



TEKNIikka JA LIIKENNE

Auto- ja kuljetustekniikka

Tuotetekniikka

INSINÖÖRITYÖ

VENEEN VOIMANSIIRTOLINJAN SUUNNITTELU

Työn tekijä: Elias Altarriba
Työn ohjaaja: Pekka Hautala

Työ hyväksytty: __. __. 2009

Etunimi Sukunimi
yliopettaja



ALKULAUSE

Tämä insinööri työ tehtiin fiskari Toivon saattamiseksi takaisin toimintakuntoon. Haluan kiittää projektin päärahoittajaa ja veneen omistajaa, isääni Antonio Altarribaa, komponenttien toimittajaa Veneakselisto Ky:n Jukka Ala-Miikkulaa sekä ammattikorkeakoulun puolesta työtä ohjannutta yliopettaja Pekka Hautalaa.

Kiitokset myös vannasputken vaurioanalyysin tekijöille: insinööriopiskelijoille Joni Bergmanille, Samuli Korpelalle, Miko Käkelälle ja Joel Kontturille sekä lehtori Juha Kotamiehelle.

Kiitokset lisäksi insinööriopiskelija Ilkka Karvoselle CATIA-asiantuntemuksesta sekä lehtori Heikki Parviaiselle avusta moottorin ravistamisen arvioimisessa.

Lisäksi erityiskiitokset avovaimolleni Anne-Mari Huurtomaalle, joka on jaksanut kuunnella nämä kaikki asiat niin moneen kertaan.

Lappeenrannassa 9.4.2009

Elias Altarriba

INSINÖÖRITYÖN TIIVISTELMÄ

Työn tekijä: Elias Altarriba	
Työn nimi: Veneen voimansiirtolinjan suunnittelu	
Päivämäärä: 9.4.2009	Sivumäärä: 78 s. + 3 liitettä
Koulutusohjelma: Auto- ja kuljetustekniikka	Ammatillinen suuntautuminen: Tuotetekniikka
Työn ohjaaja: yliopettaja Pekka Hautala	
<p>Tämä insinöörityö on tehty puurakenteisen fiskarin voimansiirtolinjan suunnittelusta. Voimansiirtolinjalla tarkoitetaan tässä tapauksessa potkurilta vaihteiston laipalle sisältyvää kokonaisuutta lukuun ottamatta vaihteistoa.</p> <p>Veneen vanha voimansiirtolinja, joka oli peräisin 1950-luvulta, oli vaurioitunut vannasputkiyksiköstä. Vian korjaamiseksi katsottiin parhaaksi uusia koko linja vaihteistoa lukuun ottamatta.</p> <p>Uuden akselirakenteen valinta aloitetaan vertailemalla erilaisia akselistorakenteita, laske-malla veneen hinausvastuksia ja pohtimalla olosuhteita, jossa akselisto joutuu toimimaan. Tämän jälkeen suoritetaan potkurin optimointilaskenta, jonka tuloksena todetaan vanha potkuri sopivaksi veneeseen. Potkurin valinnan yhteydessä lasketaan potkurin akselille kohdistama työntövoima. Akseliin vaikuttavat lisäksi moottorin tuottama vääntömomentti, kumityynyille asennetun moottorin liikkeet käynnin aikana, painovoima, lämpötilan muu-tokset sekä korrosio. Veneen puisen runkorakenteen muutokset on myös huomioitu suunnittelutyössä.</p> <p>Akselin tukemiseksi suunnitellaan kolmella laakerilla toteutettu tuentalaakerointi. Laake-reista kaksi on vannasputkessa sijaitsevia liukulaakereita, joista sisemmän tehtävänä on myös estää veden pääsy veneeseen perävantaan läpiviennin kautta. Moottorin ja vannas-putken väliin asennetaan lisäksi yksi kannakelaakeri estämään akselin liiallista värähtelyä. Akseli ja moottori liitetään toisiinsa joustavan kytkimen välityksellä.</p> <p>Suunnittelutyön tuloksena saadaan piirustukset, joiden perusteella voidaan teettää uusi vannasputki ja potkurin akseli sekä valita oikeat tuentalaakerit ja joustava kytkin. Lisäksi saadaan dokumentoitua tietoa seikoista, jotka vaikuttavat puuvene voimansiirtolinjan suunnitteluun ja kestävyys.</p>	
Avainsanat: fiskari, potkurin akselisto, joustava kytkin, vannasputki, perälaakeri, kannat-inlaakeri	

ABSTRACT

Name: Elias Altarriba	
Title: Design process for the power transmission line of the Finnish wooden boat	
Date: 9.4.2009	Number of pages: 78 pages + 3 appendix
Department: Automotive and transport engineering	Study Programme: Automotive design engineering
Supervisor: Senior lecturer Mr Pekka Hautala	
<p>This final year project addresses the design process for the power transmission line of the Finnish wooden boat. In this case, the power transmission line includes all components from the propeller to the bulkhead of the gearbox. The gearbox is not included in the design process.</p> <p>The old power line of the boat, which originated in the 1950's, had a damaged stern tube unit. The best way to fix this problem would be to design an overall new transmission line.</p> <p>The selection for the new structure of the power line begins with comparing different types of power line systems; calculating the boat towing resistance, and considering the circumstances in which the power line system will have to act. After that, the calculation of the propeller was carried out, which lead to the use of the old propeller. As well as this, the propeller calculation showed the static and dynamic thrust, which the propeller targets to the shaft and the power line. In addition to these, the shaft will have to resist the engine torque, the movement of the engine installed on the rubber cushions, gravity, temperature changes, and the corrosion caused by salt water. The wooden hull structure changes are also considered in the designing process.</p> <p>The housing of the shaft is designed to support the bearing system, which includes two cutlass bearings in the stern tube, thus preventing water access to the boat. In addition to these, a roller bearing is installed between the engine and the stuffing box, to prevent excessive shaft vibration. The shaft and the engine are attached with flexible coupling.</p> <p>The planning process provided the drafting for manufacturing a new stern tube and a propeller shaft. As a result of the process, choosing the right support bearings and flexible shaft coupling is made easier. In addition to this, the process has documented significant information, on matters that affect the designing and sustainability of a wooden boats power transmission line.</p>	
Keywords: wooden boat, propeller shaft system, flexible shaft coupling, stern tube, cutlass bearing, support bearing, stuffing box	

