

Henri Mustajärvi

KORIN NOSTOLAITE

KORIN NOSTOLAITE

Henri Mustajärvi
Opinnäytetyö
Kevät 2015
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka, auto- ja kuljetustekniikka

Tekijä: Henri Mustajärvi
Opinnäytetyön nimi: Korin nostolaite
Työn ohjaaja: Mauri Haataja
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2015 Sivumäärä: 52 + 3 liitettä

Työssä suunniteltiin ja valmistettiin Oamkin omistamaan ajoneuvoon hydraulinen korin nostolaite. Alun perin tarkoitus oli suunnitella pneumaattisesti toimiva järjestelmä, mutta sen toteuttavuus olisi ollut liian kallista.

Suunnittelu aloitettiin sylinterivoimien määrittelemisellä eli ajoneuvon massan mittaamisella. Massojen perusteella voitiin valita hydraulisyylinterit SMC:n tuotevalikoimasta. Sylinterien valitsemisen jälkeen hydraulijärjestelmän muut komponentit valittiin Kailatecin tuotevalikoimasta. Lujuusmitoituksessa käytettiin SolidWorks-ohjelmaa, jolla simuloitiin jokaisen tuen osat yksitellen rasituksessa, millä pyrittiin varmistamaan rakenteen kestävyden.

Hydraulisyylinterit asennettiin ajoneuvoon ja hydraulineeste sylintereille tuotiin ajoneuvon ulkopuolelta. Järjestelmää ohjataan erillisellä vivulla, joka ohjasi hydraulipumpulta tulevaa virtausta sylintereille. Vipuyksikkö ja hydraulipumppu toimivat ajoneuvon ulkopuolelta. Virtauksen suunnan perusteella ajoneuvo nousi sylinterien männänvarsien varaan ilmaan ja laskettiin renkaiden varaan.

Työn tuloksena oli toimiva korin nostolaite, joka suoriutui sille asetetuista vaatimuksista. Vaatimuksena olivat nopea nostoaika ja ohjattavuus ajoneuvon ulkopuolelta erillisellä vivulla. Korin nostolaitetta voi käyttää erityyppisissä kokeissa kuten rengastesteissä, mutta kilpakäyttöön järjestelmä on liian raskas ja hidas. Työssä pyrittiin järjestelmän taloudellisuuteen, jolloin jouduttiin karsimaan hydraulijärjestelmän ominaisuuksia, kuten nostonopeutta ja -tasaisuutta.

Asiasanat: hydraulikka, pneumatiikka, sylinteri, suunnittelu

ALKULAUSE

Kiitoksia SMC:lle hydraulisylintereiden ja Kailatecille hydraulijärjestelmän komponenttien sponsoroinnista. Suunnittelu- ja asennustöissä insinööriopiskelijat Janne Alaluusua ja Miikka Mäkelä auttoivat, mikä nopeutti asennustöiden etenemistä. Ohjaavana opettajana toimi yliopettaja Mauri Haataja. Kiitokset Maurille ohjauksesta.

Oulussa 15.4.2015

Henri Mustajärvi

SISÄLLYS

1 JOHDANTO	7
2 AJONEUVON MITTAUKSET	9
3 JÄRJESTELMÄN VALINTA	12
3.1 Pneumaattinen järjestelmä	13
3.1.1 Mitoitus	14
3.1.2 Sylinteri	16
3.1.3 Sylintereiden valinta ja arviointi	17
3.2 Hydraulinen järjestelmä	17
3.2.1 Suljettu hydraulijärjestelmä	18
3.2.2 Avoin hydraulijärjestelmä	18
4 MITOITTAMINEN	20
4.1 Sylinterit	20
4.2 Pumppu	23
4.2.1 Virtalähde	25
4.2.2 Nostonopeus	26
4.3 Säiliö	26
4.4 Venttiilit	27
4.4.1 Virtaventtiilit	27
4.4.2 Paineventtiilit	28
4.4.3 Suuntaventtiilit	30
4.5 Hydraulineste	31
4.5.1 Virtaustyytit	33
4.5.2 Laminaarinen ja turbulenttinen virtaus	33
4.6 Letkut	34
4.7 Hydraulikaavio	36
4.8 Sylinteiden tuenta	38
4.8.1 Etusylinterit	38
4.8.2 Takasylinterit	40
4.8.3 Hitsausliitokset	41
4.8.4 Ruuviliitokset	42
5 TOTEUTUS	46

6 YHTEENVETO	51
LÄHTEET	52
LIITTEET	
Liite 1 Lähtötietomuistio	
Liite 2 CP96-sylinterin tiedot	
Liite 3 CHD2-sylinterin tiedot	

1 JOHDANTO

Oulun ammattikorkeakoululle on hankittu opetuskäyttöön Audi A1 S-line, vuosimalli 2012. Ajoneuvoa sovelletaan erilaisilla projekteissa ja opinnäytetöissä. Auton omistaa Oamk, mutta ajoneuvo on opiskelijoiden opiskelukäytössä. Opettajat toimivat asiantuntijoina ja valvojina. Audi-projekti on sponsoroiden rahoittama, ja sillä kustannetaan ajoneuvon rakentaminen ja materiaalikulut.

ST-Audi-projekti lähti käyntiin vuonna 2013 syksyllä. Alkuvaiheessa ajoneuvon muutostöissä oli mukana yli 20 insinööriopiskelijaa. Vuosina 2013 - 2014 ajoneuvoon asennettiin

- turvakaaret
- polttoainejärjestelmä
- sammutinjärjestelmä
- hiilikuituosia
- kuppipenkit ja monipistevyöt
- Motec-tiedonkeruujärjestelmä.

Tässä opinnäytetyössä suunnitellaan ja toteutetaan Oamkin omistamaan ajoneuvoon korin nostolaite. Korin nostolaite toteutetaan asentamalla kiinteästi ajoneuvoon sylintereitä, jotka nostavat ajoneuvon renkaat irti maasta. Sylinterit saavat käyttövoimansa pneumaattisesti tai hydraulisesti ja käyttövoima määräytyy opinnäytetyön aikana. Valintaperusteet ovat järjestelmän hintakustannus, asennettavuus ajoneuvoon, käytettävyys ja toimivuus.

Tyypillisesti moottoriurheilussa käytetään korkeapainejärjestelmää, joka sallii pienikokoisten sylintereiden käyttämisen ajoneuvossa, mikä säästää painossa verrattuna matalapainejärjestelmän paineilmasylintereihin. Suunniteltu järjestelmä tulisi toimimaan 8 bar paineella, joka on saavutettavissa perinteisellä ilmanpaine kompressorilla. Järjestelmä olisi korkeapainejärjestelmää edullisempi eikä tarvitsisi korkeapaine kompressoria. Ilmanpaine on myös turvallinen vaihtoehto, koska ilma ei sisällä haitallisia kemikaaleja, jotka voisivat aiheuttaa ongelmia terveydelle. Haittapuolena ovat sylintereiden fyysinen koko ja massa.

Hydrauliijärjestelmällä saavutetaan huomattavasti suuremmat voimat sylintereillä kuin pneumaattisessa. Järjestelmänpaine voi olla kymmenkertainen, jolloin sylintereiden koot ovat huomattavasti pienemmät. Ongelmakohdiksi muodostuvat järjestelmän monimutkaisuus ja massa sekä hydraulinesteen kuljettaminen. Turvallisuus on myös huomioitava, sillä järjestelmän vuotaminen voi sotkea ajoneuvoa ja neste voi vahingoittaa käyttäjää tai ulkopuolisia, jos neste suihkuu paineella järjestelmästä.

2 AJONEUVON MITTAUKSET

Suunnittelu aloitettiin mittaamalla ajoneuvon akselimassat. Ajoneuvo ajettiin nosturille, minkä jälkeen akseli kerrallaan nostettiin ylös ja Intercomp Quick Weight Scale Model SW650 -vaa'at asetettiin renkaiden alle (kuva 1). Vaa'at kytkettiin Intercompin näyttölaitteeseen, joka ilmoitti jokaiselle neljälle vaa'alle senhetkisen massan.



KUVA 1. Vaa'at asetettu Audin renkaiden alle

Vaakojen ollessa asetettu renkaiden alle ja ajoneuvon ollessa staattisessa tilassa luettiin Intercompin näyttölaitteen ilmoittamat massatiedot jokaiselta kulmalta (taulukko 1). Akseli- ja kulmapainojen mittaus suoritettiin ilman kuskaa ja polttoainesäiliön ollessa tyhjä.

TAULUKKO 1. Ajoneuvon kulmamassat

Vasen eturengas	371,0 kg
Vasen takarengas	197,5 kg
Oikea eturengas	423,0 kg
Oikea takarengas	208,5 kg

Kulmamassojen perusteella saadaan etu- ja taka-akselin massat selville laske-
malla etummaisten ja takimmaisten kulmamassat yhteen.

$$\text{Etuakseli: } 371,0 \text{ kg} + 423,0 \text{ kg} = 794,0 \text{ kg}$$

$$\text{Taka-akseli: } 197,5 \text{ kg} + 208,5 \text{ kg} = 406 \text{ kg}$$

Kun tiedetään ajoneuvon kulmapaino, voidaan laskea sylinteriltä vaadittavan
voiman (kaava 1) (8, s. 91), jotta ajoneuvon kulman nostamiseen tarvittavan
voima tiedetään sylinterin määrittämistä varten.

$$F = m * g$$

KAAVA 1

m = massa (kg)

g = putoamiskiihtyvyys 9,81 (m/s²)

Etu- ja taka-akselilla vaadittavat sylinterivoimat määritetään kaavalla 1.

$$F_{\text{oikea etukulma}} = 423 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4149,6 \text{ N}$$

$$F_{\text{vasen etukulma}} = 371 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3639,5 \text{ N}$$

$$F_{\text{oikea takakulma}} = 208,5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2045,4 \text{ N}$$

$$F_{\text{vasen takakulma}} = 197,5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1937,5 \text{ N}$$

Pelkästään vaadittava nostovoima ei ole riittävä, koska järjestelmälle on määriteltävä varmuuskerroin. Varmuuskerroin takaa sen, ettei laitteen vanhenemien ja kulumisen aiheuta nostossa elinkaari-ongelmia.

3 JÄRJESTELMÄN VALINTA

Korin nostolaitteen voidaan toteuttaa kolmella tavalla: pneumaattisesti, hydraulisesti tai mekaanisesti sähkömoottoreilla. Kuitenkin tässä opinnäytetyössä tutkitaan asennuksen ja käytön kannalta helpointa mahdollista järjestelmää ajoneuvoon, eli pneumaattista ja hydraulista järjestelmää.

Ajoneuvon tulee nousta ilmaan niin, ettei mikään rengas kosketa maahan. Suurimpana rajoittavana tekijänä ajoneuvossa on tila, jota ei ole paljon etuakselin puolella. Etuakselin etupuolella on moottori ja takana ajoneuvon istumapaikat ja hallintalaitteet. Taka-akselilla sijoittaminen ei ole ongelma, koska sylintereille tulee omat paikat taka-akselissa.

Sopivat kiinnityssijainnit hydraulisylintereille arvioitiin etuakselilla kuljettajan (kuva 2) jalkatilan nurkasta. Sopiva kiinnityssijainti on turvakehikon vieressä, mikä mahdollistaa ylätuen kiinnittämisen turvakehikkoon kiinteästi.



KUVA 2. Kuljettajan jalkatila

Matkustajan puolella (kuva 3) sopiva kiinnityssijainti löytyi myös turvakehikon vierestä. Matkustajan jalkatila on lähes samanlainen kuin kuljettajan, mutta pei-

likuva. Tuet voidaan valmistaa samanlaiset kuin kuljettajan puolella, mutta peilikuvana.



KUVA 3. Matkustajan jalkatila

Kuljettajan puoleisen sylinterin koko on ratkaiseva, koska sylinterin sijainti vaikuttaa kuljettajan vasemman jalan käyttämistä. Vasemmalla jalalla käytetään jalkatoimista kytkintä, joka asennetaan tulevaisuudessa ajoneuvoon. Suurikokoinen sylinteri vaikeuttaisi vasemman jalan käyttämistä, koska se olisi jalan tiellä.

Alkuperäinen taka-akseli korvataan erillisellä konstruktiolla. Muutoksen vuoksi sylintereitä ei voi asentaa taka-akseliin kiinni, joten kiinnityssijainnit etsittiin ajoneuvonkorista. Iskupituuden tulee olla etu- ja taka-akselilla vähintään 250 mm, jota voidaan lisätä männänvarteen asentamalla korotuspalan.

Rajoittavana tekijöinä ovat sylintereiden koot ja järjestelmän hinta. Rakennelma pyritään toteuttamaan toimivaksi ja mahdollisimman edulliseksi, kuitenkin niin ettei kuljettajalla tai matkustajalla ole ongelmia olla kyydissä tai operoida ajoneuvoa.

3.1 Pneumaattinen järjestelmä

Pneumaattinen eli tuotettava voima toteutetaan paineistetun kaasun avulla. Paineilmaa käytetään useissa eri työkaluissa ja toimilaitteissa, kuten raskaan kaluston jarrujärjestelmissä.

Paineilmajärjestelmä koostuu yksinkertaisimmillaan kompressorista, paineenrajoitusventtiilistä, paineastiasta ja käytettävästä laitteesta. Kompressoriksi kutsutaan laitetta, joka nostaa kaasun painetta vähintään kaksinkertaiseksi verrattuna imupaineeseen. Tyypillisesti teollisuuden käyttämä paine on 6 - 10 bar. (1, s. 37.)

Suunniteltu järjestelmä olisi tarkoitus toimia 8 bar paineella. Useimmat kompressorit pystyvät tuottamaan vaadittavan paineen, jolloin mitoituslähtökohta aloitetaan siitä. Tarkoituksena olisi pystyä nostamaan ajoneuvon millä tahansa kompressorilla, joka pystyisi tuottamaan vaadittavan paineen. Nostonopeudella ei ole kovinkaan suurta merkitystä, mutta oletetaan, että nostoaika olisi korkeintaan 1 - 2 min.

