

Det Ingeniør-, Natur- og Sundhedsvidenskabelige Basisår
Strandvejen 12-14
9000 Aalborg
Telefon 9940 9736
Fax 9940 9725
<http://www.tnb.aau.dk>

Titel:

Design af gearsiftesystem

Tema:

Virkelighed og modeller

Projektperiode:

P1, Efterårssemester 2010

Projektgruppe:

B228

Deltagere:

Morten Grønkjær

Rasmus Julsgaard

Martin Zinck Mariager Larsen

Lasse Søgaard Ledet

Jan Poulsen

Linda Tram

Vejleder:

Jens Christian M. Rauhe

Oplagstal: 3 stk.

Sidetal: 94

Bilagsantal: 3 stk.

Afsluttet: 18-12-2010

Synopsis:

Unicorn Race Engineering ønsker udvikling af et nyt gearsiftesystem til deres racerbil, da det nuværende, Translogic, ikke er tilstrækkelig holdbart, og har for høj pris. Der er derfor lagt vægt på at analysere og forstå, hvordan en sekventiel gearkasse fungerer, og hvilke krav denne stiller, da en sådan gearkasse benyttes på bilen. Med henblik på implementering er der desuden, i samarbejde med Unicorn, opstillet krav, som gearsiftesystemet ligeledes skal overholde.

3 systemmuligheder til gearsiftesystemet er efterfølgende blevet beskrevet. Ud af de tre muligheder er pneumatik blevet udvalgt som løsning, frem for et hydraulisk og elektrisk. Herefter er pneumatik blevet beskrevet dybere, og der er blevet foretaget beregninger på luftforbruget og den kraft, den lineære aktuator skal yde.

Systemet er blevet designet og derefter implementeret på den eksisterende CAD-model af Unicorn-bilen. Derudover er der fremstillet en funktionsmodel, som viser systemets virkemåde. Denne fungerede dog med visse besværligheder i forhold til gearsift til frigear.

Det konkluderes til sidst, at systemet overholder alle opstillede krav, endda nogle med en stor margin, herunder holdbarheden af systemet.

Forord

Denne rapport er udarbejdet på Aalborg Universitet i efteråret 2010 på 1. semester af gruppe B228, på det ingeniør-, natur- og sundhedsvidenskabelige basisår under faggruppen maskin og produktion. Projektets overordnede tema er "Virkelighed og modeller", hvor der med inspiration fra det udleverede projektatalog er blevet valgt et emne, der danner baggrunden for rapporten: "Design af gearsiftesystem".

Rapporten er udformet til andre universitetsstuderende på basisår med ingeniør-, natur- og sundhedsvidenskabelig baggrund.

Til kildehenvisning benyttes Vancouver-metoden - kilderne nummereres og fremkommer nummerisk i litteraturlisten. Kildehenvisninger ser ud som følger: hvis hele afsnit er baseret på en eller flere kilder angives det i starten af afsnittet i kursiv, hvor en henvisning til kildelisten er at finde, eksempelvis: *Dette afsnit er baseret på bogen 'Automotive Transmission and Power Trains' [1], ...*

Kildehenvisninger opstillet inde i teksten angiver en kilde for foregående sætning, mens kilder til figurer er angivet direkte i figurteksten. Bøger i litteraturlisten er angivet ved henholdsvis: forfatter, titel, udgave, oplag, forlag, år og ISBN-nr. Websider angives således: titel på websted, link og eventuel note. Der refereres til figurer, ligninger og afsnit på følgende måde: figur/afsnit 1.1, ligning (1.1). Citater i rapporten markeres i anførselstegn med kursiv, med kildehenvisning til slut i citatet: *"Citat"*[1].

I projektet er der blevet benyttet følgende software:

- LaTeX - til rapportskrivning
- SolidWorks - til CAD-tegning af implementering af gearsiftesystem på Unicorn bil samt montagevejledning
- Datastudio - til forsøg på Unicorn G4-bil
- DirectSOFT 5 - til programmering af PLC
- Adobe Photoshop CS 5 - til billedredigering
- SmartDraw VP - til styrings flowdiagram

I projektet er ligeledes vedlagt en appendix CD indeholdende:

- SolidWorks tegninger af gearsifte-system implementeret på G4-bilen.
- PDF-filer over måledata fra moment forsøg.
- Video af funktionsmodel

I dette projekt har der været brug for ekstern materiale og information. I den forbindelse takkes Jørgen Krogh fra Krogh's Auto for lån af gearkasse til funktionsmodel, HTX Aalborg for lån af adskellige komponenter til funktionsmodel og Norgren A/S - specielt teknisk konsulent Niels Jørgen Olsen.

Indholdsfortegnelse

Kapitel 1 Indledning	1
1.1 Initierende problem	2
Kapitel 2 Problemanalyse	3
2.1 Gearkassens virkemåde	3
2.2 Kravspecifikationer	9
2.3 Systemmuligheder	20
2.4 Sammenligning	24
Kapitel 3 Problemstilling	27
3.1 Projektafgrænsning	27
3.2 Problemformulering	28
Kapitel 4 Pneumatiske systemer og styring	29
4.1 Gasteori	29
4.2 Pneumatiske aktuatorer	31
4.3 Ventiler	34
4.4 Styringsmuligheder	37
Kapitel 5 Løsningsprincipper	41
5.1 Begränsning af aktuering	41
5.2 Frigear	43
Kapitel 6 Implementering	45
6.1 Aktuator	45
6.2 Vandring	47
6.3 Luftforsyning	50
6.4 Komponenter	54
6.5 Overholdelse af krav og ønsker	54
Kapitel 7 Styring & funktionsmodel	59
7.1 Styringsalgoritme	59
7.2 Funktionsmodellens opbygning	61
Kapitel 8 Konklusion	65
Kapitel 9 Perspektivering	69
9.1 Optimeringsforslag	69
Kapitel 10 Appendix	71
Kapitel 11 Bilag	83
Litteratur	87

Indledning 1

Unicorn Race Engineering består af et hold studerende fra Aalborg Universitet, som bruger en del af deres fritid på design og konstruktion af racerbiler, og er i år igang med at designe femte generation. De konstruerede biler benyttes til såkaldte Formula SAE Competitions, forkortet FSAE competitions, som er en international konkurrence for studerende. Konkurrencen handler ikke udelukkende om at bygge den hurtigste bil, idet konkurrencen består af forskellige discipliner, hvor den samlede placering afgører vinderen.

Disciplinerne og de respektive antal opnåelige point er følgende:

Statiske discipliner:

Præsentation	75
Designløsninger	150
Omkostningsanalyse	100

Dynamiske discipliner:

Acceleration	75
Udskridningstest	50
Tidskørsel	150
Brændstoføkonomi	100
Udholdenhedsløb	300

Total	1000
--------------	------

De statiske discipliner i FSAE-konkurrencen har særligt fokus på beskrivelsen af bilen, bilens fremstillingsproces, samt hvor godt bilen 'sælges'. Der fokuseres på bilens opbygning og valg af løsninger, i designløsnings disciplinen, hvilket har en forholdsvis høj prioritet. Der vurderes også på en omkostningsanalyse, som tager udgangspunkt i en masseproduktion af bilen.

De dynamiske discipliner tester bilens køreegenskaber. Accelerationsdisciplinen tester, hvor hurtigt bilen kører 75 m.

Udskridningstesten tester bilens evne til at stå fast på vejen gennem sving. Bilen kører rundt i en cirkel med konstant radius med stigende hastighed, indtil bilen mister grebet på vejen.

Tidskørselsdisciplinen tester bilens manøvredygtighed på en lillebane uden at skulle tage hensyn til andre biler, således fås et validt billede af bilens køreegenskaber.

Udholdenhedsløbet afholdes på en størrebane med op til flere biler på banen ad gangen. Bilerne kører 22 km kun afbrudt af ét kørerskifte. Der må desuden ikke arbejdes på bilen under løbet. Udholdenhedsløbet tester bilens holdbarhed og kvalitet, og det er netop i denne disciplin, mange biler må udgå med tekniske problemer. Efter udholdenhedsløbet måles brændstofforbruget for bilen, og der gives derved point for brændstoføkonomien.

Som det ses af diciplinoversigten, er det muligt at få 30% af de maksimalt opnåelige point gennem udholdenhedløbet, hvilket gør denne diciplin yderst vigtig og stiller derved store krav til bilen og dens komponenter. Unicorn Race Engineering har indtil nu haft mange problemer med det nuværende gearskiftesystem. Skiftesystemet består af en lineær elektrisk aktuator, som købes i England. Det elektriske system har vist sig ikke at have den ønskede holdbarhed, og systemets pris gør, at holdet leder efter et alternativt system.

1.1 Initierende problem

Unicorn benytter lige nu et elektrisk gearskiftesystem ved navn Translogic, hvilket foruden at være meget dyrt, ikke er særlig holdbart. Der er derfor ønske om et nyt, billigere og mere stabilt gearskiftesystem til bilerne. Dette vil forsøges løst og beskrevet i dette projekt.

Problemanalyse 2

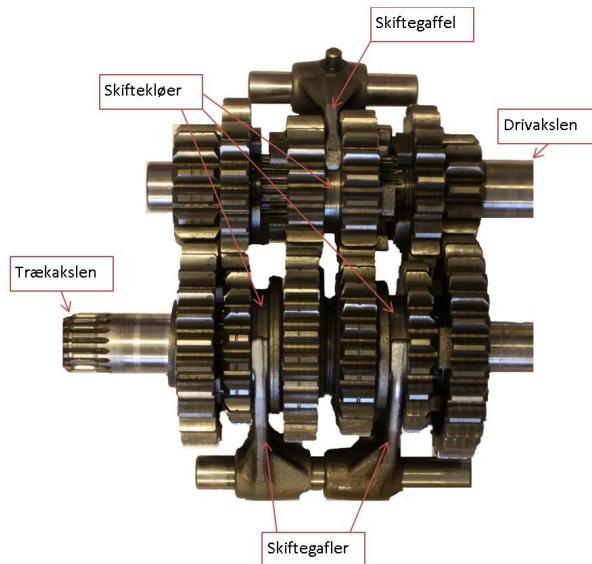
For at kunne designe et nyt gearskiftesystem er det nødvendigt med viden om gearkassens funktion og virkemåde. Dette vil blive beskrevet i følgende afsnit.

2.1 Gearkassens virkemåde

2.1.1 Driv- og trækaksler

Dette afsnit er baseret på bogen 'Automotive Transmission and Power Trains' [1], samt artikler fra Discovery Communications' HowStuffWorks.com, omhandlende manuelle og sekventielle gearkasser [2] [3].

Gearkassens formål i maskiner som f.eks. biler og motorcykler er at give mulighed for at ændre moment eller hastighed på trækakslen i større grad, end motoren selv er i stand til. I gearkassen sidder en række af koblede tandhjul af forskellig størrelse. Disse er fordelt på to aksler, henholdsvis drivakslen og trækakslen, se figur 2.1.

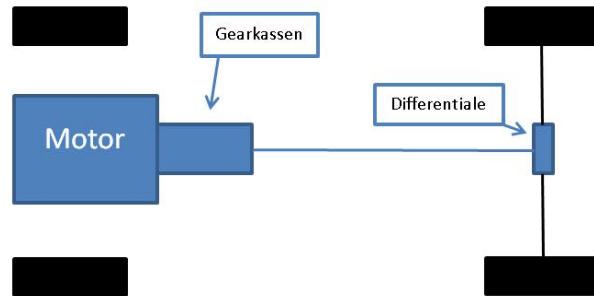


Figur 2.1. Driv- og trækakslen fra en sekventiel gearkasse. Drivakslen overfører motorens moment gennem tandhjulene til trækakslen.

De forskellige tandhjul sidder sammen i par med forskellige udvekslingsforhold, hvor et af

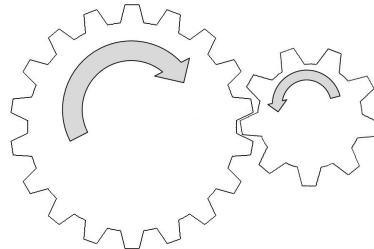
tandhjulene kører i frigang, mens det andet følger akslens rotation. Alle tandhjul roterer derfor uafhængig valget af gear. De fritkørende tandhjul kan kobles til deres pågældende aksel gennem skifteklører og -gaffler, som vist på figur 2.1.

Drivakslen overfører momentet til trækakslen, hvorefter det videreføres til differentialet og derfra til hjulene. Figur 2.2 viser gearkassens placering og forbindelse til differentialet og hjulene.



Figur 2.2. Motoren, Gearkassen og Differentialets placering i forhold til hinanden.

Udvekslingen angiver, hvordan momentet bliver reduceret eller forøget i forhold til motorenens moment og kan beregnes som forholdet mellem størrelsen af tandhjulene eller antallet af tænder på tandhjulene.



Figur 2.3. To koblede tandhjul vil som vist have modsat rotationsretning. Forholdet mellem antallet af tænder på de to tandhjul angiver udvekslingen.

Med udgangspunkt i figur 2.3 ses, at et lille tandhjul, der overfører moment til et større, vil resultere i en forøgelse af momentet, men en lavere omdrejningshastighed. Et stort tandhjul, der overfører moment til et mindre, vil reducere momentet, men give en højere omdrejningshastighed. Omdrejningshastighed og momentet er således omvendt proportionale.

Udvekslingen mellem to tandhjul kan i forhold til moment og omdrejningshastighed beregnes som henholdsvis:

$$R_M = \frac{n_B}{n_A} \quad (2.1)$$

$$R_v = \frac{n_A}{n_B} = R_M^{-1} \quad (2.2)$$

Hvor R_M og R_v er udvekslingen i forhold til henholdsvis moment og omdrejningshastighed, og n_A og n_B er antallet af tænder på henholdsvis det drivende og det drevne tandhjul.

I et system, som vist på figur 2.3, antages moment og omdrejningshastighed på det drivende tandhjul at være konstant henholdsvis M_0 og v_0 .

Det gearede moment og omdrejningshastighed kan nu beregnes som henholdsvis:

$$M = M_0 \cdot R_M$$

$$v = v_0 \cdot R_v$$

I systemer med flere gearinger vil momentet kunne beregnes som:

$$M_i = M_0 \cdot R_{M_0} \cdot R_{M_1} \cdot R_{M_2} \cdot \dots \cdot R_{M_i}$$

\Downarrow

$$\hat{M}_i = M_0 \cdot \frac{n_{B_0}}{n_{A_0}} \cdot \frac{n_{B_1}}{n_{A_1}} \cdot \frac{n_{B_2}}{n_{A_2}} \cdot \dots \cdot \frac{n_{B_i}}{n_{A_i}}$$

Dette kan samles til følgende formel for momentet i et system med i antal gearinger:

$$M_i = M_0 \cdot \frac{n_{B_0} \cdot n_{B_1} \cdot n_{B_2} \cdot \dots \cdot n_{B_i}}{n_{A_0} \cdot n_{A_1} \cdot n_{A_2} \cdot \dots \cdot n_{A_i}} \quad (2.3)$$

og ligeledes fås for omdrejningshastighed:

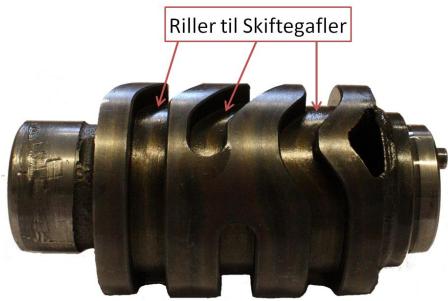
$$v_i = v_0 \cdot \frac{n_{A_0} \cdot n_{A_1} \cdot n_{A_2} \cdot \dots \cdot n_{A_i}}{n_{B_0} \cdot n_{B_1} \cdot n_{B_2} \cdot \dots \cdot n_{B_i}} \quad (2.4)$$

2.1.2 Den sekventielle gearkasse

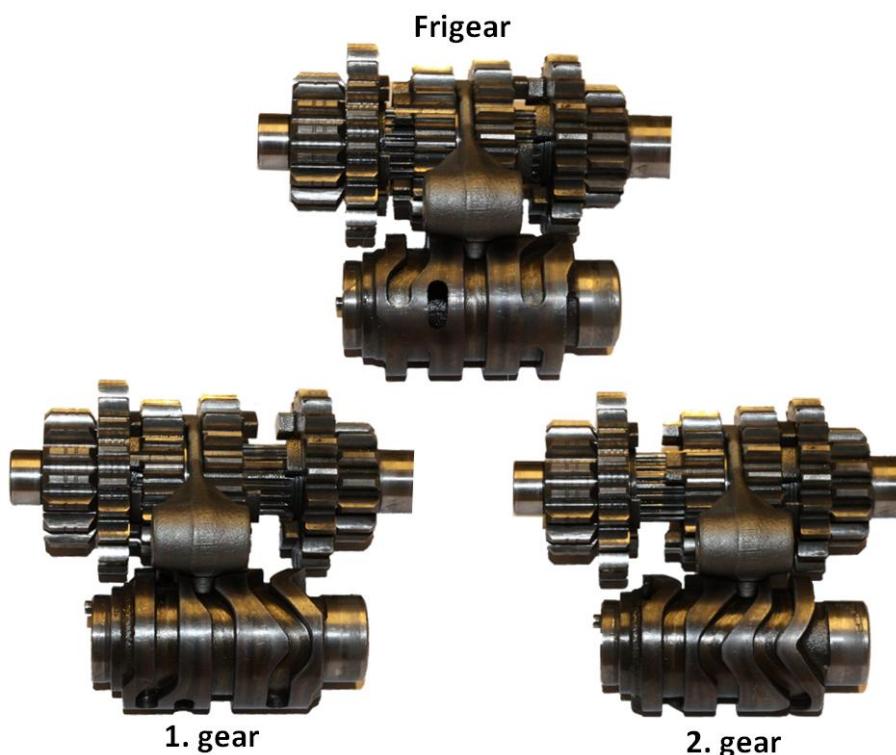
Den sekventielle gearkasse er en udgave af den manuelle gearkasse, som adskiller sig fra den traditionelle H-gearkasse. Den sekventielle gearkasse anvendes især til motorcykler og visse racerbiler. Forskellen mellem disse er, at, hvor den manuelle gearkasse giver mulighed for frit at springe mellem gearene, kan den sekventielle kun gå ét gear op eller ned ad gangen. Dette skift kan ske ved en meget lille roterende eller lineær aktivering og er derfor hurtigere end manuelle skift.

Skiftemekanisme

Den sekventielle gearkasse skifter gear vha. en skiftetromle. De enkelte skiftegafler styres af hver sin rille på skiftetromlen, figur 2.4 og 2.5.



Figur 2.4. En skiftetromle fra en sekventiel gearkasse. Det ses, at der på denne er tre riller, som styrer tre skiftegaffler og deres positioner.



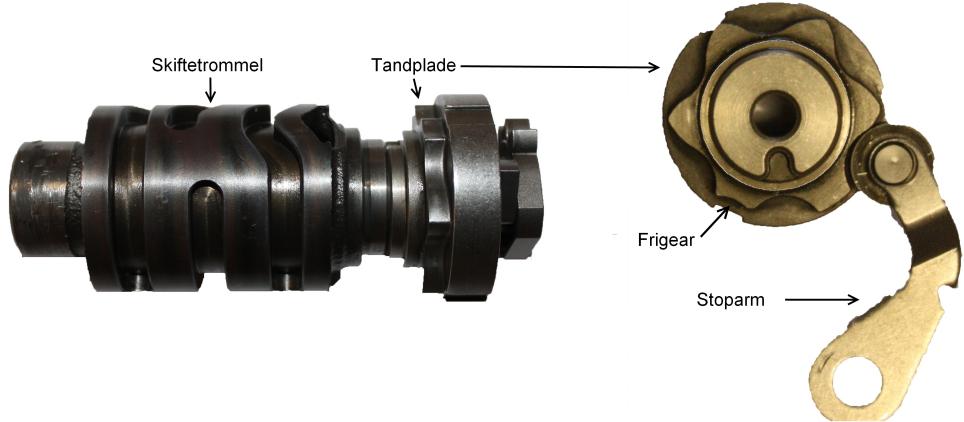
Figur 2.5. Her ses, hvordan skiftetromlen drejes, hvilket medfører, at skifteklørne skubbes og kobler gearene til.

Når gearet skiftes, drejes skiftetromlen (figur 2.4) en bestemt vinkel, hvor rillernes mønster bevirket, at en eller flere skiftegaffler bevæges og ændrer hvilke skifteklører, der er koblet til (figur 2.5).

For at sikre, at skiftetromlen drejes den korrekte vinkel, sidder der, i forlængelse af denne, en tandplade (figur 2.6). Tandpladen består af seks tænder, hvor hver dal mellem disse repræsenterer et gear. På den tilhørende stoparm sidder en fjeder. Denne bevirket, at hjulet for enden af stoparmen til enhver tid vil forsøge at befinde sig i en af dalene på tandpladen, hvorfor skiftetromlen drejes det sidste stykke. Dette bevirket også, at stoparmen ved gearsift vil modvirke skiftet, indtil enden af armen har passeret tandpladens top, hvorefter den medvirker til, at tromlen roteres det sidste stykke.

På tandpladen ses en halv tand. Denne repræsenterer frigear og ligger mellem 1. og 2.

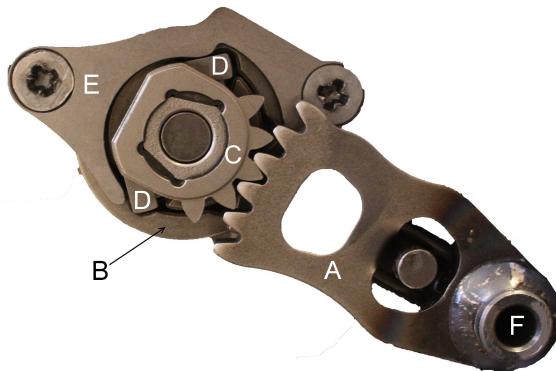
gear. Dette gør det muligt at skifte fra enten 1. eller 2. gear til frigear ved kun at foretage et halvt skift. Det er praktisk at placere frigearet her, da 1. gear altid kan findes ved at geare ned til det lavest mulige. Yderligere har det også den fordel, at føreren stadig kan skifte mellem 1. og 2. gear ved ét skift.



Figur 2.6. Her er illustreret, hvordan tandpladen er placeret i forhold til skiftetromlen, samt hvordan enden af stoparmen passer ind i dalene mellem tænderne. Den halve tand, der ses på tandpladen, repræsenterer frigear.

Skraldesystem

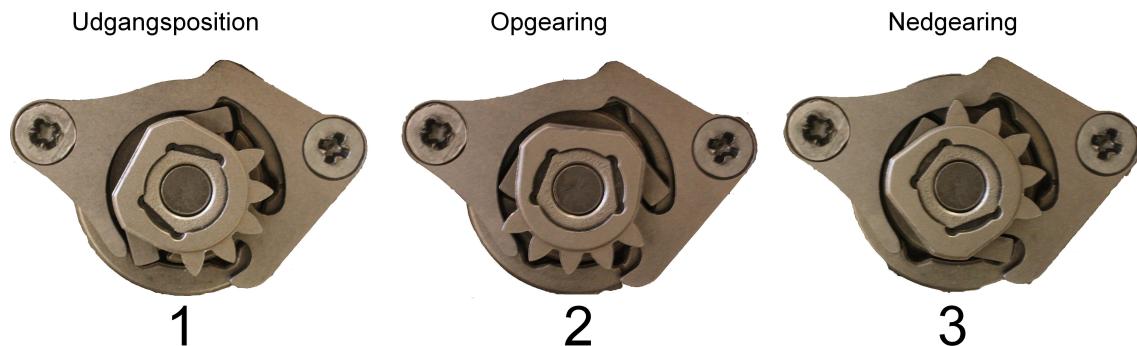
For at overføre momentet fra skifteakslen, der aktueres ved gearsift, til skiftetromlen samt returnere skifteakslen til udgangspositionen benyttes en skiftepale og et dobbeltvirkende skraldesystem (se figur 2.7).



Figur 2.7. Her ses: skiftepale (A) samt det dobbeltvirkende skraldesystem. Skiftepalen er monteret på skifteakslen (F). Skraldesystemet består af et skraldehus (B) monteret på tandplade og skiftetromle, en skiftekvadrant (C), to splittere (D) og en låseplade (E).

Med udgangspunkt i figur 2.7 sker følgende ved et gearsift: Skifteakslen (F) roteres, hvorved skiftepalen (A) drejes. Denne trækker skiftekvadranten (C) med rundt, og grundet låsepladen (E) presses én af splitterne, i løbet af rotationen, ind. Således er kun én af

splitterne (D) ude og skubber skraldehuset (B) og dermed tandplade og skiftetromle med rundt. (figur 2.8 (2) og (3)).



Figur 2.8. Her ses skraldesystemet i udgangsposition (1), yderposition ved opgearing (2) og yderposition ved nedgearing (3)

Når gearet er skiftet, og skifteakslen ikke længere roteres, skubber en fjeder skiftepalen tilbage til udgangspositionen. Skiftekvadranten skubbes med, men da ingen af splitterne længere har fat i skraldehuset, følger skraldehus, tandplade og skiftetromle ikke med. Gearet er hermed skiftet, og skiftesystemet er tilbage i udgangsposition og klar til et nyt skift.