SISÄLLYS

ALKULAUSE

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1	JOHDANTO	1
1.1	Projektin tausta ja tavoitteet	1
1.2	Projektin haasteita	2
2	SUOMALAINEN PUURAKENTEINEN KALASTAJAVENE ELI FISKARI	3
2.1	Suomalainen fiskari	3
2.2	Toivo-veneeseen alkuperä	4
2.3	Toivo-veneeseen tekniset tiedot	5
3	VENEAKSELISTON ERIKOISVAATIMUKSET	6
3.1	Meriolosuhteet	6
3.2	Joustavuusvaatimukset	7
3.3	Erikoistilanteet	8
3.4	Moottorin tuottama kuorma ääritilanteissa	9
3.5	Varmuuskertoimet	10
4	AKSELISTON RAKENNEVAIHTOEHDOT	11
4.1	Tyypilliset ja vaihtoehtoiset voimansiirtojärjestelmät	11
4.2	Kiinteät akselistot	12
4.3	Nivelakselistot	13
4.4	Akselistorakenteen valinta	14
5	VENEEN UPPOUMA	15
6	VENEEN VASTUKSET	17
6.1	Veneen hydrodynaamiset suureet	17
6.2	Hinausvastus	18
6.3	Veneen nopeus/pituussuhde (SL)	22
7	MUUT SUUNNITTELUSSA HUOMIOITAVAT ASIAT	24

7.1	Moottoripeti	24
7.2	Vanhan vannasputken vaurioanalyysi	25
8	POTKURI	27
8.1	Yleistä nykyisestä potkurista	27
8.2	Käytettävän laskentamenetelmän valinta	29
8.3	Veden virtausnopeus potkurilla	29
8.4	Nykyisen potkurin tehokertoimien laskenta	30
8.5	Potkurin halkaisija (D)	31
8.6	Potkurin nousu (P)	34
8.7	Potkurin tuottama työntövoima	38
8.8	Potkurin kavitaation ja ventilaation ehkäisy	42
8.9	Veneen tehonsiirron kokonaishyötysuhde	44
9	VOIMANSIIRTOAKSELISTON SUUNNITTELU	45
9.1	Potkurin akseli	45
9.1.1	<i>Yleistä akselistasta</i>	45
9.1.2	<i>Akselin muodonmuutokset</i>	47
9.1.3	<i>Potkurin sovittaminen akseliin</i>	56
9.1.4	<i>Akselin värähtely</i>	58
9.1.5	<i>Akselimateriaali</i>	63
9.2	Vannasputki	64
9.3	Akselin tuentalaakerointi	66
9.3.1	<i>Laakerikuormitusten yleinen tarkastelu</i>	66
9.3.2	<i>Vannasputken laakerointi</i>	68
9.3.3	<i>Kannatinlaakerointi</i>	70
9.4	Joustava kytkin	71
9.5	Vaikeat olosuhteet, erikoistilanteet ja onnettomuudet	72
10	AKSELISTON ASENTAMINEN JA LINJAAMINEN	73
11	YHTEENVETO JA PÄÄTELMÄT	75
11.1	Akselistorakenne ja veneen suunnittelu	75
11.2	Suunnitellun akselin vahvuudet ja heikkoudet	75
11.3	Akselirakenteiden jatkokehitys	77
	VIITELUETTELO	78
	LIITTEET	
	Liite 1. Veneen uppouman laskenta	
	Liite 2. Potkurin lavan projisoidun pinta-alan laskenta	
	Liite 3. Akselin ja vannasputken tekniset piirustukset	

1 JOHDANTO

1.1 Projektin tausta ja tavoitteet

Veneiden käyttöiät ovat erittäin pitkiä ja niiden kunnon tekninen valvonta viranomaistaholta on hyvin vähäistä. Sovellatut tekniset ratkaisut erityisesti vanhemmissa veneissä voivat olla usein luotettavuudeltaan ja toteutukseltaan varsin kyseenalaisia. Tämän insinööriyön yksi tavoite on tarjota erityisesti tavallisille veneenomistajille teknistieteellistä näkökulmaa voimansiirtolinjaan vaikuttavista seikoista ja rakenteiden mitoitusperusteista.

Veneiden rekisteröintisäännökset muuttuivat tiukemmiksi 1.10.2007 /1, luku 2 §1/. Uusi laki tuo kolmen vuoden siirtymäaikana venerekisteriin huomattavan määrän kokoluokaltaan pienempiä veneitä, jotka olivat aiemmin vapautettuja rekisteröintivelvoitteista. On täysin mahdollista, että tämä uudistus tulee johtamaan tulevaisuudessa myös veneiden teknisen kunnon tarkempaan valvontaan viranomaistaholta.

Tämän insinööriyön tarkoituksena on suunnitella huvikäytössä olevaan fiskariin uusi voimansiirtolinja kokonaisuudessaan, lukuun ottamatta vaihteistoa ja moottoripetiä. Suunnittelutyön valmistuttua akselisto teetetään ja asennetaan fiskariin nimeltä Toivo. Veneen vanha akselisto on hyvin todennäköisesti alkuperäinen, 1950-luvulta peräisin oleva, Wickströmin tarpeisiin suunniteltu akselisto. Vuonna 2002 vene on dieselöity Yanmar-meridieselillä, minkä seurauksena vanha akselisto on vaurioitunut niin pahasti, että se on uusittava turvallisuuden ja toimivuuden takaamiseksi.

Projektin tavoitteena on suunnitella kiinteärakenteinen akselisto, joka toimii luotettavasti ja on pitkäikäinen, riittävän edullinen ja mahdollisimman huoltovapaa, sekä täyttää sille osoitetut vaatimukset suorituskyvyn osalta. Huvivenekäytössä lainsäädäntö vaikuttaa rakenneratkaisuihin hyvin vähän, lain teksti tulee täytetyksi, mikäli rakenne voidaan katsoa turvalliseksi. Vaatimukset ovat siis pääosin toisaalla. Akseliston tulee kyetä siirtämään moottorin tuottama teho potkurille kaikissa käyttöolosuhteissa, myös erikoistilanteissa. Akseliston tulee kestää mahdolliset erikoistilanteet kuten onnettomuudet mahdollisimman hyvin, vaimentaa moottorilta runkoon kulkeutuvia värinöitä, sallia kumityynyjen päälle asennetun moottorin ravistusliikkeet ja kestää korroosiota.

