Kari Leskinen

UGV-e:n sähköhydrostaattisen ajovoimansiirron hyötysuhteiden mittausjärjestelmän kehittäminen

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikan tutkinto-ohjelma

Insinöörityö

23.11.2022

Tiivistelmä

Tekijä:	Kari Leskinen
Otsikko:	UGV-e:n sähköhydrostaattisen ajovoimansiirron hyötysuhteiden mittausjärjestelmän kehittäminen
Sivumäärä:	34 sivua + 1 liite
Aika:	23.11.2022
Tutkinto:	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma:	Ajoneuvotekniikka
Ammatillinen pääaine:	Autosähkötekniikka
Ohjaaja:	Osaamisaluepäällikkö Pekka Hautala

Tässä insinöörityössä kehitettiin UGV-e:n sähköhydrostaattisen hybridiajovoimansiirron hyötysuhteiden mittausjärjestelmää. Työn toteuttaminen edellytti koneen hydraulijärjestelmän toimintalogiikan sekä järjestelmän hyöty- ja häviötehoihin vaikuttavien häviöiden selvittämistä.

Järjestelmän toimintalogiikan selvittäminen oli haastavaa, sillä kone ei ollut insinöörityötä tehdessä vielä ajokuntoinen. Tämän lisäksi hydraulijärjestelmän komponenteista kytkentöineen ei löytynyt aiempaa riittävän luotettavaa dokumentointia, joten kytkentäkaaviot oli piirrettävä uudelleen komponentti kerrallaan. Komponenttien toimintoihin perehdyttiin löydettyjen datalehtien avulla ja tämän informaation turvin UGV-e:n ajettavuuteen liittyviä erilaisia ajotiloja voitiin kytkentöjen perusteella iteroida.

UGV-e:n toimintalogiikan selvitessä päästiin tutkimaan komponenttien ominaisuuksia ja niiden vaikutuksia hyötysuhteisiin teoriatasolla. Mittausjärjestelmän kehittämisessä konkreettisen mittausmahdollisuuden puuttuminen oli kompensoitava teoreettisella pohdinnalla, miten hyötysuhteita voisi mitata.

UGV-e:n todellista toimintaa mittausjärjestelmineen päästään testaamaan koneen valmistuessa kevättalvella 2023.

Insinöörityön yksi suurimpia hyötyjä on ollut se, että UGV-e:n nykyinen hydraulijärjestelmä saatiin kartoitettua ja dokumentoitua. Järjestelmän mahdollisuudet ja puutteet huomioon ottaen konetta voidaan tulevaisuudessa jatkokehittää kohti autonomista liikkumista.

Avainsanat: UGV, AGV, energiatehokkuus, hyötysuhde, sähköhydrostaattinen

Abstract

Author:	Kari Leskinen
Title:	Developing a Measuring System for UGV-e Electrohydrostatic Powertrain System Efficiencies
Number of Pages:	34 pages + 1 appendix
Date:	23 October 2022
Degree:	Bachelor of Engineering
Degree Programme:	Automotive Engineering
Professional Major:	Automotive Electronics Engineering
Supervisors:	Pekka Hautala, Head of School

The objective of this Bachelor's thesis was to develop a measuring system for measuring electrohydrostatic system efficiencies of a UGV-e powertrain. To accomplish the work, it was necessary to investigate the operating logic of the hydraulic system and discover how different kind of losses affect the system efficiencies.

Analyzing the operating logic of the system was challenging, because the machine was not yet in running order at the time, when this thesis was being written. In addition, there seemed to be no previous sufficiently reliable documentation of the hydraulic system components and their connections. Therefore, the connection diagrams had to be redrawn one component at a time. The functions of the components were studied with the help of the found data sheets, and with the help of this information, various driving modes related to the UGV-e's drivability could be iterated based on the connections.

After the UGV-e's operating logic became clearer, it was possible to study the properties of the components and how they affect the efficiency at a theoretical level. In the development of the measurement system, the lack of a concrete measuring possibility had to be compensated by theoretical consideration.

The actual operation of the UGV-e with its measuring systems will be tested after the machine is completed in early spring 2023.

One of the biggest benefits of the thesis has been that the UGV-e's current hydraulic system has been analyzed and documented. Considering the possibilities and shortcomings of the system, the machine can be further developed towards autonomous mobility in the future.

Keywords: UGV, AGV, energy efficiency, efficiency, electro hydrostatic

Sisällys

1 Johdanto 1

1.1 Opinnäytetyön tausta 1
1.2 Tavoitteet ja työn rajaaminen 2
1.3 Työn toteutus 3

2 UGV-e:n ajovoimansiirron esittely 4

2.1 Pumppu 5
2.2 Ajomoottori 5
2.3 Venttiilit ja letkut 5
2.4 Planeettavaihde ja pyörä 6
2.5 Öljy 7
2.6 Anturit ja ohjausjärjestelmä 7

3 Ajovoimansiirron eri ajotilojen selvitys 8

3.1 Neliveto 9
3.2 Neliveto luistonrajoituksella 10
3.3 Ristiveto 11
3.4 Muut ajotilat 12

4 Ajovoimansiirron hyötysuhteiden laskeminen 13

4.1 Hydrauliöljyn vaikutukset 13
4.2 Ajovoimansiirron tehon tarve 13
4.3 Hydraulijärjestelmän hyöty- ja häviötehot 13
4.4 Ajomoottorin hyötysuhteet 14
4.4.1 Volumetrinen hyötysuhde 15
4.4.2 Mekaanishydraulinen hyötysuhde 15
4.4.3 Kokonaishyötysuhde 15
4.5 Letkujen ja venttiilien hyötysuhteet 17
4.5.1 Kitkavastushäviöt 18
4.5.2 Kertavastushäviöt 18
4.6 Muut häviöt ja hyötysuhteet 19
4.7 Järjestelmän kokonaishyötysuhde 19

5 Hyötysuhteiden mittaaminen 20

5.1 Mittausten simulointi 20
5.2 UGV-e:n mittausjärjestelmä 22

6 Johtopäätökset ja jatkotoimenpiteet 24

6.1 Hyödyt ja kehityskelpoisuus 24
6.2 Kehityskelpoisuus 25
6.3 Jatkotoimenpiteet 26

7 Yhteenveto 27

Lähteet 28

Liitteet

Liite 1: UGV-e komponentti-toimintolista

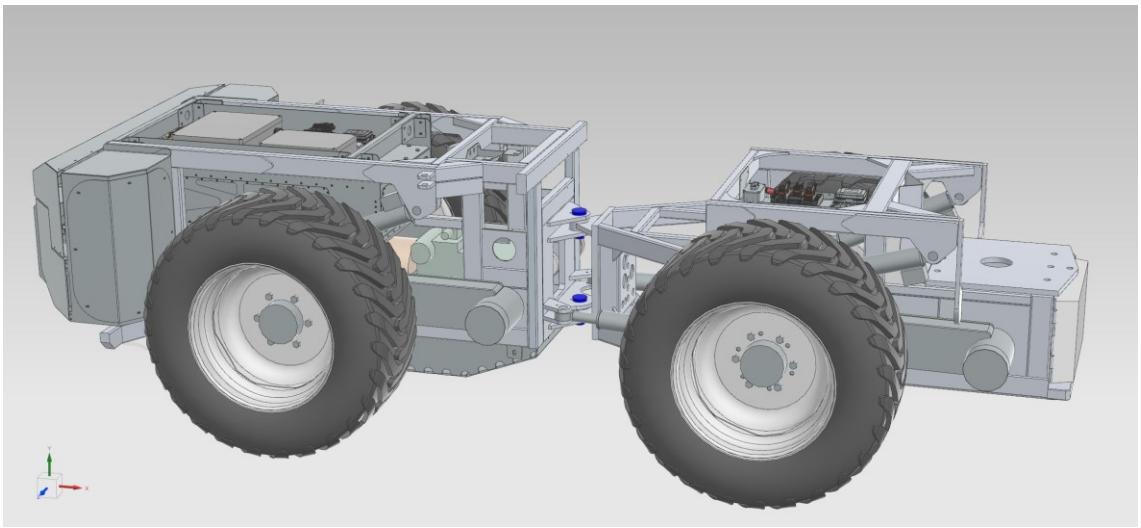
1 Johdanto

Eriasteisella autonomialla varustetut ajoneuvot ja koneet eli AGV:t (Autonomous Ground Vehicle, autonominen maa-ajoneuvo) ja UGV:t (Unmanned Ground Vehicle, miehittämätön maa-ajoneuvo) tulevat lisääntymään lähitulevaisuudessa. Tieliikenteessä haasteeksi muodostuu liikenneturvallisuuden varmistaminen. Miehittämättömille autonomisesti liikkuville ajoneuvoille on kuitenkin monia käyttökohteita tieliikenteen ulkopuolella. Tällaisia ovat esimerkiksi onnettomuuspaikat, jotka olisivat ihmiselle vaarallisia.