3.1.1 Mitoitus

Suunnittelu aloitettiin, kun tiedettiin kuorman (taulukko 2) ja järjestelmän käyttöpaineen. Käyttöpaine tulee olemaan 8 bar ja kuorma tiedetään, jolloin männän pinta-alan pitää selvittää.

TAULUKKO 2. Nostokuorma ja varmuuskertoimet

	Varmuuskerroin 1	Varmuuskerroin 1,5
VE	3 639,5 N	5 459,3 N
OE	4 149,6 N	6 224,5 N
VT	1 937,5 N	2 906,2 N
OT	2 045,4 N	3 068,1 N

Ajoneuvoa tutkitaan tulevaisuudessa tulevissa opinnäytetöissä, jolloin varmuuskertoimen on hyvä olla noin 1,5, koska ajoneuville voi kertyä lisää massaa. Sylinteriltä vaadittavan nostovoima lasketaan kaavalla 2. (8, s. 99.)

$$p = \frac{F}{A}$$

KAAVA 2

p = paine (Pa)

F = voima (N)

A = pinta-ala (m²)

Kaavasta 2 saadaan männän pinta-ala (A) selville.

$$A = \frac{F}{p}$$

$$A = \frac{6224,5N}{800000Pa} = 0,0077m^2$$

Sylinterin pinta-alasta voidaan selvittää männän säde (kaava 3) (8, s.18).

$$A = \pi * r^2$$

KAAVA 3

r = säde (m)

$$r = \sqrt{\frac{0,0077m^2}{\pi}} = 0,0495m = 4,95cm$$

Etuakselilla vaadittavaa sylinterikokoa käytetään suurimman kuorman mukaisesti, joka on taulukon 2 mukaisesti 6 224,5 N, kun varmuuskerroin otetaan huomioon ja taka-akselilla 3 068 N. Sylinterit valitaan pareittain etu- ja taka-akselille.

Paineilmasyylinterin halkaisijan valitsemiseen käytetään ISO 4393:n mukaisia halkaisijoita (2, s. 94). Sylinterien teoreettinen nostovoima on laskettu taulukossa 3.

TAULUKKO 3. Sylinterien teoreettiset nostovoimat ISO 4393:n mukaisesti

Käyttöpaine (bar)	Männän halkaisija (mm)							
	25	50	80	100	125	160	200	250
4	196,3	785,4	2 010,6	3 141,6	4 908,7	8 042,5	12 566,4	78 539,8
5	245,4	981,7	2 513,3	3 927,0	6 135,9	10 053,1	15 708,0	98 174,8
6	294,5	1 178,1	3 015,9	4 712,4	7 363,1	12 063,7	18 849,6	117 809,7
7	343,6	1 374,4	3 518,6	5 497,8	8 590,3	14 074,3	21 991,1	137 444,7
8	392,7	1 570,8	4 021,2	6 283,2	9 817,5	16 085,0	25 132,7	157 079,6
9	441,8	1 767,1	4 523,9	7 068,6	11 044,7	18 095,6	28 274,3	176 714,6
10	490,9	1 963,5	5 026,5	7 854,0	12 271,8	20 106,2	31 415,9	196 349,5

Teoreettisen nostovoiman perusteella taulukosta 3 valitaan etuakselille 100 mm halkaisijalla olevat paineilmasyylinterit ja taka-akselille 80 mm halkaisijalla olevat paineilmasyylinterit. Teoreettisessa laskennassa ei ole otettu huomioon sylinterien ja paineilmajärjestelmän hyötysuhdetta, joka laskee todellista nostovoimaa.

maa sylintereillä. Hyötysuhde määrittää sen kuinka paljon toimilaitte voi muuttaa sille annetusta energiasta voimaksi. Hyötysuhteeseen vaikuttavat voitelu, laakeointi ja materiaalivalinnat. Paineilmasylintereissä käytetään 0,7 hyötysuhdetta, koska todellista hyötysuhdetta ei tiedetä. Todellisen sylinterin nostovoiman saadaan kaavalla 4.

$$F = p * A * \eta$$

KAAVA 4

η = hyötysuhde (0,7)

$$F = 800000 \text{ Pa} * (\pi * 0,05\text{m})^2 * 0,7 = 4398 \text{ N}$$

Todellisen nostovoiman selvittyä voidaan valita etuakselille sylinterin (taulukko 4), joka ylittää taulukossa 2 olevan oikean etukulman vaadittavan voiman 6 224,5 N. Etuakselille valitaan sylinteri, jossa on 125 mm:n halkaisijalla oleva mäntä. Etu- ja taka-akselille valitaan samalla lailla sylinterit. Taulukosta 2 katsotaan suurimmat voimat akseleilla. Taka-akselilla suurin voima on oikeassa takakulmassa 3 068 N, ja valitaan tällöin sylinterin, jossa on 100 mm:n halkaisijalla oleva mäntä.

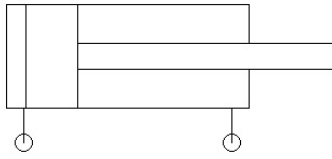
TAULUKKO 4. Sylinterin todellinen nostovoima

Käyttöpaine (bar)	Männän halkaisija (mm)							
	25	50	80	100	125	160	200	250
4	137,4	549,8	1 407,4	2 199,1	3 436,1	5 629,7	8 796,5	54 977,9
5	171,8	687,2	1 759,3	2 748,9	4 295,1	7 037,2	10 995,6	68 722,3
6	206,2	824,7	2 111,2	3 298,7	5 154,2	8 444,6	13 194,7	82 466,8
7	240,5	962,1	2 463,0	3 848,5	6 013,2	9 852,0	15 393,8	96 211,3
8	274,9	1 099,6	2 814,9	4 398,2	6 872,2	11 259,5	17 592,9	109 955,7
9	309,3	1 237,0	3 166,7	4 948,0	7 731,3	12 666,9	19 792,0	123 700,2
10	343,6	1 374,4	3 518,6	5 497,8	8 590,3	14 074,3	21 991,1	137 444,7

3.1.2 Sylinteri

Sylinterissä pneumaattinen järjestelmä tekee mekaanisen työn. Pneumaattisissa sylintereistä kaksitoimiset (kuva 4) ovat yleisimpiä. Kaksitoimisynteriä voidaan liikuttaa sisään- ja ulospäin paineilman avulla, mutta sylinteriä käyttäessä tulee huomioida, että männänvarren puoleinen männän pinta-ala on pienempi männän varren takia. Pienemmän pinta-alan vuoksi paineen aiheuttama voima

on pienempi kuin toisella puolella. (3, s. 53.) Valintaperusteet sylinterille ovat edullinen hinta, koko ja sylinterin kaksitoimisuus.



KUVA 4. Kaksitoimisen sylinterin piirroskuva

Valittu sylinteri on ISO-luokiteltu CP96-sarjalainen (liite 2), joka on kaksitoiminen. Sylinteri toiminta-alue on 0,5 - 10 bar. Männän halkaisijan ollessa 125 mm sylinteri täyttää sille asetetut vaatimukset etuakselilla kun paine on vähintään 8 bar. Taka-akselille valitaan CP96-sylinteri, jossa on 100 mm:n halkaisijalla oleva mäntä (taulukko 4).

3.1.3 Sylintereiden valinta ja arviointi

Etuakselille sijoitettavat sylinterit ovat koon ja massansa puolesta aivan liian massiivisia jalkatiloihin (kuvat 2 ja 3). Taka-akselilla sylintereiden koko ei haittaisi, mutta järjestelmää ei olisi järkevä toteuttaa, koska sylinterit haittaisivat kuljettajan toimintaa. Järjestelmän käyttöpainetta olisi voinut korottaa, mutta paineenkorotus olisi tullut maksamaan liikaa. Tämän vuoksi järjestelmän suunnittelu ei jatketa, vaan pneumaattinen järjestelmä hylätään liiallisen koon vuoksi.

3.2 Hydraulinen järjestelmä

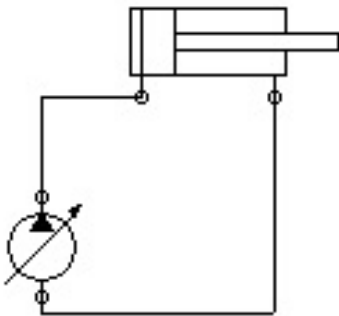
Hydraulinen järjestelmä poikkeaa pneumaattisesta siten, että hydraulisessa järjestelmässä käytetään paineilman sijasta hydraulinestettä. Hydraulijärjestelmä on tehonsiirtoketju, joka muuttaa järjestelmälle syötteenä annettavan mekaanisen tehon hydrauliseksi, joka puolestaan välittää sen haluttuun kohteeseen ja muuntaa halutussa kohteessa sen takaisin mekaaniseksi tehoksi. Hydraulisten järjestelmien etuina muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna ovat suunnittelun vapaus ja komponenttien teho-painosuhteet.

Tehonsiirto voidaan toteuttaa hydrostaattisesti tai hydrodynaamisesti järjestelmässä. Hydrostaattisessa tehonsiirrossa siirrettävä energia sidotaan potentiaa-

lienergiaksi ja hydrodynaamisessa tehonsiirrossa nesteen liike-energiaksi. (1, s. 4.)

3.2.1 Suljettu hydraulijärjestelmä

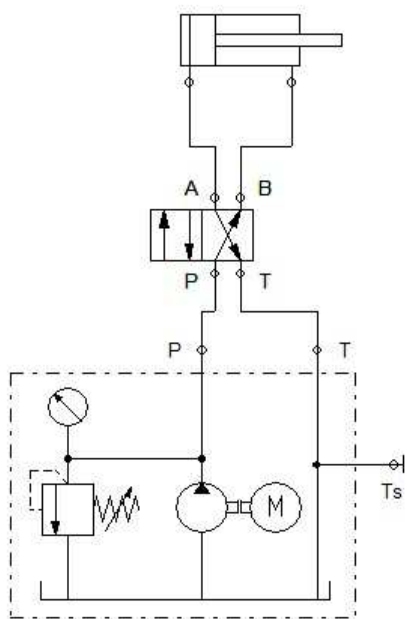
Suljetussa hydraulijärjestelmässä (kuva 5) ei ole suurta nestevarastoa toisin kuin avoimessa järjestelmässä. Toimilaitteilta palaava neste johdetaan takaisin pumpun imupuolella, jolloin järjestelmän pumpppuna käytetään yleisimmin kaksisuuntaista säätötilavuuspumppua Pumpun avulla voidaan suunnata toimilaitteen liikesuunta ja pumpun kierrostilavuudella toimilaitteen liikenopeus. Tyypillisesti järjestelmän vuotojen kompensoimiseksi ja hydraulinesteen jäädyttämistä varten tarvitaan syöttöpumppu säiliöineen. (1, s. 5.)



KUVA 5. Suljettu hydraulijärjestelmä

3.2.2 Avoin hydraulijärjestelmä

Avoimessa hydraulijärjestelmässä on tyypillistä suuri nestesäiliö, josta neste imetään kiertoon järjestelmään ja johon se palaa toimilaitteilta (kuva 6). Järjestelmässä käytetään vain yksisuuntaista pumpppua, joka pumppaa vain yhteen suuntaan nestettä, jolloin toimilaitteiden liikesuuntaa ei voi hallita pumpulla vaan siihen käytetään suuntaventtiileitä. Venttiilin ohjatesa toimilaitteen suuntaa kyseessä on venttiiliohjattu järjestelmä. (1, s. 5.) Hydraulijärjestelmä toteutettiin avoimella järjestelmällä, koska vaadittavat komponentit suljettuun järjestelmään olisi ollut erittäin hankala löytää.



KUVA 6. Avoin hydraulijärjestelmä

4 MITOITTAMINEN

Hydrauliikkasyylinterille pätevät samat mitoitusvaatimukset kuin pneumaattiselle sylinterille (taulukko 2). SMC:ltä löytyi sopiva sylinteri (liite 3), joka täyttää sille asetut vaatimukset. Sylinterille vaadittavan paineen voidaan määrittää kaavan 1 avulla. Kyseessä on teoreettisesti vaadittava paine, jolla sylinteri voi saavuttaa halutun voiman, mutta hyötysuhde ei voi olla koskaan 1, jolloin vaadittava paine on todellista suurempi.

$$p_{\text{teoreettinen}} = \frac{4149,6N}{\pi \cdot (0,02m)^2} = 3302146Pa = 33 \text{ bar}$$

4.1 Sylinterit

Lähtökohtaisesti sylinterit valitaan koon, paineen keston ja hintansa perusteella CHD2-sarjan hydrauliikkasyylinteri (kuva 7) (liite 3) täyttää nämä vaatimukset, joten mitoituskohteeksi otetaan kyseiset sylinterit. Sylintereitä on neljä, jotta ajoneuvon nostaminen tapahtuisi mahdollisemman tasaisesti.