1.2 Projektin haasteita

Projektin suurimpana haasteena teknisestä näkökulmasta katsottuna on veneen voimansiirtolinjan ympärillä oleva runkorakenne, joka rajaa hyvin tarkasti voimansiirtolinjan suunnittelumahdollisuuksia. Perävantaan vannasporausta on halkaisijaltaan todella kapea, entinen vannasputki oli ulkohalkaisijaltaan vain 33 millimetriä leveä, jonka seurauksena seinämänpaksuus 25 millimetrin akselilla jää käytännössä noin kolmeen millimetriin. Tämä ei ole paljon vajaan metrin mittaiselle vannasputkelle. Lisäksi nykyään vannasputkia valmistetaan pienille akseleille 42 millimetrin standardilla, minkä seurauksena 33 millimetrin vannasputki tulee teettää standardista poikkeavien mittojen mukaan. Perävantaan läpiviennin poraaminen leveämmäksi on käytännössä mahdotonta, vantaan seinämänpaksuus ohenisi silloin liiaksi, toisaalta taas porauksen suorittaminen noin 50 senttimetriä pitkään vantaaseen vaatisi poralta sekä sitä paikallaan pitävältä statiivilta paljon.

Puuveneessä ei ole rakenteellisesti yhtään suoraa linjaa. Lisäksi muodot voivat jonkin verran muuttua puun turvotessa kosteissa olosuhteissa. Tämä asettaa omat haasteensa akselin linjaukselle asennusvaiheessa ja toisaalta linjauksen pysymiselle vuosien kuluessa. Lisäksi veneen vanhetessa on aina mahdollista, että rovinjat muuttuvat jonkin verran aiheuttaen kenties muutoksia akselinkin linjaukseen.

Veneen korirakenteeseen on tehty jonkin verran painopistettä kohottavia muutoksia veneen eliniän aikana, minkä seurauksena akselilinjaus suhteessa runkoon ja painopisteeseen ei välttämättä ole enää aivan optimaalinen. Tämän seurauksena veneen rungon hyötysuhde on muuttunut hieman, todennäköisesti huonompaan suuntaan. Linjauksen muuttaminen radikaalisti vaatisi kuitenkin perävantaan vaihtamista, minkä seurauksena siitä käytännössä joudutaan luopumaan.

Taloudellisesta näkökulmasta asiaa tarkasteltuna oman haasteensa projektiin tuo venetarvikkeiden varsin kova hintataso. Budjetissa tulisi pysyä, mutta toisaalta taas vääränlainen säästäminen johtaa helposti vain huonoon lopputulokseen ja sen myötä projektin epäonnistumiseen. Lisäksi kaikkien osien on kestettävä meriolosuhteita ja kannettava erisuuruisia kuormituksia, joten vaatimukset komponenteille ovat kovat.

2 SUOMALAINEN PUURAKENTEINEN KALASTAJAVENE ELI FISKARI

Fiskarilla tarkoitetaan suomalaista, alun perin kalastajaveneeksi suunniteltua keskimoottorilla varustettua, yleensä uppoumarunkoista puuvenettä, josta on muodostunut vuosikymmenien kuluessa käsite.

2.1 Suomalainen fiskari

Fiskari on kehittynyt nykyiseen muotoonsa 1800-luvun talonpoikaisveneistä. Noihin aikoihin rannikon kalastajat käyttivät työveneinään 5–6 metrin mittaisia purjeilla ja soutaen liikkuvia avonaisia verkko- tai rysäveneitä. Suomen itsenäistymisen jälkeen veneitä alettiin moottoroida, aluksi hyvin yksinkertaisin menetelmin. Moottori asennettiin keskelle venettä tasapainon säilyttämiseksi ja potkurinakseli vedettiin perävantaasta ulos lyhyen vannasputken ja tukilaakerin avulla. Kun merimoottoriteollisuus Suomessa kasvoi 1920-luvulla ja tuontimoottorienkin hinnat laskivat, aloitettiin veistämöillä varsinaisten moottoriveneiden valmistus, jolloin fiskari venemallina syntyi. Moottorikalastajaveneet kehittyivät samojen periaatteiden mukaisesti ympäri Suomen rannikkoalueita, joskin murteellisuudet säilyivät johtuen pääasiassa meriolo-suhteiden, eli rantaviivan muodon, saariston, vesien syvyyden ja aallokon laadun eroista eri puolella Suomen rannikkoa. Lisäksi kehitykseen vaikuttivat myös pyyntimenetelmien ja kalastusalueiden vaihtelut. /2, s. 155–157./

Fiskarit valmistettiin rannikkoalueiden verkkoveneiksi. Tuohon aikaan veneistä katettiin vain keulaosa peräosan ollessa ainoastaan kuomulla suojattuna työtilan varmistamiseksi verkkojen noston ja laskun yhteydessä. Ruorimiehellä oli oma puinen istuin, miehistön penkkeinä toimivat matkan aikana poikittain asennetut lankut. Moottoreiden tehot olivat vaatimattomat, yleensä alle 20 hevosvoimaa ja ne olivat yleensä kotimaista tuotantoa (Wickström, Olympia) olevia kampikäynnisteisiä petrolimoottoreita. 1960-luvulle tultaessa veneitä alettiin valmistaa enenevässä määrin myös puhtaasti huviveneiksi, jolloin hytistä tehtiin suurempi, poikittaispenkit vaihdettiin kiertämään avoimen osan laitoja ja laatuvaikutelmaa parannettiin valmistamalla listat ja kansirakenteet pääosin jalopuista, kuten saarnista, tammesta tai mahongista /2, s. 158–159/. Monia kalastajakäytössä olleita veneitä muunnettiin myöhemmin samojen oppien mukaisesti huvikäyttöön ja nykyään fiskareita valmistetaan ja käytetään yksinomaan vapaa-ajan veneilyyn.

2.2 Toivo-veneen alkuperä

Toivo-vene (kuva 1, s. 5) rakennettiin alun perin kalastuskäyttöön aikana, jolloin fiskareiden aika kalastajien työveneinä alkoi olla jo hiipumassa. Koska fiskareissa ei ollut runkonumeroita eikä veneitä tarvinnut rekisteröidä, veneen valmistusajankohta- ja paikka ovat täysin omistajalta toiselle siirtyvän ”perimätiedon” varassa. Tämän tiedon mukaan Toivo olisi veistetty veistäjä-legendana Urpo Seppälän veneveistämössä Summassa vuonna 1968.

Veneen rakennetta tarkasteltaessa voidaan kuitenkin todeta poikkeavuuksia 1960-luvun lopun summalaisiin veneisiin nähden. Vene on ilman muuta peräisin Kymenlaaksosta, sillä rovimateriaalina on käytetty tiheäsyistä mäntyä, vantaat ovat tammea, laudoitus on tasasaumainen, runko on erittäin raskasrakenteinen (joka toinen kaari mallikaari), vene on täysin uppoumarunkoinen, kansirakenteissa jalopuita on käytetty runsaasti ja vene on varsin kapea pituuteensa nähden. /2, s. 156–159./ Kapin pyöreä etuosa ja aikoinaan avattavissa ollut tuulilasi viittaavat loviisalaisuuteen, näitä piirteitä lukuun ottamatta kaikki muu taas summalaisuuteen /2, s. 159/. Vene on todennäköisesti 50-luvulta, sillä potkurinakseli on roviin nähden liki vaakatasossa. Lisäksi Urpo Seppälä ei muista valmistaneensa kyseistä venettä, tosin Summassa Seppälöitä on ollut veneveistäjinä useitakin, joten on mahdollista, että vene on jonkun muun Seppälän valmistama.