Joissakin applikaatioissa laitteelta edellytetään äänettömyyttä, joten voimansiirtoratkaisuna päädytään sähköiseen voimansiirtoon. Tällöin järjestelmän energiatehokkuus on tärkeää.

1.1 Opinnäytetyön tausta

Metropolian auto- ja konetekniikan työpajassa Koskelossa on projektina UGV-e (kuva 1), joka konvertoidaan sähköhydrauliseksi hybridiksi. Projekti-insinöörit rakentavat koneeseen litiumioniakuston ohjausjärjestelmineen. Projektin ensimmäisen vaiheen valmistuessa konetta pystytään ajamaan etäyhteydellä kaukosäätimen avulla. Tulevaisuuden tavoitteena on, että kone pystyy siirtymään ennalta määriteltyjä reittejä autonomisesti. Kone päivitetään silloin UGV:sta AGV:ksi.



Kuva 1. UGV-e:n 3D-malli Siemens NX -ohjelmassa (Metropolia Ammattikorkeakoulu).

Kyseisen UGV-e:n hydraulijärjestelmän hyötysuhteita ei ole aiemmin Metropolian toimesta tutkittu, joten laskelmia uuden akun kapasiteetin riittävyydestä eri toiminnoille ei ole. Opinnäytetyön idea muodostui tarpeesta selvittää hydraulijärjestelmän häviöiden ja sitä kautta hyötysuhteiden vaikutus akusta käyttövoimansa saavan UGV-e:n energiatehokkuuteen.

1.2 Tavoitteet ja työn rajaaminen

Opinnäytetyön tavoitteena on selvittää koneen hydraulijärjestelmän toiminta sekä kehittää sähköhydrostaattisen hybridiajovoimansiirron hyötysuhteiden mittaamisjärjestelmää. Tavoitteen täyttämiseksi koneen ajovoimansiirron toimintalogiikka komponentteineen oli selvitettävä, joten ajovoimansiirron olennaiset komponentit kytkentöineen esitellään omissa luvuissaan. Olennaisena osana tavoitteen saavuttamista on ymmärtää hyötysuhteisiin vaikuttavien häviöiden syntymekanismit ja tarvittaessa johtaa niitä matemaattisin laskukaavoin.

Hyötysuhteita ja mittaamista käsittelevät osa-alueet on rajattu käsittelemään yhden ajomoottorin piirin komponentteja ja niiden vaikutuksia. Piiriin lasketaan kuuluvaksi venttiilit ja letkut, ajomoottori, planeettavälitys sekä rengas ja vanne eli

tässä yhteydessä pyörä. Sähkömoottorin käyttämä ajovoimansiirron hydraulipumppu jätetään tarkastelun ulkopuolelle tilavuusvirtaa lukuun ottamatta.

Kun ajovoimansiirron yhden osa-alueen hyötysuhteista saadaan riittävän tarkka kuva, koko järjestelmän hyötysuhteita ja sitä kautta kokonaisenergiatehokkuutta voidaan arvioida tarkemmin.

UGV-e ei ole opinnäytetyön kirjoitushetkellä ajokelpoinen, joten työhön ei sisälly käytännön mittauksia.

1.3 Työn toteutus

Opinnäytetyötä varten UGV-e:n ajovoimansiirron hydraulijärjestelmä kartoitetaan jokainen letku ja komponentti kerrallaan, sillä nykyisistä kytkennöistä ei ole olemassa riittävän selkeää dokumentointia. Tarvittavan tiedon lähteinä käytetään oppikirjoja, tieteellisiä julkaisuja sekä komponenttien valmistajien julkaisemia datalehtiä. Lisäksi tiedonvaihtoa tehdään eri asiantuntijoiden kanssa.

Koneen nykyisten letkujen ja komponenttien fyysiset yhteydet toisiinsa piirrettään kaavioiksi. Tämän jälkeen komponenttien datalehtien avulla selvitetään niiden toimintaominaisuudet. Ominaisuuksien ollessa selvillä, tutkitaan teoriassa, millaisia erilaisia kytkentä- ja siten toimintovaihtoehtoja voisi olla olemassa. Toimintalogiikan ollessa selvillä valitaan sopivin ajomoottorin piiri tutkittavaksi.

2 UGV-e:n ajovoimansiirron esittely

UGV-e:n akun energian muuttaminen konetta liikuttavaksi mekaaniseksi energiaksi ja siitä tehoksi sisältää monta eri vaihetta (kuva 2).

Akun energia muutetaan sähkömoottorin pyörittämiseen tarvittavaksi sähkötehoksi. Pyöriessään sähkömoottori tuottaa mekaanista tehoa, jolla se pyörittää ajovoimansiirron pumppua. Pumpussa mekaaninen teho muutetaan hydrauliseksi tehoksi. Hydraulista tehoa välittävä öljy johdetaan letkujen ja venttiilien kautta ajomoottoreille, missä hydraulinen teho muutetaan jälleen mekaaniseksi tehoksi. Ajomoottoreilta mekaaninen teho välitetään planeettavälityksen kautta pyörille konetta liikuttavaksi mekaaniseksi tehoksi.

Kuva 2. Tehonsiirron reitti.

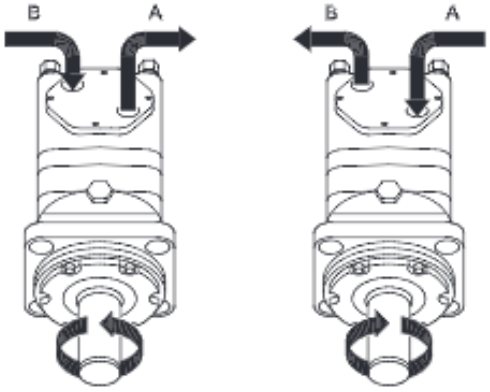
Ajovoimansiirron hydraulipiiri on ns. suljettu järjestelmä, jossa toimilaitteilta palaavasta öljystä suurin osa päätyy paluuletkujen kautta takaisin suoraan pumpun imupuolelle. Pumpun rakenteeseen sisällytetty siirtopumppu mahdollistaa järjestelmän vuotojen kompensoimisen sekä paluuöljyn kierrätyksen tarvittaessa jäähdyttimen ja säiliön kautta takaisin pumpun imupuolelle. (Kauranne ym. 2013: 5.)

2.1 Pumppu

Pumppuna toimii muuttuvatilavuuksinen aksiaalimäntäpumppu. Kierrostilavuus on muutettavissa portaattomasti 0–41 cm^3:n välillä. Koneen ajonopeutta muutetaan kierrostilavuutta suurentamalla tai pienentämällä. Ajosuunnan vaihto toteutetaan muuttamalla pumpun tuottaman tilavuusvirran suunta. (Aksiaalimäntäpumppu.)

2.2 Ajomoottori

UGV-e:ssä on neljä kappaletta 250 cm^3:n kierrostilavuuden orbitaalimoottoria. Jokaisella pyörällä on oma ajomoottorinsa. Tilavuusvirran suuntaa muuttamalla muutetaan ajosuuntaa (kuva 3).



Kuva 3. Ajomoottorin tilavuusvirran suunnan vaikutus moottorin pyörimissuuntaan (Ajomoottori).

Kuvassa näkyvistä A- ja B-porteista puhutaan ajomoottoria käsittelevissä osioissa tulo- ja lähtöportteina.

2.3 Venttiilit ja letkut

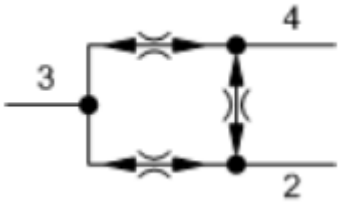
Järjestelmässä on kolmea erilaista suuntaventtiilityyppiä:

- 3/2-venttiili (neljä kpl)

- 4/2-venttiili (kaksi kpl)
- 6/2-venttiili (yksi kpl).

Näillä tilavuusvirta ohjataan haluttuihin kohteisiin.

Lisäksi järjestelmässä on kolme kappaletta kaksitoimista virranjakoventtiiliä. Nämä jakavat virtauksen sekä jako- että yhdistyssuunnassa vakiosuhteiseen lähtövirtaukseen (kuva 4).



Kuva 4. Virtauksen jako venttiilin sisällä (Virtauksenjakoventtiili).

Näistä yksi venttiili jakaa virtauksen etu- ja taka-akseleiden moottoreiden välillä, yksi etumoottoreiden välillä sekä yksi takamoottoreiden välillä. Kahdella viimeksi mainitulla voidaan toteuttaa akselikohtainen luiston rajoitus. (Kauranne ym. 2013: 324.)

