$$\Delta P = P_e - (P_{tap} + P_L + P_R)$$

$$\Delta P = 34,5 - (3,32 + 3,48 + 3,75) \text{ kW}$$

$$\Delta P = 23,95 \text{ kW}$$

e) For å holde konstant hastighet på flat vei må drivhjulene levere drivkraft tilsvarende lik motstand fra både luft- og rullemotstand.

$$F_d = F_R + F_L = 209 + 225 \text{ N} = 434 \text{ N}$$

Finner nødvendig dreiemoment på drivhjulene ved å multiplisere med hjulradius.

$$T = F_d r = 434 \text{ N} \times 0,295 \text{ m} = 128 \text{ Nm}$$

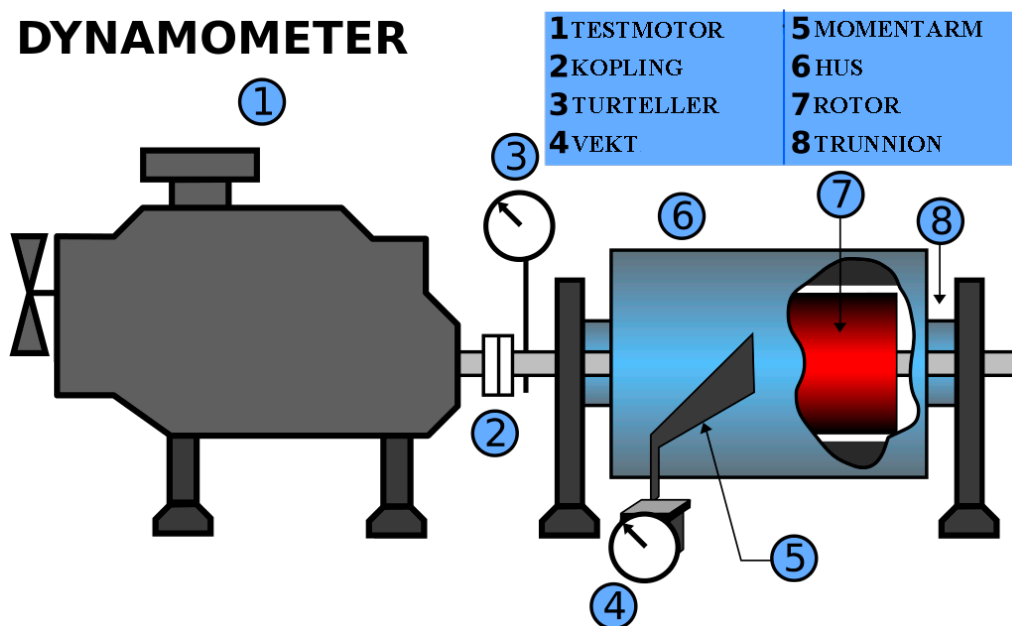
5 DYNAMOMETERTEORI

De fleste bilprodusenter bruker dynamometer som et verktøy til å måle effekt der motor-, rulle-, og navdynamometer er de tre vanligste typene. Det som skiller de tre typene er hvor man ønsker å måle effekten. Dynoen fungerer slik at den påfører et kjent bremsemoment der man ønsker å måle effekt, og når motoren i bilen leverer dreiemoment i tilsvarende størrelse som bremsemomentet fra dynoen, vil motoren holde konstant turtall. Dette kalles steady-state eller statisk måling. Dersom man tilfører et bremsemoment som er lavere enn momentet levert fra motor vil sammenstillingen akselerere. Gitt at man vet differansen mellom bremsemoment fra dyno og dreiemoment levert av motor, kan man bestemme akselerasjonen. Denne differansen holdes konstant av dynamometeret og kalles for kontrollert akselerasjon eller dynamisk måling. Turtall/vinkelhastighet og dreiemoment er kjent så effekt kan beregnes.

$$P = T\omega \quad (5.1)$$

Der P er effekt, T er dreiemoment og ω er vinkelhastighet. Bremsemomentet fra dynoen kan påføres med for eksempel mekanisk friksjon, hydraulikk eller elektromagnetikk. Ved praktisk testing er det essensielt at man har et standardisert system for alle variabler i testforholdene som kan gjøre store utslag på måleresultatene. Variabler som trykk, temperatur, fuktighet samt oljetemperaturer kan gjøre store utslag på ved testingen.

5.1.1 Motordynamometer



Figur 5.1 illustrerer en testmotor koblet til en motordyno[2].

Dersom man skal måle effekt rett ut av motor benyttes motordyno, som gir beste estimat av svinghjulseffekt[15]. Momentet måles ved at man kobler seg rett på motor som illustrert i figur 5.1. Momentarmen er koblet på dynohuset og en vekt er plassert slik at kraften fra huset kan måles. Følgelig er momentet kjent fra kraften, målt av vekten, multiplisert med lengden fra vekt til senter av dynoen. På moderne dynoer er det vanlig å erstatte vekten med elektriske sensorer til måling av dreiemomentet, grunnet nøyaktighet i målinger. Sensoren måler et elektrisk signal som er proporsjonal med dreiemomentet. Motoren kan ikke sitte montert i bilen dersom motordyno skal benyttes, og egner seg derfor best til utvikling og testing. Således kontrolleres for eksempel viktige parametere som forbruk, drivstoff/luft-forhold og holdbarhet og kan følgelig brukes i enden av en produksjonslinje.

5.1.2 Navdynamometer



Figur 5.2 viser en navdyno som er koblet rett på navet til drivende aksel[4].

I navdynoen fjernes hjul på drivende aksel slik som vist i figur 5.2. Da dyno er koblet rett på nav neglisjeres tap fra hjul samt eliminerer usikkerhet i måling fra slipp. Sammenlignet med rulledynoen er navdynoen bedre egnet dersom man er ute etter presise mål. Hvis man skal konstruere eller gjøre endringer på program til styreenheten i en motor er det essensielt med nøyaktige mål på turtall og dreiemoment. Navdyno egner seg således best for utvikling av motor montert i bil.

5.1.3 Rulledynamometer, "Rullende landevei"



Figur 5.3 viser bil plassert på rulledyno. I dette tilfellet måles effekt på bil med awd[3].

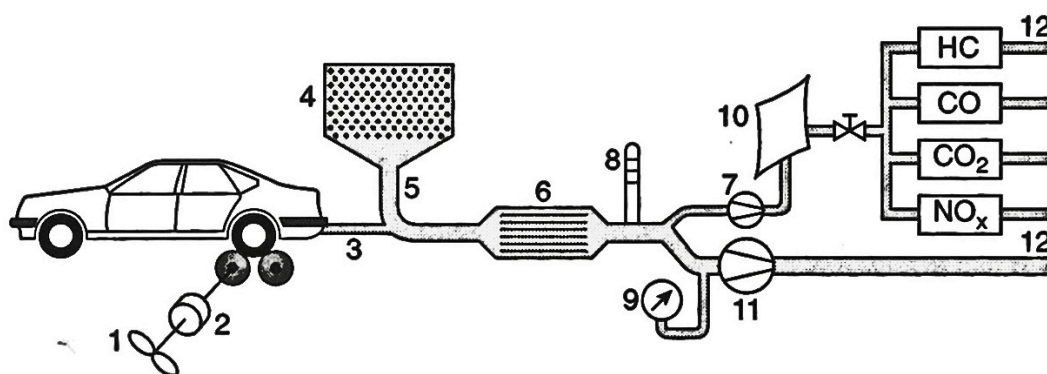
Kalles også for rullende landevei. Denne typen dyno måler tap i hele drivlinjen fra motor til og med drivhjul. Drivhjul plasseres på ruller, vist fra figur 5.3, som bremses etter samme prinsipp som i motordyno. Utfordringen med denne typen er å ha tilstrekkelig friksjon mellom hjul og ruller for å unngå for mye slipp. Spesielt ved måling av maksimal effekt kan målet bli lite presist dersom hjulene skulle slippe.

Mange dynospesialister tilbyr effektestimater på svinghjul som i praksis kan være et dårlig estimat. Maksimal effekt måles først og deretter kjøres motor opp på maks turtall. Turtallet vil da synke, grunnet motstandsmoment fra drivlinje og hjul som gir en kjent bremseeffekt. Denne effekten legges til det maksimale effektmålet på drivhjulene som skal gi estimat av effekt på svinghjul. Denne måten kalles coast-down måling. Problemet med dette estimatet er at forutsetningene ved coast-down er ulik i forhold til målet av maksimal effekt på drivhjulene. Ved coast-down tilføres det ikke last i drivlinjen, som gjør at alle lastavhengige tap ikke eksisterer[30]. Rulledyno egner seg derfor til å finne et omtrentlig estimat av effekt på drivhjulene som følge av stor eventuell usikkerhet i måling. Beste måten å estimere totalt

tap i drivlinje på, er å måle effekt med henholdsvis motordynamometer og navdynamometer. Et eksempel på dynamometerberegninger er vist i Vedlegg 1.

5.1.4 Utslipp og avgasskrav

I tillegg til å måle effekt har dynoer et sekundært bruksområde, å måle utslipp. I Norge er det gitte grenseverdier på utslipp som må følges og opprettholdes. For å kvalitetssikre den norske bilparken benyttes periodisk kjøretøykontroll der samtlige personbiler skal kontrolleres minst hvert annet år.



Figur 5.4 illustrerer personbil på rulledynamometer med avgasslaboratorium. 1 Brems, 2 svingmasse, 3 avgassrør, 4 luftfilter, 5 ekstra lufttilførsel, 6 kjøler, 7 volumstrømmåler, 8 termometer, 9 trykkmåler, 10 gassopsamling, 11 vifte, 12 utløp[20].

Til utslippstesten benyttes en rullende landevei slik som beskrevet på side 49. Dynoen er forhåndsprogramert etter en gitt kjøresyklus slik at alle personbiler kan sammenliknes etter et standardisert system. [20] Denne kjøresyklusen er kjent som EUDC¹-syklusen og benyttes i Norge og Europa. I løpet av syklusen vil enden av eksosanlegget kobles til et avgassrør, vist av figur 5.4, som videre akkumuleres i en plastsekk. Deretter kan man måle innholdet av HC, CO, CO₂ og NO_x i sekken. Ut fra dette kan man estimere gjennomsnittlig utslipp av gass og

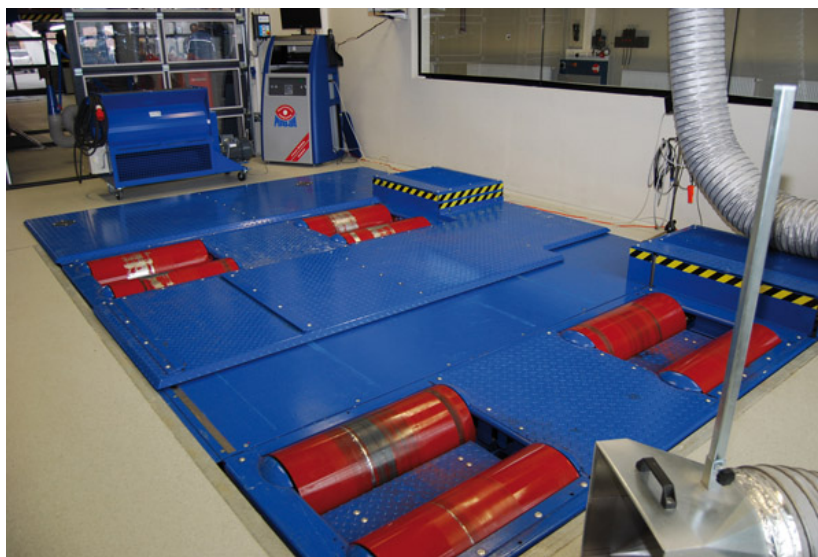
¹ Extra Urban Driving Cycle

² Worldwide harmonized Light Vehicles Test Procedures

bensinforbruk. EUDC-syklusen ble introdusert på 70-tallet og har blitt oppdatert siden, men viser seg til tross for dette å gi et lavt estimat på drivstofforbruk. Faktorer som stor teknisk utvikling og et endret trafikkmønster gjør testsyklusen lite egnet for moderne avgasstesting. Som en direkte konsekvens utvikles det en ny standardisert testsyklus. En ny standardisert testsyklus kalt WLTP² utvikles og er ventet ferdig i løpet av 2015 for å gi et bedre estimat på avgass og utslipp[47].

5.2 Maha LPS 3000

I denne prosjektoppgaven ble “rullende landevei” av typen MAHA LPS 3000 benyttet for å bestemme virkningsgrad i drivverk på utvalgte Toyota personbiler. Dynoen kan bremse både statisk og dynamisk på kjøretøy med firehjulsdraft med hjuleffekt opp til 260 kW. Tilsammen er det to elektromagnetiske bremsere av typen virvelstrøm, som er den mest utbredte og vanligste bremsetypen på dynoer. En metallskive, vanligvis i jern, roterer i et magnetisk felt som motstrider skivens rotasjon og følgelig bremser skiven. Styrken på det magnetiske feltet er proporsjonalt med bremsemomentet, og styres av en datamaskin[31].



Figur 5.5 viser dynamometeret som benyttes til testingen[32].