KUVA 7. CHD2-sylinteri

Teoreettinen nostokyky (taulukko 5) lasketaan samalla lailla kuin pneumaattisessa, joten lasketaan sylinterin todellisen nostokyky. Sylinterin ja hydrauliikkajärjestelmän hyötysuhteita ei tunneta, joten arvioidaan järjestelmän hyötysuh-

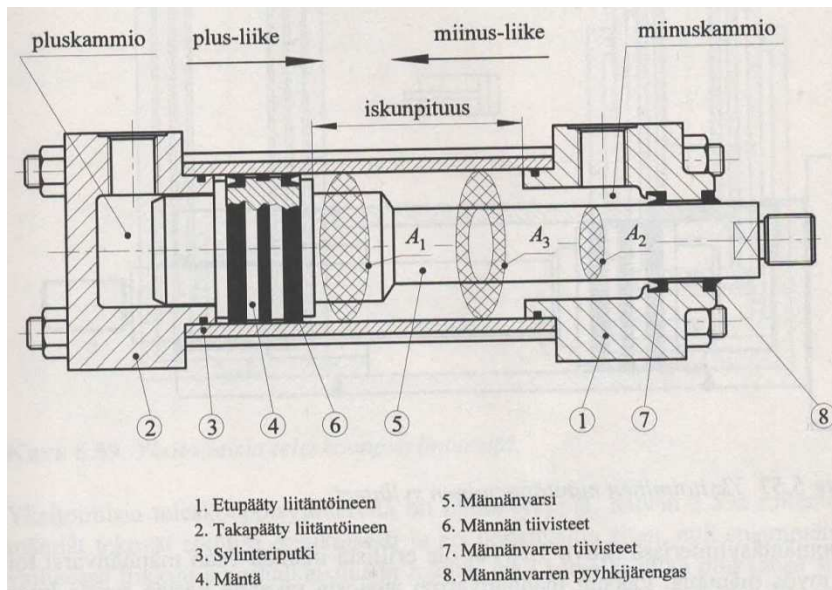
teen olevan 0,7. Järjestelmän hyötysuhde voi olla arvioitua parempi, jolloin vaadittava käyttöpaine on pienempi.

TAULUKKO 5. CHD2-sylinterin todellinen nostovoima

Käyttöpaine (bar)	Männän halkaisija (mm)				
	40	50	63	80	100
35	3 078,8	4 810,6	7 637,3	12 315,0	19 242,3
40	3 518,6	5 497,8	8 728,3	14 074,3	21 991,1
45	3 958,4	6 185,0	9 819,3	15 833,6	24 740,0
50	4 398,2	6 872,2	10 910,4	17 592,9	27 488,9
55	4 838,1	7 559,5	12 001,4	19 352,2	30 237,8
60	5 277,9	8 246,7	13 092,4	21 111,5	32 986,7
65	5 717,7	8 933,9	14 183,5	22 870,8	35 735,6
70	6 157,5	9 621,1	15 274,5	24 630,1	38 484,5
75	6 597,3	10 308,4	16 365,5	26 389,4	41 233,4
80	7 037,2	10 995,6	17 456,6	28 148,7	43 982,3
85	7 477,0	11 682,8	18 547,6	29 908,0	46 731,2

Taulukosta 5 voidaan katsoa, että tarvittava käyttöpaine asettuu interpoloimalla 47 bar, kun männän halkaisija on 40 mm. Hydraulikkapumppu pitää pystyä tuottamaan vähintään tämä paine, jotta sylinteri toimisi halutulla tavalla.

Sylinterin miinusliikkeessä (kuva 8) männänvarsi palautuu takaisin sylinteriin ajoneuvon massan avulla, minkä jälkeen pumpun avulla voidaan männänvarren ajaa nolla-asentoon. Kuormituksen vuoksi paluuliikkeen tarvitsemaa voimaa ei tarvitse mitoittaa.



KUVA 8. Hydraulisyylinterin rakenne (1, s. 195)

Etuakselilla olevien sylinteriparien iskunpituudet ovat 250 mm ja taka-akselilla 250 mm. Tällöin etu- ja taka-akselin sylinterin tilavuus voidaan laskea kaavalla 4 (8, s. 21).

$$V = \pi * r^2 * h$$

KAAVA 4

h = iskun pituus (m)

$$V_{etu\ sylinderi} = \pi * (0,02m)^2 * 0,25m = 3,14159 * 10^{-4}m^3 = 0,3141dm^3$$

$$V_{taka\ sylinderi} = \pi * (0,02m)^2 * 0,25m = 3,14159 * 10^{-4}m^3 = 0,3141dm^3$$

Etuakselilla sylintereitä on kaksi ja taka-akselilla myös. Sylintereiden yhteenlaskettu tilavuus on tällöin

$$V_{yhteensä} = (V_{etu\ sylinderi} * 2) + (V_{taka\ sylinderi} * 2)$$

$$V_{yhteensä} = (0,314dm^3 * 2) + (0,314dm^3 * 2) = 1,256dm^3.$$

Sylinteriin kohdistuu aksiaalisia ja radiaalisia voimia, kun männänvarsi on ojennettu ulos. Erityisesti jos männänvarsi on ohut ja iskunpituus on pitkä, on syytä tarkistaa sylinterin nurjahdusvaaran. Itse sylinterin nurjahdusvoimaa on vaikea määrittää, koska sylinteri koostuu putkesta ja männänvarresta. Nurjahdusvoi-

man voidaan tarkistaa valmistajan laatimista diagrammeista tai Eulerin yhtälön avulla. (3, s. 97.)

4.2 Pumppu

Pumppu on laite, joka muuttaa mekaanisen tehon hydrauliseksi. Mekaaninen teho on yleensä pyörivässä muodossa, koska teholähde on joko sähkö- tai polttomoottori. Pumppu voidaan toteuttaa rakenteellisesti monella eri tavalla, mutta pumput luokitellaan yleensä hammaspyörä-, ruuvi-, siipi- ja mäntäpumppuihin. Toimintaperiaatteena pumpussa on, että siirrettävä neste suljetaan kammioihin, jotka avataan vuorotellen imu- ja painelähtöihin. (1, s. 137.)

Rakenteellisen jaon lisäksi pumput jaetaan vakiotilavuuksiin ja säätötilavuuksiin. Vakiotilavuuspumpun pyörimisnopeutta ei yleensä voida muuttaa, jolloin pumppu antaa tietyn vakiona pysyvän tilavuusvirran. Säätötilavuuspumpulla voidaan tilavuusvirtaa muuttaa käyttömoottorin pyörimisnopeudesta riippumatta. Säätäminen on portaaton tai portaallinen. (1, s. 137.)

Edelleen pumput voidaan jakaa yksi- ja kaksisuuntaisiin pumppuihin. Yksisuuntaista pumppua pystyy käyttämään vain yhteen pyörimissuuntaan, jolloin virtaus menee vain yhteen suuntaan. Kaksisuuntaisesta pumpusta saadaan virtauksen ohjattua kahteen eri suuntaan, mikä mahdollistaa toimilaitteiden liikesuunnan vaihtoon. (1, s. 137.)

Järjestelmään tulee 12 V tasavirralla toimiva hydraulikkapumppu (kuva 9), joka on yksisuuntainen vakio tilavuus pumppu. Sähköinen pumppu mahdollistaa hydraulikkajärjestelmän yksinkertaistamisen ajoneuvossa, kun voimanlähteenä ei toimi erillinen akseli. Pumppurakennelma sisältää imupuolella metalliverkkoisen suodattimen, paineenrajoitusventtiilin ja paineliitännän, josta voidaan mitata pumpun tuottama paine.



KUVA 9. Hydraulipumppu säiliöineen

Moottorin teho on 1 600 W ja toimintajännite 12 V. Moottori on vakio tilavuus-pumppu, joka toimii 2 750 r/min nopeudella ja tuottaa 3 l tilavuusvirran tällöin. Hydraulipumpun tuottama paine on 100 bar ja kierrostilavuus on 1,6 cm³ kierrosta kohden. Säiliön tilavuus on 5 l.

Tyypillisesti hydraulikkapumppu ottaa käyttötehonsa erilliseltä akselilta. Ajoneuvossa ei ole sellaista saatavilla, joten pumppu ottaa käyttötehonsa erilliseltä 12 V lähteestä. Tasavirtalähde voi olla ajoneuvon akku tai erillinen virtalähde, joka tuottaa vaadittavan jännitteen ja virran pumpulle. Kuitenkin tässä tapauksessa ajoneuvon akku tai erillinen akku tulee toimimaan pumpulle energiavarastona. Pumpun käyttämä virran määrän voidaan määrittää kaavalla 5, kun tiedetään hydraulipumpun teho ja käyttöjännitte.

$$P = U * I$$

KAAVA 5

U = jännite (V)

I = virta (A)

P = teho (W)

$$I = \frac{1600W}{12,7V} = 125,98A$$

4.2.1 Virtalähde

Akuksi valitaan Bosch S5 -akku (kuva 10), jonka toimintajännite on 12 V ja virtaa on 77 Ah. Kyseinen akku kykenee luovuttamaan hetkellisesti 780 A virran. Akun kapasiteetilla voi pumppua käyttää ajallisesti kaavalla 6.



KUVA 10. Bosch S5 77Ah -akku

$$t = \frac{\text{Akun kapasiteetti}}{\text{Pumpun vaatima virta}}$$

KAAVA 6

t = aika

$$t = \frac{77Ah}{125,98A} = 0,61h = 36,6min = 2\,200s$$

Suuremman kapasiteetin akku kykenisi tuottamaan virtaa järjestelmälle pidemmän aikaa, jolloin akkua ei tarvitsisi ladata jokaisen käyttökerran jälkeen. Täyteen ladattu akku pysyy toimintakuntoisena kauemmin ja akku voidaan käyttää käynnistysakkuna ajoneuvolle tarpeen vaatiessa. Siitä huolimatta 77 Ah akku on täysin riittävä käyttötarkoitukseen.

Käynnistyshetkellä sähkömoottorin käyttämä virta on 230 A, jonka mukaan sähkökaapelin mitoitetiin. Laskemiseen käytettiin valmista laskuria, joka antoi tuloksen kuparikaapelin poikkipinta-alana (kuva 11).

Kuparikaapelin minimi poikkipinnan laskuri +20°C	
max. virta, A	<input type="text" value="230"/>
max. jännite, V	<input type="text" value="12.7"/>
pituus, m (+ ja - johdot yht.)	<input type="text" value="0.7"/>
sallittu tehohäviöprosentti, %	<input type="text" value="1"/>
max teho, W	2921.0
min. poikkipinta mm ²	22.4

KUVA 11. Kuparikaapelin poikkipinta-ala (5, linkit Sekalaista -> Kuparikaapelin poikkipinta laskuri)

Pienin sallittu poikkipinta-ala johtimelle on 22,4 mm², jolloin käytettiin markkinoilla seuraavaa yleisintä kokoa, joka on 25 mm².

4.2.2 Nostonopeus

Pumpun tilavuusvirta on 3 l/min paineen ollessa 100 bar. Todellista tuottoa ei tunneta pienemmällä paineella, jolloin käytetään pumpun tilavuusvirtaa pumpun tuottaessa 100 bar. Nostonopeuden voidaan laskea kaavalla 7, koska tiedetään sylinterien tilavuudet ja pumpun tuotto.

$$t = \frac{V_{\text{sylinterit}}}{Q_{\text{pumppu}}}$$

KAAVA 7

$$V = 1,256 \text{ dm}^3$$

$$Q = 3 \text{ l}_{/\text{min}}$$

$$t = \frac{1,256 \text{ dm}^3}{3 \text{ l}_{/\text{min}}} = 0,418 \text{ min} = 24,6 \text{ s}$$

Laskennassa ei ole otettu huomioon hydraulijärjestelmän vastuksia eikä letkujen ja venttiilien tilavuuksia. Hydraulijärjestelmän virtausvastukset ja letkujen pituudet nostavat nostoaikaa jonkin verran, mutta sitä ei oteta huomioon.

4.3 Säiliö

Säiliön mitoituksessa on huomioitava pumpun tuottama tilavuusvirta. Tyypillisesti säiliö on 2 - 3 kertaa suurempi kuin pumpun tilavuusvirta. (3, s. 202.) Täl-

lön järjestelmän säiliön koko olisi vähintään 6 l, koska pumpun tilavuusvirta on 3 l/min.

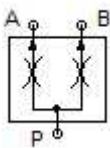
Säiliön päätehtävä on toimia nestevarastona ja lämmönsiirtimenä. Järjestelmässä tulee olla nestevarasto, josta voidaan ottaa toimilaitteiden käyttöön nestettä ja palauttaa käyttämisen jälkeen. Säiliö toimii merkittävimpana passiivisena lämmönsiirtimenä yleensä hydraulijärjestelmässä. Jäähdytyskykyyn vaikuttavat säiliön pinta-ala, ympäristön ja nesteen välinen lämpötilaero ja nesteen sekoittuminen säiliön sisällä. (1, s. 405.) Hydraulijärjestelmän tilavuus on pienehkö ja toimilaitteiden käyttö on vain hetkellistä, jolloin säiliön koossa tehtiin kompromissi ja valittiin 5 l säiliö kustannussyistä.

4.4 Venttiilit

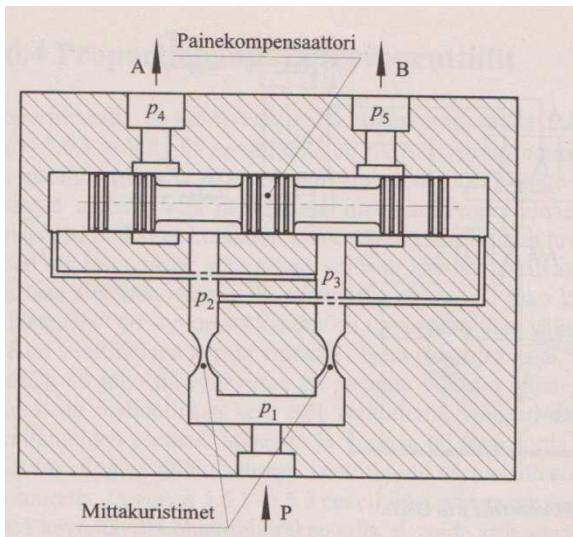
Hydraulijärjestelmässä venttiileillä säädetään painetta, tilavuusvirran suuruutta ja suuntaa. Paineen säätämisen avulla voidaan vaikuttaa toimilaitteista saavaan voimaan, tilavuusvirran säädöllä toimilaitteiden liikenopeuksiin. Venttiilit ryhmitellään virta-, paine- ja suuntaventtiileihin. (1, s. 224.)