Järjestelmässä käytetään sisähalkaisijaltaan 3/8”:n, 3/4”:n sekä 1/2”:n letkuja.

2.4 Planeettavaihde ja pyörä

Ajomoottorin ja pyörän välissä on planeettavaihde. Välityssuhde on 1:4,8, eli pyörän pyöriessä yhden kierroksen moottori pyörii 4,8 kierrosta.

Rengas on kooltaan 400/55-22,5. Sen kehän pituus on 3 m, dynaaminen eli kuormitettu säde on 0,455 m ja vierinvastuskerroin tasaisella maalla on n. 0,02.

2.5 Öljy

Hydraulijärjestelmässä käytetään VG 46 (Viscosity Range, viskositeettiluokka) -bioöljyä.

2.6 Anturit ja ohjausjärjestelmä

UGV-e:n pääohjainlaite ohjaa ajovoimansiirron pumpun tilavuusvirran suuruuden ja suunnan vaihdon mahdollistavaa venttiiliä PWM-signaalilla (Pulse Width Modulation, pulssisuhdemodulaatio). Lisäksi UGV-e:n pyörien pyörimisnopeutta mitataan induktiivisilla pyörintänopeustunnistimilla. Antureiden signaalien perusteella ohjainlaitteen on mahdollista laskea koneen ajonopeutta sekä ajomoottorien todellista pyörintänopeutta ja sitä kautta tilavuusvirtaa.

3 Ajovoimansiirron eri ajotilojen selvitys

UGV-e:n nykyisten ajovoimansiirron kytkentöjen mahdollistamat erilaiset ajotilat eivät olleet tiedossa ennen opinnäytetyön aloitusta. Komponenttien ja letkujen kytkentöjen selvitystyön jälkeen iteroitiin erilaisia kytkentävaihtoehtoja. Alla olevassa taulukossa 1 on selvennetty venttiilien eri kytkentävaihtoehdot.

Taulukko 1. Suuntaventtiilit ja kytkennät.

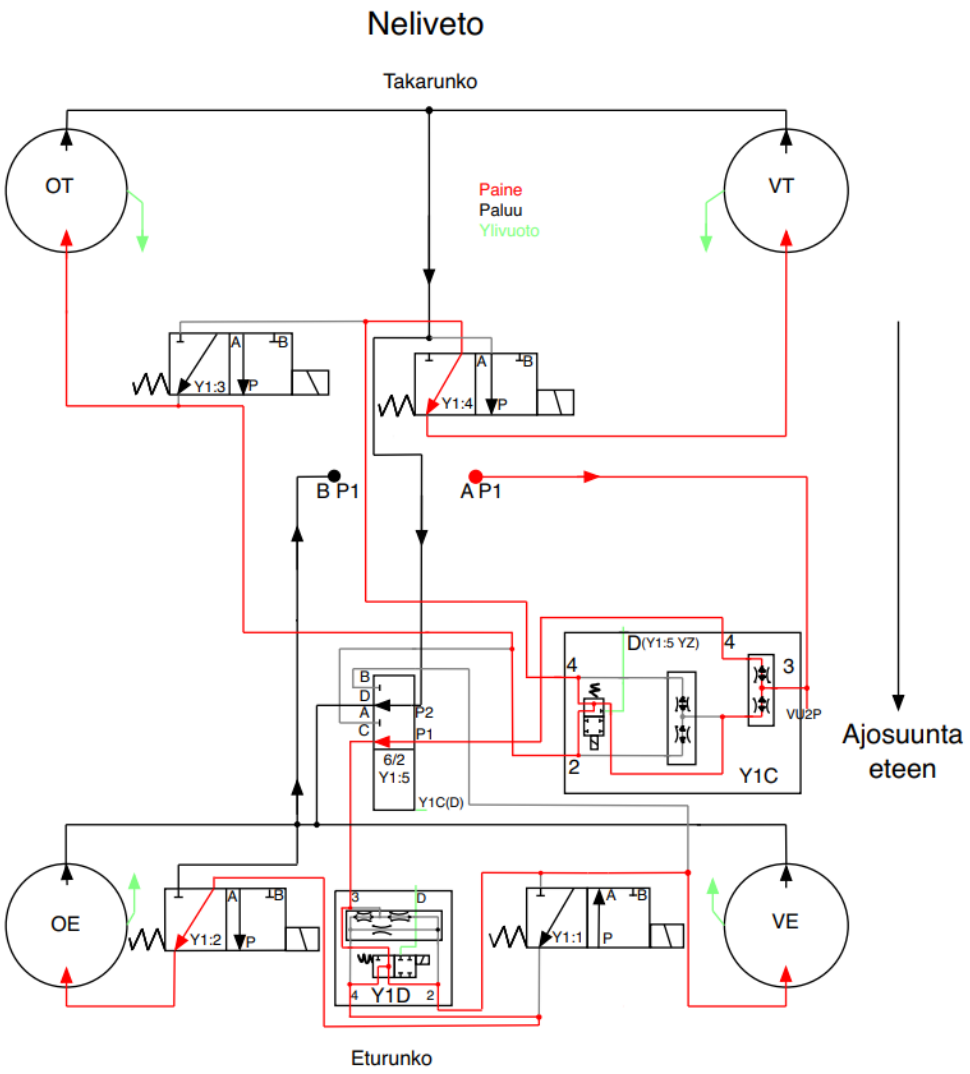
Venttiili	**Koodi kaaviossa**	**Hydrauliikan kytkennät**	**Toiminta**
3/2	Y1:1	P-A auki	Ristiveto
		P-B tulpattu	4- ja 2-veto
3/2	Y1:2	P-A auki	Ristiveto
		P-B auki	4- ja 2-veto
3/2	Y1:3	P-A auki	Ristiveto
		P-B tulpattu	4- ja 2-veto
3/2	Y1:4	P-A auki	Ristiveto
		P-B auki	4- ja 2-veto
6/2	Y1:5	P1-A, P2-B auki	Takaveto tai etuveto
		P1-C, P2-D auki	Neliveto ja ristiveto
4/2	Y1C	P-AB auki	Virtaus venttiilin läpi
		P-tulpattu	Taka-akselin luistonrajoitus
4/2	Y1D	P-AB auki	P-AB virtaus venttiilin läpi
		P-tulpattu	Etuakselin luistonrajoitus

Venttiilien koodit olivat komponenteissa valmiina, joten niitä ei nähty tarpeelliseksi muuttaa.

Esiteltävien eri ajotilojen kytkentäkaavioiden on tarkoitus esittää kytkennät mahdollisimman selkeästi.

3.1 Neliveto

Ensimmäiseen iteraatioon valittiin ajopumpun virtaussuunnaksi A→B ja suuntaventtiilit (3/2, 4/2 ja 6/2) jousivoimaa vasten kiinni. Yleisimmässä ajotilanteessa on energiatehokkainta pitää ohjaussolenoidit virrattomina. Alla (kuva 5) on esitelty virtaussuunnat pumpulta moottoreille tarvittavine venttiilien kytkentäasentoineen ajettaessa nelivetoisena eteenpäin.