Toivo-venettä on käytetty Suomenlahdella vuoteen 1989 asti, jolloin vene siirtyi nykyiselle omistajalleen Saimaalle Lappeenrantaan. Toivoa on kuljettanut 2-sylinterinen Wickström vuoteen 1989 asti, jolloin loppuun ajettu moottori vaihdettiin 3-sylinteriseen Wickströmiin. Keväällä 2002 Toivo dieselöitiin 2-sylinterisellä Yanmar-merimoottorilla.

2.3 Toivo-veneen tekniset tiedot

Kokonaispituus:	7,9 m
Vesilinjan pituus:	7,1 m
Rovileveys:	2,2 m
Syväys:	0,6 m
Uppouma:	1620 kg*
Moottori:	Yanmar 2GM20 (18hv/3600rpm)
Vaihteisto:	KM2A
Potkuri:	14 R 11

*määritelty luvussa 5



Kuva 1: Summalaisfiskari Toivo, akseliston suunnitteluprojektin kohde

3 VENEAKSELISTON ERIKOISVAATIMUKSET

Akseliston tulee kestää moottorin tuottama momentti sekä potkurin aikaansaama työntövoima kaikissa olosuhteissa mahdollisimman luotettavasti. Lisäksi rakenteen tulee olla mahdollisimman helposti huollettavissa oleva ja mahdollisimman vähällä huollolla toimeen tuleva kokoonpano. Näiden voimansiirtolinjoja koskevien universaalien ehtojen lisäksi veneakselistoja koskee joukko erityisvaatimuksia, joita tarkastellaan lähemmin tässä luvussa.

3.1 Meriolosuhteet

Fiskarit ovat täysin merikelpoisia veneitä. Ne on suunniteltu alun perin ammattikäyttöön rannikolle. Tästä seuraa, että veneen tulee kestää meriolosuhteet myös muutostöiden osalta, vaikka venettä nykyään käytetäänkin Saimaalla. Merkittävin vaatimus, jonka meriolosuhteet aiheuttavat, on suolaveden kesto. Suolainen vesi kiihdyttää korroosiota voimakkaasti, mistä syystä akseliston kaikkien osien on oltava haponkestäviä. Tämä koskee myös akseliston veneen sisäpuolisia rakenteita, sillä ne joutuvat tekemisiin pilssiveden kanssa, joka on puuveneissä peräisin aina joko vuodoista tai sadevedestä. Lisäksi merellä sääolosuhteet ovat ankarammat, minkä seurauksena akselistorakenteen lujuuteen on kiinnitettävä entistä enemmän huomiota.

Luonnonvarainen vesi on yhdisteenä hyvin monimuotoinen. Sen tiheys vaihtelee hyvin paljon riippuen lämpötilasta ja siihen liuenneista aineista, joista meriolosuhteissa merkittävin on veteen liuennut suola. Koska venettä käytetään lähinnä järvillä tai Suomen rannikon vähäsuolaisissa vesissä, on perusteltua käyttää veden tiheytenä vakioarvoa 1000 kg/m^3 . Mahdolliset virheet, jotka laskentaan syntyvät tiheyden muutoksien vaikutuksesta, otetaan huomioon varmuuskertoimilla.

3.2 Joustavuusvaatimukset

Puurakenteet meriolosuhteissa

Puumateriaali laajenee aina jonkin verran kosteissa olosuhteissa, vaikka kyseessä olisikin hyvin kyllästetty puuvene. Laajenemiseen vaikuttavat pääasiassa käytetty puumateriaali sekä materiaalin kyllästyneisyysaste (lahonestoinhibiittorit poistuvat puusta noin 10 vuoden kuluessa), minkä seurauksena puurakenteiden reagointi kosteuteen vaihtelee jonkin verran kyllästyskertojen välillä. Tästä johtuen on mahdollista, että akseliston kannatinrakenteiden tukipisteet siirtyvät hieman. Nämä siirtymät eivät liene suuria, sillä akselisto kannatinrakenteineen sijaitsee täysin vesilinjan alapuolella, joten ympäröivät puurakenteet turpoavat yhtä lailla akseliston molemmilla puolilla. Puun turpoamisen lisäksi runkorakenne voi joustaa jonkin verran ajettaessa hyvin suurissa aalloissa, erityisesti vasta-aallokossa, jolloin rungon ja rovin joustosta voi seurata akseliston kannakerakenteiden lievä siirtyminen toistensa suhteen. Rakenteiden jouston arvioidaan olevan kuitenkin hyvin vähäistä erityisesti veneen takaosassa. Runkorakenteen mahdolliset muutokset on kuitenkin huomioitava akselistoa suunniteltaessa, jotta välttyttäisiin akselilinjauksen komponentteja vaurioittavilta muutoksilta.

Kumityynyille asennettu moottori

Yanmar-meridiesel on asennettu veneeseen neljän samassa tasossa olevan kumityynyn välityksellä. Kumityynyt ovat pultatut kiinni puiseen moottoripetiin ja niissä on korkeudensäätömahdollisuus. Kumityynyjen käyttäminen kiinteärakenteisen akseliston yhteydessä edellyttää, että vaihteiston ja akselin väliin on saatava jonkinlainen joustava laippa tai nivel moottorin liikkeiden mahdollistamiseksi.

Lämpölaajeneminen

Lämpölaajeneminen tulee laskea akselistoa suunniteltaessa, sillä lämpötilaerot akselin eri päissä ovat suuret. Akselin toinen pää on vedessä (10 – 20 °C) samaan aikaan kun toinen pää on kiinni kuumassa moottorissa (60 – 70 °C). Lisäksi lämpörasituksia aiheuttaa pienemmissä määrin myös sään vaihtelu. Talvella moottoria ja akselistoa ei käytetä, joten riittää, että akselisto kestää talvipakkaset stabiilissa tilassa.

