

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

ANTTI RAUTAMIES

AUMANSEKOITTAJAN VOIMANSIIRTO

Diplomityö

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone-, ja
materiaalitekniikan tiedekunnan
kokouksessa 3. marraskuuta 2010

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

RAUTAMIES, ANTTI: Aumansekoittajan voimansiirto

Diplomityö, 74 sivua, 4 liitesivua

Lokakuu 2010

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala

Avainsanat: Hydrostaattinen voimansiirto, säädettävyys, saatavuus, kustannukset

Aumansekoittaja on laite, jota käytetään yleisimmin kompostiaumojen sekoittamiseen materiaalin ilmastamiseksi, joka on välttämätöntä tehokkaan ja tavoitellun maatumisprosessin ylläpitämisen takia. Tässä diplomityössä arvioidaan ALLU AS - aumansekoittajan mekaanisen sekoitusvoimansiirron ja hydraulijärjestelmän muutostarpeita taustaksi laitteen valmistuksen jatkamispäätökselle, sekä mahdollista seuraavan sukupolven laitetta varten. Lisäksi työssä arvioidaan pintapuolisesti kilpailijoiden teknistä tasoa ja ratkaisuja.

Voimansiirtoratkaisuista erityistarkasteluun otetaan tässä yhteydessä useiden kilpailijoiden käyttämä hydrostaattinen voimansiirto, joka on tämänkaltaisessa sovelluksessa melko tyypillinen ratkaisu sen säädettävyiden ja sen mahdollistaman joustavan komponenttisijoittelun takia. Tarkastelu tehdään mitoittamalla järjestelmä tähän laitteeseen ja etsimällä eri toteutustavoille sopia komponentteja. Hydrostaattisessa voimansiirrossa voiman ulosotto voidaan tässä sovelluksessa toteuttaa joko yhdellä tai kahdella hidaskäyntisellä hydraulimoottorilla, jotka kytketään sekoitusrumpuun ilman alennusvaihdetta, tai vaihtoehtoisesti yhdellä tai kahdella nopeakäyntisen moottorin ja alennusvaihteen yhdistelmällä. Kokonaisuuden kannalta todennäköisestiärkevin voimansiirtoratkaisu saadaan toteutettua hidaskäyntisillä hydraulimoottoreilla, jolloin minimaalisella komponenttimäärällä onnistuu sekä voiman siirtäminen, että tarvittavan alennussuhteen ja portaattoman säätöalueen toteuttaminen. Kahden hidaskäyntisen moottorin toteutukseen soveltuvien komponenttien saatavuus ja valikoima on myös kaikkein laajin. Hidaskäyntisten moottoreiden mitoitusmerkissä käytetään tässä Hägglundsin moottoreita ja nopeakäyntisten moottoreiden ja alennusvaihteiden esimerkissä Bosch Rexrothin komponentteja, mutta haluttaessa pohtia muiden komponenttien soveltuvuutta, voidaan tehtyä mitoitus joka tapauksessa käyttää taustana sitä varten.

Hydrostaattisen voimansiirron paremmuutta tai huonommuutta mekaaniseen voimansiirtoon verrattuna ei kuitenkaan voida yksiselitteisesti tämän työn perusteella sanoa. Vaikka hydrostaattinen voimansiirto on säädettävyiden ja komponenttisijoittelun kannalta mekaanista parempi, häviää se hyötysuhteessa mekaaniselle voimansiirrolle. Tässä sovelluksessa hyötysuhteen vaikutus vielä korostuu jonkin verran ja huonompi hyötysuhde aiheuttaa lisäksi myös selvästi aikaisempaa suuremman jäähdystarpeen. Hydrostaattisen voimansiirron kustannushaarukka on erittäin suuri, mutta parhaimmillaan sillä voidaan saada tähän sovellukseen mekaanista voimansiirtoa paremmat käyttöominaisuudet jopa pienemmillä kokonaiskustannuksilla.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

RAUTAMIES, ANTTI: Power train of a windrow turner

Master of Science Thesis, 74 pages, 4 Appendix pages

October 2010

Major: Hydraulics

Examiner: Professor Kalevi Huhtala

Keywords: Hydrostatic transmission, adjustability, availability, costs

Windrow turner is a machine which is commonly used for mixing and aerating compost windrows, which is necessary for maintaining effective and attempted type of decomposing process. The main priority of this Masters Thesis is to estimate how the mechanical power train and hydraulic system of the current ALLU AS -windrow turner could be developed. This Thesis also includes a light analysis of the competitors and it can be used as a background material when it is time to judge the future of the product.

A hydrostatic transmission is taken under special examination because it is quite typical technology in this kind of applications because of its good adjustability and flexible component placement, and it is also used by several competitors. The examination of the hydrostatic transmission is done by calculating and designing the system for this application, and by searching components for different solutions. In this application the hydraulic power can be transmitted back to mechanical power by one or two slow running radial piston hydraulic motors without any mechanical transmission, or by one or two fast running axial piston hydraulic motors with attached planetary gears. Probably the most reasonable power train is achieved by two slow running motor without any gears, when the desired transmission ratio and portable adjustability is achieved by minimal amount of relevant components. Availability of proper components for this solution is also better compared to the other solutions. Hydraulic components of Hägglunds and Bosch Rexroth are used as examples in the calculations and designing section, but the calculations are done so that they can be used to estimate the validity of some other component types and sizes as well.

After all, the superiority of hydrostatic or mechanical transmission can't be unambiguously determined based on this Thesis. Unless the hydrostatic transmission is clearly better when it comes to adjustability and component placement, its total efficiency is worse than in mechanical transmission's case. In this application its influence is even emphasized a little and it also causes clearly increased need of cooling. The costs of the hydrostatic transmission have quite a large scale but it definitely does have potential to be less expensive and more applicable solution than mechanical transmission in this application.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty ALLU Finland Oy:lle, jossa työn aihe ja sisällön raamit on määritetty tuotekehityspäällikkö Ari Männikön kanssa. Aumansekoittajan laitehistoriaan liittyvien asioiden, sekä teknisten kysymysten kanssa auttoivat kehityspäällikkö Lasse Lintermo ja tuotekehitysinsinööri Petteri Peltola.

SISÄLLYS

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | Johdanto..... | 1 |
| 2. | Laitteen käyttötarkoitus..... | 2 |
| 3. | Markkinoiden aumansekoittajat..... | 4 |
| 3.1. | Backhus..... | 5 |
| 3.2. | Komptech..... | 5 |
| 3.3. | Frontier | 5 |
| 3.4. | Aeromaster..... | 6 |
| 3.5. | Scarab | 6 |
| 3.6. | Traymaster | 6 |
| 3.7. | Arvio kilpailijoista ja markkinoista..... | 6 |
| 4. | ALLU AS38H -aumansekoittaja..... | 8 |
| 4.1. | Käyttö ja toiminnot..... | 9 |
| 4.2. | Rummun voimansiirto | 9 |
| 4.3. | Hydraulijärjestelmä | 10 |
| 4.3.1. | Ajovoimansiirto | 10 |
| 4.3.2. | Aputoiminnot..... | 10 |
| 5. | AS:n kehitystarpeita | 12 |
| 5.1. | Rummun voimansiirto | 12 |
| 5.2. | Käytettävyyshuomiot..... | 13 |
| 5.3. | Edelleen käyttökelpoisia ratkaisuja | 14 |
| 6. | Hydrostaattinen voimansiirto..... | 15 |
| 6.1. | Periaate | 15 |
| 6.2. | Rummun voimansiirron erityishuomiot..... | 17 |
| 6.3. | Hydrostaattisen voimansiirron toteutusvaihtoehdot..... | 17 |
| 6.4. | Lähtötietojen laskenta nykyisestä voimansiirrosta..... | 20 |
| 6.5. | Mitoituslaskenta | 25 |
| 6.5.1. | Yksi hidaskäyntinen pyöritysmoottori | 25 |
| 6.5.2. | Kaksi hidaskäyntistä moottoria..... | 29 |
| 6.5.3. | Yksi nopeakäyntinen pyöritysmoottori ja vaihde | 32 |
| 6.5.4. | Kaksi nopeakäyntistä moottoria ja vaihdetta..... | 37 |
| 6.6. | Järjestelmän suunnittelu..... | 40 |
| 6.6.1. | Järjestelmäkaaviot..... | 40 |
| 6.6.2. | Jäähdytys ja suodatus | 43 |
| 7. | Voimansiirron ohjausperiaate..... | 49 |
| 7.1.1. | Ajovoimansiirto ja automaattiajo..... | 51 |
| 7.1.2. | Ohjausyksikkö ja parametrit..... | 53 |
| 8. | HST:n komponenttien sijoittelu | 56 |
| 9. | Mekaanisen voimansiirron kehittämismahdollisuudet..... | 62 |
| 9.1. | Komponentit..... | 62 |
| 9.2. | Osasijoittelu | 64 |

| | |
|--|----|
| 9.3. Sähkökäytöt..... | 65 |
| 10. Yhteenveto voimansiirtoratkaisuista..... | 66 |
| 10.1. HST:n toteutusmallit..... | 67 |
| 10.2. Kustannukset | 69 |
| 10.3. Loppupäätelmät | 71 |
| Lähteet..... | 72 |
| LIITE 1: Koonti kehitystarpeista..... | 75 |
| LIITE 2: Suunnitteluun vaikuttavat direktiivit ja standardit vuonna 2010 | 77 |

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

- Hydrostatiikka** Hydrostaattisessa tehonsiirrossa energia on sidottu nesteen paineeseen ja voima tuotetaan syrjäytyspinta-alojen suhteilla (vrt. hydraulinen tunkki). Hydrodynaamisessa tehonsiirrossa energia on sidottuna nesteen nopeuteen (vrt. keskipakopumppu ja turbiini). Tässä työssä hydrostaattisesta voimansiirrosta käytetään lyhennettä HST. [1, s. 13]
- Avoin piiri** Hydrostaattisten järjestelmien eräs päätyyppi, jossa pumpun tarvitsema hydraulineste imetään säiliöstä, johon se toimilaitteilta palaa. Toimilaitteiden liikesuuntia (ja usein nopeutta) ohjataan venttiileillä, jolloin puhutaan venttiiliohjatusta järjestelmästä. [1, s. 13]
- Suljettu piiri** Hydrostaattisten järjestelmien toinen päätyyppi, jossa toimilaitteilta palaava hydraulineste johdetaan suoraan takaisin pumpun imupuolelle. Toimilaitteen (yleensä moottorin) suuntaa ja nopeutta ohjataan tavallisesti kaksisuuntaisella säätötilavuuspumpulla, jolloin puhutaan pumppuohjatusta järjestelmästä. [1, s. 14]
- Kavitaatio** Virtaavan nesteen paineen laskiessa alle oman höyrystymispaineensa nesteeseen tulee höyrykuplia, jotka paineen taas kasvaessa romahtavat nopeasti kokoon, aiheuttaen paikallisen hyvin korkean paineiskun. Nämä paineiskut vaurioittavat komponenttien virtauskanavia ja liukupintoja. [2, s. 65]
- LS-järjestelmä** Kuormantunteva järjestelmä, jossa sekä painetta, että tilavuusvirtaa säädetään kuormitusta ja haluttua liikenopeutta vastaaviksi. Pumpun tuotto säätyy toimilaitteen ohjausventtiiliin viedyn mittakuristimen paineeron avulla, jota pumpun säädin pyrkii pitämään vakiona toimilaitteventtiilin avautumasta riippumatta. Ylimääräistä tilavuusvirtaa ei tällöin tuoteta ja yhden toimilaitteen häviötehon muodostaa ainoastaan venttiilin painehäviö, joka asetetaan säätimen avulla tyypillisesti luokkaan 15-25 bar. [2, s. 147]

- Nurkkateho** Hydraulikomponentin tai –järjestelmän teho, kun paine ja tilavuusvirta ovat maksimissaan samanaikaisesti. Hydraulinen teho on paineen ja tilavuusvirran tulo, joten paine-tilavuusvirta –kuvaajassa maksimitehon toimintapiste sijaitsee kuvaajan oikeassa ylänurkassa. [2, s. 147]
- Ohjaus** Toiminnon toteuttamiseksi annettava käsky (asetusarvo), jonka aikaansaama lopputulosta ei valvota. Ohjauksella halutun hydraulisen toiminnon toteutuminen riippuu siten vahvasti kuormituksesta ja muista ulkoisista olosuhteista. [1, s. 16]
- Säätö** Periaate, jossa halutun toiminnon toteutumista valvotaan siten, että käskyä (asetusarvoa) vahvistetaan käskyn ja toimilaitteelta saatavan takaisinkytkentätiedon erotuksen perusteella. Tällöin toiminto toteutuu halutulla tavalla ulkoisista olosuhteista riippumatta. [1, s. 16]

1. JOHDANTO

Tämän diplomityön tarkoituksena on selvittää ALLU AS -aumansekoittajan teknisiä muutostarpeita laitteen jatkokehittämispäätöksen tueksi. Erityisesti tarkastelun kohteena on laitteen voimansiirto, sillä aumansekoittajassa sen toteutustapa määrittää merkittävästi laitteen kokoa, käyttöominaisuuksia, sekä valmistus- ja käyttökustannuksia.

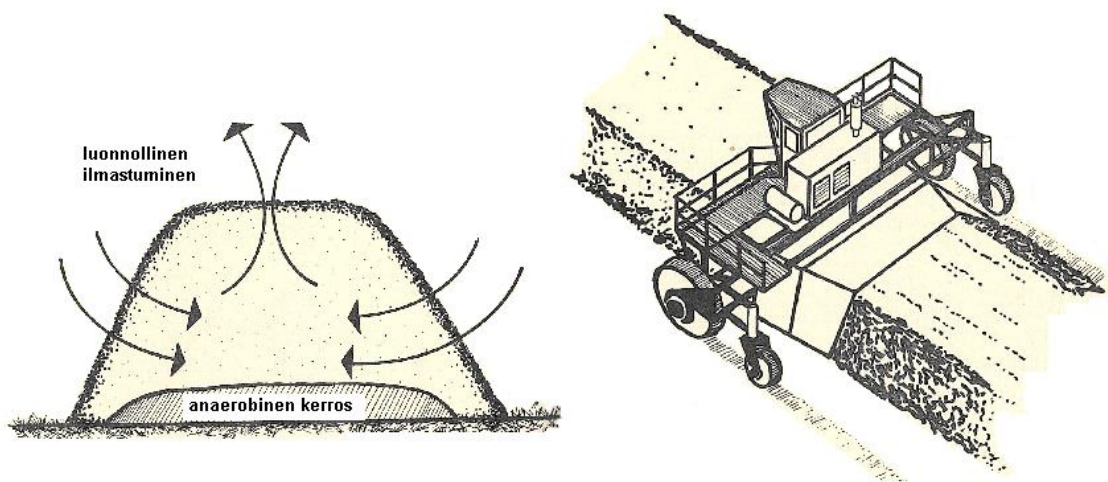
Hydrostaattinen voimansiirto on tämän tapaisissa sovelluksissa tyypillinen, ja myös useiden kilpailijoiden aumansekoittajissaan käyttämä ratkaisu, joten on perusteltua selvittää sen etuja, haittoja sekä eri toteutusvaihtoehtoja myös tässä laitteessa. Tämä tehdään mitoittamalla ja suunnittelemalla järjestelmä nykylaitteen suorituskyvyn perusteella ja etsimällä mitoitukseen sopivia komponenttiyhdistelmiä, jolloin päästään selville vakiokomponenttien mahdollisesti asettamista rajoitteista. Näin päästään myös vertailemaan hydrostaattisen voimansiirron periaatteellisia ominaisuuksia ja karkeita toteutuskustannuksia nykyisen mekaanisen voimansiirtoratkaisun kanssa. Tässä tehdyt mitoitus-esimerkit eivät tarkoita ainoita eivätkä lopullisia ratkaisuvaihtoehtoja, vaan niissä tehtyjen laskelmien ja suunnitelmien perusteella voidaan arvioida myös muiden komponenttien sekä eri suorituskykyvaatimusten soveltamista. Hydrostaattisen voimansiirron suunnittelun yhteydessä selvitetään myös, mitä muutoksia muuhun hydraulijärjestelmään tarvitsee mahdollisesti tehdä, sekä osana laitteen nykyaikaistamista hahmotellaan rummun voimansiirron ja ajovoimansiirron ohjausperiaatetta. Lisäksi työssä arvioidaan hieman myös mekaanisen voimansiirron kehittämismahdollisuuksia, sekä hahmotellaan muutamia sekä hydraulisen, että mekaanisen voimansiirron konkreettisia osasijoittelumalleja. Työssä esitettyjä vaihtoehtoisia voimansiirtoratkaisuja ei tässä yhteydessä pystytä asettamaan paremmuusjärjestykseen oikeaoppisen tuotekehitysmetodiikan mukaisesti, vaan se olisi konseptisuunnittelun seuraava vaihe, kun laitteen suorituskykyyn, ominaisuuksiin, kokoon ja hintaan liittyvät vaatimukset ja reunaehdot on yksiselitteisesti määritetty.

Luvussa viisi, sekä liitteessä 1 on listattuna käyttäjien ja nykyisen laitteen suunnittelijoiden ilmi tuomat koneen puutteet tai muutosehdotukset, mutta niihin seikkoihin, jotka eivät mitenkään liity voimansiirtoon tai hydraulijärjestelmään, ei tässä yhteydessä ole palattu sen tarkemmin. Kokonaan oman tarkastelun vaatima osa-alue seuraavan sukupolven laitetta varten olisi runkorakenteen muutostarpeiden arviointi, sekä sen valmistustekninen kehittäminen. Tässä työssä ennen voimansiirtoon perehtymistä aihetta taustoitetaan esittelemällä ensin aumansekoittajan käyttötarkoitus ja tärkeimpien kilpailijoiden laitteet, sekä nykyisen AS:n käyttö ja toiminnot, sekä tekniset perusratkaisut voimansiirron ja hydraulijärjestelmän osalta.

2. LAITTEEN KÄYTTÖTARKOITUS

Aumansekoittajan käyttö liittyy pääasiassa kompostointiin, joka tarkoittaa lyhyesti biologista prosessia, jossa mikrobieliöstö hajottaa orgaanista (eloperäistä) materiaalia hiilidioksidiksi, vedeksi ja stabiiliksi humusaineksi eli hajoamistuotteeksi. Prosessin onnistumiseksi ympäristön pitää olla sopivasti lämpöeristetty ja olosuhteiden riittävän kosteat sekä aerobiset, sillä ilman hapensaantia hajoamisprosessi muuttuu mädäntymiseksi. Luonnossa eloperäisen aineksen hajoaminen tapahtuu sekä aerobisella, että anaerobisella tavalla, mutta järjestetyssä kompostoinnissa aerobinen hajoamisprosessi on yleensä tavoiteltu tilanne, koska siinä hajoaminen tapahtuu nopeammin ja täydellisemmin. [3, s. 60]

Kotitalouskompostointia suuremman mittakaavan toiminnassa, kuten maataloilla, turkistarhoilla, jätevesipuhdistamoilla, yhdyskuntajätteen kompostoinnissa kunnallisilla kaatopaikoilla, sekä joidenkin teollisuusjätteiden ja -lietteiden kompostoinnissa kompostoitava jäte kasataan esikäsittelyvaiheiden jälkeen tavallisesti aumoiksi tai kasoiksi. Kompostointiprosessin tehostamiseksi näitä pitää ilmastaa aika-ajoin riittävän aerobisten ja kosteiden olosuhteiden ylläpitämiseksi läpi materiaalin, sillä muuten auman tai kasan pohjalle jää anaerobinen kerros, johon luonnollinen ilmastus ei yletä (kuva 2.1). Ilmastamista voidaan tehdä esimerkiksi pyöräkuormaajien seulamurskainkauhoilla, jotka hienontavat materiaalia samalla, tai kuvan mukaisella sekoittajalla, joka kääntää auman pohjakerrosta pintaan. Tällaisella koneella saadaan helpommin ja nopeammin aikaiseksi kattava ilmastuminen ja samalla ylläpidetään aumamuotoa, jolla kompostointi toimii tehokkaimmin. [3, s. 84]



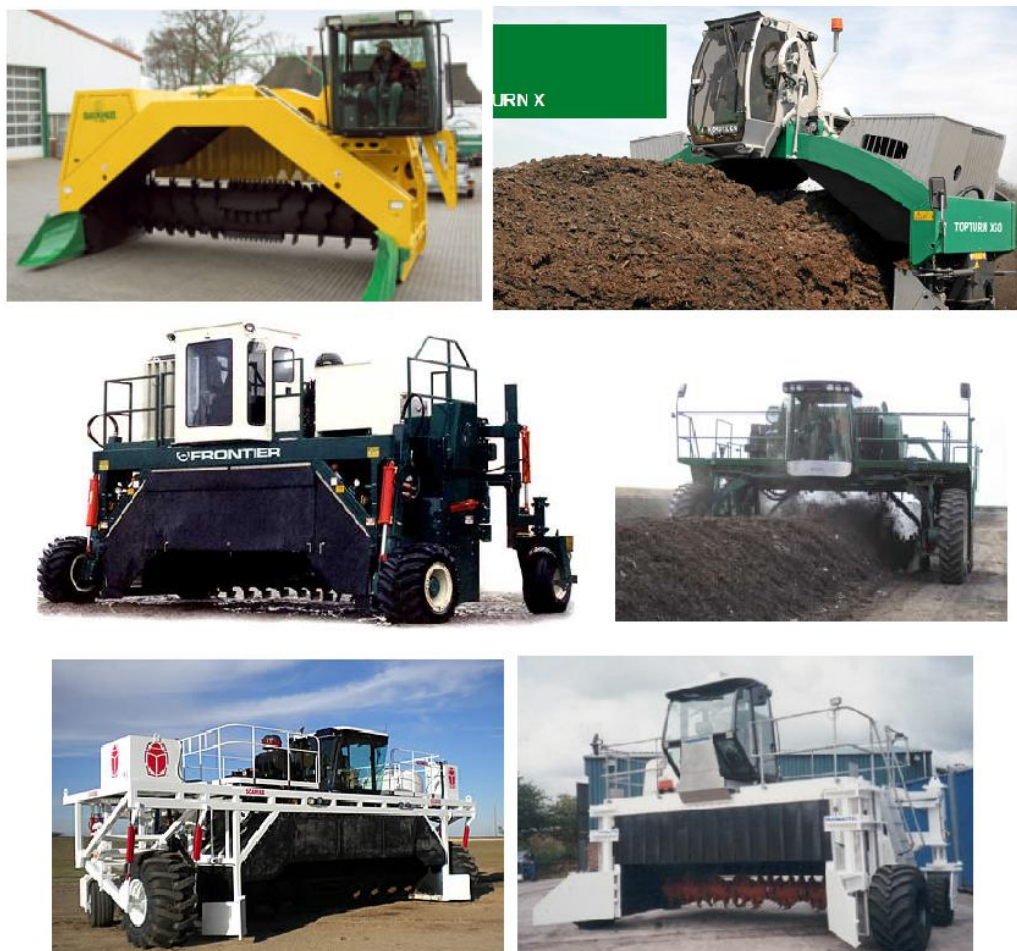
Kuva 2.1. Auman luonnollisen ilmastumisen periaate ja ajettava aumansekoittaja. [3, s. 89]

Myös sisäkompostointilaitoksiin integroituja laitteita käytetään, mutta maailmalla laajan mittakaavan kompostointitoiminnassa eniten käytetty menetelmä on kuitenkin auman läpi ajettavat eri kokoluokkien aumansekoittajat traktorivetoisista ajettaviin laitteisiin.

Yleisesti hieman harvinaisempia käyttötarkoituksia kuvan kaltaisille aumansekoittajille ovat muut maankäsittelytoimenpiteet, kuten saastuneiden vaihtomaiden stabilointi loppusijoitusta tai uusiokäyttöä varten sekoittamalla siihen sementtiä, öljystä saastuneen vaihtomaan puhdistus kompostoimalla, sekä sideaineen (esim. bentoniitin) sekoittaminen pohjavesialueiden tienpenkoille tulevaan maanainekseen, jolla saadaan aikaiseksi öljyvahinkoja pidättelevä kerros. Nämä käyttötarkoitukset asettavat omat lisävaatimuksensa laitteiden käytettävyydelle ja järeydelle.

3. MARKKINOIDEN AUMANSEKOITTAJAT

ALLU AS38:n tapaisen suuren kokoluokan aumansekoittajien valmistajia on maailmassa kapeiden markkinoiden takia melko vähän. Pienempiä traktorilla vedettäviä aumansekoituslaitteita on markkinoilla jo huomattavasti useammalta valmistajalta, mutta ne on tarkoitettu lähinnä maatilamittakaavan käyttöön, eikä niiden voida katsoa kilpailevan aivan samoilla markkinoilla AS:n kanssa. Arvioitaessa ALLU AS:n tulevaisuutta on syytä perehtyä hieman myös kilpailijoiden vastaaviin laitteisiin ja heidän myyntiargumentteihinsa, sekä saatavissa olevan tiedon perusteella arvioida myös heidän teknisiä ratkaisujaan. Kuuden merkittävimmän kilpailijan laitteita on esitetty kuvassa 3.1.



Kuva 3.1. Kilpailevien aumansekoittajavalmistajien koneita. Ylävasemmalta alkaen Backhus [4], Komptech [5], Frontier [6], Aeromaster [7], Scarab [8] ja Traymaster [9].

3.1. Backhus

Saksalainen Backhus vaikuttaa teknisesti edistyneeltä aumansekoittajalta niin rakenteidensa, kuin hallintajärjestelmänsäkin osalta. Backhusin suurin 6-sarja on kokoluokaltaan ja sekoituskapasiteetiltaan hyvin samaa luokkaa, kuin ALLUn nykyinen AS38H. Sekoituskapasiteetiksi Backhus 6-sarjalle ilmoitetaan 5000 – 6800 m³/h, jotka saavutetaan 336 kW – 447 kW moottoritehoilla. Koneen sekoitusrumpu on ulkohalkaisijaltaan melko pieni ja siinä on matalat kierresiivet, joka siirtävät sekoitettavaa materiaalia auman reunoilta rummun keskellä oleville heittosiiville. Backhusin sekoitusrumpu pyörii melko suurella kierrosnopeudella, jotta hyvä sekoittuminen saadaan matalilla siivillä aikaiseksi. Laitteen kapean rakenteen takia rummun voimansiirto on hyvin todennäköisesti toteutettu hydraulisesti, samaten telalustan ajovoimansiirto. Koneen hallinta tapahtuu myyntiesitteen mukaan kokonaan yhdellä monitoimijoystickilla. Backhus on valmistajana profiloitunut vahvasti ympäristö- ja kompostointiteknologiaan. [4]

3.2. Komptech

Backhusin tavoin saksalainen Komptech Topturn X on myös teknisten tietojensa, sekä rakenteensa perusteella varsin nykyaikainen ja kehittynyt laite. Sitä on saatavissa kolmessa kokoluokassa, joiden sekoituskapasiteetit ovat 3500 m³/h:sta 4500 m³/h:iin 242 kW – 328 kW:n moottoritehoilla. Sekoitusrumpu on samantyyppinen, kuin Backhusissa ja rummun voimansiirto on hydraulisesti toteutettu. Kone on joko tela- tai pyöräalustainen ja ajovoimansiirto on myös hydraulinen. Koneen hytin pystyy laskemaan alas kuljetusasentoon ja alustaa pystyy myös kallistamaan kulkusuunnassa lavetille ajon helpottamiseksi. Topturn X:n lisäksi Komptech valmistaa myös pienemmän kokoluokan aumansekoittajaa, sekä jäte- ja puumurskaimia ja -seuloja. [5]

3.3. Frontier

Yhdysvaltalainen Frontier Industrial markkinoi usean eri kokoluokan aumansekoittajia, joiden sekoituskapasiteetit ovat suurimmillaan noin 5000 m³/h. Tämän kapasiteetin Frontier lupaa saavuttaa 390 kW moottoriteholla. Frontierissa sekoitustoiminto on toteutettu kahdella päällekkäisellä matalasiipisellä rummulla, joiden siipikappaleet myös repivät ja hienontavat materiaalia sekoittamisen lisäksi. Rumpujen voimansiirto tapahtuu hihnoilla ja kumipyöräalustan vetävien pyörien ajovoimansiirto on toteutettu napavaihteisto-hydraulimoottoriyhdistelmällä. Frontier markkinoi myös patentoimaansa järjestelmää, jolla aumansekoittimen saa muutettua itsekantavaksi kuorma-auton lavetiksi laitteen urakkakäyttöä varten. [6]

3.4. Aeromaster

Toinen yhdysvaltalainen kompostointiteknologiaan erikoistunut yritys Midwest Bio-Systems valmistaa Aeromaster SP-170 -aumansekoittajaa, jonka rummun voimansiirto on toteutettu hydraulisesti. Kone on pyörävetoinen ja valmistajan esitekuvien perusteella se on huomattavan suurikokoinen verrattuna sen operoiman auman kokoon (leveys 4.5 m, korkeus 2 m). Pienihalkaisijainen sekoitusrumpu on Aeromasterissa varustettu nostotoiminnolla, jolla rumpu saadaan kokonaan pois aumasta, jolloin kone voidaan vikatilanteessa tai muuten tarpeen tullen ajaa auman yli vapaasti. Tämä toiminto selittää osaltaan koneen suurta kokoa. Esitteen mukaan koneen käyttövoima tuotetaan 305 hv Cummins-moottorilla ja hydrauliteho neljällä pumpulla. [7]

3.5. Scarab

Niin ikään yhdysvaltalainen jätteenkäsittelylaitteita valmistava Scarab valmistaa aumansekoittajia laajassa kokoluokkavalikoimassa. Suurimman kokoluokan suurin malli 27X11 on aumamitoiltaan (leveys 8.1 m, korkeus 3.3 m) hieman ALLU AS 38:aa suurempi. Laitteessa on luurankomainen putkirunko ja se on valittavissa joko pyörä- tai tela-alustaisena. Myös rummun voimansiirron voi valita joka hydraulisena, tai hihnavetoisena. Suurimman 27X11 -mallin käyttömoottorin tehon voi valita kolmesta vaihtoehdosta 380 kW ja 460 kW väliltä. [8]

3.6. Traymaster

Brittiläinen Traymaster on eurooppalaisiin ja amerikkalaisiin kilpailijoihinsa verrattuna hieman vaatimattoman oloinen laite, joka ei välttämättä ole ollut aktiivisen tuotekehityksen kohteena vähään aikaan. Sekoituskapasiteetiksi tälle koneelle ilmoitetaan 2000 m³/h, joten kyseessä on hieman edellisiä pienemmän kokoluokan laite. Teknisiä tietoja siitä ei juuri ole saatavilla, mutta peruskonstruktioiltaan niin rungon kuin rumpujenkin osalta se vaikuttaa hyvin samantyyppiseltä edellä esiteltyjen amerikkalaisten laitteiden kanssa. [9]

3.7. Arvio kilpailijoista ja markkinoista

Merkittävät suurten aumansekoittajien valmistajat jakautuvat maantieteellisesti melko tasan Pohjois-Amerikan ja Euroopan kesken. Tätä merkittävämpiä tietoja olisivat kuitenkin esimerkiksi vuosittain myytyjen laitteiden määrä, myynnin jakautuminen eri valmistajien kesken ja laitteiden ostajien maantieteellinen jakautuminen, mutta koska sitä tietoa ei tähän yhteyteen ole saatavilla, täytyy varovaisia johtopäätöksiä tehdä omien havaintojen perusteella.

Tyypillisesti eurooppalaiset laitevalmistajat ovat hyvin vientiorientoituneita omien markkinoiden kapeuden takia, kun taas Pohjois-Amerikassa pystytään valmistamaan marginaalistenkin käyttötarkoitusten koneita ensisijaisesti omia markkinoita silmällä

pitäen. Tämä on ehkä nähtävissä myös aumansekoittajien tapauksessa vertailemalla koneiden rakenneratkaisuja, sillä pohjoisamerikkalaiset koneet vastaavat fyysiseltä kooltaan, sekä karulta valmistustekniikaltaan melko perinteisiä amerikkalaisia koneenrakennusnäkemymiä. Eurooppalaiset koneet, erityisesti saksalaiset Komptech ja Backhus, ovat taas valmistusteknisesti, muotoilullisesti, sekä myös teknologialtaan saksalaiseen tapaan selvästi edistyneitä koneita. Molemmat saksalaiset koneet on suunniteltu myös urakkakäyttöä silmällä pitäen, sillä niiden hytit ovat laskettavissa alas kuljetuskorkeuden pienentämiseksi. Myös Frontier on saatavissa lisävarustesetillä, jolla itse kone muunnetaan kuorma-auton puoliperävaunuksi, mutta tämäkin ratkaisu on tieliikennemääräyksiin ja amerikkalaisiin ulkomittoihin liittyvistä käytännön syistä todennäköisesti lähinnä kotimarkkinoille tehty sovellus. Kaikkien edellä esitettyjen valmistajien aumansekoittajat ovat profiloituneet nimenomaan jätteen tai maan kompostointikäyttöön. Koska kilpailijat toimivat nimenomaan jätteenkäsittely- ja ympäristöteknologian alalla, on kaikilla tarjolla myös pienempien kokoluokkien aumansekoittajasovelluksia, sekä erityyppisiä lisälaitteita sivulle heittävästä kuljettimista erilaisiin kastelujärjestelmiin. ALLU AS38 on taas suunniteltu myös stabilointikäyttöä silmällä pitäen, joka yhdistää aumansekoittajan melko luontevasti ALLUn muuhun stabilointiteknologiaan liittyvään tuoteperheeseen.

Aumansekoittajien markkinat ovat kaiken kaikkiaan hyvin erilaiset suuremman volyymin koneenrakennustuotteiden, kuten esimerkiksi kaivureiden tai metsäkoneiden kanssa, joissa suuri myyntipotentiaali ja kova kilpailu ovat ajaneet kaikki valmistajat korkean teknologian ja kustannustehokkaiden suunnittelu- ja valmistusmenetelmien käyttöön jo kauan sitten. Aumansekoittajissa tällainen kehitys on päällepäin nähtävissä oikeastaan vain Backhusin ja Komptechin laitteissa. Amerikkalaiset valmistajat kulkevat tässä suhteessa hieman omia polkujaan ja tuntuvat pitävän vahvasti kiinni hieman omantyyppisestä koneenrakennusperinteestään.