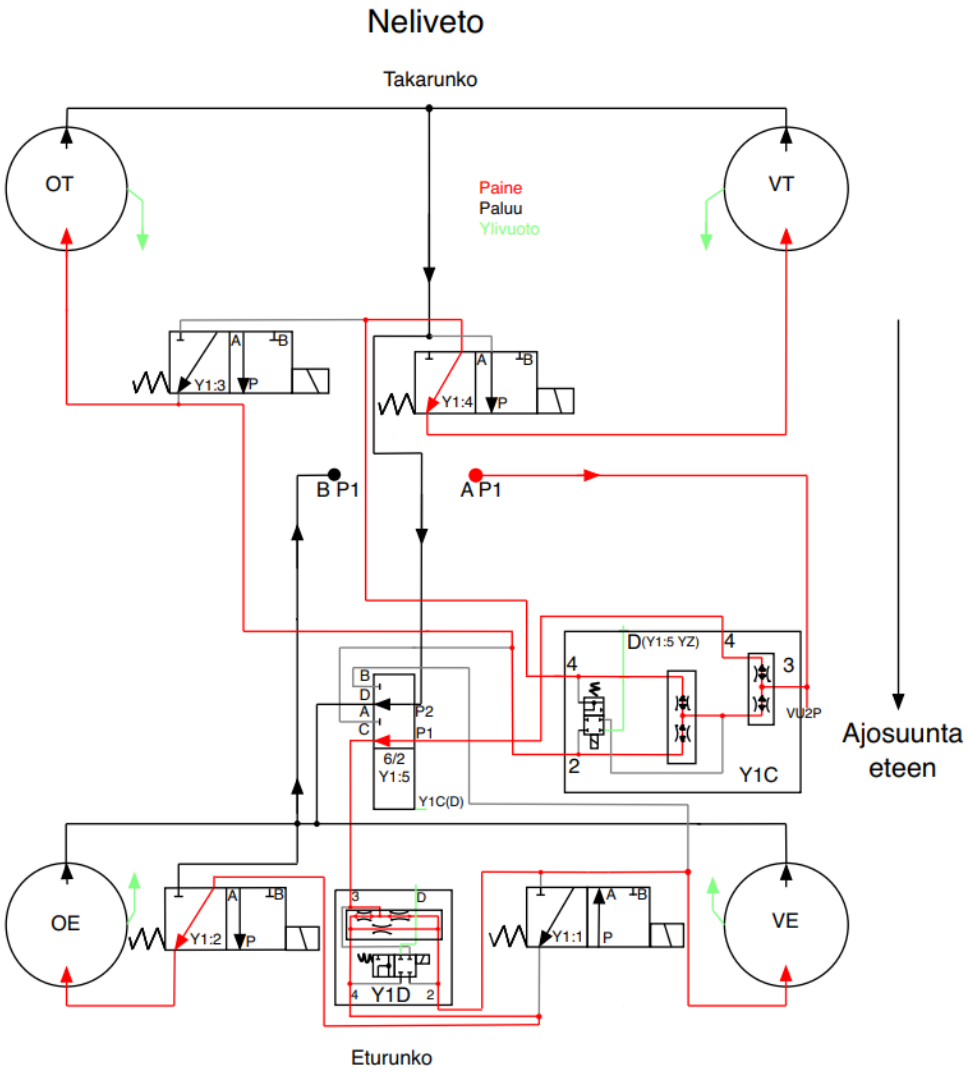


Kuva 5. Neliveto eteenpäin.

Tässä ajotilassa kuvassa näkyvät Y1C- ja Y1D-lohkojen 4/2-venttiilit on kytketty johtamaan tilavuusvirta pienimmän vastuksen omaavaa reittiä suoraan moottoreille.

3.2 Neliveto luistonrajoituksella

Huonoissa ajo-olosuhteissa, kuten lumessa tai mudassa, renkaiden pito saattaa heikentyä. Tällöin moottoreita pyörittävä tilavuusvirta jakautuu herkimmin sinne, missä renkaiden pyörittämiseen tarvitaan vähiten voimaa. Näissä tilanteissa tarvitaan renkaiden luiston rajoitusta. Edellisestä nelivetoajotilasta on johdettavissa luistonrajoitusominaisuus, kun tiedetään siihen tarvittavat komponentit. Y1C- ja Y1D-lohkojen 4/2-venttiilit kytketään virrallisiksi, jolloin niiden kanavat sulkeutuvat ja tilavuusvirta pakko-ohjautuu virtauksenjakoventtiilien kautta. Alla virtauksen jakautuminen (kuva 6).



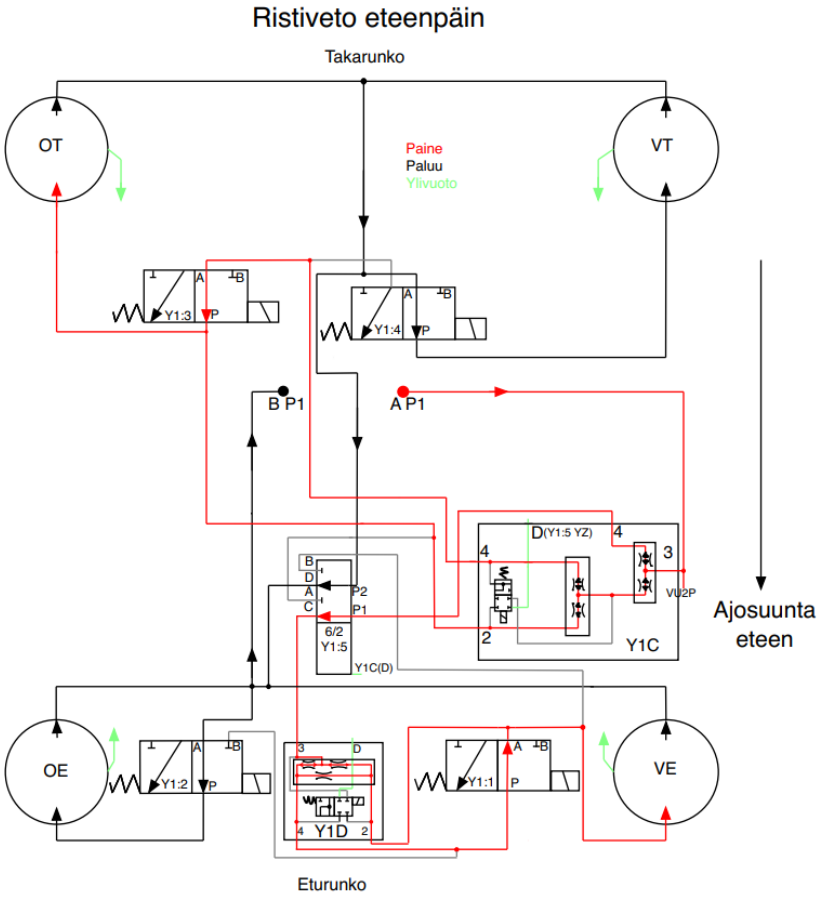
Kuva 6. Neliveto eteenpäin luistonrajoituksella.

Luistonrajoitus on mahdollista toteuttaa erikseen molempien akseleiden ajomoottoreiden välillä.

3.3 Ristiveto

Venttiilien asentoja tutkimalla iteroitiin ristivetoajotila. Tässä kytkennässä ajovoimansiirron pumpun tilavuusvirta johdetaan neljän moottorin sijasta kahdelle: oikealle takamoottorille ja vasemmalle etumoottorille. Kyseisellä kytkennällä on teoriassa mahdollista saavuttaa suurempi maksiminopeus, mutta kytkentää voi käyttää ainoastaan eteenpäin ajoon.

Riittävän simuloinnin puuttuessa kytkennän käytännön ominaisuuksia päästään tutkimaan vasta koneen ollessa ajokuntoinen. Alla ristivetoajotilan kytkentä (kuva 7).



Kuva 7. Ristiveto eteenpäin.

Tämän ajotilan perusteella hyötysuhteita tutkivaksi piiriksi valitaan oikea taka-piiri. Taka-akselilla on koneen rakenteen takia enemmän massaa kuin edessä ja oikea takamoottori on lähes kaikissa ajotiloissa toiminnassa, joten kyseistä moottoria kuormitettaessa sen tulo- ja lähtöportin välillä vaikuttaa suurimmat paine-erot.

3.4 Muut ajotilat

Koneella voi myös peruuttaa. Kytkentöjen perusteella se on rajoitetumpaa kuin eteenpäin ajaessa, sillä pumpun tilavuusvirta johdetaan suoraan etu- ja takapiirin haarakohtiin ja moottoreille. Tätä päästään tutkimaan tarkemmin koneen ollessa ajokuntoinen.

Lisäksi teoreettisia ajotiloja on kaksiveto, jossa taka-akseli työntää eteenpäin, sekä kaksiveto, jossa etuakseli työntää konetta taaksepäin.

4 Ajovoimansiirron hyötysuhteiden laskeminen

4.1 Hydrauliöljyn vaikutukset

Hydraulista tehoa välittävä öljy aiheuttaa virratessaan tehohäviöitä. Järjestelmässä käytetyn öljyn viskositeetin täytyy olla tietyn suuruinen, jotta tehohäviöt pysyvät riittävän pieninä ja voitelukyky mahdollisimman hyvänä. Liian suuri viskositeetti kasvattaa vastushäviöitä, jotka aiheuttavat öljyn ja koko järjestelmän lämpenemistä. Liian pieni viskositeetti taas lisää vuotohäviöitä ja heikentää öljyn voitelukalvoa. Öljyn lämpeneminen ilmenee nesteen virtaussuunnassa tapahtuvana paineen alenemisena. (Kauranne ym. 2013: 123.)

4.2 Ajovoimansiirron tehon tarve

UGV-e:n liikuttamiseen käytettävissä oleva voima pyörän kehällä riippuu koneen liikuttamista vastustavista voimista (kaava 1):

$$F_{pk} = F_{viv} \pm F_{iv} \pm F_{nv} \pm F_{kv} \pm F_{vev} \pm F_{vsv} \tag{1}$$

jossa F_{pk} on voima pyörän kehällä, F_{viv} on vierinvastus, F_{iv} on ilmanvastus, F_{nv} on nousuvastus, F_{kv} on kiihdytysvastus, F_{vev} on vetovastus ja F_{vsv} on voimansiirron vastus. (Auton dynamiikka A: 2.)