3.3 Erikoistilanteet

Akseliston on kestettävä tyypilliset, ajateltavissa olevat erikoistilanteet ja onnettomuudet vähintään tyydyttävällä tavalla. Ensisijaisesti akseliston tulee estää vuotojen syntyminen perävantaan läpiviennin kautta kaikissa olosuhteissa. Toissijaisesti akseliston tulee kestää onnettomuustilanteissa niin hyvin, että vene ei joudu liikuntakyvyttömäksi ainakaan akselistovaurion takia. Vaihteisto on varustettu vapaakytkimellä pohjakosketusten varalta, joten moottorin tuottama momentti katkeaa onnettomuustapauksissa automaattisesti eikä akselistoon tarvitse asentaa erillistä hätäsokkaa.

Karilleajo ja matalikko

Karilleajo voi tapahtua joko potkurin pyöriessä tai potkurin ollessa pyörimättä. Mikäli pohjakosketus tapahtuu siten, että pyörivän potkurin lavat lyövät kiveä vasten, akseliston tulee kestää leikkausvoimat, jotka seuraavat potkurin äkkinäisestä pysähtymisestä. Mikäli karilleajo tapahtuu potkurin ollessa pyörimättä, on akseliston kestettävä syntyvä aksiaalissuuntainen isku, oli kyseessä sitten eteenpäin ajo- tai peruutustilanne. Iskun kohdistuessa aivan potkurin lavan kärkeen myös perälaakerin kiinnityksineen tulee kestää iskun aiheuttama momenttivoima. Matalikolle ajo ja potkurin kaivautuminen pohjamutaan kohdistaa akselistoon hetkellisesti huomattavasti normaalia suuremman kuormituksen, mutta vaihteiston vapaakytkin katkaisee vedon kuormituksen kasvaessa liiaksi. Voidaan siis olettaa, että matalikolle ajo ei missään tilanteessa aiheuta suurempaa kuormitusta kuin karilleajo.

Jäissä ajo

Jäissä ajoa ei tulla huomioimaan akseliston mitoituksessa, koska venettä ei ole suunniteltu toimimaan jääolosuhteissa, jolloin jäissä ajo olisi veneen väärinkäyttöä. Tämän kokoluokan fiskareita on tosin valmistettu toimimaan myös kelirikkoajan jäissä, jolloin veneen vedenalaiset osat ovat pellitetyt mekaanisen kulutuksen kestämissä parantamiseksi. Koska fiskareita ei enää nykyään käytetä kalastajaveneinä, ei liene syytä olettaa että Toivoa tulnaisiin koskaan pellittämään, joten jäissä ajoa ei huomioida suunnitteluprosessissa.

Peräsimen painautuminen potkuria vasten

Normaaliolosuhteissa peräsin ei voi missään tilanteessa osua potkuria vasten, mutta karilleajon yhteydessä tai ohjausvaijerien katkeamisen seurauksena peruutettaessa näin voi tapahtua. Potkurivauriota ei käytännössä tuolloin pystytä välttämään, mutta akselin ja perälaakerin tulee kestää potkuriin kohdistuva isku vaurioitta.

Kalaverkon sotkeutuminen potkuriin

Mikäli veneellä ajetaan vahingossa lähellä vedenpintaa olevan kalaverkon yli, voi potkurin imu aiheuttaa kalaverkon sotkeutumisen potkuriin. Pahimmillaan sotkeutuminen voi jumiuttaa potkurin kokonaan, jolloin verkko on leikatava irti potkurista. Tämänkaltainen onnettomuus ei kuitenkaan saa aiheuttaa vaurioita voimansiirtoakselille tai moottorille.

3.4 Moottorin tuottama kuorma ääritilanteissa

Voimakas virtaus

Akseliston tulee kestää rasitus, joka on seurausta ajosta voimakkaassa vastavirrassa. Oletuksena on, että veneellä ajetaan esimerkiksi joella vastavirtaan siten, että moottori käy koko ajan täysillä kierroksilla riittävän tehon takaamiseksi.

Myrskyolosuhteet

Myrskyolosuhteissa akseliston tulee toistuvasti kestää sysäystyyppinen kuormitus, joka on seurausta suurien aaltojen iskemisestä veneen keulaan. Lisäksi veneen noustessa aallon harjalle ajetaan ikään kuin ”ylämäkeen”, minkä muodostama sysäyskuormitus ei saa kuormittaa akselia vaarallisesti. Myrskyssä voi myös tapahtua ventilaatiota, eli ilman voimakasta sekoittumista potkurille menevään veteen, jolloin potkuri pääsee pyörimään kevyemmin. Pahimmillaan ventilaatio tapahtuu, mikäli potkuri nousee osittain tai kokonaan vedenpinnan yläpuolelle keinumisen seurauksena. Ventilaation päätymisen seurauksena muodostuu akselille sysäysmomentti.

Hätäjarrutus

Hätäjarrutuksella tarkoitetaan veneen pysäyttämistä täydestä vauhdista peruutusvaihteen avulla. Lähtötilanteena oletetaan, että veneellä ajetaan täyttä vauhtia moottorin käydessä maksimikiertoilla. Tämän jälkeen peruutusvaihte kytetään päälle siten, että moottori tuottaa koko jarrutuksen ajan täyden tehon. Akseliston tulee kestää toistuvasti kuormitus, joka siihen kohdistuu hätäjarrutuksen aikana.

Hinaus

Hinaustilanteessa akseliston tulee kestää pitkäaikainen rasitus, joka syntyy moottorin käydessä usein täysillä kierroksilla maksimitehon saavuttamiseksi. Poikkeustilanteissa hinattavaksi joutunut alus voi olla uppoumaltaan hyvinkin paljon suurempi (esim. 10 – 15 t), jolloin alusta on lähinnä tarkoitus pitää paikallaan, ennen kuin varsinainen hinaaja ehtii paikalle.

3.5 Varmuuskertoimet

Oikeiden varmuuskertoimien valinta on ensiarvoisen tärkeää suunnittelutyön onnistumiseksi sekä akseliston luotettavuuden varmistamiseksi. Lainsäädäntö ei yksityisessä huvikäytössä olevien pienveneiden varmuuskertoimia määrää. Varmuuskertoimia valitessa on huomioitava suunnittelutyön epätarkkuudet (linjauksen mahdollinen eläminen), vikatilanteissa avun hankala saanti (pitkät etäisyydet), vaihtelevat sääolosuhteet sekä matkustajien turvallisuus. Oheisesta listasta voidaan havaita, että varmuusluvun tulisi olla vähintään 3 akseliston kaikissa komponenteissa.