4. ALLU AS38H -AUMANSEKOITTAJA

ALLUn suurimman ajettavan aumansekoittajan kehityskaari etenee ensimmäisestä vuonna 1992 kehitetystä AS36:sta vuonna 1993 edelleen kehitettyyn AS38:aan, josta on vielä 2003 tehty paranneltu AS38H -versio (kuva 4.1.) 1990-luvulla tuoteperheeseen kuuluivat lisäksi pienemmät AS26-, AS24- ja AS23D -koneet. Viimeisin AS38H on suunniteltu käytettäväksi sekä jätekompostiaumojen kääntämiseen, että raskaan, saastuneen maa-aineksen kompostointiin ja stabilointiin sideaineen avulla, joista viimeksi mainitut käyttösovellukset ovat olleet viime vuosina selvästi ALLUn päämarkkina-aluetta.



Kuva 4.1. ALLU AS38H aumansekoittaja. [10]

AS38H on rakennettu tela-alustaisen hitsatun putki- ja levyrakenteisen teräsrungon päälle. Rungon toisessa päässä on dieselmoottori sekä rummun voimansiirtojärjestelyt, ja toisessa päässä hytti, joka voidaan laskea alas kuljetusasentoon. Rungon alla on päistään ruuvinomainen sekoitusrumpu, joka kerää sekoitettavaa ainesta auman reunoilta rummun keskellä oleville heittosiiville. Rumpu pyörii kulkusuuntaa vastaan, eli heittosiivet heittävät sekoitettavan aineksen alhaalta rummun yli. Rumputyyppi on patentoitu ja se on halkaisijaltaan selvästi kilpailijoiden käyttämiä rumpuja suurempi. Suuren ulkohalkaisijan lisäksi toinen kilpailijoista poikkeava piirre rummussa on sen kierresiipien leikkaava harjakierre, joka irrottaa ja nostaa materiaalia tehokkaasti auman pohjalta. 330 kW:n moottoriteholla laitteelle luvataan maksimissaan 6000 m³/h sekoituskapasiteetti. AS38H:n rummun halkaisija on 2200 mm ja pituus 6330 mm ja koneella käsiteltävän auman maksimikorkeus on 3.0 m ja leveys 8.0 m, joten laite on

aumakooltaan ja kapasiteetiltaan, sekä myös teho-kapasiteettisuhteeltaan markkinoiden järeimmästä päästä. [11]

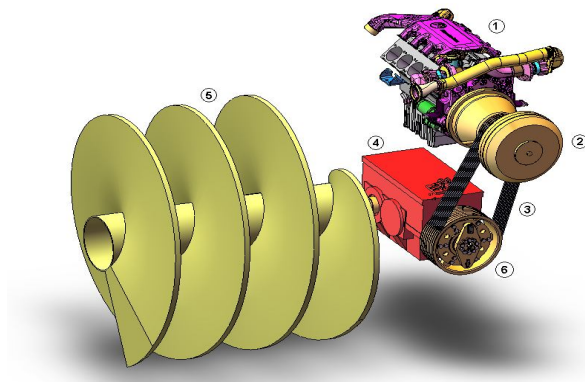
4.1. Käyttö ja toiminnot

AS:ää ajetaan kahdella kummankin telan nopeutta erikseen ohjaavalla joystickilla ja käyttömootorin käyntinopeus asetetaan halutuksi sähköisellä säätöpotilla. Rummun pyörimyksen irrotuskytkintä käytetään sähköisellä kytkinpaneelilla. Koneen suurin siirtoajonopeus on 1.6 km/h ja työnopeus sekoitettavasta materiaalista riippuen 50 – 500 m/h. Laitteen käyttöön liittyviä lisätoimintoja ovat muun muassa rummun 130 mm korkeudensäätömahdollisuus, auman alareunoja keräävien aurojen kääntö ja nosto, sekä eturoiskesuojien kääntö (kuvassa 4.1 koneen etupuolella). Kaikki luukku- ja auratoiminnot, sekä hytin nosto on toteutettu hydraulisesti.

Lisäksi AS38 on varustettu langallisella kauko-ohjaimella, jonka avulla kone voidaan ajaa lavetille. Lastaaminen täytyy tehdä kauko-ohjatusti sen takia, että ajosiltaja ei näe ohjaamosta kunnolla, ja ettei koneen mahdollinen kaatuminen aiheuttaisi henkilövahinkoja. [11]

4.2. Rummun voimansiirto

Rummun voimansiirto (periaate kuvassa 4.2) on toteutettu hihnavedolla käyttömootorilta (osanumero 1) kulmavaihteelle (4), jonka ulostuloakselilla rumpu (5) on. Moottorin ja hihnavedon välissä on hydraulikäyttöinen irrotuskytkin (2). Voimansiirron kokonaisvälityssuhde on noin 16:1, jolla rummun normaaliksi pyöritysnopeudeksi saadaan 100 – 120 rpm. Hihnavedo (3) on toteutettu kahdeksalla rinnakkaisella kiilahihnalla. Alempaan hihnapyörään on lisätty murtosokkakytkin (6), joka laukeaa nopeassa ylikuormitustilanteessa, jotta kulmavaihte ei vaurioituisi. Rummun nostotoiminnon takia hihnoilla täytyy olla aktiivinen kiristyslaite (ei ole esitetty kuvassa), joka on toteutettu hydraulisylinterin, käsipumpun ja paineakun avulla. Voimansiirron tarkemmat komponenttiedot on esitetty teknisissä tiedoissa liitteessä 2.



Kuva 4.2. Sekoitusrummun voimansiirtojärjestelyn periaate.

Kokonaisvälityssuhteesta hihnavedolla ei tehdä suurta osaa, mutta kulmavaihteiden melko pienen välityssuhdevalikoiman takia hihnavetoa tarvitaan myös halutun lopullisen välityssuhteen aikaansaamiseksi [12, s. 258]. Samalla hihnaveo ja pitkäliikkeinen kiristinlaite mahdollistavat rummun nostotoiminnon ilman että moottoria tarvitsee nostaa samalla.

4.3. Hydraulijärjestelmä

4.3.1. Ajovoimansiirto

Telojen voimansiirto on toteutettu hydraulisesti kahdella kierrostilavuudeltaan 55 cm^3 radiaalimäntämoottorilla. Moottorit on asennettu telojen vetopyörien napavaihteisiin, joissa on sisäänrakennetut hydraulikäyttöiset jarrut. Hydraulijärjestelmä on toteutettu avoimella piirillä ja moottoreita ohjataan viipaletyyppisellä LS-venttiilillä, jossa kumpaakin moottoria varten on esiohjattu proportionaalinen painekompensoitu kara. Karat on kytketty rinnakkain ja painelinja viedään venttiililohkon läpi aputoimintojen venttiililohkolle. Ajoventtiilien ohjaus saadaan ohjausyksiköltä, johon on ohjelmoitu ajomoodien (manuaaliajo, automaattiajo, tai kauko-ohjaus) valinta ja niihin liittyvät toiminnot ja valvonnat. Ajovoimansiirron ja aputoimintojen hydrauliteho saadaan nimelliskooltaan 140 cm^3 LS-pumpulta, jonka maksimipaine on rajoitettu 250 bar:iin ja maksimi kierrostilavuus 110 cm^3 :iin. Hydraulipumppu saa käyttövoimansa käyttömoottorin kampiakselilta hammashihnan välityksellä.

4.3.2. Aputoiminnot

Hydraulisten aputoimintojen käyttövoima otetaan samasta piiristä ajovoimansiirron kanssa. Kaikkia aputoimintoja ohjataan on-off -venttiileillä, jotka on sijoitettu omaan lohkoonsa. Venttiililohkon käyttöpaine tulee ajovoimansiirron LS-venttiilin paineliitännästä. Aputoimintojen lohkoissa on ensimmäisenä kontrolliventtiili, joka on normaalisti kiinni, mutta aukeaa aina kun mitä tahansa toimintoa käytetään. Kontrolliventtiilin ollessa auki aputoimintolohkon lähettämäksi LS-painesignaaliksi tulee venttiililohkolle alennettu 150 bar. Mikäli ajovoimansiirto ei samaan aikaan aiheuta suurempaa kuormaa, tulee pumpun paineeksi tällöin 150 bar lisättynä pumpun LS-säätimen paine-eroasetuksella (tyhjäkäyntipaineella), joka on noin 15 – 25 bar. Kontrolliventtiilin ollessa kiinni LS-paineeksi tulee normaaliin tapaan telaventtiilien suurin kuormanpaine lisättynä LS-säätimen asetuspaine-erolla. Aputoimintoihin ei liity kontrolliventtiilin toiminnan lisäksi muuta automatiikkaa, joten venttiilien ohjausta ei tuoda ohjausyksikön kautta, vaan niitä ohjataan suoraan kytkimillä ja releillä.

Aumansekoittajan hydraulisia aputoimintoja ovat hytin nosto, rummun nosto, aurojen nosto, aurojen kääntö, sekä eturoiskesuojat. Toimintoja voidaan myös lisätä vapaasti tarpeen mukaan. Hydraulijärjestelmän suodatus on toteutettu siten, että ajomoottoreilta palaava öljy virtaa lämpötilasta riippuen ensin joko jäähdyttimen tai termostaattiventtiilin läpi, jonka jälkeen se jakautuu kahdelle tankin kanteen asennetulle

suodattimelle. Aputoimintojen lohkolta palaava öljy suodatetaan erikseen tankin kannessa olevalla kolmannella suodattimella. Järjestelmässä on lisäksi myös painesuodatin. Kaikissa suodattimissa on absoluuttiselta suodatusasteeltaan 10 µm suodatinpatruunat. Järjestelmän säiliön tilavuus on noin 200 litraa ja siinä käytetään normaalia mineraaliöljyä, tavallisesti ISO VG 46:tta.

Rummun hydraulikäyttöisen irrotuskytkimen ohjausventtiili on osa kytkinkokoonpanoa ja se saa käyttöpaineensa dieselmoottorin ohjaustehostinpumpulta. Tehostinpumppua tarvitaan tässä sovelluksessa ainoastaan kytkimen käyttämiseen ja muuhun hydraulijärjestelmään se on yhteydessä yhteisen tankin kautta. Hihnavedon kiristinlaite on kokonaan irrallinen muusta hydraulijärjestelmästä, ja sen tarvitsema käyttöpaine tuotetaan käsipumpulla ja varastoidaan paineakkuun.

5. AS:N KEHITYSTARPEITA

Koneen mahdollisen jatkokehityksen kannalta on tärkeää koota yhteen kaikki niin käytettävyyden, valmistettavuuden, luotettavuuden, kuin kustannustenkin kannalta esiin tulevat puutteet ja kehitystarpeet niiden arviointia varten. Vaikka tässä yhteydessä keskitytäänkin pääasiassa laitteen voimansiirtoon ja hydraulijärjestelmään, on liitteeseen 1 kerätty lisäksi kaikki muut esille tulleet käyttäjän havaintoihin sekä omiin ja suunnittelijoiden havaintoihin perustuvat kehitystarpeet riippumatta siitä mihin laitteen tekniseen osa-alueeseen ne liittyvät.

5.1. Rummun voimansiirto

Sekoitusrummun voimakkaasti syklinen momenttikuormitus on pakottanut ylimoittamaan käytettävän kulmavaihteen, sillä laitteen historian saatossa sen kestävyys on osoittautunut jonkinlaiseksi ongelmaksi. Nykymallinen Metso Drives-teollisuusvaihte on käyttötarkoitukseen riittävän kestävä, mutta akseleiden kulman mahdollistavan kartiohammaspyörärakenteensa takia melko kallis [12, s. 250]. Vaihteen lisäksi toinen melko hintava voimansiirron komponentti on suurelle teholle suunniteltu hydraulikäyttöinen elektronisesti ohjattu irrotuskytkin.

Rinnakkaisilla kiilahihnoilla toteutettu voimansiirron ensiöveto ei taas ole kytkimeen ja vaihteeseen verrattuna kovinkaan kallis osakokonaisuus, ja se on rinnakkaisilla hihnoilla toteutettuna osoittautunut jopa yllättävän hyvin käyttöä kestäväksi ensiövedon toteutustavaksi. Siinä pienen ongelman aiheuttavat hihnojen keskinäiset pituuspoikkeamat, jotka haittaavat tasaisen kiristyksen löytämistä asennusvaiheessa, joka taas vaikuttaa hihnojen kulumiseen ja kestoikään. Koneessa välillä käytetty leveä ryhmäkiilahihna ratkaisee kiristysongelman, mutta on taas ilmeisesti liian herkkä hihnapyörien pienellekin linjausvirheelle ja kuluu siksi nopeasti.

Voimansiirron merkittävin käytettävyydspuute on rummun pyörimisnopeuden säätömahdollisuus pelkällä moottorin kierrosluvulla, jolloin moottorin suurin vääntö ja teho saadaan käyttöön vain tietyllä pyörimisnopeusalueella. Erityisesti auman aloitukseen hitaalla pyörityksellä ei saada siinä tilanteessa tarvittavaa dieselin parhaan toiminta-alueen vääntöä, jolloin se pitää käyttäjän mukaan tehdä liioitellun varovasti, jottei moottori sammu. Säädettävyydestä olisi hyötyä myös erilaisilla sekoitettavilla materiaaleilla ajettaessa, jolloin parhaiten ja taloudellisimmin toimivan ajonopeus-/rummunopeusyhdistelmän hakeminen onnistuu poistumatta käyttömoottorin parhaalta vääntöalueelta.

Näiden kustannus- ja käytettävyyseikkojen takia on perusteltua tutkia muitakin voimansiirtoratkaisuja ja niillä saavutettavia ominaisuuksia tässä sovelluksessa, sekä verrata karkeita komponenttikustannuksia nykyratkaisun kanssa.

5.2. Käytettävyyshuomiot

Seuraavassa on listattu voimansiirron lisäksi hydraulijärjestelmään liittyviä, käyttäjän ja suunnittelijoiden esille tuomia asioita nykylaitteen käytettävyydestä, sekä parannusehdotuksia niihin:

- Siirtoajo on melko hidas. Sitä pystyisi nopeuttamaan jo nykyisilläkin komponenteilla, sillä ajoventtiilin tilavuusvirtakapasiteetti riittää nopeuden nostamiseen pumpun kierrostilavuusrajoitus poistamalla.
- Hydraulipumpun käyttövoiman suora ulosotto käyttömootorilta hammashihnan sijaan poistaisi yhden ylimääräisen vika- ja huoltokohteen. Hydrostaattisen rumpuvoimansiirron tapauksessa pumpun voidaan asentaa peräkkäin käyttömootorin ensiöakselille, muussa tapauksessa tarvitaan moottoriin hydraulipumpun asennuspaikka.
- Käyttömootorin, sekä hydraulijärjestelmän jäähdyttimien puhallin (tai puhaltimet) voisi muuttaa hydrauliseksi. Tällöin kennojen puhdistus kävisi helposti pyöräyttämällä puhaltimia suunnanvaihtoventtiilin avulla väärään suuntaan. Samalla päästäisiin eroon hihnavetoisen tuulettimen määrittelemästä jäähdyttimen sijoittelusta, sekä hihnasta huoltokohteenä. Hydraulipumpun koko on tarkastettava muuttuneen tilavuusvirtavaatimuksen mukaan.
- Johdollinen kauko-ohjauslaite on hankala käyttää. Sen voisi korvata nykyaikaisella langattomalla kauko-ohjauksella.
- Automaattiajotoiminnosta pitää saada juohevasti ja oikea-aikaisesti toimiva siten, ettei se pysäyttele konetta vaan pudottaa ajonopeutta riittävän aikaisin.

Valmistettavuus, kustannukset ja luotettavuus nivoutuvat usein hyvin tiiviisti toisiinsa, sillä mitä kompaktimmin toiminto tai rakenne saadaan toteutettua, sitä edullisempi se usein on, ja mitä vähemmän osia siinä on, sitä luotettavampi se periaatteessa on. Tämä täytyy huomioida etsittäessä parannuksia rummun voimansiirtoon, sekä muihin edellä esitettyihin käytettävyysspuutteisiin.

Runkorakenteessa ei ole havaittavia käytettävyysspuutteita, mutta sen valmistettavuuteen ja yksinkertaistamiseen kannattaa myös perehtyä huolella, sillä tällä saralla voisi olla mahdollisuuksia valmistustekniseen kehittämiseen ja kustannusten karsimiseen.

5.3. Edelleen käyttökelpoisia ratkaisuja

Laitteessa on myös paljon tarkoituksenmukaisia ratkaisuja, jotka kannattaa pitää entisellään ja hyödyntää niiden eteen valmiiksi tehty suunnittelutyö ainakin soveltuvilta osin.

- Patentoitu rumpukonstruktiio on tehokas ilmastaja kohtuullisella tehontarpeella ja siitä on myös muodostunut eräänlainen tavaramerkki ALLUn aumansekoittajassa. Tämän takia sitä ei kannattane radikaalisti muuttaa. Käyttäjän mukaan huomioitava seikka on valmistustoleranssien pitäminen mahdollisimman tiukkana, sillä ruuviisiipien leikkaavien harjakierrelevyjen asemointiheitot vaikuttavat siipien kulumiseen yllättävän paljon.
- Ajovoimansiirto hydraulisella LS-järjestelmällä toimii ja se on hyötysuhteen kannalta kohtuullinen ratkaisu. Kuormantunto voi olla jatkossakin hydraulisesti toteutettu, sillä se on edullisempi kuin sähköinen, eikä LS-letkujen reititys tai pituus ole ongelma.
- Aputoimintojen käyttö LS-järjestelmään liitetyllä on-off -venttiililohkolla on myös tarkoituksenmukainen ratkaisu jota ei kannata muuttaa.
- Rummun korkeussäädön toteutus rummun nostolla muuhun runkoon nähden on toimiva ratkaisu ja se voitaneen säilyttää vaikka rummun voimansiirto muutettaisiin hydrauliseksi.
- Auman muoto on käyttäjän mukaan hyvä, joten rungon perusgeometria kannattaa säilyttää.

Esille tulleet kehitystarpeet ja hyvät ratkaisut on vielä listattu liitteessä 1 tietojen mahdollista jatkohyödyntämistä varten. Liitteeseen on lisäksi listattu myös voimansiirtoon ja hydraulijärjestelmään liittymättömiä huomioita ja parannusehdotuksia niihin, sekä joskus tarjouspyynnöissä esille tulleita seikkoja koneeseen toivotuista varusteista ominaisuuksista. Liitteeseen 2 on koottu lisäksi määräyksiä ja standardeja, jotka vaikuttavat laitteen suunnitteluun nykypäivänä.

6. HYDROSTAATTINEN VOIMANSIIRTO

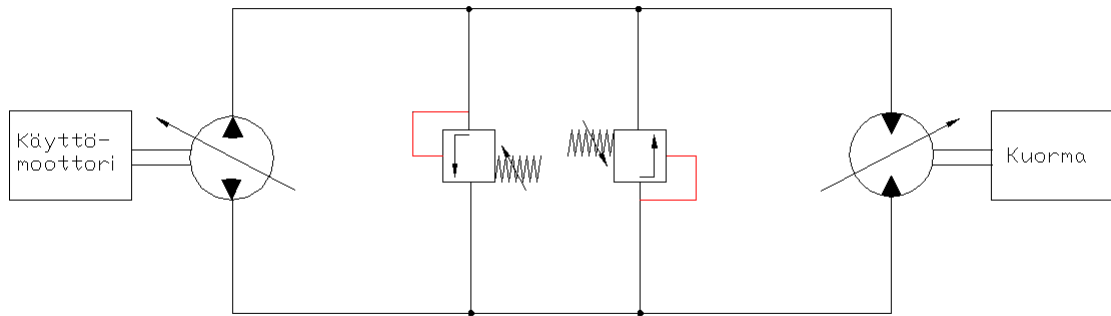
ALLU AS:n saksalaiset kilpailijat Backhus ja Komptech, sekä yhdysvaltalainen Aeromaster ovat toteuttaneet laitteidensa rumpujen pyöriksen hydrostaattisella voimansiirtoratkaisulla. Lisäksi myös Scarab tarjoaa sen vaihtoehtona, joten ehdottomasti hallitseva toteutustapa se on aumansekoittajien voimansiirtoratkaisuissa. Sitä ei voi tietää, millä perusteella kukin valmistaja on ratkaisuunsa päätenyt, eikä heidän komponenttivalintoihin tai mitoitusperusteisiin päästä kiinni pelkän markkinointimateriaalin perusteella. Se kuitenkin tiedetään, että suuretkin erikoisvalmisteiset hydraulikomponentit voivat olla johonkin kokoluokkaan asti melko kohtuullisen hintaisia, eikä mekaanisia voimansiirron komponentteja, kuten kytkintä tarvita välttämättä ollenkaan. Osien kokonaismäärää saadaan siis karsittua, joka on suurin kustannussäästö mahdollistava tekijä. Hydraulisen toteutuksen eduksi voidaan lukea myös se, että perustekniikka on ollut pitkään käytössä erilaisissa sovelluksissa, jolloin se on varmasti koeteltua ja luotettavaksi havaittua, mikäli sen mitoitus on käyttöön nähden oikea. Myös kaikki tarpeellinen säädettävyys liikkeellelähdistä nopeuden ja momentin säätöön voidaan tehdä hydrostaattisessa voimansiirrossa helposti säätöpumpulla ja -moottorilla, eikä sitä varten tarvita erillisiä voimansiirron portaita. Hydrostaattista voimansiirtoa puoltava seikka on myös se, että rummun syklisen ja väsyttävän momenttikuormituksen terävimmät huiput voidaan saada sidottua hydraulijärjestelmän joustoon, jolloin vaihde tai hydraulikomponenttien liikkuvat osat ottavat vastaan kevyempää väsytyskuormaa.

Täysin uusi asia ei hydraulisen voimansiirron käyttö ole ALLUn aumansekoittajissakaan, sillä 1990-luvulla sitä käytettiin pienemmän koko- ja teholuokan AS26 -laitteessa. Kahdessakymmenessä vuodessa komponentit ja tekniikat ovat kuitenkin kehittyneet ja niiden hinnat, sekä saatavuus ovat todennäköisesti muuttuneet siinä määrin, että hydrostaattinen voimansiirron käyttö kannattaa selvittää uudestaan myös suuren teholuokan laitteessa. Selvittely tapahtuu parhaiten mitoittamalla ja suunnittelemalla järjestelmä ja etsimällä siihen komponentit, jolloin voidaan saada esille ratkaisuun liittyviä mahdollisia ongelmia, sekä karkeita kustannuksia.

6.1. Periaate

Rummun voimansiirtoon voidaan soveltaa hyvin samantapaista tekniikkaa, jolla hydrostaattisia ajovoimansiirtoja toteutetaan yleisesti pyörialustaisissa liikkuvissa työkoneissa. Yhdistäviä tekijöitä työkoneen ajovoimansiirrolla ja tämän laitteen rummun pyöriksellä ovat muun muassa suuri tarvittava vääntömomentti, sekä tarve

välityssuhteen portaattomaan muuttamiseen ja voimansiirron komponenttien joustavaan sijoitteluun. Tela-alustaisten koneiden, kuten tämänkin, ajovoimansiirto toteutetaan usein venttiiliohjatulla avoimella piirillä melko pienen tehon takia, mutta tässä rummun pyöritystä ei ole mielekästä yhdistää ajovoimansiirron avoimeen piiriin siksi, että rummun käyttämän suuren tehon venttiiliohjaus aiheuttaisi kohtuuttomat tehohäviöt. Perinteinen tapa toteuttaa suuren tehon hydrostaattinen voimansiirto on pumppuohjattu suljettu piiri, jonka periaate on esitetty kuvassa 6.1



Kuva 6.1. Hydrostaattisen ajovoimansiirron periaate.

Siinä tilavuusvirran säätäminen tapahtuu joko pelkän pumpun, tai pumpun ja moottorin kierrostilavuutta muuttamalla. Ohjausventtiilien puuttuessa häviöitä aiheuttavat ainoastaan pumpun ja moottorin sisäiset vuodot ja kitkat, sekä letkujen hyvin nimelliset painehäviöt. Ylimääräistä tilavuusvirtaa ei tuoteta enempää kuin sisäisiin vuotoihin kuluu, joten tehon siirtohäviö on periaatteessa melko pieni. Suurista hitausmomenteista huolimatta myös kavitaatiovaara on pieni, koska pumpun imupuolellakin pidetään ylipainetta ja pumppua voi käyttää tarpeen tullen myös jarruna [2 s. 163]. Myös suunnanvaihto onnistuu tarvittaessa pehmeästi kahteen suuntaan pumppaavalla pumpulla, jollaisia suljettujen piirien pumput usein ovat. Voiman ulosotto voidaan tehdä yhdellä tai useammalla moottorilla ja käyttövoima voidaan myös tuottaa useammalla pumpulla. Teho siirretään pumpulta moottorille letkuilla, sillä nimenomaan ne mahdollistavat komponenttien joustavan sijoittelun, eikä tärinästä aiheutuvaa murtumisvaaraa ole, kuten putkilla.

Hydrostaattisen suljetun piirin ajovoimansiirron välityssuhdealuetta voidaan laajentaa pumpun kierrostilavuussäädön lisäksi moottorin säädöllä, jolloin moottorin kierrostilavuutta pienentämällä saadaan pidennettyä välitystä. Sovelluksissa, joissa tarvitaan erittäin laajaa välityssuhdealuetta ja pitkille välityksille mahdollisimman hyvää hyötysuhdetta, voidaan hydraulisen voimansiirron rinnalle liittää planeettavaihteisto pitkiä välityksiä varten (CVT-vaihteisto). Tällöin voima jaetaan hydrostaattisen ja mekaanisen voimansiirron välillä usein automaattisesti kuormituksen mukaan. [13]

6.2. Rummun voimansiirron erityishuomiot

Kilpailijoiden hydrostaattisiin voimansiirtoihin verrattuna tälle koneelle erityisen suunnittelupiirteiden saattaa aiheuttaa AS:n suurihalkaisijainen rumpu, jolloin tuotettavan vääntömomentin tarvitsee olla todennäköisesti kilpailijoita selvästi suurempi. Tällöin käytettävät komponentit sekä järjestelmäparametrit tulevat myös poikkeamaan kilpailijoiden käyttämisestä. Soveltuvien vakiokomponenttien valikoima saattaa myös suuren teholuokan takia olla melko suppea.

Suljettu hydraulipiiri ei avoimeen piiriin verrattuna poista lämpöä yhtä hyvin, koska sen nestetilavuus on tilavuusvirtaan nähden normaalisti melko pieni. Työkoneiden hydrostaattinen ajovoimansiirto ei yleensä ole koko ajan maksimikuormituksella, joten siinä käytössä pieni nestetilavuus ei välttämättä aiheuta lämpöongelmia, mutta tässä sovelluksessa riittävään jäähdytykseen täytyy kiinnittää huomiota, koska rummun voimansiirto on laitteen koko työkierron ajan lähes maksimikuormituksella. Lisäksi käyttöympäristön pöly tukkii myös jäähdyttimen kennon nopeasti. Järjestelmän jäähdytys- ja suodatuskierto (huuhtelu) toteutetaan yleensä pääpumppuun liitetyllä syöttöpumpulla ja säiliön sekä öljynjäähdyttimen koko tarvitsee mitoittaa varmasti riittäviksi.

Rummun pyörimisnopeuden välityssuhteen säätöalueen ei tarvitse ajovoimansiirtoihin verrattuna olla kovin suuri, joten pelkän pumpun säädettävyys riittää tässä sovelluksessa. Pumppujen ja moottoreiden määrä, sekä mahdollisten alennusvaihteiden käyttö täytyy päättää mitoituksen, sekä kustannusten ja toteutustapojen etujen arvioinnin perusteella.

Hydrostaattiseen voimansiirtoon ei myöskään tarvita mekaanisessa voimansiirrosta käytettävää irrotuskytkintä eikä ylikuormitussuojaa, joten voimansiirron komponenttien määrä vähenee luontevasti. Ylikuormitussuoja toteutuu järjestelmän paineenrajoituksella, ja käyttömoottorin tyhjäkäynnillä rumpu pysyy periaatteessa pyörimättä silloin, kun pumpun säädin ei saa ohjausta eli tuotto on nollassa. Jos jonkinlaista ryömimistä kuitenkin esiintyy ja sitä pidetään ongelmana, saadaan rumpu pysymään varmasti paikallaan hydraulimoottoriin/planeettavaihteeseen sisäänrakennetulla jarrulla, tai paine- ja paluulinjojen väliin järjestetyllä vapaakerroilla.

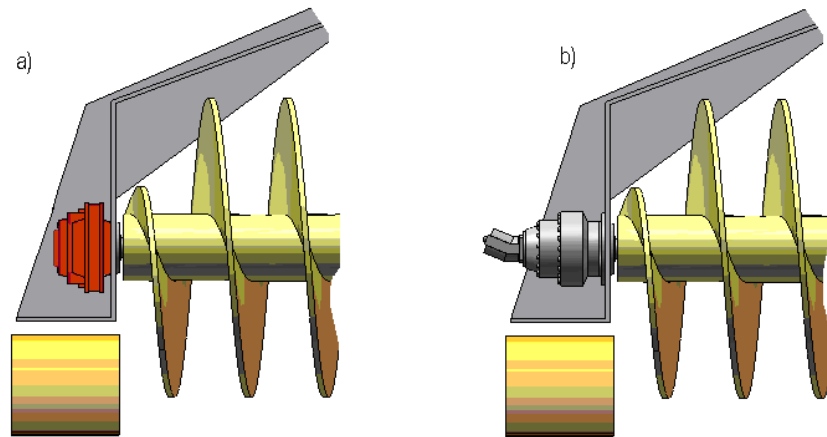
Rummun voimansiirron, sekä tietysti muunkin hydraulijärjestelmän asennustoteutuksessa on huomioitava se, ettei mikään letku ole litistymis- tai hankautumisvaarassa. Rummun voimansiirrosta tilavuusvirta on niin suuri, että letkurikon sattuessa öljyvahinko ja pumppuvaurio tapahtuvat nopeasti.

6.3. Hydrostaattisen voimansiirron toteutusvaihtoehdot

Sekoitusrummun voimansiirron toiminta eroaa suljetun piirin hydrostaattisesta ajovoimansiirrosta muun muassa siinä, että rummun välityssuhdetta ei voida muuttaa automaattisesti kuormituksen mukaan vaan se pidetään asetetussa arvossa. Voimansiirto siis mitoitetaan niin sanotulle nurkkatehelle, jossa suurin vääntömomentti ja suurin

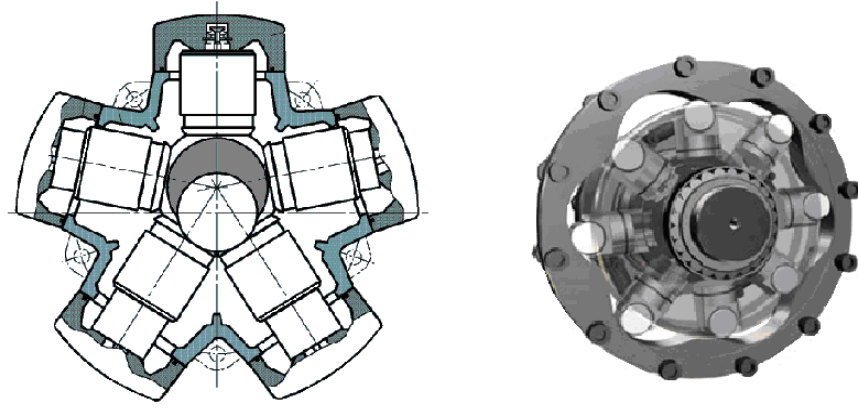
pyörimisnopeus esiintyvät yhtä aikaa. Tämän takia voimansiirron välityssuhteen muuttaminen on pakkokin toteuttaa pelkästään pumpulla, sillä välityksen kasvattaminen moottorin kierrostilavuutta pienentämällä pienentäisi myös saatavaa vääntömomenttia. Koska moottorin säätöä ei käytetä, voidaan myös moottorin tyyppi ja rakenne valita sen puolesta vapaasti. Hydrostaattinen voimansiirto voidaan tässä sovelluksessa toteuttaa järkevästi käytännössä kahdella eri tavalla:

- Rumpua pyöritetään rummun toisesta tai molemmista päistä suoraan rummun akselille kytketyllä hidaskäyntisellä moottorilla, (kuva 6.2, a)
- Rumpua pyöritetään rummun toisesta tai molemmista päistä nopeakäyntisellä moottorilla, jotka on kytketty rummun akselille planeettavaihteiston välityksellä (kuva 6.2, b)



Kuva 6.2. Rummun pyörittämiseen käy hidaskäyntinen radiaalimäntämoottori (a) tai nopeakäyntisen aksiaalimäntämoottorin ja planeettavaihteiston yhdistelmä (b).

Ensimmäisen vaihtoehdon hyvä puoli on sen yksinkertaisuus ja komponenttien minimaalinen määrä. Suuren vääntömomentin tuottaminen ilman alennusvaihdetta johtaa väistämättä moottorin melko suureen kierrostilavuuteen, joka taas kasvattaa hintaa ja todennäköisesti myös rajoittaa suurinta pyörimisnopeutta. Kahdella moottorilla kierrostilavuus saadaan puolitettua ja paino saadaan jaettua rummun molempiin päihin. Hidaskäyntiset suuritulavuuksiset moottorit ovat käytännössä radiaalimäntämoottoreita, joiden perustyyppi on esitetty kuvassa 6.3. Tähän käyttötarkoitukseen moottorivalikoimaa rajoittaa lähinnä suuritulavuuksisten moottoreiden suurin sallittu käyntinopeus korkealla painetasolla, eli maksimiteho.