4.4.1 Virtaventtiilit

Virtaventtiileillä säädetään hydraulikassa tilavuusvirtaa (3, s. 77). Järjestelmässä on virranjakoventtiili (kuva 12), joka jakaa tilavuusvirran kahteen yhtä suureen osaan (kuva 13).



KUVA 12. Virranjakoventtiilin piirrosmerkki



KUVA 13. Virranjakoventtiilin rakenne (1, s. 325)

Hydraulipumpun tilavuusvirrantuotto on 3 l/min, joten pienin virranjakoventtiili, joka tulisi toimimaan oikeaoppisesti, vaatii vähintään 3 l/min. Venttiili valittiin sen vuoksi, että sylinteripari nousisi mahdollisemman tasaisesti, koska sylintereille kuormat ovat erisuuria. Virranjakoventtiili muodostuu rungosta ja patruunasta (kuva 14).

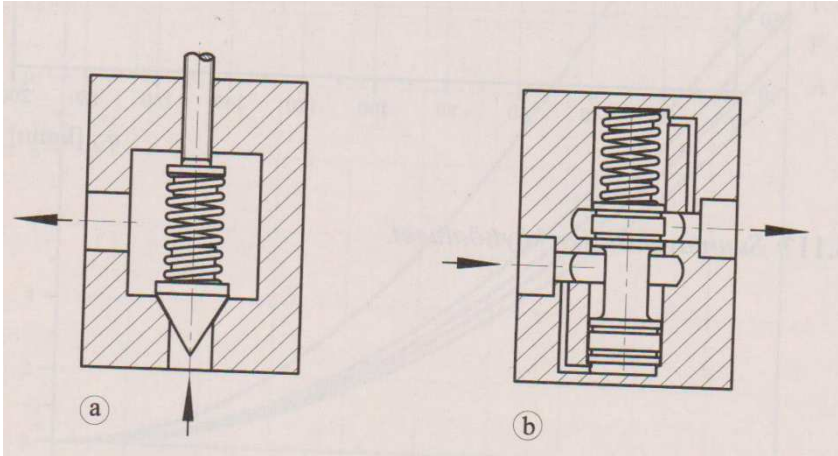


KUVA 14. Virranjakoventtiilin osat, vasemmalla patruuna ja oikealla runko

4.4.2 Paineventtiilit

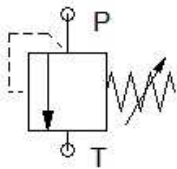
Hydrauliikassa voimaa ja momenttia voidaan säätää muuttamalla hydraulista painetta. Paineventtiileitä käytetään järjestelmän toiminnan ohjaamiseen ja paineen säätöön. Paineventtiilien tehtävänä on rajoittaa järjestelmäpaineen suu-

ruuden halutulle tasolle, jottei paineen kasvu rikkoisi hydraulikomponentteja. Tyypillisesti paineventtiilit ovat tyypiltään istukka- tai luistintyyppisiä (kuva 15) Istukkarakenteisella venttiilillä on etuina vuodottomuus ja nopea toiminta. Luistintyyppisellä venttiilillä saavutetaan tarkempi paineen säätö ja tasaisempi toiminta kuin istukkarakenteisella. (1, s. 254.)



KUVA 15. Istukka- (a) ja luistinrakenteinen (b) paineventtiili (1, s. 254)

Hydraulijärjestelmässä käytetään yhtä paineenrajoitusventtiiliä (kuva 16), joka rajoittaa pumpun tuottaman paineen. Paineenrajoitusventtiilit ovat normaalisti suljettuja ja venttiilin ohjaamiseen tarvittavan ohjauspaineen saadaan venttiilin tuloliitännästä. Venttiili kytketään linjan ja säiliön väliin, jolloin ohjauspaineen saavuttaessa asetetun avautumispaineen venttiili avautuu ja neste pääsee virtaamaan tuloliitännästä lähtöliitännään eli säiliöön. (1, s. 259.)



KUVA 16. Paineenrajoitusventtiilin piirustusmerkki

Koneikossa on sisäänrakennettuna paineenrajoitusventtiili, joka on asetettu pumpun suurimmalle tuotolle, joka on 100 bar. Paineen ylittäessä säädetyn pai-

nerajan jousivoima voitetaan ja hydraulineeste ohjataan toista reittiä pitkin takaisin säiliöön ennen kuin jousi voittaa järjestelmässä olevan paineen.

4.4.3 Suuntaventtiilit

Suuntaventtiileillä ohjataan toimilaitteiden liikesuuntia. Venttiilit ohjaavat tilavuusvirran eri lähtöihin, mikä mahdollistaa toimilaitteiden eri toiminnot.

Suuntaventtiilit luokitellaan toisistaan liitäntöjen ja kytkentäasentojen lukumäärän perusteella. Luokitustapaa nimitetään L/K-suuntaventtiiliksi, missä L ilmaisee liitäntöjen määrän ja K kytkentävaihtoehtojen määrän. (1, s. 236.)

Liitännät venttiilissä merkitään kirjaimin, joista

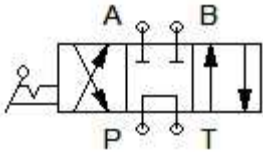
- P = paineliitäntä
- T = paluuliitäntä
- A ja B = työliitännät. (1, s. 236.)

Järjestelmässä käytetään mekaanisesti ohjattua 4/3-suuntaventtiiliä (kuva 17). Suuntaventtiiliä ohjataan mekaanisesti vivun kautta, joka muuttaa luistimen tai istukan asentoa ohjaten nesteen haluttuun työliitäntään.



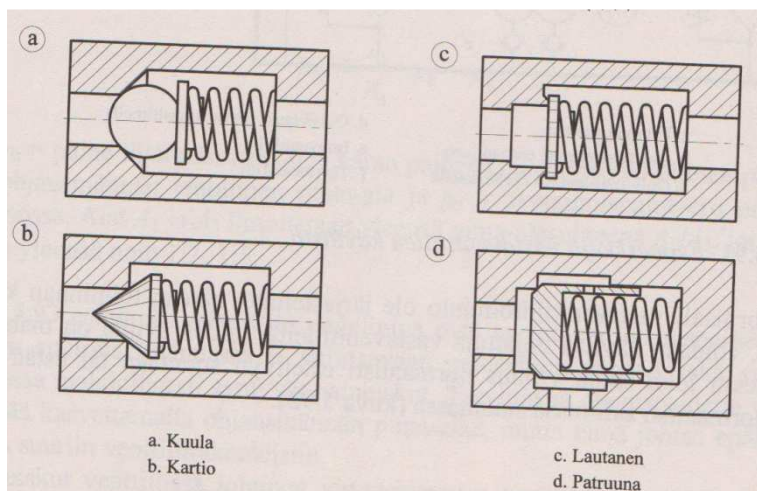
KUVA 17. 4/3 -suuntaventtiili

Keskimmäinen asento on vapaakierto. Vapaakierrossa hydraulineeste pääsee kiertämään suuntaventtiilin kautta takaisin säiliöön (kuva 18).



KUVA 18. 4/3-suuntanventtiilin luistinasennot

Vastaventtiileitä käytetään sallimaan hydraulikkajärjestelmässä tietyn suuntaisen virtauksen ja estämällä vastakkainen virtaus. Venttiilissä käytettävä sulkukappale voi olla kuula, patruuna, kartio tai lautanen, jota pidetään istukkaa vasten jousen avulla (kuva 19). (1, s. 231.)



KUVA 19. Vastaventtiilien rakenteita (1, s. 231)

Järjestelmässä on kaksi paria vastaventtiileitä. Vastaventtiilit on asennettu niin, että ajoneuvon ulkopuolelta liitettävät hydrauliletkut kiinnitetään niihin. Venttiilien avulla letkujen irrottaminen on nopeaa eikä hydraulineste pääse valumaan pois järjestelmästä.

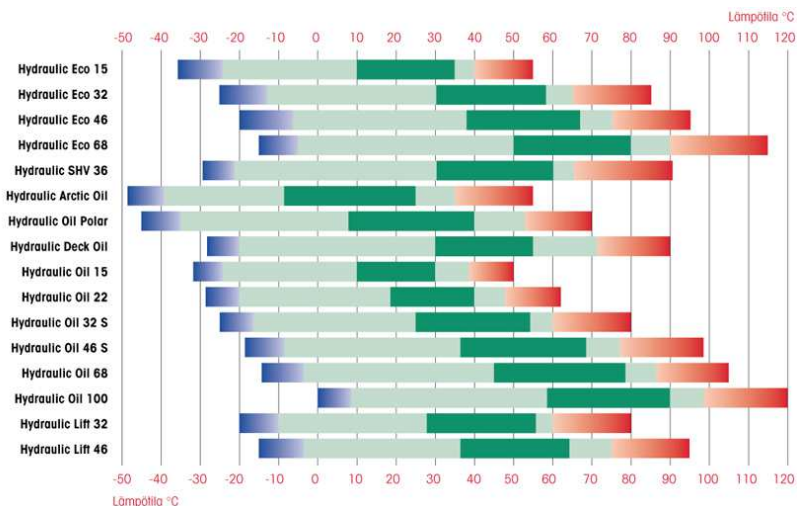
4.5 Hydraulineste

Hydraulinesteen tehtäviä ovat energian siirtäminen, kitkan ja kulumisen vähentäminen, voitelu ja lämmön siirtäminen. Nesteiden avulla lämpöä siirretään paikasta toiseen, missä sitä syntyy (3, s. 109). Hydraulinesteet voidaan jakaa koostumuksen pohjalta neljään ryhmään:

- palamattomat nesteet
- synteettiset
- kasviöljyperustaiset
- mineraaliöljyt.

Käytön kannalta viskositeetti on olennainen omaisuus nesteen kannalta. Viskositeetti muuttuu paineen ja lämpötilan mukaan, jolloin on tärkeätä käytön kannalta, että neste on kemiallisesti pysyvä, jotta sillä saavutettaisiin pitkä käyttöikä ja huoltoväli (3, s. 109). Viskositeetti (cSt) kuvastaa nesteen sisäistä kitkaa. Mitä suurempi viskositeetin arvo on, sitä jäykempää neste on. (3, s. 110.)

Sylinterit ovat ruostumatonta terästä ja niille suositellaan mineraaliöljyä. Ko-neikolle ei ole vaatimuksia valmistajan puolelta, joten käytetään mineraaliöljyä. Järjestelmä tulee toimimaan lämpimissä olosuhteissa, jolloin nesteen viskositeetti ei ole mitoituskriteeri. Teboilin hydraulikkaöljyistä (kuva 20) voidaan valita sopiva öljy käyttötarkoitukseen, joka on Hydraulic Oil 68 -öljy. Kyseisen öljyn toiminta-alue on noin -5...78°C. Käyttölämpötilan ollessa kylmempi nesteen viskositeetti kasvaa liian suureksi, ja liian lämpimänä viskositeetti pienenee liikaa eikä kykene enää toimimaan oikein.



KUVA 20. Teboil hydraulikkaöljyjen käyttölämpötila-alueet (4, linkit Tuotteet -> Teboil Voiteluaineet -> Hydraulikkaöljyn valintaperusteita)

4.5.1 Virtaustyytit

Nesteen virtaustyytillä on merkitystä, jotta hydraulijärjestelmän virtaushäviöt olisivat mahdollisimman pienet. Virtauksen tulisi olla tasaista ja pyörteetöntä eli laminaarista. (1, s. 27.)

4.5.2 Laminaarinen ja turbulenttinen virtaus

Virtaus on tyypiltään laminaarista tai turbulenttista virtausta. Laminaarisessa virtauksessa nesteosat kulkevat tiettyä rataa, jolloin liike on virtaviivasta. Virtausnopeuden noustessa nesteeseen syntyy yksittäisiä pyörteitä, jotka muuttuvat virtausnopeuden kasvaessa täysin pyörteelliseksi, turbulenttiseksi. Tällöin nesteosat liikkuvat ilman rajoitusta vapaasti noudattamatta virtausratoja. Virtaushäviöt laminaarisessa virtauksessa kasvavat lineaarisesti virtausnopeuden funktiona ja turbulenttisessa eksponentiaalisesti. (1, s. 27.)

Virtaustyytin voidaan selvittää Reynoldsin luvun (Re) avulla. Saatua arvoa voidaan verrata Reynoldsin (Re_{kr}), joka ilmaisee laminaarisen virtauksen muuttumisen turbulenttiseksi (kuva 21). $Re < Re_{kr}$ virtaus on laminaarista ja turbulenttista $Re > Re_{kr}$. (1, s. 28.)

Virtauskanava	Re_{kr}
Pyöreät sileäpintaiset putket	2000–2300
Keskiset sileäpintaiset raot	1100–1200
Epäkeskiset sileäpintaiset raot	1000–1050
Keskiset uurteitetut raot	700
Epäkeskiset uurteitetut raot	400
Karaventiilien ohjausurat	250–275
Läppä- ja kartioistukkaventiilit	25–100

KUVA 21. Reynoldsin (Re_{kr}) kriittisen luvun ohjearvoja (1, s. 29)

Reynoldsin luku määritetään kaavalla 8. Reynoldsin arvo on laaduton, eli se ei sisällä mitään yksikköä.

$$Re = \frac{v \cdot D_H}{\nu}$$

KAAVA 8

v = virtausnopeus (m/s)

ν = kinemaattinen viskositeetti (m^2/s)

D_H = putken sisähalkaisija (m)

$$Re = \frac{\frac{6,1m}{s} * 6 * 10^{-3} m}{40 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 915$$

Virtaustyyppi on laminaarista, jolloin letkun sisähalkaisija on riittävä. Virtaustyyppiin vaikuttaa virtausnopeus, putken tai letkun halkaisija ja hydraulinesteen viskositeetti. (1, s. 29.)