Yleisesti hyväksytyjä varmuuskertoimia /3, s. 10/:

Kevyet bensiinimoottoriveneet	2,0
Keskiraskaat huviveneet	3,0
Pitkänmatkan retkiveneet	3,5...4,0
Suuritehoiset pikaveneet	4,0...5,0
Luotsi- ja partioveneet	5,0...6,0
Kaupallisessa käytössä olevat alukset	7,5...10

4 AKSELISTON RAKENNEVAIHTOEHDOT

Voimansiirtolinjat voidaan toteuttaa useilla eri tavoilla. Tämä luku käsittelee tyypillisiä rakenteita uppoumarunkoisiin veneisiin, mutta ottaa huomioon myös vaihtoehtoiset toteutustavat.

4.1 Tyypilliset ja vaihtoehtoiset voimansiirtojärjestelmät

Uppoumarunkoisten veneiden ylivoimaisesti yleisin voimansiirtoratkaisu on akselivetoisuus. Tämä johtuu siitä, että akselivetoinen vene on voimansiirtojärjestelmänsä osalta luotettava, kestävä ja varsin huoltovapaa. Lisäksi rakenne on sangen edullinen vaihtoehtoihin vetotapoihin verrattuna. Akselistorakennevaihtoehtoja on useita erilaisia, jotka voidaan karkeasti ottaen jakaa kiinteisiin ja nivelakselistoihin. Näitä rakenneratkaisuja käsitellään tarkemmin luvuissa 4.2 ja 4.3.

Veneen voimansiirtojärjestelmä voidaan toteuttaa myös vaihtoehtoisesti ilman akselivetoa. Tyypillisimpiä vaihtoehtojärjestelmiä ovat perävetolaitteen, vesisuihkujärjestelmän tai dieselsähköisen voimansiirron käyttäminen. Uppoumarunkoisissa pienveneissä nämä järjestelmät ovat kuitenkin hyvin harvinaisia.

Perävetolaite

Nopeissa veneissä ovat yleistyneet erilliset vetolaitteet, jotka sallivat potkurin kulman muutokset niin veneen suunnassa kuin sivusuunnassakin. Näin potkurille voidaan saada optimaalinen kulma runkoon nähden eri ajo-olosuhteissa. Erillistä peräsintä ei myöskään tarvita, sillä potkuria ohjaamalla voidaan suorittaa myös kääntyminen.

Vesisuihku

Vesisuihku- eli vesijettivetoiset veneet ovat hyvin harvinaisia. Olemassa olevat yksilöt ovat pääasiassa nopeita veneitä, tyypillisin vesisuihkuvetoinen sovellus lienee pieni, yhden henkilön ohjaama vesikulkuneuvo, jota usein vetotapansa vuoksi vesijetiksi kutsutaankin. Vesisuihkuvetolaitteen rakenteesta riippuen sillä voidaan saada aikaan vastaavat ominaisuudet aikaan kuin perävetolaitteellakin.

Dieselsähkö

Dieselsähköisessä voimansiirrossa dieselmoottori pyörittää generaattoria, jonka tuottamalla sähkövirralla pyöritetään potkuria/potkureita. Rakenne on yleinen laivoissa, sillä se sallii moottorin vapaamman sijoittelun alukseen sekä toimii erinomaisesti ruoripotkurin kanssa. Sähköisen voimansiirron hyötysuhde verrattuna akselivetoon ei ole sellaisenaan yhtä hyvä, mutta toisaalta optimaalisella ruoripotkuriyksikön sijoittamisella voidaan parantaa rungon hyötysuhdetta ja dieselmoottori voidaan optimoida toimimaan vakiokierroksilla mahdollisimman taloudellisesti. Tämän seurauksena kokonaishyötysuhde voi parhaassa tapauksessa jopa parantua. Rakenne on lisäksi varsin kätevä, mikäli aluksessa on useita potkureita tai sähköä pitäisi joka tapauksessa tuottaa dieselgeneraattorilla. Pienveneissä rakennetta ei ole sovellettu prototyyppinä lukuun ottamatta järjestelmän kalleuden vuoksi. Veneiden varustustason jatkuvasti noustessa on kuitenkin mahdollista, että dieselsähköinen voimansiirto tulee huviveneissäkin lähitulevaisuudessa yleistymään. Dieselsähköinen voimansiirto olisi fiskareissa kieltämättä kätevä, sillä se ratkaisisi linjauksiin ja pitkään vetoakseliin liittyvät ongelmat.

4.2 Kiinteät akselistot

Kiinteällä akselistolla tarkoitetaan tehonsiirtoakselistorakennetta, jossa akselisto on asennettu veneeseen täysin kiinteästi, eikä se salli säteis- tai aksiaalilissuuntaisia liikkeitä eikä akselistossa käytetä minkäänlaisia nivelyksiköitä.. Tämä rakenne on erittäin yksinkertainen, minkä johdosta sitä käytettiin puuveneissä aikoinaan hyvin paljon. Nykyään rakenteen käyttö on uusissa sarjatuotantoveneissä harvinaista värinä- ja meluhaittojen vuoksi, mutta sitä vastoin vanhoissa veneissä näitä rakenteita on käytössä edelleen paljon. Näissä rakenteissa moottori on asennettu usein kiinteästi ilman kumityynyjä tai muita joustimia suoraan moottoripetiin.

Suora ja epäsuora akselisto

Kiinteä akselisto on usein rakenteeltaan suora akselisto, jolloin moottori ja akselisto ovat samassa linjassa suhteessa toisiinsa. Epäsuoralla akselistolla tarkoitetaan rakennetta, missä akselisto koostuu kahdesta erillisestä akselistasta, jotka on kytketty toisiinsa hammaspyöräyksiköllä. Tämä rakenne sallii moottorin asentamisen täysin eri linjaan suhteessa potkurille menevään akseliin.

Joustavalla kytkimellä varustettu akselisto

Mikäli moottori on asennettu moottoripetiin kumityynyjen välityksellä ja veneessä käytetään kiinteää akselistoa, on akselin ja vaihteiston väliin asennettava joustava kytkin absorboimaan moottorin liikkeet käynnin aikana /3, s. 40/. Joustava kytkin ei ole ominaisuuksiltaan nivelyksikköihin verrattava, mutta se on halpa ja yksinkertainen ratkaisu yhdistää kiinteä akselisto ja joustavasti asennettu moottori.

4.3 Nivelakselistot

Painelaakerilla varustettu akselisto

Painelaakeriakselistolla /4, s. 200–201/ tarkoitetaan akselistorakennetta, joka ohjaa potkurin tuottaman työntövoiman runkoon painelaakeriyksikön kautta, joka on asennettu akselistöön potkurin ja merivaihteen väliin. Pienemmissä veneissä työntövoima voidaan ottaa vastaan myös moottorin kautta, mikäli käytettävään merivaihteeseen on asennettu painelaakeri. Laivoissa ja tehokkaammalla moottorilla varustetuissa, yleensä suuremmissa veneissä painelaakerin käyttäminen on välttämätöntä. Painelaakeri voi sijaita periaatteessa missä kohtaa akselia tahansa, mutta yleensä se pyritään asentamaan niin lähelle potkuria kuin mahdollista akselin kuormituksen vähentämiseksi. Mikäli akselistossa käytetään niveliä, on erillisen painelaakerin käyttäminen yleensä välttämätöntä.