² Worldwide harmonized Light Vehicles Test Procedures

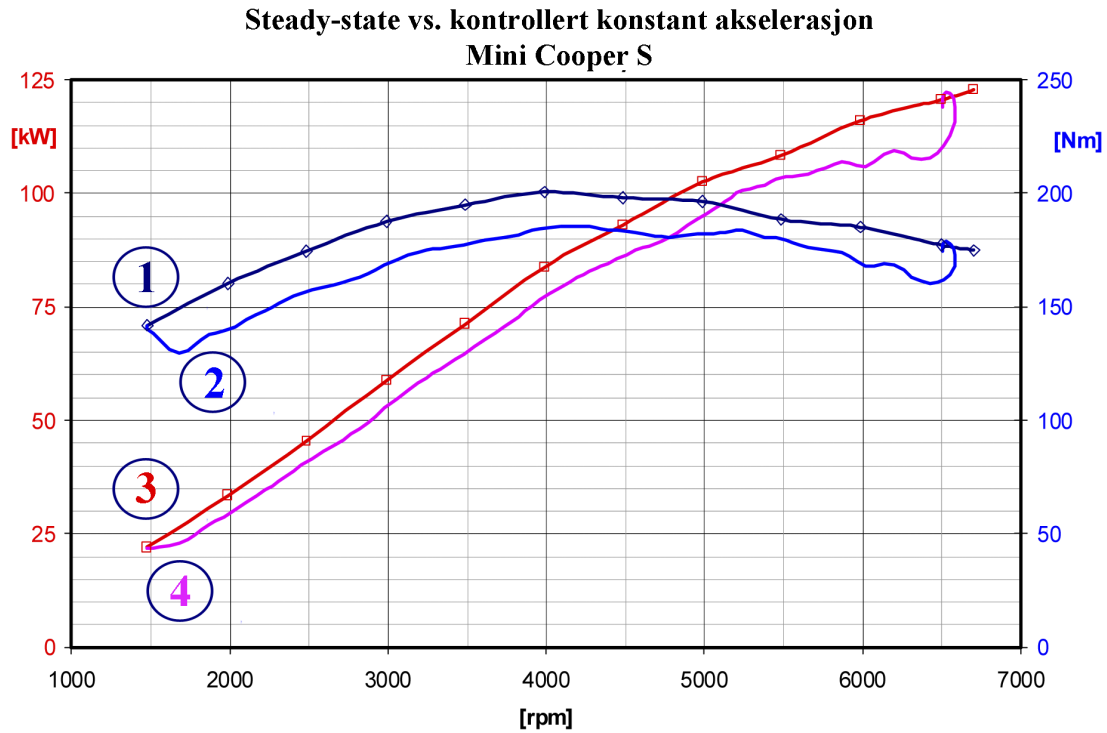
5.3 Testmetoder på dynamometer

Maha-dynamometeret muliggjør to potensielle testmetoder, steady-state(statisk) samt kontrollert akselerasjon(dynamisk). Den gamle tradisjonelle måten å måle på er statisk. Denne testingen er mest relevant for motorer som jobber med lite variasjon i turtall og last. Eksempler på slike applikasjoner er industrimotorer, generatorer, små håndholdte motorer, gressklippere og arbeidsmaskiner. Det er godkjent å bruke statisk måling for å estimere dreiemoment og effekt på et dynamometer[39].

Tabell 5.1 viser faktorer som taler for og mot bruk av statisk måling.

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none">- Industristandard.- stabilisering før måling.- en måling av gangen på spesifiserte turtall.- måletid kan spesifiseres der gjennomsnittseffekt i tidsintervallet blir beregnet.- godt definert, lett å verifisere.	<ul style="list-style-type: none">- krever høy kjølekapasitet i bilens motor.- kan føre til tenningsbank.- generell overopphetning i drivverk, motor og eksosanlegg.

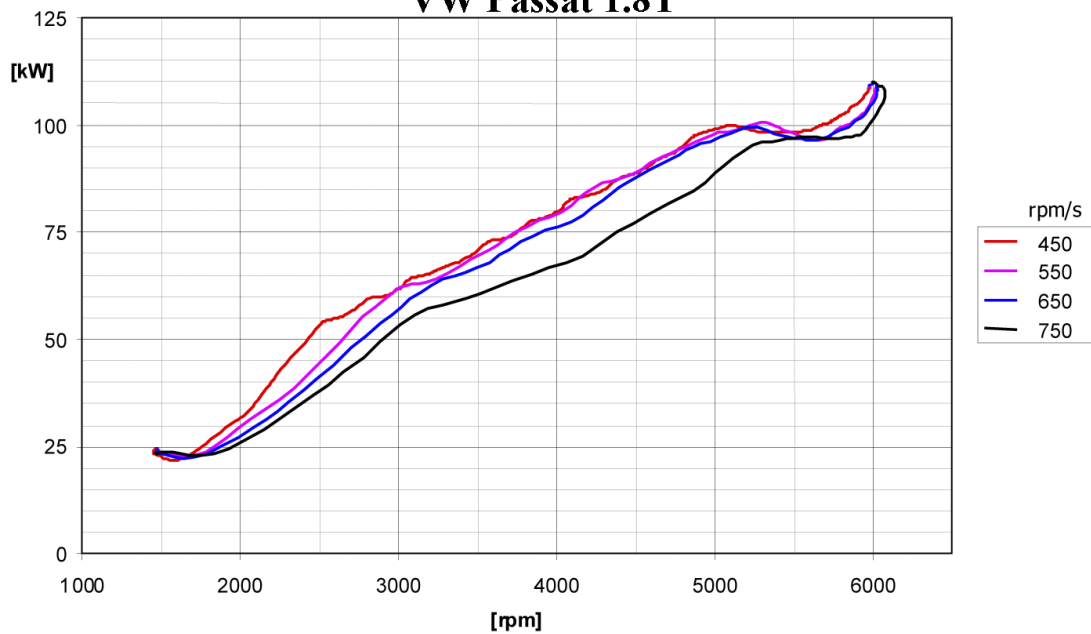
Sekundært bør dynamisk testing benyttes i tillegg til statisk da dette i større grad gir et representativt lasttilfelle. I praksis vil ikke bilens motor bli belastet fullt ut og samtidig holde konstant turtall med unntak av ved toppfart. Ved full last vil derimot bilen akselerere i ulik grad avhengig av valgt gir. Hvor fort bilen akselererer eller akselerasjonsgraden, korrelerer med tap fra massive roterende deler. Videre ønsker jeg å illustrere ulikheten mellom statisk og dynamisk måling ved hjelp av tester utført av Rototest Research Institute(RRI)[30].



Figur 5.6 viser dreiemoment samt effekt på drivhjul som funksjon av turtall for steady-state kontra kontrollert konstant akselerasjon for en Mini Cooper S. Måling utført på navdynamometer[30].

Av figur 5.6 ser vi at testresultatene varierer for steady-state kontra ved akselerasjon, da tap i drivverk er ulikt. Under akselerasjon er det totale tapet større grunnet økt lastavhengig tap i drivverket slik som beskrevet i 4.4. Kurve 2 og 4 er henholdsvis dreiemoment og effekt under kontrollert akselerasjon. Kurve 1 og 3 viser tilsvarende under steady-state måling.

Effekt i ulike akselerasjonsgrader VW Passat 1.8T



Figur 5.7 viser effekt på drivhjul som funksjon av akselerasjonsgrad for en Volkswagen Passat 1.8T. Måling utført på navdynamometer[30].

Figur 5.7 viser at effekt ut på drivhjul reduseres når akselerasjonsgraden øker som konsekvens av at lastavhengige tap korrelerer med hvor fort motoren akselererer. Sort kurve viser, for eksempel, høyeste akselerasjonsgrad som gir laveste effektestimert på drivhjul grunnet størst lastavhengig tap.

6 DYNAMOMETERRESULTATER KONTRA TEORETISKE BEREGNINGER

Ved testing ble følgende variabler overvåket, for i størst mulig grad oppnå stabile og gode resultater.

- atmosfærisk trykk
- luftfuktighet
- temperatur i testområdet
- motorens innsugstemperatur

I tillegg ble bilene kjørt varme slik at olje i motor og drivverkskomponenter kunne stabilisere seg. Friksjon og viskositet avtar vanligvis når oljetemperatur i differensial og girkasse stiger. For varm smøreolje gir redusert viskositet og smøreevne. For å verifisere tilstrekkelig oppvarming av olje ble kjølevann i motor brukt som indikator på at temperaturene var stabile. Testmålingene ble utført minst to ganger etter hverandre for å kvalitetssikre stabile estimat av drivhuleffekt. Testing ble utført hos Toyota Norge AS i Drammen med Teknisk Instruktør Terje Wilthil som veileder. Jeg har benyttet meg av statisk og dynamisk måling da dynotypen som er benyttet tilbyr dette. Totalt utførte jeg tester på to ulike Toyota personbiler.

6.1 Dynamometerresultater

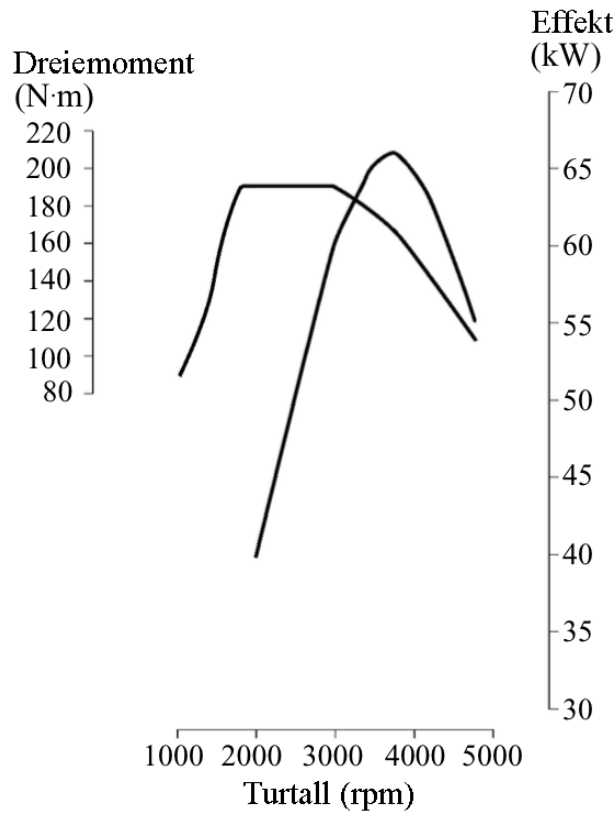
6.1.1 Auris

Første bil til testing i dynamometer var en Toyota Auris som har en 1.4 liters turbodiesel med manuell girkasse og forhjulsdrift. Aurisen har frontmontert, tverrstilt motor samt forhjulsdrift som er det mest effektive alternativet med tanke på lavt drivverkstap.



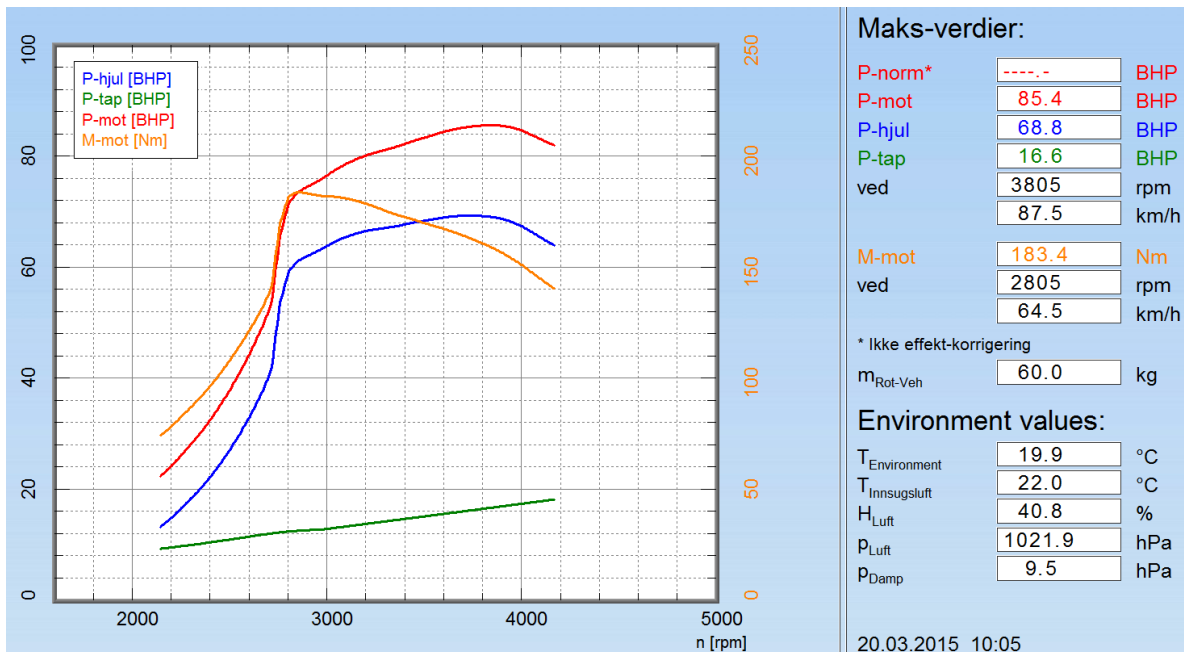
Figur 6.1 viser Toyota Auris[38].

Bilen ble introdusert i 2006 og er etterfølgeren til den populære Corolla-modellen som kombicoupe. Denne Toyotaen var den første serieproduserte bilen i Europa med helhybrid drivlinje. Auris er posisjonert i lav-medium segmentet og konkurrerer med biler som Volkswagen Golf, Opel Astra og Ford Focus[40]. Turbodieselen i testbilen har motorkarakteristikk som vist i figuren under.



Figur 6.2 viser Toyota Auris sin motorkarakteristikk fra fabrikk[38].

Figur 6.2 viser effekt og dreiemoment ut av motor som funksjon av motorturtall. Maksimalt dreiemoment på 190 Nm strekker seg fra 1800 til 3000 rpm mens maksimal effekt på 66 kW/90 hk leveres på 3800 rpm. Statisk og dynamisk måling ble utført der dynamisk måling ga beste resultat. Laveste akselerasjonsgrad ble valgt for å minimere massetregghetstap. I samtlige tester gis det full gass på så lavt turtall som mulig.



Figur 6.3 viser dynokurve i tredje gir for Toyota Auris. Blå kurve viser drivhjulseffekt som funksjon av turtall som videre brukes i beregninger.