4.6 Letkut

Letkuja käytetään putkistojen sijaan silloin, jos järjestelmässä toisiinsa nähden liikkuvia osia tai käytettävissä oleva asennustila putkistolle on rajallinen. Hydraulijärjestelmissä käytettävät letkut jaetaan matalapaineletkuihin, keskipaineletkuihin ja korkeapaineletkuihin. Tyypillisesti letkun materiaali on synteettistä kumia, mutta myös termoplastisia materiaaleja käytetään. Käyttöpainetasoon mukaan letkuissa on yksi tai useampi vahvikekerros, joka on tekstiili- tai metallikudosta. (1, s. 416.)

Letkujen ominaisuuksien määrittäminen perustuu usein SAE J517 -standardiin, joka jakaa letkut rakenteen, käyttötarkoituksen ja paineenkeston perusteella. Letkut jaetaan 14 ryhmään, joka jakautuu SAE 100R1 - 14. Standardi määrittää letkukoon sisähalkaisijan avulla, joka ilmoitetaan halkaisijaa kuvaavan tunnusluvun, tuuman avulla (kuva 22). Letkukoko voidaan myös ilmoittaa DIN-standardin mukaisesti likimäärin millimetreinä. (1, s. 417.)

SAE-standardin merkintä	Letkun sisähalkaisija		Nimellisuuruus NS
	[in]	[mm]	
-04	1/4	6,4	6
-05	5/16	7,9	8
-06	3/8	9,5	10
-08	1/2	12,7	12
-10	5/8	15,9	16
-12	3/4	19,0	20
-16	1	25,4	25
-20	1 1/4	31,8	32
-24	1 1/2	38,1	40
-32	2	50,8	50

KUVA 22. Hydraulikkaletkujen sisähalkaisijakoot (1, s. 418)

Normaaleiden letkujen sallitut käyttölämpötilat ovat –40...93°C välillä. Teflon-letkuilla käyttölämpötilat rajoittuvat -60...260°C ja kokometalliletkuilla vieläkin enemmän. Letkujen päissä on liittimet, jotka voidaan kiinnittää letkuun kierrettävillä tai puristettavilla liittimillä. Kierrettävät liittimet voi itse vielä kiinnittää, mutta puserrettaviin tarvitaan erikoistyökaluja. (3, s. 124.)

Sisähalkaisijan mitta varten tarvitaan öljyn virtausnopeus letkussa, joka lasetaan kaavalla 9 (6, s. 862).

$$v = \frac{q_v * 4}{\pi * d^2}$$

KAAVA 9

q_v = tilavuusvirta (l/min)

d = letkun sisähalkaisija (mm)

$$v = \frac{3 \text{ l/min} * 4}{\pi * (6 \text{ mm})^2} = 0,1 \text{ m/s}$$

Öljyn virtausnopeuden selvittyä voidaan laskea letkun sisähalkaisija kaavalla 10 (6, s. 862).

$$d = \sqrt{\frac{4 * q_v}{\pi * v}}$$

KAAVA 10

$$d = \sqrt{\frac{4 * 3 \text{ l/min}}{\pi * 0,1 \text{ m/s}}} = 6,1 \text{ mm}$$

Suosittelava sisähalkaisija letkulle on 6,1 mm, joten 6,3 mm letku valittiin. Valittu letku on ISO11237/EN857-standardiin perustuva ja kestää 425 bar paineen. Laskenta on teoreettinen, koska virtausvastuksia ei ole otettu huomioon letkun mitoituksessa.

Rullamitalla mitattiin ajoneuvon oikeaan takakulmaan letkujen mitat (taulukko 6). Pikaliittimet tulivat polttoaineen täyttöluukun alle, josta vastakappaleet tulivat 2,5 m päästä 4/3-suuntaventtiililtä. Hydraulipumpulta suuntaventtiilille letkujen pituudet olivat 0,35 m ja 0,5 m. Näiden lisäksi 4/3-suuntaventtiililtä tuleva A-liitännän pikaliittimen jälkeen oli 700 mm letku, joka kiinnitettiin virranjakoventtiiliin kiinni.

TAULUKKO 6. Letkujen pituudet sylintereiltä

Sylinteri	Meno	Paluu
Oikea etu	2 600 mm	2 400 mm
Vasen etu	3 700 mm	3 500 mm
Oikea taka	1 000 mm	1 200 mm
Vasen taka	2 000 mm	2 200 mm

Letkujen yhteenlaskettu pituus on 25,15 m. Letkun sisähalkaisijan ja pituuden perusteella voidaan määrittää letkujen tilavuus kaavalla 11. (8, s. 21.)

$$V = \pi * r^2 * h$$

KAAVA 11

h = letkun pituus (m)

$$V = \pi * (0,00315m)^2 * 25,15m = 7,83 * 10^{-4}m^3 = 0,78l$$

Hydrauliijärjestelmän öljytilavuus voidaan laskea kaavalla 12 kun tiedetään letkujen ja sylintereiden tilavuudet.

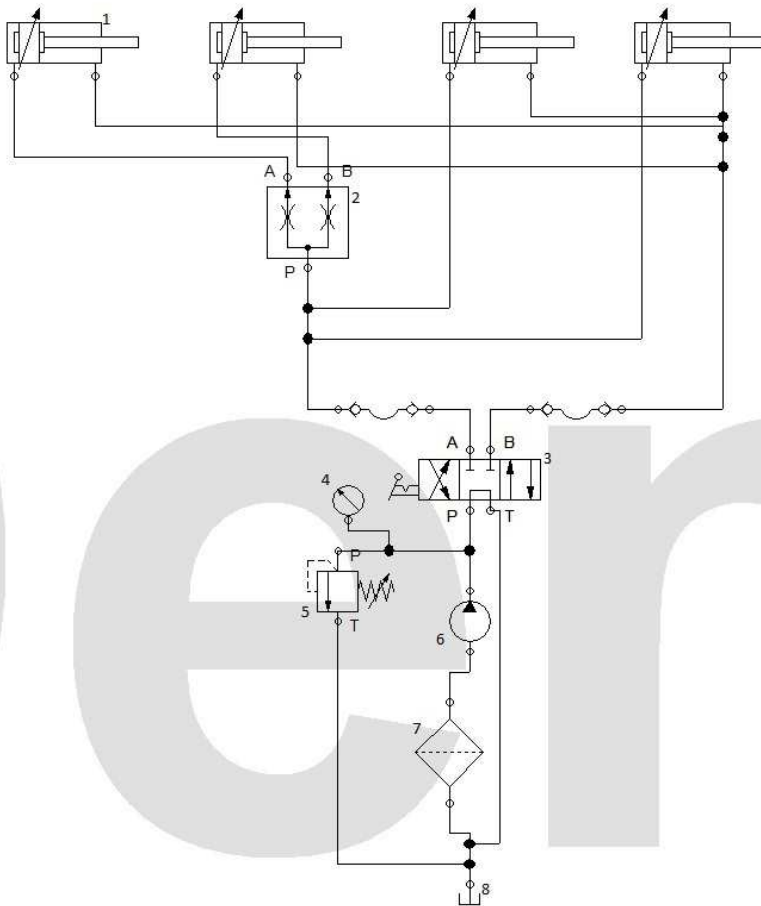
$$V_{hydrauliijärjestelmä} = V_{sylinterit} + V_{letkut}$$

KAAVA 12

$$V_{hydrauliijärjestelmä} = 1,256l + 0,78l = 2l$$

4.7 Hydraulikaavio

Hydrauliijärjestelmän hydraulikaavio suunniteltiin (kuva 23) FluidSim Hydraulics -ohjelmalla. Ohjelmisto sisältää yleisimpiä hydrauliikka- ja pneumatiikkakomponentteja, joista voidaan virtuaalisesti rakentaa järjestelmän ja testata sen toimivuutta.



KUVA 23. Hydraulikaavio

Kuvassa 23 esitetään hydraulijärjestelmän komponentit:

1. kaksitoiminen sylinteri päätyvaimennuksella
2. virranjakoventtiili
3. 4/3-suuntaventtiili, ohjaus vivulla
4. painemittari
5. paineenrajoitusventtiili
6. vakiotilavuuspumppu
7. suodatin
8. säiliö.

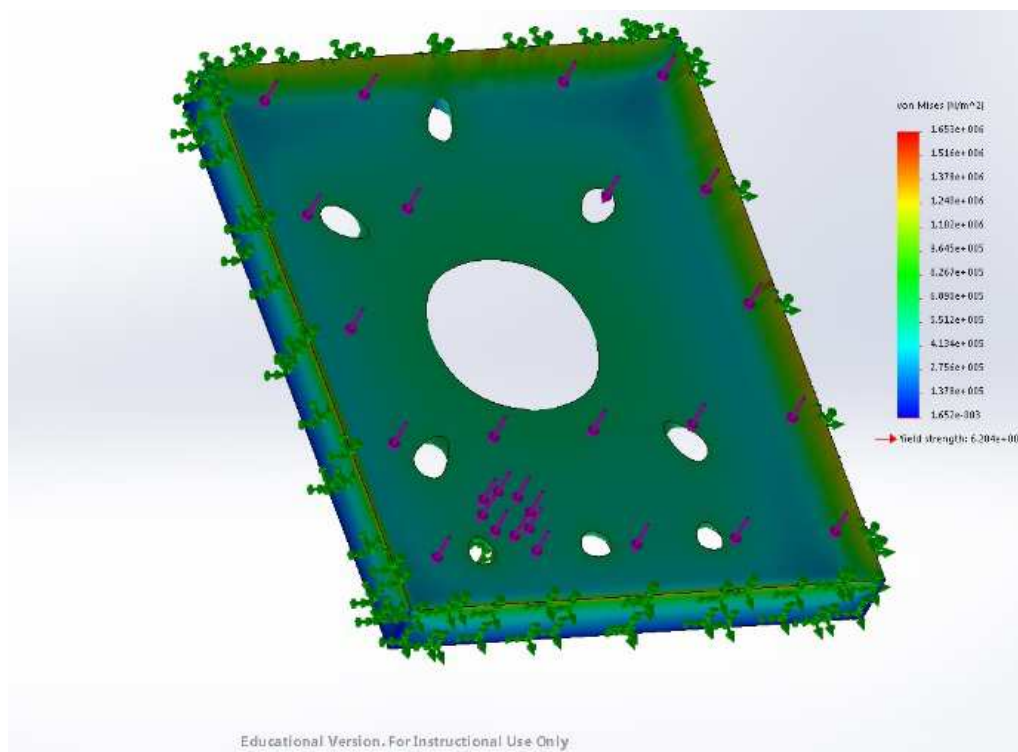
Hydraulijärjestelmä rakennettiin kuvan 23 kaavion mukaisesti. Huolimatta siitä, että pumppu ja säiliörakenne ovat rakennettu yhdeksi paketiksi, toimintaperiaate on kaavion mukainen.

4.8 Sylinterien tuenta

Sylinterit asennettiin ajoneuvoon niin, että asennuskohdat ovat mahdollisimman etäällä toisistaan, jotta saavutettiin vakaa nosto. Asennuskohtien kestävyys oli riittämätön, jolloin niitä piti vahvistaa Audissa teräskonstruktiolla. Auton korirakenteet ovat terästä, joten vahvistus suoritettiin hitsaamalla teräslevyjä suunniteltuihin asennuskohtiin. Vahvistus- ja tukipalat ovat S235-terästä.

4.8.1 Etusylinterit

Kuljettajan ja matkustajan jalkatilat, johon sylinterit asennettiin, ovat ohutta teräspeltiä. Materiaalin ominaisuuksia ei tiedetä tarkkaan, jolloin lattiaa oli vahvistettava. Vahvistus toteutettiin 10 mm teräslevyllä, joka hitsattiin kiinni ajoneuvon lattiaan. Teräslevyssä on reikä keskellä sylinteriä varten ja neljä m8-kierrettä (kuva 24). Keskireiän ulkopuolella olevat reiät ovat tarkoitettu muttereiden syvennyksiä varten, jotka tulevat sylintereiden pinnapulteista.

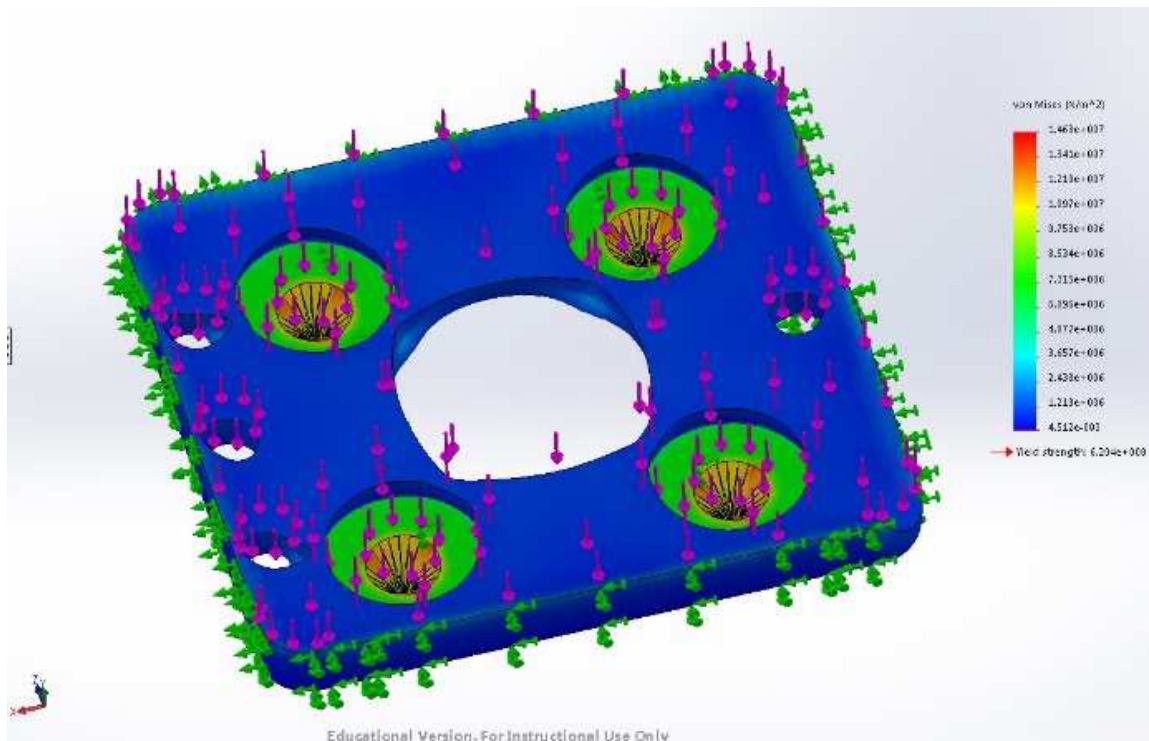


KUVA 24. Lattiatuen rasiukset

Tukirakenteisiin suoritettiin SolidWorks Student Edition -ohjelmalla rasiuslaskelmat (kuva 24). Simuloinnissa valittiin kappaleen materiaali, voiman suuruus