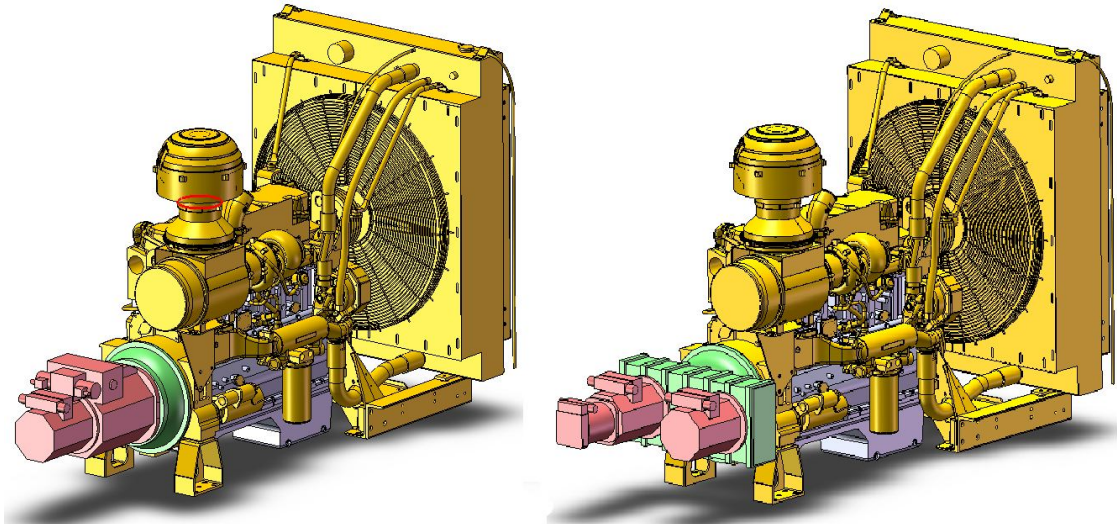


Kuva 6.3. Hidaskäyntisten radiaalimäntämoottoreiden päätyypit. [14] [15]

Kuvan vasemman puoleinen moottorityyppi on varustettu ulkoisilla virtauskanavilla, eli paine jaetaan akselin mukana pyörivällä jakolevyllä virtauskanavia pitkin mäntien päälle, jotka vuorollaan työntävät akselin epäkeskoa. Oikeanpuoleisissa moottorityypeissä, eli niin kutsutussa nokkarengasmoottorissa on sisäiset virtauskanavat, joita pitkin paine ohjataan jakolevyn avulla vuorottain vastakkaisten mäntien alle. Mäntien rullat vastaavat kiinteään nokkakehän muotoon pakottaen sylinteriryhmän kääntymään. Ominaisuuksiltaan moottorityypit eivät juuri eroa toisistaan, joten molemmat käyvät tähän sovellukseen. [1, s. 130]

Kuvan 6.2 b) kaltainen nopeakäyntisen moottorin ja planeettavaihteen yhdistelmä poikkeaa ulkomitoiltaan hidaskäyntisestä moottorista, sillä voimansiirtopaketista tulee tällä tavoin pidempi, mutta halkaisija saattaa jäädä jopa pienemmäksi. Vinolevy- tai vinoakselityyppinen moottori olisi todennäköisin ratkaisu tähän sovellukseen, sillä muun tyyppisissä nopeakäyntisissä moottoreissa sallitut painetasot jäävät liian pieniksi [1, s. 136].

Käyttömoottorin ja pumppujen välinen voimansiirto voi olla kuvan 6.4 vasemman esimerkin mukaan suoravälitteinen, jolloin läpiakselityyppiset pumput asennetaan peräkkäin ja ensimmäisen pumpun ja käyttömoottorin vauhtipyöräkotelon väliin suunnitellaan välisovite, jonka sisällä akseli ja mahdollinen joustokytkin ovat.



Kuva 6.4. Pumppujen asennustapoja.

Toinen vaihtoehto pumppujen asennukselle on valmiina komponenttina saatava pumppuvaihteisto (kuvassa oikealla), jolla käyttömootorin voima jaetaan mekaanisesti rinnakkain sijoiteltuihin pumppujen asennuspaikkoihin. Tällaisella vaihteella on tyypillisesti jokin välityssuhde, sekä myös tehohäviö, jotka täytyy huomioida pumpun kierrostilavuus- ja teholaskuissa. Kaikki jäljempänä esitettävät pumppulaskut perustuvat selvyiden vuoksi suoraan välitykseen, eli pumpun pyörimisnopeus on yhtä suuri, kuin käyttömootorin käyntinopeus.

6.4. Lähtötietojen laskenta nykyisestä voimansiirrosta

Lähtökohtana voimansiirron suunnittelulle pidetään nykyistä suorituskykyä. Lasketaan ensin taustatiedoksi ajovoimansiirron ottama teho aumanopeuksilla 0 – 500 m/h.

$$\text{Ajonopeus (telan kehänopeus):} \quad v_{tela} = 0 \dots 500 \text{ m/h} \quad (6.1)$$

$$\text{Telapyörän halkaisija:} \quad d_{tela} = 720 \text{ mm} \quad (6.2)$$

$$\text{Telamoottorin kierrostilavuus:} \quad V_{km} = 55 \text{ cm}^3 \quad (6.3)$$

$$\text{Napavaihteen välityssuhde:} \quad i_{tela} = 130 : 1 \quad (6.4)$$

Yhden telamoottorin teor. tilavuusvirta:

$$Q_{telamoottori}(v_{tela}) = \frac{v_{tela}}{d_{tela} \cdot \pi} \cdot V_{km} \cdot i_{tela} \quad (6.5)$$

$$Q_{telamoottori}(v_{tela}) = 0 \frac{l}{\text{min}} \dots 26.3 \frac{l}{\text{min}} \quad (6.6)$$

$$\text{Pumpun teor. tilavuusvirta: } Q_{\text{pumppu}}(v_{\text{tela}}) = 2 \cdot Q_{\text{telamoottori}}(v_{\text{tela}}) \quad (6.7)$$

$$\text{Pumpun maksimipaine: } p_{\text{max}} = 250 \text{ bar} \quad (6.8)$$

Arvioidaan pumpun ja moottorin likimääräiset hyötysuhteet.

$$\text{Pumpun kokonaishyötysuhde: } \eta_{\text{pkok}} = 0.9 \quad (6.9)$$

$$\text{Moottorin volymetrinen hyötysuhde: } \eta_{\text{mvol}} = 0.95 \quad (6.10)$$

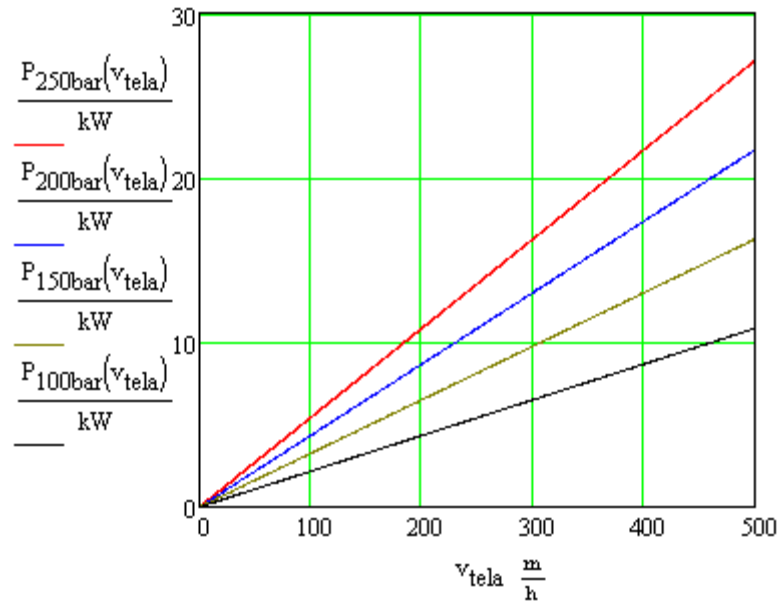
Ajovoimansiirron ottama teho ajonopeuden funktiona:

$$P_{\text{ajo}}(v_{\text{tela}}) = Q_{\text{pumppu}}(v_{\text{tela}}) \cdot p_{\text{max}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{pkok}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{mvol}}} \quad (6.11)$$

$$P_{\text{ajo}}\left(500 \frac{\text{m}}{\text{h}}\right) = 27 \text{ kW} \quad (6.12)$$

Ajovoimansiirron ottama maksimiteho maksimipaineella olisi siis noin 30 kW, mutta käytännössä ajovoimansiirto ei normaalissa käyttötilanteessa kuormitu kovin lähelle maksimipainetta. Kuvassa 6.5 on esitetty ajovoimansiirron ottama teho ajonopeuden funktiona eri pumppupaineilla.

Hydraulikomponenttien hyötysuhteiden paineriippuvuutta ei ole huomioitu tässä eikä seuraavissakaan kuvaajissa tiedon huonon saatavuuden takia. Käytännön merkitystä asialla ei näiden laskelmien kannalta juuri ole, mutta teoriassa paineen kasvaminen parantaa hydromekaanista ja huonontaa volymetristä hyötysuhdetta, joka aiheuttaa sen, ettei tehon ja vääntömomentin muutos painetason mukaan ole välttämättä aivan lineaarinen. Tehon tapauksessa volymetrinen ja hydromekaaninen hyötysuhteiden muutokset tosin kompensoivat toisiaan paineen kasvaessa normaalilla painealueella. [1, s. 126]



Kuva 6.5. Ajovoimansiirron ottama teho ajonopeuden funktiona eri paineilla.

Ajettaessa suurimmalla aumanopeudella 500 m/h ajovoimansiirron teho liikkuu normaalisti noin 10 kW ja 30 kW välillä painetasosta riippuen. Nykyisellä 330 kW moottoriteholla rumpun voimansiirron välittämä maksimiteho on siis normaalisti jotakin 300 kW ja 320 kW:n väliltä, mutta tämä riippuu lisäksi myös käyttömoottorin apulaitteiden sekä muiden hydraulitoimintojen kuormitustilanteesta.

Maksimaalisen rumpukuormituksen tilanteessa ajonopeus voidaan joutua hiljentämään melkein pysähdyksiin, jolloin rumpua käytetään lähes kaikella moottoriteholla. Täysin nolleen ajovoimansiirron teho ei teoriassa kuitenkaan koskaan mene, sillä LS-pumppu pitää yllä 15 – 25 bar paineen aina, mutta mainittavaa merkitystä tällä ei tehon kannalta kuitenkaan ole. Pidetään hydrostaattisen rumpuvoimansiirron mitoitusperusteena selvyiden vuoksi kuitenkin tällaista teoreettista maksimikuormitustilannetta, jossa voimansiirron komponenttien pitää pystyä siirtämään koko käyttömoottorin teho rummulle.

Lasketaan sekoitusrumpun kokonaisvälityssuhde ja vääntömomentti maksimiteholla.

$$\text{Hihnapyörien halkaisijat:} \quad d_1 = 355 \text{ mm} \quad (6.13)$$

$$d_2 = 560 \text{ mm} \quad (6.14)$$

$$\text{Hihnavedon välityssuhde:} \quad i_{\text{hihna}} = \frac{d_2}{d_1} = 1.578 : 1 \quad (6.15)$$

$$\text{Kulmavaihteen välityssuhde:} \quad i_{\text{vaihte}} = 9.915 : 1 \quad (6.16)$$

$$\text{Kokonaisvälytyssuhde:} \quad i_{\text{kok}} = i_{\text{hihna}} \cdot i_{\text{vaihde}} \quad (6.17)$$

Välytyssuhteen ja tehon perusteella saadaan rummun pyörimisnopeus, sekä vääntömomentti käyttömoottorin maksimitehon käyntinopeudella 1800 rpm. Mekaanisen voimansiirron todellista hyötysuhdetta voi vain arvailla, mutta perustetaan laskelma arviolle, että kulmavaihteen hyötysuhde on 0.9 ja hihnavedon hyötysuhde on 0.95.

$$\text{Kulmavaihteen hyötysuhde:} \quad \eta_{\text{vaihde}} = 0.9 \quad (6.18)$$

$$\text{Kiilahihnan hyötysuhde:} \quad \eta_{\text{hihna}} = 0.95 \quad (6.19)$$

$$\text{Kokonaishyötysuhde:} \quad \eta_{\text{mek_tot}} = \eta_{\text{vaihde}} \cdot \eta_{\text{hihna}} \approx 0.86 \quad (6.20)$$

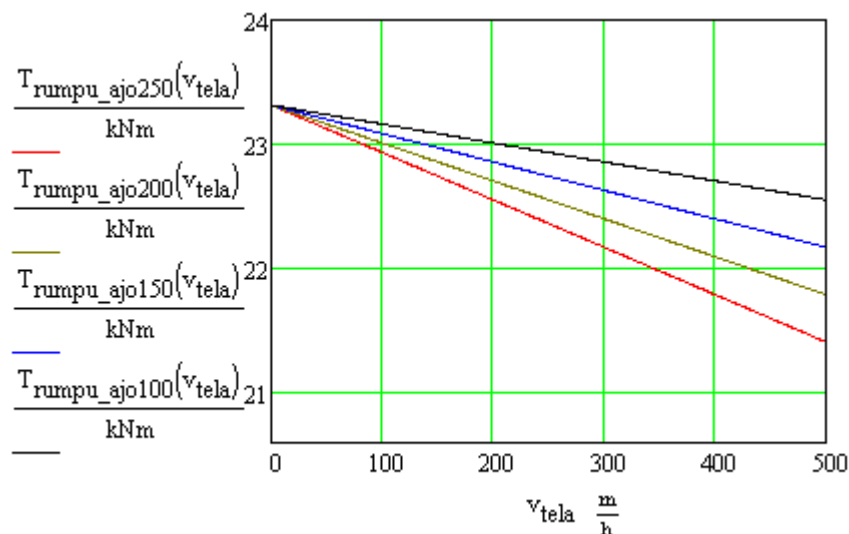
$$\text{Moottorin käyntinopeus:} \quad n_{\text{diesel}} = 1800 \text{rpm} \quad (6.21)$$

$$\text{Rummun nopeus:} \quad n_{\text{rumpu}} = n_{\text{diesel}} \cdot i_{\text{kok}} \approx 115 \text{rpm} \quad (6.22)$$

$$\text{Rummun vääntömomentti:} \quad T_{\text{rumpu}} = \frac{330 \text{kW} - P_{\text{ajo}}}{n_{\text{rumpu}} \cdot 2\pi} \cdot \eta_{\text{mek}} \quad (6.23)$$

$$\text{Suurin teor. vääntömomentti:} \quad T_{\text{rumpu}} = \frac{330 \text{kW} - 0}{n_{\text{rumpu}} \cdot 2\pi} \cdot \eta_{\text{mek}} \approx 23.4 \text{kNm} \quad (6.24)$$

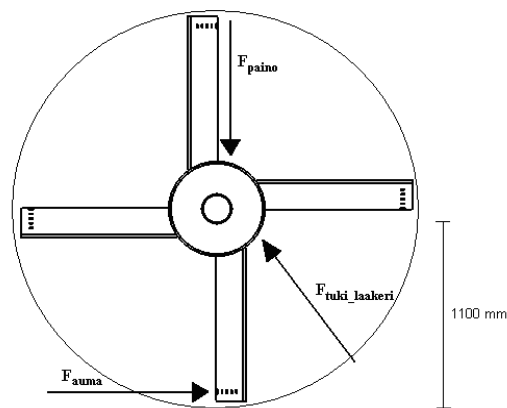
Pidetään vääntömomenttiarvoa 24 kNm miniminä hydrostaattisen rumpuvoimansiirron mitoitukselle. Kuvassa 6.6 on esitetty vielä rummulta saatava vääntömomentti ajonopeuden funktiona ajovoimansiirron eri painetasoilla.



Kuva 6.6. Rummulta saatava vääntömomentti ajonopeuden funktiona ajovoimansiirron kuormanpaineilla 100 bar:sta (musta viiva) 250 bar:iin (punainen viiva).

Kuvaajan mukaan rummulta saatava laskennallinen vääntömomentti on noin 21.5 kNm – 23.5 kNm ajovoimansiirron kuormituksesta ja ajonopeudesta riippuen. Ajonopeuden kasvaessa rummun pyörikykseen jäävä teho ja vääntömomentti pienenevät. Tämä on hankala ilmiö siksi, että momenttivaatimus on luonnollisesti sitä suurempi mitä kovempaa aumalla yritetään ajaa, eli tilanne on päinvastoin kuin liikkuvien työkoneiden ajovoimansiirroissa yleensä. Käytännössä rummun pyörimisnopeus täytyy pitää aumalla aina nimellisarvossaan ja kuljettaja tai automaattikka säätelee ajonopeutta kuormitusilannetta, eli materiaalia ja sen tiheyden muutoksia vastaavaksi. Rummun normaalia pyörimisnopeutta ei mitoitusvaiheessa lähdetä muuttamaan, koska sen ei nykyisellään tiedetä aiheuttavan puutteita sekoitustulokseen tai käytettävyyteen ja se on aikanaan perusteellisilla testeillä valittu nopeus.

Rummun laakerikuormitukset ovat hydrostaattisen voimansiirron kannalta oleellista tietoa siksi, että sen perusteella päästään arvioimaan, voidaanko rummun runkolaakerointi jättää voimansiirtokomponentin (hydraulimoottorin tai alennusvaihteen) varaan. Tällainen ratkaisu ei ole välttämätön, mutta rakenteen modulaarisuutta ja yksinkertaisuutta sillä voitaisi lisätä, sekä lisäksi sillä voidaan saada aikaan pieni kustannussäästö. Seuraavassa kuvassa on esitetty mitkä rumpuun vaikuttavat voimat aiheuttavat laakereiden säteiskuormituksen. Laakereiden tukireaktiot ovat kuvan 6.7 mukaan suurimmillaan alaviistossa kello viiden kohdilla, johon rummun painovoiman ja auman siipivoiman resultantti vaikuttaa.



Kuva 6.7. Rumpuun ja heittosiipiin vaikuttavat voimat.

Auman likimääräinen heittosiipeen aiheuttama voima F_{auma} voidaan laskea rummun maksimivääntömomentista. Painovoiman laskemiseen käytetään rummun karkeasta 3D-mallista saatua massaa. Rummun kumpaankin päähän kohdistuvaksi säteisvoimaksi tulee tällöin puolet edellisten resultantista kaavan 6.27 mukaan:

$$\text{Rummun massa:} \quad m_{rumpu} = 3300 \text{ kg} \quad (6.25)$$

$$\text{Vääntömomentti:} \quad T_{\text{rumpu}} = 24 \text{ kNm} \quad (6.26)$$

Rummun kumpaakin päätä radiaalisesti kuormittava voima:

$$F_{LT} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(m_{\text{rumpu}} \cdot g)^2 + \left(\frac{T_{\text{rumpu}}}{1100 \text{ mm}}\right)^2} \approx 20 \text{ kN} \quad (6.27)$$

Laakerin laskennallinen säteiskuormitus ei siis ole kovin suuri voimansiirron komponentin kannettavaksi, sillä nykylaitteessa käytettävän kokoluokan runkolaakereilla dynaaminen kantoluku satojen kilonewtoneiden luokkaa. Jatkuvilla aksiaalivoimilla rumpu ei kuormitu, koska rummun kummankin pään kierresiipien aiheuttamat voimat kumoavat toisensa. Sekoitettavasta materiaalista ja siellä esiintyvistä kiinteistä sattumista voi sen sijaan aiheutua voimakkaitakin hetkellisiä aksiaalivoimia, jotka on huomioitava komponenttien laakeroinnissa ja voimansiirron tuennassa.

Laakeroinnin kannalta parhaiten tähän tarkoitukseen kävisivät liikkuviin työkoneisiin tarkoitetut napamoottorit tai napavaihteet, sillä niiden laakerointi on suunniteltu kantamaan raskaan koneen paino, sekä ottamaan vastaan pyörien kautta välittyviä epämääräisiä kuormituksia. Näiden komponenttien ongelma on kuitenkin se, että niiden sallitut maksimitehot ovat poikkeuksetta riittämättömiä tähän sovellukseen, jossa 300 – 400 kW teho pitäisi siirtää yhdellä tai kahdella napamoottorilla tai vaihteella. Suuremman voiman ja tehon ulosottoon tarkoitetut hidaskäyntiset hydraulimoottorit ja planeettatyypiset alennusvaihteet on toki myös laakeroitu sillä periaatteella, että ne kestävät käyttösovelluksen säteis- ja aksiaalikuormia. Laakereiden mitoitus ja saatavilla olevien laakerointivaihtoehtojen soveltuvuus ja riittävyys on kuitenkin tarkasteltava erikseen komponenttitoimittajan kanssa, sillä muiden, kuin ajovoimansiirron napamoottoreiksi tai -vaihteiksi tarkoitettujen komponenttien sallittujen laakerikuormia eivät valmistajat juuri ilmoita.

Jos voimansiirron komponenttien kestoikää halutaan varjella kaikin keinoin, tai komponenttien asennettavuus ja irrotettavuus on ensiarvoinen asia, kannattaa rummun runkolaakerointi tehdä vanhaan tapaan erillisillä reilusti mitoitetuilla rullalaakereilla.

6.5. Mitoituslaskenta

6.5.1. Yksi hidaskäyntinen pyöritysmoottori

Hydrostaattisen voimansiirron mitoituspaineeaksi kannattaa mobiilikoneessa usein valita melko korkea painetaso, jolloin komponenttien kokoluokkaa saadaan pienennettyä. Tässä tapauksessa on kuitenkin syytä myös pohtia kannattaako voimansiirto mitoittaa aivan suorituskykynsä rajoilla käyville komponenteille, sillä lähes maksimin käyttötehon kuormitustilanteet ovat luonteeltaan paljon pidempikestoisia, kuin esimerkiksi ajovoimansiirroissa, joissa suljetun piirin hydraulikomponentteja

pääsääntöisesti käytetään. Tässä mitoituksessa pyritään vertailun vuoksi löytämään sopivat komponentit sekä korkealle, että hieman matalammalle painetasolle. Suljetun piirin pumppuja on tavallisesti saatavissa 350 bar:in paine-erolle asti, mutta monien moottoreiden nimellispainetaso on vain 250 bar.

Lasketaan ensin moottorilta vaadittava kierrostilavuus 300 bar paine-erolla ja 24 kNm vääntömomentilla, joka siis vastaa rummulta vaadittavaa maksimimomenttia hiukan ylöspäin pyöristettynä. Hydraulimoottorin pyörimisnopeus on tässä siis sama kuin rummun, joten välityssuhde on 1. Järjestelmän korkeimmaksi absoluuttiseksi paineeksi tulee paine-eron ja syöttöpumpulla paluupuolelle tuotettavan syöttöpaineen summa.

Paine-ero moottorin paine- ja paluupuolen yli:

$$\Delta p = 300 \text{ bar} \quad (6.28)$$

Vääntömomentti:

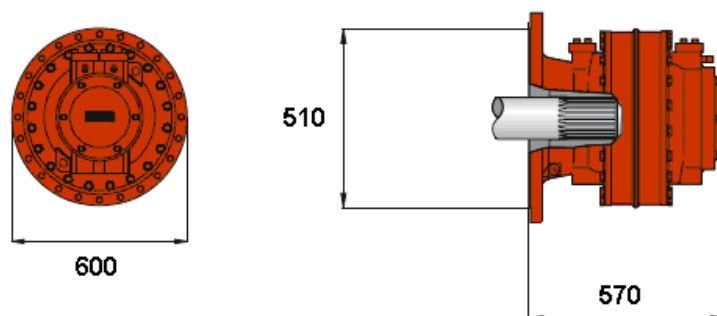
$$T_{rumpu} = 24 \text{ kNm} \quad (6.29)$$

300 bar paine-erolla vaadittava moottorin teoreettinen kierrostilavuus:

$$V_{km} = \frac{T_{rumpu} \cdot 2\pi}{\Delta p} \approx 5027 \text{ cm}^3 \quad (6.30)$$

Yksi harvoista riittävän kierrostilavuus- ja paineluokan radiaalimäntämoottoreiden valmistajista on ruotsalainen Hägglunds. Hägglundsin voimansiirtoratkaisut ovat tunnettuja ja sillä on myös edustus Suomessa, joten otetaan mitoitusimerkit sen valikoimasta.

Hägglundsin tähän sovellukseen parhaiten sopivasta CBP -sarjasta lähimpänä laskettua kierrostilavuutta ovat kokoluokat CBP 140 80 (5024 cm³) ja CBP 140 100 (6280 cm³), jotka on päämittoineen esitetty kuvassa 6.8. Kierrostilavuuksiltaan moottorit ovat molemmiin puolin 300 barilla kohdassa 6.29 laskettua kierrostilavuusvaatimusta ja maksimipaineeksi niille ilmoitetaan 350 bar. [16]



Kuva 6.8. Hägglunds CBP 140 -moottorin mitat [16].

Taulukkoon 6.1 on laskettu näille moottorille tarvittavat tilavuusvirrat ja paine-erot, sekä pumppukoko rummun pyörimisnopeudella 115 rpm. Moottoreiden hyötysuhteita ei ilmoiteta, mutta pyritään antamaan niille konservatiiviset arviot.

$$\text{Moottorin volymetrinen hyötysuhde:} \quad \eta_{volm} = 0.95 \quad (6.31)$$

$$\text{Moottorin hydromekaaninen hyötysuhde:} \quad \eta_{hmm} = 0.95 \quad (6.32)$$

$$\text{Pumpun volymetrinen hyötysuhde:} \quad \eta_{volp} = 0.95 \quad (6.33)$$

Taulukko 6.1. Vaadittava paine-ero, tilavuusvirta ja pumpun kierrostilavuus.

| Moottorin kierrostilavuus | Vaadittava paine-ero | Vaadittava tilavuusvirta | Pumpun vaadittava kierrostilavuus |
|---------------------------|----------------------|---|---|
| Moottorin tyyppi | V_{km} | $\Delta p_m = \frac{T_{rummu} \cdot 2\pi}{V_{km} \cdot \eta_{hmm}}$ | $Q_{mvaad} = \frac{V_{km} \cdot n_{rummu}}{\eta_{volm}}$ |
| | | | $V_{sp} = \frac{Q_{mvaad}}{n_{diesel} \cdot \eta_{volp}}$ |
| CBP 140 80 | 5024 cm ³ | 316 bar | 608 l/min |
| CBP 140 100 | 6280 cm ³ | 253 bar | 760 l/min |

Suurista pumppuvalmistajista ainakin Bosch Rexrothin A4CS -säätötilavuuspumppujen kierrostilavuusluokat (355 cm³ ja 500 cm³) käyvät taulukon 6.1 mukaisten vaadittujen tilavuusvirtojen tuottamiseen yhdellä pumpulla [17]. Suuremmalle kierrostilavuudelle löytyy sopiva pumppu myös Parkerilta (suljetun piirin Denison P24 ja P30 -pumput) [18]. Kumpaakin CBP -moottoria vastaavat tilavuusvirtavaatimukset saadaan toteutettua myös kytkemällä rinnakkain kaksi pienempää pumppua, jolloin komponenttivalikoimaa saadaan laajennettua Parkerin lisäksi myös Sauer Danfoss S90 -pumpuilla [19]. Pienemmällä CBP 140 80 -moottorilla ja yhdellä 355 cm³ A4CS -pumpulla ja ei tosin teoriassa aivan saavuteta rummun pyörimisnopeutta 115 rpm käyttömoottorin käyntinopeudella 1800 rpm, mutta ero on merkityksetön ja tarvittaessa puuttuvat kymmenykset voidaan paikata nostamalla käyttömoottorin kierroksia.

Pumppujen ottama teho vaaditulla rummun vääntömommentilla ja pyörimisnopeudella on kaikissa tapauksissa sama, mikäli eri pumppujen ja moottoreiden kokonaishyötysuhteet oletetaan yhtä suuriksi. Todellisuudessa säätöpumppujen käyttäminen vajaalla tuotolla huonontaa hyötysuhdetta, mutta tässä tapauksessa ero suuremmalta pumpulta vaaditun tuoton ja maksimituoton välillä on melko pieni, joten jätetään sen vaikutus huomioimatta. Ilmiön vaikutusta voidaan niin halutessa myös kompensoida nostamalla rummun pyörimisnopeutta tai laskemalla käyttömoottorin kierroksia, jolloin pumppu saadaan käymään täydellä tuotolla.

Lasketaan käyttötehovaatimus pienemmän moottorin ja yhden 355 cm³ pumpun parametreilla. Pumpua käytetään maksimituotolla.

$$\text{Pumpun hydromekaaninen hyötysuhde: } \eta_{hmp} = 0.95 \quad (6.34)$$

$$\text{Tehovaatimus: } P_{pump} = V_{kp} \cdot n_{diesel} \cdot \Delta p_p \cdot \frac{1}{\eta_{hmp}} \approx 354kW \quad (6.35)$$

Paluupuolen paine tuotetaan syöttöpumpulla, ja letkujen painehäviö oletetaan merkityksettömäksi, joten kohdassa 6.35 pumpun paine-ero on oletettu samaksi, kuin moottorin paine-ero. Lasketaan lisäksi syöttöpumpun ottama teho, kun paluupaineena on huuhteluventtiilin avautumispaine 16 bar [17].

$$\text{Paluupaine: } p_{paluu} = 16bar \quad (6.36)$$

$$\text{Syöttöpumpun paine: } P_{syöttö} = P_{paluu} \quad (6.37)$$

$$\text{Hydromekaaninen hyötysuhde: } \eta_{hmsyöttö} = 0.95 \quad (6.38)$$

Syöttöpumpun kierrostilavuus 355 cm³ pumpussa:

$$V_{ksyöttö} = 80cm^3 \quad (6.39)$$

Syöttöpumpun ottama teho:

$$P_{syöttö} = V_{ksyöttö} \cdot n_{diesel} \cdot P_{syöttö} \cdot \frac{1}{\eta_{hmsyöttö}} \approx 4kW \quad (6.40)$$

Suuremmassa 500 cm³ pumpussa myös syöttöpumpun kierrostilavuus on hieman suurempi, mutta syöttöpumpun teho ei siinäkään nouse yli 5 kW. Hydrostaattisen voimansiirron ottamaksi tehoksi näillä suorituskykyvaatimuksilla tulee siis pääpumpun ja syöttöpumpun yhteisteho. Kuten edellä todettiin, ei kahden rinnakkaisen pumpun käyttäminen myöskään merkittävästi muuta tehovaatimusta muuten, kuin komponenttien pienten hyötysuhde-erojen osalta.

$$\text{Kokonaistehovaatimus: } P_{HST} = P_{pump} + P_{ksyöttö} \approx 360kW \quad (6.41)$$

Tehovaatimuksesta tulisi siis noin 30 kW suurempi, kuin nykyisen mekaanisen voimansiirron käyttöteho, rummun vääntömomentti on tosin tässä hieman ylöspäin

pyörästetty. Lasketaan vielä hydrostaattisen voimansiirron kokonaishyötysuhde anto- ja ottotehon suhteesta:

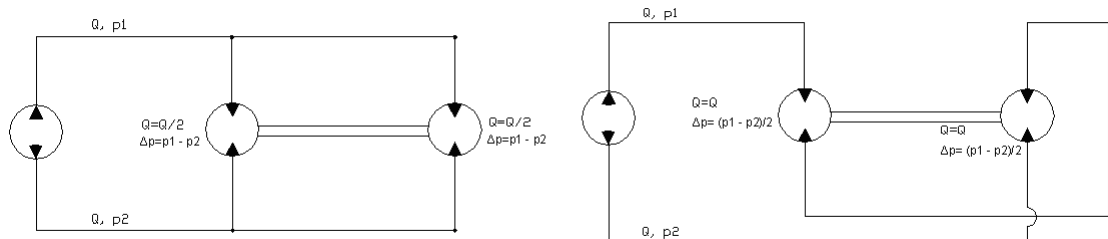
$$\eta_{hst_tot} = \frac{T_{rumpu} \cdot 2\pi \cdot n_{rumpu}}{P_{pump} + P_{syöttö}} \approx 0.8 \quad (6.42)$$

Näin laskettuna HST:n kokonaishyötysuhde on noin kuusi prosenttiyksikköä huonompi, kuin mekaaniselle voimasiirrolle kohdassa 6.20 arvioitu kokonaishyötysuhde. Molemmat hyötysuhteet sisältävät joukon arvauksia yksittäisten komponenttien hyötysuhteista, mutta suuruusluokiltaan niitä voidaan pitää kuitenkin oikeansuuntaisina, eli hydrostaattisen voimansiirron kokonaishyötysuhde on väistämättä hieman mekaanista huonompi [1, s. 13]. Tässä sovelluksessa se tulee paremmin esille, kuin liikkuvien koneiden ajovoimansiirrossa, sillä niissä voimansiirron huonompi hyötysuhde kompensoituu sillä, että portaattoman välityssuhdealueen takia käyttömoottori saadaan pidettyä hyvällä hyötysuhdealueella useimmissa käyttötilanteissa, toisin kuin portaallisen vaihteiston avulla. Tässä sovelluksessa rumpu pyörii vakiokierrosluvulla ja jatkuvalla kovalla kuormituksella, jolloin portaaton välityssuhteen muuttaminen voidaan hyödyntää pääasiassa vain auman aloituksessa ja lopetuksessa, sekä mahdollisesti joillakin erikoisen raskailla tai keveillä materiaaleilla.

Yhden hidaskäyntisen moottorin ratkaisu ei ole välttämättä kovin ideaalinen ratkaisu vaatimattoman komponenttivalikoiman takia, mutta laskennan perusteella saatiin kuitenkin muihinkin ratkaisuihin pätevä käsitys hydrostaattisen voimansiirron teho- ja komponenttivaatimuksista.