Kardaaninivelakselisto

Kardaaniniveliä /3, s. 37–39/ käyttäminen on perusteltua tapauksissa, joissa moottorin ja potkurin akselin välinen kulma on syystä tai toisesta erittäin suuri. Näin voi olla, jos esimerkiksi moottori on asennettu liki vaakatasoon, mutta potkuri varsin jyrkkään kulmaan suhteessa köliin. Kardaaninivelet sallivat myös moottorin asentamisen kumityynyjen varaan, mutta pelkästään tämän liikkeen sallimiseksi kardaaniakseli on turhan järeä komponentti, sillä se sallii nivelistä riippuen jopa usean kymmenen asteen kulmat. Kardaaniakselisto ei kykene ottamaan vastaan aksiaalissuuntaisia voimia, joten sen asentaminen edellyttää painelaakerin asentamista kardaaniakselin ja potkurin välille. Lisäksi kardaaniakselistoa suunniteltaessa on huomioitava kardaaniniveliä aiheuttamat pyörimisnopeuserot ja niiden kumoaminen toisten niveliä avulla.

Vakionopeusnivelakselisto

Vakionopeusnivelakselistolla tarkoitetaan rakennetta, missä akselistoon on asennettu vakionopeusnivelyksikkö /3, s. 35/. Vakionopeusnivelen avulla mahdollistetaan joustavaa kytkintä suuremmat kulmapoikkeamat, mikäli ne eivät ole niin suuria, että kardaani nivelien käyttäminen olisi välttämätöntä. Vakionopeusniveltä voidaan siis käyttää mahdollistamaan moottorin joustava asentaminen tai moottorin asentaminen eri kulmaan kuin potkurin akselin linjaus. Vakionopeusnivel ei kykene ottamaan vastaan aksiaalissuuntaisia voimia, joten sen asentaminen edellyttää painelaakerin asentamista vakionopeusnivelen ja potkurin välille.

4.4 Akselistorakenteen valinta

Tässä tapauksessa loogisin valinta akselistorakenteen suhteen on suunnitella joustavalla kytkimellä varustettu kiinteä akselisto. Tähän tulokseen on päädytty seuraavin perustein:

- Veneen rakenteen muuttaminen jälkikäteen on erittäin haastavaa, aikaa vievää ja kallista. Tämän johdosta akselistorakenteen tulisi olla mahdollisimman yhteensopiva nykyisen runkorakenteen ja vanhan akselilinjauksen kanssa.
- Akseliston tulee olla käyttövarma, varsin huoltovapaa ja luotettava. Yksinkertainen rakenne on siis eduksi, lisäksi komponenttien hintatason tulee olla mahdollisimman alhainen.
- Moottori on asennettu kumityynyjen välityksellä runkoon, joten akselin ja moottorin välissä tulee olla joustomahdollisuus. Tämä edellyttää joustavan kytkimen, vakionopeusnivelen tai kardaani akselin käyttöä.
- Moottori on asennettu suoraan linjaan akseliin nähden, joten joustoksi riittää joustava kytkin. Vakionopeusnivel tai kardaani akseli ajaisivat kyllä saman asian, mutta olisivat huomattavasti kalliimpia, eivätkä ne tarjoaisi tässä tapauksessa mitään merkittäviä lisäominaisuuksia.
- Joustava kytkin ei edellytä erillisen painelaakerin käyttöä, minkä johdosta voidaan turvautua vaihteiston painelaakeriin.

5 VENEEN UPPOUMA

Edelliseltä omistajalta saadun tiedon mukaan Toivo-veneeseen omamassa olisi noin 1400 kilogrammaa. Minkäänlaista dokumentaatiota asiasta ei kuitenkaan ole, joten omamassalukeman luotettavuuteen on syytä suhtautua varauksella. On täysin mahdollista, että tuo lukema voi hyvinkin olla peräisin veneen suunnittelijalta itseltään ja olla siten melko luotettava. Toisaalta Toivoon on vaihdettu moottori ainakin kaksi kertaa, lisäksi ajohyttiä on jatkettu sekä katto uusittu vanerikatosta rimakatoksi. Nämä kaikki rakennemuutokset vaikuttavat luonnollisesti veneen omamassaan, eikä ole mitään takeita siitä, että niitä olisi huomioitu veneen omamassan suhteen. Tämän johdosta massa tulee laskea uudelleen.

Veneen uppouma ja omamassa on käytännössä sama asia, joten uppouma laskettiin massan määrittämiseksi. Uppouman tunteminen on tärkeää potkuria laskettaessa, lisäksi uppouman laskennan sivutuotteena saadaan helposti myös selville veneen hydrodynaaminen otsapinta-ala, syväys sekä vesilinjan pituus ja leveys.

Uppouman määrittämiseksi veneen vedenalainen osa jaettiin viiteentoista likimain yhtä suureen osaan. Näihin kohtiin tehtiin langan avulla muotoprofiili, josta mitattiin tarvittavat pituudet profiilin pinta-alan määrittämiseksi. Tilavuus laskettiin kertomalla profiilin ala pituudella 50 cm. Koska veneen pohjan muodot ovat kölin molemmin puolin käytännössä identtiset, on riittävää, että määrittäminen tehdään vain toiselle kyljelle, jonka tulos kerrotaan kahdella.