Kunkin vastusvoiman kuluttama teho saadaan kertomalla kyseinen voima ajonopeudella (kaava 2):

$$P_{häviö} = F_{vastus} * v_{UGV} \tag{2}$$

jossa $P_{häviö}$ on häviöteho [W], F_{vastus} on vastusvoima [N] ja u_{ugv} koneen ajonopeus [m/s].

4.3 Hydraulijärjestelmän hyöty- ja häviötehot

Ajovoimansiirron hyötytehoa ovat seuraavat:

Ajomoottorista ulos saatu mekaaninen teho (kaava 3):

$$P_{mek} = 2 * \pi * n * M \tag{3}$$

jossa P_{mek} on mekaaninen teho [W], n on moottorin pyörintänopeus [rpm] ja M on moottoria kuormittava vääntömomentti [Nm].

Ajomoottoriin sisään viety hydraulinen teho (kaava 4):

$$P_{hyd} = q_v * \Delta p \tag{4}$$

jossa P_{hyd} on hydraulinen teho [W], q_v on tilavuusvirta [m^3/s] ja Δp on paine-ero [Pa] moottorin tulo- ja lähtöportin välillä.

Muu osa järjestelmän tehosta on häviötehoa eli lämpötehoa [W]. Tutkittavan hydraulipiirin letkuille ja venttiileille voidaan määrittää häviöteho (kaava 5):

$$P_{häviö} = q_v * \Delta p \tag{5}$$

jossa $P_{häviö}$ on häviöteho [W], q_v on tilavuusvirta [m^3/s] ja Δp on paine-ero [Pa] komponentin yli. (Kauranne ym. 2013: 83.)

4.4 Ajomoottorin hyötysuhteet

Ajomoottori tuottaa sekä hyöty- että häviötehoa (kaava 6).

$$P_{hyd} = P_{mek} + P_{häviö} \tag{6}$$

jossa P_{hyd} on sisään viety hydraulinen teho eli ottoteho [W], P_{mek} on ulos saatu mekaaninen teho eli antoteho [W] sekä $P_{häviö}$ on moottorin tuottama häviöteho [W].

Yllä olevassa kaavassa esiteltyä häviötehoa $P_{häviö}$ ei voida määrittää tilavuusvirran ja paineen tulona tehoa muodosta toiseen muuttavan moottorin

tapauksessa. Tehohäviö muodostuu virtaushäviöiden lisäksi vuodoista sekä mekaanisista kitkoista. Moottorin hyöty- ja häviötehoja vertailtaessa puhutaan hyötysuhteista. Moottorin kokonaishyötysuhteeseen vaikuttaa sekä volumetrinen että mekaanishydraulinen hyötysuhde. (Kauranne ym. 2013: 78.)

4.4.1 Volumetrinen hyötysuhde

Volumetrinen hyötysuhde kuvaa moottorille tuotavan tilavuusvirran suhdetta todelliseen moottoria pyörittävään tilavuusvirtaan. Moottoria pyörittävä tilavuusvirta on pienempi moottorille tuotavaan tilavuusvirtaan nähden. Tämä johtuu siitä, että tulo- ja lähtöliitäntöjen välissä vaikuttava paine-ero saa rakenteessa aikaan sekä sisäisiä että ulkoisia vuotoja. (Kauranne ym. 2013: 178.)

4.4.2 Mekaanishydraulinen hyötysuhde

Mekaanishydraulinen hyötysuhde kuvaa mekaanisten ja hydraulisten häviöiden vaikutusta. Näitä ovat liikkuvien osien väliset kitkat sekä viskoosikitka ja nesteen nopeuden muutokset. (Kauranne ym. 2013: 180.)

4.4.3 Kokonaishyötysuhde

Kokonaishyötysuhde lasketaan antotehon ja ottotehon suhteesta (kaava 7):

$$\eta_t = \frac{P_{mek}}{P_{hyd}} \tag{7}$$

jossa η_t on kokonaishyötysuhde [-], P_{mek} on ulos saatu mekaaninen teho eli antoteho [W] ja P_{hyd} on sisään viety hydraulinen teho eli ottoteho [W].

Ajomoottorista ulos saatu mekaaninen antoteho voidaan laskea hyötysuhteen avulla (kaava 8):

$$P_{mek} = q_v * \Delta p * \eta_t \tag{8}$$

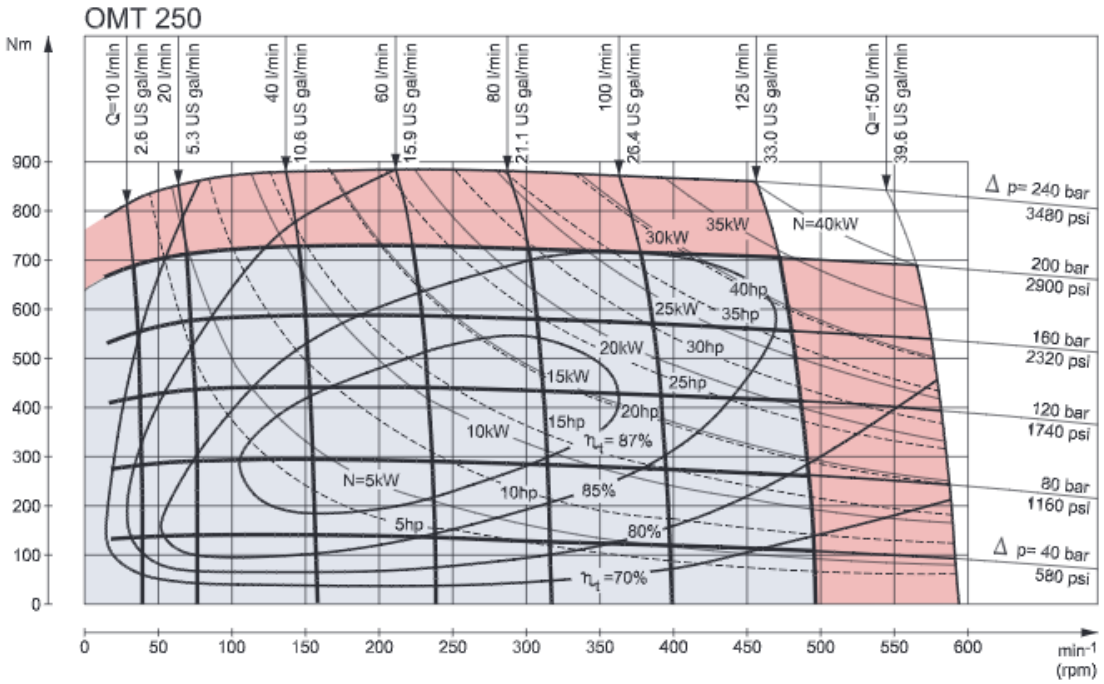
jossa P_{mek} on antoteho [W], q_v on moottorille tuotu todellinen tilavuusvirta [m^3/s], Δp on paine-ero moottorin yli [Pa] ja η_t on kokonaishyötysuhde.

Kokonaishyötysuhteen voi laskea myös volumetrisen ja mekaanishydraulisen hyötysuhteen tulona (kaava 9):

$$\eta_t = \eta_{vol} * \eta_{hm}. \tag{9}$$

Volumetriselle ja mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle on ominaista, että niiden arvot muuttuvat toimintaolosuhteiden, kuten paineen ja pyörimisnopeuden, muuttuessa.

Hydraulipumppu- ja moottorivalmistajat julkaisevat yleensä tuotteidensa datalehtien yhteydessä simpukkakaavion, johon hyötysuhteeseen vaikuttavat suureet on merkitty (kuva 8).



Kuva 8. Sauer Danfoss OMT 250 -ajomoottorin simpukkadiagrammi (Ajomoottori).

Tällaista kaaviota apuna käyttäen voidaan arvioida kyseisen moottorin soveltuvuutta haluttuun käyttötarkoitukseen. Kaaviosta näkee esim. miten paine-ero (bar) vaikuttaa tilavuusvirran ja (l/min) ja pyörintänopeuden (rpm) suhteeseen. Paine-eron suuretessa tarvitaan suurempi tilavuusvirta, jotta haluttu pyörintänopeus saavutetaan.

4.5 Letkujen ja venttiilien hyötysuhteet

Letkut ja venttiilit aiheuttavat virtausta vastustaessaan häviötehoa. Hyötysuhde letkun tai venttiilin sisäänmenon ja ulostulon välisestä häviöstä on laskettavissa kaavojen 10, 11 ja 12 avulla:

$$P_{out} = q_v * p_{out} \tag{10}$$

jossa P_{out} on teho [W], q_v tilavuusvirta [m^3/s] ja p_{out} on paine [Pa] virtauskanavan ulostulossa.

$$P_{in} = q_v * p_{in} \tag{11}$$

jossa P_{in} on teho [W], q_v tilavuusvirta [m^3/s] ja p_{in} on paine [Pa] virtauskanavan sisäänmenossa.

$$\eta_t = \frac{P_{out}}{P_{in}} \tag{12}$$

η_t on hyötysuhde [-], P_{out} teho virtauskanavan ulostulossa [W] ja P_{in} sisäänmenossa [W].