6.5.2. Kaksi hidaskäyntistä moottoria

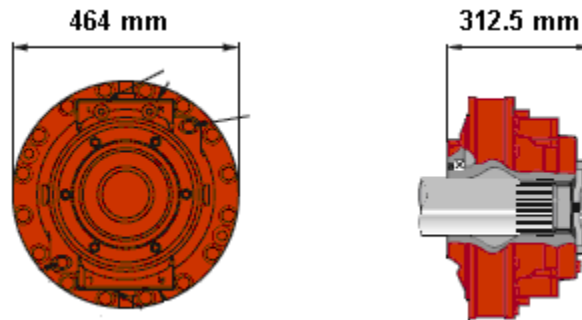
Kahden moottorin johtoajatus on selvästi paremman komponenttivalikoiman lisäksi se, että voimansiirron paino ja sen vaatima tila saadaan jaettua tasaisemmin koneen molempiin päihin. Lisäksi ratkaisu antaa mahdollisuuden jättää rummun runkolaakerointi kokonaan hydraulimoottoreiden varaan, mikäli niiden laakerointi on suunniteltu kantamaan riittävästi ulkoista kuormaa. Moottorit voisi periaatteessa kytkeä hydraulisesti joko sarjaan tai rinnan kuvan 6.9 periaatteen mukaan.



Kuva 6.9. Moottoreiden rinnan- ja sarjaankytkentä. Kuvassa on esitetty myös tilavuusvirtojen ja paineiden periaatteellinen käyttäytyminen kytkennöissä.

Rinnankytkennässä yhden moottorin tilavuusvirta on puolet kokonaistilavuusvirrasta ja paine on sama, kuin syöttöpaine. Sarjaankytkennässä taas kokonaistilavuusvirta menee kummankin moottorin läpi, ja molempien moottoreiden paine-ero on puolet kokonaispaine-erosta. Tällöin vaaditun vääntömomentin tuottamiseen tarvitaan kaksi samankokoista moottoria, kuin edellisen kappaleen mitoituksessa. Kaksi moottoria on siis järkevää kytkeä hydraulisesti rinnakkain, koska se puolittaa yhdeltä moottorilta tarvittavan kierrostitavuuden yhden moottorin ratkaisuun nähden. Koska moottorit ovat yhteenkytketty rummun akselilla mekaanisesti, jakaantuu tilavuusvirta rinnankytkennässä itsestään tasan kummankin moottorin kesken.

Hägglundsilla on CBP -sarjan lisäksi pienempien radiaalimäntämoottoreiden CA-sarja, jonka moottoreissa on vain yksi nokkakehä CBP-sarjan kahden kehän (sylinteriryhmän) asemesta. CA-sarjasta löytyvät kokovaihtoehdot CA 50 40 (2512 cm³) ja CA 50 (3140 cm³) ovat kierrostitavuuksiltaan siis tasan puolet edellisen kappaleen laskennassa käytetyistä CBP 140 80- ja CBP 140 100 -moottoreista, joten edellä tehdyt laskut ovat yhtäpitäviä kierrostitavuuksiltaan puolet pienempien rinnankytkettyjen moottoreiden kanssa. CA 50 -moottoreiden mitat on esitetty kuvassa 6.10. [16]



Kuva 6.10. Hägglunds CA 50 -sarjan (2512 cm³ ja 3140 cm³) moottoreiden tärkeimmät mitat [16]. Vertaa kuvaan 6.8.

Kahden hidaskäyntisen moottorin toteutukseen noin 300 kW teholuokassa käyviä moottoreita valmistavat Hägglunds lisäksi ainakin Denison Calzoni [14], SAI [20], Rotary Power (SMA) [21], Intermot [22] ja Kawasaki [23].

Edellä suuremman kokoluokan mitoitusiesimerkkeinä käytetyillä CBP- tai CA-moottoreilla toteutettava voimansiirto antaa vielä periaatteessa mahdollisuuden suuremmille vääntömomenttitasoille, kuin laskennassa käytetty 24 kNm, mikäli komponentteja halutaan ja uskalletaan kuormittaa niille luvattulla maksimipaineella. Lasketaan moottoreilta saatava vääntömomenttialue pumpun paineilla 200 – 350 bar, sekä vääntömomentteja vastaavat käyttöteho-vaatimukset.

Moottorin (moottoreiden) yhteiskierrostitavuus:

$$V_{km} = 6280 \text{ cm}^3 \quad (6.43)$$

Pumpun käyttökierrosten tilavuus (500 cm^3 pumppu):

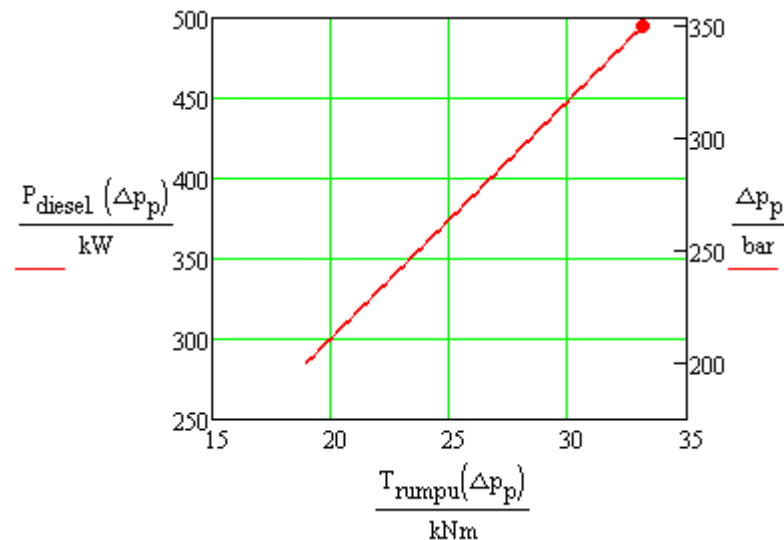
$$V_{kp} = 445 \text{ cm}^3 \quad (6.44)$$

Vääntömomentti paineen funktiona:

$$T_{rumppu}(\Delta p) = \frac{\Delta p \cdot V_{kn} \cdot \eta_{hmm}}{2\pi} \quad (6.45)$$

Tehovaatimus paine-eron funktiona:

$$P_{diesel}(\Delta p) = V_{kp} \cdot n_{diesel} \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{\eta_{hmp}} + P_{syöttö} \quad (6.46)$$



Kuva 6.11. Käyttömoottorilta vaadittava teho, sekä pumpun paine-ero rummulta saatavan maksimimomentin funktiona.

Käyttökelpoinen käyttömoottorin tehoalue suuremmalle komponenttiyhdistelmälle (moottori/moottorit 6280 cm^3) olisi kuvaajan 6.11 mukaan noin 300 – 500 kW. Tällä käyttötehoalueella saavutetaan noin 20 – 33 kNm vääntömomentit ja käyttötehon kasvattaminen 50 kW:lla nostaa saatavaa maksimimomenttia aina noin 3 kNm. Käyttöteho vaatimusta kasvattaa tässä siis ainoastaan vääntömomentti, rummun pyörimisnopeutta ei ole muutettu 115 rpm:sta.

Kaiken kaikkiaan hidaskäyntisistä moottoreista voidaan todeta, että yhden tai kahden moottorin toteutukset ovat hydraulikomponenttien kannalta yhtä mahdollisia, ja että mitoituksen kannalta järkevä komponenttiyhdistelmä saadaan valittua sekä matalammalle, että korkeammalle painetasolle. Kokonaisuuden kannalta järkevin vaihtoehto on rummun pyörittäminen molemmista päistä, sillä moottoreilta vaadittavan kierrosten tilavuuden puolittuessa soveltuva moottorivalikoima paranee huomattavasti. Hidaskäyntisillä moottoreilla toteutettu voimansiirto on myös erittäin kompakti ja

teknisesti mielekäs vaihtoehto siksi, että tehon siirtämiseen ja välityssuhteen haluttuun pudottamiseen, sekä portaattomaan säätämiseen tarvitaan vain pumppu ja melko pienikokoiset moottorit.

Yhden tai kahden pumpun valintaa ohjaavat kustannukset, haluttu komponenttitoimittaja, sekä halutun osasijoittelun mahdollisesti asettamat rajoitukset peräkkäin asennettaville pumpuille.

6.5.3. Yksi nopeakäyntinen pyöritysmoottori ja vaihde

Sopivalla mitoituksella nopeakäyntisen moottorin ja alennusvaihteen yhdistelmällä voi myös saada aikaan ominaisuuksiltaan ja mitoiltaan järkevä voimansiirto. Tällaisessa toteutuksessa komponenttiyhdistelmä voidaan saada jopa hidaskäyntistä moottoria kompaktimmaksi, sillä moottoriksi voidaan valita nimenomaan suljettuun piiriin tarkoitettu korkeapaineinen moottorityyppi, joiden maksimipainetasot ovat suljetun piirin pumppujen tavoin tavallisesti 350 bar.

Ratkaisun selvä huono puoli on peräkkäisten voimansiirron komponenttien hyötysuhdetta, sekä voimansiirron kokonaisluotettavuutta alentava vaikutus. Kuumassa käyttöympäristössä vaihteen voiteluöljy vaatii vielä lisäksi oman jäähdytyksensä, joka ei ole eduksi voimansiirron yksinkertaistamisen kannalta. Vaihteelle ja sen laakeroinnille mitoitettu käyntiaika ei myöskään saisi muodostua laitteen käyttöikä selvästi rajoittavaksi tekijäksi, jolloin tämän sovelluksen planeettavaihteen melko suuri toisioakselin nopeus pakottaa helposti vaihteen kokoluokan ylitysmittamiseen, jotta sen asettamasta käyntiaikarajoitteesta päästäisiin.

Nopeakäyntisen moottorin ja alennusvaihteen yhdistelmän mitoittamiseen tulee lisäparametriksi alennusvaihteen välityssuhde. Suorituskykyvaatimukset ovat samat, kuin hidaskäyntisen moottorin mitoituksessa.

$$\text{Vääntömomentti:} \quad T_{\text{rumppu}} = 24 \text{ kNm} \quad (6.47)$$

$$\text{Rummun pyörimisnopeus:} \quad n_{\text{rumppu}} = 115 \text{ rpm} \quad (6.48)$$

Hidaskäyntisen moottorin kierrostilavuusvaatimukseksi saatiin edellisen kappaleen alussa 5291 cm^3 300 bar paine-erolla ja välityssuhteella 1:1. Kaksinkertaistamalla alennussuhde vaadittava kierrostilavuus puolittuu, joten samaa lähtöpainetasoa käyttäen voidaan esittää seuraavanlaiset yhteydet:

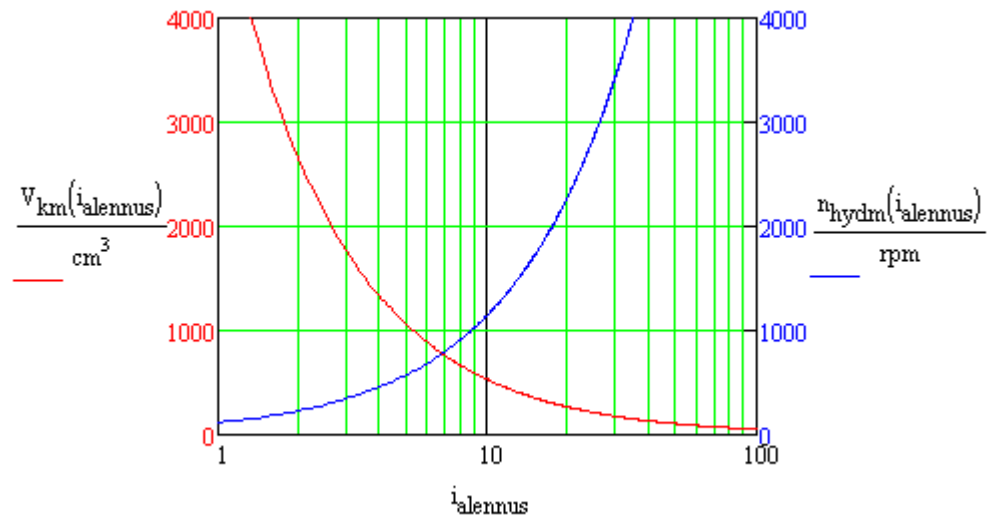
Moottorin kierrostilavuus välityssuhteen funktiona:

$$V_{\text{km}}(i_{\text{alennus}}) = \frac{5291 \text{ cm}^3}{i_{\text{alennus}}} \quad (6.49)$$

Hydraulimoottorin pyörimisnopeus välityssuhteen funktiona:

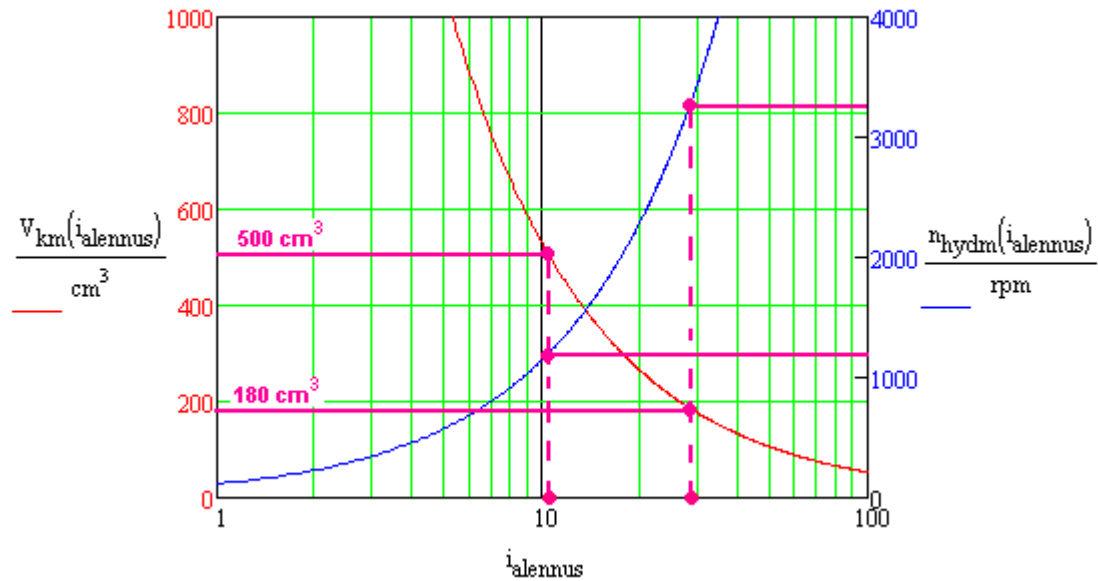
$$n_{hyd}(i_{alennus}) = 115rpm \cdot i_{alennus} \quad (6.50)$$

Esitetään yhteydet vielä graafisesti kuvaajassa 6.12, jonka perusteella voidaan nähdä, mistä kokoluokasta komponentteja kannattaa alkaa etsiä. Punaiselta käyrältä luetaan kutakin välityssuhdetta ($i_{alennus}$) vastaava moottorin kierrosluvu ja siniseltä käyrältä kutakin välityssuhdetta vastaava moottorin pyörimisnopeus.



Kuva 6.12. Välityssuhteen vaikutus moottorilta vaadittavaan kierroslavuuteen ja käyntinopeuteen 300 bar paine-erolla.

Kuvaajasta voidaan nähdä, että vaihteen välityssuhdetta ei voi valita kovin suureksi (eli moottorilavuutta pieneksi), koska hydraulimoottorin pyörimisnopeus karkaa nopeasti ylisuureksi. Tässä tapauksessa moottorivalmistajien rajoituksia kannattaa uskoa, koska tavoitteena on rakentaa luotettava voimansiirto raskaasti kuormitettuun käyttösovellukseen. Moottorivalmistajista ainoastaan Bosch Rexroth tuntuu pystyvän lupaamaan noin 180 – 500 cm^3 vinoakselimoottoreita (A2FM -sarja) tässä sovelluksessa tarvittavalle teho- ja kierroslukualueelle [24]. Alla olevaan edellisestä kuvaajasta uudelleenskaalattuun kuvaajaan on merkitty lilan värisillä viivoilla ääripäistä 180 cm^3 ja 500 cm^3 moottoreita vastaavat käyntinopeudet, sekä näitä vastaavat vaihteen välityssuhteet.

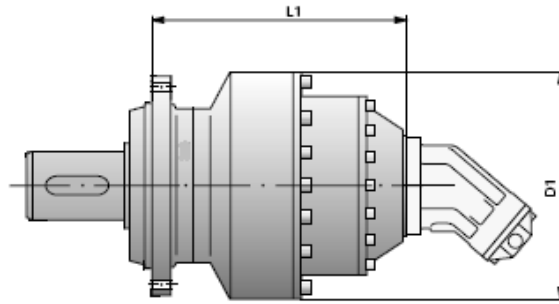


Kuva 6.13. Edelliseen kuvaajaan on lisätty 180 cm³ ja 500 cm³ moottoreita vastaavat lilat viivat, jotka osoittavat moottoreiden käyntinopeuden ja vaadittavan välityssuhteen.

Jotta kompaktiustavoitteessa pysyttäisiin, ei moottorin kokoluokkaa kannata kasvattaa yli 500 cm³. Toisaalta alle 180 cm³ A2FM -moottoreiden suurin käyntinopeus karkaa yli sallitun ja moottorin suurin sallittu nurkkateho tulee vastaan. Tällä kierrostilavuusalueella alennusvaihteelta vaadittavan välityssuhteen on oltava kuvaajan 6.13 mukaan välillä 10 – 30.

Tämän toteutustavan haasteeksi osoittautuu sellaisen alennusvaihteen löytäminen, jonka luvataan kestävän 24 kNm vääntömomentti ja 115 rpm käyntinopeus ulostuloakselilla. Tähän ja paljon suurempiinkin vääntömomenttiluokkiin on kyllä saatavilla planeettavaihteita standardikomponentteina muun muassa Breviniltä [25] ja Bonfigliolilta [26], sekä napavaihteiksi tarkoitettusta Bosch Rexrothin GFT -sarjasta, mutta näiden maksimitehot eivät riitä voimansiirron toteuttamiseen yhdellä vaihde-moottoriyhdistelmällä.

Bosch Rexrothin GMH -sarjan teollisuusvaihteista (kuva 6.14) löytyy nopeusvaatimusta vastaavalta välityssuhdealueelta alennusvaihteita, jotka pystyvät välittämään vaaditun tehon [27], joten käytetään mitoitusmerkissä niiden välityssuhdevalikoimaa. Näissäkin vaihteissa suuri toisioakselin nopeus kuitenkin lyhentää laakereille mitoitettua käyntiaikaa kuitenkin selvästi ja pakottaa ylilimitoittamaan vaihteen kokoluokan vääntömomentin kannalta, jotta voimansiirtokomponenteilta edellytettäviin käyntiaikoihin päästään. Eri asia on vielä, rajoittavatko nimenomaan laakerit vaihteen käyttöikä, vai ovatko ne vaihteen hammaspyörät, sillä nykyisen voimansiirron kulmavaihde on laitteen historian aikana osoittautunut olevan todella kovalla rasituksella. Planeettavaihde on kuitenkin rakenteeltaan sikäli kulmavaihdetta parempi komponentti, että siinä siirrettävä momentti jakautuu aina useammalle kuin yhdelle samansuuntaiselle hammaspyöräparille.



Kuva 6.14. GMH -vaihde vinoakselimoottorilla varustettuna. [27]

Laakeroitiin perustuvat kestoiät voidaan laskea valmistajan vertailuarvoilla ja valmistajan soveltamalla laakeroinnin kestoiän kaavalla [27], ja ne on esitetty taulukossa 6.2. Taulukkoon on otettu GMH -sarjan vaihteet, jotka vääntömomenttialueeltaan voisivat käydä sovellukseen. Taulukossa ilmoitetut ulkomitat ovat vain suuntaa antavia, sillä kaikista vaihteista valmistaja ei ole taulukoinut mittoja vaan antaa ne pyydettäessä.

Taulukko 6.2. Sopivien GMH -vaihteiden perustiedot ja käyttötuntien laskenta. [27]

| | GMH0060 | GMH0080 | GMH0100 | GMH0110 | GMH0160 | GMH0200 |
|--|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| halkaisija D1 x pituus L1 (mm) | ~ 400 x 480 | ~ 400 x 480 | ~ 470 x 490 | ~ 470 x 427 | ~ 550 x 600 | ~ 600 x 600 |
| Valmistajan taulukkoarvo T_{2max} | 24 kNm | 31 kNm | 34 kNm | 46 kNm | 70 kNm | 78.6 kNm |
| Todellinen kuormitus T_{Lh} | $T_{\text{уитру}}$ | $T_{\text{уитру}}$ | $T_{\text{уитру}}$ | $T_{\text{уитру}}$ | $T_{\text{уитру}}$ | $T_{\text{уитру}}$ |
| Valmistajan taulukkoarvo n_{Lh} | 23.6 rpm | 33.4 rpm | 62.0 rpm | 15.2 rpm | 62.0 rpm | 80.9 rpm |
| Todellinen käyttönopeus n_2 | $n_{\text{уитру}}$ | $n_{\text{уитру}}$ | $n_{\text{уитру}}$ | $n_{\text{уитру}}$ | $n_{\text{уитру}}$ | $n_{\text{уитру}}$ |
| Laskennallinen käyttöikä $L_{10k} = (T_{2max} / T_{Lh})^{10/3} \cdot (n_{Lh} / n_2) \cdot 10000h$ | 2000 h | 6800 h | 173000 h | 11500 h | 83000 h | 367000 h |
| Välityssuhdevaihtoehdot | 16.61 | | 41.91 | 16.61 | 18.37 | 28.23 |
| | 20.71 | | 56.53 | 18.37 | 20.71 | 30.53 |
| | | | | 24.00 | 24.00 | 33.33 |
| | | | | | | 47.37 |

GMH 0160 ja 0200 ovat pienimmät vaihteet, jotka eivät käytännössä rajoita olleenkaan laitteen käyttötunteja. Pienempien vaihteiden käyttötunnit putoavat jo selvästi alle 15000 h, ja GMH 0060 ja 0080 -vaihteiden saavuttamia 2000:n ja 6800:n käyttötunteja on jo hieman vaikea hyväksyä. Sopimattomien välityssuhdevaihtoehdojen perusteella myös GMH 0120 on pakko hylätä kokonaan (harmaat ruudut). Mukana pidettävät vaihtoehdot on taulukossa maalattuna, joten etsitään niiden välityssuhdevaihtoehdojen perusteella parasta komponenttiyhdistelmää.

Seuraavan taulukon 6.3 yläreunaan on laskettu kutakin edellisen taulukon välityssuhdetta vastaava hydraulimoottorilta vaadittava käyntinopeus. Taulukon vasemmasta reunasta nähdään A2FM -moottoreiden kierrosluvuiksi vastaavat suurimmat sallitut käyntinopeudet. Käyntinopeuden perusteella sallittuja moottorikoko-

välityssuhdeyhdistelmiä merkitseviin maalattuihin ruutuihin on lisäksi laskettu vääntömomenttia vastaava paine-ero vaatimus. Pieneten välityssuhteiden ja pienten moottorikokojen yhdistelmien aiheuttamat selvästi yli 300 bar paine-ero vaatimukset täytyy hylätä (harmaalla maalatut ruudut), koska pieni marginaali on hyvä jättää A2FM -moottoreiden 350 bar:in nimellispaineeseen nähden.

Taulukko 6.3. Käypien vaihteiden välityssuhdevaihtoehtoja vastaavat vaaditut pyörimisnopeudet ja paineet.

| Välityssuhde imek | 16.61 | 18.37 | 20.71 | 24.00 | 28.23 | 30.53 | 33.33 | |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|---|
| Moottorin käyntinopeus (imek * n _{mpu}) | 1910 rpm | 2113 rpm | 2382 rpm | 2760 rpm | 3245 rpm | 3511 rpm | 3833 rpm | |
| $\Delta p_m = \frac{T_{rampu} 2\pi}{i_{mek} V_{kol} \eta_{kmm}}$ | 530 bar | 430 bar | 425 bar | 367 bar | 312 bar | 289 bar | | 180 cm ³ / n _{max} 3600 rpm |
| | 477 bar | 432 bar | 363 bar | | | | | 200 cm ³ / n _{max} 2750 rpm |
| | 362 bar | 246 bar | 306 bar | | | | | 250 cm ³ / n _{max} 2700 rpm |
| | 269 bar | 243 bar | | | | | | 355 cm ³ / n _{max} 2240 rpm |
| | 191 bar | | | | | | | 500 cm ³ / n _{max} 2000 rpm |

Näiden rajoitusten perusteella jäljelle jää enää kuusi välityssuhde-moottorikoko-yhdistelmää, jotka on koottu taulukkoon 6.4. Taulukossa lasketaan moottorin tilavuusvirtavaatimus ja sen määräämä pumpun minimikoko kaikissa kuudessa tapauksessa. Hydraulikomponenttien hyötysuhdeoletukset pidetään samoina, kuin aiemmin:

$$\text{Volymetrinen hyötysuhde:} \quad \eta_{volm} = \eta_{volp} = 0.95 \quad (6.51)$$

$$\text{Hydromekaanien hyötysuhde:} \quad \eta_{hmm} = \eta_{hmp} = 0.95 \quad (6.52)$$

Taulukko 6.4. Moottorin paine-ero, käyntinopeus, tilavuusvirta ja pumpulta vaadittava kierrostilavuus edellä poimituilla moottori-/välityssuhdeyhdistelmillä.

| | | Moottorin vaadittava paine-ero | Hydrauliolettujen käyntinopeus | Moottorin vaadittava tilavuusvirta | Pumpulta vaad. kierrostilavuus |
|---|--|--|-------------------------------------|---|---|
| | | $\Delta p_m = \frac{T_{rampu} 2\pi}{i_{mek} V_{kol} \eta_{kmm}}$ | $n_{kym} = n_{rampu} \cdot i_{mek}$ | $Q_{mvaad} = \frac{i_{mek} \cdot V_{kol} \cdot n_{rampu}}{\eta_{volm}}$ | $V_{sp} = \frac{Q_{mvaad}}{n_{diesel} \cdot \eta_{volp}}$ |
| A | $V_{km} = 180 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 28.23$ | GMH 0200 312 bar | 3245 rpm | 615 l/min | 359 cm ³ |
| B | $V_{km} = 180 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 30.53$ | GMH 0200 289 bar | 3511 rpm | 665 l/min | 389 cm ³ |
| C | $V_{km} = 250 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 20.71$ | GMH 0160 307 bar | 2382 rpm | 627 l/min | 367 cm ³ |
| D | $V_{km} = 355 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 16.61$ | GMH 0110 269 bar | 1910 rpm | 714 l/min | 417 cm ³ |
| E | $V_{km} = 500 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 16.61$ | GMH0110 191 bar | 1910 rpm | 1005 l/min | 588 cm ³ |
| F | $V_{km} = 355 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 18.37$ | GMH0160 GMH0110 243 bar | 2113 rpm | 789 l/min | 461 cm ³ |

Parhaalla kokonaishyötysuhteella käyvä järjestelmä saadaan toteutettua pumpulla, jota käytetään pääasiassa mahdollisimman lähellä maksimituottoaan. A4CS -pumpuista lähimpänä vaadittuja kokoluokkia ovat kierrostilavuuksiltaan samat 355 cm³ ja 500 cm³ pumput, kuin hidaskäyntistenkin moottoreiden tapauksessa. Näitä pumppuja vastaavat komponenttiyhdistelmät on maalattu taulukkoon. Kierrostilavuuden voi myös jakaa kahdelle pumpulle, kuten hidaskäyntisten moottoreidenkin mitoituksessa. Useaa pumppua ja pumppuvaihdetta ja käytettäessä pumpuilta vaadittava kokonaiskierrostilavuus saadaan kertomalla taulukon oikean laidan kierrostilavuudet pumppuvaihteen alennussuhteella.

6.5.4. Kaksi nopeakäyntistä moottoria ja vaihdetta

Rummun kumpaankin päähän sijoitettava planeettavaihte voi kahden hidaskäyntisen moottorin tavoin mahdollistaa rummun runkolaakeroinnin jättämisen kokonaan vaihteiden varaan. Mitoituslähtökohta on muuten sama kuin edellä, mutta moottorilta vaadittava kierrostilavuus ja vaihteelta vaadittava momentinvälityskyky puolittuvat. Tehdään tämän perusteella GMH -vaihteille vastaavat taulukoinnit kuin edellä, mutta otetaan mukaan kaksi pienemmän kokoluokan vaihdetta ja jätetään kaksi edellisen kohdan suurinta pois.

Taulukko 6.5. Sopivien GMH -vaihteiden perustiedot. [27]

| | GMH0040 | GMH0050 | GMH0060 | GMH0080 | GMH0102 | GMH0110 |
|--|-----------------|----------------------------------|-----------------|-----------------|-------------------------|-----------------|
| Valmistajan taulukkoarvo T_{2max} | 12 kNm | 20 kNm | 24 kNm | 31 kNm | 34 kNm | 46 kNm |
| Todellinen kuormitus T_{Lk} | $T_{rumpu} / 2$ | $T_{rumpu} / 2$ | $T_{rumpu} / 2$ | $T_{rumpu} / 2$ | $T_{rumpu} / 2$ | $T_{rumpu} / 2$ |
| Valmistajan taulukkoarvo n_{Lk} | 62.2 rpm | 25.5 rpm | 23.6 rpm | 33.4 rpm | 62.0 rpm | 15.2 rpm |
| Todellinen käyttönopeus n_2 | n_{rumpu} | n_{rumpu} | n_{rumpu} | n_{rumpu} | n_{rumpu} | n_{rumpu} |
| Laskennallinen käyttöikä $L_{10k} = (T_{2max} / T_{Lk})^{10/3} \cdot (n_{Lk} / n_2) \cdot 10000h$ | 5400 h | 12000 h | 20000 h | 68000 h | 173000 h | 116000 h |
| Välityssuhdevaihtoehdot | 36.88 | 18.20 20.25 23.03 27.00 | 16.61 20.71 | 41.91 56.53 | 16.61 18.37 24.00 | |

Taulukon 6.5 mukaisten laskennallisten käyttötuntien perusteella näistä vaihteista täytyy karsia pois ainoastaan pienin GMH 0040. GMH 0102 -vaihteissa on edelleen liian pitkät välityssuhteet, sillä yli 4500 rpm eivät pienempienkään A2FM -moottoreiden sallitut nopeudet mene, kuten seuraavasta taulukosta 6.6 nähdään. Moottorikokovalikoimaa on tässä kaksimoottorisen ratkaisun taulukossa skaalattu hieman pienempiin kokoihin pään yhden moottorin mitoitukseen verrattuna. Välityssuhdevalikoima on suurempi, kuin yhden moottorin tapauksessa, mutta ne keskittyvät suppeammalle alueelle, eikä luokan 28-35 välityssuhteita ole tässä kahden moottorin tapauksessa saatavilla, ellei mukaan oteta selvästi ylisuuria vaihteita.

Taulukko 6.6. Käypien vaihteiden välityssuhdevaihtoehtoja vastaavat vaaditut pyörimisnopeudet ja paineet.

| Välityssuhde i_{mek} | 16.61 | 18.20 | 18.37 | 20.25 | 20.71 | 23.03 | 24.00 | 27.00 | 41.91 |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--|
| Moottorin käyntinopeus ($n_{mek} \cdot n_{pumpu}$) | 1910 rpm | 2093 rpm | 2113 rpm | 2329 rpm | 2382 rpm | 2648 rpm | 2760 rpm | 3105 rpm | 4820 rpm |
| $\Delta p_m = \frac{T_{rumpu} / 2 \cdot 2\pi}{i_{mek} \cdot V_{tol} \cdot \eta_{kmm}}$ | 530 bar | 464 bar | 460 bar | 455 bar | 425 bar | 362 bar | 367 bar | 326 bar | 90 cm ³ / n_{max} 4500 rpm |
| | 447 bar | 405 bar | 404 bar | 365 bar | 359 bar | 322 bar | 309 bar | 274 bar | 107 cm ³ / n_{max} 4000 rpm |
| | 362 bar | 349 bar | 348 bar | 314 bar | 306 bar | 276 bar | 264 bar | 235 bar | 125 cm ³ / n_{max} 4000 rpm |
| | 299 bar | 273 bar | 270 bar | 245 bar | 240 bar | 215 bar | 207 bar | 184 bar | 160 cm ³ / n_{max} 3600 rpm |
| | 265 bar | 242 bar | 240 bar | 213 bar | 213 bar | 192 bar | 184 bar | 163 bar | 180 cm ³ / n_{max} 3600 rpm |
| | 239 bar | 218 bar | 216 bar | 196 bar | 192 bar | 172 bar | 165 bar | 147 bar | 200 cm ³ / n_{max} 2750 rpm |

Vaadittavan paine-eron perusteella taulukosta poistetaan taas reilusti yli 300 bar menevät, mutta vaihtoehtojen karsimiseksi myös selvästi alle 250 bar jäävät paine-erovaatimukset. Moottorien sallitun käyntinopeuden perusteella ei tarvitse karsia muita, kuin jo aiemmin mainittu GMH 0102. Käypiä välityssuhde-moottoriyhdistelmiä jää silti melko monta, ja ne on listattuna seuraavassa taulukossa 6.7.