Figur 6.3 viser mitt beste estimat av effekt på drivhjul i kontrollert akselerasjon på 68,8 hk. Maksimalt moment og effekt befinner seg på riktige respektive turtall omkring 2800 og 3800 rpm som stemmer bra. Lav innsugstemperatur på 22°C og motortemperatur på omkring 90°C bidro til et godt effektestimert. Tester ble også kjørt i andre gir der målingene ble ustabile grunnet rykking i bil under akselerasjon. Grønn linje i Figur 6.3 representerer coast-down måling som beskrevet på side 49. Coast-down tapene adderes på drivhjulseffekten som igjen gir estimat for motoreffekt, representert fra rød kurve. Dette estimatet er, som tidligere nevnt, feil grunnet fravær av lastavhengige tap. Finner effekttapet ved full last fra figur 6.2 og figur 6.3.

$$P_{tap,P_{max}} = P_e - P_{hjul} = (90 - 68,8)hk = 21,2 hk \quad (6.1)$$

$$P_{tap,P_{max}} = 15,8 kW$$

Videre kan virkelig virkningsgrad for full last beregnes fra formel (4.19)

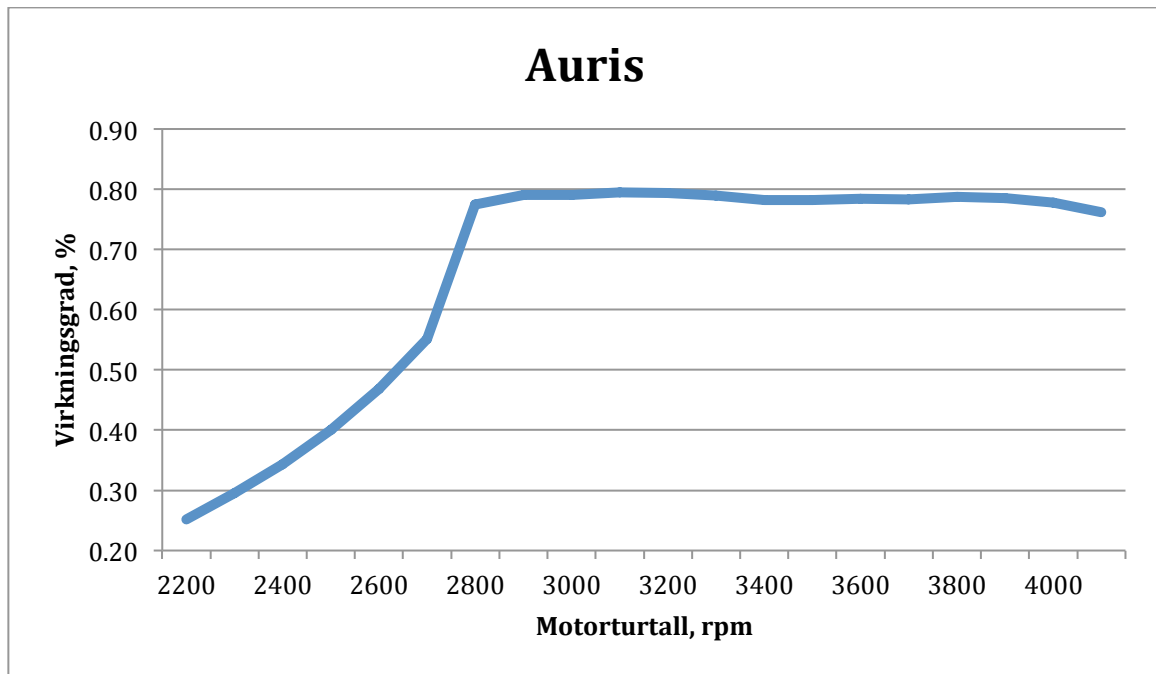
$$\eta_{P_{max}} = \frac{68,8}{90} hk = 0,76 \quad (6.2)$$

På tilsvarende måte finner jeg effekttapet og virkningsgrad ved 2805 rpm, der dreiemomentet er størst.

$$P_{tap, M_{max}} = (75 - 58)hk = 17hk \quad (6.3)$$

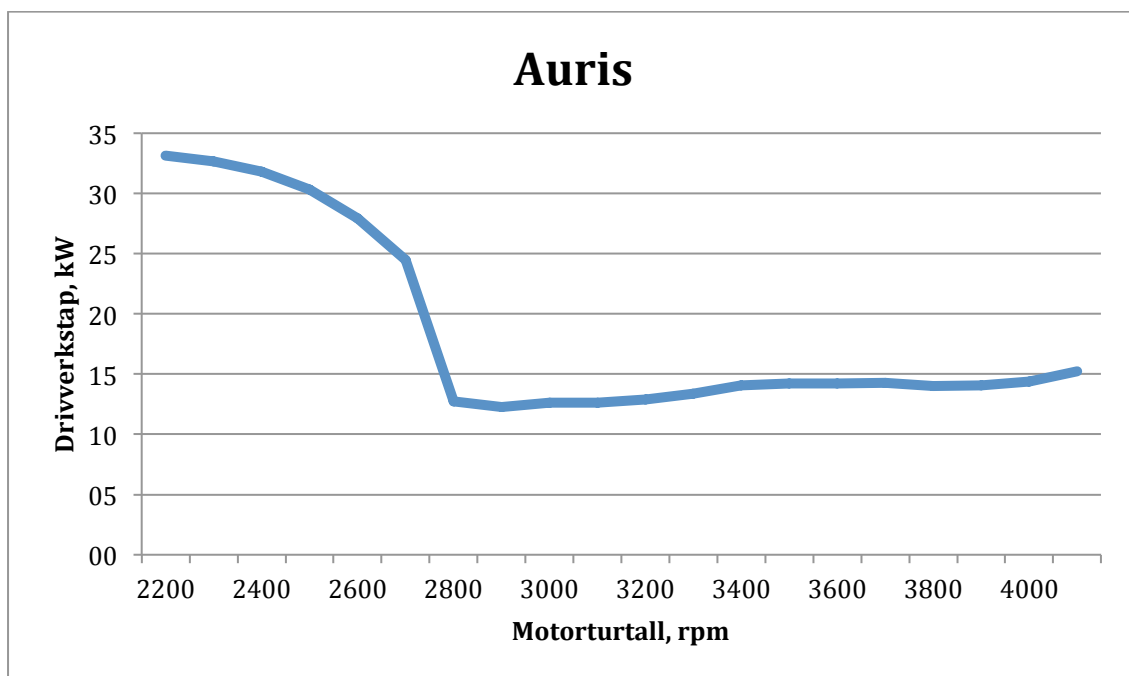
$$\eta_{M_{max}} = \frac{58}{75}hk = 0,77 \quad (6.4)$$

Faktisk virkningsgrad ved full last og maksimalt dreiemoment er relativt like prosentvis som vist fra formel (6.2) og (6.4). For å videre illustrere vises virkningsgraden for Aurisen i figur 6.4.



Figur 6.4 viser faktisk virkningsgrad som funksjon av motorturtall for Toyota Auris.

Figur 6.4 viser at faktisk virkningsgrad er ganske stabilt konstant fra 2800 til 4000 rpm. Følgelig må drivverkstapet øke lineært og like fort som motoreffekten som vist i figur 6.5.



Figur 6.5 viser drivverkstap som funksjon av motorturtall for Toyota Auris.

Av figur 6.5 kan man se at effekttapet stabiliserer seg fra 2800 omdreininger. Bremsmomentet fra dynamometeret trengte tid til å stabilisere seg med momentet fra drivhjulene som ga ustabile målinger på lave turtall. Jeg velger å anta at drivverkstapene har tilnærmet lik karakteristikk fram til 2800 rpm. Tapet i relevant turtallsintervall strekker seg fra 12,7 kW til 15,2 kW.

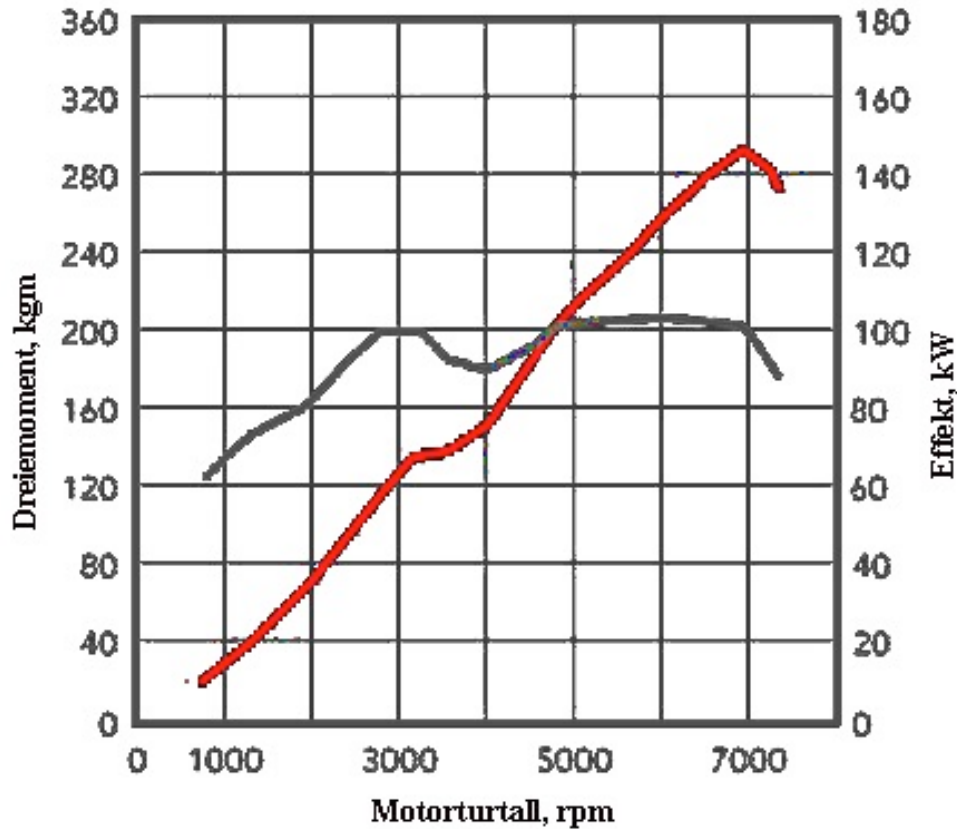
6.1.2 GT86

Andre bil til testing var en Toyota GT86 som har en 2 liters frontmontert boksermotor uten turbo med manuell girkasse og bakhjulsdrift. GT86 ble introdusert i 2012 og er produsert som en innstegsmodell i sportssegmentet for personbiler.



Figur 6.6 viser Toyota GT86. [38]

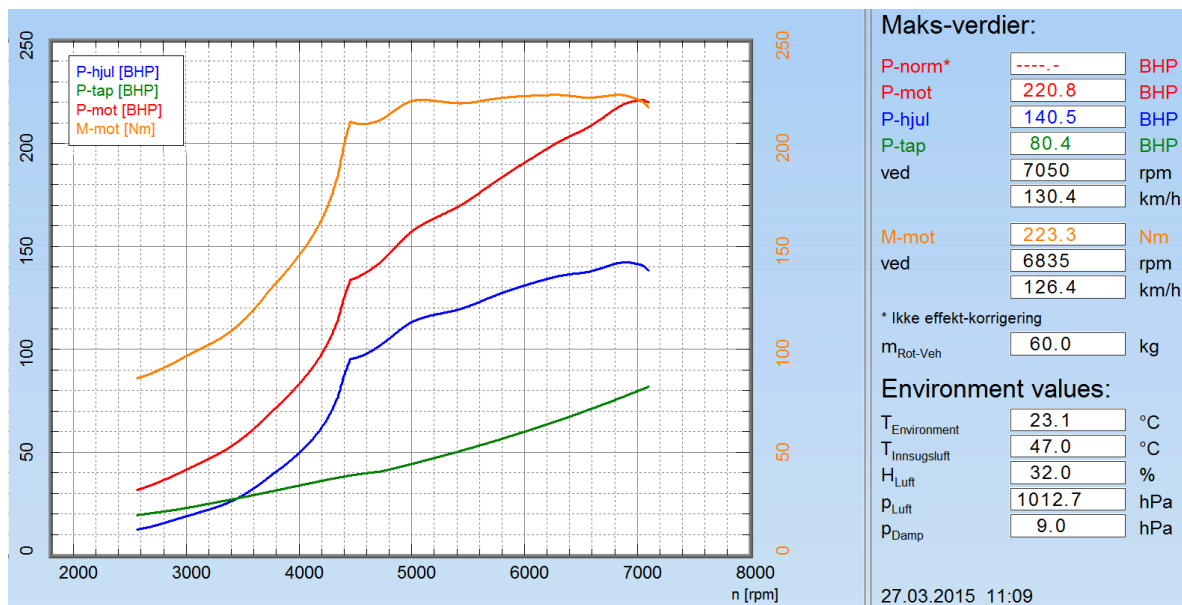
Toyota GT86 er utviklet i samarbeid med Subaru, som blant annet står for den firesylindrede boxermotoren i front. Med motor foran og bakhjulsdrift har bilen en klassisk sportsbil drivlinje[41]. Bilens motorkarakteristikk vises av figuren under.



Figur 6.7 viser motorkarakteristikk til Toyota GT86. Rød og grå kurve er henholdsvis effekt og dreiemoment som funksjon av motorturtall[38].

Figur 6.7 viser effekt og dreiemoment ut av motor som funksjon av motorturtall. Maksimalt dreiemoment på 205 Nm oppnås på 6000 rpm mens maksimal effekt på 149 kW/200 hk leveres på 7000 rpm.

På tilsvarende måte som for Aurisen gjennomførte jeg statisk og dynamisk testing fram til stabile effektmålinger. I motsetning til med Aurisen, klarte ikke dynoen å holde turtall stabilt ved statisk måling. Mest sannsynlig kommer dette av at GT86 har mer effekt som således gjør det vanskeligere for dynoen å holde et konstant bremsemoment. Som direkte konsekvens av dette ga statisk måling dårlige effektestimater. Dynamisk Testing ble utført i både tredje og fjerde gir, der førstnevnte ga beste resultater.



Figur 6.8 viser dynokurve fra dynamisk test i tredje gir for Toyota GT86. Blå kurve angir drivhjulseffekt som brukes til beregninger.