Häviötehoa aiheuttavat häviöt voidaan jakaa kahteen ryhmään: kitka- ja kertavastushäviöihin. (Kauranne ym. 2013: 78.)

4.5.1 Kitkavastushäviöt

Virtausta vastustavat voimat aiheuttavat kitkavastushäviöitä. Vastustavia voimia aiheuttavat sekä öljyn sisäiset, että öljyn ja virtauskanavan väliset kitkat. Kitkavastushäviöt havaitaan virtauskanavan päiden välisenä paine-erona, eli painehäviönä.

Kitkavastuksia voidaan arvioida laskennallisesti (kaava 13):

$$p_{kiva} = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{\rho}{2} * v^2 \tag{13}$$

jossa p_{kiva} on kitkavastushäviö [Pa], l on virtauskanavan pituus [m], d on virtauskanavan halkaisija [m], ρ on öljyn tiheys [kg/m^3], v on öljyn virtausnopeus [m/s] ja λ on kitkavastuskerroin [-]. (Kauranne ym. 2013: 25.)

4.5.2 Kertavastushäviöt

Myös kertavastushäviöt näkyvät hydraulijärjestelmässä paine-eroina öljyn virratessa komponentin, kuten hydrauliventtiilin, läpi. Komponenttien kertavastushäviöt riippuvat komponentin virtausgeometrian lisäksi virtausnopeudesta sekä öljyn viskositeetista. Valmistajat ilmoittavat mitattuja tai laskennallisesti määritettyjä häviökäyrästöjä komponenteilleen.

Kertavastushäviötä voidaan arvioida laskennallisesti (kaava 14):

$$p_{keva} = \xi * \frac{\rho}{2} * v^2 \tag{14}$$

jossa p_{keva} on kertavastushäviö [Pa], ξ on kertavastuskerroin [-], ρ on öljyn tiheys [kg/m^3] ja v = öljyn virtausnopeus [m/s].

Kertavastuskerroin määritellään virtauskanavan rakenteesta ja Reynoldsin luvusta. Jos järjestelmässä on useita kertavastushäviöitä aiheuttavia osia

sarjassa, kokonaisvastusta ei voida ratkaista näiden summana. (Kauranne ym. 2013: 65.)

4.6 Muut häviöt ja hyötysuhteet

Planeettavaihteistossa häviöitä tapahtuu laakereissa, tiivisteissä ja hammaskosketuksissa. Vaihteistoöljyn viskositeetti vaikuttaa hyötysuhteeseen sitä nostaen tai laskien. (Airila ym. 1985: 359.)

Pyörän pyöriessä sen ja maanpinnan välillä muodostuu vierinvastusta, joka aiheuttaa tehohäviötä.

Pyörän vierinvastuksen ja planeettavaihteen vastusten kuluttama teho voidaan laskea kaavasta 15:

$$P_v = F_v * v_{ugv} \tag{15}$$

jossa P_v on pyörän ja planeettavaihteen kuluttama teho [W], F_v on pyörän ja planeettavaihteen vastusvoimat [N] ja v_{ugv} koneen ajonopeus [m/s].

4.7 Järjestelmän kokonaishyötysuhde

Kokonaishyötysuhde voidaan laskea osajärjestelmien hyötysuhteiden tulona, koska kyseessä on sarjaan kytketty järjestelmä (kaava 16):

$$\eta_{kok} = n_m * n_l * n_v * n_{pv} * n_p \tag{16}$$

jossa η_{kok} on kokonaishyötysuhde, η_m on ajomoottorin hyötysuhde, η_l on letkujen hyötysuhde, η_v on venttiilien hyötysuhde, η_{pv} on planeettavaihteen hyötysuhde ja η_p on pyörän hyötysuhde.

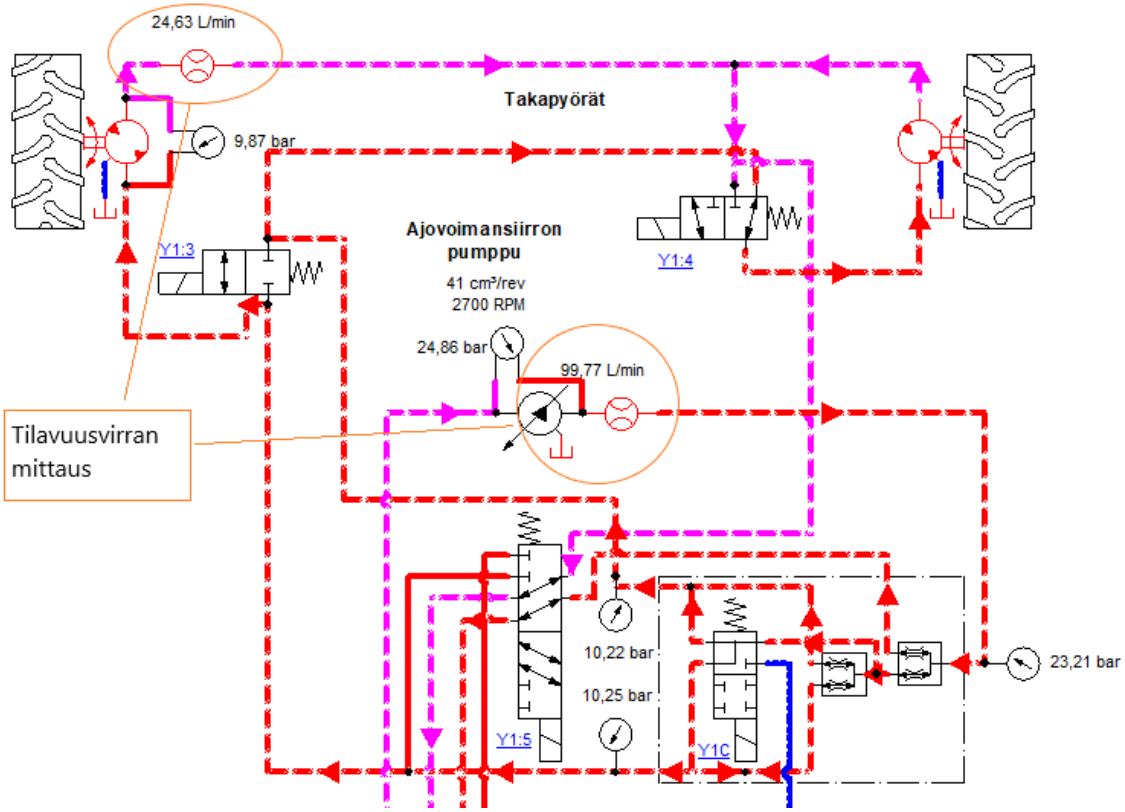
5 Hyötysuhteiden mittaaminen

Hyötysuhteiden laskeminen koneen järjestelmästä on mahdollista mittaamalla tarvittavia suureita. Näitä ovat järjestelmän eri kohdissa vaikuttavat tilavuusvirrat, paineet sekä lämpötilat. Lisäksi mitataan moottoreiden ja pumppujen pyörimisnopeuksia.