Ud fra ovenstående beskrivelse af gearkasses opbygning og virkemåde kan det konkluderes, at et gearsifiktesystem til en sekventiel gearkasse skal bestå af aktuator samt et styringssystem til dette. Aktuatoren kan være enten: en rotationsaktuator monteret direkte på skifteakslen eller en linær aktuator monteret på en skiftearm.

Med udgangspunkt i dette vil krav til et sådant gearsifiktesystem blive specificeret.

2.2 Kravspecifikationer

Gearkassens virkemåde stiller visse krav til et gearsiftesystem henholdsvis kraft og vandring. Disse vil blive fundet gennem forsøg.

Foruden gearkassens krav vil der i samarbejde med Unicorn Race Engineering yderligere blive udarbejdet visse krav til systemet, her med henblik på implementering. Et nyt system skal gerne matche eller være bedre end det nuværende Translogic-system.

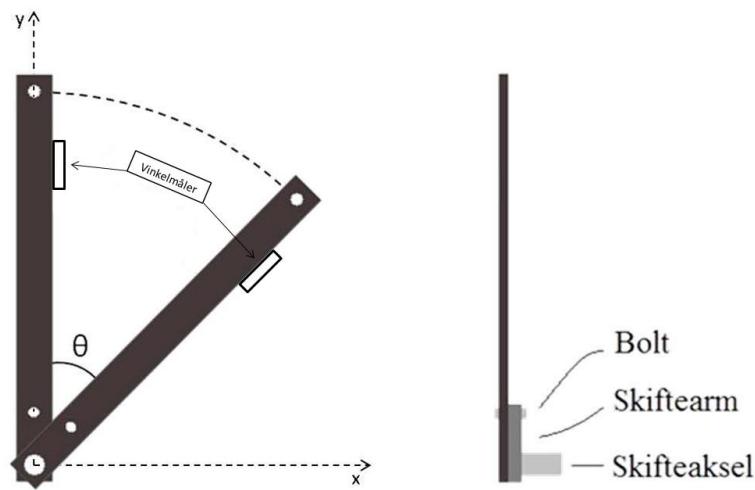
2.2.1 Gearkassens krav

Forsøgene til gearkassens krav vil nu beskrives så, der opnåes indsigt i hvorledes forsøgene er udført, samt hvordan data er blevet behandlet og omformuleret til krav. Begge forsøg er udført på Unicorn's G4 bil.

Vandring

Gennem forsøg bestemmes vinkel og vandring ved henholdsvis op- og nedgearing. Både vinkel og vandring bestemmes, da det endnu ikke vides hvorvidt systemet skal benytte rotations- eller lineær aktuator.

Forsøget illustreres af figur 2.9, hvor en skiftestang påmonteret skifteakslen benyttes. Herpå er der placeret en elektronisk vinkelmåler, der ved skift af gearet mäter vinklen i forhold til den vertikale udgangsposition. Først mäter vinklen når gearet lige nøjagtig er skiftet, hvorefter det noteres og gentages 10 gange, for henholdsvis op- og nedgearing, mellem de respektive gear. Herefter mäter vinklen til yderposition, hvor skiftestangen ikke kan aktueres længere. Dette forsøg gentages ligeledes 10 gange, men denne gang kun fra 2. til 1. gear, da indsgningsmanifolden sidder i vejen for skiftestangen og yderposition fra 1. til 2. kan derfor ikke findes.



Figur 2.9. Illustration af forsøg. Vinkelmåler placeret på skiftestangen mens gearet skiftes.

Det antages at vinklerne ved op- og nedgearing er ens. Dette antages på baggrund af analysen af den sekventielle gearkasse, afsnit 2.1.2, hvor det fremgår, at skraldehuset er symmetrisk, og derfor må vinklerne være ens både for gearsiftenes yderposition og ved

selve gearsiftet, som forsøgene viser på side 13.

Vandringsteori

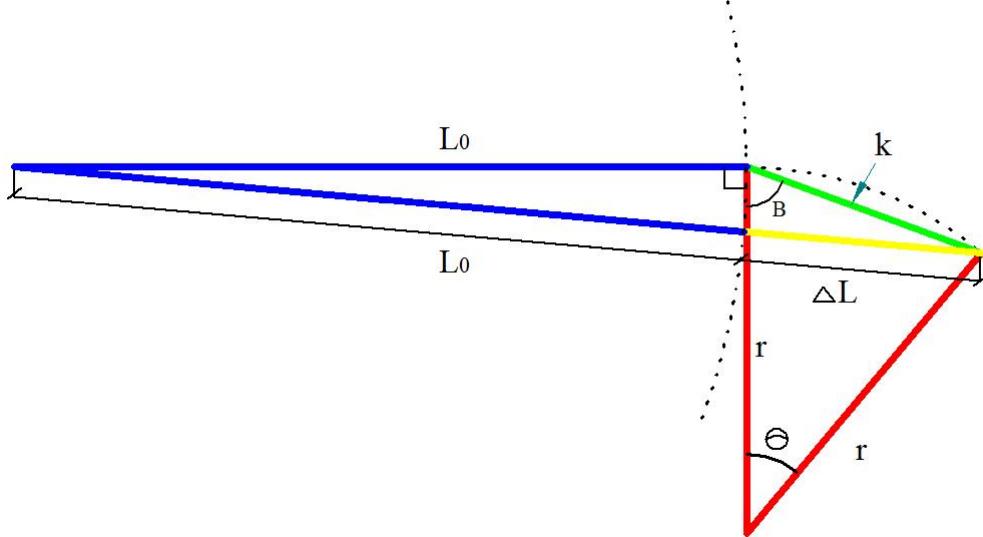
Eftersom vinklen måles direkte mangler der kun et udtryk for vandringen ved en eventuel lineær aktuering.

Aktuatorenens fæstningspunkt er bevægeligt for at aktuatoren kan følge skiftearmens cirkelperiferi. Vandringen bestemmes ved ΔL , i henhold til figur 2.10.

Det ses af figurerne 2.10 og 2.11 at vandingerne for tryk og træk ikke nødvendigvis er ens, efter som vinklerne i de to vilkårlige trekanter, ikke er ens, men hvor L_0 , r og Θ er konstante.

Herunder, følger en vejledning til beregning af ΔL ved henholdsvis tryk og træk, med udgangspunkt i figur 2.10 og figur 2.11:

Vandring ved tryk



Figur 2.10. Illustration af stempelstangens vandring ved tryk på skiftearmen. Blå linier repræsenterer stempelstangen i udgangsposition L_0 , mens gul er stempelstangens forlængelse ΔL som skal til for at skifte gear. Røde linjer repræsenterer længden på skiftearmen, og dermed radius r , som i udgangsposition er lodret og i vinklen θ når gearet er skiftet. Grøn indikerer korden k mellem de to positioner for skiftearmen udformet af geararmens cirkelbue.

Af figur 2.10 ønskes det at bestemme kordens længde samt vinkel B for at kunne benytte cosinusrelationen til bestemmelse af vandringen ΔL . Vinklen θ og længden L_0 er kendte faktorer. Korden er afstanden mellem skiftearmens udgangs- og skifteposition, den afhænger af af vinklen θ og radiusen givet ved skiftearmens længde. Dette udtrykkes ved ligningen:

$$k = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{\theta}{2}$$

Vinkel B udtrykkes simpelt vha. den ligebede trekant, der danner korden.

$$B = \frac{180 - \theta}{2}$$

Vinkel B , korden k og L_0 kendes nu i den vilkårlige trekant givet ved: L_0 , k og $L_0 + \Delta L$. ΔL kan nu bestemmes ved at benytte cosinusrelationen:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(c)$$

$$\Delta L = \sqrt{k^2 + L_0^2 - 2 \cdot k \cdot L_0 \cdot \cos(B + 90)} - L_0$$

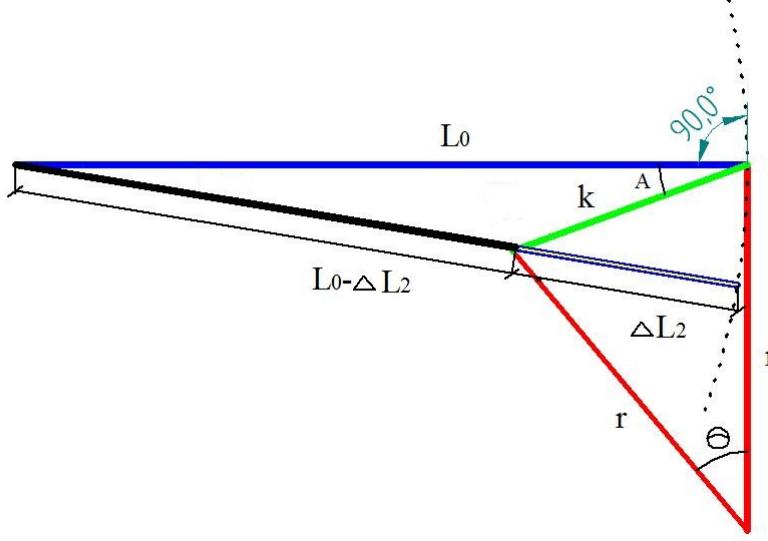
$$L_0 + \Delta L = \sqrt{k^2 + L_0^2 - 2 \cdot k \cdot L_0 \cdot \cos(B + 90)}$$

$$\Delta L = \sqrt{k^2 + L_0^2 - 2 \cdot k \cdot L_0 \cdot \cos(B + 90)} - L_0$$

Dette kan sammenskrives til ét udtryk for vandringen ved tryk, af et vilkårligt system. For at formlen er brugbar skal tre faktorer være kendte: Vinkelændringen ved et gearsift, θ , længden af skiftearmen, r og længde mellem fæstningspunkt og skiftearm, L_0 . Udtrykket ser ud som følger:

$$\Delta L = \sqrt{(2 \cdot r \cdot \sin \frac{\theta}{2})^2 + L_0^2 - 4 \cdot r \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot L_0 \cdot \cos(90 + \frac{180 - \theta}{2})} - L_0 \quad (2.5)$$

Vandring ved træk



Figur 2.11. Illustration af stempelstangens vandring ved træk på skiftearmen. Blå linier repræsenterer stempelstangen i udgangsposition L_0 , mens lyse er stempelstangens forkortelse ΔL_2 , som skal til for at skifte gear. Røde linier repræsenterer længden på skiftearmen, og dermed radius r , som i udgangsposition er lodret og i vinklen θ når gearet er skiftet. Grøn indikerer korden k mellem de to positioner for skiftearmen udformet af skiftearmens cirkelbue.

Der opstilles et udtryk for beregning af vandringen ved træk. Der tages udgangspunkt i figur 2.11 for bedre forståelse. Det ses på figuren, at vandringen af aktuatoren ΔL_2 er differensen mellem L_0 og ΔL_2 . Som før nævnt er vinklen ved op- og nedgearing den samme, hvilket giver den samme vinkel θ , hvor skiftearmen r og L_0 ligeledes har de samme værdier. Det bør dog noteres at ΔL_2 ikke er den samme som ΔL .

Herunder beskrives metoden for beregning af vandringen ved træk illustreret i figur 2.11. Først skal korden, k og vinkel A findes. Da θ og r er konstanter, er kordelængdens udtryk derfor det samme som for tryk, afsnit 2.2.1 side 10. For at beregne vinklen A udnyttes endnu engang, at trekanten beregnes som ved tryk i den ligebenede trekant, og vinklen A er derfor 90° - vinkel B .

Der fremkommer nu en vilkårlig trekant med siderne: L_0 , k og $L_0 - \Delta L_2$. Ved at benytte cosinusrelationen på trekanten findes længden af siden $L_0 - \Delta L_2$ og derefter ΔL_2 .

$$L_0 - \Delta L_2 = \sqrt{k^2 + L_0^2 - 2 \cdot k \cdot L_0 \cdot \cos(A)}$$

$$\Delta L_2 = L_0 - \sqrt{k^2 + L_0^2 - 2 \cdot k \cdot L_0 \cdot \cos(A)}$$

Dette kan ligeledes sammenskrives til et samlet udtryk, for vandring ved træk, af et vilkårligt system. θ , r og L_0 skal, som ved tryk, være kendt.

$$\Delta L_2 = L_0 - \sqrt{(2 \cdot r \cdot \sin \frac{\theta}{2})^2 + L_0^2 - 4 \cdot r \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot L_0 \cdot \cos(90^\circ - \frac{180^\circ - \theta}{2})} \quad (2.6)$$

Resultater for vandring

Gennemsnitlig målt vinkel ved skift fra 1. gear gennem frigear til 2.gear:

1. gear (start):	84, 9°
Frigeare:	79, 3°
2. gear (stop):	73, 1°

Nedgearing fra 2. gear, gennem frigear og 1. gear til yderposition:

2. gear (start):	$86,8^\circ(2) = 180^\circ - 86,8^\circ = 93,2^\circ(1)$
Frigeare:	87, 4°(1)
1. gear (stop):	81, 0°(1)
Yderposition (1. gear):	78, 4°(1)

Som det fremgår af resultaterne er start ikke ved 90° . Dette skyldes der er taget højde for slør ved skiftestangen, således estimeres denne fejlkilde.

For alle vinkelråde data se appendix D.

Databehandling

Vandringsvinklen kan bestemmes som differensen mellem vinklerne:

$$\begin{array}{ll} \text{1. til fri:} & \text{1. til 2.:} \\ \theta = 84,9^\circ - 79,3^\circ = 5,6^\circ & \theta = 84,9^\circ - 73,1^\circ = 11,8^\circ \\ \text{2. til fri:} & \text{2. til 1:} \\ \theta = 93,2^\circ - 87,4^\circ = 5,8^\circ & \theta = 93,2^\circ - 81,0^\circ = 12,2^\circ \\ \text{1. til yderposition:} & \\ \theta = 81,0^\circ - 78,4^\circ = 2,6^\circ & \end{array}$$

Ud fra måledata 10 fastsættes gennemsnitsvinkler for skiftearmen. De fastsatte vinkler, benævnt θ , tager udgangspunkt i måledata for skiftearmens vinkel, når der præcis skiftes gear. Der tages også udgangspunkt i måledata til bestemmelse af hvornår skiftearmen står i sin yderst mulige position. Da er den gennemsnitlige vinkel af skiftearmen med minimum skifteposition = 12° og gennemsnitlig vinkel ved gearskeft med skiftearmens yderste position = $14,6^\circ$. Længden L_0 er givet som den vandrette længde fra fæstningspunktet, til skiftearmens kugleled, hvilken har en længde på 228 mm. Længden r er givet som længden fra centrum på skifteakslen til centrum på skiftearmens kugleled. Denne har længden 33 mm.

Ud fra formelerne 2.5 og 2.6 kendes fremgangsmåden for beregning af stempelstangens vandring ved tryk og træk af skiftearmen. Stempelstangens vandring beregnes for vinklen der kræves for præcis at skifte et gear, samt skiftearmens maksimale vinkel. Denne vandring beregnes både for tryk og træk af skiftearmen:

Min. og maks. vandring ved tryk

Vandring ved tryk for minimal vinkel = 12° beregnes vha. formel 2.5.

$$\Delta L = \sqrt{(2 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{12^\circ}{2})^2 + 0,228m^2 - 4 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{12^\circ}{2} \cdot 0,228m \cdot \cos(90 + \frac{180-12^\circ}{2}) - 0,228m}$$

↓

$$\Delta L = 6,9mm$$

Den maksimale vandring beregnes på sammen måde som foregående beregning, dog med vinkel $\theta = 14,6^\circ$.

$$\Delta L = \sqrt{(2 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{14,6^\circ}{2})^2 + 0,228m^2 - 4 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{14,6^\circ}{2} \cdot 0,228m \cdot \cos(90 + \frac{180-14,6^\circ}{2}) - 0,228m}$$

↓

$$\Delta L = 8,4mm$$

Min og maks. vandring ved træk

Vandring ved træk for minimal vinkel = 12° beregnes vha. formel 2.6

$$\Delta L_2 = 0,228m - \sqrt{(2 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{12^\circ}{2})^2 + 0,228m^2 - 4 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{12^\circ}{2} \cdot 0,228m \cdot \cos(90 - \frac{180-12^\circ}{2})}$$

↓

$$\Delta L = 6,9mm$$

Den maksimale vandring beregnes på sammen måde som foregående beregning, med anden vinkel, $\theta = 14,6^\circ$.

$$\Delta L_2 = 0,228m - \sqrt{(2 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{14,6^\circ}{2})^2 + 0,228m^2 - 4 \cdot 0,033m \cdot \sin \frac{14,6^\circ}{2} \cdot 0,228m \cdot \cos(90 - \frac{180-14,6^\circ}{2})}$$

↓

$$\Delta L = 8,3mm$$

Vandringen for L_0 , svarende til længden af Translogic, er 6,9 mm for både tryk og træk ved den minimale vandring for gearskift. Vandringen for den maksimale vandring, har en afvigelse på 0,1 mm mellem tryk og træk, da den maksimale vandring for tryk er 8,4 mm og 8,3 mm for vandringen ved træk.

Fejlkilder

Vinkelmåleren er meget følsom, og da den skal føres med armen, uden at være spændt på, kan det være svært at aflæse korrekt og i korrekt kvadrant. Yderligere er differensen mellem de målte vinkler relativt lille, hvilket betyder, at små unøjagtigheder kan have stor betydning for resultatet. Ligeledes kan der være fejlkilder ved vinkelmålerens usikkerhed eventuelt hvis vinkelmåleren har været tabt.

Moment

For at måle momentet benyttes en tilpasset skiftestang. Denne monteres på den nuværende skiftearm som ses på figur 2.9. Et elektronisk newtonmeter tilkobles en PC og indstilles til en målefrekvens på 1000 Hz. Newtonmeteret tilkobles i toppen af skiftestangen. Målingen startes, hvorefter newtonmeteret trækkes, vinkelret på skiftestangen, til gearet skiftes. Forsøget gentages 10 gange mellem de respektive gear, hver gang fra udgangsposition. Se figur 2.12

Moment teori

Det nødvendige moment virkende på skifteakslen kan udtrykkes med formlen:

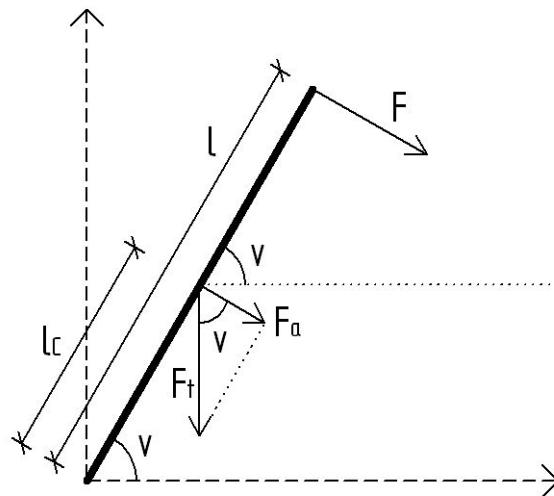
$$M = F \cdot l \quad (2.7)$$

hvor følgende er givet:

M : Moment i skifteakslen [Nm]

l : C/C afstand mellem akslen og kraftvektorens virkepunkt [m]

F : Kraft vinkelret på l [N]



Figur 2.12. Fritlegemeanalyse, der illustrerer tyngdekraftens bidrag til momentet.

Det reelle moment består således af det målte moment samt tyngdekraftens bidrag til momentet. Derfor beregnes tyngdekraftens bidrag, hvilket med udgangspunkt i følgende fritlegemeanalyse (figur 2.12) kan, udtrykkes iht. ligning 2.7 således:

$$M_a = F_a \cdot l_C$$

hvor:

M_a : Tyngdekraftens bidrag til momentet [Nm]

F_a : Tyngdekraftens komposant virkende vinkelret på armen [N]

l_C : C/C afstand mellem akslen og armens massecentrum [m]

F_a måles ikke og det udtrykkes derfor i stedet som (jf. figur 2.12):

$$F_a = F_t \cdot \cos(v)$$

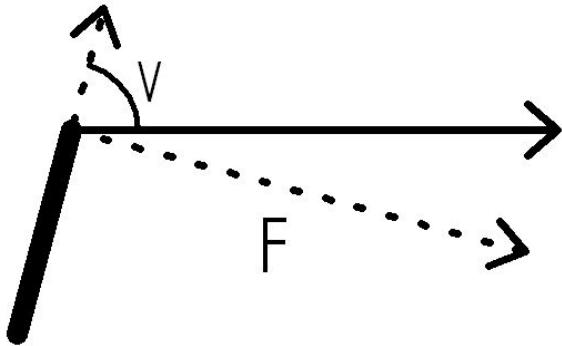
Det målte moment benævnes M_F og beskrives iht. ligning 2.7, og det reelle moment kan derfor beregnes som:

$$M = M_F + M_a = F \cdot l + F_a \cdot l_C = F \cdot l + F_t \cdot \cos(v) \cdot l_C$$

¶

$$M = F \cdot l + m \cdot g \cdot \cos(v) \cdot l_C \quad (2.8)$$

Ved brug af lineær aktuator, kan der dog nævnes, at målingerne er foretaget med newtonmeteret vinkelret på skiftearmen, men, at aktueringen med en lineær aktuator, ikke foregår vinkelret på skiftearmen, men derimod horisontalt (Figur 2.13). Det betyder reelt, at kræfterne målt er for lave i forhold til den kraft som den lineære aktuator skal yde. Da vinklen v er stor, antages det dog, at vinkeldifferensen mellem den vinkelrette og horisontale kraft er så lille at der kan ses bort fra denne.



Figur 2.13. Toppen af skiftearmen. Det ses her hvordan F afviger fra den lineære aktuator's trykkraft. Størrelses forskellen mellem disse krafter er dog så lille at der ses bort fra dette.

Resultat

Maksimal målt kraft ved reelle forsøg var følgende:

$$F_{max} = 12,9N$$

Skiftestang data	
Længde:	0,469 m
Vægt:	0,475 kg

Skiftestangens længde l er her C/C afstanden mellem de to yderste huller, da dette er den reelle afstand mellem skifteaksel og kraftvektorens virkepunkt. Grundet fladjernets udformning antages massemidtpunktet at befinde sig i en afstand $l_C = \frac{l}{2}$ fra skifteakselsens centrum.

For alle måledata til moment, se vedlagt appendix CD.

Databehandling

Selvom det ikke er tilfældet, antages det, at armens vinkel ved F_{max} er ved en yderposition for at sikre, at tyngdekraftens maksimale bidrag til momentet indgår.

Formel 2.8 for det reelle moment, beskrevet i teoriafsnitet, kan grundet antagelser om massemidtpunktet omskrives til:

$$M = l \cdot \left(F + \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \cos(v) \right) \quad (2.9)$$

Ved at benytte den maksimale kraft samt vinklen ved yderposition kan den øvre grænse for det nødvendige moment beregnes således:

$$M = 0,469m \cdot (12,9N + \frac{1}{2} \cdot 0,475kg \cdot 9,82 \frac{m}{s^2} \cdot \cos(78,5^\circ)) \\ \Downarrow \\ M = 6,28 \text{ Nm}$$

Aktuatorens nødvendige moment ved et gearsift, ses at være på $6,28 \text{ Nm}$, ved en eventuel rotations aktuering.

For en lineær aktuator afhænger kraften desuden af skiftearmens længde (jf. ligning 2.7). Kraften kan derfor udtrykkes som funktion af armens længde:

$$F(l) = \frac{6,28Nm}{l}$$

Den vinkelrette kraft på den allerede påmonteret skiftearm er:

$$F(0,033) = \frac{6,28Nm}{0,033m} = 190N$$

Med en skiftearmen på 33 mm, ses det at den nødvendige kraft for et gearsift er 190 N ved en eventuel lineær aktuering.

Fejlkilder

Hvis newtonmeteret ikke trækkes vinkelret på armen, vil en del af den målte kraft virke parallelt med stangen. Målingerne bliver derfor for store.

2.2.2 Krav fra Unicorn

Hastighed

Hastigheden for et gearsift er i racerbilssammenhæng yderst vigtig. Føreren skal mange gange vurdere om, det kan svare sig at skifte gear, da der ved gearsift kan mistes vigtig tid. I en udholdenheds disciplin med en strækning på 22 km gælder hvert sekund, og hastigheden af gearsiftet spiller en væsentlig rolle for minimeringen af tidsspild.

Det nuværende Translogic-system har en skiftehastighed for et fuldstændigt gearsift på omkring 200 ms pr. skift, svarende til $\frac{1}{5}$ sekund, samt en periode, hvor bilen ikke er i gear, på omkring 100 ms, svarende til $\frac{1}{10}$ sekund. Et nyt system skal kunne opnå en tilsvarende hastighed. Dvs. at der tillades en skiftehastighed for et fuldstændigt skift på 200 ms og 100 ms hvor bilen ikke er koblet i gear.

I et sådant løb, der køres på en teknisk sværbane bestående af få langsider og mange kurver, skiftes der i enkelte tilfælde gear hurtigt efter hinanden. Disse gearsift ses typisk som dobbelt- eller trippelsift ved nedgearing op til en kurve. Derfor skal systemet kunne leve tre gearsift i træk på maksimum to sekunder.