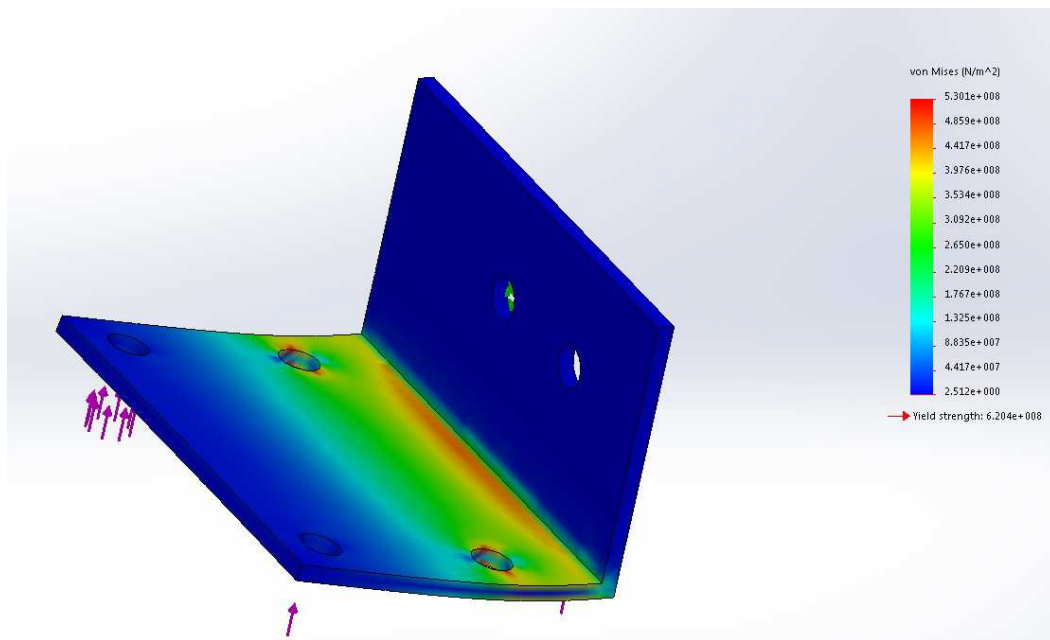
den ja voimien suunnat. Näiden tietojen perusteella ohjelmisto laski ja näytti Von Mises -jännityksen graafisesti kappaleessa. Suurin jännitys on asteikossa korkeimpana. Simuloinnin tuloksena selvisi, että lattiatuki kestää sille osoitetut rasitukset.

Sylinterin alaosaan tuli erillinen levy, joka kiinnitettiin ruuviliitoksiin lattiatukeen. Tuki on lähes samankaltainen kuin lattiatuki, mutta muttereille on tehty syvennykset ja kierteet puuttuvat (kuva 25). Syvennykset muttereille ovat 8 mm syvät ja reikien halkaisijat ovat 24 mm. Pienempien reikien halkaisijat ovat 8 mm, joiden lävitse pultit menevät ja kiinnittyvät lattiatukeen.



Suurimmat rasitukset kohdistuvat tuen muttereiden upotuksiin, koska materiaalivahvuus on 2 mm upotuksissa. Rasituksen suuruus ei ole tuelle vaarallinen, joten tuki kestää sille suunnatut rasitukset.

Sylinteri tuettiin yläosasta I:n muotoisella tuella turvakehikkoon. Yläosan tuen materiaalivahvuus on 4 mm ja rasitussimuloinnissa käytettiin suurinta kuormaa (taulukko 2) tuelle, mutta todellisuudessa kuorma jakaantuu ylä- ja alatuelle. Suurimmat jännitykset kohdistuvat tuen sisäreunalle (kuva 26).



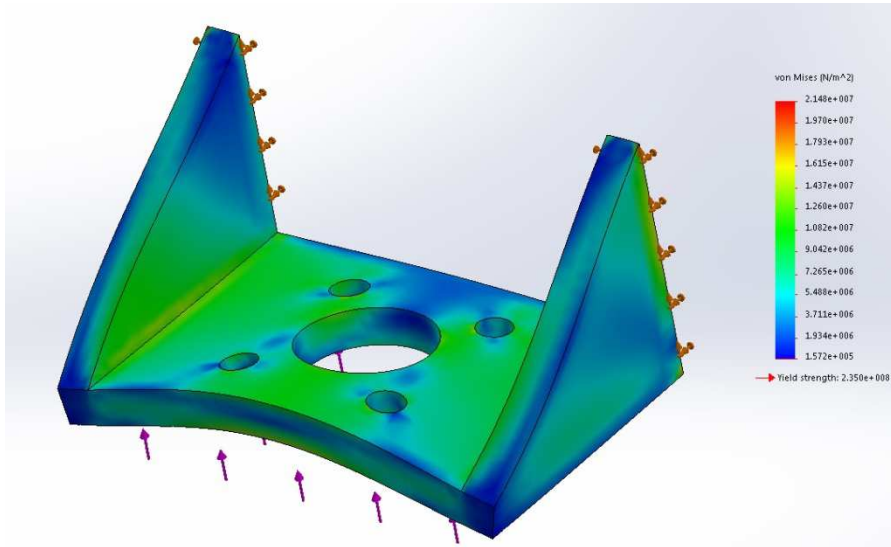
KUVA 26. Ylätuen rasitukset

Suurimman jännityksen esiintyminen sisäreunassa seuraa siitä, koska tuki on ruuviliitoksella seinämästä kiinni turvakehikossa. Rasituksen määrää voisi pienentää asentamalla poikkituet seinämän ja lattian välille, mutta vahvistaminen ei ole tarpeellista.

4.8.2 Takasyylinterit

Takasyylinterien tuenta hoidettiin yhdellä tukikonstruktiolla sylinteriä kohden. Sylinteriin kiinnittyvään tukeen hitsattiin kaksi I:n muotoista tukea, jotka hitsattiin päädyistä ajoneuvon korirakenteeseen, joka sijaitsi vararengaskotelon etupuolella. Tukirakenteelle sovellettiin samanlainen simulaatio kuin muille tukiraken-

teille. Taka-akselilla kulmapainojen ero on 11 kg (taulukko 1), joten simulaatio toteutettiin raskaamman kuormituksen mukaisesti molemmille puolille (kuva 27).



KUVA 27. Takasyylinterin tuen rasitukset

Suurimmat rasitukset kohdistuivat tukipalasten sisäreunaosioihin. Rasituksen määrä ei ole rakenteelle liikaa, jolloin tuki kestää sille osoitetut rasitukset.

4.8.3 Hitsausliitokset

Tuet hitsattiin kiinni ajoneuvon korirakenteisiin suunnitelman mukaisesti. Hitsausseaman laskemisella varmistetaan, etteivät hitsausliitokset murru rasituksen alaisena. SFS 2373 -standardin mukaan alle 16 mm paksuiselle S235-teräkselle ilmoitetaan suurimmaksi sallituksi vertailujännitteeksi 120 MPa, minkä alle hitsin suurimman jännityksen pitää jäädä. Kaikki hitsausliitokset tukirakenteissa ovat pienaliitoksia, joille voidaan laskea staattisesti hitsausliitoksen jännitys. Kaavalla 11 voidaan määrittää hitsausseaman jännitys. (7, s. 19.)

$$\sigma_w = \frac{F}{(a \cdot l)} \leq \sigma_{wsallittu}$$

KAAVA 11

a = hitsin a-mitta (mm)

l = hitsausseaman pituus (mm)

$\sigma_{wsallittu}$ = sallittu jännitys 120 MPa (8, s. 19)

Etummaisen sylinterin lattiatuen mitat ovat 80 mm leveä ja 90 mm pitkä. Lattiatuet ovat hitsattu reunoista kiinni ajoneuvoon. Tällöin saadaan hitsausliitoksen jännitykseksi

$$\sigma_w = \frac{4149,6N}{(3mm * (80mm * 2 + 90mm * 2))} = 4MPa \leq 120MPa.$$

Hitsausliitos kestää sille kohdistuvat rasitukset, ja varmuuskertoimen ollessa 30 ylätukeen ei tarvitse tehdä mitoitusta.

Takatuen hitsausliitoksen mitoitus tehdään samalla lailla kuin etusylinterin lattiatuelle. Takatuen mitat ovat 135 mm leveä, 80 mm pitkä ja 70 mm korkea. Takatuki hitsattiin kiinni molemmilta puolilta korkeussuunnassa ja toiselta puolelta leveysuunnassa. Takatuen hitsin jännitykseksi saadaan tällöin

$$\sigma_w = \frac{2045,4N}{(3mm * (135mm + (4 * 70mm)))} = 1,6MPa \leq 120MPa.$$

Takatuen hitsausseamat kestävät. Hitsisaumojen pituutta olisi voinut vähentää, mutta ajoneuvon materiaalin ominaisuuksia ei tiedetty. Tuet pyrittiin mahdollisemman laajalta alueelta hitsaamaan, jotta ajoneuvon materiaali kesti sille kohdistetut rasitukset.

4.8.4 Ruuviliitokset

Etummaiset sylinterit kiinnitettiin neljällä m8-pultilla lattiakiinnikkeeseen kiinni. Sylinterin yläosa tuettiin neljällä m10-pultilla, joita mutterit pitävät puristuksessa kiinni sylinterissä. Ylätuki kiinnitettiin kahdella m10-pultilla turvakehikkoon kiinni, jossa oli hitsattuna teräskonstruktio kiinnityksiä varten.

Takimmaiset sylinterit kiinnittyvät suoraan tukiin kiinni pinnapulttien muttereilla, jolloin etusylinterien pulttien kiristyksessä käytettiin kuvan 28 arvoja. Mutterien ominaisuuksista ei ole tietoja, jolloin käytettiin käsimmäristä kiristysmomenttia.

Uudet kuusioruuvit								Vanhat kuusioruuvit				
	Kir. momentti <i>T</i>		Min. kir. <i>F</i>		Kir. momentti <i>T</i>		Min. kir. <i>F</i>		Kir. momentti <i>T</i>		Min. kir. <i>F</i>	
	Raja-arvo (Nm)		(kN)		Raja-arvo (Nm)		(kN)		Raja-arvo (Nm)		(kN)	
Kier.kitka	0,12...0,15				0,08...0,12				0,1...0,17			
Kantakitka	0,1...0,14				0,1... 0,14				0,11... 0,18			
lujuusluokka	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9
M3	1,1	1,5	1,7	2,3	1	1,4	1,8	2,4	1,1	1,5	1,1	1,4
M4	2,5	3,5	3,0	4,0	2,3	3,3	3,1	4,2	2,5	3,5	2,5	3,4
M5	4,9	6,9	4,9	6,6	4,6	6,4	5,1	6,8	5	7	4,1	5,5
M6	8,7	12,3	6,9	9,2	7,9	11,2	7,2	9,6	8,6	12,1	5,8	7,8
M8	20,6	29,0	12,7	16,9	19,2	27	13	17,5	20,9	29,3	10,5	14,1
M10	40,7	57,2	20,0	26,8	37,7	53,1	20,5	27,6	41,1	57,8	16,7	22,4
M12	70,3	98,8	29,2	39,1	65	91,4	29,8	40,1	70,9	99,7	24,2	32,6
M16	174	244	53,8	72,7	159	224	54,6	74	175	246	44,6	60,4
M20	340	478	84	113	312	439	85,1	116	342	481	69,7	94,3
M24	585	822	121	164	536	754	123	167	588	827	100	136
M30	1170	1640	192	260	1070	1510	194	264	1180	1650	159	216
M36	2030	2860	279	378	1860	2610	281	383	2040	2870	231	314
Uudet kuusiokoloruuvit								Vanhat kuusiokoloruuvit				
	Kir.momentti <i>T</i>		Min.kir. <i>F</i>		Kir.momentti <i>T</i>		Min.kir. <i>F</i>		Kir.momentti <i>T</i>		Min.kir. <i>F</i>	
	Raja-arvo(Nm)		(kN)		Raja-arvo(Nm)		(kN)		Raja-arvo(Nm)		(kN)	
Kierkitka	0,12...0,15				0,08...0,12				0,1...0,17			
Kantakitka	0,1...0,14				0,1... 0,14				0,11... 0,18			
luj.luokka	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9	8,8	10,9
M3	1,1	1,6	1,7	2,3	1	1,5	1,8	2,4	1,1	1,6	1,4	1,9
M4	2,6	3,6	3,0	4,2	2,4	3,4	3,1	4,2	2,6	3,6	2,5	3,4
M5	5,1	7,2	4,9	6,5	4,8	6,7	5	6,7	5,2	7,3	4,1	5,5
M6	8,7	12,3	6,9	9,2	8,2	11,5	7,1	9,6	8,1	11,4	5,9	7,9
M8	20,9	29,4	12,6	16,9	19,5	27,4	12,9	17,4	21,2	29,8	10,5	14,1
M10	41,1	57,8	20,0	26,8	38,2	53,8	20,4	27,6	41,6	58,6	16,6	22,4
M12	70,8	99,6	29,1	39,0	65,6	92,3	29,7	40,0	71,6	101	24,22	32,5
M16	175	246	53,7	72,6	160	226	54,5	73,9	176	248	44,6	60,3
M20	342	481	84	113	314	442	85,1	115	344	484	69,6	94,3
M24	590	829	121	163	542	762	123	166	594	835	100	136
M30	1170	1650	192	259	1080	1510	194	263	1180	1660	159	215
M36	2050	2880	279	378	1870	2630	281	383	2060	2900	231	314

KUVA 28. Pulttien kiristysmomentit (7, s. 73)

Etusylintereiden alakiinnitykseen käytettiin m8-kuusiokolopultteja ja yläkiinnitykseen m10-pultteja. Kuvasta 28 voidaan lukea, että kuusiokolopulttien kiristysmomentti on 20,6 Nm, kun lujuusluokka on 8.8. Ylätuen kuusiopulttien kiristysmomentti on 41,1 Nm. Kuvan 28 arvot pitävät paikkansa silloin, kun pultit ovat sähkösinkittyjä ja öljytyjä.