Av figur 6.8 vises coast-down måling som funksjon av motorturtall (grønn). I likhet som for Aurisen, er grønn kurve i figuren et feilaktig estimat av drivverkstapene. Rød kurve er estimert motoreffekt fra sum av blå samt grønn kurve og er følgelig også et feilaktig estimat. Effekt ut av motor (P_e) og drivhjulseffekt (P_{hjul}) på ett gitt turtall hentes fra respektive figur 6.7 og figur 6.8. Finner effekttap og virkningsgrad ved maksimal effekt på 7000 rpm.

$$P_{tap, P_{max}} = P_e - P_{hjul} = (200 - 140,5)hk = 59,5 hk \quad (6.5)$$

$$P_{tap, P_{max}} = 44,4 kW$$

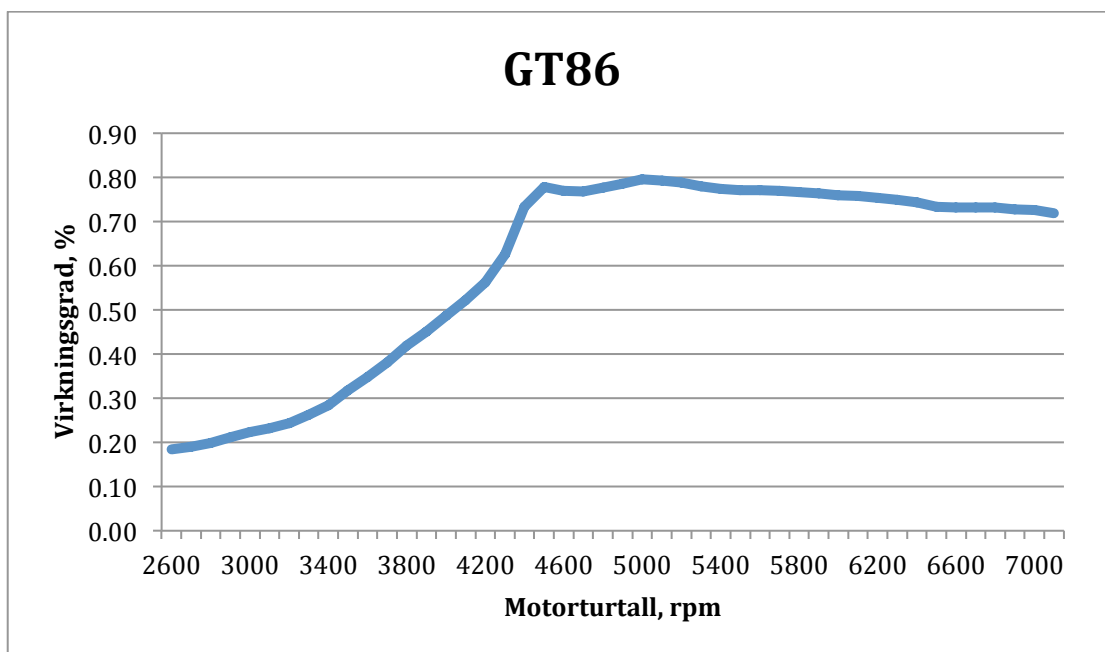
$$\eta_{P_{max}} = \frac{140,5}{200}hk = 0,7 \quad (6.6)$$

Deretter virkningsgrad ved maksimalt moment på 6600 rpm.

$$P_{tap, M_{max}} = (188,7 - 136,3)hk = 52,4 hk \quad (6.7)$$

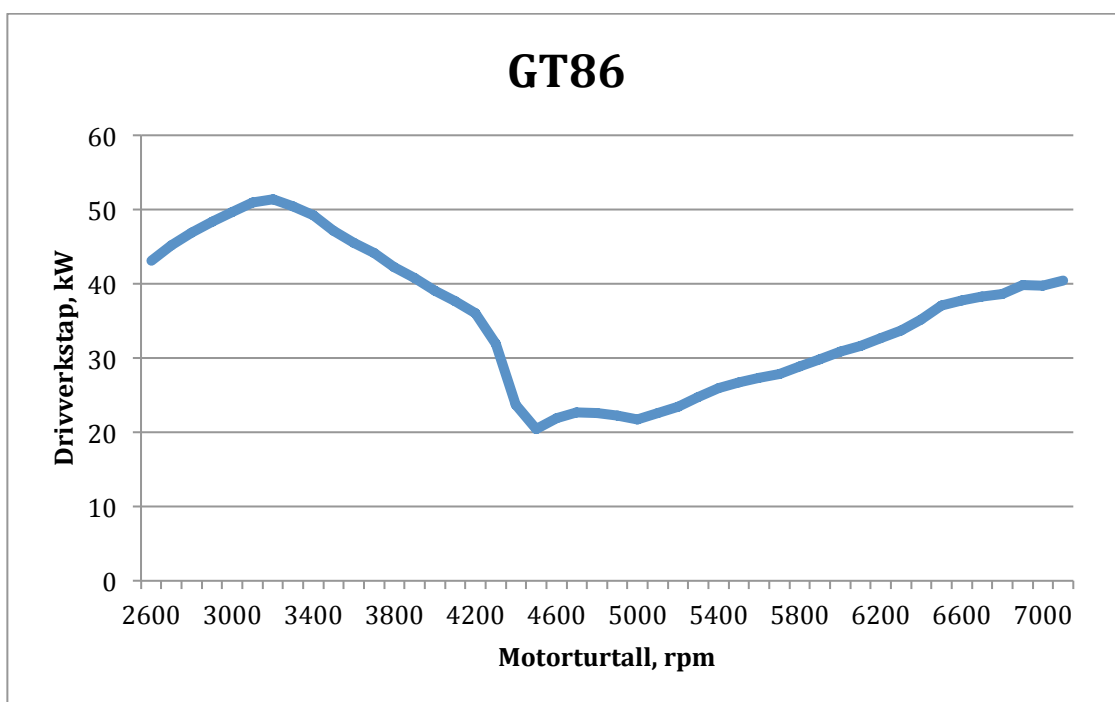
$$\eta_{M_{max}} = \frac{136,3}{188,7}hk = 0,72 \quad (6.8)$$

Virkelig virkningsgrad er, som med Aurisen, relativt stabil men litt lavere ved full last kontra ved maksimalt dreiemoment. Dog er virkningsgraden mer avtagende i større grad som illustrert fra figur 6.9.



Figur 6.9 viser virkelig virkningsgrad som funksjon av motorturtall(rpm) for Toyota GT86.

Beste virkelige virkningsgrad for GT86 befinner seg på 5000 rpm og har verdi lik 0.8 som vist i figur 6.9. Samtidig kan man se at virkningsgraden er avtagende som følgelig gjør at drivverkstapene øker mer enn motorlasten. Drivverkstapene er illustrert i figur 6.10.



Figur 6.10 viser drivverkstap for GT86 i kW som funksjon av motorturtall i rpm.

Fra figur 6.10 kan man se at dynamometeret var stabilisert fra 4500 til 7100 rpm. Effekttapet i dette turtallsområdet doubler seg fra 20 til 40 kW. Som med Aurisen var det utfordrende å måle tap på lave turtall.

Tabell 6.1 viser hvor mye drivverkstapene økte i lineært område for Auris og GT86.

	Auris	GT86
Effekttap, kW	12,7 – 15,2	20 - 40
Turtallsområde, rpm	2800 - 4100	4500 - 7100

6.2 Teoretiske beregninger

6.2.1 Auris

Jeg benytter Jantes[48] empiriske formel til utregning av teoretisk virkningsgrad, som videre skal sammenliknes med estimat for praktisk virkningsgrad. Initielt finner jeg effektivt middeltrykk (p_{me}^*) ved full last fra formel (4.17)

$$p_{me}^* = \frac{P_e}{iV_h n_a} = \frac{66000 W}{0.0014 m^3 \times 2} = 1.49 \times 10^6 Pa \quad (6.9)$$

Deretter fra formel (4.16) og (4.18) finner jeg middeltrykket som svarer til effekttapet i drivlinjen.

$$P_{me} = \frac{1.49 \times 10^6}{100} \left[\frac{3800}{1000} + \sqrt{2 \times 1.31 - 1} + \sqrt{2 \times 3.941 - 1} + 4 \right] Pa \quad (6.10)$$

$$P_{me} = 1.74 \times 10^5 Pa$$

Følgelig brukes middeltrykket til å videre finne effekttapet.

$$P_{tap} = 0.0014 \times m^3 \times 1.74 \times 10^5 Pa \times \frac{31.67 rps}{2} = 7.72 kW \quad (6.11)$$

Estimatet som vises av formel (6.11) er ment å være konstant og uavhengig av turtall. I tillegg er det halvparten av målt tap ved full last regnet ut i formel(6.1). Fra figur 6.5 illustreres det derimot at tapet i praksis er lineært stigende, ettersom turtallet øker, opp til

15.2 kW. Derfor ønsker jeg å modifisere Jantes formel (4.16). Modifiseringen gjøres slik at effekttapet øker som funksjon av motorturtall. Sekundært innfører jeg to konstanter som vist i formel (6.12).

$$p_{me} = \frac{p_{me}^*}{100} \left[\frac{a \times n}{1000} + \sqrt{2i_g - 1} + \sqrt{2i_{diff} - 1 + b} \right] \quad (6.12)$$

Der n er turtallet hvor tapet skal estimeres og a samt b er konstanter. Jeg ønsker å benytte denne formelen for å kunne estimere tap på lavere turtall som jeg hadde vanskeligheter med å måle under testing. Videre vil jeg regne ut tap på et gitt turtall med følgende forenkling.

$$P_{tap} = iV_h p_{me} n_a \quad (6.13)$$

Der antall arbeidstakter per sekund (n_a) ansees som konstant på tross av at turtall endres i formel (6.12). Med følgende forutsetninger vil jeg sitte igjen med et drivverkstap som utvikler seg lineært som funksjon av turtall.

Dersom jeg kombinerer formel (6.12) samt (6.13) og løser med hensyn på drivverkstapet ender jeg opp med følgende uttrykk på formen $Y = Ax + B$.

$$P_{tap}(n) = 0,659an + 659.6b + 2570 [W] \quad (6.14)$$

Der $P_{tap}(n)$ er effekttapet som funksjon a motorturtallet(Y), $0,659a$ er stigningstallet (A), n er motorturtall og $(659b + 2570)$ er konstantleddet (B).

Deretter bruker jeg målte drivverkstap i det relevante turtallsområdet fra 2800 til 4100 rpm for å bestemme konstantene a og b . Da jeg finner konstantene på basis av målte effekttap blir følgende utregning et estimat av teoretiske effekttap fra testdata. Utregning er gjort for å estimere tap på lavere turtall. Konstanten a finner jeg ved å bruke formelen for stigningstall til en lineær funksjon.

$$A = 0,659a = \frac{\Delta P_{tap}(n)}{\Delta n} = \frac{(15200 - 12700)W}{(4100 - 2800)rpm} \quad (6.15)$$

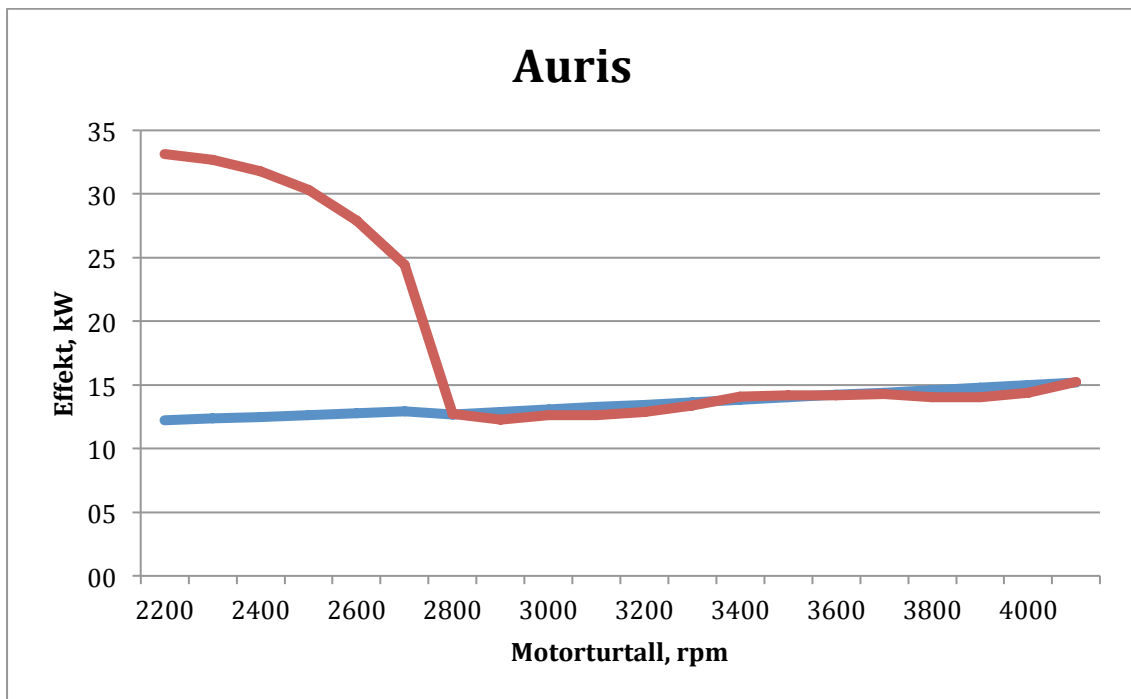
$$a = 2.91 W/rpm$$

Konstantleddet b regnes ut ved å løse formel (6.19) med hensyn på b .

$$b = \frac{P_{tap}(2800) - 0,659an - 2570}{659,6} \quad (6.16)$$

$$b = \frac{12700 - 0,659 \times 2.91 \times 2800 - 2570}{659,6} = 7.2$$

Formel (6.19) med beregnede konstanter er illustrert i figuren under.



Figur 6.11 viser drivverkstap som funksjon av motorturtall for Toyota Auris. Rød og blå kurve viser henholdsvis målt og teoretisk tap.

Figur 6.11 illustrerer korrelasjon mellom målt og teoretisk drivverkstap fra modifisert formel(6.12) dersom konstantene a og b estimeres utfra testdata på dynamometer. Konstantene må derimot kunne estimeres uten å bruke dynamometermålinger.