Skiftemængde

Under udholdenhedsløbet skiftes der gear ca. 8 gange i minuttet, hvor det antages, at et udholdenhedsløb kan vare op mod 30 min. afhængig af bane og fører. Derfor skal gearsiftesystemet kunne leve minimum $8 \frac{\text{skift}}{\text{min}} \cdot 30\text{min} = 240\text{skift}$, hvorfor der overdimensioneres til 300 skift pr. løb, idet mangel på gearsift kan have store konsekvenser for bilens placeringen.

Holdbarhed

Unicorn har haft problemer med, at Translogic-systemet ødelægges. Desuden er der relativt dyre service intervaller på 10.000 skift, eller hvert halve år. Et nyt system skal gerne have længere levetid, samt længere serviceintervaller end Translogic.

Vægt af system

Vægten af en racerbil har stor indflydelse på bilens køreegenskaber og præstationer. Translogic-systemet har en samlet vægt på omkring 500g, hvoraf aktuatoren vejer 370g [4]. I følge Unicorn må gearsiftesystemets maksimale vægt være 3 kg, hvis blot systemet virker optimalt i forhold til hastighed og holdbarhed.

Volumen af system

En stor del af designet af en racerbil handler om udformningen af chassiset, og hvor små og aerodynamisk dette kan laves. Et gearsiftesystem skal være inden for rammerne af chassiset, og et system med stor volumen er derfor ikke ønskværdigt.

Begrænsning af aktuering

Mange aktuatorer har kun mulighed for to positioner, henholdsvis helt inde eller helt ude. Dette kan være problematisk, da skiftearm og -pal kan ødelægges ved at blive trykket eller trukket forbi yderpositioner. Der er derfor et krav om begrænsning af aktueringen både i forhold til længde og kraft. Nødvendig vandring og moment i forbindelse med gearsift blev fundet i forsøg (afsnit 4.2.2).

Overholdelse af FSAE-regelsættet

FSAE-klassen har et meget omfattende regelsæt for de racerbiler, der deltager i konkurrencen. Særligt er der regler for pneumatiske og hydrauliske systemer, se afsnit B13.1 i bilag 1 11.

Samarbejde med Ignition-Stop system

Mange racing-teams inkl. Unicorn benytter et såkaldt Ignition-Stop system, der slukker for motorens tænding ved gearsift, hvilket gør brugen af kobling unødvendig. Dette medfører markant hurtigere gearsift. Det er et krav til et nyt system, at dette kan samarbejde med Ignition-Stop systemet, så der ikke skiftes gear, mens bilens tænding er aktiveret, hvilket kan ødelægge gearnøse og motor. Ignition-stop systemet skal kunne aktiveres, når der skiftes gear med skiftepadlerne bag rattet og deaktiveres, når gearet er skiftet. Nærmere forklaret, skal der, når skiftepadlerne aktiveres, sendes signal til henholdsvis motorstyring og gearsiftesystem. Motorstyringen skal deaktivere tændingen, hvorefter gearsiftet skal foretages. Når gearsiftet er foretaget, sendes et nyt signal til motorstyringen om igen at aktivere tændingen.

Translogic-systemet samarbejder i øjeblikket ikke optimalt med Ignition-Stop systemet, da det ikke sender signal til motorstyringen om at skiftet er udført, og der fås derved langsomme skift end ønsket.

Kompleksitet

Under konstruktion af bilen er det vigtigt, at gearsiftesystemet ikke er for komplekst, da det øger risiko for fejl under installation. Kompleksiteten spiller dog en endnu større rolle i forbindelse med løb, hvor hurtig fejlfinding og reparation kan være afgørende for deltagelse i de forskellige discipliner.

Pris

Translogic-systemet har en indkøbspris på 6099,00 DKK inkl. moms og fragt fra England [4]. Serviceeftersyn har en pris på 299 DKK ekskl. fragt. Kombineret med de relativt korte serviceintervaller, har dette system vist sig at være for dyrt i forhold til Unicorn Race Engineerings budget. Et nyt system skal have lavere indkøbspris samt længere serviceintervaller.

Ud fra de udførte forsøg og kravene fra Unicorn kan der opstilles følgende specifikke krav til et nyt system, for at det vil blive implementeret på racerbilerne:

2.2.3 Krav

Moment: 6,28 Nm

Kraft: 190 N ved en skifteam på 33mm

Vandring: Vejledende 8,3 mm i hver retning (afhængig af θ , L_0 og r)

Hastighed: Maksimum 200 ms pr. skift for hele gearsift. Maksimum 100 ms pr. skift, hvor bilen ikke er i gear. Tripelskift på maksimum 2 sek.

Skiftemængde: 300 skift pr. løb

Holdbarhed: Minimum 10.000 skift.

Vægt: Maksimum 3 kg.

Volumen: Mulighed for at holde systemet inden for chassisets rammer.

Begrænsning: Mulighed for begrænsning af aktuering.

FSAE-Reglement: FSAE-reglementet skal kunne overholdes.

Samarbejde med Ignition-Stop: Skal kunne samarbejde med Ignition-Stop systemet.

Kompleksitet: Simpelt system, hvor der er mulighed for hurtig fejlfinding og reparation.

Pris: Maksimum 6099,00 DKK.

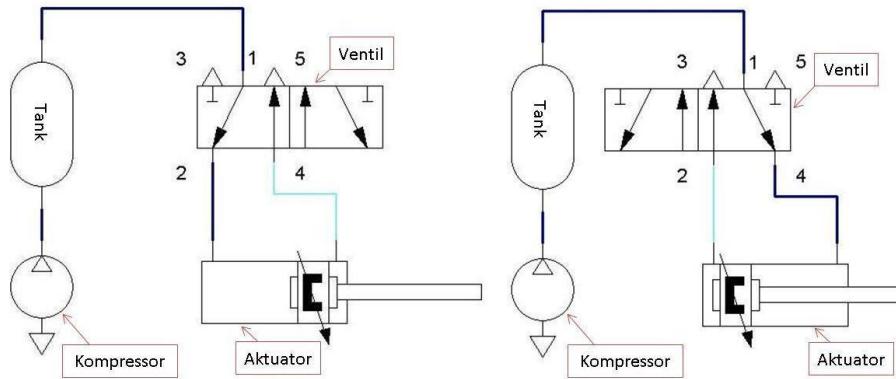
Systemmuligheder, der muligvis kan overholde ovenstående krav, vil nu blive beskrevet.

2.3 Systemmuligheder

Der findes adskillige aktuatorssystemer. Langt de fleste kan dog opdeles i tre hovedgrupper, henholdsvis pneumatiske, hydrauliske og elektriske. Disse vil i det følgende kort beskrives.

2.3.1 Pneumatik

Et pneumatisk system udfører mekanisk arbejde vha. luft- eller gastryk [5]. Et simpelt eksempel på et sådant system kan illustreres vha. figur 2.14.



Figur 2.14. Et simpelt pneumatisk system: De forskellige komponenter er følgende: Kompressor, tank, ventil og aktuator, hvor hvert billede viser luftstrømningens betydning for stemplets bevægelse. Den mørke streg angiver luften fra kompressoren og den lyse er udluftningen fra aktuatorens modsatte kammer. Her ses også, at luften ikke bliver genanvendt. Tegnet efter ISO standard 1219.

Det viste system består af en kompressor, der ved aktivering skaber et lufttryk. Lufttrykket transporteres vha. slanger, til en tank, hvor trykket opbygges. Aktuatoren består af en cylindrisk beholder med et indvendigt stempel. Stemplet deler cylinderen i to kamre. Ventiler sørger for at fordele trykket til de forskellige kamre i aktuatoren. Lufttrykket presses ind i et af disse kamre, mens trykket i det modsatte kammer presses ud af systemet. Dette vil medføre, at stemplet bevæger sig frem eller tilbage afhængig af, hvilket kammer der fyldes (figur 2.14). Lufttrykket bliver på denne måde omdannet til mekanisk arbejde.

Figur 2.14 er et simplificeret system, men indeholder de fleste komponenter i et pneumatisk system. Andre eksempler på lufttryk-dannende komponenter er turboladere på biler. Gasflasker bliver desuden ofte brugt som tryktanke, hvor visse komposittanke kan indeholde tryk på op mod 350 bar [6]. Dette giver en indledningsvis høj ydeevne, men da trykket falder efterhånden som gassen forbruges, skal tanken i sidste ende skiftes eller genopfyldes. Ved brug af en kompressor er det muligt at undgå trykfald i tryk, da tanken konstant fyldes op, og derfor ikke skal skiftes. Ofte består et pneumatisk system af flere aktuatorer, som kan styres individuelt gennem mere avancerede ventilsystemer.

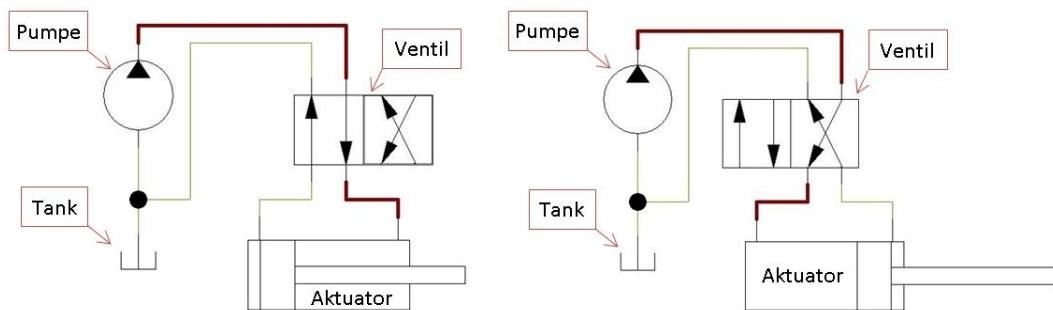
Pneumatiske systemer er simple, robuste og med et minimalt antal bevægelige dele. Aktuatorerne er lette og kan styres vha. ventilsystemer. Grundet nødvendig luftudslip ved

hver aktuering er der dog behov for ekstern luftforsyning, hvilke har både stor volumen og masse.

2.3.2 Hydraulik

Dette afsnit er baseret på artikler fra Discovery Communications' HowStuffWorks.com omhandlende hydrauliske systemer [7].

Hydrauliske systemer ligner på mange punkter pneumatiske, men afviger dog især ved at være lukkede. Hydrauliske systemer bruger, i modsætning til de pneumatiske, væsketryk, typisk gennem olier, til at udføre det mekanisk arbejde. Hydraulik benyttes eksempelvis i bilers bremsesystem, hvor den hydrauliske væske presser bremseklodserne mod bremseskiverne. Hydraulik bruges også i større mekaniske systemer, hvor der er behov for stor kraft, eksempelvis i industrimaskiner.



Figur 2.15. Simpelt hydraulik system. Bestående af pumpe, tank, ventil og aktuator. Systemet er lukket, og væsken cirkulerer rundt i systemet. De mørkebrune streger illustrerer her væske i fremdrift, mens de gule slanger illustrerer væske i tilbageløb mod tanken. Tegnet efter ISO standard 1219

Figur 2.15, er et typisk eksempel på et simpelt hydraulisk system. Ved aktuering gennem hydraulik pumpes væsken fra tanken ind i et af aktuatorenens kamre, mens væsken i modsatte kammer bliver ledt tilbage til tanken pga. tryk fra stemplet samt undertryk i tanken. Figur 2.15 illustrerer, hvordan sferne leder væsken i henholdsvis ekspansion og retraktion af stempel.

Hydraulik er et kraftbevarende system, da væsken ikke er komprimerbar. Luftbobler i systemet kan dog blande sig med væsken og dermed give en vis komprimeringsevne, hvilket nedsætter effekten. Da væsken bliver genbrugt ved hver aktuering, er der ikke behov for ekstern forsyning udover elektricitet til pumpe og styring. Systemet har dog tilgengæld en relativt stor egenvægt.

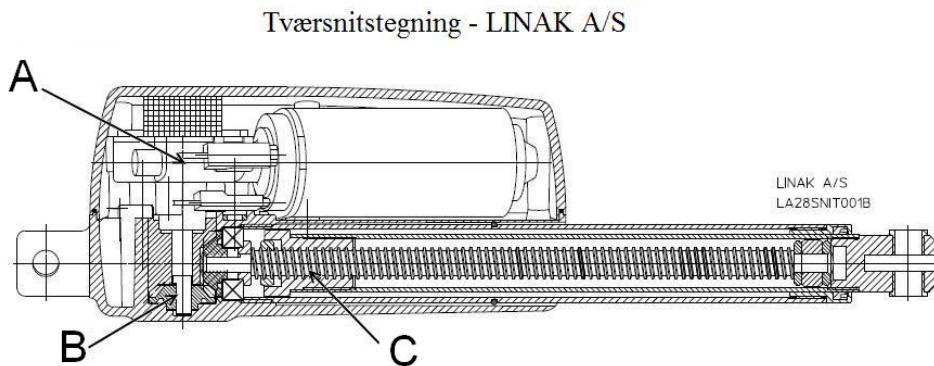
2.3.3 Elektrisk Aktuator

Elektriske systemer afviger betydeligt i forhold til de to foregående systemer. Et elektrisk aktiveringssystem består udelukkende af en aktuator, en styringsboks og strømforsyning til disse. Da aktuatoren i denne sammenhæng er den væsentligste, er det denne, der vil blive beskrevet.

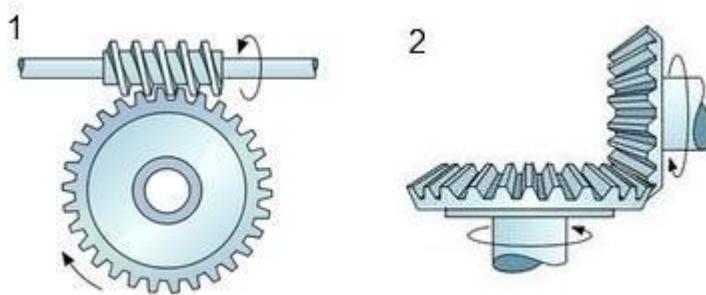
Størstedelen af elektriske aktuatorer er baseret på elektriske AC- eller DC-rotationsmotorer som primær momentdanner. Ved lineære aktuatorer sørger de resterende komponenter for at omdanne den roterende bevægelse til en lineær bevægelse. Elektriske aktuatorer ses overalt i industrien, samt i eksempelvis bilers centrallåsesystem.

Omdannelsen fra roterende til lineær bevægelse kan laves på flere måder, men principperne er grundlæggende de samme og handler i høj grad om gearing. Der tages i denne beskrivelse udgangspunkt i en lineær aktuator fra LINAK A/S, da denne forholdsvis simpelt illustrerer bevægelsesomdannelsen.

LINAK Aktuator



Figur 2.16. Tværsnitstegning af elektrisk LINAK-aktuator. De forskellige gear der benyttes er henholdsvis: Snekkegear (A), koniskgear (B) og spindelgear (C).[8]



Figur 2.17. Opszaleret tegning af de forskellige geartyper henholdsvis: snekkegear (1) bestående af en snekke øverst og et snekkehjul samt koniskgear (2).[9]

På fig. 2.16 ses en tværsnitstegning af den valgte LINAK-aktuator. Den øverste del af aktuatoren består bl.a. af den elektriske motor. Momentet fra motoren overføres til en anden aksel ved at benytte en snekkegearing (figur 2.17). Snekken roteres af motoren, der overfører momentet til snekkehjulet. Foruden at overføre moment fra en aksel til en anden, forøger en snekkegearing også momentet kraftigt.

Snekkehjulet roterer igen en aksel, der er tilkoblet en koniskgearing (se figur 2.17). Denne gearing overfører moment mellem to aksler placeret vinkelret på hinanden, men uden gearing som ved snekken. Til selve omdannelsen af bevægelsen fra roterende til lineær

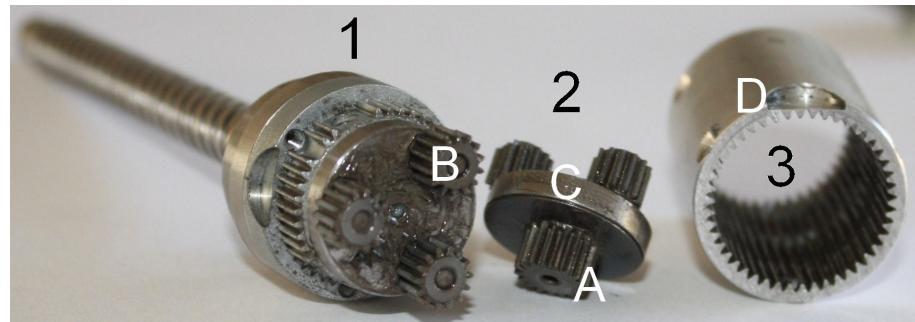
bevægelse, benyttes en spindel som vist på figur 2.16 (C), der her roteres af det koniske gear. Spindlen er udformet med et skruegevind, påmonteret en spindelmøtrik, som ved rotation bevæger sig op og ned af spindlen. Motorens moment er således omdannet til en lineær kraft.

Translogic-aktuator

Et andet eksempel på en elektrisk aktuator er den tidligere nævnte Translogic-aktuator, der lige nu benyttes på Unicorn's biler. Aktuatoren virkemåde er anderledes end en LINAK aktuatoren og vil i dette afsnit blive beskrevet.

Som ved LINAK-Aktuatoren, benyttes en DC-motor som drivkraft, og et spindelsystem omdanner rotationen til lineær bevægelse. Aktuatoren udmunder i en spindel, som - med et påmonteret kugleled - kan forbindes til en skiftearm.

Den største forskel på de to nævnte aktuatorer er, at Translogic-systemet anvender et planetgearsæt mellem motor og spindel.



Figur 2.18. Her ses Translogic-aktuatorens planetgearsæt skilt til tre dele: Del 1 viser spindlen, planethjulholder og tre planethjul (B). Del 2 viser en planethjulholder (C) med tre planethjul på den ene side og et solhjul (A) på den anden side. Del tre er ringhjulet (D)

Med udgangspunkt i figur 2.18, er et planetgearsæt opbygget af henholdsvis solhjul (A), tre planethjul (B) monteret på planethjulholdere (C) i et ringhjul (D). Sol- og planethjulene er monteret på planethjulholdere. Der er tre planethjul på den ene side af hver planethjulholder og et solhjul på den anden side. I samlet stand sidder et solhjulet i midten af planethjulene, og ringhjulet omslutter planet- og solhjulene.

Motorens moment overføres vha. et solhjul til planetgearsættene. Når solhjulet roterer, trækker det planethjulene, men planethjulene kan ikke trække ringhjulet, som de ellers griber i, grundet ringhjulets indvendige fortanding. Ringhjulet holdes nemlig stationært. Dette resulterer i, at planethjulholderne roterer i stedet og roterer det næste planetgearsæt.

Motorens moment bliver i alt ført i gennem to planetgearsæt. Planetgearing er en effektiv metode til gearing, hvor det ønskes, at det initierede og gearede moment befinner sig på samme akse og findes bl.a. i skruemaskiner og biler med automatgear.

2.4 Sammenligning

De tre overordnede muligheder for nye systemer er blevet beskrevet og vil nu blive sammenlignet for at udvælge det potentieligt bedste system.

Forklaring

For at sammenligne de forskellige typer af systemer, er der udarbejdet et produktvurderingsskema. Formålet med skemaet er at vurdere de tre forskellige aktueringssystemer i forhold til specifikke krav, for derefter at udvælge det system, der på gruppen fik højest score.

Hvert gruppemedlem skulle herefter lave en individuel vurdering ud fra den tidligere beskrevne, grundlæggende information om henholdsvis pneumatiske, hydrauliske og elektriske aktueringssystemer, hvorefter gennemsnittet blev fundet. Det blev på denne måde sikret, at alle gruppemedlemmers mening kom med i vurderingen. Idet vægtningerne er baseret på basal viden om de forskellige aktueringssystemer, er sammenligningen ikke en nøjagtig skematisering af fordelene og ulempene ved systemerne. Det ville kræve en mere omfattende og dybdegående analyse af systemerne. Det vil dog ikke indgå som en del af projektet. Vægtningerne er desuden sket ud fra en individuel holdning og det er heraf naturligt, at skemaet kunne udformes anderledes med andre holdninger.

De forskellige kriterier omhandler mere specifikt følgende:

Kriterier	Detaljer
<i>Anskaffelse</i>	Angiver anskaffelsesprisen inkl. fragt
<i>Holdbarhed</i>	Angiver den langsigtede holdbarhed af systemet.
<i>Vedlighold</i>	Angiver priser på vedligholdelse af systemet
<i>Kompleksitet</i>	Angiver hvor overskueligt systemet er i forbindelse med installation og evt. fejlfinding
<i>Reglement</i>	Angiver hvor overskueligt systemet er i forbindelse med overholdelse af gældende FSAE-reglement
<i>Vægt</i>	Angiver den samlede vægt af systemet inkl. styringsboksen
<i>Volumen</i>	Angiver volumen af systemet i forbindelse med installation på bilen.
<i>Hastighed</i>	Angiver hastigheden af et gearsift, samt klargørelsen til næste.
<i>Præcision</i>	Angiver hvor præcis aktuatoren er, således gearkassen ikke ødelægges.

De forskellige kriterier blev vægtet med en faktor mellem 0-3, hvor betydningen er proportional med talværdien. En karakter mellem 0-3 blev givet ud fra, hvor godt hvert system opfyldte kriterierne. Samlet karakter blev udregnet som summen af en karakteren multipliceret med dens tilhørende kriterievægtning.

Det samlede vurderingsskema blev følgende (se figur 2.19).

Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Reglement	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
<i>Vægtning (0-3)</i>	1,8	3,0	1,8	2,3	2,3	2,8	1,7	3,0	3,0	-
<i>Karakter (0-3)</i>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<i>Elektrisk</i>	0,8	1,0	1,2	1,5	3,0	2,8	3,0	2,8	2,8	47,2
<i>Pneumatisk</i>	2,2	2,8	2,7	2,5	1,7	0,8	1,2	2,8	2,8	48,4
<i>Hydraulisk</i>	1,8	2,8	2,0	2,2	1,7	1,0	1,3	2,0	2,3	42,5

Figur 2.19. Sammenligningsskema til brug ved udvælgelse af det potentielt bedste system. Sammenligningen er sket ud fra en vægtning af forskellige kriterier og en karakter for hvor godt det enkelte system opfyldte kriteriet.

Individuelle skemaer for hvert gruppemedlem kan ses i appendix B.

Som det fremgår af skemaet, blev det pneumatiske system vurderet til at være det potentielt bedste system, og dette vil der blive arbejdet videre med i resten af projektet. Dette leder frem til en projektafgrænsning og problemformulering.

Problemstilling 3

3.1 Projektafgrænsning

Problemerne med gearsiftesystemet til Unicorns racerbiler kan løses på flere måder. Disse muligheder kan samles i tre hovedgrupper, pneumatiske, hydrauliske og elektriske systemer.

Med sammenligningen af systemmulighederne i afsnit 2.4 blev det valgt at arbejde med et pneumatisk system. Da der er mange krav til systemet, udvælges enkelte af disse som projektets fokusområder. Denne udvælgelse sker på baggrund af, hvad der synes at være mest essentielt for et sådant system, og ud fra, hvad der vil være nemmest at optimere senere i designfasen. Fokusområdet er derfor at designe en funktionsmodel af et relativt billigt, hurtigt, stabilt og præcist system, der kan samarbejde med Ignition-Stop-systemet. Således vil overvejelser omkring vægt, volumen og overholdelse af gældende FSAE-regler ikke indgå som en nødvendig del af løsningen på funktionsmodellen. Dog designes der også en virtuel model, som i langt højere grad tager hensyn til krav omkring vægt, volumen og FSAE-regler. Funktionsmodellen benytter en kompressor med indbygget tank som luftforsyning i modsætning til den virtuelle model der kun vil gøre brug af en tryktank for derved at mindske vægten af systemet. Den virtuelle model implementeres herefter i en CAD-model af Unicorn bilen.

Denne afgrænsning leder frem til følgende problemformulering:

3.2 Problemformulering

I dette P1-Projekt vil der blive arbejdet med følgende problemstilling:

Grundet problemer med det nuværende elektriske gearskiftesystem på Unicorn Race Engineering's biler vil følgende blive undersøgt:

Hvordan kan et pneumatisk gearskiftesystem til en 6-trins sekventiel gearkasse designes, så de efterfølgende krav overholdes?

Krav

Hastighed: Maksimum 200 ms pr. skift for hele gearskift. Maksimum 100 ms pr. skift hvor bilen ikke er i gear. Tripelskift på maksimum 2 sek.

Antal skift: Minimum 300 skift pr. løb i tanken.

Holdbarhed: Minimum 10.000 skift.

Begrænsning: Mulighed for begrænsning af aktuering.

Samarbejde med Ignition-Stop: Skal kunne samarbejde med Ignition-Stop systemet.

Pris: Maksimum 6099,00 DKK.

Yderligere er der opstillet ønsker til et nyt system:

Ønsker

Vægt: Maksimum 3 kg.