5.1 Mittausten simulointi

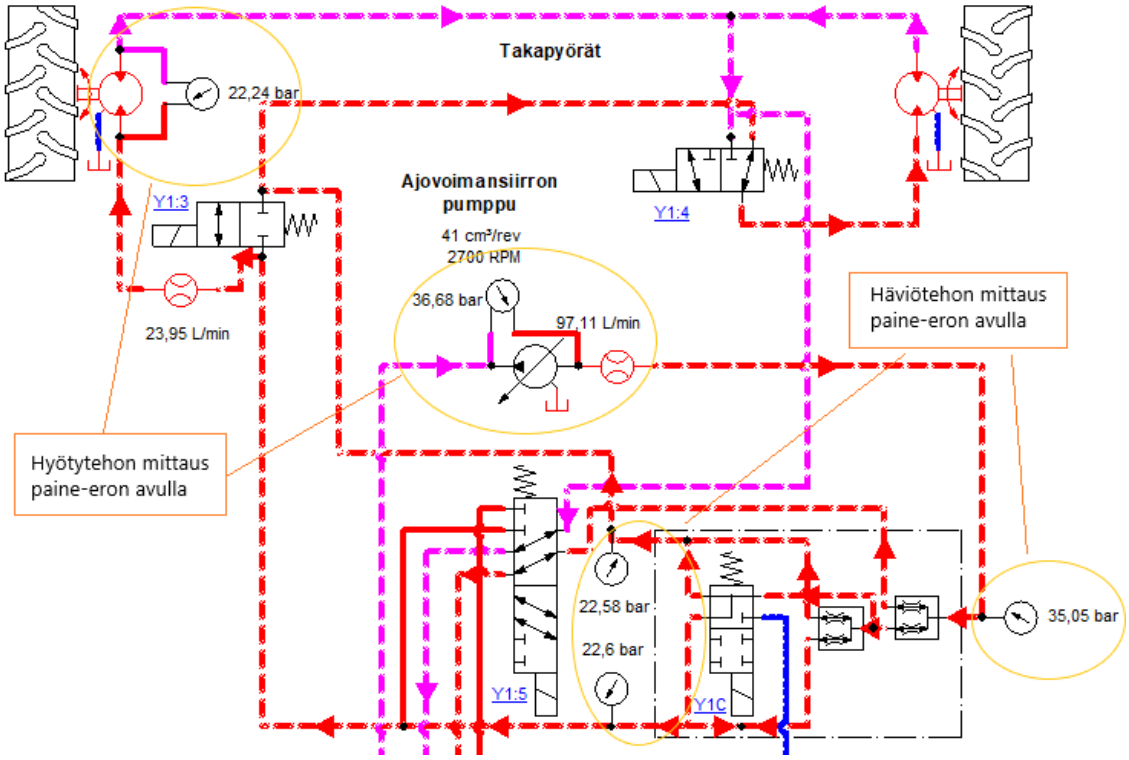
UGV-e:n ajovoimansiirron toimintaa simuloitiin Automation Studio -ohjelmalla. Alun perin simulointia ei ollut tarkoitus käyttää opinnäytetyössä, mutta lopulta sitä päätettiin käyttää tukemaan järjestelmän toimintalogiikan varmentamisessa.

Tilavuusvirran mittausta varten ajovoimansiirron pumpun ja oikean taka-ajomoottorin väliseen linjaan lisättiin anturit (kuva 9).



Kuva 9. Tilavuusvirran mittaus Automation Studio -simulaatiossa.

Haluttujen paineiden mittaamiseksi ajovoimansiirron pumpun ja oikeanpuoleisen ajomoottorin välille lisättiin paineantureita (kuva 10).



Kuva 10. Paineanturit Automation Studio -simulaatiossa.

Simulaatiossa esitetyillä paineantureilla saadaan mitattua

- pumpun yli vaikuttava paine-ero
- pumpun ja Y1C-venttiilin yhdistävän letkun päiden välillä vaikuttava paine-ero
- Y1C-venttiilin yli vaikuttava paine-ero
- Y1C-venttiilin ja ajomoottorin yhdistävän letkun päiden välinen paine-ero
- ajomoottorin yli vaikuttava paine-ero
- ajomoottorin ja pumpun välisen letkun päiden välinen paine-ero.

Testisimuloinnissa pumpun tuottamaa todellista tilavuusvirtaa mitattiin sijoittamalla yksi anturi pumpulta lähtevään linjaan. Ajovoimansiirron pumpun tuottama kokonaistilavuusvirta jaettiin neljällä, joten siitä saatiin yhdelle ajomoottorille ohjattu tilavuusvirta.

Toinen anturi sijoitettiin taka-akselin oikeanpuoleisen ajomoottorin paluulinjaan (kuva 9). Ennen ja jälkeen moottoria mitatuista tilavuusvirroista pystyi arvioimaan ulkoiseen ylivuotoon siirtynyttä tilavuusvirran suuruutta. Epätarkkuutta tähän mittaukseen aiheutti se, että ajomoottorin sisäisen ylivuodon aiheuttamaa tehohäviötä ei voi nähdä. Toinen epätarkkuus liittyi ajomoottorille ohjatun tilavuusvirran määrään: jokaisen pyörän tulisi pyöriä koko ajan samalla nopeudella. Todellisuudessa koneella olisi ajettava tasaista tietä suoraan, sillä kaarteissa tai epätasaisella alustalla renkaiden pyörintänopeuksissa ja siten tilavuusvirroissa olisi heittoja.

5.2 UGV-e:n mittausjärjestelmä

Ajovoimansiirron piiriin on tarkoitus lisätä paineantureita mittaamaan pumpun ja moottorin yli vaikuttavia paine-eroja simulaatiossa esitellyn kytkennän kaltaisesti. Ajovoimansiirron pumpussa on valmiiksi paikat paineantureille molemmissa lähdöissä. Muille antureille on lisättävä liitosadapterit.

Yksittäisten letkujen ja venttiilien vaikutus painehäviöihin on arvioitu suhteellisen pieneksi, joten ajopumpun painelähdössä sekä ajomoottorin tuloportissa olevien paineanturien mittaaman paine-eron pitäisi kertoa riittävästi venttiileissä ja letkuissa tapahtuvasta häviöstä.

Paine-antureiksi valittiin yhdistelmäanturit, jotka mittaavat sekä painetta että lämpötilaa.

Sopivia tilavuusvirta-antureita ei ole vielä löydetty, sillä anturi, joka mittaa sekä riittävän suurta tilavuusvirtaa että kestää suurta painetta on kallis. Tästä syystä

on vielä selvityksen alla, mistä kohtaa tai kohdista linjaa tilavuusvirtaa kannattaa mitata, niin että se olisi kustannustehokasta.

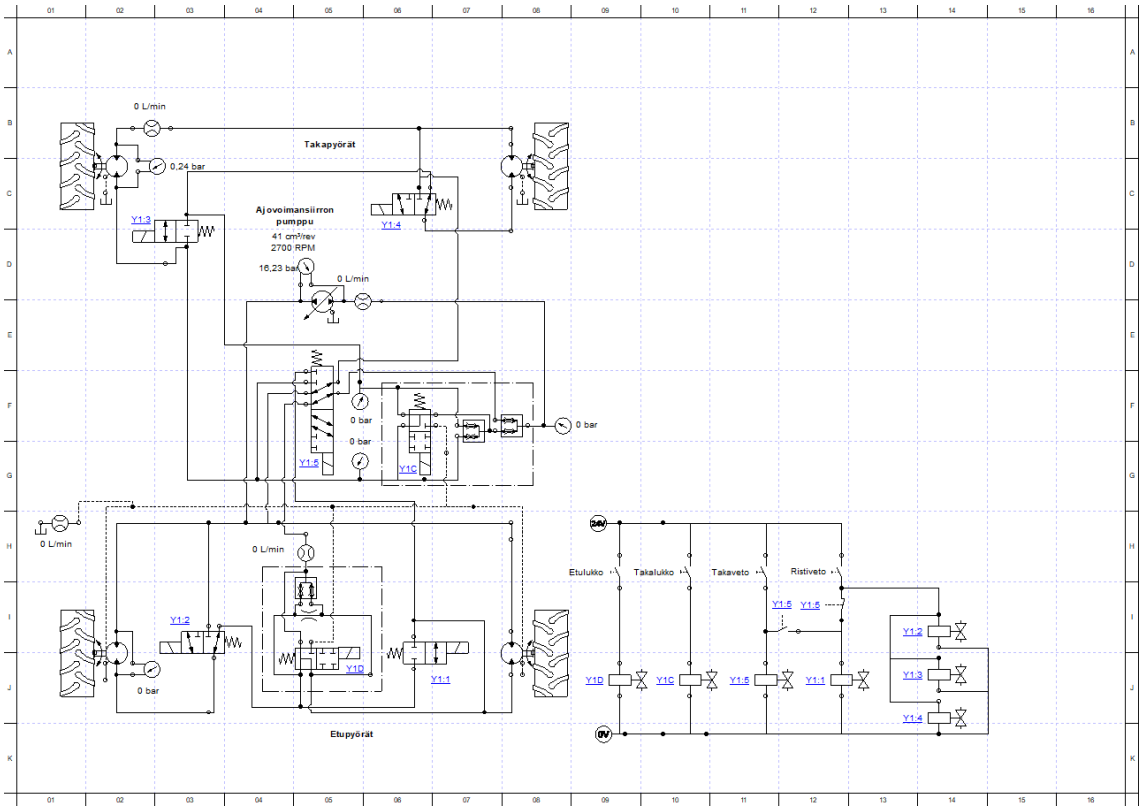
Fyysisten antureiden ja niiden johdotusten lisääminen edellyttää hydraulijärjestelmän kytkentöjen tuntemista sekä ohjauslogiikka edellyttää järjestelmän koodausta.