6.2.2 GT86

På tilsvarende måte som for Aurisen, ønsker jeg å regne ut teoretisk virkningsgrad og sette den opp mot målt estimat. Fra formel (4.17) kan effektivt middeltrykk ved full last beregnes.

$$p_{me}^* = \frac{P_e}{iV_h n_a} = \frac{149200 \text{ W}}{0,002 \text{ m}^3 \times \frac{116,67 \text{ rps}}{2}} = 1,26 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (6.17)$$

Videre kan jeg finne effektivt middeltrykk som tilsvarer det konstante effekttapet fra formel (4.18).

$$P_{me} = \frac{1,26 \times 10^6}{100} \left[\frac{7000}{1000} + \sqrt{2 \times 1,541 - 1} + \sqrt{2 \times 4,1 - 1} + 4 \right] Pa \quad (6.18)$$

$$P_{me} = 1,91 \times 10^5 Pa$$

Deretter teoretiske effekttapet fra formel (4.16).

$$P_{tap} = 0,0014 \times m^3 \times 1,9 \times 10^5 Pa \times \frac{116,67 rps}{2} = 22,2 kW \quad (6.19)$$

Resultatet av det teoretiske estimatet fra Jante for GT86 er halvparten av målt verdi ved full last, på tilsvarende måte som for Aurisen. Formel (6.19) gir et tap på 22.2 kW kontra testingen som ga tap fra 20 til 40 kW fra 4500 til 7100 rpm. Videre ønsker jeg å gjøre samme tilnærming som med Aurisen, da drivverkstapene har tilsvarende lineære karakteristikk ettersom turtallet øker. Formel (6.12) og (6.13) gir effekttapet som funksjon av motorturtall.

$$P_{tap}(n) = 1,47an + 1470b + 6065,4 [W] \quad (6.20)$$

Der $P_{tap}(n)$ er effekttapet som funksjon a motorturtallet(Y), $1.47a$ er stigningstallet (A), n er motorturtall og $(1470b + 6065.4)$ er konstantleddet (B). Påfølgende kan jeg finne konstanten a fra formelen for stigningstall til en lineær funksjon. Konstantene finnes her, som i likhet med Aurisen, fra testdata.

$$1,47a = \frac{(40000 - 20000)W}{(7100 - 4500)rpm} \quad (6.21)$$

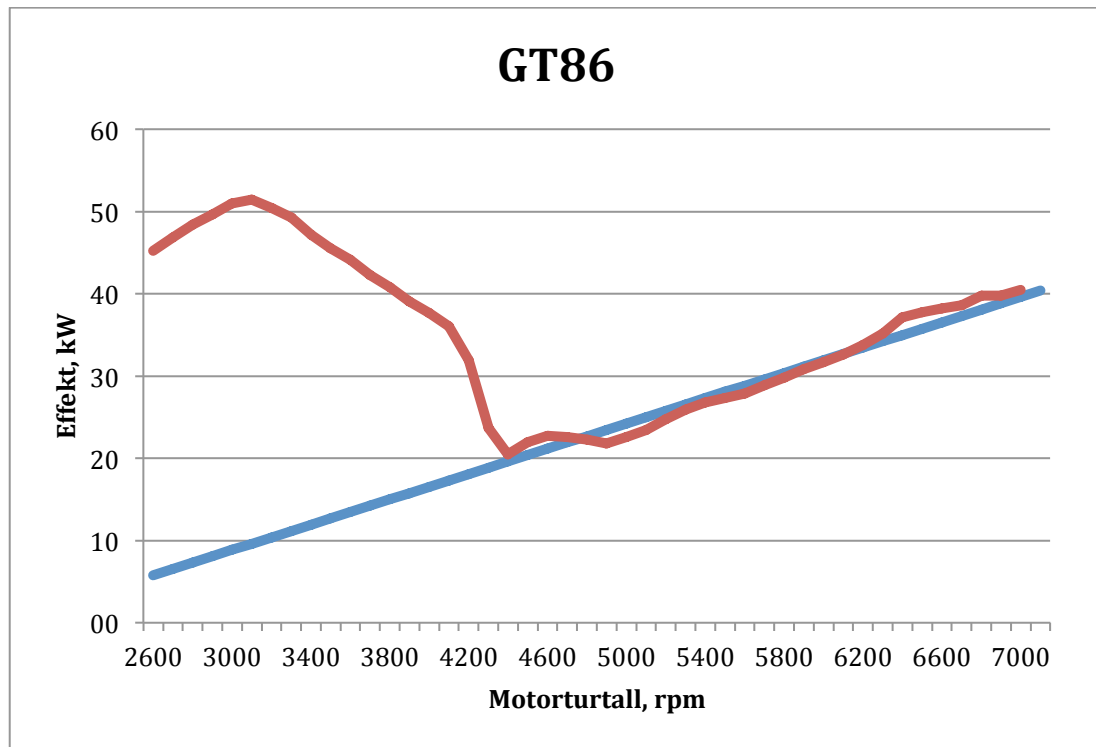
$$a = 5.23W/rpm$$

Så regnes konstanten b ut ved å løse formel (6.20) med hensyn på b .

$$b = \frac{P_{tap}(4500) - 1,47an - 6065,4}{1470} \quad (6.22)$$

$$b = \frac{20400 - 1,47 \times 5,23 - 6065,4}{1470} = -13,8$$

Utregnede konstanter settes inn i formel (6.20) og er illustrert i figur 6.12.



Figur 6.12 viser målt og teoretisk drivverktap som funksjon av turtall for Toyota GT86. Blå og rød kurve viser henholdsvis teoretiske og målt tap.

Figur 6.12 viser korrelasjon mellom utregnet og praktisk estimat av drivverktapet. Konstantene er regnet ut fra rød kurve i figur 6.12. Videre må konstantene estimeres uten å vite virkelig tapskarakteristikk på forhånd fra dynamometeresting.

6.3 Forbedringer

- Det var ingen måte å praktisk måle motoreffekt da motordynamometer ikke var tilgjengelig. Som direkte konsekvens av dette måtte jeg anvende offisielle dynamometerkurver fra produsentene. Dette er en ulempe da det alltid vil være noe effektvariasjon på en serieprodusert bil til en annen.
- Navdyno/chassisdyno egner seg bedre for å nøyaktig måle effekt på drivhjul. Følgelig fjernes usikkerhet fra dekk, der slipp kan være uforutsigbart.

7 DISKUSJON

Testresultatene fra dynamometermålingene gir et habilt estimat på drivverkstap for de testede personbilene. Grad av nøyaktighet er derimot utfordrende på et rulledynamometer grunnet mange testvariabler. Største resultatvariasjon kommer av usikkerhet knyttet til rullemotstand på drivhjul. Temperaturvariasjon var også en faktor knyttet til variasjon i måleresultatene men kunne derimot kontrolleres. Ved bruk av et navdynamometer kunne langt mer nøyaktige effektestimater ha blitt utført. Videre hadde det vært mulig å skille mellom statisk og dynamisk måling. Testing i høyere enn tredje gir ga ustabile målinger og mer tap grunnet høyt turtall på drivhjul. Dette på tross av at massetreggheten er høyere i tredje kontra fjerde gir.

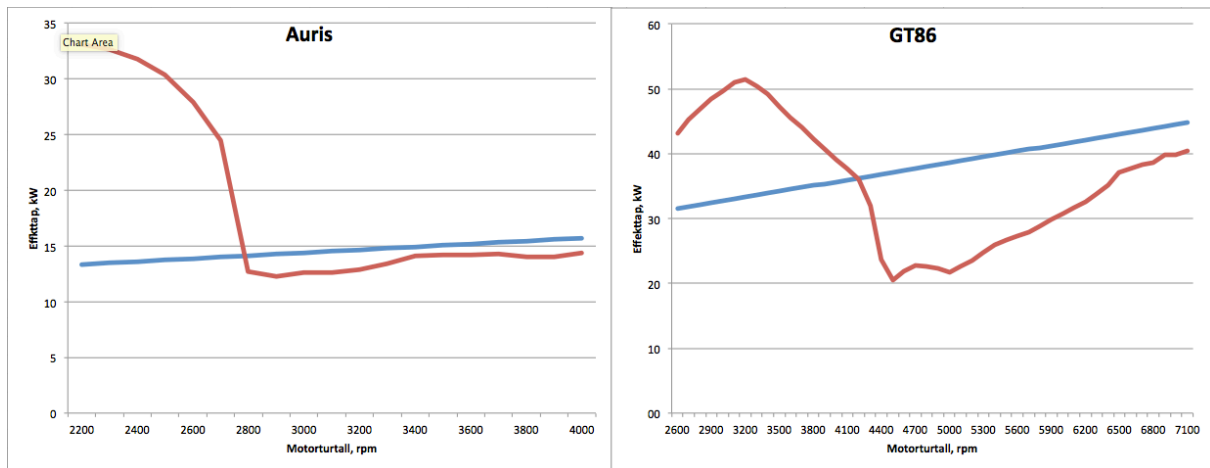
Jantes Erfaringsformel viser seg å estimere bedre virkningsgrader enn i praksis[48]. Derimot tror jeg at formelen hadde korrelert bedre dersom drivverkstap hadde blitt målt med navdynamometer. Dette som følger av at målte tap hadde blitt mindre dersom effekt hadde blitt målt på nav istedenfor på drivhjul.

Jeg valgte å modifisere Jantes formel da jeg så at tapene i praksis var lineært stigende fra et gitt turtall. På turtall under det lineære segmentet er det utfordrende å anslå tapskarakteristikk ifølge mine testdata. Konstantene jeg innførte i modifisert formel (6.12) ga meg mulighet til å endre tapskarakteristikken over turtall. Utfordringen er å bestemme konstantene uten at testdata fra dynamometer foreligger. Derimot viser figur 6.11 hvordan effekttap kunne sett ut på lavere turtall enn 2800 rpm for Aurisen. For GT86 vises tilsvarende i figur 6.12. På lave turtall, fra 4500 rpm og nedover, tror jeg derimot at tapene for GT86 avtar i mindre grad enn vist fra blå kurve.

For begge personbilene ga Jantes formel omtrent halvparten av maksimale tap målt på dynamometeret. En mulig forenkling kan være å gjøre slik som vist i formelen under.

$$p_{me} = 2 \times \frac{p_{me}^*}{100} \left[\frac{n}{1000} + \sqrt{2i_g - 1} + \sqrt{2i_{diff} - 1} + 4 \right] \quad (7.1)$$

Formel (7.1) viser Jantes formel multiplisert med en faktor to, slik at tapsestimatene gir bedre korrelasjon med praksis. Som funksjon av turtall blir estimatene for Auris og GT86 som vist under.



Figur 7.1 viser estimat av drivverkstap samt virkelig tap som funksjon av turtall med forenkling fra formel (7.1). Rød og blå kurve er henholdsvis virkelig og estimert tap.

Figur 7.1 viser at forenklingen gir litt høye drivverkstap samt at stigningen til tapene ikke nødvendigvis stemmer. Lineær seksjon i figuren stemmer bedre overens for Auris kontra GT86. Formel (7.1) er likevel den enkleste forenklingen da konstantene a og b fra formel (6.12) er utfordrende å estimere.

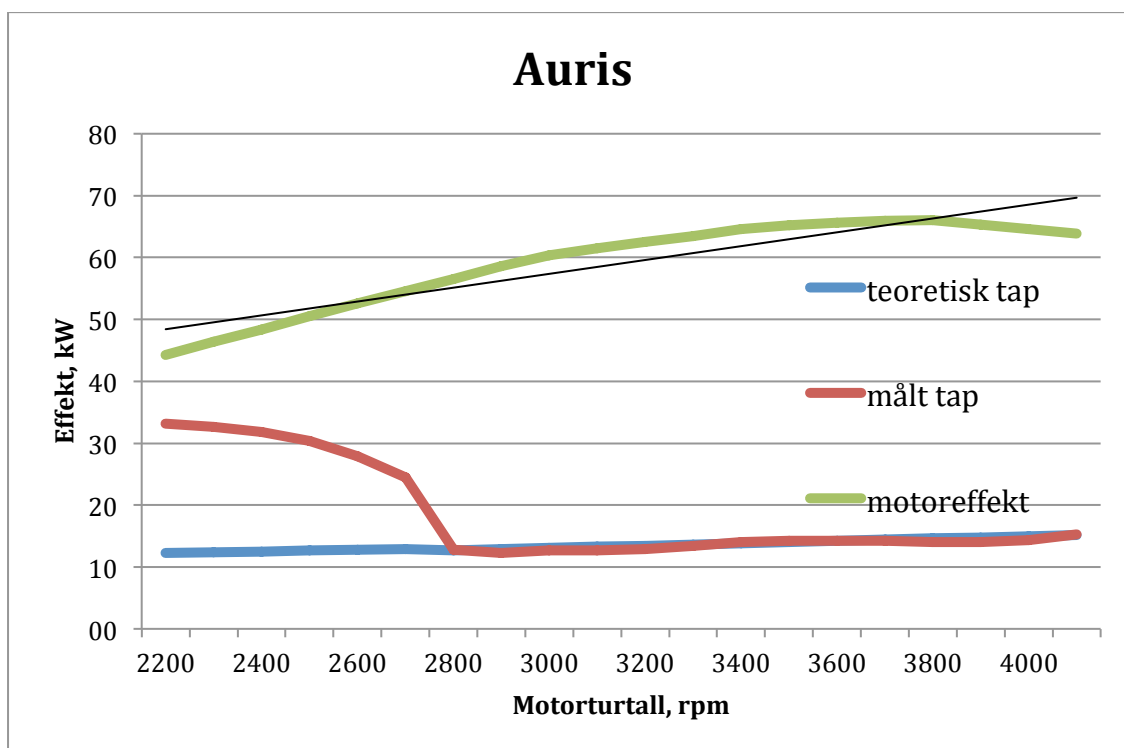
Tap i drivverk har ikke blitt merkbart forbedret de siste 30 år. Årsaken ser ut til å være at drivverkskomponentene er tilnærmet like som før. Girkasser, tannhjulsoverføringer, differensialer, drivaksler og opplagringer er komponenter som har vært relativt like i denne perioden. Semiautomatiske girkasser med to koplinger har bidratt til effektivisering i drivlinjen da det ble kommersialisert på 2000-tallet, dog er dette teknologi som ble utviklet på 80-tallet i motorsport. I motsetning er det forbrenningsmotoren som har blitt effektivisert med innovasjon knyttet til for eksempel elektronsisk motorstyring.