Volumen: Mulighed for at holde systemet inden for chassisets rammer.

FSAE-Reglement: FSAE-reglementet skal kunne overholdes.

Kompleksitet: Simpelt system, hvor der er mulighed for hurtig fejlfinding og reparation.

Ud fra afgrænsning og krav, vil problemformuleringens underspørgsmål blive defineret:

Underspørgsmål

- *Hvilke pneumatiske aktuatorer findes der, og hvilken type opfylder bedst krav og ønsker?*
- *Hvordan begrænses aktueringen ved et gearsift, så komponenter ikke overbelastes?*
- *Hvordan styres det pneumatiske gearskiftesystem?*
- *Hvilke pneumatiske komponenter skal indgå i løsningen, og hvordan kan en funktionsmodel konstrueres og testes?*
- *Hvordan kan det pneumatiske system implementeres på Unicorn bilen?*

Grundet valget af et pneumatisk system vil teorien ved brug af pneumatik nu blive beskrevet.

Pneumatiske systemer og styring 4

Der er adskillige afspekter, der skal tages højde for, når der arbejdes med pneumatiske systemer. Her følger derfor teori om pneumatiske beregninger, samt hvilke typer ventilsystemer der findes, og hvordan disse kan styres.

4.1 Gasteori

Dette afsnit er baseret på information fra 'Tryklufthåndbogen's sider om trykluftteori [10], og 'Norgren A/S's katalog [11].

Med udgangspunkt i afsnit 2.3.1 ses der yderligere på pneumatik og de fysiske begreber forbundet hermed.

4.1.1 Gasser

Pneumatiske systemer benytter stoffer på gasform, og der vil derfor blive beskrevet yderligere om disse.

Alt stof består af molekyler, og disse er, ved en absolut temperatur forskellig fra 0 K, i konstant bevægelse. Molekylerne er bundet til hinanden af enten primære eller sekundære bindinger. Hvis molekylerne bevæger sig så meget, at disse bindinger ikke længere kan holde molekylerne sammen, er stoffet på gasform. Molekylerne kan nu bevæge sig frit rundt i hele det tilgængelige volumen. Da det tilgængelige volumen kan mindske uden, at gassen ændrer tilstand, er gassen komprimerbar. Denne evne leder frem til en gas' tryk. Trykket i en beholder med en gas, skyldes molekylernes kollisioner mod beholderens vægge og kan beskrives som antallet af molekyleslag mod beholderens vægge pr. tidsenhed. Følgende tre parametre har derfor indflydelse på trykket:

Gassens stofmængde: Øges molekylemængden i beholderen, må det øgede antal molekyler nødvendigvis medføre en forøgelse af trykket.

Beholderens volumen: Mindske beholderens volumen, vil gassens molekyler hyppigere ramme beholderens vægge og dermed øge trykket.

Gassens temperatur: Øges gassens temperatur, øges samtidig molekylernes kinetiske energi og dermed bevægelseshastigheden resulterende i et højere tryk.

4.1.2 Idealgasligningen

Termodynamikkens 1. lov lyder:

'En arbejdsmængde, udført på eller i et system, er lig med den varmemængde, som overføres til eller fra systemet' [10].

Denne lov fastslår, at i et ideelt system med en gasbeholder, hvortil der tilføres energi i form af varme, vil hele denne energimængde blive omdannet til kinetisk energi, hvorfor hele energimængden vil blive omdannet til tryk.

Grundet dette kan sammenhængen mellem ovenstående parametre beskrives vha. idealgasligningen:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (4.1)$$

Hvor:

p: Gassens tryk i Pascal [$\frac{N}{m^2}$]

V: Beholderens volumen i [m^3]

n: Gassens stofmængde i [mol]

R: Gaskonstanten ($8,314472 \frac{Pa \cdot m^3}{mol \cdot K}$)

T: Gassens temperatur i [K]

Denne lov gælder for gasser i ideelle systemer, men er også brugbar i praksis.

4.1.3 Beregninger til pneumatik

Definitionen af tryk er:

$$p = \frac{F}{A} \quad (4.2)$$

Hvor:

p: Trykket i [Pa]

F: Kraften i [N]

A: Arealet i [m^2]

For at kunne udføre kraftberegninger på pneumatiske cylindere, er ligning 4.2 i principippet det eneste nødvendige. Ved beregning af kraften ses der derfor på to faktorer hhv. stemplets effektive overfladeareal, givet ved $A = r^2 \cdot \pi$, samt arbejdstrykket.

Arbejdet, den pneumatiske cylinder skal udføre, er afhængig af kraftretningen - tryk (udadgående) eller træk (indadgående). Disse kræfter er forskellige, da der ved træk skal tages højde for stempelstangens tværsnitsareal i forbindelse med det effektive stempelareal. I forbindelse med pneumatik angives tryk i bar, længde i mm og areal i mm^2 . Der kan

derfor med fordel benyttes, at: $p_{bar} = \frac{1}{10} \cdot \frac{N}{mm^2}$ så F beregnes i enheden N . Følgende udtryk for kraften ved henholdsvis tryk og træk kan derfor opstilles ud fra ligning 4.2 som:

$$F_{Tryk} = \frac{A \cdot p_{bar}}{10} \quad (4.3)$$

$$F_{Traek} = \frac{(A - A_s) \cdot p_{bar}}{10} \quad (4.4)$$

Hvor:

F_{Tryk} : Stemplets kraft ved tryk i $[N]$

F_{Traek} : Stemplets kraft ved træk i $[N]$

A : Stempelareal i $[mm^2]$

A_s : Stempelstangs tværsnitsareal i $[mm^2]$

P_{bar} : Arbejdstryk i $[bar]$

Luftforbrug

Ved brug af pneumatiske cylindere i praksis skal der tages højde for fejlkilder, der ændrer forholdet mellem teori og praksis. Fejlkilder kan bestå i varierende temperaturer, tryktab ved f.eks. fittings og friktion mellem stempel og cylinder.

Virksomheden Norgren A/S anbefaler, at der ved brug af pneumatiske cylindere bør tilregnes, at aktuatoren aktuerer med 25% og 50% mere kraft end teoretisk nødvendigt, ved henholdsvis høj og lav hastighed. Ligeledes bør det medregnes, at trykket i cylinderen er 10%-20% mindre end det reelle indgangstryk, da der sker et tab i bl.a. slanger og fittings [11].

4.2 Pneumatiske aktuatorer

Der findes grundlæggende to typer pneumatiske aktuatorer, hhv. lineære aktuatorer og rotationsaktuatorer.

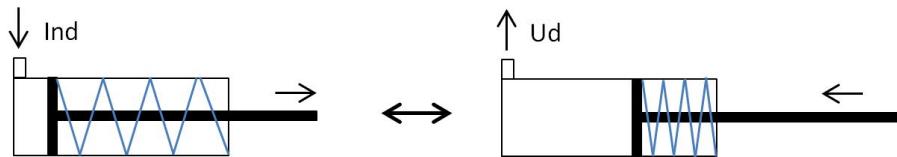
4.2.1 Lineære aktuatorer

Der findes flere forskellige lineære aktuatorer, lige fra dobbeltvirkende og enkeltvirkende til Lintra uden stempelstang.

Enkeltvirkende lineær aktuator

Den enkeltvirkende lineære aktuator, figur 4.1, er en cylinder der kun styres med lufttryk i den ene retning. I fjederens kammer befinner sig et indugsnings-/udluftningshul for at undgå dannelse af over- eller undertryk i kammeret ved aktuering af stemplet. Gas tilføres

i kammeret uden fjeder, hvorved stemplet skubbes længere frem i cylinderen. Når stemplet er uden trykpåvirkning, sørger fjederen for at skubbe stemplet tilbage til udgangspositionen. Dette princip kaldes fjeder-retur.

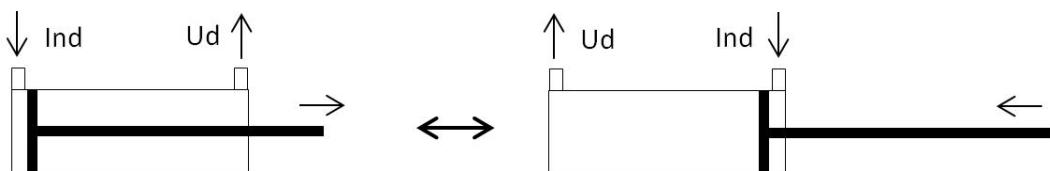


Figur 4.1. Enkeltvirkende pneumatisk aktuator med fjeder-retur.

Denne type aktuator er simpel og enkel at benytte. Aktuatortypen kan dog - alene - kun benyttes i relativt simple processer.

Dobbeltvirkende lineær aktuator

Den dobbeltvirkende aktuator minder i virkemåde meget om den enkeltvirkende. Fjederen er blot erstattet med en ekstra ind-/udgang, så der nu er to gaskamre (se figur 4.2).



Figur 4.2. Dobbeltvirkende pneumatisk cylinder med 2 indgange/udgange

Gas tilføres i det ene kammer, hvorved stemplet skubbes, mens gassen i modsatte kammer presses ud. Afhængig af det valgte kammer, kan stemplet skubbes i to retninger. Medmindre stemplet er monteret på en fjederpåvirket del, vil stemplet normalt ikke have en udgangsposition.

Der er i gearkassen påmonteret en fjeder, som holder skiftepalen i en udgangsposition (jf. afsnit 2.1.2). Hvis der anvendes en dobbeltvirkende lineær aktuator, vil denne fjeder, efter hvert gearskeft, returnere stemplet til en udgangsposition.

Fordelene ved denne aktuatortype er, at den kan benyttes til mere avancerede arbejdsopgaver.

Generelt for lineareaktuator kræves der ved præcision dog avancerede styringssystemer, sensorer og ventiler.

4.2.2 Rotationsaktuator

En rotationsaktuator adskiller sig fra en lineær, ved at aktueringen, som navnet antyder, er en roterende bevægelse. Disse aktuatorer kan med fordel benyttes, hvis der arbejdes med opstillinger, hvor præcise rotationer er nødvendige. Ofte kan rotationsaktuatorer indstilles til specifikke vinkler.

Rotationsaktuatoren er grundlæggende opbygget af to lineære aktuatorer, som vist på figur (4.3).



Figur 4.3. Rotationsaktuator med to lineære aktuatorer

Når disse lineære aktuatorer aktueres modsat hinanden, vil stempelstængerne henholdsvis skubbe og trække i deres påmonterede tandstang. Disse tandstænger roterer et tandhjul med en aksel, hvor denne kan påmonteres den ønskede opstilling.

Rotationsaktuatorer er som udgangspunkt meget anvendelige pga. præcisionen, hvilket også gør sig gældende i forbindelse med et gearsiftesystem. Ulempene ved en rotationsaktuator er dog deres relativt avancerede konstruktion, hvilket medfører høj pris sammenlignet med lineære aktuatorer. Ligeledes er det dannede moment lavt i forhold til størrelsen og vægten. Som eksempel kan nævnes 'Fabco FRA20' [12] der koster 850 DKK, vejer 0,431 kg og yder 1 Nm ved 5 bar, hvilket jf. afsnit langt fra er nok. Momentet af aktuatoren kan øges ved gearing, hvilket dog medfører et endnu mere dyrt og avanceret system.

4.2.3 Valg af aktuator type

Af ovenstående beskrivelse af forskellige aktuator typer fremgår det, at det i forbindelse med et gearsiftesystem er nødvendigt med en dobbeltvirkende, eller to enkeltvirkende aktuatorer, da der både skal skiftes op og ned. To enkeltvirkende aktuatorer har dog ingen fordele i forhold til de føromtalte muligheder.

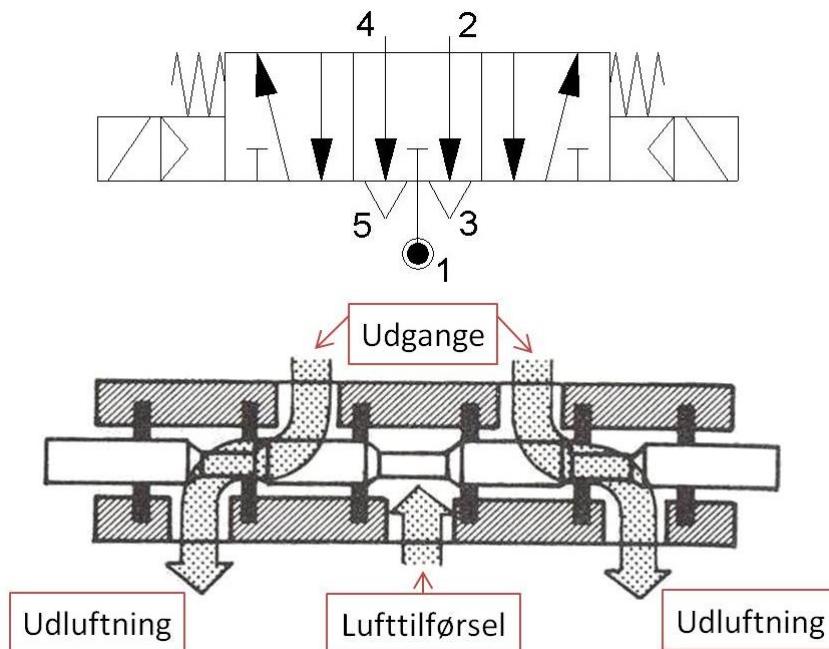
Det ses desuden, at rotationsaktuatoren er yderst fordelagtig, idet aktueringen er en roterende bevægelse og dermed unødvendiggør omdannelse af aktueringens lineære bevægelse. Ses der på pris, volumen, vægt og effektivitet for rotations aktuatore, er der dog mange ulempere sammenlignet med den dobbeltvirkende lineære aktuator. Disse fire områder er alle krav eller ønsker, hvorfor denne løsningsmulighed forkastes (jf. afsnit 3.2).

Det vælges derfor at benytte en dobbeltvirkende lineær aktuator til det nye gearsiftesystem. Betingelserne og komponenterne for et sådant system, vil derfor blive undersøgt nærmere.

4.3 Ventiler

Der findes mange forskellige ventiltyper til forskellige opgaver. Som eksempel kan nævnes mekaniske-, elektriske- og luftstyrede ventiler. Der lægges vægt på de elektrisk styrede ventiler, da der ikke er mulighed for at styre mekaniske eller luftstyrede ventiler præcist og hurtigt i en racerbil. Ved brug af en lineær aktuator stilles der visse krav afhængigt af aktuatorens opgave.

Ventiler beskrives ud fra antallet af ind- og udgange og antallet af positioner, ventilen kan veksle mellem. En ventil med én luftindgang og fire -udgange, hvor ventilen har mulighed for at skifte mellem tre positioner, kaldes en 5/3 ventil. Ventiler beskrives også grafisk, da beskrivelsen '5/3' bl.a. ikke angiver, hvilke porte der åbnes, når ventilen aktiveres, eller hvordan luftgennemstrømningen skifter i hver position. Se figur 4.4 for et eksempel på en grafisk illustration af en 5/3-ventil.



Figur 4.4. Grafisk beskrivelse af 5/3 NC ventil efter ISO-standard samt tværsnit i normal position. [13]

Den grafiske beskrivelse af ventilen har tre indikationer henholdsvis venstre, højre og midterposition . Disse fortæller, hvordan hver mulig position ændrer ventilens gennemstrømningsretning. Pilene på figuren indikerer luftgennemstrømningsretningen. En lukket port indikeres som et T og lufttilførslen indikeres med en cirkel. Uden for de tre positioner, er der tre symboler som angiver hvordan ventilen fungerer. Det øverste symbol, angiver at ventilen er med fjederretur. Den sikrer at ventilen vender tilbage til startpositionen. Firkanten med en diagonal streg, angiver at ventilen er elektrisk aktiveret. Firkanten med trekanten indeni, betyder at det er en pilotventil (afsnit 4.3.2). Derfor vil ventilen i figur 4.4, blive omtalt som en 5/3 pilot-magnet ventil med fjeder retur.

Det ses på figur 4.4, at denne ventil har én luftindgang. I midterpositionen er denne luftindgang lukket, mens der er åbnet for begge udluftningsudgange, illustreret med

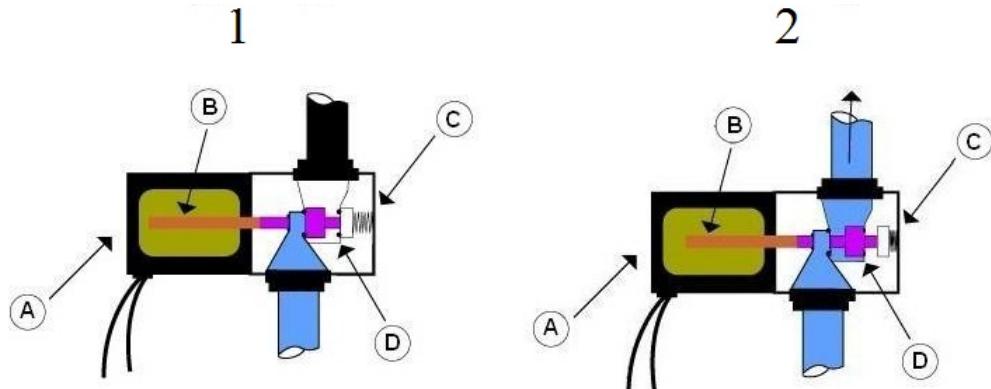
de nedadgående pile. Udluftningsudgange illustreres ligeledes med en trekant. I enten venstre eller højre position åbnes der for luftindgangen mod henholdsvis venstre eller højre luftudgang. Dette indikeres med en opadgående pil fra midten, mod venstre eller højre luftudgang. Der åbnes samtidig for udluftningsudgangen, således luft kan komme ud af aktuatoren.

For at holde styr på alle ind- og udgange betegnes disse med tal. På figur 4.4, er lufttilslutningen koblet til port 1, og udluftningen sker i port 3 og 5. Port 2 og 4 fungerer både som ind- og udgang da der ledes luft ind og ud af aktuatoren gennem disse. Ventilens normal position angives ved den position, hvor lufttilførslen er markeret. I tilfældet på figur 4.4, betegnes denne som en NC ventil (Normally Closed), da der i normalposition er lukket for lufttilførslen. I tilfælde med åben normal position, kaldes dette en NO ventil (Normally Open).

For at skifte position har ventilen behov for en aktuering. Denne kan ske på forskellige måder. Som beskrevet tidligere fokuseres der her på elektrisk styrede ventiler. Af disse findes der grundlæggende to typer af ventiler; direkte magnetventiler og pilot magnetventiler.

4.3.1 Direkte magnetventil

Direkte magnetventiler fungerer vha. elektromagnetisme. En spole omkranser en magnet, der ved påføring af en spænding flytter magneten. På den måde kan det let og meget præcist styres, hvornår ventilen skal ændre gennemstrømningsretning. Der gives her et visuelt eksempel på en 2/2 direkte magnetventil:

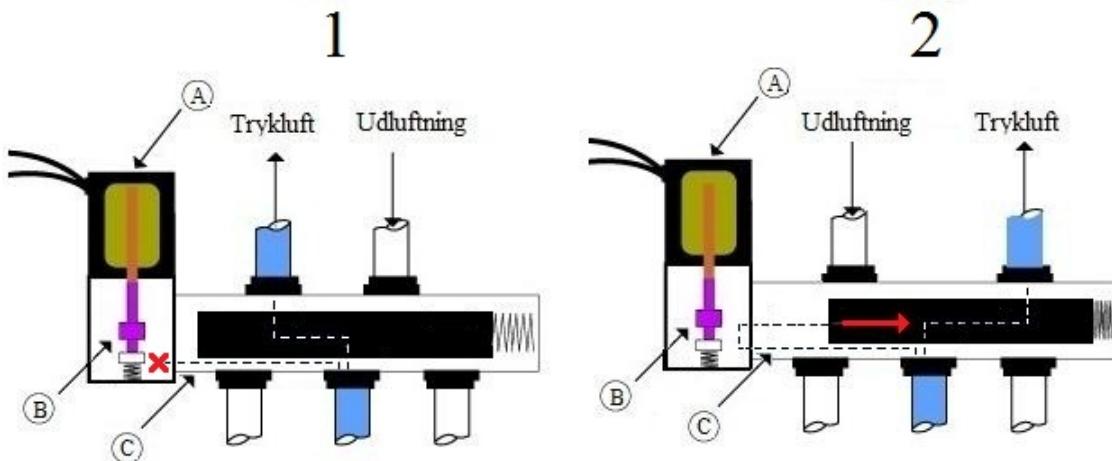


Figur 4.5. Direkte magnetventil, henholdsvis lukket (1) og åben (2). Spolehuset (A). Magnet (B). Fjeder (C). Sædeventil (D). Lyseblå indikerer luftstrømmen. [14]

Figur 4.5 illustrerer en direkte magnetventil i henholdsvis lukket og åben tilstand (se figur 4.5 (1) og (2)). Her ses spolehuset (A) og magneten (B), som er forbundet med en sædeventil (D). I åben tilstand trykker en fjeder (C) sædeventilen mod en o-ring og lukker derved for luftgennemstrømningen. Når der sendes en strøm gennem spolen, skubbes magneten ud af spolen og åbner derved for luftgennemstrømningen, som det illustreres på figur 4.5 (2).

4.3.2 Pilot magnetventil

Den direkte magnetventils evne til at åbne for luft gennemstrømningen bruges normalt kun når der er tale om små 2/2 ventiler, da spolen ikke er kraftig nok til at flytte mekanismen i større ventiler. I disse tilfælde, f.eks. 3/2 eller 5/2 systemer gøres der brug af pilot magnetventiler. I en pilot magnetventil afsættes en lille del af lufttrykket til at aktuere selve pilot ventilen. For at afsætte en del af lufttrykket til aktueringen af pilot ventilen, gøres der brug af samme princip, som den direkte magnetventil. Der opnås stadig samme præcision som ved direkte magnetventiler. Der gives her et eksempel på en 5/2 pilot magnetventils funktion:

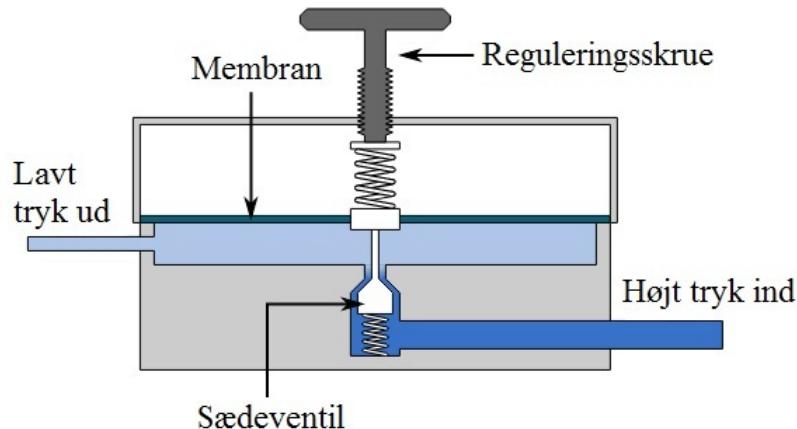


Figur 4.6. Pilot magnetventil med lukket normalposition. Spolehuset (A). Sædeventil (B). Aktuerende lufttryk til pilot ventilens skiftemekanisme (C). Figur (1) viser pilot ventilen i lukket position, mens figur (2) viser pilot ventilen i åben position. I åben position er pilot ventilens skiftemekanisme skubbet til højre, og gennemstrømningen er skiftet til den højre udgang. Stiplede linier indikerer luftstrømmen.[15]

Figur 4.6(1) viser 5/2 pilot magnetventilen i sin normal position. For at aktivere pilot ventilen bruges en lille del af lufttrykket (C) til at bevæge skiftemekanismen i selve pilot ventilen. På figur 4.6(2) ses den aktiverede pilot ventil. Der ses at når pilot ventilen aktiveres, åbnes sædeventilen således, at luftstrømmen aktuerer pilot ventilens indre skiftemekanisme og dermed skifter gennemstrømningsretningen.

4.3.3 Trykregulator

Oftest ønskes det at reducere trykket fra luftkilden til selve det pneumatisk system. På denne måde er det muligt at have en stor reserve af luft i f.eks. en trykbeholder med langt højere tryk end det, der anvendes i det pneumatisk system. Ved brug af en trykregulator, er det muligt at få et konstant output af luft under et konstant tryk, indtil trykket fra luftkilden er lig med eller lavere end trykket i beholderen.



Figur 4.7. Trykregulator [16]

En simpel trykregulator er opbygget som vist på figur 4.7. Luft med højt tryk ledes ind i trykregulatoren fra højre og derfra gennem en sædeventil. Sædeventilen er forbundet til en reguleringsskrue med en fjeder. Når højtryksluft komme ind i kammeret, presses membranen op af det høje tryk og lukker derved for sædeventilen således, at flowet af højtryksluft formindskes. Det større volumen i kammeret giver et mindre tryk. Når luften i kammeret forbruges, formindskes volumen, og sædeventilen forhøjer flowet af højtryksgas ind i kammeret igen. Regulerungsskruen bestemmer, hvor højt trykket kan blive i kammeret. Spændes reguleringsskruen helt ind, kan fjederen ikke presses mere sammen, og membran og sædeventil vil ikke kunne bevæge sig, så vil trykket mellem in- og output ikke ændres. Omvendt, hvis reguleringsskruen skrues helt ud, vil der ikke kunne komme luft gennem sædeventilen.