Taulukko 6.7. Moottorin paine-ero, käyntinopeus, tilavuusvirta ja pumpulta vaadittava kierrostilavuus edellä poimituilla moottori-/välityssuhdeyhdistelmillä.

| | | Moottorilla vaadittava paine-ero | Hydraulioiden käyntinopeus | Moottorilla vaadittava tilavuusvirta | Pumpulta vaad. kierrostilavuus |
|---|---|--|-------------------------------------|---|---|
| | | $\Delta p_m = \frac{T_{rumpu} \cdot 2\pi}{i_{mek} \cdot V_{tol} \cdot \eta_{kmm}}$ | $n_{kym} = n_{rumpu} \cdot i_{mek}$ | $Q_{mvaad} = \frac{i_{mek} \cdot V_{tol} \cdot n_{rumpu}}{\eta_{volm}}$ | $V_{sp} = \frac{Q_{mvaad}}{n_{diesel} \cdot \eta_{volp}}$ |
| a | $V_{tol} = 90 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 27.00$ | GMH0050 326 bar | ~3105 rpm | 294 l/min | 344 cm ³ |
| b | $V_{tol} = 107 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 27.00$ | GMH0050 274 bar | ~3105 rpm | 350 l/min | 409 cm ³ |
| c | $V_{tol} = 107 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 24.00$ | GMH0110 309 bar | ~2760 rpm | 311 l/min | 367 cm ³ |
| d | $V_{tol} = 107 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 23.03$ | GMH0050 322 bar | ~2650 rpm | 298 l/min | 349 cm ³ |
| e | $V_{tol} = 125 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 24.00$ | GMH0110 265 bar | ~2760 rpm | 363 l/min | 425 cm ³ |
| f | $V_{tol} = 125 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 23.03$ | GMH0050 276 bar | ~2650 rpm | 348 l/min | 408 cm ³ |
| g | $V_{tol} = 125 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 20.25$ | GMH0050 314 bar | ~2330 rpm | 306 l/min | 358 cm ³ |
| h | $V_{tol} = 125 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 20.71$ | GMH0060 GMH0080 307 bar | ~2380 rpm | 313 l/min | 367 cm ³ |

| | | | | | | |
|---|--|--------------------|---------|-----------|-----------|---------------------|
| i | $V_{km} = 160 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 20.71$ | GMH0060 GMH0080 | 240 bar | ~2380 rpm | 401 l/min | 469 cm ³ |
| j | $V_{km} = 160 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 20.25$ | GMH0050 | 245 bar | ~2380 rpm | 392 l/min | 459 cm ³ |
| k | $V_{km} = 160 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 18.37$ | GMH0110 | 270 bar | ~2113 rpm | 356 l/min | 416 cm ³ |
| l | $V_{km} = 160 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 18.20$ | GMH0050 | 273 bar | ~2090 rpm | 352 l/min | 412 cm ³ |
| m | $V_{km} = 160 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 16.61$ | GMH0060 GMH0080 | 299 bar | ~1910 rpm | 322 l/min | 376 cm ³ |
| n | $V_{km} = 180 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 18.37$ | GMH0110 | 240 bar | ~2113 rpm | 400 l/min | 468 cm ³ |
| o | $V_{km} = 180 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 18.20$ | GMH0050 | 242 bar | ~2090 rpm | 397 l/min | 464 cm ³ |
| p | $V_{km} = 180 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 16.61$ | GMH0060 GMH0080 | 265 bar | ~1910 rpm | 362 l/min | 423 cm ³ |
| q | $V_{km} = 200 \text{ cm}^3$ $i_{mek} = 16.61$ | GMH0060 GMH0080 | 239 bar | ~1910 rpm | 402 l/min | 470 cm ³ |

Taulukossa on ylimaalattu turkoosilla vaihde-moottorikombinaatiot, jotka voidaan toteuttaa 355 cm³ pumpulla, ja sinisellä taas kombinaatiot, jotka voidaan toteuttaa 500 cm³ pumpulla riittävän lähellä maksimituottoa. Pienemmällä pumpulla toteutettavat vaihtoehdot saadaan rakennettua melko sopusuhtaisista komponenteista, mutta kaikissa kolmessa käytettävän GMH 0050 -vaihteen huono puoli on sen vain 12000 tunnin käyttöikä. Vaikka sen pitäisi periaatteessa riittää, niin lyhentäisi vaihteen varaan jätettävä rummun laakerointi sen käyttöikää varmasti jonkin verran. Näillä komponenteilla ei ole varaa myöskään teholuokan ja suorituskyvyn nostamiseen lähtövaatimustasosta.

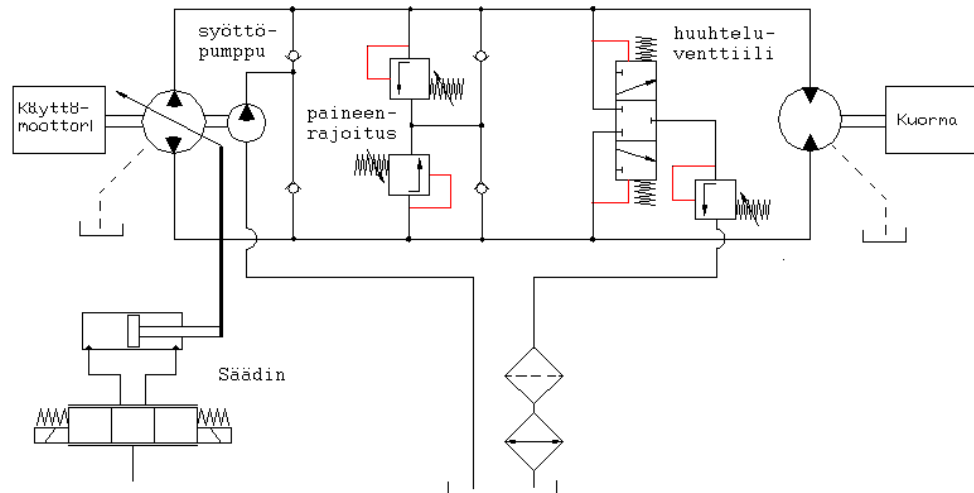
Suuremmalla pumpulla toteutettavat voimansiirtovaihtoehdot ovat melko matalien painetasojensa puolesta turvallisella puolella ja moottori, sekä pumppu jättäisivät kaikissa tapauksissa varaa vielä tehon nostamiselle. Myös kaikki vertailuun mukaan otetut vaihdevaihtoehdot ovat käytettävissä, joten käyntiajan voi (vaihteen hinnan ja koon kustannuksella) valita halutuksi. Suurimmat vaihteet GMH 0080 ja GMH 0110 sietäisivät myös niiden varaan jätetyn rummun runkolaakeroinnin. Hyötysuhdeasiat pysyvät samalla mallilla, kuin yhden nopeakäyntisen moottorin ja vaihteen tapauksessa.

GMH -vaihteiden lisäksi kahden moottori-vaihteyhdistelmän toteutukseen löytyy jo muitakin käypiä vaihteita, kuten Bonfiglioli 313 L [25] ja Brevini SL3002 [26], joiden käyntiaika- ja välityssuhdevalikoima osuvat samaan haarukkaan edellä taulukoitujen GMH -vaihteiden kanssa. Myös muiden mahdollisesti esille tulevien komponenttiyhdistelmien karkeaa sopivuutta voi arvioida taulukon perusteella, sillä eri moottorilavuuksia ja välityssuhdevaihtoehtoja on esitetty melko laaja valikoima.

Usean pumpun ja pumppuvaihteen käyttöön pätevät samat asiat, kuin edellä, eli pumppuilta vaadittava kokonaiskierrostilavuus saadaan kertomalla taulukkoon laskettu kierrostilavuusvaatimus vaihteen välityssuhteella.

6.6. Järjestelmän suunnittelu

Hydrostaattiseen voimansiirron suljettuun piiriin tarvitaan pumpun ja moottorin lisäksi paineenrajoitusventtiilit, sekä huuhteluventtiili ja syöttöpumppu kuvan 6.15 mukaisesti. Kuvan hydraulikaavio ei vielä vastaa todellista järjestelmää, mutta se havainnollistaa sen toimintaa.

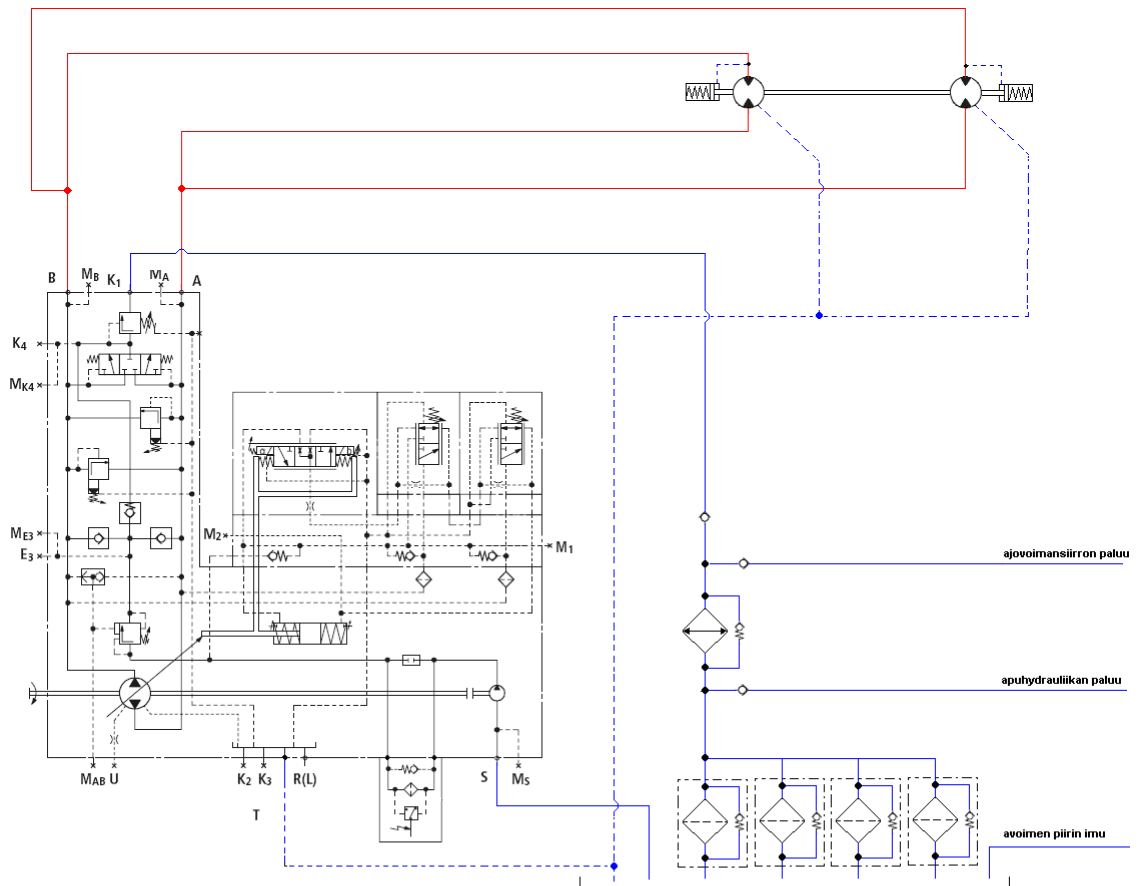


Kuva 6.15. Suljetun piirin komponentit.

Huuhteluventtiilin tehtävä on avata tietyn paineasetuksen ylittyessä matalamman paineen puolelta jäähdytys- ja suodatuskierto tankkiin. Syöttöpumppu korvaa tämän matalapainepuolelta poistuvan virtauksen, sekä moottorin sisäisen vuodon. Huuhteluventtiili ja paineenrajoitusventtiilit voivat olla asennettuna moottoriin, pumppuun tai molempiin. Pumpun säädin voi olla joko hydraulinen tai sähköhydraulinen, ja käyttöpainensa se saa tavallisesti syöttöpumpulta tai piiristä. Suljetuissa piireissä pumppujen (ja moottoreiden) säätö toteutetaan nykyaikana ohjelmallisesti sähköisen anturoinnin ja digitaalisen ohjausyksikön avulla, jolloin säätimien toiminta ja ominaisuudet ovat hyvin muokattavissa. Pumpun säätösynteri ja yleensä myös sen ohjausventtiili on asennettu suoraan pumpun kylkeen, jonka lisäksi useat suljettujen piirien pumput sisältävät myös syöttöpumpun ja paineenrajoitusventtiilit, jotkut myös huuhteluventtiilin. Pumpun ja moottorin koteloista pitää olla myös vuotolinjat tankkiin, jotteivät kotelot paineistu komponenttien sisäisten vuotojen takia.

6.6.1. Järjestelmäkaaviot

Yksipumppuisen ja kaksimoottorisen esimerkitoteutuksen hydraulikaavio on esitetty kuvassa 6.16. Järjestelmän toteutus yhdellä moottorilla ei periaatteeltaan tässä eroa kahden moottorin ratkaisusta, ainoastaan toinen moottori paine- ja vuotolinjoinen puuttuisi. Suljettu piiri liittyy ajovoimansiirron ja aputoimintojen avoimeen piiriin yhteisen tankin ja paluujäähdytyksen ja -suodatuksen kautta.

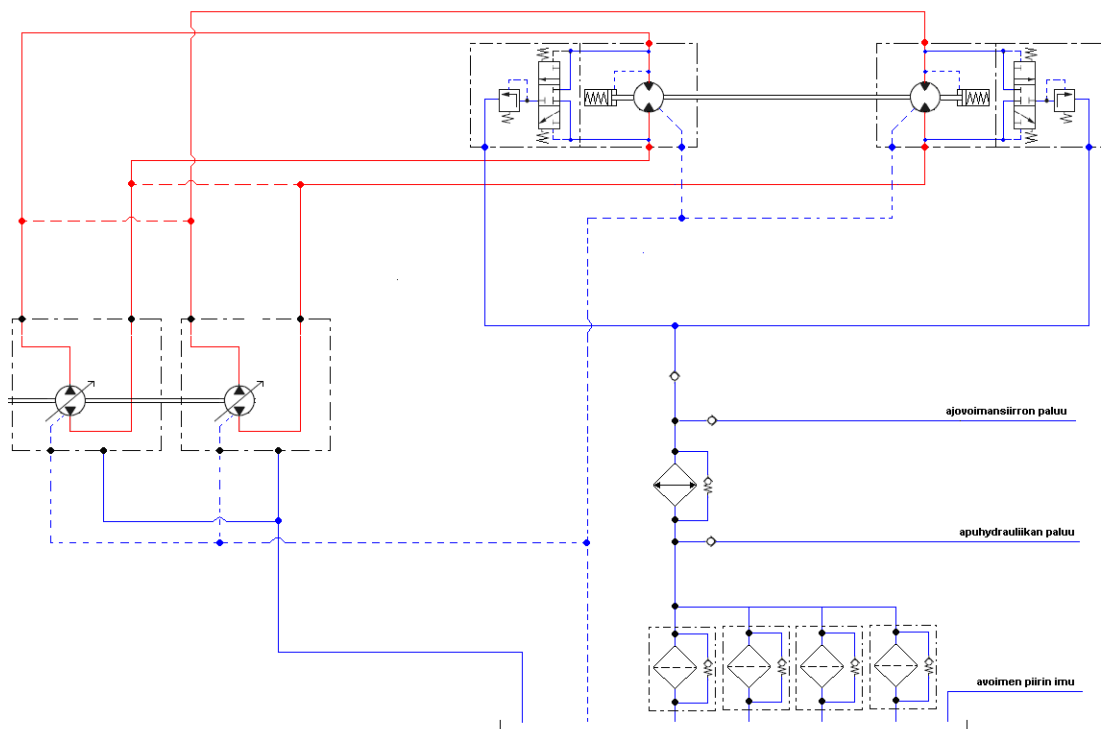


Kuva 6.16. Rummun voimansiirron suljettu piiri kahdella moottorilla. Pumpun kaavio on 500/750 cm³ A4CS -pumpusta [17].

Kuvaan on punaisilla viivoilla merkitty päävirtaus, sekä sinisellä yhtenäisellä viivalla huuhtelukierro, ja avoimen piirin paluulinjat, sekä sinisellä katkoviivalla moottoreiden ja pumpun kotelovuotolinjat. Joihinkin hidaskäyntisiin moottoreihin tarvitsee kotelovuotolinjojen lisäksi laittaa myös kotelon huuhtelulinja, joka yhdistää matalapainepuolen koteloon. Kotelovuotolinjoja ei välttämättä tarvitse viedä jäähdyttimen kautta, sillä niiden virtaus jäähtyy todennäköisesti tarpeeksi ilmankin, ja niin saadaan myös kotelopainetta jäähdyttimen painehäviön verran pienemmäksi. A4CS -pumpun sähköhydraulinen säädin saa käyttöpaineensa syöttöpumpulta kunnes järjestelmän paine on korkeamman paineen puolella noussut yli 32 bar. Tämän jälkeen syöttöpumpun paine putoaa huuhteluventtiilin asetuspaineeseen 16 bar. Pumpun ylikuormitussuojana toimivat paineenrajoitusventtiilien lisäksi paineventtiilit, jotka pienentävät pumpun tuoton minimille asetuspaineen ylittyessä, jolloin paineenrajoitusventtiilien ei tarvitse läpäistä koko tuottoa. [17]

Kahdella pumpulla ja kahdella moottorilla järjestelmä voidaan toteuttaa kuvan 6.17 mukaan siten, että kummaltakin pumpulta on omaan moottoriinsa omat päävirtauslinjat. Pumppujen tuottoja ohjataan yhteisellä ohjauksella, mutta pienten tuotto- ja vuotoerojen

takia pumppujen paineet voidaan tasata keskenään yhdistämällä korkeapainelinjat keskenään sekä matalapainelinjat keskenään (punaiset katkoviivat).



Kuva 6.17. Rummun voimansiirron suljettu piiri kahdella moottorilla ja kahdella pumpulla. Pumppujen säätimet ja venttiilit on jätetty pois kaaviosta.

Kaksipumppuisen esimerkkitoiteutuksen Sauer Danfoss 90 -pumppuissa ei ole itsessään huuhteluventtiilejä, joten ne täytyy liittää moottoreihin. Mitään periaatteellisia muutoksia tämä ei kuitenkaan aiheuta, ainoastaan huuhtelulinjojen paluut tulevat pumpun sijaan moottoreilta. Kuvan pumppuihin ei ole piirretty säätimiä, paineenrajoitusventtiileitä eikä syöttöpumppuja, mutta periaatteeltaan ne ovat kuitenkin lähes vastaavia A4CS -pumppujen kanssa sillä erotuksella, että Sauer Danfoss -pumppuissa säätimen käyttöpaine otetaan koko ajan syöttöpumpulta [19].

Mikäli moottoriin tai vaihteeseen ei saa hydraulikäyttöistä jarrua, kuten kaavioihin on piirretty, voidaan paine- ja paluulinjojen väliin laittaa myös vapaakierron mahdollistava on-off -venttiili. Venttiilin tarvitsee läpäistä ainoastaan pumpulle asetettu tyhjäkäyntituotto, eli melko pienen tilavuusvirtakapasiteetin venttiili riittää pitämään rummun paikallaan tyhjäkäynnillä. Jarru ei siinäkään mielessä ole välttämätön, että sen ei tässä sovelluksessa tarvitse pidätellä minkäänlaista kuormaa, kun taas moottoreihin ja vaihteisiin suunnitellut jarrut on suunniteltu suurtenkin momenttien pitoon, joten ne olisivat tähän sovellukseen turhan järeitä.

Seuraavaan taulukkoon (6.8) on vielä laskettu eri toteutusvaihtoehtojen vaatimia letkukokoja yhden pumpun toteutukselle, jotta päästään käsitykseen letkujen fyysisestä koosta. Sopivat letkukoot päävirtaukseen ja huuhteluun valitaan virtausnopeudelle 6 m/s

ja kotelovuotolinjoihin virtausnopeudelle 3 m/s [1, s. 325]. Pumpukkoon valinnasta riippuen tilavuusvirrat ovat noin 640 tai 800 l/min. Seuraavaan taulukkoon on laskettu virtausnopeuden perusteella vaadittava letkukalkaisija ja kalkaisijan perään sulkuihin nimellis-/SAE -kooltaan sopiva letku.

Taulukko 6.8. Tarvittavat letkukoot.

| | | vaadittava letkukalkaisija | Pumppu 355 cm ³ $Q = 640 \text{ l/min}$ $Q_{\text{synt}} = 144 \text{ l/min}$ | Pumppu 500 cm ³ $Q = 800 \text{ l/min}$ $Q_{\text{synt}} = 176 \text{ l/min}$ |
|-------------|--------------------------|--|--|--|
| 1 moottoria | Päävirta | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 6 \text{ m/s}}}$ | 46 mm (NS 50 / SAE -32) | 53 mm (NS 50 / SAE -32) |
| | Huuhtelu | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{synt}}}{\pi \cdot 6 \text{ m/s}}}$ | 23 mm (NS 25 / SAE -16) | 32 mm (NS 32 / SAE -20) |
| | Kotelovuodot | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (1 - \eta_{\text{volp}}) \cdot Q}{\pi \cdot 3 \text{ m/s}}}$ | 15 mm (NS 16 / SAE -10) | 17 mm (NS 16 / SAE -10) |
| 2 moottoria | Päävirta | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot 6 \text{ m/s}}}$ | 32 mm (NS 32 / SAE -20) | 38 mm (NS 40 / SAE -24) |
| | Huuhtelu | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{synt}}}{\pi \cdot 6 \text{ m/s}}}$ | 16 mm (NS 16 / SAE -10) | 25 mm (NS 25 / SAE -16) |
| | Moottoreiden kotelovuoto | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (1 - \eta_{\text{volm}}) \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot 3 \text{ m/s}}}$ | 10 mm (NS 10 / SAE -06) | 12 mm (NS 12 / SAE -08) |
| | Pumpun kotelovuoto | $d_{\text{letku}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (1 - \eta_{\text{volp}}) \cdot Q}{\pi \cdot 3 \text{ m/s}}}$ | 15 mm (NS 16 / SAE -10) | 17 mm (NS 16 / SAE -10) |

Huuhtelun imuletkun halkaisija saa olla melko suuri, imukanavan virtausnopeussuosituksen 1 m/s perusteella [1, s. 325]. halkaisijaksi tulisi noin 55 – 60 mm.

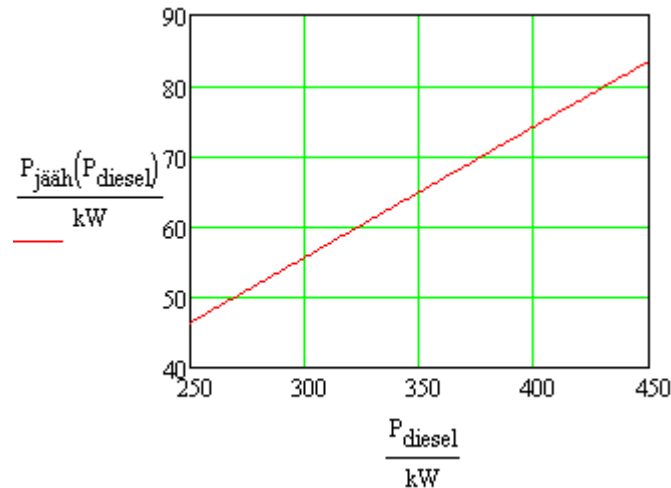
Toiminnallisten komponenttien lisäksi rummun voimansiirron hydraulijärjestelmä vaatii luotettavan ja kattavan valvonta-anturoinnin, joka pitää sisällään paineen valvonnan, sekä öljysäiliön pintavahdin ja lämpötilavahdin ja niihin liittyvät mahdolliset automaattipysäytystoiminnot.

6.6.2. Jäähdytys ja suodatus

Voimansiirron likimääräinen lämpöteho voidaan laskea HST:n komponenttien hyötysuhteiden avulla. Edellä kokonaishyötysuhteeseen laskettua syöttöpumpun ottotehoa ei voi kokonaan laskea hukatehoksi huuhtelukiertoon tuotetun tilavuusvirran takia, mutta oletetaan kaiken muun hukatehon päätyvän lämmöksi. Seuraavassa kuvaajassa 6.18 voimansiirron tuottama lämpöteho on esitetty käyttömoottorin tehon funktiona.

Komponenttihyötysuhde: $\eta_{hst_komp} = \eta_{volp} \cdot \eta_{hmp} \cdot \eta_{hmm} \cdot \eta_{volm} \approx 0.815$ (6.53)

Lämpöteho: $P_{jääh}(P_{diesel}) = P_{diesel} \cdot (1 - \eta_{hst_komp})$ (6.54)



Kuva 6.18. Sekoitusvoimansiirron vaatiman jäähdytystehon riippuvuus käyttötehosta.

Voimansiirron lämpöteho on siis arvioidun komponenttihyötysuhteen perusteella noin 18-20 prosenttia käyttömoottorin tehosta, joka tarkoittaa tässä teholuokassa jo kymmeniä kilowatteja. Tässä sovelluksessa moottoria ja voimansiirtoa käytetään lähellä maksimitehoa melko pitkissä jaksoissa, joten jäähdytystehon täytyy olla varmasti riittävä.

Suljetun piirin hydrostaattisessa voimansiirrosta jäähdytykseen käytetään yleensä tankin lisäksi erillistä jäähdytintä, jolloin tankin fyysisestä koosta saadaan paremmin liikkuvaan koneeseen sopiva. Eräs HST:n tankin mitoitusperiaate on laskea sen tilavuudeksi syöttöpumpun minuuttituotto [1, s. 325]. Minuutin läpivirtausajassa ilma ehtii erottua ja lisäksi jonkinlainen jäähdytysvaikutus saadaan aikaiseksi, mikäli nesteen vaihtuvuus on hyvä.

Lasketaan A4CS-pumppujen syöttöpumppujen tuotot:

$$355 \text{ cm}^3 \text{ A4CS-pumppu: } Q_{syöttö} = 80 \text{ cm}^3 \cdot n_{diesel} \approx 144 \frac{l}{\text{min}} \quad (6.55)$$

$$500 \text{ cm}^3 \text{ A4CS-pumppu: } Q_{syöttö} = 98 \text{ cm}^3 \cdot n_{diesel} \approx 176 \frac{l}{\text{min}} \quad (6.56)$$

Tässä sovelluksessa suljetun piirin tankki kannattaa yhdistää yhteiseksi tankiksi avoimen piirin kanssa, koska niissä voidaan käyttää samaa öljyä ja rummun

voimansiirrolle saadaan parempi jäähdytysvaikutus. Koneessa ei ole suuria sylinterikäyttöjä, joten avoimen piirin tankin nestemäärä ei vaihtele kovin paljon, ja suljetun piirin huuhtelukierrossa oleva nestemäärä on aina vakio, joten ongelmia yhteisen tankin ei pitäisi aiheuttaa. Tankin kokonaistilavuudeksi tulisi siis avoimen piirin tankin tilavuus (noin 200 l) lisättyinä syöttöpumpun minuuttituotolla ja sopivaksi katsotulla lisämarginaalilla, eli yhteensä noin 350 – 400 litraa. Kumpikin piiri voisi myös käyttää samaa jäähdytintä.

Jäähdytyskapasiteetin mitoituksessa pysytään turvallisella puolella, kun lasketaan suljetun piirin jäähdytys kokonaan jäähdyttimen varaan, eikä huomioida tankin ja letkujen jäähdytysvaikutusta ollenkaan. Hydraulijärjestelmän suurin käyttölämpötila voi olla jopa 65 °C [1, s. 79], mutta otetaan tässä konservatiiviseksi laskentaperusteeksi käyttölämpötila 50 °C ja ympäristön lämpötila 25 °C. Lasketaan ensin avoimen piirin tuottama maksimilämpöteho, kun LS-venttiilien paine-ero on 25 bar ja pumpun tuotto maksimissa.

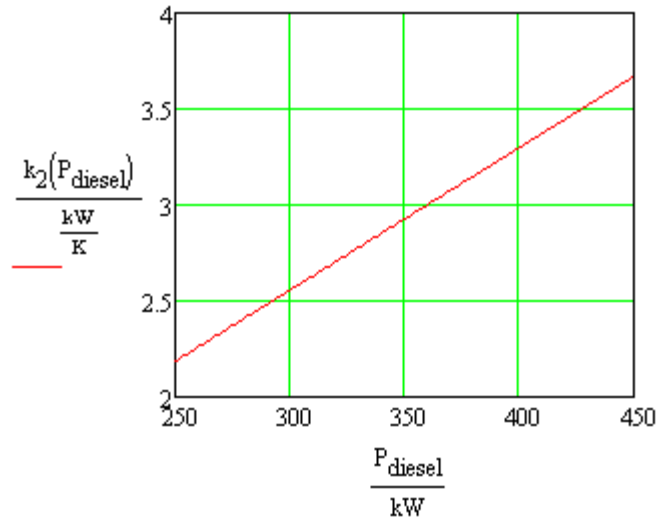
$$\Delta p_{LS} = 25 \text{ bar} \quad (6.57)$$

$$P_{\text{lämpö_avoinpiiri}} = \Delta p_{LS} \cdot 140 \text{ cm}^3 \cdot 1800 \text{ rpm} \approx 8.25 \text{ kW} \quad (6.58)$$

Lämpötehoon täytyy lisätä vielä mahdollisten hydraulimoottoreilla käytettävien jäähdytinpuhallinten hukkatheho, tai valistunut arvio siitä. Tämä avoimelle piirille arvioitu tarvittava kokonaisjäähdytysteho lisätään kuvassa 6.18 esitettyyn voimansiirron vaatimaan jäähdytystehoon (noin 60 – 80 kW), saadaan koko koneen hydrauliiikan vaatima jäähdytysteho, johon on vielä järkevää lisätä sopivaksi arvioitu lisämarginaali. Jäähdytysteho täytyy tässä sovelluksessa ylittää jonkin verran sen takia, että auman pöly voi tukkia jäähdyttimen kennon melko helposti.

Jäähdytystehovaatimuksen ja oletetun lämpötilaeron perusteella päästään lämmönsiirtokapasiteettiin, joka määrittää jäähdyttimen kokoluokan ja jonka perusteella jäähdyttimiä pystytään vertailemaan. Jäähdyttimen lämmönsiirtokapasiteetti riippuu jäähdyttimen pinta-alasta, sekä jäähdytinkennon lämmönsiirtokertoimesta, joka taas riippuu rakenteesta, materiaaleista ja jäähdyttimen läpi liikkuvan ilmavirran nopeudesta. Jäähdyttimeltä vaadittava lämmönsiirtokapasiteetti on esitetty laitteen käyttöteholuokan funktiona kaavassa (6.59) ja kuvaajassa 6.19.

$$k_2(P_{\text{diesel}}) = \frac{P_{\text{jääh}}(P_{\text{diesel}}) + P_{\text{lämpö_avoinpiiri}}}{(50\text{K} - 25\text{K})} \quad (6.59)$$



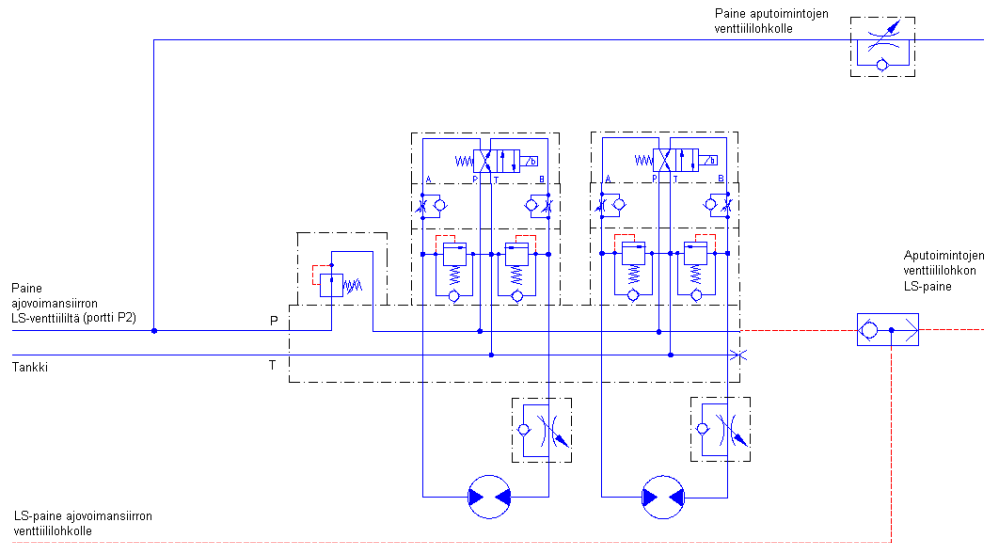
Kuva 6.19. Jäähdyttimeltä vaadittavan lämmönsiirtokapasiteetin ja käyttömootorin tehon keskinäinen riippuvuus.

Jäähdytyskapasiteettivaatimus on laskettu siis 25 asteen lämpötilaerolla, jolloin vielä 35 °C helteessäkin järjestelmän lämpötila pitäisi pysyä alle 60 °C. Tämä on vielä tavallisten suljetun piirin komponenttien käyttölämpötilahaarukassa, mikäli käytettävän hydraulijölyn viskositeetti luokka on lämpöolosuhteisiin nähden oikein valittu. Jäähdyttimen tilavuusvirtakapasiteetin täytyy kattaa rummun voimansiirron syöttöpumpun tuotto $Q_{\text{syöttö}}$ ja avoimen piirin ajovoimansiirron tilavuusvirta $2 \cdot Q_{\text{telamoottori}}$. Suljetun piirin pumpun koosta riippuen jäähdyttimeltä vaadittavaksi tilavuusvirtakapasiteetiksi tulee siis noin 200 – 230 l/min. Jäähdyttimen rinnalla täytyy myös olla lämpötilaan ja paine-eroon perustuva by-pass-venttiili, jolla jäähdytin saadaan ohitettua kylmäkäynnistyksessä jäykällä öljyllä. Joissakin nykyjäähdyttimissä tämä on sisäänrakennettu osa.

Esimerkiksi tunnetun jäähdytinvalmistaja Hydacin tehokkaimpien ELH11 -mobilejäähdyttimien lämmönsiirtokapasiteeteiksi ilmoitetaan suurimmillaan 3.5 kW/K ja tilavuusvirtakapasiteetiksi 300 l/min. Tällainen jäähdytin riittäisi laitteessa teoriassa yli 400 kW käyttöteholuokkaan asti ja se olisi fyysiseltä kooltaan samaa luokkaa dieselmootorin jäähdyttimen kanssa. Suurehkoista koosta huolimatta hydrauliiikan jäähdyttimen sijoittelua voi kuitenkin helpottaa se, että niitä saa usein asentaa mihin asentoon tahansa. [28]

Käyttömootorin ja hydrauliiikan jäähdyttimien hydraulisten puhallinmoottoreiden käyttövoima voidaan ottaa avoimen piirin puolelta esimerkiksi kuvan 6.20 mukaisella venttiilillä. Puhaltimien tarvitsema hydrauliteho voidaan tuottaa myös omalla pienellä vakiotilavuuspumpulla, jolloin moottoreita ohjattaisiin muuten vastaavalla venttiilillä, mutta paineenalennusventtiilin tilalla olisi paineenrajoitusventtiili paine- ja tankkilinjan välissä, eikä LS-linjaa kytkettäisi. Mikäli puhallinmoottoreita käytetään omalla pumpullansa, ei muiden hydraulitoimintojen käyttö varmuudella vaikuta puhaltimien pyörimisnopeuteen, mutta käyttömootorin käyntinopeus vaikuttaa. Sinänsä se ei

haittaa, sillä suurinta jäähdystehoja tarvitaan vain suurella käyttöteholla, eli korkeilla kierroksilla.