7.1 Videre arbeid

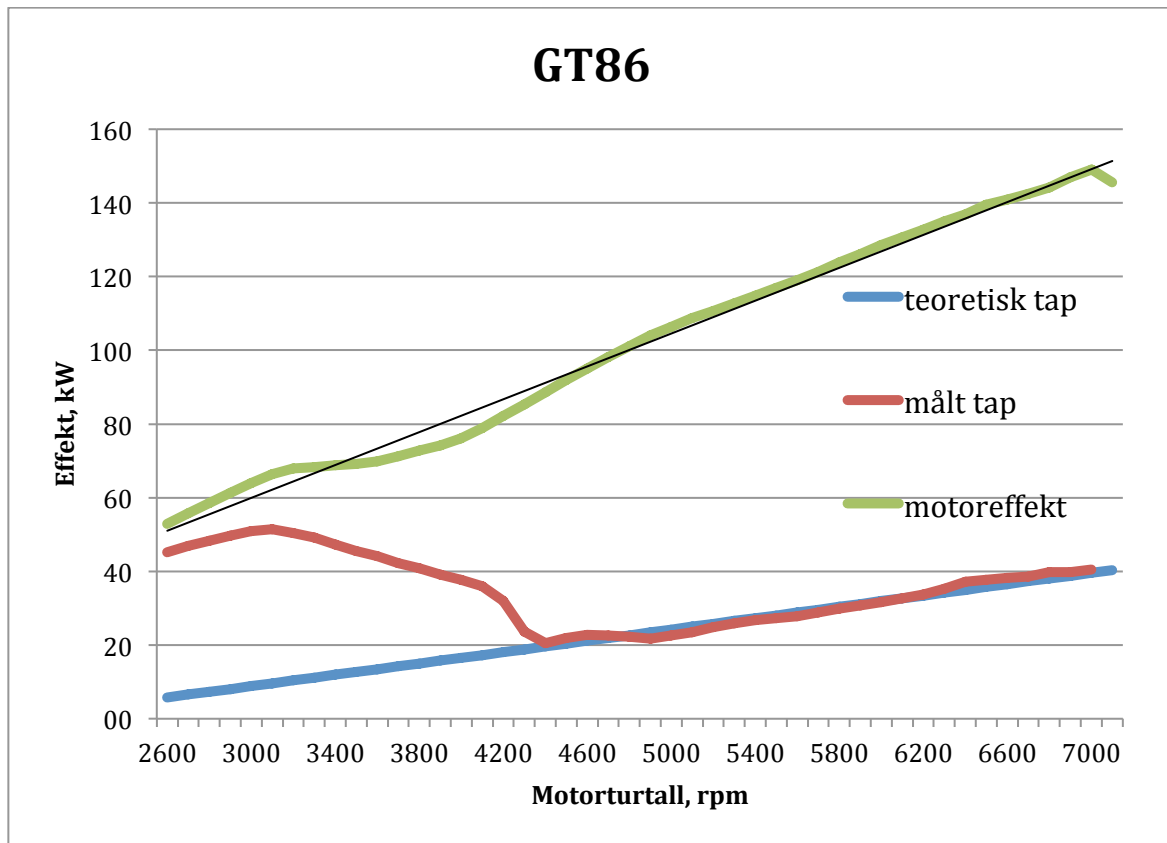
- Måle effekt ut av motor med motordynamometer for å få eksakt effekttestimat på svinghjulseffekt for testede personbiler.
- Benytte navdynamometer for å estimere effekt på hjulnav samt å sammenlikne testverdier fra dynamisk og statisk måling.
- Test av fler biler for å videre kunne estimere tapskarakteristikk.

7.1.1 Videre estimering av tapskarakteristikk

Er det mulig å finne sammenhenger som gjør at konstantene a og b kan estimeres? I følge figur 6.5 og figur 6.10 eksisterer det lineær økende karakteristikk for drivverkstap som funksjon av motorturtall. Jeg antar at tapene har lineær tapskarakteristikk, for både Auris samt GT86, som illustrert i figur 7.2 og figur 7.3.



Figur 7.2 viser teoretiske tap, målte tap samt motoreffekt med regresjonslinje som funksjon av motorturtall for Toyota Auris.

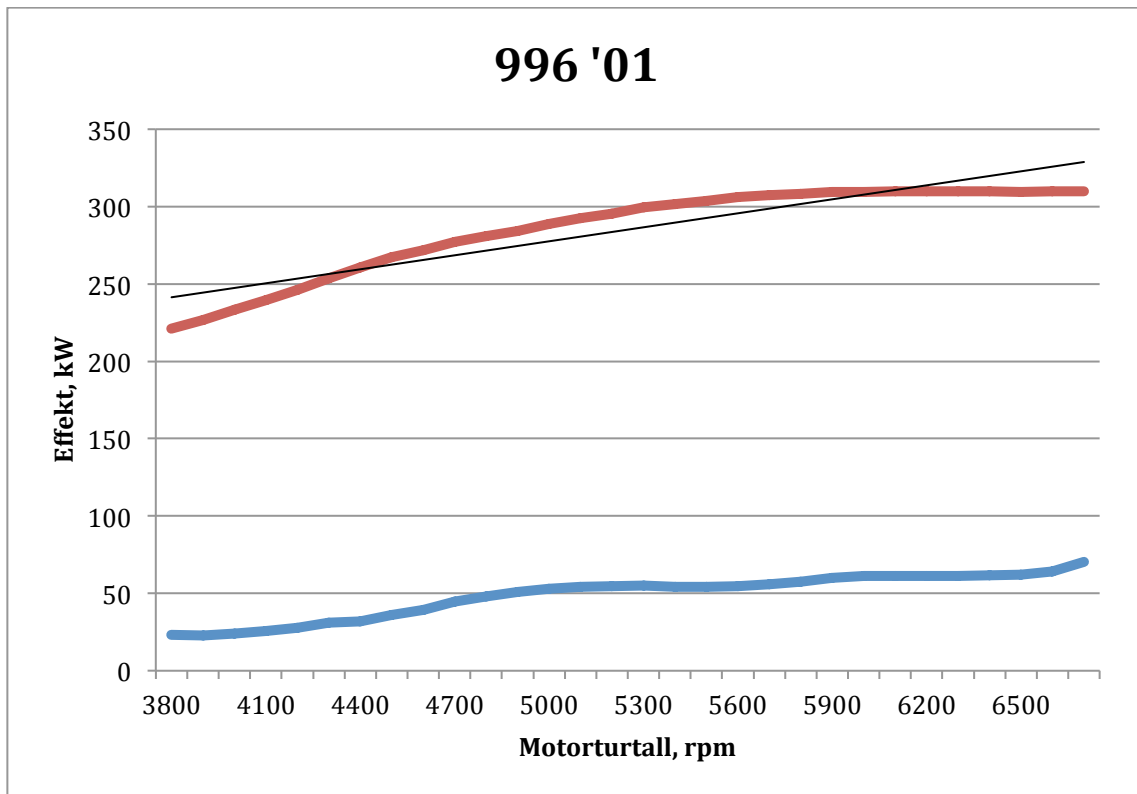


Figur 7.3 viser teoretiske og målte effekttap samt motoreffekt med regresjonslinje som funksjon av turtall for Toyota GT86.

Spørsmålet er om det er mulig å estimere på hvilket turtall tapene øker samt hvor fort de øker. Med andre ord må følgende faktorer kunne estimeres uten å vite tapskarakteristikken på forhånd fra dynamometertesting:

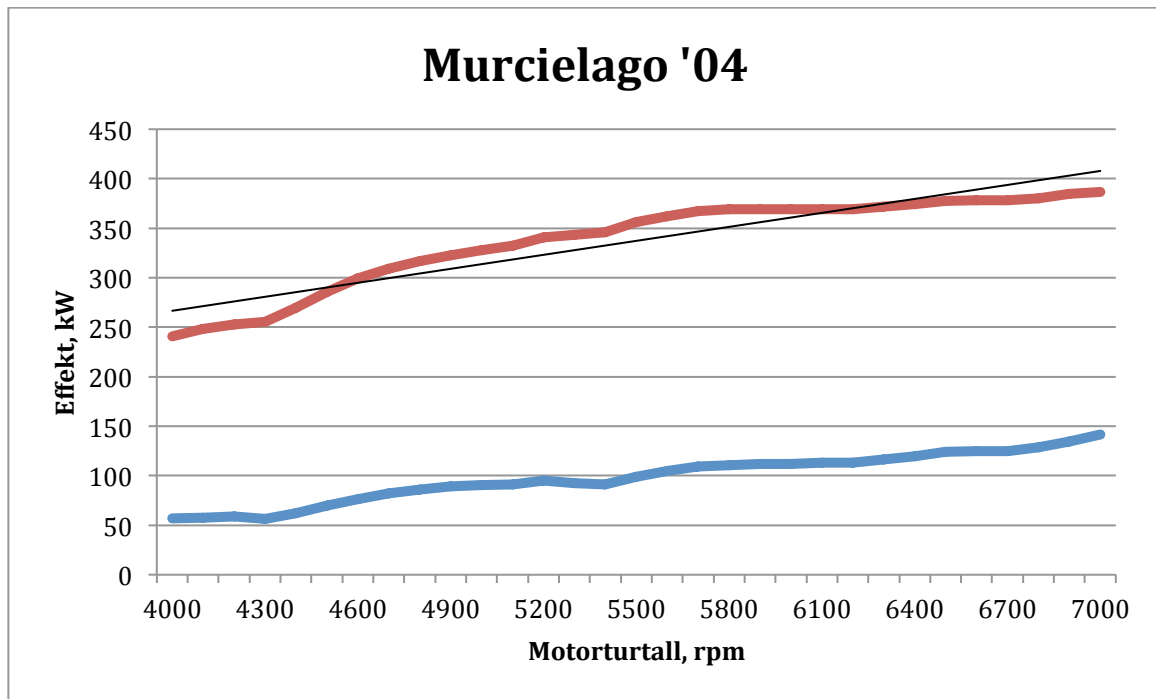
1. Hvor fort tapene øker over turtall som følgelig vil si stigningstallet.
2. Turtall der karakteristikken til drivverkstapene øker lineært.
3. Størrelsen på tap der tap øker lineært.

Jeg ønsker initielt å ta for meg stigningstallet. Fra min testing kan man se fra figur 7.2 kontra figur 7.3 at konstanten a , som er direkte proporsjonal med stigningen til drivverkstapet, ser ut til å henge sammen med stigningen til motorkurvens regresjonslinje. Det vil si at tapene øker mer for GT86 kontra Auris da førstnevnte har mer motoreffekt. Drivverkstap for Aurisen øker med omlag 20 prosent av motoreffekten, mens GT86 har drivverkstap som øker omlag 30 prosent av motoreffekten. Dette prinsippet kan videre illustreres i figur 7.4.



Figur 7.4 viser motoreffekt med regresjonslinje samt drivverkstap som funksjon av motorturtall for en Porsche 996 Turbo. [35]

I benyttet dynamometer, hos Toyota Norge, lå det en database med tidligere testede biler som jeg ønsker å bruke til sammenlikning med egne testdata. Da personbilene ble testet av annet personell tidligere, ser jeg på tapsberegningen som veiledende. Figur 7.4 viser at drivverkstapet for en Porsche 996 Turbo stiger omtrent 60 prosent av motoreffekten. Tapskarakteristikken for en Lamborghini Murcielago er relativt lik som for 996 som vist av figur 7.5.

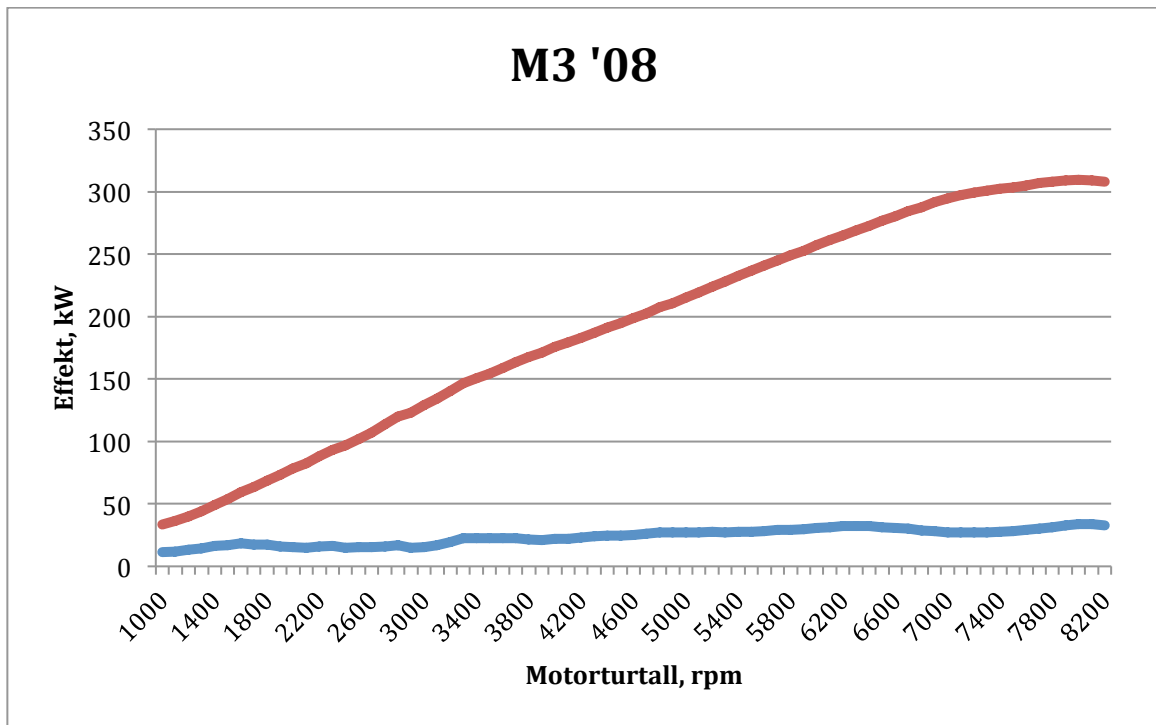


Figur 7.5 viser drivverkstap samt motoreffekt med regresjonskurve som funksjon av motorturtall. [36]