4.4 Styringsmuligheder

Pneumatiske systemer kan styres gennem elektriske signaler. Der vil her blive beskrevet to styringsmuligheder til dette, henholdsvis PLC-styring og mikroprocessorer

4.4.1 PLC-styring

Dette afsnit er baseret på artikler fra [wikibooks.org](https://en.wikibooks.org/wiki/PLC_styling) omhandlende PLC styling [17]

PLC-styring er en forkortelse for Programmable Logical Control, og blev udviklet i 1970'erne. Den første generation af PLC-styring var udelukkende baseret på styring vha. relæer, mens der i de nyere generationer benyttes både relæ og solid-state transistorer til DC. Dette skyldes at solid-state transistorer har hurtigere ud- og indgangssignaler. Relæer skifter vha. elektromagnetiske spoler, der er langsomme i forhold til transistorer.

PLC-styring er med årene blevet en af de foretrukne programmeringsenheder i industri-sektoren, hvor den kan styre og overvåge flere processer ad gangen. Fordelene ved PLC-styring er kosteffektiviteten, fleksibilitet og modulbaseret opkobling. PLC-styringen er hurtig og nem at ændre og således fleksibelt i forhold til industrielle omstruktureringer

af produktionsanlægget. Modul-baseringen gør det nemt at tilkoble yderligere ind- og udgange til PLC'en så den kan tilsluttes mange forskellige anlæg.

Opbygning af PLC

En PLC består hovedsageligt af en strømforsyning (AC eller DC spænding), en eller flere CPU'er og et antal ind- og udgangsmoduler. Strømforsyningen er enten indbygget i PLC'en eller fremstår som en ekstern enhed. CPU'en er en processor, der overvåger og styrer ind- og udgange. CPU'en indeholder også styringen, hvor den ligeledes scannes. CPU'en sender signalerne fra styringen videre til udgangene og modtager nye informationer via indgangene, som bearbejdes i CPU'en, hvor styringsprogrammet igen scannes for næste trin.

Indgange/udgange

Ind- og udgange kategoriseres primært i to typer, henholdsvis logiske og variable. Den logiske styring er den simpleste styring og sikrer en længere fejlfri programmering. Den virker ved at tænde og slukke udgange, hvor den variable styring istedet regulerer spændingen.

I forbindelse med pneumatik benyttes PLC-styring til at styre knapper samt aktivering af ventiler. Afhængig af programmering kan ventiler dermed åbne og lukke ved aktivering af knapperne. PLC'en scanner konstant programmeringskoden, hvor hastigheden afhænger af scan tiden. Scan tiden er betydelig lavere i PLC'ere der gør brug af solid-state ind- og udgange. Scan tiden kan dog også minimeres ved intelligent og logisk programmering. Alt efter hvilket problem der skal løses, kan der tilkobles forskellige sensorer og ventiler.

4.4.2 Mikroprocessorer

Dette afsnit er baseret på information fra bogen Mikrocomputerteknik [18].

En mikroprocessorer bruges som den styrende del i et kredsløb. Mikroprocessorer er bedst kendt fra computere, hvor de kendes under navnet CPU - dog også kaldet mikrocontroller. En mikroprocessor fungerer ligesom en PLC, da den arbejder efter kommandoer, som brugeren selv kan programmere. Mikroprocessoren fungerer ved, at den modtager inputs fra det udstyr, der er koblet til den. Dette kunne f.eks. være en lyssensor, trykmåler eller et tastatur. Disse inputs bliver behandlet i mikroprocessoren sammen med programmeringen, hvilket giver et output til f.eks. en elektrisk motor eller en ventil.

Udover en mikroprocessor består styringen også af mange andre elektroniske komponenter. Heraf kan især to elektriske komponenter nævnes: programhukommelsen, også kaldet EPROM, og datahukommelsen, bedre kendt som RAM. EPROM'ens opgave er at huske det indlæste program. Den kan derfor sammenlignes med en harddisk. RAM'enes opgave er at gemme data, som kommer fra input'ene, samt de beregninger som foretages.

Derudover består styringen også af et adresseregister, en program counter (PC) og instruktionsdekoder. Adresseregistrets opgave er at holde styr på, hvilket program mikroprocessoren arbejder på. Program counteren sørger for, at programmerne bliver læst i den rigtige rækkefølge, og instruktionsdekoderen konverterer de indlæste programmer om til binaries således mikroprocessoren kan læse dem. De fem benævnte elektroniske komponenter er alle indbygget i mikroprocessoren.

Der findes mange forskellige typer af mikroprocessorer, da fabrikanterne tilføjer adskillige komponenter for at tilpasse styringen til specifikke systemer. En mikroprocessor fås også med forskellige hastigheder - alt fra 8 til 64 bits mikroprocessorer. Her er 64 bit-versionen

den hurtigste, da den kan overføre mest data på én gang. Fordelene ved en mikroprocessor, frem for en PLC, er dens fysiske størrelse, samt beregningshastigheden. Det er muligt at programmere og konstruere meget avancerede systemer vha. en mikroprocessor. En ulempe er dog at programmeringen af mikroprocessorer er relativ kompleks og kræver et vist kendskab til elektronik.

PLC-styring er praktisk i forbindelse med funktionsmodeller, da omprogrammering er relativt simpelt, hvor mikroprocessorer er mere avanceret. Til gengæld er PLC-styringen stor, tung og relativ langsom, modsat mikroprocessorer der er meget kompakt og hurtig, og derfor mere anvendelig i det reelle system.

Med udgangspunkt i ovenstående teori vil forskellige løsningsmuligheder til begrænsning af aktuering nu opstilles.

Løsningsprincipper 5

I dette kapitel vil løsninger til begrænsning af aktueringen blive beskrevet samt problematikkerne forbundet med valget heraf.

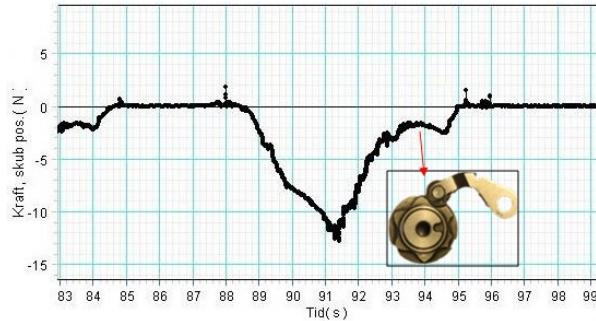
5.1 Begrænsning af aktuering

Det er nødvendigt at begrænse aktueringen ved gearsift for at undgå beskadigelse af gearsiftesystem og gearkasse. Der er blevet udvalgt to løsninger hertil, som der, i det følgende, vil blive redegjort for:

5.1.1 Trykmåler

Ud fra forsøgene fra afsnit 4.2.2 ses det, at selve gearsiftet først foretages efter kraftkurvens toppunkt, som det også vises på figur 5.1. Dette skyldes tandpladens udformning på følgende måde:

Stoparmens fjeder yder modstand afhængig af stoparmens position i forhold til tandpladens tænder. Den maksimale modstand findes, når skiftetromlen drejes, og stoparmen føres mod toppunktet af en af tandpladens tænder. Når stoparmen er forbi dette toppunkt, vil fjederen medvirke til skiftetromlens rotation, til stoparmen befinner sig i en dal, og gearet dermed er skiftet. Det nødvendige moment aftager derfor, før gearet er helt skiftet, hvor aktueringen skal standses, så snart det nødvendige moment begynder at falde, idet stoparmen da selv vil sikre, at gearsiftet fuldføres (jf. afsnit 2.1.2 samt figur 5.1). Dette kan have betydning for skiftetiden, så denne bliver længere, men der forbruges ligeledes også mindre lufttryk.



Figur 5.1. Der ses her et udsnit af måledata fra appendix CD, hvor kraften beskrives som funktion af tiden samt markering af gearsift med en afbildning af stoparmens placering i forhold til tandpladen. Kraften er aftagende inden gearsiftet, og dette kan benyttes som en indikation for, hvornår gearsiftet er foretaget. I denne kurve er det udelukkende kraften der skal ses, da tidsaksen ikke vil være den samme ved et hurtigt skift.

Ved brug af pneumatiske aktuatorer kan den nødvendige kraft omsættes til et nødvendigt tryk, som vil have samme kurveform ved et gearsift som vist på figur 5.1, dog langt mere komprimeret på grund af den høje skiftehastighed. Trykket i aktuatoren vil derfor falde, idet stoparmen begynder at medvirke til gearsiftet. Med en elektronisk trykmåler placeret umiddelbart før aktuatoren, kan dette trykfald registreres. Ud fra et analogt eller digitalt signal vil trykfaldet kunne registreres, og aktueringen stoppes. Ved at stoppe aktueringen, inden selve gearsiftet er foretaget, er der mulighed for at minimere luftforbruget. Yderligere er der sikkerhed for, at hverken gearsiftesystem eller gearnasse overbelastes i forbindelse med skiftet. Ulemper ved dette system er den store afhængighed af trykmåleren. Registreringen af et trykfald kan være meget problematisk i forbindelse med hurtige systemer, da dette stiller meget høje krav til målefrekvensen og ventilernes hastighed. Gennem samtaler med teknisk-konsulent Niels Jørgen Olsen fra Norgren A/S er det blevet fundet, at sådanne trykmålere er for langsomme og upræcise til registrering af små tryktab i en lille cylinder. Trykmåleren er derfor ikke brugbar i forbindelse med dette gearsiftesystem.

5.1.2 Egenbegrænsning

En simpel måde at begrænse aktueringen på er gennem udnyttelse af aktuatorens egenbegrænsning. Med dette forstår, at en aktuator har en bestemt slaglængde, og gennem tilpasselse af slaglængden i forhold til den nødvendige aktuering for et gearsift undgåes beskadigelse af gearsiftesystem og gearnasse.

Dette system minimerer behovet for mekaniske og elektroniske komponenter, hvilket medvirker til en lav systempris og kompleksitet. Yderligere stilles der ikke høje krav til styring, da der kun skal benyttes timer-funktionen. Ulemper ved brug af egenbegrænsning er, at der kræves en vis præcision i forbindelse med beregning af den nødvendige slaglængde samt montering af aktuatoren på bilen. Aktuatoren skal monteres, så den ved aktuering stopper et sted mellem gearsiftet og yderposition ved både op- og nedgearing. Dette system besværliggør dog brug af frigear, da dette ligger midt mellem 1. og 2. gear, kan der, ved høj skiftehastighed og udelukkende timer-funktion, være stor risiko for at skifte forbi frigearret.

Aktuatorens egenbegrænsning vil således benyttes til begrænsning af aktueringen. Denne

løsning medfører dog som nævnt besværlighed i forhold til brug af frigear. Denne problemstilling vil i det følgende blive belyst.

5.2 Frigear

Det kan være fordelagtigt udelukkende at kunne skifte til frigear fra 1., da det kun er nødvendigt at skifte til frigear, når bilen holder stille. Med udgangspunkt i dette vil mulige løsninger til frigear-problemet nu blive beskrevet.

Sonarsensor

Ved at gøre brug af sonarsensor, der registrerer længder vha. lydbølger, kan stemplets position bestemmes, og et signal kan sendes til styringsboksen som indikation for, hvornår frigearret er nået.

Aktueringen sker dog så hurtigt, at det er nødvendigt at neddrosle luftflowet tilstrækkeligt med en drøvleventil for at kunne begrænse hastigheden så meget, at sensoren kan nå at sende signal hurtigt nok, til at ventilen kan lukke i tide. Drøvleventilen skal placeres som en del af bilens interiør, så føreren har mulighed for manuelt at aktivere denne. Yderligere skal en knap benyttes til at aktivere sensoren, så denne kun er aktiveret i forbindelse med skift til frigear.

Ulempen ved denne løsning er det øgede komponentantal og pris. Forlængelsen af trykslanger og ekstra fittings medfører et større tryktab samt lavere skiftehastighed i henhold til afsnit 4.1.3. Der skal desuden en del omtanke til, i forbindelse med placering af sensoren for at undgå forstyrrelser fra eksterne lydbølger som eksempelvis fra motoren.

2/2-ventil

For at aktivere frigearet, kan en mulighed være at installere en NO 2/2-ventil umiddelbart før aktuatorens ene kammer, hvor de 2 positioner er henholdsvis åben eller lukket. Denne ventil kan aktiveres, så der lukkes for luftgennemstrømningen. Ved et skift fra 1. gear mod 2. gear vil den indespærrede gas blive komprimeret og heraf forsøge at modvirke skiftet. Dette medfører både et langsommere skift samt kortere vandrings, og dermed bliver der mulighed for nemmere at ramme frigear. Et gearsift uden 2/2-ventil sker nemlig så hurtigt, at ventilerne ikke kan nå at lukke, idet frigear rammes.

Ved denne løsning skal en separat knap desuden anvendes ved skift til frigear. Denne løsningsmulighed medfører kun én ekstra pneumatisk komponent og har ikke stor indflydelse på kompleksitet af styringen.

Ulempen ved denne løsning er, at der grundet den kun svagt reducerede skiftehastighed i forbindelse med skift til frigear, er risiko for, at frigearet i nogle tilfælde ikke rammes, samt der ingen indikation er af, hvorvidt frigearet faktisk er ramt.

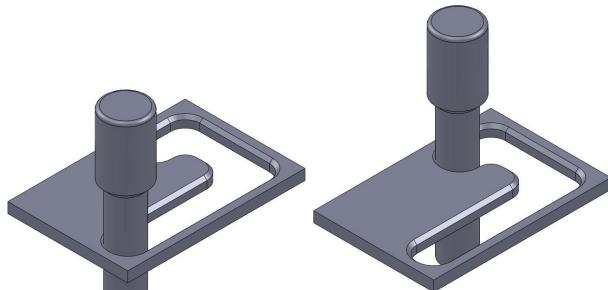
Kobling

Frigearet bruges ikke under selve løbene, men dog kræver FSAE-reglerne, at bilen skal kunne være i frigear, når der testes, hvor meget bilen larmer forinden løbet (se bilag 2). Ved udelukkende at gøre brug af egenbegrænsning vil det ikke være muligt at skifte til

frigear vha. et elektrisk signal, som ellers vil være muligt ved brug af sensorer. I stedet kan der gøres brug af et koblingshåndtag ved f.eks. løbets start. G4-bilen er allerede udstyret med et koblingshåndtag, som også bruges i forbindelse med løbets start.

Koblingen holdes nede, når bilen er i første gear, så forbindelsen mellem motor og gearkasse er afbrudt, hvorefter der gasses op, efterfølgende slippes koblingen, og bilen kører. Så hver gang koblingen ikke er forbundet, svarer det til, at bilen er i frigear.

Det vil være muligt at skifte til frigear ved at aktuere skiftearmen manuelt. Det er dog en besværlig proces at få adgang til aktuatoren, idet den i G4-bilen er placeret bag skjoldet. Der kunne således med fordel designes en sikring af koblingen, så denne kan forblive forbundet. Et eksempel på, hvordan sikringen af koblingen kunne se ud, kan ses på figur 5.2. Når stangen trækkes tilbage, separeres koblingen. Dette betyder, at der ikke længere er kontakt mellem motoren og gearkassen. Koblingen består af stramme fjedre, og derfor vil der være en modarbejdende kraft. Denne kraft bliver udnyttet, når koblingsstangen er låst fast og sikrer, at koblingsstangen bliver der. Koblingen forbliver separeret, indtil koblingsstangen bliver skubbet ud af sikringen.



Figur 5.2. Her ses et eksempel på, hvordan udformingen af en låsemekanisme kunne se ud.

Der kan under løbene blive nødvendigt at koble ud således, at bilen skal styres med en hånd. Det kan få sikkerhedsmæssige konsekvenser. Dette kan løses ved både at have koblingspedal og håndtag m. lås, hvilket dog besværliggører trækning af koblingskabel.

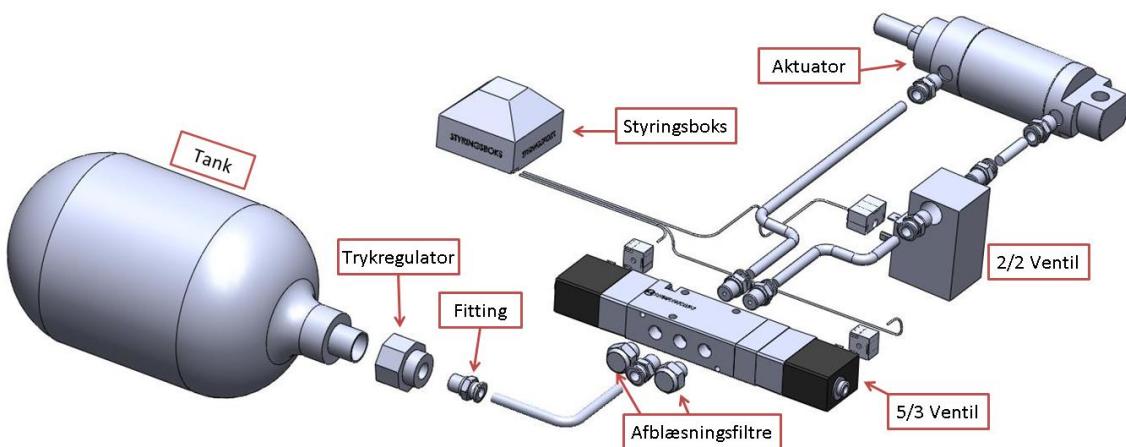
5.2.1 Valg af frigear

Sonarsensoren har mange ulempes, og præcision har ikke stor indflydelse, da det ikke er nødvendigt at skifte til frigear under kørsel. Benyttelsen af koblingslås besværliggør udkobling, hvilket kan have sikkerhedsmæssige konsekvenser. Benyttelsen af 2/2-ventil vurderes til at være den bedste løsning grundet simpliciteten og den lave pris i forhold til påvirkning af gearsift.

Med overvejelserne, omkring mekanismerne i forbindelse med det pneumatiske gearsiftesystem på plads, vil det reelle produkt i det følgende blive beskrevet.

Implementering 6

Dette afsnit vil indeholde en beskrivelse af det reelle system heriblandt dets komponenter.



Figur 6.1. 3D billede over, hvordan systemet skal sammesættes. På billedet ses komponenterne fra appendix A

På figur 6.1 ses en CAD-tegning over det endelige system. Komponenterne, som indgår i figuren, vil blive beskrevet dybdegående i de efterfølgende underafsnit. CAD-tegningen gør brug af de komponenter, som producenten har offentliggjort. Disse filer, af de individuelle komponenter, er downloadet (se appendix A for link), da de har korrekte dimensioner. Det er med til at give et billede af størrelsesforholdet på de enkelte komponenter. De eneste komponenter som ikke er downloadet, er tank og styringsboks, dog er dimensionerne på disse offentliggjort, så de to komponenter er tegnet efter rette dimensioner [19].

6.1 Aktuator

Ved dimensionering af aktuator til en af Unicorns biler, er det blevet valgt at benytte lavt tryk, for at kunne minimere volume og vægt af luftforsyningen, se afsnit 6.3. Iht. afsnit 4.1.3, ligning (4.3) og (4.4) ses det, at aktuatorens tryk- og trækkraft afhænger af det effektive stempelarealet og trykket. Arbejdes der ved lavt tryk, og kraften er konstant, må stempelarealet nødvendigvis være tilsvarende større. Den givne kraft ses i afsnit 4.2.2 (side 17) til at være 190 N.

Aktuatorens teoretiske kraft

Som beskrevet i afsnit 4.1.3, bør der tages højde for, at en aktuatorers resulterende kraft er min. 25% mindre end den teoretiske. Derfor tillægges 25% til den målte kraft:

Resulterende kraft

$$F_{Res} = F \cdot 1,25$$

⇓

$$F_{Res} = 190N \cdot 1,25 = 237,50N$$

Det vælges at arbejde ved lavt tryk, for at luftkilden nemmere kan levere et stort antal skift. Det maskimale tryk vælges til 3 bar for både op- og nedgearing. For at bestemme aktuatorens dimensioner, udregnes stemplets effektive stempelareal og derefter stemplets diameter, som (jf. afsnit 4.1.3) afhænger af kraften og trykket.

Iht. udtryk (4.2) beregnes det effektive stempelareal: $A = \frac{237,5}{3} \cdot \frac{1}{10}$
 $A = 791,67mm^2$

Stemplets diameter beregnes: $D = 2 \cdot \sqrt{\frac{791,67}{\pi}}$
 $D = 31,75mm$

I Norgrens produktkatalog, findes Ø32 mm aktuatorer, dog vælges det at bruge den næst mulige stempeldiameter, Ø40 mm for sikring af jævn og problemfri arbejdsgang.

Aktuatorens krævede tryk

I overensstemmelse med afsnit 4.1.3, ligning (4.3) og (4.4) kontrolleres det reelle tryk, for at foretage henholdsvis op- og nedgearing.

Nedgearing (tryk)

Det effektive stempelareal

$$A_e = (20mm)^2 \cdot \pi$$

⇓

$$A_e = 1256,64mm^2$$

Tryk i bar ved nedgearing

$$p_{bar} = \frac{F \cdot 10}{A_e}$$

⇓

$$p_{bar} = \frac{237,5N \cdot 10}{1256,64mm^2}$$

⇓

$$p_{bar} = 1,89bar$$

Opgearing (træk)

Det effektive stempelareal

$$A_e = (20mm)^2 \cdot \pi - (7mm)^2 \cdot \pi$$

⇓

$$A_e = 1102,70mm^2$$

Tryk i bar ved opgearing

$$p_{bar} = \frac{F \cdot 10}{A_e}$$

⇓

$$p_{bar} = \frac{237,5N \cdot 10}{1102,70mm^2}$$

⇓

$$p_{bar} = 2,15bar$$

Som beskrevet i afsnit 4.1.3 (side 31) er der ligeledes et 10% lavere tryk i cylinderen end det tryk der kommer fra tanken. Trykttabet sker ved diverse fittings, ventiler og slanger. Der lægges derfor 10% til det nødvendige tryk.

Det maksimale tryk, der skal bruges ved et gearsift, som forekommer ved opgearing, er dermed:

$$p_{max} = 2,15bar \cdot 1,10$$

⇓

$$p_{max} = 2,75bar$$

Den valgte Roundline cylinder Ø40 mm fra Norgren A/S kan, udfra ovenstående beregninger, bruges i skiftesystemet ved et tryk på 3 bar.

6.2 Vandring

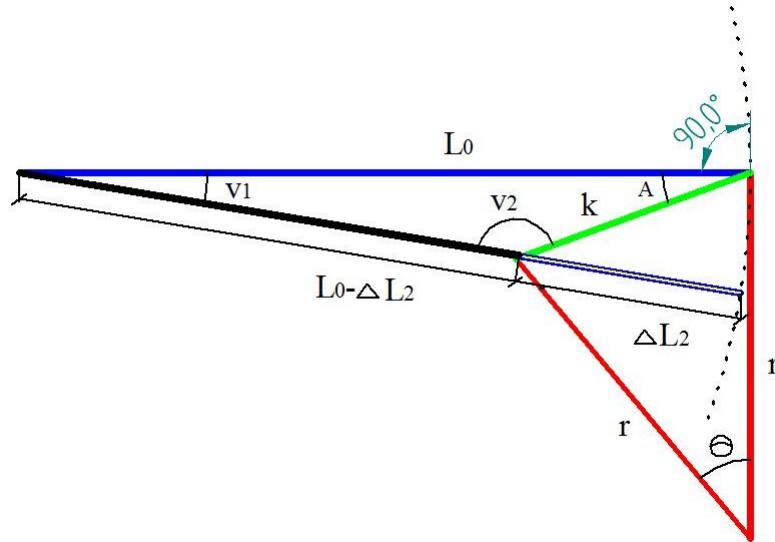
Som det fremgår af afsnit 2.2.3 er den vejledende vandringen af den valgte Nordgren aktuator 8,3 mm.

Vandring træk

Da vandringen afhænger af L_0 , er vandringen for den valgte Roundline-aktuator ikke nødvendigvis den samme som ved Translogic (beregnet i afsnit 2.2.1). Vandringen beregnes for op- og nedgearing med den nye L_0 , således det sikres, at gearkassen ikke beskadiges. Med udgangspunkt i beregningsmodellerne 2.5 og 2.6 udledt i afsnit 2.2.1, benyttes disse til bestemmelse af vandringen.

Vandringen krævet for træk, ΔL_2 afhænger som sagt af L_0 , men den er ikke kendt. Derfor findes $\|L_0 - \Delta L_2\|$, hvor L_0 er givet ved aktuatorenens længde og kugleledets længde, hvor der er taget højde for gevind til montering af kugleled, se figur 6.2.

Længden $L_0 - \Delta L_2$ er angivet med numerisk tegn for at pointere, at der er tale om en længde og ikke blot en subtraktion.