Ruuville lasketaan staattinen lujuus kierteen kohdalta, koska ruuvin on kestettävä siirtämään siihen kohdistuvia aksiaalisia voimia. Ruuvi katkeaa varren tai kierteen kohdasta edellyttäen ettei kanta irtoa varresta. Lastuamalla tehdyssä ruuvissa kierre- ja varsiosat ovat yhtä lujat, jolloin lasketaan ruuvin vetomurtolujuus kierteen kohdassa kaavalla 11 (9, s. 185). Staattinen mitoitus lasketaan sen vuoksi, että nostokertojen määrä jää muutamiin nostoihin.

$$F_{sg} = A_s * R_m$$

KAAVA 11

A_s = ruuvien jännityspinta-ala $36,6 \text{ mm}^2$ (9, s.165)

R_m = ruuvien murtolujuus 800 N/mm^2 (9 s.181)

$$F_{sg} = 36,6 \text{ mm}^2 * 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 29280 \text{ N} = 29,3 \text{ kN}$$

Pultille kohdistuva kokonaisvoima (kaava 12) voidaan laskea, jos tiedetään esikivistysvoima (kuva 28) ja pultille kohdistuva lisävoima ulkoisesta kuormituksesta.

$$F_{ruuvi} = F_{esikivistys} + F_{ulkoinen} \quad \text{KAAVA 12}$$

$$F_{ruuvi} = 12,7 \text{ kN} + 4,1 \text{ kN} = 16,8 \text{ kN}$$

Yhdelle m8-ruuville kohdistuu $16,7 \text{ kN}$ voima etusylintereillä. Ruuveja on neljä, jolloin voima jaetaan 4:llä (kaava 13).

$$F_{kokonaisvoima} = \frac{F_{ruuvi}}{4} \quad \text{KAAVA 13}$$

$$F_{kokonaisvoima} = \frac{16,8 \text{ kN}}{4} = 4,2 \text{ kN}$$

Etusylintereiden ylätuot ruuviliitokset mitoitetaan samalla lailla kuin m8-ruuvien. Koska ylätuissa ei ole kierteitä, kierreosioon ei kohdistu samanlaisia rasituksia, mutta varteen kohdistuu. Tämän vuoksi voidaan käyttää kaavaa 11.

$$F_{sg} = A_s * R_m$$

A_s = ruuvien jännityspinta-ala 58 mm^2 (9, s. 165)

R_m = ruuvien murtolujuus 800 N/mm^2 (9, s. 181)

$$F_{sg} = 58 \text{ mm}^2 * 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 46400 \text{ N} = 46,4 \text{ kN}$$

Ruuville kohdistuva kokonaisvoima lasketaan kaavalla 12.

$$F_{ruuvi} = 20 \text{ kN} + 4,1 \text{ kN} = 24,1 \text{ kN}$$

Ruuviliitoksia on 2, joten F_{ruuvi} jaetaan ruuvien lukumäärällä.

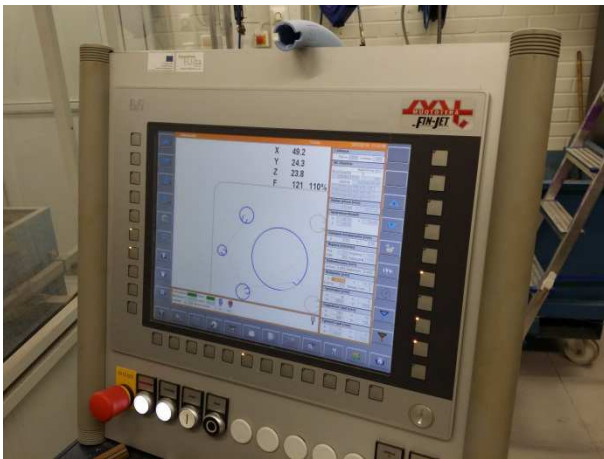
$$F_{\text{kokonaisvoima}} = \frac{24,1 \text{ kN}}{2} = 12 \text{ kN}$$

M8-ruuvit kestävät niille osoitetut rasitukset $4,2 \text{ kN} \leq 16,7 \text{ kN}$ sekä m10 $12 \text{ kN} \leq 46,4 \text{ kN}$. Ruuvien lukumäärä olisi voinut olla vähäisempi, mutta ruuville kohdistuva kokonaisvoima on pienempi, mikä lisää konstruktion kestävyyttä, jos liitoksille tapahtuu heikkenemistä.

5 TOTEUTUS

Sylintereille tukien suunnittelu aloitettiin mittaamalla sylinterin keskireiän halkaisijan ja pinnapulttien muttereiden halkaisijat. Näiden pohjalta suunniteltiin hyvin minimalistiset tukirakenteet, jotta tukirakenteet eivät vieneet liaksi tilaa kuskin ja matkustajan jalkatiloista. Sylintereiden piti olla myös helposti purettavissa tukirakenteista, joten käytettiin ruuviliitoksia sylintereiden kiinnittämiseen. Taimmaiset sylintereille kohdistuvat voimat olivat noin puolet pienemmät, jolloin käytettiin vain yhtä tukirakennetta niille.

Tukirakenteiden tekeminen aloitettiin, että 3D-mallit muutettiin vesileikkurille sopivaan DXF-muotoon. Mallit siirrettiin vesileikkurille (kuva 29), joka leikkasi 10 mm teräslevystä mallien mukaiset kappaleet.



KUVA 29. Vesileikkurin ohjauspaneeli

Vesileikkurin leikattua 3D-mallien mukaiset kappaleet etummaisiiin lattiakiinnikkeisiin tehtiin kierteitys m8-kierretapilla, jossa oli 1,25 mm nousu. Käyttämällä standardikokoista kierretappia, käytettiin lähes joka kaupasta löytyviä m8-pultteja (kuva 30).



KUVA 30. Lattiakiinnikkeet valmiina

Sylintereihin kiinnittyvät alatuet ovat samanlaisia kuin lattiakiinnikkeet, mutta kierteitä ei ole. Sylintereiden alatukien muttereiden syvennykset tehtiin viisiakselisella CNC-koneella. Materiaalipoistoa tehtiin 8 mm, jolloin sylintereiden mukana tulleet mutterit mahtuivat upotuksiin (kuva 31).



KUVA 31. Sylinterin alatuki koneistuksessa

Takasylintereiden tuet ovat samankaltaiset kuin etusylinterin alatuki. Ainoana erona on, että ruuviliitoksille ei ole reikiä tehty ja kappale on 25 mm pidempi. Takasyntereiden tukeen (kuva 32) hitsattiin kaksi kolmion muotoista tukea kiinni, joista se hitsattiin ajoneuvon korirakenteeseen.



KUVA 32. Takasyylinterin tuki hitsattu kasaan

Etu- ja takasyylinterien tuet hitsattiin ajoneuvoon kiinni niille suunnitelluille paikoille. Etusylinterien tuet hitsattiin kiinni kuljettajan ja matkustajan jalkatiloihin ja takasyylinterien tuet taka-akselin etupuolelle. Alun perin tarkoitus oli suunnitteella takasyylinterien paikat apurunkoon taka-akselilla, mutta apurungon toteutusta ei tehty. Etummaisat sylinterit kiinnitettiin ruuviliitoksiin tukiin kiinni ja taimmaisat sylinterit muttereilla.

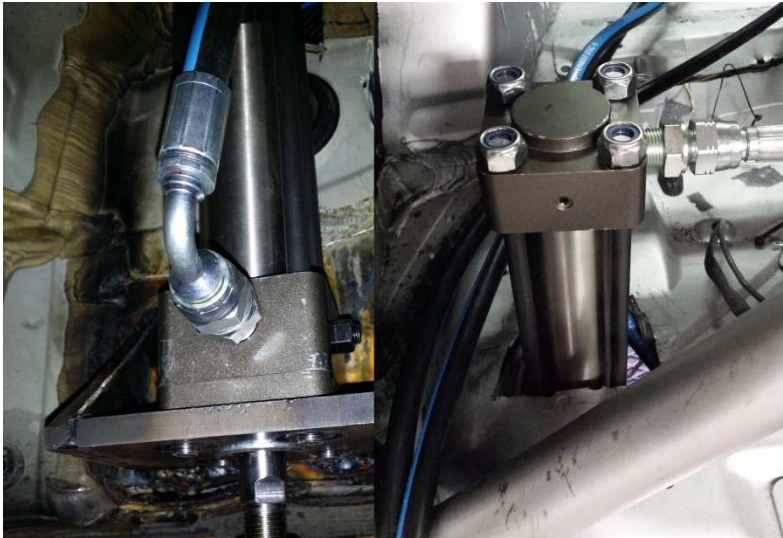
Letkut liittimiseen teetätettiin Kailatecillä. Letkut leikattiin leikkurilla halutun mittaiseksi ja letkun päähän laitettiin valittu liitin, joka puristettiin metallihokilla letkuun kiinni. Letkut kiinnitettiin sylinterissä oleviin kiinnikkeisiin. Etummaisat sylinterit kiinnitettiin ruuviliitoksiin niille osoitetulle paikoille ja taulukon 6 mukaan oikean mittaisen letkut liitettiin kiinni sylinteriin (kuva 33).



KUVA 33. Etusylinteri kiinnitetty paikoilleen ja letkut liitetty

Etusylintereille letkujen liittimet ovat 90 asteen kulmassa, koska lattialista ja ovi olisivat osuneet suoriin liittimiin. Mutkat hydraulijärjestelmässä lisää virtausvastuksia jonkin verran, mutta sitä ei huomioida.

Taimmaisille sylintereillä alempi liitos, jonka kautta hydraulineeste suorittaa miinusliikkeen sylinterin männälle, valittiin 90 asteen liitin. Ylempi liitin toteutettiin suoralla liitoksella (kuva 34).



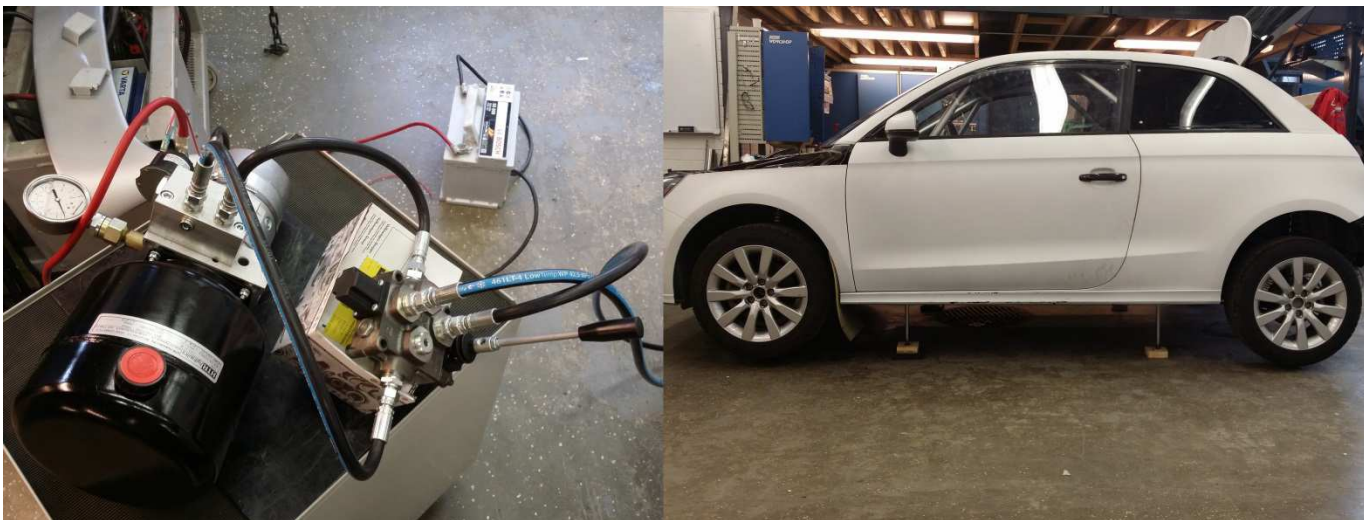
KUVA 34. Takasynterinin liittimet

Kaikki letkut kiinnitettiin taulukon 6 mukaiselle sijainnille, minkä jälkeen ajoneuvon hydraulikka on valmiina (kuva 35). Sylintereiden letkujen kiinnittämisen lisäksi liitettiin t-haarat ja virranjakoventtiili hydraulikaavion mukaisesti.



KUVA 35. Sylintereiden kytkennät valmiina

Ajoneuvosta tulevat pikaliittimet kiinnitettiin 4/3-suuntaventtiililtä tuleville pikaliittimiltä, minkä jälkeen vipua käännettiin haluttuun suuntaan, jolloin sylintereiden männänvarret tekivät plus- tai miinusliikkeen ja ajoneuvo nousisi männänvarsien varassa ilmaan tai laskeutuisi renkaalleen (kuva 36).