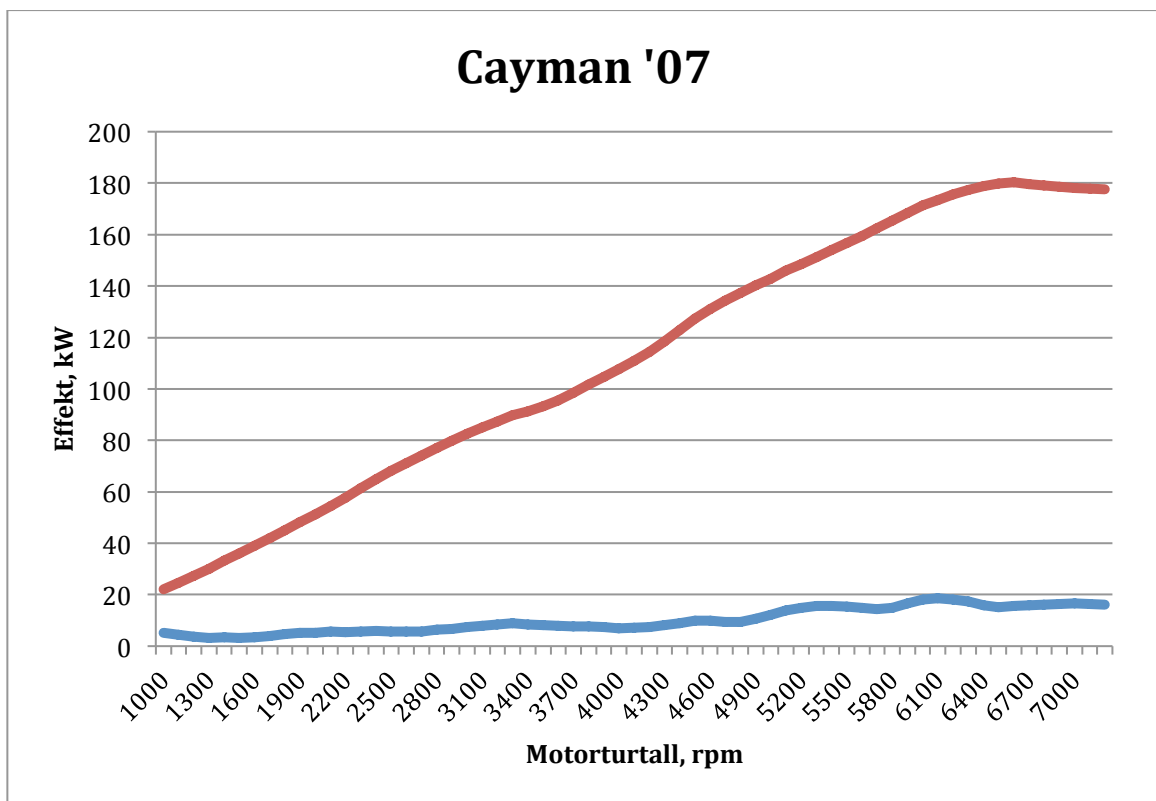
Lamborghinien var også tidligere testet av annet personell. Tapskarakteristikken er da også, som med Porschen, veiledende. Videre velger jeg å tro at drivverkstap har tilnærmet lineær karakteristikk på alle turtall. Spørsmålet er størrelsen på tapene samt hvordan man skal estimere konstanten b fra modifisert formel(6.12).

7.1.2 Rulledynamometer mot navdynamometer

Sov tidligere nevnt tror jeg at Jantes[48] opprinnelige formel ville korrelert bedre med testing fra navdynamometer. Jeg vil derfor benytte meg av testdata utført av RRI[30]. Testdata som jeg ønsker å illustrere ble valgt på personbiler der motoreffekt også var oppgitt, slik at jeg kunne regne meg fram til drivverkstap som funksjon av turtall. Jeg har benyttet testdata fra en BMW M3 og en Porsche Cayman.



Figur 7.6 viser motoreffekt, samt effekttap fra drivverk, som funksjon av motorturtall for en 2008 modell BMW M3. Drivhjulseffekt er målt på navdynamometer[30].



Figur 7.7 viser motoreffekt, samt effekttap fra drivverk, som funksjon av turtall for en 2007 Porsche Cayman. Drivhjulseffekt er målt på navdynamometer[30].

Figur 7.6 og figur 7.7 viser at tapene sannsynligvis øker mindre som funksjon av turtall ved testing på navdynamometer. På samme måte som på et rulledynamometer, øker tapene lineært, men dog ikke like fort. Dette kommer av at rullemotstanden fra dekk ikke er tilstede ved testing med navdynamometer. Selv om testing ikke er utført på samme modeller, ønsker jeg å benytte figur 7.3 og figur 7.4 til sammenlikning. På Murcielagoen og 996 øker drivverkstapene mer i forhold til motoreffekt, kontra for M3 samt Cayman. Dette taler for at Jantes opprinnelige formel overenstemmer bedre med testing på navdynamometer.

8 KONKLUSJON

I oppgavens forløp er det redegjort for innovasjon samt gjennomført en litteraturstudie, om drivverkskomponenter i personbiler. Testing på rulledynamometer var vellykket og ga meg en forståelse for hvordan effekt samt dreiemoment kan måles for en personbil. Resultatene i prosjektoppgaven viser at størrelsen på drivverkstapene samt virkningsgraden, korrelerer med drivverksomfanget. Følgelig øker tap som konsekvens av flere komponenter i en drivlinje. Dynamometertesting ga estimerer for drivhjulseffekt på to ulike Toyota personbiler slik at drivverkstap med virkningsgrad kunne estimeres. Tapene på den bakhjulsdrevne Toyota GT86 var større, som forventet, sammenliknet med den forhjulsdrevne Toyota Aurisen. Virkningsgrad ved full last for Auris og GT86 var henholdsvis 0,76 og 0,7.

Fra figur 6.5 og figur 6.10 kan man se at tapskarakteristikken for en personbil viser seg å være lineært fra et bestemt turtall. På lave turtall viser det seg at drivverkstapene er uforutsigbare og utfordrende å måle. Jeg antar at tap i realiteten er relativt lineært stigende på lave turtall, der det har vært utfordrende med stabile testverdier.

Jeg sammenliknet testdata fra dynamometeret med formelverk fra Jante[48]. Med Formel (4.16) regnet jeg ut drivverkstap, for både Auris og GT86, som ifølge formelverket skulle være konstant og uavhengig av turtall. I praksis viser tapene seg derimot å øke med motorturtallet. Således modifiserte jeg formel (4.16) til formel (6.12) slik at teorien korrelerte bedre med praksis fra testdata. Modifiseringen ble utført slik at tapene ble representert som en lineært stigende funksjon over turtall. Deretter innførte jeg to konstanter som skal kunne estimeres slik at tapene kan få karakteristikk tilsvarende praksis. Det viser seg imidlertid å være utfordrende å estimere konstantene med kun to personbiler testet i løpet av prosjektoppgavens tidsforløp. På tross av lite data viser det seg muligens å være sammenhenger slik at tapskarakteristikken kan estimeres uten dynamometertesting. Karakteristikken for drivverkstap på personbil kan beskrives lineært stigende som funksjon av turtall på et rulledynamometer.

Konstanten a kan muligens estimeres utfra stigningen til motoreffekt som funksjon av motorturtall slik som vist i avsnitt 0. Et estimat for konstanten b har jeg funnet mer utfordrende å estimere, men generelt vil jeg hevde at den skal ha en større verdi enn 4, slik

som i opprinnelig formel (4.16). Verdien av b må være større da opprinnelig estimat fra formel gir for lave drivverkstap.

Da estimering av konstantene var utfordrende, kan mulig forenkling gjøres etter formel (7.1). I forenklingen er opprinnelig Formel fra Jante mutiplisert med en faktor to, samtidig som den vil øke som funksjon av motorturtall. Denne forenklingen er beste generelle estimat sammenliknet med mine egne testmålinger på rulledynamometer.

Drivverksinnovasjonen har vært begrenset siste 30 år, da komponentene i et drivverk har vært forholdsvis like i denne perioden. Derimot er det andre aspekter ved personbilen som har blitt forbedret. Effektivisering av forbrenningsmotoren samt lettere personbiler er eksempler på dette.

8.1 Anbefalinger

Følgende elementer i oppgaven anbefales.

- Navdynamometer bør benyttes for nøyaktige estimat for drivverkstap.
- Jantes formel for drivverkstap er forbedret slik at den overenstemmer bedre med målte drivverkstap fra rulledynamometer.

9 REFERANSER

- [1] Drivverk rwd, <http://www.toyota4arab.com/upload/953954rn3tg7>
- [2] Motordyno, <http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer>
- [3] Rulledyno 996, <http://www.german-marques.co.uk/servicing.asp>
- [4] navdyno, <http://1750gtveloce.com/2013/08/13/garages-16-dyno-pulls-at-loberg-tuning/>
- [5] fwd, http://en.wikipedia.org/wiki/Front-wheel_drive
- [6] mellomaksel, <http://www.ustudy.in/node/1299>
- [7] differensial, <http://www.mrclutchnw.com/services/differential-rebuilding/>
- [8] rwd, http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_layout#Rear-wheel-drive_layouts
- [9] <http://onotomotif.blogspot.no/2014/12/pemeliharaan-dan-perbaikan-kopling.html>
- [10] clutch, <http://joshcattransmissions.blogspot.no>
- [11] effekt vs dreiemoment, <http://www.quora.com/What-does-the-rating-indicated-on-the-engine-exactly-means-for-example-the-engine-gives-max-power-of-20-ps-at-5500-rpm-and-max-torque-of-90-Nm-at-3000-rpm>
- [12] Gillespie, T. D. (2012). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 400 Commonwealth Drive Warrendale PA 15096-0001: Society of Automotive Engineers Inc. 469 s.
- [13] Lundby, L. (1978). *Kjøretøymotorer*. Forbrenningsmotorer, b. 2. Page Bros Ltd, Mile Cross Lane, Norwich, Norfolk, U.K Universitetsforlaget. 238 s.
- [14] Rolf Einard Jørstad, O. S. (2007). *Bremser og Drivverk*. 1 utg. Hans Burums vei 30, 1357 Bekkestua: NKI forlaget AS 2007. 231 s.
- [15] dynamometer, <http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer>
- [16] drivaksler, http://en.wikipedia.org/wiki/Drive_shaft
- [17] mellomaksel, <http://www.ustudy.in/node/1299>

- [18] fwd, rwd og awd, http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_layout
- [19] Porsche 911, http://no.wikipedia.org/wiki/Porsche_911
- [20] Leif Lundby, J. E. M., Ingvar Myklebostad. (2002). *Motorteknikk, Bilteknikk*: Gyldendal Norsk Forlag AS.
- [21] Girkasse, <https://www.youtube.com/watch?v=QPauJfA1KsY>
- [22] Synkronisering, <http://auto.howstuffworks.com/transmission4.htm>
- [23] Heliske gir, <http://en.wikipedia.org/wiki/Gear>
- [24] Heliske konta rettskårne, <http://www.orientalmotor.com/technology/articles/gearheads-overview.html>
- [25] Planetgirkasse, <https://www.youtube.com/watch?v=Y1zbE21Pzl0>
- [26] Momentomformer, https://www.youtube.com/watch?v=z5G2zQ_3xTc
- [27] Bilde momentomformer, http://www.railmotorsociety.org.au/rm_trans_htc_page.htm
- [28] Bilde momentomformer, http://drive2.subaru.com/Fall02_TorqueConvert.htm
- [29] DSG, <http://auto.howstuffworks.com/dual-clutch-transmission.htm>
- [30] Drivverkstap, www.rri.se
- [31] Maha LPS 3000, <http://mahanederland.nl/pkw/wp-content/uploads/2011/09/Vermogensbanken-MAHA-Engels.pdf>
- [32] Bilde Maha LPS 3000, <http://www.krafthand.de/aktuell/details/article/maha-liefert-equipme.html>
- [33] Tørr vs. våtclutch, <http://drivelinenews.com/transmission-insight/wet-clutch-or-dry-clutch/>
- [34] Clutch, <http://en.wikipedia.org/wiki/Clutch>
- [35] Dynodata 996, www.porsche.com
- [36] Dynodata, lambo, www.lamborghini.com

- [37] Historie, <http://www.motorera.com/history/hist10.htm>
- [38] Terje Wilthil, teknisk instruktør i Toyota Norge AS
- [39] International, S. (1980). *Surface Vehicle Standard*. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA USA: American National Standards Institute. 27 s.
- [40] Auris, http://no.wikipedia.org/wiki/Toyota_Auris
- [41] GT86, http://en.wikipedia.org/wiki/Toyota_86
- [42] Bilproduksjon, <http://www.statista.com/statistics/262747/worldwide-automobile-production-since-2000/>
- [43] Drivaksler, <http://what-when-how.com/automobile/propeller-shaft-and-drive-shaft-automobile/>
- [44] historikk, <http://www.motorera.com/history/hist10.htm>
- [45] Prof- Dr.-Ing. Konrad Reif, D.-I. K.-H. D. (2011). *Automotive Handbook*. 8th utg.: Robert Bosch GmbH. 1265 s.
- [46] Aerodynamikk, http://ffden-2.phys.uaf.edu/212_spring2011.web.dir/Jared_Boerger/Aerodynamics.html
- [47] WLTP, <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>
- [48] A, Jante. (1955). *Kraftfahrt-Mechanik*. Leipzig, Tyskland. Teil 1, 237 s.
- [49] Dyno, <http://auto.howstuffworks.com/horsepower1.htm>
- [50] Michelin, http://en.wikipedia.org/wiki/Formula_One_tyres
- [51] Eggerdink, J. F. *Alt om bilen*. Oslo: Fabritius og Sønner. 389 s.
- [52] Fortanning, <http://www.waybuilder.net/free-ed/Courses/15%20Transportation/AutoTruck03/AutoTruckShow.asp?iNum=060202>
- [53] Strømsnes, G. (1985). *Bilteknikk 2*. Undervogna. Bryne, Aurskog 1985: PDC a.s 191s.
- [54] Terjesen, G. (1998). *Bransjelære og kundebehandling*. Kjøretøyteknikk 8. NKI Forlaget. 95 s.

- [55] Selden, http://en.wikipedia.org/wiki/George_B._Selden
- [56] Benz, http://en.wikipedia.org/wiki/Benz_Patent-Motorwagen
- [57] Panhard, <http://en.wikipedia.org/wiki/Panhard>
- [58] Renault, <https://en.renaultclassic.com/the-renault-car-collection/the-pioneers/renault-type-a/>
- [59] Dunlop, <http://www.cyclesolutions.co.uk/guides/the-bicycle>
- [60] Michelin, [http://www.michelin.com/eng/michelin-group/profile/history-of-the-michelin-group/\(chapter\)/Motorsports,%20the%20primary%20testing%20ground](http://www.michelin.com/eng/michelin-group/profile/history-of-the-michelin-group/(chapter)/Motorsports,%20the%20primary%20testing%20ground)
- [61] Dobbclutchgirkasse, http://en.wikipedia.org/wiki/Dual-clutch_transmission
- [62] Porsche 962, <http://www.autocarbike.com/porsche-962-video-on-a-public-roads-in-japan/>
- [63] Audi S1, <http://hdwallppers.com/wallpaper/893535-Audi-Audi-Quattro-S1-German-cars-rally>
- [64] Harald Naunheimer , Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak, *Automotive Transmission*, Second Edition, 660 s.