Kuva 6.20. Jäähdyttimien puhallinmoottoreiden liittäminen avoimeen piiriin.

Puhallinmoottoreiden venttiililohkon liittäminen osaksi yhteisellä pumpulla käytettävää LS-järjestelmää voidaan tehdä samalla periaatteella, kuin aputoimintojen venttiililohkonkin tapauksessa, eli venttiilin lähettämäksi LS-paineeksi tulee lohkolle paineenalennusventtiilillä alennettu paine, ellei järjestelmässä ei muualla ole suurempaa kuormaa. Moottoreiden nopeudet asetetaan sopiviksi virransäätöventtiilien ja paineenalennusventtiilin asetuksilla ja vauhdissa tapahtuvaa suunnanvaihtoa varten moottoreilla täytyy olla myös omat paineenrajoitusventtiilit. Puhallinmoottoreiden kierrosnopeuden pitäisi siis pysyä suunnilleen samalla tasolla riippumatta muun järjestelmän kuormitustilanteesta. Hydraulisten puhallinmoottoreiden käyttö sekä aiemmin esitetty vaatimus siirtoajonopeuden kasvattamisesta lisäävät tilavuusvirrantarvetta avoimen piirin puolella jonkin verran, joten tarkastellaan tuottovaatimuksia laskemalla ensin siirtoajon vaatima tilavuusvirta, kun maksiminopeus nostetaan 1,6:sta 2,0 km/h:ssa.

$$\text{Ajonopeus:} \quad v_{tela} = 2.0 \text{ km/h} \quad (6.60)$$

Yhden ajomoottorin tilavuusvirta:

$$Q_{siirtoajo} = \frac{v_{tela}}{d_{tela} \cdot \pi} \cdot V_{km} \cdot i_{tela} \cdot \frac{1}{\eta_{volm}} \approx 110 \text{ l/min} \quad (6.61)$$

Ajovoimansiirron nykyisen Parker K170 LS-venttiilin karakohtainen maksimitilavuusvirta painekompensaattorilla on 170 l/min [29], joten samaa

venttiilityyppiä voi hyvin käyttää, vaikka tilavuusvirtaa kasvatettaisiin. Lasketaan seuraavaksi nykyisen pumppukoon maksimituotto.

$$\text{Maksimituotto: } Q_p = 140 \text{ cm}^3 \cdot n_{\text{diesel}} \cdot \eta_{\text{volp}} \approx 240 \text{ l/min} \quad (6.62)$$

Pumpun maksimituotto ilman kierrostilavuuden rajoitusta kattaa kahden ajomoottorin kasvaneen tilavuusvirrantarpeen, mutta yli jäävä tuottoreservi 20 l/min tuskin riittää puhallinmoottoreille. Avoimeen piiriin pitäisi näin ollen laittaa kokoluokkaa suurempi pumppu, mikäli puhaltimien käyttövoima halutaan ottaa samalta pumpulta. Suurempi tuotto täytyy joka tapauksessa huomioida vielä uudelleen tankin tilavuudessa, sekä jäähdytystehon laskennassa riippumatta siitä millä pumpulla puhallinmoottoreita syötetään.

Järjestelmän paluusuodatus kannattaisi periaatteessa järjestää ennen jäähdytintä lämpimän nesteen pienemmän viskositeetin takia, mutta asennuksista saadaan melkoisen paljon yksinkertaisemmat sijoittamalla paluusuodattimet säiliön kanteen, kuten monesti tehdään ja tässäkin tapauksessa on tehty aiemmin. Tällöin paluusuodatuksesta tulee myös yhteinen avoimen piirin paluusuodatuksen kanssa, ja se kannattaa riittävän tilavuusvirtakapasiteetin ja suodatinten fyysisen koon takia toteuttaa useammalla samanlaisella suodattimella. Kummallekin piirille riittää tavalliset, absoluuttiselta suodatusasteeltaan 10 μm suodatinpatruunat, koska sovelluksessa käytetään peruskomponentteja. Suljetun piirin päävirralla ei käytetä painesuodatusta, mutta pumpun säätimen käyttöpaineella kannattaa valmistajan mukaan olla suodatus. Suodattimen saa suoraan pumppuun asennettuna, joten erillisiä suodatinrakennelmia sekään ei tarvitse.

7. VOIMANSIIRRON OHJAUSPERIAATE

Rummun voimansiirron säätöperiaatteeksi ei käy liikkuvien koneiden ajovoimansiirroissa yleisesti käytetty vakiotehosäätö, sillä rumpu tarvitsee normaalissa käyttötilanteessa sekä maksimipyörimisnopeuden, että maksimiväännön, eli voimansiirto on mitoitettu nurkkateholla. Kuormituksen kasvaessa pyöritystä ei voi hidastaa, koska se lisäisi kuormaa entisestään.

Perinteisen tyyliässä HST-toteutuksessa rummun pyörimisnopeuden asettaminen voitaisiin tehdä niin, että käyttömootorin kierrokset olisivat käyttötilanteessa maksimitehon kierrosalueella (1800 rpm) ja rummun pyörimisnopeus säädettäisiin sopivaksi pelkästään pumpun tuotolla. Pumpun säätöperiaatteeksi riittäisi siis suora ohjaus, jossa tietty asetusarvo vastaa tiettyä kulmaa. Tätä varten pumpun säätimessä täytyy olla sisäinen takaisinkytkentä, joka pitää todellisen tuoton vastaamassa aina käskyarvoa. Käyttöliittymän ja koneen hallinnan kannalta tämäntyyppinen säätöperiaate voisi yksinkertaisimmillaan toimia niin, että käyttömootori käy normaalisti tyhjäkäynnillä, kunnes rummun pyörimisnopeuden asetuspotille annetaan pyörimisnopeuden asetusarvo. Kun rummun pyörimisnopeudelle annetaan mikä tahansa nollasta poikkeava asetus, nousevat dieselin kierrokset automaattisesti 1800 rpm:iin, jossa moottorin oma säätöjärjestelmä pitää ne tehon puitteissa. Vielä yksinkertaisempi ratkaisu olisi moottorin kierrosten, sekä pumpun tuoton asettelu manuaalisesti kaikissa tilanteissa.

Hieman sivistyneempi ja nykyisillä ohjausyksiköillä toteutettavissa oleva ohjausmallivaihtoehto olisi lisätä ohjausyksikön avulla pumpun kulman asetusarvon ja käyttömootorin käyntinopeuden välille epälineaarinen riippuvuussuhde esimerkiksi kuvaajan 7.1 sinisen käyrän mukaan, jolloin rummun hitaalla pyörytyksellä käyttömootorin kierrokset nostetaan melko nopeasti moottorin maksimivääntöalueelle (noin 1200 rpm), josta ne nousevat loivemmin rummun pyörimisnopeuden asetusarvon mukaan kohti 1800 rpm:ia. Näin dieseliä voitaisiin käyttää maksimitehon kierrosalueen sijaan maksimiväännön kierrosalueella, kun rumpua halutaan pyörittää hiljaa. Pienennettäessä rummun nopeutta lähellä maksiminopeutta ja -tehoa, on tärkeää että käyttömootorin kierrosluku ei putoa jyrkästi, jottei voima lopu yhtäkkiä kesken. Samantapaisella ohjauksen suhteen nousevalla käyrällä voitaisiin nostaa käyttömootorin kierroksia myös siirtoajossa.

Seuraavat kuvaajan 7.1 käyrät on tehty esimerkkifunktioilla ja -parametreilla (7.1 – 7.3), joiden avulla edellä kuvatun kaltaista käyttäytymistä voitaisiin yrittää etsiä. Ohjausyksikölle voitaisiin myös ohjelmoida erilaisia käyrämuotoja toteuttavia

esiasetuksia, joista kuljettaja voi valita omiin mieltymyksiinsä ja sekoitettavaan maa-ainekseen parhaiten sopivan vaihtoehdon.

Rummun pyörimisnopeuskäskynä käytetään pumpun suhteellista kulma-asetusta (%):

$$\varepsilon_p = 0 \dots 1 \quad (7.1)$$

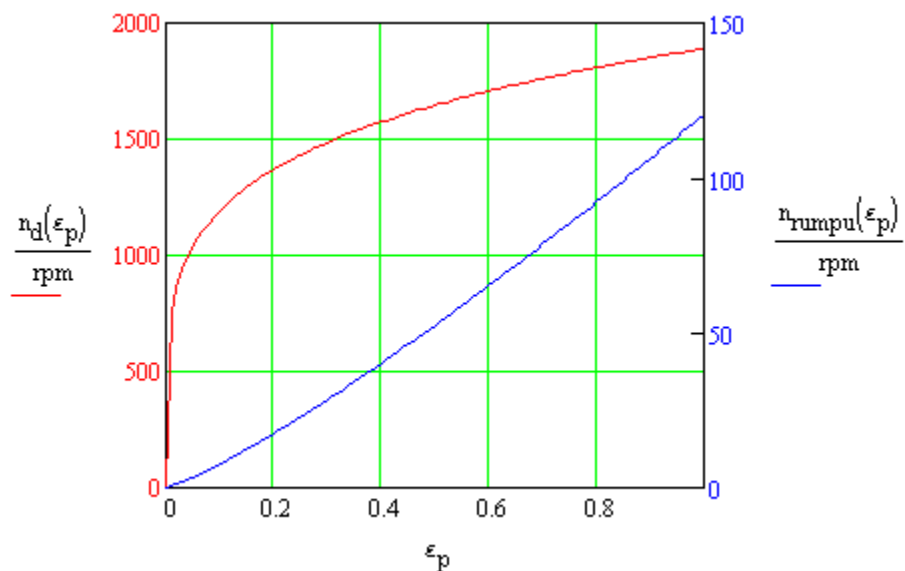
Pumpun kulma-asetus on samalla käyttömootorin käyntinopeuskäskyn parametri. Käyrä sovitetaan kertoimilla siten, että rummun pyörimisnopeuden vasteesta tulisi mahdollisimman lineaarinen.

Käyttömootorin käyntinopeuskäsky:

$$n_d(\varepsilon_p) = 1800 \text{rpm} \cdot \varepsilon_p^{0.2} \cdot 1.05 \quad (7.2)$$

Rummun todellinen pyörimisnopeus pumpun kulma-asetuksen funktiona:

$$n_{\text{rumpu}}(\varepsilon_p) = n_d(\varepsilon_p) \cdot \varepsilon_p \cdot \frac{V_{kp}}{V_{km}} \cdot \eta_{\text{volp}} \cdot \eta_{\text{volm}} \quad (7.3)$$



Kuva 7.1. Käyttömootorin käyntinopeus (punainen käyrä) ja rummun pyörimisnopeuden vaste (sininen käyrä) pumpun kulma-asetuksen funktiona.

Tällaisella funktiolla käyttömootorin käyntinopeus nousisi tyhjäkäynniltä heti noin 1000 rpm:iin kun nolosta poikkeava rummunpyörityskäsky on annettu, jonka jälkeen käyntinopeus nousee edelleen rummunnopeuskäskyn funktiona loivemmin. Käytetyillä parametreilla rummun nopeuden vasteesta käskyyn nähden tulisi melko lineaarinen.

Rummun pyörimisnopeuden vaste olisi periaatteessa täysin lineaarinen jos käyttömoottorin käyntinopeuskäskeytyökierrrossa olisi vakio 1800 rpm ja rummun nopeus ohjattaisiin pelkällä pumpun kulmalla. Tällöin moottorin käyttäytyminen olisi kuitenkin hieman vanhanaikaisen kulmikasta, kun rummun pyörytystä käynnistettäessä moottorin kierrokset nousisivat heti maksiminopeudelle.

Myös täysin manuaalinen ohjausvaihtoehto sekä käyttömoottorin kierroksille, että välityssuhteelle täytyy olla kaiken automatiikan ja synkronointien lisäksi valittavissa, sillä eri käyttöolosuhteet ja käyttäjät saattavat vaatia hyvinkin erilaisia käyttömoottorin kierrosnopeuden ja rummun kierrosnopeuden yhdistelmiä.

Voimansiirron kuormitustietoa (painetta) ei ole tarpeen tuoda käyttömoottorin ja pumpun säätöparametriksi, kuten liikkuvien työkoneiden ajovoimansiirroissa tavallisesti tehdään. Aumansekoittajaa käytetään työkierron aikana pääasiassa aina maksimiteholla tai ainakin melko lähellä sitä, koska kevyemmän materiaalin aiheuttama kevyempi kuormitus kannattaa työtahokkuuden nimissä ulosmitata ajonopeuden kasvattamisella (joka taas kasvattaa rummun kuormitusta). Rummun normaalin pyörimisnopeuden toteuttamiseen tarvitaan myös pumpun koko tuotto, joten energiaa ei pystytä säästämään siten, että pienellä kuormituksella nostettaisiin pumpun tuottoa ja laskettaisiin dieselin kierroksia. Sen sijaan voimansiirron painetietoa käytetään automaattiajomoodissa ajonopeuden säätämiseen.

7.1.1. Ajovoimansiirto ja automaattiajo

Ajovoimansiirron LS-pumppu osaa pitää telamoottoreiden tilavuusvirran periaatteessa vakiona, vaikka rummun pyörimisnopeutta muutettaessa muuttuisi myös käyttömoottorin käyntinopeus. Tilanne on siis sama kuin mekaanisessakin voimansiirroissa, eli rummun voimansiirron edistyneempikään säätötapa, jossa moottorin käyntinopeus elää, ei haittaa ajovoimansiirron tai apuhydrauliikan toimintaa. Toisaalta myöskään LS-pumpun kuormitusmuutokset eivät muuta käyttömoottorin käyntinopeutta, koska moottorin säätöjärjestelmä pyrkii pitämään sille asetetun kierrosluvun.

Manuaaliajomoodissa kuljettaja säätää itse ajonopeuden sekoitettavalle materiaalille sopivaksi siten, että rumppu jaksaa pyöriä kunnolla kierrosten laskematta. Tiheällä materiaalilla ajonopeutta voi joutua passailemaan enemmän, eikä moottoriteho välttämättä riitä ajamaan konetta sille asetetulla suurimmalla aumanopeudella. Tämä voi aiheuttaa kuljettajalle kuvan, että kone on tehoton, vaikka kyse on siitä, että tiheässä aumassa yritetään vain ajaa liian kovaa. Tämän takia ajovoimansiirron ohjausyksikössä voisi olla esimerkiksi portaattomasti asetettava maksiminopeus, jota joystickillä ei pysty ylittämään. Tällöin kuljettaja voisi ajaa ”tikku pohjassa” jatkuvammin tiheälläkin materiaalilla, mikäli maksiminopeuden esivalinta on sopiva. Halutessaan kuljettaja voisi myös olla käyttämättä nopeudenrajoitusta ja säädellä itse ajonopeutta koko ajan materiaalin tiheyden sopivaksi, joka on kokeneen kuljettajan tapauksessa varmasti tarkin ja herkin ajonopeuden säätötapa.

Automaattiajomoodissa säätöautomaatiikan tehtävä on asetella ajonopeus rummun kuormituksen mukaan sopivaksi. Nykyisessä mekaanisessa voimansiirrossa kuormitustieto mitataan rummun pyörimisnopeudesta, jonka pyrkiessä hidastumaan sille asetetusta vertailuarvosta, automatiikka pudottaa ajonopeutta kuormitustilan (käänteisesti rummun nopeuden) mukaisella kertoimella. Rummun pyörimisnopeuden palautuessa ajonopeus palautuu vastaavasti. HST:ssä voimansiirron kuormitustieto voidaan mitata rummun pyörimisnopeuden sijaan järjestelmän paineesta, jolloin ajonopeutta päästään säätämään jo ennen kuin rumpu ehtii hidastumaan ja käyttömoottori pudottamaan kierroksia. Nopeuden automaattinen pienennys voitaisiin kynnysarvon ylitykseen perustuvan kerroinpudotuksen sijaan tehdä myös sopivalla epälineaarilla funktiolla esimerkiksi kuvaajan 7.2 käyrien mukaan. Epälineaarisuudella voidaan saada aikaan säädön pehmeämpi ja joustavampi käyttäytyminen.

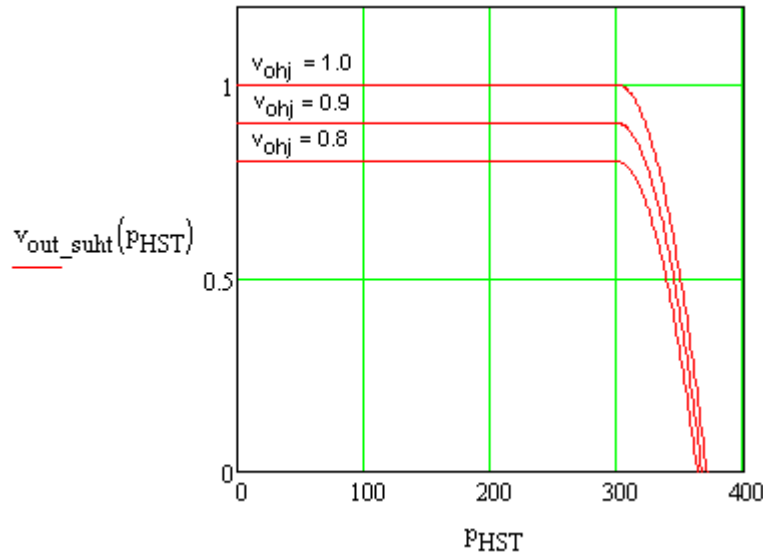
Nykyaikaisissa dieselmootoreissa pyörimisnopeustieto, sekä kuormitusaste ovat saatavissa suoraan myös moottorinohjaus- ja valvontaväylältä, jolloin myös mekaanisen voimansiirron tapauksessa automaattiajon nopeudensäätöön voidaan pyörimisnopeustiedon sijaan käyttää nopeammin reagoivaa kuormitustietoa vastaavasti kuin painetietoa HST:ssä. Mikään ei toki estä käyttämästä dieselmootorin kuormitustietoa myös HST:n yhteydessä. Seuraavassa on esitetty esimerkki automaattiajon ajonopeuden säätökäyrästä HST:n paineen funktiona. Tässä esimerkissä järjestelmän maksimipainetaso on 350 barin luokkaa.

$$v_{\text{out_suht}}(P_{\text{HST}}) = \begin{cases} v_{\text{ohj}} & \text{if } P_{\text{HST}} \leq P_{\text{raja}} \\ v_{\text{ohj}} - \frac{1}{5000} \cdot (P_{\text{HST}} - P_{\text{raja}})^2 & \text{otherwise} \end{cases}, \text{ jossa} \quad (7.4)$$

v_{ohj} on ajonopeuden suhteellinen asetusarvo (0...1)

P_{HST} on mitattu järjestelmän paine

P_{raja} on järjestelmänpaineen kynnysarvo, jonka ylittyessä nopeutta aletaan pudottamaan.



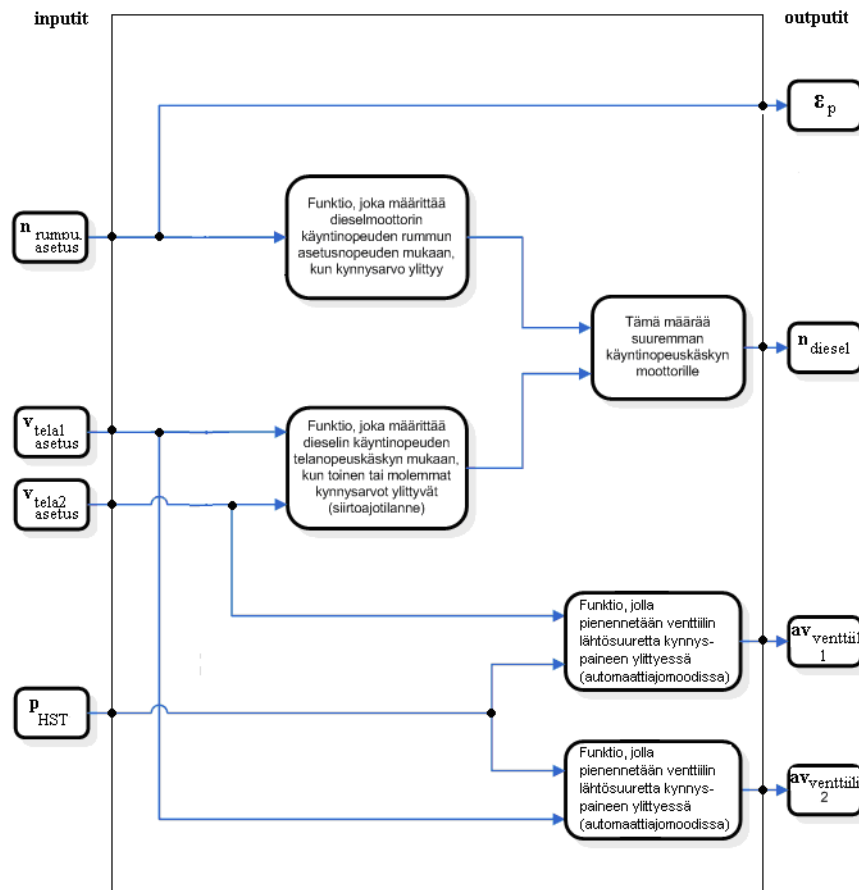
Kuva 7.2. Ajonopeuden ohjauskäyrä rummun voimansiirron kuormituksen (paineen) funktiona.

Kuvaaja on piirretty kolmella eri ajonopeuden v_{ohj} asetusarvolla, joka siis olisi automaattiajomoodissa maksiminopeuden rajoitusarvo, joka asetetaan esimerkiksi säätönupilla. Rummun voimansiirron kuormituksen ylittäessä sille asetetun kynnyspaineen p_{raja} (kuvaajassa 300 bar), annettua ajonopeuskäskyä siis pienennetään käyrän mukaan. Kynnyspaineen asetusarvon täytyy olla riittävän korkea, jotta ajoa ei tarpeettomasti aleta hidastamaan kovin paljon ennen maksimikuormitusta, mutta toisaalta kuitenkin riittävän matala, jotta säätökäyrää jää vielä kasvavalle kuormitukselle. Automaattiajollekin voisi ohjelmoida lisäksi muutaman erilaisen parametrijohdistelmän esivalinnan, mikäli erilaiset materiaalit ja mieltymykset vaativat selvästi erilaisia käyttäytymismalleja. Esitetyn funktion kaikki parametrit ovat esimerkkiparametreja, joiden sijaan kunnolla toimivien arvojen määrittäminen vaatii varmasti paljon kokeilemista ja testaamista.

Käyttömoottorin teholuokka on sopiva silloin, kun sen maksimitehon väännöllä pystytään tuottamaan hieman kynnyspainetta p_{raja} suurempi paine pumpun maksimituotolla, jolloin moottori ei aivan heti hyydy kynnyspaineen ylittyessä.

7.1.2. Ohjausyksikkö ja parametrit

Rummun ja ajovoimansiirron ohjauksen toteuttaminen edellä esitetyllä tavalla vaatii, että ohjausyksikölle voi ohjelmoida epälineaarisia riippuvuuksia tulojen ja lähtöjen välille. Seuraavassa kuvassa on esitetty yksinkertaistettuna lohkokaaviopiirroksena rummun HST:n ja ajovoimansiirron ohjausperiaate.



Kuva 7.3. Rummun voimansiirron ja ajovoimansiirron ohjausyksikön karkea toimintaperiaatekaavio.

Kaaviossa on esitetty ainoastaan periaatteelliset funktiolohkot, tulot ja lähdöt. Tässä esitetyn periaatteen mukaan käyttömootorin käyntinopeutta ohjataan rummun nopeuden käskyarvoon verrannollisella funktiolla, tai siirtoajossa telojen käskynopeuteen verrannollisella funktiolla. Epälineaariset funktiot voitaisiin myös korvata rampeilla tai kynnyksillä, mutta silloin toiminnasta tulee kulmikkaampaa. Automaattiajomoodin valinta voidaan tehdä entiseen tapaan ohjelmallisesti, jolloin manuaaliajomoodilla ajoa ei rajoita mikään automaattiajon toiminto, tai niin, että automaattiajomoodissa ohjausjoystick vain pysyy itsestään pohjassa. Tällöin automaattiajon maksiminopeusrajoitus olisi voimassa myös manuaaliajolla, mutta sen toiminta tulisi esiin vain joystick pohjassa ajettaessa. Kauko-ohjausmoodille pitää tehdä ohjelmallinen valinta, joka nykyiseen tapaan pienentää ja pehmentää ajoventtiilien lähtösuureita hallitun lastaamisen onnistumiseksi.

Rummun nopeusasetuksen ramppiparametrien eli suurimman kiihdytysajan määrittämisessä täytyy huomioida voimansiirron dynamiikka, sillä rummun ja alennusvaihteen ja/tai hydraulimootorin kokonaishitausmomentti on melko suuri. Se saattaa värähtelyvaaran takia rajoittaa pienintä kiihdytysaikaa. Toisaalta kiihdytysaikaa rajoittaa myös käytettävissä oleva paine (vääntömomentti), joten värähtelyongelmaan ei välttämättä edes törmätä.

Paras ja sopivin ramppi-arvo löytyy testaamalla, mutta raja-arvon voi määrittää myös laskennallisesti. Tässä kiihdytysaika ei lasketa, koska se riippuu rummun hitausmomentista, sekä valittavista komponenteista ja niiden sijoittelusta, mutta esitetään yhtälöt, joiden avulla kiihdytysajan jäljille pääsee.

$$\text{HST:n ominaiskulmanopeus: } \omega_h = \sqrt{\frac{D_m^2}{J_t \cdot C_1}}, \text{ jossa} \quad (7.5)$$

D_m on hydraulimoottoreiden radiaanitulavuus,

J_t on tehollinen hitausmomentti hydraulimoottorin akselilla

C_1 on hydraulinen kapasitanssi, eli kokonaistilavuus jaettuna tehollisella puristuskertoimella.

Järjestelmän rajakulmanopeus saadaan jakamalla ominaiskulmanopeus kolmella. Tämän rajakulmanopeuden käänteisluku on järjestelmän aikavakio, josta saadaan värähtelyt varmuudella vaimentava kiihdytys- tai hidastusaika kertomalla se vielä kuudella. [30, s.64]

$$\text{Rajakulmanopeus: } \omega_r = \frac{\omega_h}{3} \quad (7.6)$$

$$\text{Aikavakio: } \tau = \frac{1}{\omega_h} \quad (7.7)$$

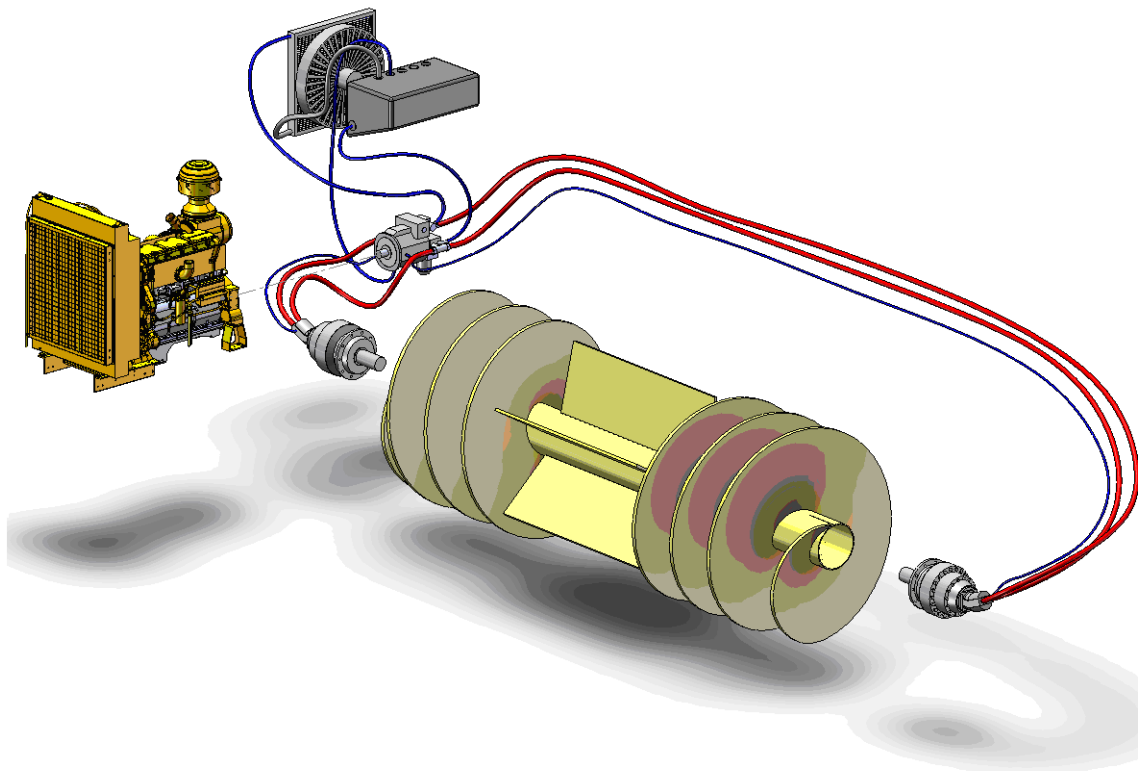
$$\text{Kiihdytysaika: } T = 6 \cdot \tau = \frac{2}{\omega_h} \quad (7.8)$$

Näin saadaan rummulle pienin kiihdytys-, tai hidastusaika, jolla se ei varmasti herätä värähtelyä. Kovin suurta merkitystä tällä ei kuitenkaan ohjausjärjestelmässä ole, sillä pumpun kulma-asetusta ei ole tarpeen muuttella nopeasti ääriarvojen välillä.

Kuvan 7.3 mukaisen ohjausperiaatteen muodostavien tulojen ja lähtöjen ja niiden välisten funktioiden lisäksi ohjausyksikölle tarvitsee määrittää tulojen ja lähtöjen rajoitukset ja skaalaukset, toiminnot ajomoodien valintaa varten, sekä mahdollisia valvontatietojen perusteella tehtäviä automaattipysäytystoimintoja. Lisäksi nykyaikaiseen ohjausyksikköön voisi liittää ohjaamoon tulevan näyttöpaneelin, josta kuljettaja voi seurata haluttuja valvontatoimintoja ja valita esiasetuksia ja käyttömoodeja. Ajovoimansiirron ohjaus voidaan pitää nykyiseen tapaan joko kahdella erillisellä eteen - taakse liikkuvalla joystickilla, tai nykyaikaisemmin yhdellä joka suuntaan liikkuvalla joystickilla.

8. HST:N KOMPONENTTIEN SIJOITTELU

Kuvassa 8.1 on esitetty hydrostaattisen voimansiirron komponentit kahden moottorin ja alennusvaihteiden toteutuksella, ja sen on tarkoitus havainnollistaa hydraulisten voimansiirtokomponenttien kokoluokkia verrattuna rumpuun ja käyttömoottoriin. Mallin pumppu vastaa kooltaan 500 cm³ A4CS -pumppua ja vaihteiden mitat GMH 0160:n kokoluokkaa, mutta näiden komponenttien päämitat eivät kovin merkittävästi poikkea esimerkiksi hidaskäyntisten moottoreiden ja 355 cm³ pumpun yhdistelmästä.



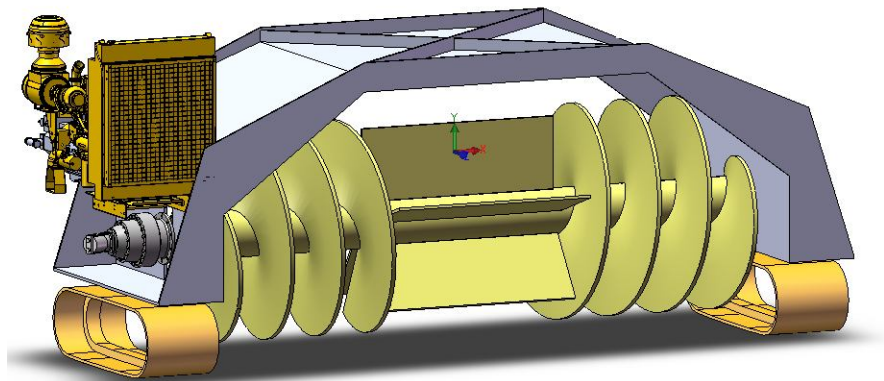
Kuva 8.1. Rummun HST:n osat ja niiden kokoluokka suhteessa rumpuun ja käyttömoottoriin.

Malliin on myös piirretty kaikki voimansiirron suljetun piirin tarvitsemat letkut, joiden värit vastaavat kuvan 8.1 hydraulikaavion värimerkintöjä. Moottoreiden ja alennusvaihteiden kokoluokista voidaan karkeasti todeta, että GMH -alennusvaihte vastaa halkaisijaltaan suunnilleen Hägglunds -nokkarengasmootoria. Tarkemmin niiden päämitat on esitetty niitä koskevissa kappaleissa.

Komponenttien melko vapaalla sijoiteltavuudella voidaan parantaa koneen painonjakaumaa telojen välillä. Nykyisessä laitekonstruktiossa käyttömoottori ja voimansiirto ovat lähes kokonaan niiden puoleisen telalinjan ulkopuolella, mutta

HST:llä voimansiirtoa voidaan tiivistää monella tavalla. Backhus ja Komptech ovat ratkaisseet komponenttisijoittelun siten, että käyttömoottori ja pumppu, sekä säiliö ovat koneen siltarakenteen vinojen osien päällä, jolloin koneen sivuilla ei roiku mitään. Jos AS:n nykyisestä kuljetuskorkeudesta ei haluta tinkiä, ei samanlainen ratkaisu silloin käy päinsä halkaisijaltaan kilpailijoita suuremman rummun takia. Toisaalta käyttömoottorin sijainti koneen sivulla ei itsessään haittaa mitään jos painonjakaumaa saadaan muuten tasoitettua. Komponenttien ”vapaata” sijoittelua siis rajoittaa kuitenkin rungon geometria, sekä ulkomitoille mahdollisesti asetettavat vaatimukset, mutta vapauksia jää kuitenkin enemmän, sillä HST ei määritä käyttömoottorin ja hydraulimoottorin keskinäistä sijoittelua. Amerikkalaiset valmistajat ovat ratkaisseet komponenttisijoitteluongelman tekemällä koneista niin suuria, että kaikki komponentit mahtuvat rungon päälle.