Figur 6.2. Illustration af stempelstangens vandring ved træk på skiftearmen. Blå linier repræsenterer stempelstangen i udgangsposition L_0 , mens lyse er stempelstangens forlængelse ΔL_2 , som skal til for at skifte gear. Røde linier repræsenterer længden på skiftearmen, og dermed radius r , som i udgangsposition er lodret og i vinklen θ når gearet er skiftet. Grøn indikerer korden k mellem de to positioner for skiftearmen udformet af geararmens cirkelbue.

Aktuatoren og kugleledets samlede længde C/C, beregnes udfra databladet, se appendix A. $\|L_0 - \Delta L_2\| = 0,096m + 0,050m = 0,146m = 146mm$

Det ønskes at bestemme vinkel v_2 , for at kunne bestemme udgangspositionen, L_0 . Dette gøres med udgangspunkt i figur 6.2, hvor sinusrelationen benyttes til bestemmelsen af v_1

og v_2

Korden k og vinkel A , som i henhold til afsnit 2.2.1 side 10.

Vinklen v_1 beregnes ved sinusrelationen:

$$v_1 = \sin^{-1}(0,00839m \cdot \frac{\sin(7,3^\circ)}{0,146m}) = 0,0028^\circ$$

Vinklen v_2 beregnes som vinkelsummen af trekanten:

$$v_2 = 180 - (7,3 + 0,0028) = 172,7^\circ$$

Aktuatorens længde og vandringen i udgangsposition L_0 beregnes som beskrevet i afsnit 2.2.1 side 10 vha. cosinusrelationen:

$$\begin{aligned} L_0 &= \sqrt{0,00839m^2 + 0,146m^2 - 2 \cdot 0,00839m \cdot 0,146m \cdot \cos(172,7^\circ)} \\ L_0 &= 154,33mm \end{aligned}$$

Vandringen mellem aktuatorens skifteposition og udgangspositionposition, kan nu beregnes:

$$\Delta L_2 = 0,15433m - 0,146m$$

$$\Delta L_2 = 8,33mm$$

Det ses derfor, at vandringen mellem aktuatorens skifteposition og udgangsposition ved træk, er $8,33mm$. Det vælges derfor at benytte en slaglængde på 8 mm i træk retningen, da gearkassen skånes for unødvendig belastning, og det sikres samtidigt, at gearerne kobles til. Det ses udfra resultater i afsnit 2.2.1 side 13, at maksimum vandringen af Translogic- og Roundline aktuatoren, har næsten samme vandring. Derfor antages det, at den minimale vandring ligeledes næsten er den samme.

Vandring tryk

Da aktuatorens længde i udgangsposition L_0 nu kendes, kan udtrykket for vandringen ved tryk bestemmes, ud fra udtryk (2.5). Værdierne indsættes i udtryk (2.5):

$$\begin{aligned} \Delta L &= \sqrt{(2 \cdot 0,033m \cdot \sin\frac{14,6^\circ}{2})^2 + 0,154m^2 - 4 \cdot 0,033m \cdot \sin\frac{14,6^\circ}{2} \cdot 0,154m \cdot \cos(90 + \frac{180-14,6^\circ}{2}) -} \\ &0,154m \\ \Delta L &= 8,32mm \end{aligned}$$

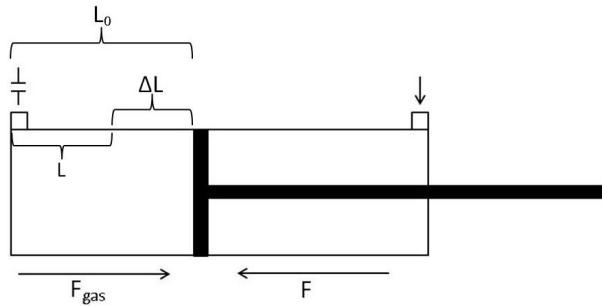
Det ses derfor, at vandringen mellem aktuatorens skifteposition og ugangsposition ved tryk, er $8,32mm$. Det vælges derfor igen at benytte en slaglængde på 8 mm i tryk retningen.

Vandringen i hver retning, er bestemt til 8mm, og den samlede slaglængde er derfor bestemt til 16mm.

På baggrund af ovenstående, er valgt en dobbeltvirkende aktuator, i Roundline serien fra Norgren A/S, (se appendix A, for data).

6.2.1 Beregninger til frigearsløsning

Med udgangspunkt i figur 6.3 vil vandringen ved skift til frigear blive bestemt. Stemplet stopper, når aktueringskraften F og den indespærrede gas' modtryk F_{gas} er lige store.



Figur 6.3. For at få gearnissen i frigear, lukkes der for udluftningen i det ene kammer sådan, at der skabes et tryk i det kammer, eftersom stemplet bevæger sig mod venstre og gør volumen mindre. Dette er med til at begrænse aktueringen.

Trykket p_{gas} tilhørende F_{gas} og L kan da beregnes som:

$$\begin{aligned} F &= F_{gas} \\ \Updownarrow \\ A_e \cdot p_{ind} &= A \cdot p_{gas} \\ \Updownarrow \\ p_{gas} &= \frac{A_e \cdot p_{Ind}}{A} \\ \Updownarrow \\ p_{gas} &= \frac{((20mm)^2 - (7mm)^2) \cdot \pi \cdot 3bar}{(20mm)^2 \cdot \pi} \\ \Updownarrow \\ p_{gas} &= 2,63bar \end{aligned}$$

Da stofmængde og temperatur af den indespærrede gas er konstant, kan volumen og dermed vandringen bestemmes, gennem Boyle-Mariottes lov:

$$\begin{aligned} p_0 &\text{svarer til 1 atmosfærisk luft og tilhører } V_0 \text{ og } L_0 \quad p \cdot V = k \\ \Updownarrow \\ p_0 \cdot V_0 &= p_{gas} \cdot V_{gas} \\ \Updownarrow \\ V_{gas} &= \frac{p_0 \cdot V_0}{p_{gas}} \\ \Updownarrow \\ L \cdot A &= \frac{p_0 \cdot A \cdot L_0}{p_{gas}} \\ \Updownarrow \\ L &= \frac{p_0 \cdot L_0}{p_{gas}} \\ \Updownarrow \\ \Delta L &= L_0 - \frac{p_0 \cdot L_0}{p_{gas}} \\ \Updownarrow \\ \Delta L &= 8mm - \frac{1,01325bar \cdot 8mm}{2,63bar} \\ \Updownarrow \\ \Delta L &= 4,9mm \end{aligned}$$

Vandringen mod frigear bliver således 4,9 mm under den antagelse, at kamrene i aktuatoren

i udgangsposition har atmosfærisk tryk. Da dette er mere end den halve vandring, vil der blive kørt forbi frigear hvis ventilerne forblev åbne, men da den indespærrede gas vil modarbejde skiftet, vil skiftet ske langsommere, og det er dermed muligt at lukke ventilerne i tide, så der ikke køres forbi frigear.

6.3 Luftforsyning

I afsnit 2.3.1 beskrives pneumatiske systemers behov for en gas- eller luftkilde for at kunne benytte en aktuator. Ved at benytte idealgasligningen 4.1 og teorien bag denne (se afsnit 4.1.2), kan der ved at fastsætte parametre, opstilles en funktion for det nødvendige tryk p i en tank afhængig af volumen, V , til bestemmelse af tryktankens dimensioner.

Det regulerede tryk skal kunne leve op til tre gearsift i træk på maksimum 2 sekunder, samt lave op til 300 skift uden gaspåfyldning (jf. krav under afsnit 2.2.2).

Stofmængden nødvendig for at aktuere stemplet én retning bestemmes, som benyttes til at opstille en ligning for den nødvendige stofmængde ved 300 gearsift. Det antages, at der arbejdes ved en temperatur på 20°C og ligeledes, at tryktanken er fyldt op ved 20 °C, for at undgå variationer i tryk grundet temperatursvingninger.

Stofmængde ved ét skift, n_c :

$$n_c = \frac{p \cdot V}{R \cdot T}$$

$$\Updownarrow$$

$$n_c = \frac{(3 \cdot 10^5 \text{ Pa}) \cdot ((0,02 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,016 \text{ m})}{8,31 \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^3}{\text{K} \cdot \text{mol}} \cdot 293,15 \text{ K}}$$

$$\Updownarrow$$

$$n_c = 2,48 \cdot 10^{-3} \text{ mol}$$

Aktuatoren har midterposition og skal derfor kun aktueres 8 mm for at skifte gear. Da der benyttes en 5/3-ventil med udluftning i midterposition, er der kun atmosfærisk tryk i systemet, og derfor skal hele cylinderen fyldes med 3 bar for at få ét skift - deraf 16 mm i beregningen for n_c .

Der opstilles nu en ligning for den nødvendige stofmængde, tanken skal indeholde, for at kunne foretage 300 skift.

$$n_0 = n_m + x \cdot n_c \quad (6.1)$$

Hvor:

n_0 : angiver stofmængden ved start i [mol].

n_m : angiver den stofmængde der minimum skal være tilbage efter 300 skift i [mol].

n_c : angiver stofmængde forbruget ved et gearsift.

x : angiver antal aktueringer.

Dette udtryk beskrives nu ud fra idealgasligningen (4.1):

$$n_0 = \frac{p_m \cdot V}{R \cdot T} + \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T} \cdot x \quad (6.2)$$

Hvor:

p_m : angiver det minimalt nødvendige tilbageværende tryk i tanken, bestemt til 3 bar.

p_c : angiver det fastlagte tryk til aktuator, bestemt til 3 bar.

V_c : angiver volumen af aktuatoren.

Eftersom, der skal bruges 3 bar til ét skift, er det efter 300 skift nødvendigt med et tryk i tanken på min. 3 bar, for at det sidste skift kan ske.

n_o kan nu skrives ind i idealgasligningen, hvor trykket kan udtrykkes som en funktion af volumen, V.

$$p(V) = \frac{(\frac{p_m \cdot V}{R \cdot T} + \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T} \cdot x) \cdot R \cdot T}{V}$$

$$\Updownarrow$$

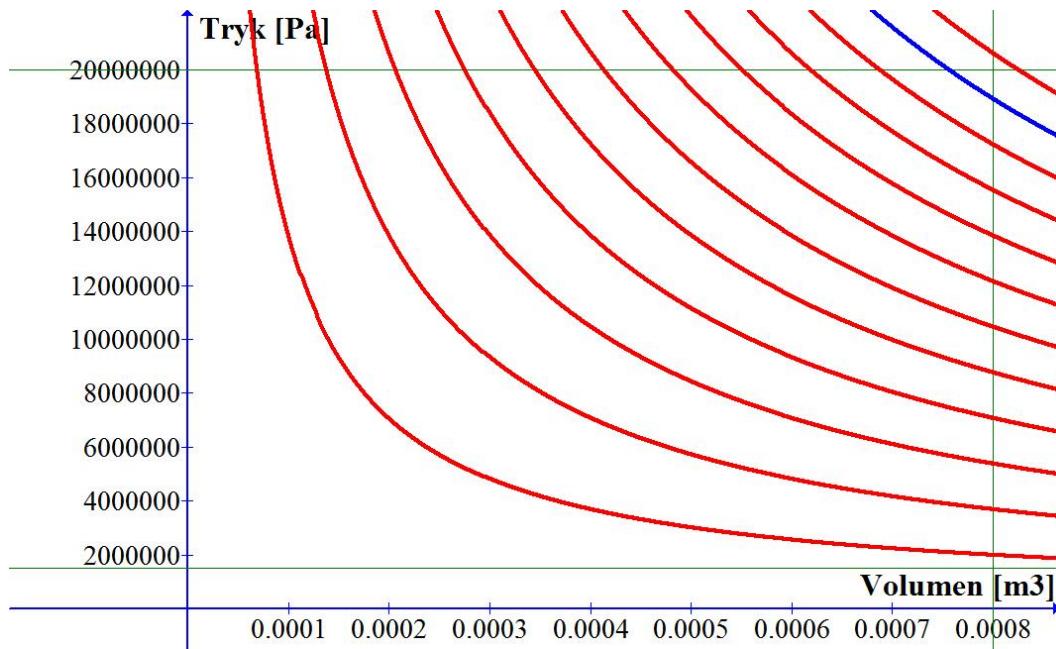
$$p(V) = \frac{p_m \cdot V + p_c \cdot V_c \cdot x}{V}$$

Værdierne indsættes nu i funktionen:

$$p(V) = \frac{(3 \cdot 10^5 Pa) \cdot V + (3 \cdot 10^5 Pa) \cdot ((0,02m)^2 \cdot \pi \cdot 0,016m) \cdot x}{V}$$

$$p(V) = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot V + 6,03 \cdot x}{V} \quad (6.3)$$

For at undgå hyppig opfyldning ønskes det, hvis muligt, at have en tank indeholdende luft til mere end 300 skift, hvor volumen og trykket ligeledes har en fornuftig størrelse. Det fastlægges, at det maksimale tryk i tanken, der vil arbejdes med, er 200 bar samt et volumen på maks. 0,8 L. Dette er fastsat med henblik på genopfyldning- og produktmuligheder [19] [20], samt implementering på en af Unicorns biler. Flere udgaver af funktion (6.3) opstilles derfor, med variende antal skift, x , hvorefter de indsættes i et fælles koordinatsystem, og den optimale tank vælges.



Figur 6.4. Graf indeholdende funktion $p(V)$ for forskellige antal skift med intervalstigning på 300 skift. Ligningen som ønskes fundet er funktionen, som ligger i skæringen mellem det maksimale tryk og volumen.

Figur 6.4 som viser funktion (6.3) med varierende x-værdier. Det ses, at den blå funktion ligger tættest på skæringen mellem det maksimale tryk og volumen. Derfor tages der udgangspunkt i denne funktion til at udregne den fuldstændige funktion, $p(V)$. Volumen af tryktanken er valgt til 0,8 L med et arbejdstryk på 200 bar. Det valgte volumen og tryk giver følgende antal skift ved 20°C iht. ligning (6.1), (6.2):

$$x = \frac{200 \cdot 10^5 Pa \cdot 0,0008 m^3 - 3 \cdot 10^5 Pa \cdot 0,0008 m^3}{3 \cdot 10^5 Pa \cdot (0,02 m)^2 \cdot \pi \cdot 0,016 m}$$

$$\Downarrow$$

$$x = 2162 \text{ skift}$$

Dette medfører den endelige funktion:

$$p(V) = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot V + 6,79 \cdot 2162}{V} \quad (6.4)$$

Ud fra dette vælges en tryktank i afsnit 6.4.

Temperaturændringer

For at sikre, at trykket i tanken ikke på noget tidspunkt overstiger 300 bar, udregnes trykket som funktion af temperaturen. Det er især med henblik på temperaturstigninger, der kan forekomme i forbindelse med tankens placering i nærheden af motoren. Igen, med udgangspunkt i idealgasligningen, kan en funktion for trykket afhængig af temperaturen, T_1 opstilles:

$$p(T_1) = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{V} = \frac{\left(\frac{p_0 \cdot V}{R \cdot T}\right) \cdot R \cdot T_1}{V}$$

Udtrykket reduceres

$$p(T_1) = 0 \frac{p_0}{T} \cdot T_1$$

Med samme gældende som i ligning (6.2) samt yderligere antagelser:

T_1 er den nye temperatur i [K]

Det antages, at startmolumængden er konstant, da tanken er fyldt op ved 20°C og er derfor uafhængig af temperaturen.

Værdierne indsættes for at få funktionen for $p(T_1)$

$$p(T_1) = 68224,46 \cdot T_1 \quad (6.5)$$

Den maksimale temperatur, som tanken må udsættes for, for at holde trykket under maksimal trykket på 300 bar, vil nu blive beregnet ud fra ligning (6.5).

$$300 \text{ bar} = 68224,46 \cdot T_1$$

$$\begin{array}{c} \uparrow \\ T_1 = 439,72 \text{ K} \end{array}$$

For at holde trykket under maksimal trykket, må temperaturen altså ikke overstige 166,57°C.

For at undgå problemer med luftforsyning under konkurrencer, opstilles en funktion for antallet af skift afhængig af temperaturen for at bestemme den laveste temperatur, som overholder kravet om minimum 300 skift pr. løb i tanken, hertil benyttes ligning (6.1) og (6.2).

$$x(p) = \frac{n_0 - n_m}{n_c} = \frac{\frac{p \cdot V}{R \cdot T_1} - \frac{p_m \cdot V}{R \cdot T_1}}{\frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T_1}}$$

$$x(p) = \frac{V \cdot (p - p_m)}{p_c \cdot V_c} \quad (6.6)$$

Ligning (6.5) indsættes i ligning (6.6):

$$x(p(T_1)) = \frac{V \cdot \left(\frac{p_0}{T} \cdot T_1 - p_m\right)}{p_c \cdot V_c}$$

Temperaturens nedre grænse findes for 300 skift:

$$300 = \frac{0,0008 m^3 \cdot (68224,46 \cdot T_1 - 3 \cdot 10^5 Pa)}{3 \cdot 10^5 Pa \cdot ((0,02 m)^2 \cdot \pi \cdot 0,016 m)}$$

$$\begin{array}{c} \uparrow \\ T_1 = 37,55 \text{ K} \end{array}$$

Den laveste temperatur som tanken må udsættes for, hvis den skal indeholde 300 skift er således -235,60 °C.

Temperaturintervallet, hvori tanken opfylder kravene beskrevet i afsnit 2.2, er -235,60 °C op til 166,57 °C. De andre komponenters arbejdstemperaturer afgrænser dog intervallet således, at grænserne aldrig bliver relevante. Af beregningerne fremgår det ligeledes at tanken således kan benyttes i overensstemmelse med kravene beskrevet i afsnit 2.2.

Det ses ud fra beregningerne at den valgte tank overholder kravene til systemet og kan derfor benyttes som luftkilde.

6.4 Komponenter

På figur 6.1, kan de komponenter, som skal implementeres, ses i den rækkefølge som de skal samles i. Der indgår følgende komponenter:

- 1x Tank
- 1x Trykregulator
- 8x Fittings - Enkeltunioner
- 2x Afblæsningsfilter
- 1x 5/3 Ventil
- 1x 2/2 Ventil
- 1x Styringsboks
- 1x Aktuator

For yderligere informationer omkring komponenterne, se appendix A.

6.5 Overholdelse af krav og ønsker

6.5.1 Pris

Der opstilles et pris overslag over kendte komponenter fra afsnit 6.4. Priser fra visse producenter har dog været svære at fremskaffe. Priserne er således et realistisk overslag på prisen af systemet.

Antal	Produkt	Pris pr. stk.	Pris i alt ekskl. moms
1 stk.	Roundline Cylinder	847,18.	847,18 kr.
1 stk.	5/3 Ventil	1044,50 kr.	1044,50 kr.
1 stk.	2/2 ventil	428,10 kr.	428,10 kr.
2 stk.	Afluftningsfilter	54,51 kr.	109,02 kr.
8 stk.	Enkeltunion	21,38 kr.	171,04 kr.
1 stk.	Kugleled	83,95 kr.	83,95 kr.
1 stk.	Tank inkl. regulator	1279,20 kr.	1279,20 kr.
1 stk.	30 m Slange		
		Subtotal	3962,99 kr.
		+ Moms 25%	990,75 kr.
		I alt	4953,74 kr.

I henhold til kravet om en maksimum pris på 6099 kr. ses det, at systemet overholder dette. Uover den samlet pris for systemet kommer der driftomkosninger ifm. påfyldning af trykflaskerne. Prisen for en påfyldning af 200 bar, koster 30kr. [20].

6.5.2 Vægt

Der opstilles et vægt overslag over kendte komponenter.

Antal	Produkt	Vægt pr. stk.	Vægt i alt
1 stk.	Roundline Cylinder	330 gram	330 gram
1 stk.	5/3 Ventil	350 gram	350 gram
1 stk.	2/2 ventil	240 gram	240 gram
2 stk.	Afluftningsfilter	6 gram	12 gram
8 stk.	Enkeltunion	10,28 gram	82,24 gram
1 stk.	Kugleled	115 gram	115 gram
1 stk.	Tank inkl. luft	984,21 gram	984,21 gram
1 stk.	30 m slange	ikke oplyst	ikke oplyst
Vægt total			2113,45 gram

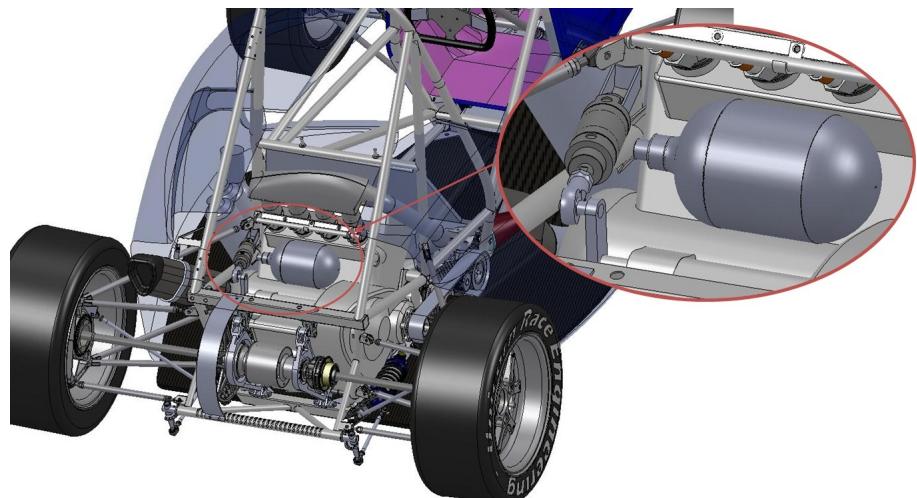
I henhold til kravet om en maksimum vægt på 3000 gram. ses det, at systemet overholder dette.

6.5.3 Antal skift

Temperaturen i tryktanken stiger ved forøgelsen af temperaturen. Det betyder, at antallet af mulige skifte ændres afhængigt af temperaturen. Ved stuetemperatur, er der således 2162 skift til rådighed, se afsnit 6.3. Ved temperaturfald, ønskes det stadig at opretteholde kravet for 300 skift. Temperaturen skal således falde til $-235,60^{\circ}\text{C}$, for at tanken kan levere 300 skift. Tanken er godkendt til et maksimalt tryk på 300 bar, men der vælges at bruge 200 bar. Dette gøres for at give plads til temperaturstigninger omkring motoren. I afsnit 6.3 er det derfor bestemt, at temperaturen skal stige til $166,57^{\circ}\text{C}$ for at trykket i tanken, øges til det maksimale tryk på 300 bar.

6.5.4 Volumen

For at få en ide om hvor meget systemet fylder, rent fysisk, er aktuatoren og tanken fra afsnit 6.4 integreret på SolidWorks modellen af G4 bilen, se figur 6.5. Dette giver et godt billede af, om de dimensioner komponenterne har, passer ind på bilen. De problemer der kan være, er at bilen er dimensioneret til kun at have plads til det absolutte nødvendige.



Figur 6.5. Figuren viser aktuatoren og tanken, integreret i CAD-modellen af Unicorns racerbil

For overholdelse af FSAE regelsættet, kræves det at komponenterne placeres, således de er inden for bilens ramme. Som figur 6.5 viser, er det muligt, at montere tanken inden for stellet. Der er ligeledes plads tilovers, således at tanken kan implementeres flere steder. For at se SolidWorks tegningerne med implementeringen, se vedlagt appendix CD.

6.5.5 Ignition-stop

Idet styringsdelen på både Translogic og det pneumatiske system styres af en mikroprocesser, vil det være muligt at få det pneumatiske system til at samarbejde med Ignition-Stop.

6.5.6 Begrænsning

Aktueringen begrænses vha. aktuatorens egenbegrænsning, hvilket skåner gearkassen, så den ikke udsættes for unødvendig belastning i forbindelse med aktuering. Idet frigear ligger en halv vandring fra både 1. og 2. gear, begrænses aktuatorens trykkraft, ved skift til frigear, yderlig vha. en 2/2-ventil, som beskrevet i afsnit 5.2.

Det er ikke kun aktuatoren, som skal begrænses. Tanken har et tryk på 200 bar, hvilket er for højt, for komponenterne, se appendix A. Derfor skal trykket reguleres vha. en indbygget trykregulator. Regulatoren er monteret på tanken, og skal regulere trykket ned til de ønskede 3 bar.

6.5.7 Holdbarhed

Den valgte Norgren-aktuator i Roundline-serien regnes for at have en levetid på ca. 5 mio. aktueringer (ifølge Niels Jørgen Olsen, Teknisk konsulent hos Norgren A/S), ved en standard luftkvalitet svarende til atmosfærisk luft. Af beskrevne komponenter er aktuatoren den mindst holdbare og derved holder ventil og regulator, som hovederegel til mere end 5 mio aktivering. Tryktanken er hydrotestet til en holdbarhed på 5 år, hvis ingen synlig skade sker på tanken, samt π -godkendt, side 73. Dog kendes holdbarheden af diverse fittings, slanger, mm. ikke. Som det fremgår af afsnit 6.4 ses der, at prisen på disse komponenter er relativt lav og bør dermed kunne udskiftes årligt. Bemærk dog, at 5/3-ventilerne ikke arbejder ved højere temperaturer end 50 °C, hvor arbejdstemperaturer højere end denne kan besvære ventilens reaktionshastighed og holdbarhed. Ønskes der en højere arbejdstemperatur, kunne der vælges en anden tilsvarende ventil.
Det fremgår af holdbarheden på komponenterne, at holdbarheden er betydelig højere end holdbarheden på Translogic. Set ud fra den holdbarhedsmæssige synsvinkel er det pneumatiske system, bedre end Translogic.