10 VEDLEGG

10.1 Refleksjonsnotat

Denne prosjektoppgaven samt faget TMP270 ved IMT på NMBU har jeg tilegnet meg kunnskap innen et felt jeg synes er veldig interessant. Motivasjonen gjennom hele prosjektoppgaven har vært på topp grunnet stor interesse for teknisk design av personbil. At Geir Terjesen fant en oppgave som var passende for meg har bidratt til jevn arbeidsprogresjon samt høy motivasjon. Jeg var på forhånd godt kjent med problematikk knyttet til tap i drivverk som uten tvil har vært en fordel i prosjektoppgavens forløp. Samtidig har oppgaven gjort at jeg videre har utviklet en dypere forståelse for drivverkets komponenter samt hvordan tapskarakteristikken ser ut i praksis. Beslutningen om å gjennomføre prosjektoppgaven alene har vist seg å uten tvil være det riktige valget med tanke på mitt eget læringsutbytte. I tillegg har det tvunget meg til å ta egne beslutninger samt å stole på mitt eget arbeid.

Testing på dynamometer hos Toyota Norge AS har vært spennende og veldig lærerikt som jeg videre i livet vil dra nytte av. Teknisk instruktør Terje Wilthil har vært veldig behjelpelig med å skaffe relevant data til Toyota Auris samt GT86. Sistnevnte bil ble lånt ut av Bauda, Toyotas opplæringskontor for bilfag. Daglig leder Hans Konrad Østern inviterte meg videre til banekjøring på Gardemoen Raceway med Toyota GT86. Dette resulterte i en fartsfylt dag jeg sent vil glemme.

Vedlegg 1

En personbil kjøres på et chassisdynamometer. Bilen har følgende data:

P_e	100 kW	Radius bakhjul, r_b	0,27 m
n	5000 rpm	Rulleradius, R_D	0,36 m
I_0	3,5	Rullemotstandskoeff., f_D, f_{vei}	0,03 ; 0,02
I_1	4,0	Frontareal, A	2,5 m ²

I ₂	2,7	Tetthet Luft, ρ_L	1,2 kg/m ³
I ₃	1,4	Girtap ved gitt effekt, P _g	10 kW
I ₄	1,0	Bilvekt, m _B	1400 kg
		Luftmotstandkoeff., C	0,4

- Lag et uttrykk for å beregne motorturtallet ifra hastigheten som måles på dynamometeret. Hvilket Motorturtall tilsvarer 100 km/t i tredje gir? Hvilket turtall har dynamometerets ruller?
- Vis sammenhengen mellom momentet fra motoren og momentet på dynamometerets brems. Hvor stort er momentet ved oppgitt effekt i tredje gir, og hvor stor kraft må et bakhjul overføre til rullene?
- Beregn bremsemomentet som må stilles inn for å simulere forhold som ved 100 km/t i fjerde gir på landeveien.
- For å kunne simulere et akselerasjonsforløp benyttes et svinghjul som er koblet direkte til rullene. Anta forholdet mellom translatorisk og roterende masse $\epsilon = 0,2$. Hvor stor svingmasse må kobles til? Massetregghetsmomentet av rullene settes lik 0.

a)

$$v_{hjul} = \frac{2\pi r_b n_m}{60 i_{tot}}$$

Løser med hensyn på motorturtallet.

$$n_m = \frac{\frac{100}{3,6} \times 1,4 \times 3,5 \times 60}{2\pi \times 0,27} \text{rpm} = 4813,9 \text{rpm}$$

Finner turtallet på dynamometerrullene.

$$n_d = \frac{v_d \times 60}{2\pi \times R_d} = \frac{\frac{100}{3,6} \times 60}{2\pi \times 0,36} \text{rpm} = 736,8 \text{rpm}$$

b)

Virkningsgrad.

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{inn}} = \frac{90}{100} = 0,9$$

Sammenheng mellom moment på motor og dynamometerets brems.

$$\frac{T_{hjul}}{T_{motor}} = i_{tot} \times \eta$$

$$F_{hjul} = \frac{T_{motor} \times i_{tot} \times \eta}{r_b}$$

$$T_D = R_D \times F_{hjul} = \frac{T_{motor} \times i_{tot} \times \eta \times r_D}{r_b}$$

Dreiemoment i motor.

$$T_{motor} = \frac{30 \times 100 \times 10^3}{\pi \times 5000} = 191 \text{Nm}$$

Kraft på drivhjul

$$F_{hjul} = \frac{191 \times 1,4 \times 3,5 \times 0,9}{0,27} \text{N} = 3120 \text{N}$$

Kraft som overføres per drivhjul til rullene.

$$\frac{F_{hjul}}{2} = \frac{3120}{2} N = 1560 N$$

Bremsemoment på dyno i tredje gir.

$$T_D = \frac{191 \times 1,4 \times 3,5 \times 0,9 \times 0,36}{0,27} Nm = 1123 Nm$$

c)

Total kjøremotstand fra rulle- og luftmotstand i 100km/t i fjerde gir på landevei.

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

$$F_{motst} = 0,02 \times 1400 \times 9,81 N + 0,5 \times 0,4 \times 2,5 \times 1,2 \times \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 N$$

$$F_{motst} = 737,6 N$$

Bremsemoment på dyno.

$$T_D = F_{motst} \times R_D$$

$$T_D = 737,6 \times 0,36 Nm = 265,6 Nm$$

Korrigerer for ulik rulle- og luftmotstand på landevei kontra dyno. Innstilt bremsemoment blir følgende.

$$T_D = T_{tillegg} + f_D \times G \times r_D$$

$$T_{tillegg} = 265,6 - 0,03 \times 1400 \times 9,81 \times 0,36 Nm = 117,2 Nm$$

d)

Oversetningsforhold.

$$i = \frac{\alpha_b}{\alpha_D} = \frac{R_D}{r_b} = \frac{0,36}{0,27} = 1,33$$

Bilens translatoriske akselerasjon.

$$F = m \times a_b$$

Moment på dynamometer.

$$m \times a_b \times R_D = I_D \times \alpha_D$$

$$m \times \alpha_b \times r_b \times R_D = I_D \times \alpha_D$$

$$m \times 1,33 \times \alpha_D \times r_b \times R_D = I_D \times \alpha_D$$

$$I_D = 1400 \times 1,33 \times 0,27 \times 0,36 \text{ kgm}^2 = 181,4 \text{ kgm}^2$$

Antar $I_D = I_T$ samt massiv sylinder med radius R_D .

$$I_T = \frac{1}{2} \times m_T \times R_D^2$$

Størrelse på svingmasse som må kobles til.

$$m_T = \frac{2 \times 181,4}{0,36^2} \text{ kg} = 2800 \text{ kg}$$

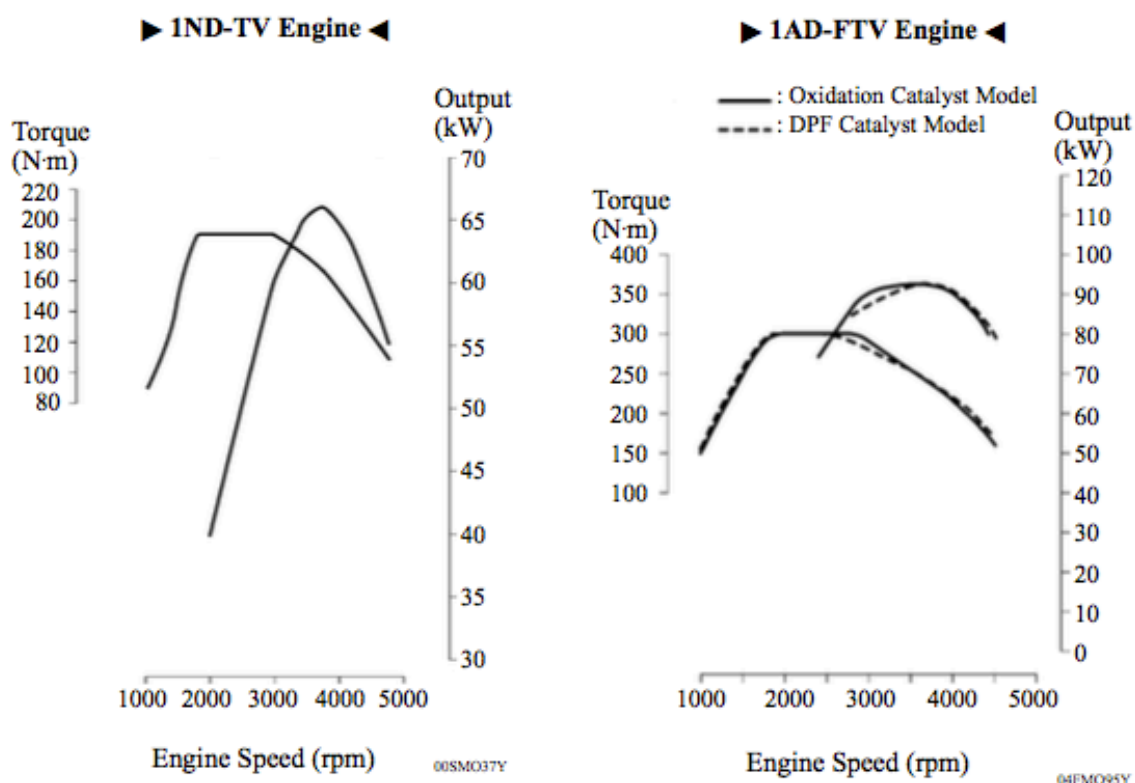
Vedlegg 2

- The 1ND-TV TOYOTA D-4D (Direct injection 4-stroke common-rail Diesel) engine has been carried over from the previous model.
- The 1AD-FTV TOYOTA D-4D engine has been newly provided.
There are 2 types for this engine; the oxidation catalyst model and the DPF (Diesel Particulate Filter) catalyst model.
- The 1ND-TV and 1AD-FTV engines use direct injection system and common-rail system to realize higher performance, good fuel consumption, clean emission, low noise and low vibration.

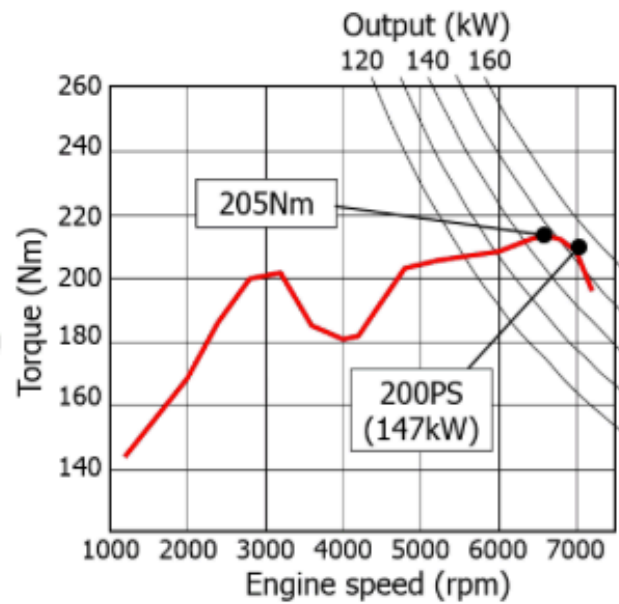
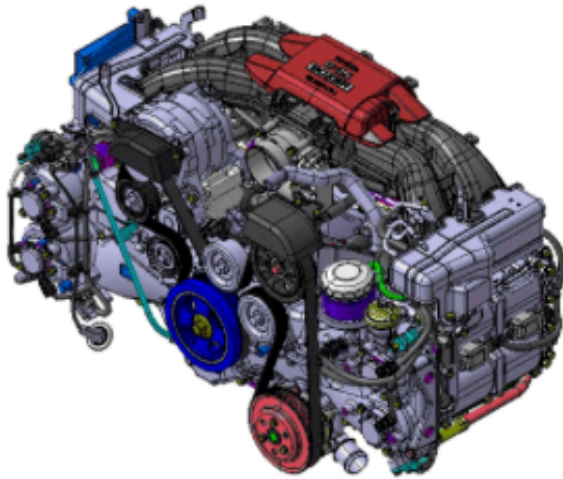
Engine Type	1ND-TV	1AD-FTV
No. of Cyls. & Arrangement	4-cylinder, In-line	←
Valve Mechanism	8-valve SOHC, Chain Drive	16-valve DOHC, Chain and Gear Drive
Displacement cm ³ (cu. in.)	1364 (83.2)	1998 (121.9)
Bore × Stroke mm (in.)	73.0 × 81.5 (2.87 × 3.21)	86.0 × 86.0 (3.39 × 3.39)
Compression Ratio	17.8 : 1	16.8 : 1
Maximum Output [EEC]	66 kW @ 3800 rpm	93 kW @ 3600 rpm
Maximum Torque [EEC]	190 N·m @ 1800 – 3000 rpm	300 N·m @ 2000 – 2800 rpm* ¹ 300 N·m @ 1800 – 2400 rpm* ²

*¹: Oxidation Catalyst Model

*²: DPF Catalyst Model



Vedlegg 3



Engine Overall Specifications [1/2]



Model		GT86	
Engine		FA20	
No. of Cylinders and Arrangement		4-cylinder, boxer-type	
Valve Mechanism		16-valve DOHC, Chain Drive (with AVCS)	
Combustion Chamber		Pentroof Type	
Manifolds		Cross-flow	
Displacement	[cm ³ (cu. in.)]	1997 (121.9)	
Bore x Stroke	[mm (in.)]	86.0 x 86.0 (3.39 x 3.39)	
Compression Ratio		12.5	
Max. Output	[kW (HP) @ rpm]	147 (200) @ 7000	
Max. Torque	[N·m (ft·lbf) @ rpm]	205 (151) @ 6400 - 6600	
Firing Order		1 - 3 - 2 - 4	
Research Octane Number		98 or higher	
Octane Rating		95 or higher	
Emission Regulations	U.S.A.	Tailpipe	Tier2Bin5, LEV2LEV
		Evaporative	ORVR
	Except U.S.A.	EURO 5	



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no