KUVA 36. Vasemmalla pumppu sekä 4/3-suuntaventtiili ja oikealla ajoneuvo nostettu männänvarsien varassa ilmaan

6 YHTEENVETO

Opinnäytetyössä perehdyttiin pneumaattisiin ja hydraulisiin sylintereihin, joille oli tiettyjä vaatimuksia. Vaatimuksien perusteella suunniteltiin mahdollisemman edullinen korin nostolaite, joka toimisi suunnitelmien mukaisesti. Työ oli tarkoitus suunnitella pneumaattisesti ensin, mutta järjestelmän tyyppiä vaihdettiin sen kalleuden vuoksi. Pneumaattinen suunnitteluosio jätettiin pohjustamaan hydraulista järjestelmää, josta rakennettiin suunniteltu järjestelmä.

Suunnittelun aikana käytettiin apuna sovelluksia, joiden avulla saatiin tehtyä lujuusanalyysyjä ja hydraulijärjestelmän suunnittelua. Työ tarjosi mahdollisuuden paneutua tarkemmin hydraulijärjestelmän suunnitteluun ja sen tekemiseen. Tiedossa oli, että sylintereille kohdistuvat erisuuruiset kuormat aiheuttaisivat epätasaista nostoa, mikä kävi ilmi myös koenostossa. Ongelman voisi korjata lisäämällä kaksi virranjakoventtiileitä tai edullisemmin tekemällä kaikista letkuis- ta yhtä pitkät. Jälkimmäinen ratkaisu ei tosin ole järkevää, koska letkujen määrä ajoneuvon sisällä kasvaisi liikaa eikä olisi esteettisesti sopivaa. Letkujen sijasta olisi voinut käyttää putkea, mutta tärinän ja hinnan takia sitä ei käytetty.

Suunnitteluprosessi oli työläs ja eteni osa kerrallaan. Suunnittelun tuloksena saatiin toimiva prototyypinostin, joka suoriutui sille asetetut vaatimukset. Kirjal- lisen raportin tekeminen pysyi aikataulussa, mutta toteutus oli myöhästyä.

Korin nostolaite on Audissa toimintakuntoisena. Järjestelmää voisi tulevaisuu- dessa kehittää suunnittelemalla putkiliitokset ja säätämällä nostonopeuden sa- maksi kaikille sylintereille. Sylintereissä on magneettinen mäntä, jolle voisi luo- da automaatiojärjestelmän. Sylinterin kylkeen voisi asentaa anturin, joka valvoi- si männänvarren asemaa. Männänvarren luisuessa alaspäin anturi voisi varoit- taa, että mäntä on liikkunut.

LÄHTEET

1. Kauranne, Heikki – Kajaste, Jyrki – Vilenius Matti 2008. Hydrauliteknikka. WSOY.
2. Keinänen, Toimi – Kärkkäinen, Pentti 2009. Automaatiojärjestelmien hydrauliteknikka ja pneumaattikka. 1. -2. painos. WSOYpro Oy.
3. Fonselius, Jaakko – Rinkinen, Jari – Vilenius, Matti 1995. Hydrauliiikka II. Helsinki: Painatuskeskus Oy.
4. Hydrauliiikkaöljyn valintaperusteita. 2013. Oy Teboil Ab. Saatavissa: <http://www.teboil.fi>. Hakupäivä 5.3.2015.
5. Tasavirta kuparikaapelin minimi poikkipinta-ala laskuri. Saatavissa: <http://www.jkauppi.fi>. Hakupäivä 9.3.2015.
6. Valtanen, Esko 2013. Tekniikan taulukkokirja. 20 painos. Mikkeli: St Michael Print Oy.
7. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka - Suosara, Eero 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 5. -6. painos. Helsinki: Edita Prima Oy.
8. Tekniikan kaavasto. 2010. 9. painos. Hämeenlinna: Kariston Kirjapaino Oy.
9. Airila, Mauri – Ekman, Kalevi – Hautala, Pekka – Kivioja, Seppo - Klemola, Matti – Martikka, Heikki – Miettinen, Juha – Niemi, Erkki – Ranta, Aarno – Rinkinen, Jari – Salonen, Pekka - Verho, Arto – Vilenius, Matti – Välimaa, Veikko 2003. Koneenosien suunnittelu. 4. painos. Porvoo: WS Bookwell Oy.

LÄHTÖTIETOMUISTIO

LÄHTÖTIETOMUISTIO

Työn tiedot	Tekijä ¹ Henri Mustajärvi	Tilaaaja ² OAMK Autolab	
	Tilaaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot ³ Arto Lehtonen		
	Työn nimi ⁴ Korin nostolaite		
	Työn kuvaus ⁵ Suunnitella ja toteuttaa korin nostolaitteen ST-Audiin.		
	Työn tavoitteet ⁶ Määritetään valintakriteerit sylintereille. Valitaan yhteistyökumppanilta sopivat sylinterit ja suunnitellaan niiden tukikonstruktiot ajoneuvon korirakenteisiin. Toteutetaan sylintereiden ohjauslogiikka.		
	Tavoiteaikataulut ⁷ Tavoitteena saada opinnäytetyö valmiiksi keväällä 2015.		
	Päiväys ja allekirjoitukset ⁸		
<table border="0"> <tr> <td style="width: 50%; text-align: center;">  Tekijän allekirjoitus </td> <td style="width: 50%; text-align: center;">  Tilaaajan allekirjoitus </td> </tr> </table>		 Tekijän allekirjoitus	 Tilaaajan allekirjoitus
 Tekijän allekirjoitus	 Tilaaajan allekirjoitus		
<ol style="list-style-type: none"> 1. Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite. 2. Työn teettävän yrityksen virallinen nimi. 3. Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta. 4. Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan. 5. Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat. 6. Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet. 7. Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun. Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulusa. 8. Lähtötietomuiستio päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaaajan yhdyshenkilö. 			

ISO1552 Cylinders. Series CP96/C96. SMC. Saatavissa:

https://content2.smcetech.com/pdf/CP96-C96-B_EU.pdf. Hakupäivä 10.4.2015.

Series CP96



Minimum Stroke for Auto Switch Mounting

Refer to page 19 for "Minimum Stroke for Auto Switch Mounting".

Made to Order Specifications

(For details, refer to pages 57 to 64.)

Symbol	Specifications
-XA□	Change of rod end shape
-XB6	Heat resistant cylinder (150°C)
-XC4	With heavy duty scraper
-XC7	Tie rod, cushion valve, tie rod nut, etc. made of stainless steel
-XC10	Dual stroke cylinder/Double rod
-XC11	Dual stroke cylinder/Single rod
-XC22	Fluororubber seals
-XC35	With coil scraper
-XC68	Made of stainless steel. (With hard chromium plated piston rod)

Specifications

Bore size (mm)	32	40	50	63	80	100	125
Action	Double acting						
Fluid	Air						
Proof pressure	1.5 MPa						
Max. operating pressure	1.0 MPa						
Min. operating pressure	0.05 MPa						
Ambient and fluid temperature	Without auto switch: -20 to 70°C* With auto switch: -10 to 60°C*						
Lubrication	Not required (Non-lube)						
Operating piston speed	50 to 1000 mm/s						50 to 700 mm/s
Allowable stroke tolerance	Up to 250 st: $^{+1.2}_0$, 251 to 1000 st: $^{+1.4}_0$, 1001 to 1500 st: $^{+1.6}_0$, 1501 to 2000 st: $^{+2.2}_0$						
Cushion	Both ends (Air cushion)						
Port size	G 1/8	G 1/4	G 1/4	G 3/8	G 3/8	G 1/2	G 1/2
Mounting	Basic, Axial foot, Rod end flange, Head end flange, Single clevis, Double clevis, Centre trunnion						

* No freezing

Standard Stroke

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)	Max. stroke*	
		Single rod	Double rod
32	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	2000	1000
40	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	2000	
50	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	2000	
63	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	2000	
80	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700, 800	2000	
100	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700, 800	2000	
125	—	2000	

Intermediate strokes are available.

* Please consult with SMC for longer strokes.

* e 125 and Double rod are produced upon receipt of order.

Accessories

Mounting		Basic	Foot	Rod end flange	Head end flange	Single clevis	Double clevis	Centre trunnion
Standard	Rod end nut	●	●	●	●	●	●	—
	Clevis pin	—	—	—	—	—	—	—
Option	Piston rod ball joint	●	●	●	●	●	●	—
	Rod clevis	●	●	●	●	●	●	—
	Rod boot	●	●	●	●	●	●	—

* Please do not use a piston rod ball joint (or floating joint) together with a head end clevis with a ball joint (or angled head end clevis with a ball joint).

X option combinations available to order

Symbol	-XA□	-XB6 (Note 1)	-XC7	-XC22
-XA□	●	—	—	—
-XB6 (Note 1)	●	●	—	—
-XC7	●	●	●	—
-XC22	●	—	●	●
-XC68	●	●	●	●

●: Combination possible to produce.

—: Combination not produced.

Note 1) Only for without magnet type.

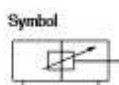
If you want to order a combination of non Simple Special options, just add the X options by alphabetical order at the end of the part number, for example: XC7C22.

Hydraulic Cylinders. SMC. Saatavissa: https://content2.smcetech.com/pdf/HC-A_EU.pdf. Haku-päivä 10.4.2015.

JIS Standard Hydraulic Cylinder
Double Acting/Single Rod **Series CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**



Page 75



Auto Switch Mounting Bracket Part Nos.

Model	Bore size (mm)	Auto switch model			
		D-A3, D-A4 D-G3, D-K3	D-B5, D-B6 D-G5, D-K5	D-A5, D-A6 D-F5, D-J5	
CH2E	32	-	BA-32	BT-06	
	40	BD1-04M	BA-04	BT-06	
	50	BD1-05M	BA-05	BT-06	
	63	BD1-06M	BA-06	BT-08	
	80	BD1-08M	BA-08	BT-16	
	100	BD1-10M	BA-10	BT-18	
CH2F	32	-	BAF-32	BT-06	
	40	BDS-04M	BAF-04	BT-06	
	50	BDS-05M	BAF-05	BT-06	
	63	BDS-06M	BAF-06	BT-08	
	80	BDS-08M	BAF-08	BT-16	
	100	BDS-10M	BAF-10	BT-18	
CH2H	32	-	BGS1-032	BT-06	
	40	BD1-04M	BH2-040	BT-06	
	50	BD1-05M	BH2-050	BT-06	
	63	BD1-06M	BA-06	BT-08	
	80	BH1-080	BH2-080	BT-16	
	100	BH1-100	BH2-100	BT-18	

Models

Model	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Tube material	Aluminum alloy	Stainless steel	Steel	Stainless steel
Nominal pressure	3.5MPa	7MPa	14MPa	14MPa
Bore size	32, 40, 50, 63, 80, 100mm			
Auto switch mounting	Applicable	Applicable	—	Applicable

Specifications

Model	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Action	Double acting/Single rod			
Fluid	Hydraulic fluid			
Nominal pressure	3.5MPa	7MPa	14MPa	
Maximum allowable pressure	3.5MPa	Rear: 9MPa Front: B-rod 13.5MPa : C-rod 11MPa	Rear: 18MPa Front: B-rod 18MPa : C-rod 14MPa	
Proof pressure	5.0MPa	10.5MPa	21MPa	
Minimum operating pressure	When rear side is pressurized: 0.15MPa When front side is pressurized: 0.2MPa			
Ambient and fluid temperature	Without auto switch: -10° to 80°C With auto switch: -10° to 60°C			
Piston speed	8 to 300mm/s			
Cushion	Cushion seal type			
Thread tolerance	JIS class 2			
Stroke length tolerance	to 100mm ± 0.15 mm, 101 to 250mm ± 0.2 mm, 251 to 630mm ± 0.25 mm, 631 to 1000mm ± 0.3 mm, 1001 to 1800mm ± 0.4 mm			

Standard Strokes

Cylinder bore size (mm)	Standard strokes (mm)		Long stroke (mm)	
	Standard strokes (mm)	Long stroke (mm)	Standard strokes (mm)	Long stroke (mm)
32	25 to 800	1800 (1401 or more with tie-rod reinforcing ring) ^{Note 1)}		
40	25 to 800	1800 (1401 or more with tie-rod reinforcing ring) ^{Note 1)}		
50	25 to 800	1800 (1401 or more with tie-rod reinforcing ring) ^{Note 1)}		
63	25 to 800	1800 (1501 or more with tie-rod reinforcing ring) ^{Note 2)}		
80	25 to 1000	1800		
100	25 to 1000	1800		

* Refer to the stroke selection Table in Technical Data 2, to determine stroke limitation depending on the type of mounting brackets that will be used. Then make your selection. Long stroke ranges also differ depending on the type of mounting brackets.

Note 1) The long stroke range for Series CH2E, CH2F, and CH2H with flange and clevis type mounting brackets as well as Series CH2G is up to 1400mm.

Note 2) The long stroke range for Series CH2E, CH2F, and CH2H with flange and clevis type mounting brackets as well as Series CH2G is up to 1500mm.

Port and Cushion Valve Positions

Symbol	Port and Cushion Valve Positions							
	Nil	A	C	D	E	F	G	H
Profile	Port: Top Cushion valve: Right	Port: Right Cushion valve: Bottom	Port: Left Cushion valve: Top	Port: Top Cushion valve: Left	Port: Top Cushion valve: Bottom	Port: Right Cushion valve: Top	Port: Right Cushion valve: Left	Port: Left Cushion valve: Right
Mounting type								
B (Basic Type)								
FL, FR, RL, RR (Flange type) CA, CB (Plug Valve type) TC (Cushionless type)								
LA, LB (Foot type)								

: Piping port : Cushion valve * The cylinder's exterior dimensions represented here are as seen from the rod end of the cylinder.

CH2E
CH2F
CH2G
CH2H
CH2E/2G/2H
CHA