Seuraavissa kuvissa on esitetty periaatteellisia vaihtoehtoja voimansiirron komponenttien järjestelemiseen laitteen runkoon. Rungon perusgeometrian määrittää rummun pituus ja halkaisija, jotka pidetään tässä samoina kuin ne nykyään ovat. Muuten runkomalli on pelkästään voimansiirtoa varten hahmoteltu konsepti. Mallissa käytetty esimerkkimoottori on CAT C15 -rivimoottori, joka on nykyistä MB 502:ta hieman pidempi. Polttoaine- ja hydraulinesesäiliötä ja hydraulijärjestelmän jäähdytintä malliin ei ole laitettu, koska ne ovat melko vapaasti sijoiteltavissa.

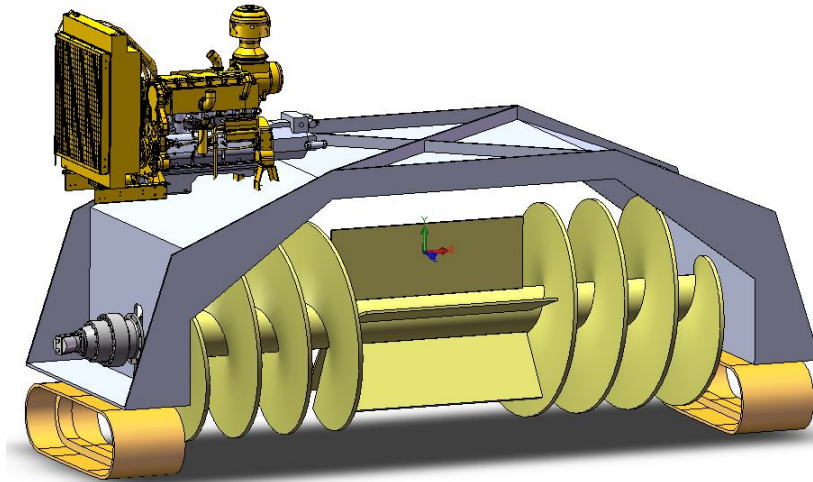


Kuva 8.2. Nykyistä ratkaisua muistuttava HST:n osasijoittelumalli.

Moottorin asennuspaikkaa ja asentoa päätettäessä pitää huomioida painopisteen ja ulkomittojen lisäksi myös moottorin huoltokohteiden luoksepäästävyys, sekä mahdollisesti moottorin katveeseen jäävien voimansiirron osien huollettavuus.

Kuvassa 8.2 käyttömoottori on sijoitettu samalla tavalla, kuin nykyisessä konstruktiossa. Rivimoottori on hieman V8-moottoria kapeampi, jolloin se voidaan saada vähän lähemmäs keskilinjaa. Aksiaalisesti peräkkäin asennettujen hydraulipumppujen kanssa moottoripaketista tulee kuitenkin jälkimmäisen pumpun verran nykyistä runkoa pidempi. Hydraulinesesäiliön sijoittelussa täytyy huomioida, että se olisi selvästi pumppuja ylempänä, ja ettei imuletkusta tulisi tarpeettoman pitkää

LS-pumpun ja syöttöpumpun kavitaatiovaaran välttämiseksi. Tällöin moottorin vieressä rungon vinon osan päällä olisi luonteva paikka säiliölle.

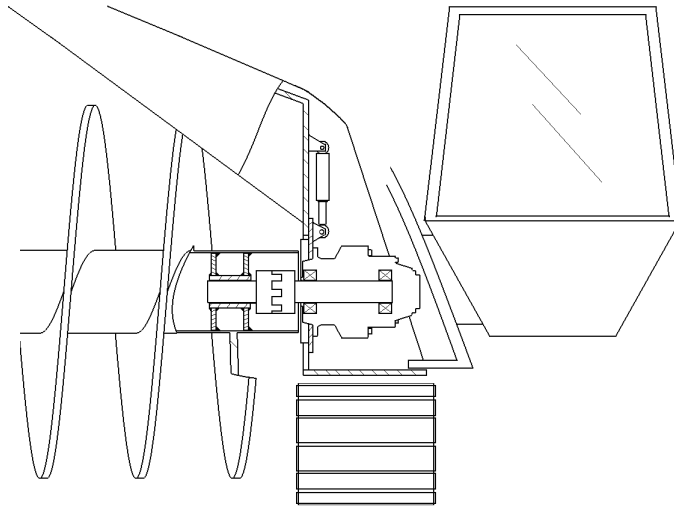


Kuva 8.3. Toinen osasijoittelumalli.

Käyttömoottori saataisiin lähemmäs keskilinjaa nostamalla se ylös rungon vinon osan päälle kuvan 8.3 mukaan, kuten Backhusissa ja Komptechissa on tehty. Tällöin pitkä moottori kannattaa kääntää kulkusuuntaan nähden poikittain. Vaikka jäähdyttimen ja imuilmatorven paikkoja muutettaisiin alemmas, tulee koneesta tällä ratkaisulla kuitenkin todennäköisesti liian korkea, sillä suurihalkaisijainen rumpu pakottaa rungon vinonkin osan melko ylös. Tällöin ainakin runkoon pitäisi tehdä muutoksia, joilla moottori saataisiin upotettua mahdollisimman alas. Moottorin mukana korkealle nouseva painopiste vaikeuttaa erityisesti koneen lavetille lastaamista, sillä kovin suurta kallistuskulmaa kulkusuunnassa laite ei enää sallisi. Komptech Topturn X:ssä korkean painopisteen aiheuttamaa lastausongelmaa on helpotettu telojen nostotoimintoon yhdistetyllä koneen kallistamismahdollisuudella kulkusuunnassa [5].

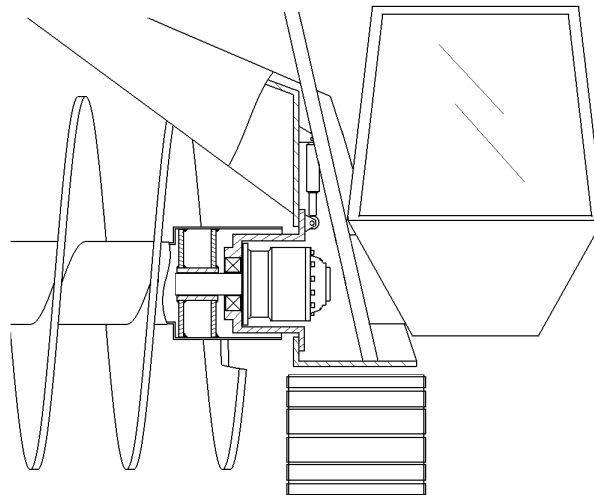
Painopisteen ja kuljetuskorkeuden takia moottorin sijoittelussa kannattanee pitäytyä ALLU AS:lle tunnusomaisessa kuvan 8.2 ratkaisussa, jossa moottori on laitteen sivulla. Tätä voidaan jalostaa siten, että käytetään kapeampaa rivimoottoria ja asennetaan se niin lähelle rungon sivuseinää, kuin mahdollista. Moottorin pituuskin saadaan hallintaan muuttamalla jäähdyttimen puhallin hihnakäyttöisestä hydrauliseksi tai sähköiseksi ja siirretään jäähdytintä koneen sivulle. Tässä voimansiirron sijoitteluratkaisussa on luontevaa pitää myös hytti tutulla paikallaan koneen toisella sivulla, jossa sen nostomekanismi voidaan tehdä mahdollisimman yksinkertaiseksi. Telojen välistä painonjakamaa voidaan tasoittaa kasvattamalla polttoainesäiliön kokoa ja sijoittamalla se esimerkiksi rungon hytin puoleisen vinon osan päälle. Mikäli hytin puoleisen telan pito ei tahdo vieläkään riittää, voidaan harkita lisäpainojenkin käyttöä, sillä laitteen kokonaispainoa ei rajoita juuri muu, kuin telojen kantavuus.

Jos rumpua pyöritetään molemmista päistä, rajoittaa hytin puoleinen pyöritysnoottori hytin alas laskemista ja kuljetuskorkeutta, tai muuten hyttiä on siirrettävä vielä kauemmas ulospäin koneen keskilinjasta (kuva 8.4).



Kuva 8.4. Periaatekuva moottorin/vaihteen asettelusta.

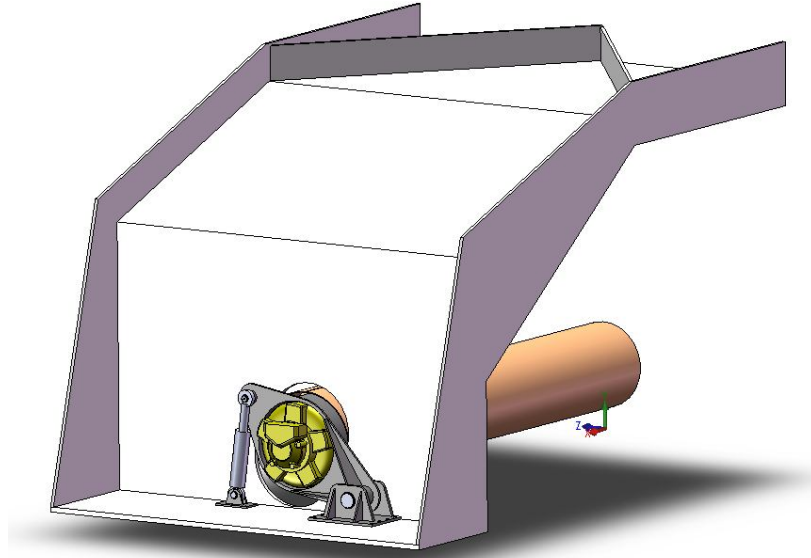
Kuvan periaateratkaisussa rummulla ei ole erillisiä runkolaakereita, vaan se on kokonaan voimansiirtokomponentin laakeroinnin varassa. Kuvaan piirrettyä joustokytkintä tarvitaan todennäköisesti rumpuputken linjausvirheen kompensoimiseen, jotta voimansiirtokomponentin laakerit eivät kuormitu sen takia. Tilaongelmaa hytin päässä voidaan yrittää ratkaista viemällä hydraulimoottori/vaihte rummun pään sisälle kuvan 8.5 periaatteen mukaan.



Kuva 8.5. Periaatekuva rummun sisälle sijoitetusta moottorista/vaihteesta.

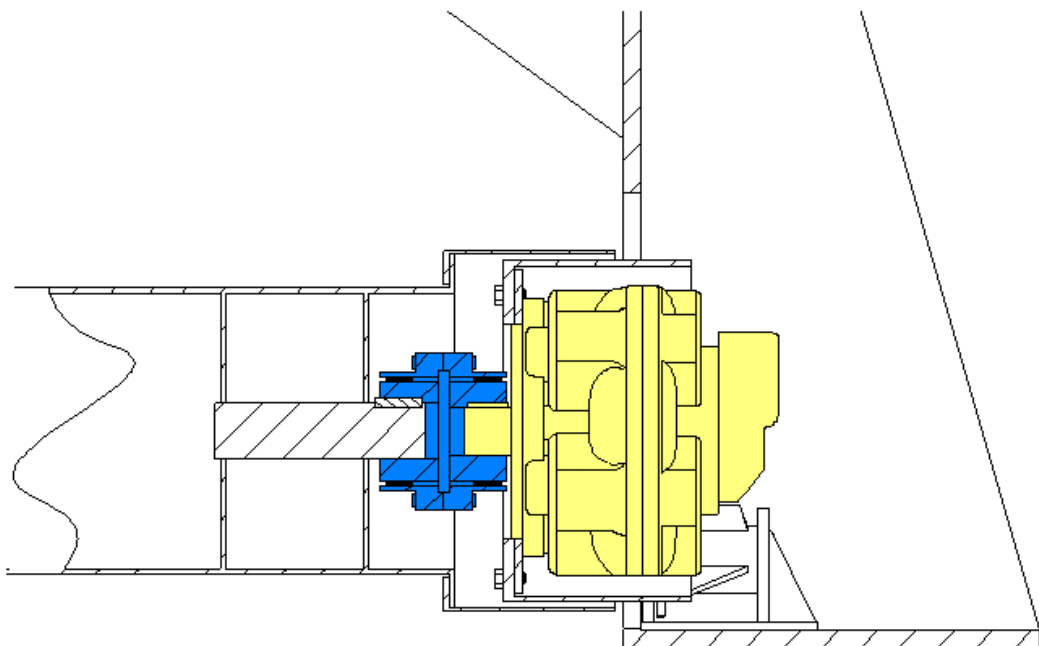
Edellisessä kuvassa (8.4) rummun laakerointi oli voimansiirtokomponentin varassa, mutta kuvassa 8.5 rummun laakerointi on vertailun vuoksi tehty erillisellä runkolaakerilla.

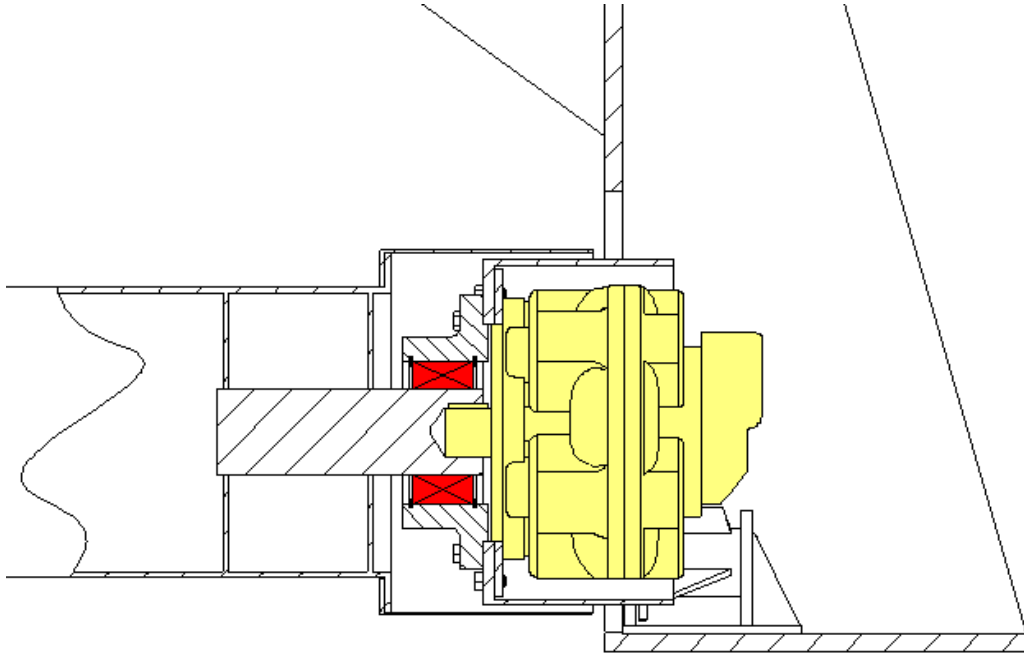
Edellisiin kuviin on piirretty myös rumpun noston sylinteri nykyistä vastaavaan paikkaan, jossa se nostaa rumpua negatiivisella liikkeellä. Toisenlainen tapa rumpun nostoon olisi esimerkiksi kuvassa 8.6 esitetty järjestely, jossa pyöritysmoottorin asennusrunko on saranoitu koneen runkoon ja rumpua nostetaan sylinterin työntävällä liikkeellä. Näin nostomekanismi ja -sylinteri toimisivat samalla myös pyöritysmoottorin momenttitukena.



Kuva 8.6. Rumpun nostomekanismin ja pyöritysmoottorin asennuksen toteutusmalli.

Kuvan mallissa pyöritysmoottori on osittain rumpuputken sisällä kuvan 8.5 periaatteen mukaan. Rumpun laakerointi on mahdollista toteuttaa joko erillisillä runkolaakereilla tai jättää se pyöritysmoottorin laakereiden varaan. Kuvan 8.7 halkileikkaus havainnollistaa vielä karkeasti edellisen kuvan rakennetta kummallakin laakerointivaihtoehdolla.





Kuva 8.7. Edellisen kuvan asennusratkaisun halkileikkaukset molemmilla laakerointiratkaisuilla.

Ylemmän kuvan mallissa rummun laakerointi on pyöritysmoottorin varassa ja pyöritysmoottori on kytketty rumpuun joustokytkimen välityksellä. Alakuvan mallissa rumpu on runkolaakerin varassa, jonka pesä on liitetty osaksi pyöritysmoottorin asennusrunkoa. Kumpikin toteutus vaatii paksunnoksen rumpuputken päähän, mutta se voi olla puolikkaista tehty irrotettava kuori. Vaihtoehtona on myös kasvattaa koko rumpuputken halkaisijaa, mutta se taas kasvattaa tarpeettomasti rummun aumaa syrjäyttävää tilavuutta ja huonontaa myös sopivan raaka-aineputken saatavuutta. Kuvassa rumpuputken ulkohalkaisija on nykyistä vastaava 508 mm, ja kokoonpanoesimerkissä käytetyn SAI BF6 -moottorin ulkohalkaisija on samaa luokkaa.

Käytettävän pyöritysmoottorin koko ja kiinnityslaipan tyyppi määrittävät tämäntyyppisen rakenteen lopulliset mitat ja ratkaisut. Periaatteellinen toteutus ei ole kuitenkaan riippuvainen mistään tietystä pyöritysmoottorin tyypistä tai kiinnitystavasta, joten se ei rajoita käypien peruskomponenttien valikoimaa.

9. MEKAANISEN VOIMANSIIRRON KEHITTÄMISMAHDOLLISUUDET

Vanhalla hihnavetoon ja kulmavaihteeseen perustuvalla voimansiirtoratkaisullakin on omat hyvät puolensa, joten myös sen kehittämismahdollisuuksia kannattaa tutkia. Mekaanista voimansiirtoa puoltaa ainakin sen hyvä hyötysuhde, sekä mahdollisesti myös se, että näennäisesti yksinkertainen mekaanisuus voi kiehtoa joitakin sellaisia asiakkaita, joissa hydraulinen tehonsiirto herättää jostakin historiasta kumpuavaa epäluuloa. Mekaaninen voimansiirto poikkeaisi myös eurooppalaisten kilpailijoiden voimansiirtoratkaisuista, joten sitä voisi kenties käyttää myös erottumiskeinona.

Kuten aiemmin on jo mainittu, eräs AS38H:n mekaanisen voimansiirron piirre on siinä käytettävän erikoisvalmisteisen kulmavaihteen, sekä hydraulikäyttöisen irrotuskytkimen aiheuttamat kustannukset, joita saatettaisiin pystyä pienentämään toteuttamalla voimansiirto eri komponenteilla. Pohdittaessa korvaavia komponentteja mekaaniselle voimansiirrolle on pidettävä kuitenkin mielessä, että halutun luotettavuustason saavuttamiseksi komponenttien mitoituksesta ei voi tinkiä.

Toinen asia on rummun pyörimisnopeuden säätömahdollisuus ainoastaan moottorin kierrosluvun avulla, joka aiheuttaa omat ongelmansa laitteen käyttöön muun muassa auman aloitustilanteessa tai keskellä aumaa käynnistettäessä. Tätä asiaa voisi kenties helpottaa käyttömoottorilla, jossa on parempi alavääntö, kuin nykyisessä Mercedes-Benzissä. Tosin tässäkin asiassa on kyse osin myös eri käyttäjien mieltymyksistä ja tavoista käyttää konetta, mutta silti käytön helppous ja joustavuus on kuitenkin osa laatua ja käyttäjäystävällisyyttä, josta on lupa pyytää myös hintaa. Makuasiaksi siis jää, onko rummun nopeuden laajan säädettävyyden puuttuminen oikea puute vai pelkästään ominaisuus karussa työkoneessa.

9.1. Komponentit

Viimeisimmän AS38H:n voimansiirron komponenttivalinnat ovat kytkimen ja kulmavaihteen osalta jalostuneet kestävyysvastoinkäymisten kautta nykyisiin ratkaisuihin, jotka nyt ovat luotettavuudeltaan ja käyttöominaisuuksiltaan sillä tasolla, jota niiltä edellytetään. Mekaaniseen voimansiirtoon tarvitaan aina jonkinlainen kytkin, jolla rummulle saadaan tarvittava kytkentäluisto, sekä totaalinen vapautus voimalinjasta. Vaihtoehdoksi nykyiselle kuivalle, hydraulikäyttöiselle ja elektronisesti ohjatulle PT-tech -levykytkimelle jää nestekytkimen ja on-off -kytkimen yhdistelmä. Uusi asia tämäkään ei olisi, sillä AS38:n aiemmissa kehitysversioissa nestekytkin on ollut jo

käytössä luistoelementtinä yhdessä perinteisen mekaanisen kytkimen kanssa, mutta tästä yhdistelmästä luovuttiin luotettavuus-, säätö- ja käytettävyysohjelmien takia. Nykyinen PT-tech -kytkin on hoitanut tehtävänsä ilmeisen hyvin, ja yliverainen ratkaisu se on siinä mielessä, että peräkkäisiä portaita luistoon ja kytkentään ei sen avulla tarvita, koska juuri halutunlainen kytkentä saadaan aikaan kytkimen elektronisella ohjauksella. Tässä valossa PT-tech -kytkimen vaihtaminen takaisin vanhanaikaisempaan ja aiemmin ongelmia aiheuttaneeseen ratkaisuun on vaikeaa perustella, varsinkaan kun kovin merkittävää kustannussäästöä ei ole tarjolla vaihtamalla se eri komponenttiin. Mikäli nestekytkinratkaisua kuitenkin halutaan tutkia uudelleen, voisi varteenotettava komponenttinvaihtoehto olla esimerkiksi VOITH:in raskaisiin ajoneuvoihin valmistamat VIAB -levykytkin-nestekytkinyhdistelmät. Niissä kytkentäluisto ja -momentti voidaan virittää käyttösovellukseen sopivaksi, ja levykytkimellä voimalinja lukkiutuu kiinteäksi rajanopeuden ylittyessä, jolloin myös hyötysuhde pysyy kurissa. [31]

Kulmavaihte on mekaanisen voimansiirron osasijoittelun kannalta oivallinen ratkaisu, koska se mahdollistaa käyttömoottorin kääntämisen rumpuun nähden poikittain. Kulmavaihteen tekniseksi ongelmaksi on kuitenkin laitehistorian aikana osoittautunut sen kartiohammaspyörien kestävyys, vaikka vaihte olikin periaatteessa valittu käytettävän vääntömomenttitason mukaan. Todennäköisesti vaihteen kestävyteen tai kestävämmyyteen on kartiohammaspyörärakenteen lisäksi vaikuttanut vahvasti myös rummun voimakkaasti syklinen ja väsyttävä momenttikurmitus ja tärinä. Nykyinen, rakenteeltaan vahvistettu Metso Drives -vaihte on kestänyt käytössä siltä edellytettävällä tavalla, mutta kartiohammaspyörätoteutuksen ja vahvistetun rakenteen mukanaan tuoma hinta tekee siitä hieman ongelmallisen. Tässä valossa Planeettatyypisellä alennusvaihteella voisi olla paremmat edellytykset selviytyä rummun pyörittämisestä myös vakiokomponenttina, sillä siinä siirrettävä momentti jakautuu useammalle hammaspyöräparille, ja lieriöhammaspyörärakenne on myös edullisempi toteuttaa. Lisäksi terävästi nykivää kuormitusta voi yrittää pehmentää rummun ja vaihteen väliin asennettavalla joustokytkimellä. Mahdolliseksi planeettavaihtetyypiksi käyvät esimerkiksi samanlaiset GMH -vaihteet, joita HST:n yhteydessä esitettiin edellä, joten myös niiden hinnat ovat vertailukelpoisia tässäkin.

Mekaaninen voimansiirto tarvitsee lisäksi HST:n paineenrajoitusventtiileitä vastaavan ylikuormitussuojan, joka nopeassa rummun pysähtymistilanteessa laukeaa tai särkyy sulakkeen tavoin, mutta pitää muut voimansiirron komponentit (lähinnä vaihteen) ehjänä. Nykysovelluksessa tätä virkaa toimittaa kulmavaihteen puoleisessa hihnapyörässä oleva murtosokkakytkin. Periaatteessa nestekytkin toimisi myös ylikuormitussuojana, mutta murtosokkakytkin ei ole kallis komponentti, joten se kannattaisi joka tapauksessa pitää osana mekaanista voimansiirtoa.

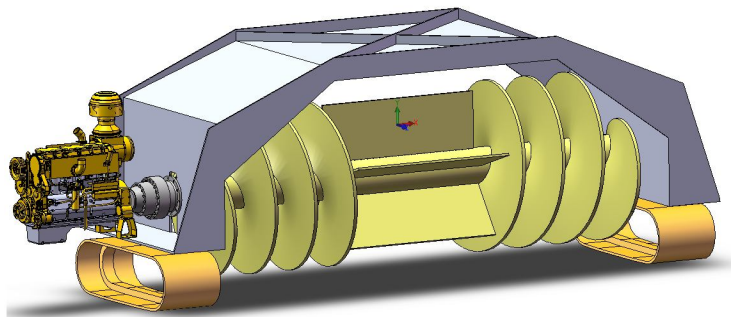
Vielä eräs mielenkiintoinen vaihtoehto voimansiirron portaaksi olisi periaatteessa hihna- tai ketjuvariaattori, joka mahdollistaisi HST:n tapaan portaattoman välityssuhteen muuttamisen katkaisematta moottorin vetoa. Alennusvaihdetta sillä ei kuitenkaan pysty korvaamaan voimansiirtoon tarvittavan suuren kokonaisvälityssuhteen

(noin 16:1) takia, eikä niitä juuri myöskään valmisteta näin suurelle teholle [12, s. 275], joten todelliseksi vaihtoehdoksi variaattorista ei oikein ole.

Mekaanisessa voimansiirrossa automaattiajon ominaisuuksia voisi parantaa jos kuormitustieto tuodaan rummun pyörimisnopeuden sijaan käyttömoottorin valvontatiedoista, joka tavallisesti onnistuu nykymootoreissa. Tällöin erillistä anturointia ei tarvittaisi ja automaattihidastuksen reagointia voidaan mahdollisesti parantaa. Muuten automaattiajon ja muun ohjauslogiikan, sekä parametrien asettelun voisi toteuttaa välityssuhteen muutosta lukuun ottamatta vastaavalla tavalla, kuin HST:nkin tapauksessa.

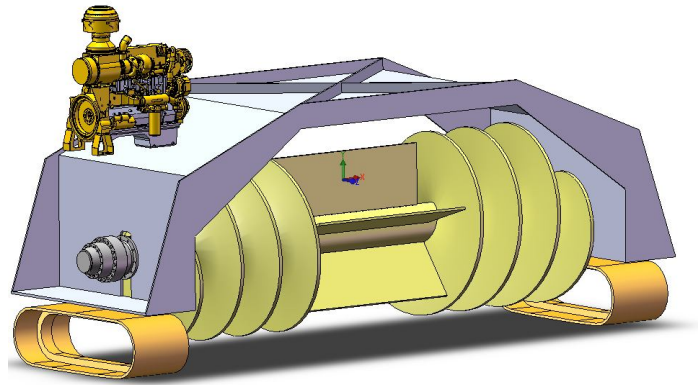
9.2. Osasijoittelu

Mekaaninen voimansiirto on komponenttisijoittelun kannalta aumansekoittimen mallisessa laitteessa haastavaa, eikä se jätä kovinkaan montaa käyttökelpoista vaihtoehtoa. Kuten aina, kaikki ratkaisut ovat kompromisseja eri ongelmien välillä, kuten kalliin kulmavaihteen mahdollistama moottorin parempi sijoittelu, tai mahdollisesti paremman planeettavaihteen aiheuttama hankalampi moottorin sijoittelu. Seuraaviin kuviin on hahmoteltu kaksi konseptivaihtoehtoa moottorin sijoittelulle, mikäli välityssuhteen alennus toteutettaisiin planeettavaihteella.



Kuva 9.1. Osasijoitteluvaihtoehto, jossa moottori on samalla akselilla alennusvaihteen kanssa.

Kuvan 9.1 mukaisessa mallissa voimalinja olisi kokonaan samalla akselilla, jolloin erillistä ensiövetoa ei tarvittaisi moottorin ja vaihteen välille. Peräkkäiset kytkin ja vaihde tosin pakottavat moottorin melko kauas rungosta, mutta tätä voidaan vähän helpottaa kasvattamalla rumpuputken pään halkaisijaa siten, että vaihde mahtuu rummun sisälle. Silti rakenteesta tulee melko leveä, mikä keventää hytin puoleista telaa ja kasvattaa myös vaadittavaa aumaväliä. Rummun nostotoiminnon toteuttamiseksi täytyy siihen ottaa mukaan myös moottori, tai sitten rummun nosto täytyy muuttaa telojen nostoksi, jossa taas on omat materiaalin pakkautumiseen liittyvät ongelmansa.



Kuva 9.2. Toinen osasijoitteluvaihtoehto, jossa moottorin ja vaihteen välinen ensiöveto täytyy toteuttaa esimerkiksi hihnavedolla.

Toisessa kuvan 9.2 tapaisessa mallissa moottori täytyisi nostaa ylös rungon päälle ja ensiöveto moottori ja vaihteen välillä täytyisi toteuttaa vanhaan tapaan esimerkiksi hihnavedolla. Runkoon tehtävillä muutoksilla moottorin paikkaa voi pystyä viilaamaan hieman alaspäin, jotta korkean painopisteen aiheuttamaa ongelmaa saadaan helpotettua ja suurinta kuljetuskorkeutta rajoitettua. AS:n rumpuhalkaisijalla tämä voi kuitenkin olla ylitsepääsemätön este. Rummun nosto saataisiin tässä mallissa toteutettua nykyisen tapaisen hihnankiristimen avulla.

9.3. Sähkökäytöt

Teoriassa mahdollinen toteutustapa laitteen voimansiirrolle olisi mobilekoneissa vähemmän sovellettu sähkökäyttö, jossa käyttömoottorina olisi normaaliin tapaan dieselmoottori. Sähkökäytöllä saavutettaisiin HST:tä vastaava säädettävyys ja hyötysuhde, mutta teho-painosuhteeltaan ja komponenttien kooltaan se jää huonommaksi, kuin mekaaninen ja hydrostaattinen voimansiirto [1, s. 13]. Lisäksi huomioitava seikka olisi palo- ja käyttäjäturvallisuus, sillä loppukäyttäjä tekee huolto- ja korjaustöitä koneeseensa usein itse, jolloin sähkökäyttö voi olla hieman riskialtis vaihtoehto.

10. YHTEENVETO VOIMANSIIRTORATKAISUISTA

Kaikilla esitetyillä voimansiirtoratkaisuilla mekaanisista hydraulisiin on omat hyvät ja huonot puolensa, ja parhaan ratkaisun päättämiseksi pitäisi määrittää koneen kaikki voimansiirtoon vaikuttavat reunaehdot vaatimuslistaksi. Tässä tarkemmin tutkitun hydrostaattisen voimansiirron kiistattomat yleisluontoiset edut liittyvät siihen, että sen välityssuhde on portaattomasti muutettavissa säätötilavuuspumpun avulla, sekä siihen, että teho siirretään hydraulipumpulta rumpua pyörittävälle moottorille letkuilla, jolloin komponenttien sijoitteluun tulee lisää vapauksia ja se mahdollistaa myös komponenttien liikkumisen toisiinsa nähden. Hydrostaattisia voimansiirtoja on yleisesti käytössä paljon, joten tekniikka ja komponentit ovat myös valmiiksi koeteltuja, ja siihen liittyvää asiantuntemusta on saatavilla. Tähän sovellukseen hydrostaattisen voimansiirron tuoma etu olisi myös siinä esiintyvä jousto, joka tasoittaa hieman voimansiirtoa kuormittavia teräviä kuormitusmuutoksia, joita aumansekoittajan työkierrossa esiintyy. Tätä ominaisuutta voi tarpeen tullen myös muokata esimerkiksi paineakkujen avulla. Hydrostaattisen voimansiirron mitoittamiseen ja suunnitteluun tässä sovelluksessa omat ominaispiirteensä tuovat laitteen suuri käyttöteholuokka, jossa saatavilla olevien hydraulikomponenttien valikoima ei ole aivan rajaton. Lisäksi suurihalkaisijaisen rummun mukanaan tuoma, todennäköisesti kilpailijoita suurempi vääntömomenttivaatimus, sekä suuren lämpötehon aiheuttava jatkuva maksimikuormitus asettavat omat vaatimuksensa järjestelmän suunnittelulle.