6 Johtopäätökset ja jatkotoimenpiteet

6.1 Hyödyt ja kehityskelpoisuus

UGV-e:n hydraulijärjestelmän läpikäyminen opinnäytetyön ohessa on ollut hyödyllistä projektin kokonaisuuden kannalta. Koska koneen ohjainlaitteet päivitetään eri valmistajan tuotteisiin, koko ohjauslogiikka on koodattava uudelleen. Tämä edellyttää sitä, että koodattavien komponenttien oikeat toiminnot kytkentöineen ovat selvillä. Opinnäytetyössä hydrauliikan komponentit kytkentöineen selvitettiin ja päivitettiin toimintolistaan (liite 1). Tämän listan avulla järjestelmän koodaaminen on paljon suoraviivaisempaa.

Lisäksi Automation Studio -ohjelman avulla varmennettiin eri ajotilojen kytkennät (kuva 11).



Kuva 11. Ajovoimansiirron ohjauskytkentöjä Automation Studio -ohjelmassa.

Ennen opinnäytetyössä suunniteltuja mittausjärjestelyjä koneen koko järjestelmän virrankulutusta olisi voinut arvioida ainoastaan käyttötilanteen perusteella sähkömoottorin virran kulutuksesta. Työ- ja ajovoimansiirron piirien ottamaa tehoa pystyisi karkeasti laskemaan ajotilanteen mukaan. Kun laitteella ajetaan tasaista tietä, työpiirin toiminnoista mukana on vain ohjauksen sylinterit eli suurin osa sähkömoottorin virrasta menee ajovoimansiirron piiriin. Jos ajetaan epätasaisessa maastossa, mukaan tulee ohjaussylinterien lisäksi pyöräkohtaisten tukivarsien sylintereiden ohjaus. Jos koneeseen lisätään nosturi tai muita varusteita, joita käytetään koneen ollessa paikoillaan, virran kulutus muodostuu suurimmaksi osaksi työpumpun ottamasta virrasta.

Anturien lisäämisellä on vaikutusta erityisesti ajovoimansiirron piirin toimintojen seuraamiseen. Sähkömoottorin pyörintänopeutta säätämällä ajovoimansiirron piirin pumpun kierrostilavuus voidaan pitää parhaan volumetrisen hyötysuhteen alueella. Toisaalta järjestelmän yksinkertaisuus pitää saadun hyödyn todennäköisesti pienenä.

6.2 Kehityskelpoisuus

Mittausjärjestelmää voisi jatkokehittää lähes rajattomasti. Pelkästään ajovoimansiirron piiriin voisi lisätä useita tilavuusvirta- ja paineantureita tarkemman mittaustuloksen saamiseksi. Työvoimansiirron piiriin voisi myös lisätä tilavuusvirta-antureita. Paineantureita siinä jo on ja niistä saatavan mittadatan hyväksi käyttäminen edellyttää oikeastaan vain tarvittavan koodin lisäämistä ohjausjärjestelmään.

UGV-e:n järjestelmän mittadataa voisi kerätä ja lähettää esimerkiksi johonkin pilvipalveluun. Tämän jälkeen data olisi luettavissa etänä. Datasta voisi olla luettavissa esimerkiksi koneen virrankulutus, akun jäljellä oleva kapasiteetti tai mitä tahansa parametrejä, mitä järjestelmä sinne antaa tallentaa.

6.3 Jatkotoimenpiteet

Käytännön mittausjärjestelmää kehitetään ja rakennetaan UGV-e:n rakentamisen ohessa. Tavoitteena on, että hyötysuhteiden mittaamista sekä koneen kaikkia ajotiloja päästäisiin testaamaan käytännössä keväällä 2023.

7 Yhteenveto

Opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää UGV-e:n hydraulijärjestelmän toiminta sekä kehittää sähköhydrostaattisen hybridiajovoimansiirron hyötysuhteiden mittausjärjestelmää. Työn edetessä havaittiin haasteita järjestelmän tiettyjen osa-alueiden ja niihin liittyvien komponenttien toiminnan selvittämisessä. Koneen toimiessa vuosien mittaan alustana erilaisissa projekteissa siihen tehdyistä muutoksista ei ollut kunnollista dokumentointia. Tästä syystä kaikista koneessa olevista osista ei ole täydellistä varmuutta, ovatko ne juuri niitä, mitä niiden oletetaan olevan. Esimerkiksi ajomoottoreista saatiin datalehdet projektissa aiemmin toimineen yrityksen edustajalta, mutta koska itse komponentit ovat suljetussa tukivarressa, niiden tarkkaa mallia ei purkamatta pysty toteamaan. Kun kone saadaan käyttökuntoon, niiden toiminta selviää viimeistään silloin.

Mittausjärjestelmä ei ole vielä valmis, sillä erityisesti käyttöönottovaiheessa toimintoja on vielä tutkittava manuaalisesti. Käytännössä ainakin ajomoottorien ylivuodoista lasketaan öljyä mitta-astioihin ja verrataan niiden määriä toisiinsa. Koneen komponentit ovat vanhoja, joten kalliita mittalaitteita ei kannata ostaa, ennen kuin selkeät kulumisesta johtuvat poikkeamat on selvitetty.

Itse tekijälleen opinnäytetyö on ollut sopivan haastava, sillä hydrauliikkajärjestelmä tällaisessa laajuudessaan ei ollut tuttua. Työtä tehdessä henkilökohtaiset opinnäytetyöhön liittymättömät tavoitteet tuli täytettyä, sillä tavoitteena oli päästä tekemään työtä, jossa tarvitaan insinööriopinnoissa opetettuja asioita.

Insinöörityön yksi suurimpia hyötyjä on ollut se, että koneen hydraulijärjestelmä saatu kartoitettua ja dokumentoitua. Järjestelmän mahdollisuudet ja puutteet huomioon ottaen konetta voidaan tulevaisuudessa jatkokehittää kohti autonomista liikkumista.

Lähteet

Airila, Mauno. Karjalainen, Jussi A. Mantovaara, Urpo. Nurmi, Lasse. Ranta, Aarno. Verho, Arto. 1985. Koneenosien suunnittelu, Tehonsiirto 3. Oppikirja. Helsinki: WSOY.

Ajomoottori. OMT technical information. Datalehti. Danfoss.

Aksiaalimäntäpumppu. Series 42 closed circuit axial piston pumps. Datalehti. 2016. Danfoss.

Kauranne, Heikki. Kajaste, Jyrki. Vilenius, Matti. 2013. Hydraulitekniikka. Oppikirja. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Metropolia. Auton dynamiikka A. Ajoneuvotekniikan oppimateriaali.

Virtauksenjakoventtiili. Flow divider-combiner valve. Datalehti. 2019. SUN Hydraulics.

UGV-e komponentti-toimintolista

Ajovoimansiirto.

UGV-e 010622 eteenpäin (pohja perustuu Rakkatec 3000)

Valkea	olemassa ja paikoilllaan
Punainen	ei ole fyysistä osaa
Harmaa	ei vielä uudessa kaaviossa

	ok/ei	Ajohydrau liikka	Ohjainlaitteen liitin+pinni	venttiilityyppi	sijainti	Liitännät hydrauliikalle							Sähkökytkentä		Toiminnan kuvaus
<2A		Y1.1		3/2_1/2"	vasen etu	P		A	B				172		virrallisena P->A (ristiveto, oik.taka, vas.etu), virrattomana kiinni (P->B tulpattu); 4- ja 2-veto
<2A		Y1.2		3/2_3/4"	oikea etu	P		A	B				172		virrallisena P->A (ristiveto, oik.taka, vas.etu), virrattomana P->B; 4- ja 2-veto
<2A		Y1.3		3/2_1/2"	oikea taka	P		A	B				152		virrallisena P->A (ristiveto, oik.taka, vas.etu), virrattomana kiinni (P->B tulpattu)
<2A		Y1.4		3/2_3/4"	vasen taka	P		A	B				152		virrallisena P->A (ristiveto, oik.taka, vas.etu), virrattomana P->B; 4- ja 2-veto
<2A		Y1.5		6/2_3/4"	runkonivel	P1	P2	A	B	C	D		172		virrattomana CD auki (4- tai ristiveto), virrallisena AB, eli 2-veto (etu- tai taka-akseli)
PWM		Y1A		proportionaali	ajopumppu			A					172	>152	ajopumpun tilavuuden säätö eli nopeuden muutos eteenpäin ajaessa
PWM		Y1B		proportionaali	ajopumppu				B				172	>152	ajopumpun tilavuuden säätö eli nopeuden muutos taaksepäin ajaessa
<2A		Y1C		Jakoventtiili 4/2	runkonivel								172		Virranjakoventtiili, virrallisena P->AB kiinni, taka"lukko" päällä. Virrattomana P->AB auki.
<2A		Y1D		Jakoventtiili 4/2	etu lattia								172		Virranjakoventtiili, virrallisena P->AB kiinni, etu"lukko" päällä. Virrattomana P->AB auki.
<1A		Y1BR		3/2_3/8"	runkonivel								172		Ajomoottoreiden jousikuormitteisten jarrujen vapauttaminen