6.5.8 Hastighed

Gearskiftesystemets hastighed afhænger af, hvordan timeren i PLC-programmet, er programmeret. I styringsalgoritmen (jf. afsnit 7.1) ses timer-funktioner, som afgør skiftehastigheden. Styringen består ligeledes af en forsinkelse af foretagelsen af gearskiftet i forhold til Ignition-stop. Selve gearskiftet begrænses af ventilernes reaktionstid, som ligger på 15 ms (appendix A), mens hele gearskiftet ligeledes afhænger af forsinkelsen pga.

signalet til Ignition-stop forinden.

Kravet om at kunne foretage tripelskift på maksimalt 2 sek. overholdes ligeledes.

6.5.9 Kompleksitet

Som det ses på figur 6.1, er selve det fysiske system ikke så komplekst som Translogic-systemet, idet Translogic aktuatoren indeholder mange mekaniske dele, afsnit 2.3.3. Fysisk fejlfinding på systemet er relativt simpelt i og med slangerne hurtigt kan afmonteres og derved kan en eventuel utæthed nemt bestemmes.

Angående styring er kompleksiteten af systemerne omtrent den samme.

I tilfælde af fejl i styringen under løb, kan ventilerne i det pneumatiske system hurtigt omskiftes til et endnu simplere system. Grundet NC 5/3 ventilen med fjederretur kan kontakterne ved palerne bag rattet tilkobles direkte til ventilerne via batteriet, således ventilerne kan styres direkte. Dette er dog ikke så hurtigt som det oprindelige system, hvor bilen i denne situation kun kan sættes i frigear manuelt.

6.5.10 FSAE-regelsæt

I FSAE-regelsættet fremgår det, at brugen af højtryksgas er tilladt, dog skal der tages visse forholdsregler:

Den benyttede gas må ikke være brændbar. Da der benyttes atmosfærisk luft til det pneumatiske system, overholdes denne regel. Både cylinder, tank, rør og fittings, skal være mærket med maksimalt tryk og være markeret med certificeringer fra producenten. Da alle komponenter, købes ved virksomheder, der producerer pneumatisk udstyr, forventes de at være mærket korrekt. Tryktanken er CE godkendt til paintball pistoler, og der vides derfor ikke præcist, hvorledes tanken kan godkendes til pneumatik. Trykregulatoren skal ligeledes være placeret direkte på tanken. Pga. tankens forholdsvis lille volumen, kan reglen for beskyttelse af alt pneumatiske udstyr på bilen overholdes. Det kræves også i regelsættet, at cylinder- tank- og trykregulator placeres enten bag styrtbøjlen eller inde i en af sidekasserne, så længe komponenterne er beskyttet mod sammenstød og monteret på stel, motor eller gearkasse. Tanken skal yderligere være isoleret mod potentielle varmekilder. Cylinderen skal ligeledes pege væk fra føreren. Disse krav kan igen, pga. den forholdsvis lille volumen af systemet, overholdes.

Der ses, at den virtuelle model overholder alle krav. Visse krav overholdes dog med større margin end andre. Der vil i det følgende blive udformet en styring, som opfylder løsningsvalget, beskrevet i kapitel 5.

Styring & funktionsmodel

7

Indledningsvis vil styringsalgoritmen blive beskrevet. Denne bruges både i det reelle system samt funktionsmodellen. Funktionsmodellen vil efterfølgende blive beskrevet, hvorpå styringsalgoritmen vil blive testet.

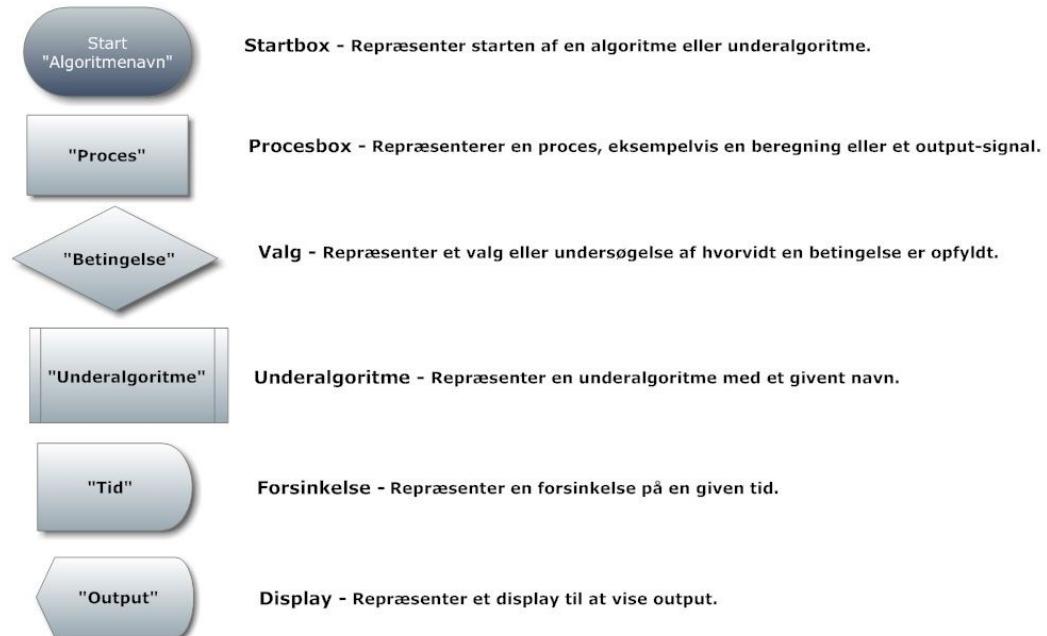
7.1 Styringsalgoritme

Styringsalgortimen beskriver styringen af ventiler og Ignition-stop. Algoritmen beskrives vha. flow-diagrammer og testes efterfølgende på funktionsmodellen ved brug af en PLC.

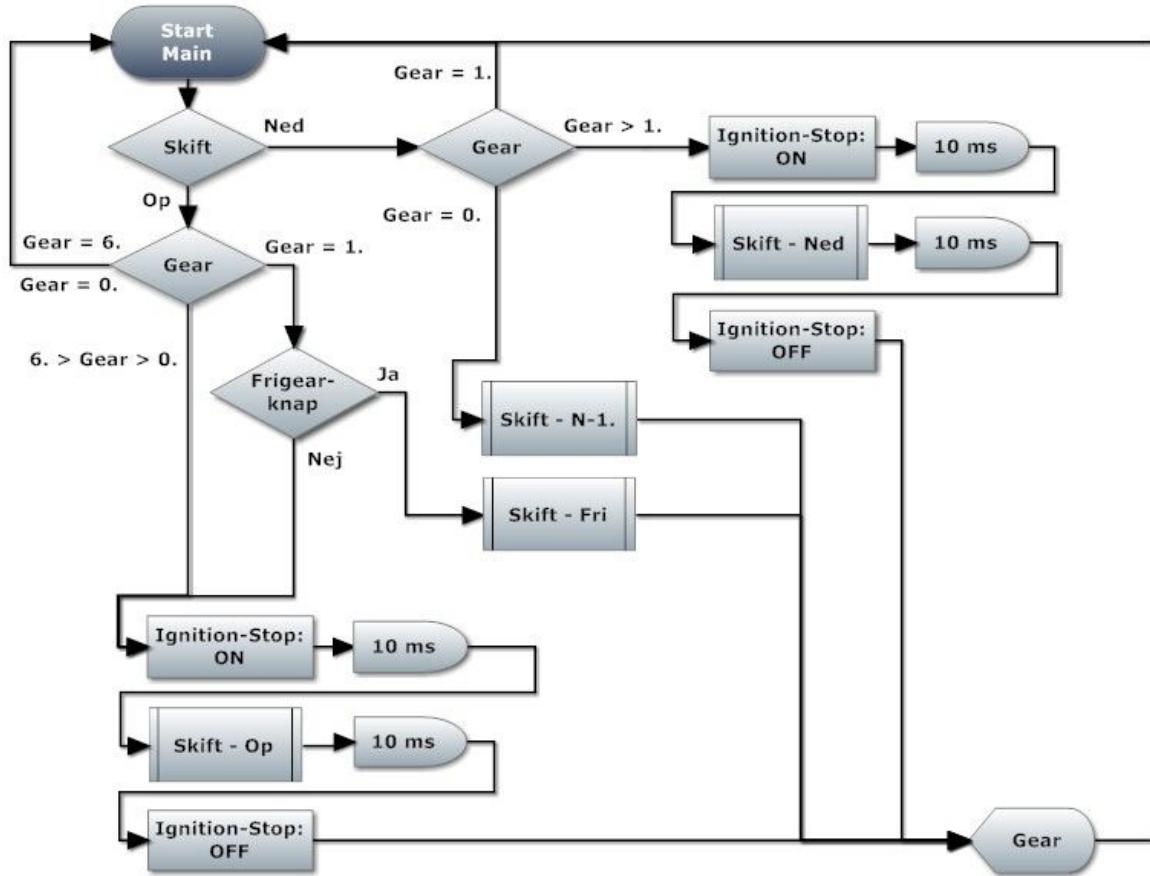
7.1.1 Flow-diagrammer

Følgende flowdiagrammer beskriver styringsalgoritmen. For at øge overskueligheden i de viste flowdiagrammer er kun de centrale funktioner medtaget. Visse sikkerhedsforanstaltninger, som sikring af, at der ikke ved et uheld skiftes 2 gange i træk, er ikke medtaget. For at se, hvordan disse er løst, henvises der til PLC Ladder-diagrammet i appendix C.

De forskellige symboler har følgende betydning:



Den overordnede styringsalgoritme er følgende:

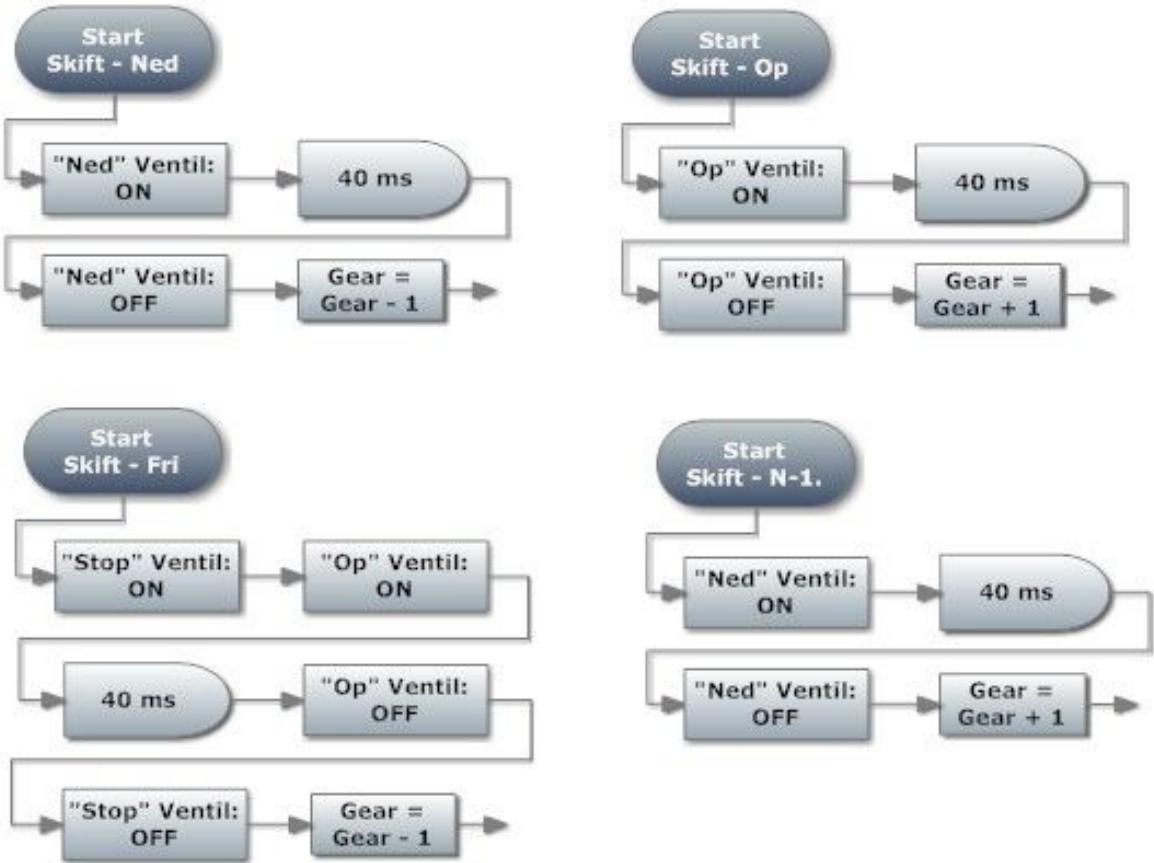


Figur 7.1. Den overordnede styringsalgoritme. Underalgoritmerne er de forskellige gearsift, henholdsvis op- og nedgearing samt skift til og fra frigear. De ses udspecifieret på figur 7.2.

Som det ses på figur 7.1, er styringsalgoritmen forholdsvis simpel. Geartælleren sikrer, at der ikke forsøges at skifte længere end 1. og 6. gear, samt hvornår det er muligt at skifte til frigear. *Gear = 0* repræsenterer frigear.

Ved normale op- og nedgearinger benyttes Ignition-Stop, hvilket i funktionmodellen styres vha. et relæ, der slåes fra ved signal om dette. Efter Ignition-Stop kommandoen er der en forsinkelse på 10 ms, før gearsiftet sker, for at sikre, at kommandoen er udført. Denne forsinkelse findes igen efter gearsiftet, før deaktiveringen af Ignition-Stop.

De respektive underalgoritmer i form af gearsift er:



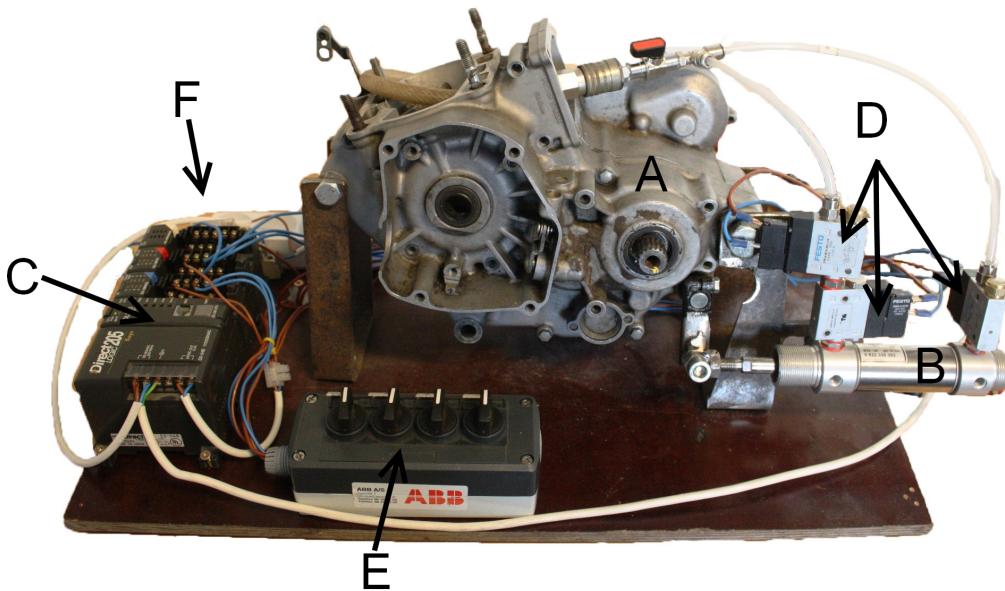
Figur 7.2. Undersalgoritmer. Her ses ventilstyring, geartæller ved henholdsvis normal op- og nedgearinger samt skift til og fra frigear. Deres funktion og placering i den overordnede styringsalgoritme ses på figur 7.1.

For at se PLC Ladder-diagramet, der udfører ovenstående algoritme, henvises der til appendix C.

7.2 Funktionsmodellens opbygning

Det praktiske produkter i form af en funktionsmodel, hvor en sekventiel gearkasse fra en Suzuki motocross-cykel har påmonteret det pneumatisk system, som beskrevet i afsnit 6.5. Gearkassen er i virkemåde tilsvarende de gearkasser, som Unicorn benytter til deres biler.

Funktionsmodellens formål er, at vise gearsiftesystemets virkemåde samt teste styringen.



Figur 7.3. Her ses funktionsmodellen. Der ses gearkassen (A), aktuatoren (B), PLC (C), 3/2-ventiler (D), knapper (E) og stikdåsen (F), som er tilsluttet relæet.

Med udgangspunkt i figur 7.3 vil funktionsmodellens opbygning blive beskrevet.

Funktionsmodellen består af en sekventiel gearkasse (A) samt det pneumatiske gearskeftesystem. Som luftkilde anvendes en kompressor med påmonteret tank. Selve gearskeftesystemet består af trykregulator, ventiler og aktuator (B) samt PLC-modul (C).

Aktuatoren er en dobbeltvirkende cylinder med en slaglængde på 25 mm og en stempel diameter på 32 mm. Den kan anvendes med et arbejdstryk på op til 10 bar. Til aktuering benyttes et tryk på 6 bar. Monteringen af aktuatoren på skiftearmen burde være sket med kugleled. Istedet er der monteret en M10 møtrik, som er boret ud sådan at gevindet er væk, for enden af aktuatoren, samt der er et hul med en diameter på 10 mm i skiftearmen. Gennem de to huller sidder der en M10 bolt, som kan glide frit i de to huller, så den fungerer som en aksel. Dette sikrer at stempelstangen kan følge med rundt i cirkelbuen, når den bliver aktueret.

Selve aktuatoren er monteret med en bolt, som går igennem et beslag, som er svejset fast til stellet. Bolten har en meget vigtig funktion, da aktuatoren kan dreje omkring den akse bolten sidder i. Selve beslaget er designet sådan at aktuatorens afstand til skiftearmen kan justeres. Dette gør det nemmere at indstille systemet til de mest optimale positioner.

Da det ikke har været muligt at anskaffe en 5/3 ventil, benyttes der istedet to 3/2 ventiler (D), som giver samme resultat. Disse er forbundet til aktuatorens to ind-/udgange med slanger og/eller fittings. Luftforsyningen er forbundet via en slange til et T-stykke,

som deler luften ud til hver ventil, som er forbundet til PLC'en med ledninger. Mellem luftforsyningen og T-stykket, er trykregulatoren (beskrevet i afsnit 4.7) placeret - den ses dog ikke på figur 7.3. Med trykregulatoren kan luftmængden, som sendes ud i ventilerne og herefter ud i aktuatoren, reguleres til det ønskede tryk. Trykregulatoren er monteret, da den giver muligheden for at afprøve systemet ved forskellige trykniveauer. Mellem den ene 3/2-ventil og aktuatoren er endnu en 3/2-ventil (D) placeret. Dette burde have været en 2/2-ventil, men resultatet er det samme, da begge lukker for udluftningen. Denne benævnes fremover som 2/2-ventilen. 2/2-ventilen er placeret til venstre, fordi opgearing sker ved at aktuere stemplet mod venstre.

Et gearskift igangsættes vha. kontakterne (E), henholdsvis en for opgearing og en for nedgearing, som giver PLC'en et input, hvorefter programmet gennemscannes og reagerer efter styringsalgoritmen beskrevet i afsnit 7.1. Der er desuden en knap som lukker for 2/2-ventilen, hvorefter der kan skiftes til frigear. Tilsluttet PLC'en er desuden et relæ, som styrer en stikdåse (F), hvortil boremaskinen er tilsluttet. På funktionsmodellen benyttes en boremaskine til at dreje drivakslen.

Styring

Til styring af funktionsmodellen benyttes, som beskrevet i afsnit 4.4, PLC-styring på grund af den lette programmering.

PLC'en har dog en forholdsvis lang scantid, hvilket betyder, at funktionsmodellens hastighed ikke er tilsvarende den reelle model til implementering i Unicorn-bilen.

Motor og Ignition-Stop

Af styringsalgoritmen (se afsnit 7.1) ses det, at styringen sender et signal til motorens computer (ECU'en) om at deaktivere tændingen, når en af kontakterne for op- eller nedgearing aktiveres. Boremaskinen er tilkoblet systemet igennem et relæ, sådan at når Ignition-Stop aktiveres, slukkes boremaskinen. Herefter åbnes den tilknyttede ventil, og når ventilen lukkes, aktiveres boremaskinen igen.

Begrænsning af aktuering

Skiftearmens længde er tilpasset aktuatorens slaglængde på 25 mm dvs., at aktueringen begrænses vha. aktuatorens egenbegrænsning.

Hastighed

Med udgangspunkt i flowdiagrammerne, afsnit 7.1, ses at der, for et testet, succesfuldt gearskift, er åbent for ventiler i 40 ms med en forsinkelse i hver ende på 10 ms i forbindelse med Ignition-Stop. Hastigheden af et gearskift er dermed 60 ms ude af gear. Det er skønnet at skraldesystem og aktuator er returneret til udgangsposition efter yderligere 60 ms. Den samlede skiftetid for et helt skift, er dermed 120 ms.

Med udgangspunkt i beskrevne virtuelle model, og testede funktionsmodel, vil der nu blive konkluderet på problemformuleringen.

Funktionsmodellen vil nu blive testet for at give et overblik over, hvor præcis gearskiftesystemet er.

7.2.1 Test af funktionsmodel

Der blev foretaget 20 skift fra 1. til 6. gear samt 6. til 1. gear. Forsøgene blev udført med et tryk på 3,5 bar. Gældende for begge forsøg var, at beslaget, hvorpå aktuatoren er monteret, ikke var i stand til at tilbageholde aktuatoren, hvilket resulterer i, at en del af kraften bruges på at vride aktuatorens beslag, således vandringen ikke er tilstrækkelig. Mangler på smørelse af gearkassen, giver problemer med skifteklørne, der har sværere ved at ramme i tandhjulene.

Aktuatoren benyttet på funktionsmodellen har større volumen end aktuatoren valgt til det virtuelle system. Det betyder også at vandringen, når det ene kammer lukkes for at skifte til frigear, er mindre på det virtuelle system og det vil derfor være nemmere at ramme frigear.

	1. gear - 6. gear	6. gear - 1. gear
Gear skiftet	20	20
Gear ikke skiftet	0	0
I alt	20	20

Af testen ses det, at der ikke er forekommet problemer med op- og nedgearing.

Det er blevet valgt at gentage forsøgene 20 gange for at give et billede af succesraten på gearsift med det pneumatiske gearsiftesystem. Med flere gentagelser ville afbildningen have været mere præcis, men det antages, at succesraten ligger tæt på 100 % for funktionsmodellen, og at det samme vil være gældende for den virtuelle model.

	1. gear - N	N - 1. gear
Gear skiftet	13	13
Gear ikke skiftet	7	7
I alt	20	20

Af testen ses det, at frigear rammes 65 % af gangene, mens frigear ikke rammes 35 % af gangene. Det samme forhold er der for at skifte til 1. gear fra frigear samt at forblive i frigear.

Det anslåes dog, at succesraten vil være højere på det virtuelle system grundet fejlkilderne nævnt indledningsvis, samt dimensionerne på aktuatoren, der letter skiftet fra 1. til frigear og omvendt.

Med udgangspunkt i den beskrevne virtuelle model og den testet funktionsmodel vil der nu blive konkluderet på problemformuleringen.

Konklusion 8

Med udgangspunkt i denne besvarelse, vil der blive konkluderet på spørgsmålene stillet i problemformuleringen, se afsnit 3.2.

Der findes grundlæggende 2 pneumatiske aktuatortyper, henholdsvis lineære- og rotationsaktuatorer. Den linære består af en hul cylinder med et stempel, der deler cylinderen i 2 kamre. Ved trykpåførsel i et af kamrene, vil stemplet aktueres. Stemplet kan returneres vha. en fjeder eller trykpåførsel i modsatte kammer, henholdsvis enkelt- eller dobbeltvirkende aktuatorer.

Rotationsaktuatorer består af 2 cylindere påmonteret hver deres tandstang. Når disse tandstænger henholdsvis skubbes og trækkes i forhold til hinanden roteres et mellemliggende tandhjul, og dens dertilhørende aksel. Lufttrykket er dermed omsat til et moment.

Grundet rotationsaktuatorens lave ydelse relativt til pris og vægt, vælges den lineære aktuator som bedste løsningsmulighed. Yderligere skal der aktueres to retninger, og der vælges derfor en dobbeltvirkende.

Der er udvalgt to muligheder til begrænsning af aktuering, henholdsvis registering af tryktab under gearsift og egenbegrænsning. Registrering af tryktab forkastes grundet for langsomme sensorer samt negativ indflydelse på skiftehastighed. Egenbegrænsning vælges derfor som løsning til det generelle system, men valget medfører problemer i forbindelse med skift til frigear. 3 løsningsmuligheder til dette er opstillet, henholdsvis brug af sonarsensor, 2/2-ventil og brug af kobling.