Hydrostaattisen voimansiirron huono puoli mekaaniseen toteutukseen nähden on sen väistämättä huonompi hyötysuhde. Mitoituksen yhteydessä kummallekin voimansiirtotyypille lasketut kokonaishyötysuhteet toki perustuvat arvioihin yksittäisten komponenttien hyötysuhteista, jotka voivat heittää todellisista arvoista jonkin verran. Tosiasia kuitenkin on että HST:n hyötysuhde on mekaanista voimansiirtoa huonompi, ja tässä sovelluksessa sen vaikutus suuressa teholuokassa voi olla pahimmillaan jopa kymmeniä kilowatteja. Huonomman hyötysuhteen vaikutusta käyttökustannuksiin koneen elinkaaren aikana voidaan yrittää arvioida esimerkiksi olettamuksen avulla, että kohdassa 6.42 laskettu noin kuusi prosenttiyksikköä, eli tässä tapauksessa noin seitsemän prosenttia huonompi hyötysuhde kasvattaisi polttoaineenkulutusta samat seitsemän prosenttia. Tämä tarkoittaisi 10 000 tunnin elinkaaren aikana noin 30000 litran lisäkulutusta vanhan AS38H:n kulutusarvioilla. Lisäkulutusta saattaa toisaalta kuitenkin kompensoida voimansiirron säädettävyyden avulla käyttömoottorin

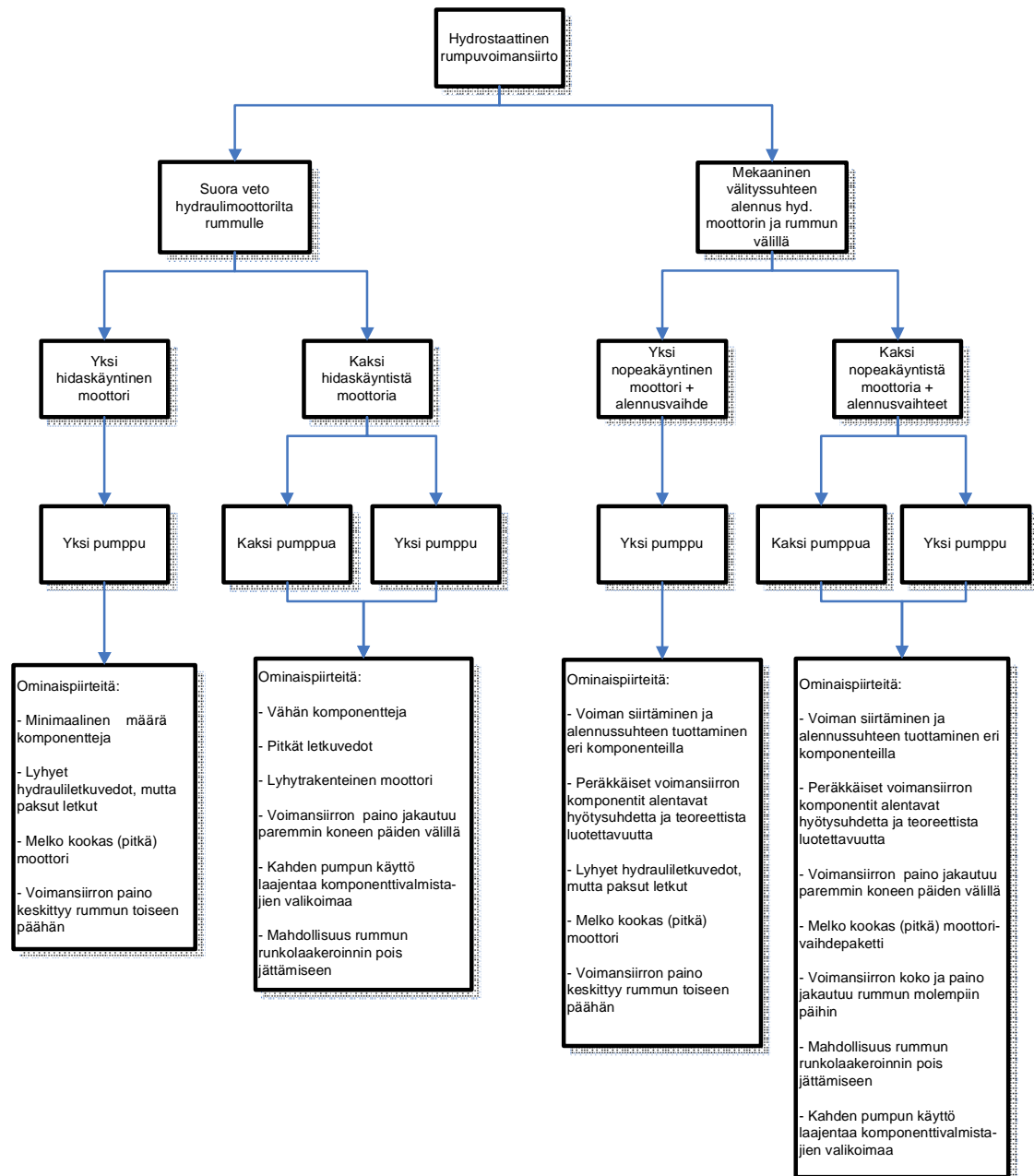
käyntinopeutta voidaan joissakin käyttötilanteissa mahdollisesti pudottaa maksimitehon alueelta maksimiväännön kierrosalueelle.

Huonompi hyötysuhde lisää laitteen valmistuskustannuksia siinä mielessä, että entisen suorituskyvyn aikaansaamiseksi pitää käyttää tehokkaampaa eli kalliimpaa käyttömoottoria ja tuotettu hukateho pitää myös poistaa suuremmalla eli kalliimmalla jäähdytysjärjestelmällä. Toisaalta hyötysuhdeasiassa saattaa AS:llä olla sellainen etu puolellaan, että nykyiselle AS38:lle luvataan useita kilpailijoita selvästi parempi käyttöteho-sekoituskapasiteettisuhde, joka osaltaan voi olla onnistuneen rumputyyppin ansioita. Mikäli näin todella on, pysyy käyttöteho-kapasiteettisuhde kilpailijoihin nähden hyvällä tasolla, vaikka voimansiirron hyötysuhde hieman putoaisikin.

Järjestelmää suunniteltaessa ja komponenttivalintoja mietittäessä olisi erittäin kiinnostavaa vertailla kilpailijoiden teknisiä ratkaisuja ja osavalintoja, mutta koneiden harvinaisuuden takia tähän on rajalliset mahdollisuudet. Allu AS:n ominaispiirteiden, kuten rummun halkaisijan takia täysin samoihin ratkaisuihin tuskin päädyttäisiin yhdenkään kilpailijan kanssa, mutta silti on perusteltua miettiä, kuinka lähelle vastaavanlainen ratkaisu kannattaa tehdä, joita markkinoilla jo on tarjolla. Mekaaninen voimansiirto hyvine hyötysuhteineen tarjoaisi mahdollisuuden erottua useista kilpailijoista, mutta jää strategiakysymykseksi, kannattaako sitä yrittää käyttää markkinavalttina, sillä sellaisia nykyajan käyttöominaisuuksia sillä ei saavuteta, mitä hydraulisella voimansiirrolla voidaan saada aikaan.

10.1. HST:n toteutusmallit

Kuvassa 10.1 on esitetty kaaviona hydrostaattisen rumpuvoimansiirron periaatteelliset toteutusvaihtoehdot, sekä kuhunkin vaihtoehtoon liittyviä ominaispiirteitä. Yhden moottorin ratkaisuihin ei ole laitettu vaihtoehdoksi kahden pumpun käyttöä, sillä vaikka se teknisesti mahdollinen ratkaisu onkin, niin kovin mielekäs se ei ole.



Kuva 10.1. Hydrostaattisen rumpuvoimansiirron toteutusvaihtoehtoja.

Teknisesti parhaiten perusteltavissa oleva hydrostaattisen sekoitusvoimansiirron toteutusmalli olisi yhden pumpun ja kahden hidaskäyntisen moottorin toteutus, jolloin tarvittavan alennussuhteen ja portaattoman säätöalueen toteuttamiseen riittää pumppu ja mitoiltaan kohtuullisen kokoiset moottorit, eikä lisäportaita kuten pumppuvaihdetta tai alennusvaihdetta tarvita. Tällaiselle toteutukselle löytyy lisäksi selvästi laajempi komponenttivalmistajien valikoima, kuin yksimoottorisen toteutuksen suuritulavuuksiselle moottorille tai varsinkaan sopiville nopeakäyntisille moottori-vaihteyhdistelmille.

Moottori-alennusvaihteyhdistelmällä ei teknisesti saavuteta tässä sovelluksessa juuri mitään sellaista mitä hidaskäyntisellä moottorilla ei saavuteta. Vaadittava vääntömomentti ei ole vielä niin suuri, että sen toteuttamisessa olisi minkäänlaisia

vaikeuksia hidaskäyntisellä moottorilla, ja toisaalta rummun pyörimisnopeus on melko suuri, mikä pakottaa vaihteen ylivoimittamiseen. Vaihteen oma mekaaninen hyötysuhde pudottaa voimansiirron hyötysuhdetta entisestään ja kuumassa käyttöympäristössä vaihteen voiteluöljy voi vaatia vielä oman jäähtyöksensä. Kahden moottori-vaihtepaketin toteutus toisi lisää valikoimaa vaihteisiin ainakin Bonfigliolilta ja Breviniltä, mutta toisaalta Bosch Rexrothille tehdyn kyselyn perusteella joidenkin GMH-vaihteiden valmistus on lopetettu, joten niiden saatavuus on epävarmaa.

10.2. Kustannukset

Hydrostaattisessa voimansiirrossa pumppu ja moottorit ovat niin keskeisiä osia voimansiirron ja koko koneen toimintavarmuuden ja käyttöominaisuuksien kannalta, että niitä ei välttämättä kannata valita pelkästään edullisimman hinnan perusteella. Tunnetun valmistajan kokemus erilaisista sovelluksista, sekä teknisen tuen ja jälkimarkkinoinnin toiminta ovat tässä oman huomionsa ansaitsevia seikkoja. Hydrostaattista voimansiirtoa ei myöskään välttämättä kannata suunnitella ja toteuttaa pelkästään yhden mahdollisen komponenttitoimittajan varaan, vaan mieluummin etsitään sellainen ratkaisu, jossa vaihtoehtoisia komponenttitoimittajia löytyy useampi.

Voimansiirtoratkaisun lopulliseen kustannukseen vaikuttaa melko paljon komponenteilta vaadittava kestoikä. Hydraulikomponenttien valmistajat eivät kovin mielellään ilmoita komponenttiansa mitoitusikää, koska se riippuu ratkaisevasti käyttösovelluksesta ja kuormituksesta. Kuitenkin tyypillinen laakerointiin perustuva voimansiirtokomponenttien laskennallinen käyttöaika on 10000 h. [32, s. 451], joka käyttöasteesta riippuen vastaa tavallisesti noin 5 – 10 vuoden käyttöä. Suhteellisesti matalalla, noin 200-250 bar painetasolla käyvän pumpun ja moottorin laskennallisen käyttöajan voidaan odottaa toteutuvan varmemmin, kuin aivan maksimipaineella ja lähellä omaa maksimitehoaan käyvän komponentin. Vaihteiden tapauksessa halutun käyttöajan vaikutus voidaan nähdä suoraan vaihteelta vaadittavana kokoluokkana ja sen myötä hintana.

Taulukkoon 10.1 on koottu muutaman esimerkkitoimituksen kustannusarvioita verrattavaksi nykyisen mekaanisen voimansiirron kustannuksiin. Vertailu ei ole kattava, vaan siihen on poimittu tarjouspyyntöjen perusteella muutama komponenttiyhdistelmävaihtoehto hidaskäyntisille moottoreille, jota edellä pidettiin HST:n parhaana toteutustapana ja jolle löytyy eniten komponenttivalmistajavaihtoehtoja. Pumppu ja moottorit eivät tietysti vielä muodosta vielä voimansiirron kokonaiskustannusta, mutta niiden yhteishintaa on kuitenkin melko mielekästä verrata mekaanisen voimansiirron kulmavaihteen ja irrotuskytkimen yhteishintaan. Todellisten kokonaiskustannusten vertailua vaikeuttaa lisäksi jäähtyykseen tarvittavat muutokset, sillä hydrostaattinen voimansiirto vaatii mekaanista voimansiirtoa huonomman hyötysuhteensa, sekä alhaisempaa pidettävän öljyn lämpötilan [12, s. 257] takia selvästi suuremman jäähdystehon. Tehokkaamman

jäähdyttimen aiheuttamaa lisäkustannusta ei taas pystytä suoraan arvioimaan jäähdyttimen hinnan perusteella, sillä nykylaitteessa hydraulijärjestelmän jäähdytyksen toteutuskustannus on osa Mesabi -jäähdytysjärjestelmän hintaa, johon kuuluu myös käyttömootorin jäähdytys.

Yli 300 kW:n käyttöteholuokkaan löytyy useampi pumppu- ja moottorivalmistaja, jolta löytyy teknisesti periaatteessa sovellukseen sopivia komponentteja. Moottorin valinnassa täytyy huomioida se, että eri tyyppien maksimipaine-erot vaihtelevat 200 ja 350 bar välillä, jolla on vaikutuksensa moottorin hintaan, mutta erityisesti kullakin kierrostilavuudella turvallisesti saatavaan maksimimomenttiin.

Taulukko 10.1. Komponenttiyhdistelmien hintavertailua.

| Pumput | Huom. | Hinta | Moottorit | T _{max} | Hinta | Huom. |
|---|------------------------------|------------|--|------------------|-------------|---|
| 1 x Bosch Rexroth AA4CS500 (500cc) | ~ 3000cc moottoreille | 22000,- | 2 x Hägglunds CA 50 (jarrulla) (3140cc, max. 350 bar) | 33 kNm | 2 x 9000,- | Hinnat jarrullisille moottoreille, jarruttomat halvempia. |
| 1 x Bosch Rexroth AA4CS355 (355cc) | ~ 2500cc moottoreille | 16000,- | 2 x Hägglunds CA 50 40 (jarrulla) (2512cc, max. 350 bar) | 24 kNm | 2 x 9000,- | Mallisarjan tehonkesto mahdollistaisi toteutuksen myös yhdellä moottorilla. |
| 2 x Saues-Danfoss 90R250 (yht. 500cc) | ~ 3000cc moottoreille | 2 x 5019,- | 2 x SAI BF6 3000 (3041cc, max. 250 bar) | 23 kNm | 2 x 2430,- | |
| 2 x Saues-Danfoss 90R180 (yht. 360cc) | ~ 2500cc moottoreille | 2 x 4600,- | 2 x Denison Calzoni MRE3100 (3100cc, max. 250 bar) | 23 kNm | 2 x 4000,- | |
| 1 x Denison P24 (400cc) | käy 2500-3000cc moottoreille | ~17000,- | 2 x SMA 2800 C1 (2801cc, max. 350 bar) | 30 kNm | ? | |
| | | | 2 x KPM Staffa HPC 270 (2950cc, max. 250 bar) | 22 kNm | 2 x 22000,- | |
| | | | 2 x Intermot IAM 3000 (2983cc, max. 250 bar) | 22 kNm | 2 x 4600,- | Laakeroinniltaan vahvistettu versio IAMD 4950,- |
| Vaihte Metso Drives 2TKC280 + Kytkin PT-Tech HPT012DD | | | | yht. ~ 22000,- | | Viisi vuotta vanhat hinnat |

Komponenteissa on kaiken kaikkiaan hintahaitaria jonkin verran, ja mitoitusmerkeissä käytetyt Hägglundsin moottorit ja Bosch Rexrothin pumput ovat odotetusti melko kalliita. Allun nykyiset komponenttitoimittajat sen sijaan pystyvät tarjoamaan voimansiirron komponentit ja selvästi kilpailukykyisempään hintaan. Esimerkiksi kahden Sauer Danfoss 90R250 pumpun ja kahden SAI BF6 -moottorin kokonaisnettohinnaksi tulisi noin 15 000 euroa, jolloin voimansiirron kokonaiskustannus saataisi todennäköisesti alle mekaanisen voimansiirron nykykustannusten. Pumppuyhdistelmällä olisi tehoreserviä vaadittuun suorituskykytasoon nähden, ja moottorinkin suoritusarvot sallivat halutun vääntömomentin ja pyörimisnopeuden, vaikkakaan reserviä ei juuri jää. Lisäksi SAI-moottorin (kuten myös SMA:n) laakeroinnille luvataan hyvä radiaalikuormituksen sietokyky, joten rummun laakeroinnin jättäminen moottoreiden varaan saattaisi tulla kyseeseen näillä komponenteilla. Komponenttien hintojen takia voimansiirtoa ei kannata varmuuden vuoksi ylimitoittaa, mutta erityisesti moottoreiden kestävyys on sovelluksessa kuitenkin niin avoin kysymys, että se selviää vasta testaamalla.

Rummun vääntömomentin pudottaminen 15 – 20 kNm:iin (käyttöteholuokka alle 250 kW) lisäksi moottorivalikoimaan ainakin Sampo Hydraulicsin Black Bruin -moottorit, sekä Poclairin MS-sarjan moottorit. Pienemmissä kokoluokissa moottoreiden saatavuus on myös todennäköisesti parempi. Pienempi teho ei kuitenkaan ratkaisevasti

tunnu pudottavan komponenttien hintoja, sillä esimerkiksi kaikille 1700 – 3000 cm³ SAI BF6-moottoreille ilmoitetaan sama hinta.

Jonkinlaisen kustannustappion kilpailijoihin nähden saattaa aiheuttaa jo aiemminkin mainittu AS:n rummun suuri halkaisija ja sen aiheuttama, mahdollisesti kilpailijoita suurempi vääntömomentti. Yli 300 kW:n käyttöteholuokassa ja AS:ään verrattuna esimerkiksi kaksinkertaisella pyörimisnopeudella käytettävä rumpu vaatii moottoreiden kierrostilavuudeksi enää puolet AS:n vastaavasta. Tällöin kilpailijoiden komponenttivalikoima ja kilpailutusmahdollisuudet paranevat moottoreiden osalta, mutta pumpulta vaadittavaan kokoluokkaan tämä ei vaikuta.

10.3. Loppupäätelmät

Nykymallin mekaaninen voimansiirto on hakenut ratkaisunsa pitkän ajan kuluessa ja teknisesti sitä voidaan pitää melko hyvänä, mutta käytettävyysominaisuudet eivät kilpailijoihin verrattuna ole aivan nykypäivää. Komponenttikustannuksiltaan se ei ehkä hieman yllättäen olekaan huomattavan kallis verrattuna kalleimpiin hydraulisen voimansiirron komponenttivalikoimiin.

Tehtyjen alustavien hintakyselyjen perusteella ainakin ALLUn nykyiset komponenttitoimittajat pystyvät kuitenkin tarjoamaan hydrauliseen voimansiirtoon tarvittavia komponentteja mekaaniseen ratkaisuun verrattuna jopa erittäin kilpailukykyiseen hintaan. Uuden tekniikan käyttöönottoon sisältyy kuitenkin aina riski tässä tapauksessa erityisesti moottoreiden kestävydestä, sillä käyttösovellus on raskas erityisesti edullisemman luokan hydraulikomponenteille. Pienemmässä teholuokassa komponenttivalikoima paranee jonkin verran, sillä kaavailtu käyttöteholuokka 300 – 350 kW tuntuu olevan melko ylärajoilla suurelle osalle noin 3000 cm³ radiaalimäntämoottoreista. Tosin joidenkin moottoreiden tehoaluetta rajoittaa jyrkimmin nimenomaan pyörimisnopeus, jonka pudottaminen noin 100 rpm:iin voi tuoda käyttöolosuhteet selvemmin komponentille sallittuun luokkaan. Maksimiteho on moottoreissa kuitenkin osittain laakeroinnista kiinni, ja jotkut valmistajat tarjoavatkin moottoreitaan myös vahvemmillä laakereilla.

Kaiken kaikkiaan voimansiirtoratkaisuista voidaan tiivistetysti todeta, että hydraulisella voimansiirrolla on mahdollista saavuttaa nykyaikaiset käyttöominaisuudet ja kenties parempi osasijoittelu samassa kustannusluokassa mekaanisen voimansiirron kanssa. Mekaaninen voimansiirto nykyisillä komponenttimalleilla on taas melko riskitön ja valmis vaihtoehto siksi, että sen pahimmat tekniset lastentaudit on jo karsittu ja se on lisäksi kilpailijoista poikkeava ratkaisu, niin hyvässä kuin pahassakin. Voimansiirtoratkaisujen yksiselitteinen paremmuus tai huonomuus jää silti riippumaan niistä ominaispiirteistä, joilla katsotaan olevan suurin merkitys laitteen toteuttamisen ja käyttämisen kannalta.

LÄHTEET

- [1] Kauranne, H., Kajaste, J., & Vilenius, M. Hydraulitekniiikan perusteet. Helsinki 1998, WSOY. 354 s.
- [2] Fonselius, J., Rinkinen, J., & Vilenius, M., Koneautomaatio, Hydrauliiikka II. Tampere 1995.
- [3] Paatero, S., Lehtokari, M., & Kempainen, E. Kompostointi. Juva 1984, WSOY. 268 s.
- [4] Backhus 17-series [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: http://www.backhus.com/uploads/tx_abdownloads/files/1_BACKHUS_17-series_EN-DE_01.pdf
- [5] Topturn X Self-propelled compost turner [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: <http://www.komptech.com/en/products/composting/windrow-turners/topturnx00.htm>
- [6] Frontier F series [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: <http://www.frontierindustrial.net/fseries.htm>
- [7] The Aeromaster SP-170 [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: <http://www.midwestbiosystems.com/PDF/product/sp-170.pdf>
- [8] Scarab Model 20', 22', 24', 27' [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: http://02e3b32.netsolhost.com/index.php?option=com_content&view=article&id=97&Itemid=94
- [9] Traymaster windrow turner [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: <http://www.traymaster.co.uk/content/windrowturner/>
- [10] ALLU AS38H [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: http://www.allu.net/index.php/en_en/allu-as-38h
- [11] ALLU AS38H Windrow Turner User and Maintenance Manual
- [12] Airila, M., Jantunen, E., Kivioja, S., Laihotie, E., Nurmi, L., Pora, M., Ranta, A. Koneenosat. Helsinki 1987, WSOY. 339 s.
- [13] Huhtala 2006. Mobilehydrauliikan luentomateriaali.

- [14] Denison Calzoni Radial Piston Motor Type MR, MRE [WWW]. [Viitattu 8.9.2010]. Saatavissa: <http://denison.ru/catalogs/Motors.pdf>
- [15] Black Bruin Motors [WWW]. [Viitattu 15.9.2010]. Saatavissa: <http://www.blackbruin.com/en/products/black+bruin+motors/>
- [16] Hägglunds Products [WWW]. [Viitattu 24.8.2010]. Saatavissa: http://www.hagglunds.com/Upload/20090610145155A_Products.pdf
- [17] Axial piston-compact unit AA4CSG [WWW]. [Viitattu 25.8.2010]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=en-GB&search_query=92105
- [18] Denison Gold Cup Product Catalog [WWW]. [Viitattu 15.9.2010]. Saatavissa: http://www.launchrun.com/hpd/pdfs/GOLDCUP_SalesCatalog_HY28-2667-01-GC-NA,EU.pdf
- [19] Sauer Danfoss Series 90 Axial Piston Pump [WWW]. [Viitattu 26.8.2010]. Saatavissa: http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/52010603.pdf
- [20] SAI B-Series [WWW]. [Viitattu 9.9.2010]. Saatavissa: http://www.saispa.it/public/famiglie/pdf/164_1_090901.1%20-%20Catalogo%20serie%20B.pdf
- [21] Rotary Power SMA Range [WWW]. [Viitattu 9.9.2010]. Saatavissa: <http://www.rotarypower.com/pdf/sma-range.pdf>
- [22] Intermot IAM Series H6 model [WWW]. [Viitattu 15.9.2010]. Saatavissa: <http://www.intermot.com/home/IAM%20H6.pdf>
- [23] Kawasaki High Power HPC Series [WWW]. [Viitattu 8.9.2010]. Saatavissa: <http://www.kpm-uk.co.uk/getdoc/131dfa49-d281-4e0f-bbe1-6f8bee1a3f9a/High-Power-HPC-Series-Datasheet.aspx>
- [24] Axial Piston Fixed Motor AA2FM [WWW]. [Viitattu 26.8.2010]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=GB&search_query=91001

- [25] Brevini S300 [WWW]. [Viitattu 10.9.2010]. Saatavissa: <http://www.brevini.fi/gb/download01.asp?Categ=2&IdCategoria=4>
- [26] Bonfiglioli Trasmital 300 [WWW]. [Viitattu 10.9.2010]. Saatavissa: http://www.bonfiglioli.com/pdf/300tr/799833300/300_mobile.pdf
- [27] Planetary Gear Units Redulus GMH/GME [WWW]. [Viitattu 25.8.2010]. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=GB&search_query=76120
- [28] Hydac International Oil/Air cooler Units [WWW]. [Viitattu 27.8.2010]. Saatavissa: <http://www.hydac.fi/>
- [29] K170LS Mobile Directional Control Valve [WWW]. [Viitattu 1.9.2010]. Saatavissa: http://www.parker.com/literature/Mobile%20Controls%20-%20Europe/HY17-8557-SE_K170.pdf
- [30] Fonselius, J., Rinkinen, J., & Vilenius, M., Koneautomaatio, Servotekniikka. Tampere 2006.
- [31] VOITH Start-Up Components [WWW]. [Viitattu 27.8.2010]. Saatavissa: http://www.voithturbo.com/vt_en_paa_road_start-up_components.htm
- [32] Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M., Välimaa, V. Koneenosien suunnittelu. Porvoo 2003, WSOY. 796 s.
- [33] Koneturvallisuuden standardit 2010 [WWW]. [Viitattu 21.9.2010]. Saatavissa: <http://www.sfs.fi/files//kone-esite.pdf>
- [34] Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY [WWW]. [Viitattu 21.9.2010]. Saatavissa: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2006:157:0024:0086:FI:PDF>

LIITE 1: KOONTI KEHITYSTARPEISTA

Tässä liitteessä on koottu yhteen tekstiosassa esitetyt voimansiirtoon ja hydraulijärjestelmään liittyvät käytettävyyshuomiot, sekä niiden lisäksi myös kaikki muut käyttäjän ja suunnittelijoiden esille tuomat seikat koneen kehitystarpeet.

Hydraulijärjestelmään ja voimansiirtoon liittyvät seikat, sekä parannusehdotuksia:

- Siirtoajo on melko hidas. Sitä pystyisi nopeuttamaan jo nykyisilläkin komponenteilla, sillä ajoventtiilin tilavuusvirtakapasiteetti riittää nopeuden nostamiseen pumpun kierrostilavuusrajoitus poistamalla.
- Hydraulipumpun käyttövoiman suora ulosotto käyttömootorilta hammashihnan sijaan poistaisi yhden ylimääräisen vika- ja huoltokohteen. Hydrostaattisen rumpuvoimansiirron tapauksessa pumput voidaan asentaa peräkkäin käyttömootorin ensiöakselille, muussa tapauksessa tarvitaan moottoriin hydraulipumpun asennuspaikka.
- Käyttömootorin, sekä hydraulijärjestelmän jäähdyttimien puhallin (tai puhaltimet) voisi muuttaa hydrauliseksi. Tällöin kennojen puhdistus kävisi kätevästi pyöräyttämällä puhaltimia suunnanvaihtoventtiilin avulla väärään suuntaan. Samalla päästäisiin eroon hihnavetoisen tuulettimen määrittelemästä jäähdyttimen sijoittelusta, sekä hihnasta huoltokohteenä. Hydraulipumpun koko on tarkastettava muuttuneen tilavuusvirtavaatimuksen mukaan.
- Johdollinen kauko-ohjauslaite on hankala käyttää. Sen voisi korvata nykyaikaisella langattomalla kauko-ohjauksella.
- Automaattiajotoiminnosta pitää saada juohevasti ja oikea-aikaisesti toimiva siten, ettei se pysäyttele konetta vaan pudottaa ajonopeutta riittävän aikaisin.

Rakenteeseen ja varusteisiin liittyviä huomioita:

- Laitteen paino keskittyy hieman liikaa moottorin ja voimansiirron puoleiselle telalle, jolloin ohjaamon puoleinen tela pyrkii joissakin tilanteissa pyörähtämään tyhjää. Voimansiirron komponentteja voi mahdollisuuksien mukaan yrittää siirtää lähemmäs keskilinjaa, tai myös lisäpainoja ohjaamon puolelle voisi harkita. Nykyisen telaston kantavuus on kuitenkin jo äärirajoilla.
- Moottorin imuilmanotto pitää olla koneen sivulla, jotta kuljetuskorkeudesta saadaan pois kaikki otettavissa oleva.
- Rakenteeseen on lisättävä kaiteita ja portaita.
- Ajohytin tiiveys ei riitä aumansekoittimen käyttöolosuhteisiin, pöly tulee ovitiivisteistä sisälle.
- Tarvitaan suurempi polttoainetankki, jotta koko päivä menee varmasti raskaassakin ajossa ilman tankkausta.

- Viides heittosiipi voisi kenties tasata rummun kuormituspiikkejä, joka taas tasoittaa voimansiirron komponenttien väsytytkuormitusta ja voisi myös helpottaa auman aloittamista.

Tarjouspyynnöissä esitettyjä vaatimuksia:

- Rummun alle kaavari, joka tasaisella kentällä käytettäessä irrottaa auman pohjaa tehokkaasti ja siirtää sen rummun siiville estäen sen pakkautumista telan väliin.
- Mahdollisuus korkeassa lämpötilassa operointiin (Lähi-Itä).
- Hytin raitisilman erikoissuodatus (myrkyllisten ja haitallisten aineiden poistamiseksi).
- Auman kasteleluun liittyvät järjestelmät ja varusteet.

Muita aikaisemman suunnittelun ohessa esiin tulleita asioita ja kysymyksiä:

- Tarvitaanko luokitettua turvahyttiä?
- Miten nykyinen tärinädirektiivi vaikuttaa?
- Käyttömootorin päästöluokitus voi raueta, jos jäähdytysjärjestelmää muutetaan esimerkiksi muuttamalla jäähdytintyyppi hydraulisesti tuuletuksi ja muokkaamalla sen asennuspaikkaa ja putkistoja

Edelleen käyttökelpoisia ratkaisuja:

- Patentoitu rumpukonstruktio on tehokas ilmastaja kohtuullisella tehontarpeella. Käyttäjän mukaan huomioitava seikka on valmistustoleranssien pitäminen mahdollisimman tiukkana, sillä ruuvisiipien leikkaavien harjakierrelevyjen asemointiheitot vaikuttavat siipien kulumiseen yllättävän paljon.
- Telojen hydraulinen voimansiirto avoimella piirillä ja kuormantunnolla (LS) on tyypillinen ja toimiva, ja myös hyötysuhteen kannalta kohtuullinen ratkaisu.
- Aputoimintojen käyttö LS-järjestelmään liitetyllä on-off -venttiililohkolla on myös tarkoituksenmukainen ratkaisu, jota ei kannata muuttaa.
- Rummun korkeussäädön toteutus rummun nostolla muuhun runkoon nähden on toimiva ratkaisu ja se voitaneen säilyttää vaikka rummun voimansiirto muutettaisiin hydrauliseksi.
- Auman muoto on käyttäjän mukaan hyvä, joten rungon perusgeometria kannattaa säilyttää.

LIITE 2: SUUNNITTELUUN VAIKUTTAVAT DIREKTIIVIT JA STANDARDIT VUONNA 2010

Koneturvallisuuden standardien 2010 esitelehtisessä todetaan seuraavaa: ”Koneiden turvallisuussuunnittelussa ainoastaan konedirektiivin liitteessä I esitettävät vaatimukset ovat tosiasiallisesti pakollisia - vain direktiivin vaatimuksia on pakko noudattaa. Vapaaehtoisten koneturvallisuuden standardien tarkoituksena on taas esittää yksityiskohtaisempaa tietoa siitä, miten näitä vaatimuksia voidaan noudattaa yleisesti hyväksyttävällä tavalla.” [33]

Konedirektiivi asettaa siis ylimmän tason yleisluontoiset turvallisuusmääräykset, joiden täyttämiseen standardeja sovelletaan. Koneturvallisuuden standardit jakautuvat A-, B- ja C-tyyppisiin, joista kaksi ensimmäistä ovat menetelmä- tai järjestelmäkohtaisia yleisen tason ohjeita ja C-tyypin standardit ovat tarkkoja koneryhmäkohtaisia yksityiskohtaisia turvallisuusvaatimuksia, joissa voidaan viitata takaisin ylempään tason A- ja B-standardeihin. [33]

Aumasekoittajalle ei odotetusti ole olemassa C-tyypin yksityiskohtaisia turvallisuusmääräyksiä [33], joten sen turvallisuussuunnittelussa on joko sovellettava soveltuvien osien esimerkiksi maatalouskoneita koskevia C-tyypin standardia, tai vain yleisemmän tason A- ja B-tyypin standardien turvallisuusvaatimuksia. A-tyypin standardeista suunnittelussa ja dokumentoinnissa on järkevää soveltaa ainakin riskinarviointistandardia, jota seuraamalla prosessi tulee tehtyä oikealla tavalla. Dokumentoinnissa ja koneen merkinnöissä on myös sovellettava melun ja värinän todentamiseen ja ilmoittamiseen liittyviä B-tyypin standardeja. Konedirektiivissä ei aseteta melulle eikä värinälle raja-arvoja [34], ja koska aumasekoittajaa ole laitetyyppinä määritetty C-tyypin standardeissa, pelkkä B-standardin mukainen todentaminen ja ilmoittaminen pitäisi siis riittää melun ja värinän osalta. Samasta syystä jää myös oman riskinarvioinnin perusteella harkittavaksi, tarvitaanko aumasekoittajassa esimerkiksi ROPS-hyväksytyä turvahyttiä. Suunnittelussa lisäksi huomioitavia B-tyypin standardeja voivat olla myös esimerkiksi hydraulii- ja automaatiojärjestelmien turvallisuusvaatimukset. Seuraavaan listaan on kerätty vielä edellä mainitut standardit.

- EN ISO 14121-1: Riskin arviointi.
- EN ISO 4254-1: Maatalouskoneet. Turvallisuus.
- SFS-EN ISO 4871: Akustiikka. Koneiden ja laitteiden melupäästöarvojen ilmoittaminen ja todentaminen.
- SFS-EN 1032+A1: Mekaaninen värähtely. Värinäarvojen ilmoittaminen ja todentaminen.

- SFS-EN 62061: Koneturvallisuus. Turvallisuuteen liittyvien sähköisten, elektronisten ja ohjelmoitavien elektronisten järjestelmien toiminnallinen turvallisuus.
- SFS-EN 982+A1: Koneturvallisuus. Hydraulisten ja pneumaattisten järjestelmien sekä niiden komponenttien turvallisuusvaatimukset.