Ved brug af sonarsensor registreres en stempelposition, og der gives signal til styring om lukning af ventil. Løsningen forkastes, da det gennem test er fundet, at ventilhastigheden er gearsiftesystemets hastighedsbegrænsende faktor.

Ved brug af kobling, benyttes frigear ikke, men der laves en anordning, der kan låse koblingen i deaktivert tilstand, hvorved et frigear ikke er nødvendigt. Løsningen forkastes dog grundet kompleksitet, stor volumen og sikkerhedsmæssige konsekvenser sammenlignet med brug af en 2/2-ventil.

Ved brug af en 2/2-ventil blokeres gasudlufning fra et aktuatorrum. Påføres der tryk i modsatte kammer, vil den indespærrede gas komprimeres og forsøge at modvirke skiftet. Det er dermed muligt at stoppe aktueringen mellem 1. og 2. gear og komme i frigear. 2/2-ventilen vælges som løsning grundet simplicitet, lav pris, og, fejlkilderne taget i betragtning, gode resultater ved test.

Det pneumatiske gearsiftesystem kan styres gennem PLC-styring i forbindelse med funktionsmodel samt mikroprocessorer, ved implementering på Unicorn racerbil. Dette vælges fordi mikroprocessoren er både mindre og ligeledes langt hurtigere end PLC'en. Styringen indeholder styring af Ignition-Stop, ventiler, geartæller, og sikkerhed i forbindelse med tryk på skifteknapper, så der ikke skiftes gear uønsket.

En funktionsmodel er blevet konstrueret med en 6-trins sekventiel gearkasse fra en Suzuki

Motorcross-cykel. Som illustration af motor bruges en boremaskine, som gennem et relæ kan slåes fra for at illustrere Ignition-Stop. Som styring anvendes PLC, og som luftkilde til det pneumatiske system anvendes kompressor med tank. Funktionsmodellen skifter problemfrit fra 1. til 6. gear samt 6. til 1. gear. Ved skift fra 1. gear til frigear samt skift fra frigear til 1. gear skiftes gearet ikke korrekt. Her skiftes kun gear korrekt 65 % af gangene. Det kan skyldes gearkassens stand - uden smørelse samt aktuatorens montering.

Den virtuelle model er blevet grafisk fremstillet i SolidWorks, som viser placeringen af systemet på G4-bilen og består af tank med regulator og aktuator, der udgør de største og besværligste komponenter med henblik på implementering. Udover disse komponenter består systemet af en 5/3-ventil, en 2/2-ventil, fittings, afblæsningsfilter og slanger.

Aktuatoren er blevet valgt på baggrund af løsningsvalget om egenbegrænsning, så slaglængden er tilpasset den nødvendige aktivering. Aktuatorens slaglængde er bestemt til 16 mm og tilpasset skiftearmen, som pt. bliver brugt på G4 bilen. Aktuatorens stempeldiameter er valgt til Ø 40 mm, på baggrund af det lave ardejstryks på 3 bar, som valgt.

Herefter er en tank med en volumen på 0,8 L og et start tryk på 200 bar, blevet valgt i henhold til kravene ud fra forsøg, kravspecifikationer samt beregninger. Temperaturintervallet, hvori tanken indeholder minimum 300 skift, er desuden blevet undersøgt, med fokus på temperaturstigninger, når tanken sidder i nærheden af motoren. Intervallet for temperaturen er bestemt til -235,60 °C for 300 skift og 166,57 °C for maksimum tryk på 300 bar. Beregningerne viser, at temperaturstigninger forårsaget af motor eller vejret ikke vil have nogen påvirkning.

Endeligt er der blevet vurderet, hvorvidt det pneumatiske gearsiftesystem overholder krav og ønsker stillet i problemformuleringen:

Emne	Krav	Opfyldelse
<i>Hastighed:</i>	Helt skift: 200 ms, Ude af gear: 100 ms	Helt skift: 120 ms Ude af gear: 60 ms
<i>Antal skift:</i>	Minimum 300 skift pr. tank	2162 skift uden opfyldning af tank
<i>Holdbarhed:</i>	Minimum 10.000 skift	5 millioner skift
<i>Begrænsning:</i>	Mulighed for begrænsning af aktivering	Egenbegrænsning og 2/2-ventil i forbindelse med frigear
<i>Ignition-Stop:</i>	Skal kunne samarbejde med Ignition-Stop systemet	Krav opfyldt
<i>Pris:</i>	Maksimum 6099,00 DKK.	4953,74 DKK.

Emne	Ønske	Opfyldelse
<i>Vægt:</i>	Maksimum 3 kg	2,1 kg
<i>Volumen:</i>	Mulighed for at holde systemet inden for chassisets rammer	Ønske opfyldt
<i>FSAE-Reglement:</i>	FSAE-reglementet skal kunne overholdes.	Ønske opfyldt
<i>Kompleksitet:</i>	Simpelt system, hvor der er mulighed for hurtig fejlfinding og reparation	Ønske opfyldt

Deraf fremgår det at det pneumatiske system overholder samtlige krav og enkelte krav med stor margin. Det pneumatiske gearsiftesystem er derfor yderst velegnet som

gearskiftesystem til Unicorn's G5 model. Dog er der problemer skift til frigear, men da dette ikke bruges under løbet er problemet begrænset, eftersom frigearet kan findes manuelt.

Perspektivering 9

9.1 Optimeringsforslag

I det følgende vil forslag til, hvordan gearsiftesystemet til Unicorn kan optimeres, blive beskrevet. Forslagene indebærer både små samt mere radikale ændringer.

9.1.1 Pris

Med et mere omfattende kendskab til flere fabrikanters prislister ville det være muligt at skabe sig et bedre overblik over prislejet for systemets komponenter, og det ville være tænkeligt at udarbejde et mere konkurrencedygtigt produkt med en lavere pris.

9.1.2 Kobling

Koblingen styres på G4-bilen pt. mekanisk. Det har længe været ønsket at få designet et hydraulisk system, til at styre kobling og gearsift, da det nuværende Ignition-Stop system, slider meget på gearkasse og motor. Koblingssystemet sikrer samtidig et bedre gearsift da motoren er koblet fra gearkassen. Dette betyder at hjulene ikke skal trække stempelne, når tændingen er slået til, modsat nuværende anordning.

9.1.3 Ændring af gearkasse

At få aktuatoren til at ramme frigear, har været et stort problem. Derfor er det blevet diskuteret, at ændre gearernes rækkefølge. I afsnit 2.1.2, ses der at skiftetromlen flytter skiftegåflerne til den korrekte position, så det valgte gear bliver aktiveret. Ved at konstruere en ny skiftetromle, kan rillerne designes, så gearene kommer i en anden rækkefølge. Med dette menes, at frigearet ligger som laveste gear, og derefter følger 1., 2., 3. osv. op til 6. gear. Dette vil gøre programmeringen af systemet nemmere, og der vil ikke længere være tvivl om hvilket gear der skiftes til.

9.1.4 Sensor

En anden mulighed, for viden om hvilket gear der er aktiveret, er at sætte sensor ved skiftearmen som beskrevet i afsnit 5.2. Sensoren skal dog ikke give signal til styringen om lukning af ventilen, men udelukkende registrere hvorvidt gearsiftet er sket korrekt, eller

om det er nødvendigt at forsøge igen. På denne måde er der mere sikkerhed i gearsiftet, særligt omkring 1., 2. og frigear.

9.1.5 Stepmotor

En anden gearsiftes mulighed er brug af stepmotor. En stepmotor fungerer som en standard elektrisk motor, dvs. vha. adskillige elektromagneter omkring en center-magnet. Når elektromagneterne på skift magnetiseres, skubbes centermagneten. Ved at fastholde magnetismen på bestemte elektromagneter, er det muligt at standse rotationen ved meget præcise vinkler.

Ved at implementere en sådan motor direkte på skiftetromlen, gøres skraldesystemet overflødig, hvilket medfører et mere simpelt og let system. Stepmotoren forbruger dog meget energi, da tromlen skal holdes i en bestemt position. Dette kan dog løses ved at beholde tandplade og stoparm, og lade dette holde skiftetromlen. En stepmotor er forholdsvis lille, billig og let at styre, sammenlignet med et pneumatisk gearsiftesystem. En stepmotor, som kan yde et moment på 8 Nm, koster hos Anaheim ca. 862,00 DKK. og vejer 3,81 kg. [21].

Stepmotoren er således en velegnet mulighed, hvis ønsket er at arbejde med et elektrisk system.

Appendix 10

Appendix A - Data på komponenter

Appendix B - Produktvurderingsskema

Appendix C - Ladder Diagram

Appendix D - Resultat af vinkelmålinger

Appendix CD - Resultater fra forsøg med moment.

- SolidWorks Filer.

- Video af Funktionsmodel

Appendix A

Data på komponenter:

1x Roundline Cylinder, [22]

Varenr.: RT/57240/M/16

Aktuator diameter: 41,5 mm

Aktuator længde: 154 mm

Stempel diameter: Ø 40 mm

Stempelstang diameter: Ø 14 mm

Slaglængde: 16 mm

Vægt: 330 g

Holdbarhed: ca. 5 mio. aktueringer ved standard luftkvalitet

Arbejdstryk: 1-10 bar

Arbejdstemperatur: -5°C - 80°C

Portstørrelse: 1/8"

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr 847,18

1 x 5/3 Ventil[24]

Varenr.: V60A711A-A2

Vægt: 350 g

Holdbarhed: >5 mio. aktiveringar ved standard luftkvalitet.

Arbejdstryk: 1,5-10 bar

Arbejdstemperatur: -10°C to +50°C

Portstørrelse: 1/8"

Gennemstrømning: 750 l/min

Responstid: 12-15 ms

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr. 1044,50

2x Fitting - Afblæsningsfilter[26]

Varenr.: M/1511

Vægt: 6 g

Arbejdstryk: op til 10 bar

Arbejdstemperatur: -20°C to +80°C

Portstørrelse: 1/8"

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr. 54,51

Slange[28]

Varenr.: PA0006030

Udvendig diameter: Ø 6 mm

Indvendig diameter: Ø 4 mm

Arbejdstryk: op til 25 bar

Arbejdstemperatur: -40°C to +20

Længde i alt: 30 m

Pris pr. meter ekskl. moms: N/A

1x Tank[23]

Varenr.:

Diameter: Ø 9,4 cm

Længde inkl. regulator: 22,86 cm

Vægt inkl. regulator uden luft: 794 g

Vægt inkl. regulator med luft: 794g +
 $28,96 \frac{g}{mol} \cdot 6,56794 mol = 984,21g$

Volumen: 0,8L

Max. tryk: 310 bar

Min. regulator output: 27,6-31 bar

Holdbarhed: Hydro testet til 5 år

Sikkerheds foranstaltning: π - godkendt, se mere på side 73.

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr. 1279,20

1x 2/2 Ventil[25]

Varenr.: V03A286J-B613A

Vægt: 240 g

Holdbarhed: >5 mio. aktiveringar ved standard luftkvalitet.

Arbejdstryk: 0-10 bar

Arbejdstemperatur: -30°C to +90°C

Portstørrelse: 1/8"

Gennemstrømning: 190 l/min

Responstid: 8 – 15 ms

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr. 428,10

8x Fitting - Enkeltunion[27]

Varenr.: M01250618

Vægt: 10,28 g

Arbejdstryk: op til 10 bar

Arbejdstemperatur: 0°C to +60°C

Portstørrelse: 1/8"

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr. 21,38

1x Kugleled[29]

Varenr.: 03001012125

Vægt: 115 g

Længde: Fuld længde: 66mm, Fra gevindstart til center: 50 mm

Gevind: M12x1,25

Pris pr. stk. ekskl. moms: kr. 83,95

Ønskes højere arbejdstemperatur på slangen, mindskes det maksimale arbejdstryk, med forskellige faktoriseringer.

Maksimal arbejdstryk ved $60^{\circ}\text{C} = 25 \cdot 0,57 = 14,25$. Se faktorisings skema i bilag 3.

π -Godkendelse og Hydrotest π -godkendelse er en sikkerhedsforanstaltning, der stiller krav til sikkerheden ved produktet og fremstillingen heraf. Herunder indgår ting som kvalitetskontrol af produkter, både internt og eksternt samt godkendelse af kvalitetsstyring. π -godkendelse udstedes af sikkerhedsstyrelsen. [30]

En hydro-test er en test af en komponent, der indeholder komprimeret gas eller væske. Tanken testes, ved det givne maksimaltryk, for fejl eller utæthed. Det er vigtigt, at en sådan tank indeholdende så højt tryk ikke har fejl, da dette kan forårsage en ekslosion. Tanken er testet og har en godkendelse på 5 år ved 310 bar. Efter 5 år bør tanken eftertestes.[31]

Appendix B

Produktvurderingsskema:

Jan Poulsen										
Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Regler	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
Vægtning (0-3)	2,0	3,0	2,0	2,0	2,0	3,0	1,0	3,0	3,0	-
Karakter (0-3)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Elektrisk	1,0	1,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	47,0
Pneumatisk	2,0	3,0	3,0	2,0	2,0	1,0	1,0	3,0	3,0	49,0
Hydraulisk	2,0	3,0	2,0	2,0	1,0	1,0	1,0	2,0	3,0	42,0

Lasse Ledet										
Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Regler	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
Vægtning (0-3)	2,0	3,0	2,0	2,0	3,0	3,0	1,0	3,0	3,0	-
Karakter (0-3)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Elektrisk	1,0	0,0	1,0	1,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	45,0
Pneumatisk	2,0	3,0	3,0	3,0	2,0	0,0	1,0	3,0	3,0	50,0
Hydraulisk	2,0	3,0	2,0	2,0	1,0	0,0	0,0	2,0	2,0	36,0

Linda Tram										
Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Regler	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
Vægtning (0-3)	1,0	3,0	2,0	3,0	3,0	2,0	2,0	3,0	3,0	-
Karakter (0-3)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Elektrisk	0,0	2,0	0,0	1,0	3,0	2,0	3,0	3,0	3,0	43,0
Pneumatisk	2,0	2,0	2,0	3,0	1,0	1,0	1,0	3,0	2,0	34,0
Hydraulisk	2,0	2,0	2,0	3,0	2,0	1,0	2,0	2,0	2,0	36,0

Martin Zinck Mariager Larsen										
Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Regler	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
Vægtning (0-3)	2,0	3,0	2,0	3,0	2,0	3,0	2,0	3,0	3,0	-
Karakter (0-3)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Elektrisk	1,0	1,0	1,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	2,0	43,0
Pneumatisk	2,0	3,0	3,0	2,0	2,0	1,0	1,0	2,0	3,0	43,0
Hydraulisk	2,0	3,0	2,0	2,0	2,0	1,0	1,0	2,0	2,0	38,0

Morten Grønkjær										
Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Regler	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
Vægtning (0-3)	2,0	3,0	1,0	2,0	2,0	3,0	1,0	3,0	3,0	-
Karakter (0-3)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Elektrisk	1,0	1,0	2,0	1,0	3,0	3,0	3,0	2,0	3,0	42,0
Pneumatisk	2,0	3,0	2,0	3,0	1,0	1,0	1,0	3,0	3,0	45,0
Hydraulisk	1,0	3,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	3,0	44,0

Rasmus Julsgaard										
Kriterier	Anskaffelse	Holdbarhed	Vedligehold	Kompleksitet	Regler	Vægt	Volumen	Hastighed	Præcision	Samlet
Vægtning (0-3)	2,0	3,0	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	-
Karakter (0-3)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Elektrisk	1,0	1,0	2,0	1,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	51,0
Pneumatisk	3,0	3,0	3,0	2,0	2,0	1,0	2,0	3,0	3,0	52,0
Hydraulisk	2,0	3,0	2,0	2,0	2,0	1,0	2,0	2,0	2,0	42,0

Appendix C

Ladder diagram:

dsads

fdsfds

Appendix D

Resultater af vinkelmålinger:

Forsøg 1			
Måling/Gear	1.	Fri	2.
1	84,7(2)	79,5(2)	73,0(2)
2	84,9(2)	79,5(2)	73,0(2)
3	84,9(2)	79,1(2)	73,1(2)
4	84,9(2)	79,2(2)	73,1(2)
5	84,9(2)	79,4(2)	73,2(2)

Forsøg 2			
Måling/Gear	2.	Fri	1.
1	86,7(2)	87,7(1)	81,1(1)
2	86,7(2)	87,5(1)	81,4(1)
3	86,9(2)	87,2(1)	81,0(1)
4	86,9(2)	87,3(1)	80,8(1)
5	86,8(2)	87,1(1)	80,7(1)

Forsøg 3		
Måling/Gear	1.	Ende
1	80,9(1)	78,9(1)
2	84,9(1)	78,5(1)
3	84,9(1)	78,5(1)
4	84,9(1)	78,5(1)
5	84,9(1)	78,5(1)

Forsøg 4			
Måling/Gear	5.	4.	Ende
1	87,0(2)	84,5(1)	78,5(1)

Appendix CD

Resultater fra forsøg med moment:

Måleresultaterne, hvor det krævede moment for et gearsift blev fundet, er vedlagt på en cd, som kan findes bagerst i rapporten.

Solidworks Filer:

På den vedlagte cd, kan SolidWorks filerne af bilen findes. På bilen er tanken og aktuatoren monteret. Filen hvor aktuatoren og tanken er monteret, har følgende sti:
CD-drev\G4\G4 Samlet Med Aktuator.sldasm

Video af funktionsmodel:

I forbindelse med afprøvningen af funktionsmodellen, er der blevet optaget en video af testningen. Videoen kan findes på den vedlagte CD.

Bilag 11

Bilag 1 - FSAE Regelsæt - Afsnit B13.1

Bilag 2 - Frigear til test af lydniveau

Bilag 3 - Faktoriserings skema

Bilag 1

FSAE Regelsæt - Afsnit B13.1

Compressed Gas Cylinders and Lines [32]

Any system on the vehicle that uses a compressed gas as an actuating medium must comply with the following requirements:

- a. Working Gas - The working gas must be nonflammable, e.g. air, nitrogen, carbon dioxide.
- b. Cylinder Certification - The gas cylinder/tank must be of proprietary manufacture, designed and built for the pressure being used, certified by an accredited testing laboratory in the country of its origin, and labeled or stamped appropriately.
- c. Pressure Regulation - The pressure regulator must be mounted directly onto the gas cylinder/tank.
- d. Protection – The gas cylinder/tank and lines must be protected from rollover, collision from any direction, or damage resulting from the failure of rotating equipment.
- e. Cylinder Location - The gas cylinder/tank and the pressure regulator must be located either rearward of the Main Roll Hoop and within the envelope defined by the Main Roll Hoop and the Frame (see B3.2), or in a structural side-pod that meets the requirements of B3.24 or B3.31. It must not be located in the cockpit.
- f. Cylinder Mounting - The gas cylinder/tank must be securely mounted to the Frame, engine or transmission.
- g. Cylinder Axis - The axis of the gas cylinder/tank must not point at the driver.
- h. Insulation - The gas cylinder/tank must be insulated from any heat sources, e.g. the exhaust system.
- i. Lines and Fittings - The gas lines and fittings must be appropriate for the maximum possible operating pressure of the system.

Bilag 2

Frigear til test af lydniveau [32]

The sound level will be measured during a static test. Measurements will be made with a free-field microphone placed free from obstructions at the exhaust outlet level, 0.5 m (19.68 inches) from the end of the exhaust outlet, at an angle of forty-five degrees (45°) with the outlet in the horizontal plane. The test will be run with the gearbox in neutral at the engine speed defined below. Where more than one exhaust outlet is present, the test will be repeated for each exhaust and the highest reading will be used.

Bilag 3

Faktoriserings skema

Working Temperature °C	Factor
-40°C to +20°C	1,00
+30°C	0,83
+40°C	0,75
+50°C	0,64
+60°C	0,57

Tabel 11 viser hvilken faktor trykket skal multipliceres med, ved en given temperatur. Denne faktor kan kun bruges til at udregne det maksimale arbejdstryk der er i slangerne. Når temperaturen stiger, bliver nylonslangerne mere fleksible hvilket mindsker stabiliteten og styrken, som påvirker trykket i slangerne. Det trykfald kan findes ved at multiplicere arbejdstrykket med faktoren.

Litteratur

- [1] William H. Crouse and Donald L. Anglin. *Automotive Transmissions and Power Trains*. Number ISBN: 0-07-014637-3 in 5. udgave. McGraw-Hill Book Company, 1976.
- [2] Discovery Communications' How Stuff Works.
<http://auto.howstuffworks.com/transmission.htm>, 2010.
- [3] Discovery Communications' How Stuff Works.
<http://auto.howstuffworks.com/sequential-gearbox.htm>, 2010.
- [4] Translogic Systems LTD. <http://www.translogicuk.com/button-gear-shift-powershifter-ps2.htm>, 2010. Senest opdateret d. 15. november 2010.
- [5] Christian Becker-Christensen. *Politikens Nudansk Ordbog*. 18. udgave, 2. oplag. Politikens Forlag A/S, 2002.
- [6] Composite Technology Development, Inc. <http://www.ctd-materials.com/products/tanks.htm>, 2010.
- [7] How Stuff Works. <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/hydraulic/>, 2010.
- [8] Linak A/S. <http://catalog.linak.com/linak/english/datasheet/linearactuatorla28datasheeteng/>, 2010. Online magasin side 5 nederst.
- [9] Den store danske. http://www.denstoredanske.dk/it,_teknik_og_naturvidenskab/teknologi/makintegning_maskinbygning_og_maskindele/tandhjul?highlight=tandhjul, 2009.
- [10] Atlas Copco A/S. *Tryklufthåndbogen*. 2. udgave. Atlas Copco A/S, Glostrup, 1979. kapitel 4.2, side 36, linje 3-4.
- [11] Norgren A/S katalog. http://www.norgren.com/document_resources/DK/dk-cover-intro.pdf, 2010.
- [12] Fabco-Air. http://www.fabco-air.com/pdf/rotary_web.pdf, 2010. Data omkring på rotations aktuator.
- [13] John P. Rollins. *Compressed Air And Gas Handbook*. Number Katalog nr: 72-93043 in 4. udgave. Compressed Air and Gas Institute, 1973.
- [14] About Air Compressors. <http://www.about-air-compressors.com/solenoid-actuator.html>, 2010. senest opdateret d. 15. november 2010.
- [15] About Air Compressors. <http://www.about-air-compressors.com/solenoid-pilot.html>, 2010. senest opdateret d. 15. november 2010.
- [16] Wikipedia.org. http://en.wikipedia.org/wiki/Pressure_regulator, 2010. senest opdateret d. 7. december 2010.

- [17] Wikibooks dansk. http://da.wikibooks.org/wiki/PLC_bogen/Programmerbar_logisk_kontrol, http://da.wikibooks.org/wiki/PLC_bogen/PLC_hardware, 2010. Senest opdateret d. 9. oktober 2010.
- [18] Leif Møller Andersen. *Mikrocomputerteknik*. 1. udgave. Industriens Forlag, 2001. kapitel 1.
- [19] Arms Gallery. <http://arms-gallery.dk/kat93-Drivmiddel/side4200-Guerrilla-luftflaske-48-Cui-4500-Psi.html>, 2010. 300 bars tryktank til paintball guns, Dansk hjemmeside.
- [20] Arms Gallery. <http://arms-gallery.dk/kat93-Drivmiddel/side4004-Fyldning-af-trykflasker.html>, 2010. Opfyldning af tryktanke, hhv. 200 og 300 bar.
- [21] Anaheim Automation. <http://www.anaheimautomation.com/manuals/stepper/l010165%20-%2034y%20series%20spec%20sheet.pdf>, 2010. senest opdateret d. 13. december 2010.
- [22] Norgren A/S katalog. <http://store.norgren.com/resources/sku/CompactViewDK/0000000001/36.pdf>, 2010.
- [23] Arms Gallery. <http://arms-gallery.dk/kat93-Drivmiddel/side4200-Guerrilla-luftflaske-48-Cui-4500-Psi.html>, 2010.
- [24] Norgren A/S katalog. <http://store.norgren.com/resources/sku/CompactViewDK/0000008001/8385.pdf>, 2010.
- [25] Norgren A/S katalog. <http://store.norgren.com/resources/sku/CompactViewDK/0000000001/253.pdf>, 2010.
- [26] Norgren A/S katalog. <http://store.norgren.com/resources/sku/CompactViewDK/0000000001/184.pdf>, 2010.
- [27] Norgren A/S katalog. <http://store.norgren.com/resources/sku/CompactViewDK/0000008001/8674.pdf>, 2010.
- [28] Norgren A/S katalog. <http://store.norgren.com/resources/sku/CompactViewDK/0000000001/198.pdf>, 2010.
- [29] KLEE A/S. <http://www.klee.dk/catalog/product/productgroup/fluro/id/7/>, 2010.
- [30] www.sik.dk/content/download/2517/31904/file/Vejledning.
- [31] Wikipedia.org. http://en.wikipedia.org/wiki/Hydrostatic_test, 2009. Beskrivelse af hydrotest.
- [32] FSAE. <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2010fsaerules.pdf>, 2010. FSAE regelsæt.