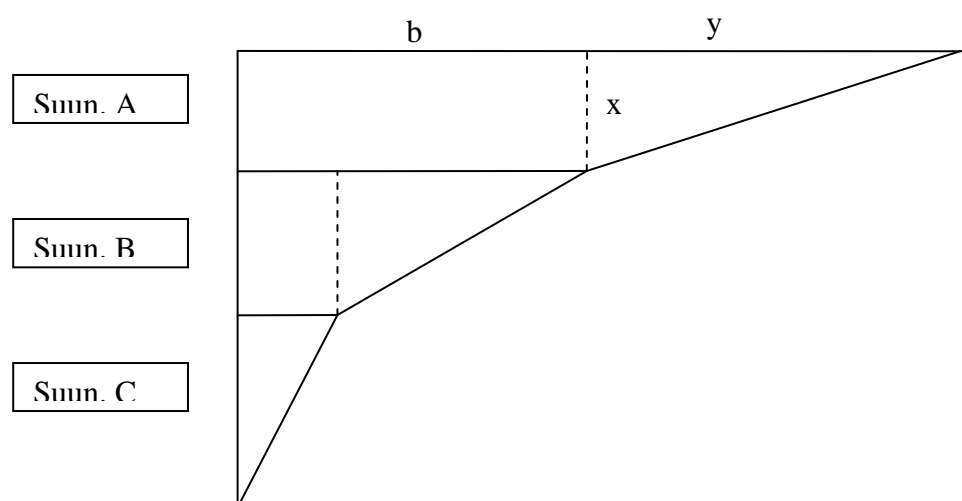
Luotilankojen avulla luotujen profiilimuotojen pinta-ala laskettiin jakamalla profiili erikokoisiksi puolisuunnikkaiksi. Jokaisen puolisuunnikkaan merkitsevät mitat olivat suunnikkaan leveys (x), kärkikolmion kateetin pituus (y) ja nelikulmio-osan sivun pituus (b). Kun ajatellaan kolmio-osan hypotenuusa pinta-alaa rajaavaksi suoraksi, jonka yhtälö on muotoa $kx + b$, niin pinta-ala voidaan laskea integraalilausekkeesta (kaava 1).

$$A = \int_0^x (kx + b) dx = \frac{1}{2} kx^2 + bx = \frac{1}{2} yx + bx \quad \text{kun } k = \frac{y}{x} \quad (1)$$

Laskettaessa yhteen jokaisen suunnikkaan pinta-alat, saadaan profiilin ala. Menetelmän heikkoutena ovat mittavirheet, joita syntyy tilavuuden laskemisesta puolen metrin mittatarkkuuksin ja toisaalta luotilankojen käytöstä. Tarkempaan profiilimuotoon päästäisiin, jos käytettäisiin esimerkiksi puusta ja saranoista varta vasten profiilinmittaukseen valmistettua erikoistyökalua. Lankojen käyttö on kuitenkin nopeaa ja helppoa, lisäksi mittatarkkuus on riittävä voimansiirtolinjan suunnittelua ajatellen.

Laskujen tulokset ovat kirjatut tarkemmin liitteeseen 1. Veneen syrjäyttämän veden tilavuudeksi saatiin 1620 litraa, eli veneen uppouma on 1620 kg. Vesilinjana pidettiin levän maalipintaan jättämää rajaa. Lastina on tuolloin ollut arviolta puoli tankkia dieselöljyä (25 litraa), kaksi kappaletta akkuja, muutamia kymmeniä litroja pilssivettä sekä erinäinen määrä veneen vakiovarusteita.

Pohdittaessa veneen rungon varsinaista omamassaa puhuttaneen siis käytännössä 1500...1550 kg:sta. Verrattaessa tätä entisen omistajan ilmoittamaan arvoon (1400 kg) ja huomioitaessa veneeseen tehdyt rakennemuutokset, on hyvin mahdollista, että tuo 1400 kg on ollut todellinen veneen veistäjän antama painoarvio veneelle. Käytetään laskennassa kuitenkin veneen uppoumana lukuarvoa 1620 kg, sillä käytännössä veneellä ei koskaan ajeta täysin tyhjänä. Lisäksi, kun lukemaan lisätään matkustajat ja matkatavarat, kokonaisuudessa on tätäkin lukemaa huomattavasti suurempi.



Kuva 2: Esimerkki langoilla luodusta pohjan profiilimallista

6 VENEEN VASTUKSET

6.1 Veneen hydrodynaamiset suureet

<i>Vesilinjan pituus</i>	L_{wl}	7,1 m
<i>Hydrodynaaminen pituus</i>	$L_{os} = L_{wl}$	7,1 m
<i>Luotiviivapituus</i>	L_{pp}	7,0 m
<i>Leveys</i>	B	1,76 m
<i>Syväys</i>	T	0,59 m
<i>Uppouman tilavuus</i>	V	1,62 m ³
<i>Uppouma (omamassa)</i>	m	1620 kg
<i>Uppouman täyteläisyys</i>	$C_b = \frac{V}{L_{os} * B * T} = 0,22$	(2)
<i>Keskilaivankaaren täyteläisyys</i>	$C_m = \frac{A_{klk}}{B * T} = 0,424$	(3)
<i>Prismaattinen täyteläisyys</i>	$C_p = \frac{C_b}{C_m} = 0,52$	(4)
<i>Uppouman hoikkuusluku</i>	$C_v = \frac{V}{L_{os}^3} = 0,0045$	(5)
<i>Märkäpinta-ala</i>	$S = 2,65\sqrt{VL_{os}} = 8,99 m^3$	(6)
<i>Aerodynaaminen otsapinta-ala</i>	3,50 m ³	

6.2 Hinausvastus

Veneen hinausvastus on monista tekijöistä koostuva, matemaattis-fysikaalisesti ilman empiirisiä kokeita hyvin vaikeasti selvitettävissä oleva kysymys. Hinausvastuksella on suuri merkitys toisaalta voimansiirtoakseliin kohdistuvaan kuormitukseen, toisaalta se omalta osaltaan määrää veneen huippunopeuden sekä taloudellisen matkanopeuden. Hinausvastuksen selvittäminen on erittäin tärkeää, mikäli veneeseen asennetaan uudentyyppinen moottori (tai suunnitellaan kokonaan uutta venettä), uusi potkuri, valitaan alennusvaihde tai mitoitetaan uutta potkurinakselistoa.

Tämän insinööriyön tarkoituksena on suunnitella voimansiirtoakselisto eikä itse venettä, joten hinausvastusten suhteen voidaan tyytyä kohtuulliseen laskennalliseen tarkkuuteen. Nämä epätarkkuudet voidaan kompensoida akseliston varmuuskertoimilla. Hinausvastuksen määrittämiseksi laskettiin veneen Reynoldsin luku (Rn , kaava 7), Frouden luku (F_n , kaava 8), kitkavastuskerroin (C_f , kaava 9), jäännös- eli aaltovastuskerroin (C_r , kaava 10), kokonaishinausvastuskerroin (C_t , kaava 11) ja ilmanvastus (F_v , kaava 12) /5, s. 9-4 ja 9-6/. Veneessä ei ole minkäänlaisia vakaajia, keulapotkuria tai muita merkittäviä vedenalaisia ulokkeita, joten ulokevastusta ei tarvitse huomioida. Ohjausvastuksen suhteen todettiin realistisimmaksi olettaa sen olevan osa operointilisää. Tämän kokoluokan vene on niin herkkä matkustajien liikkumiselle veneessä sekä vallitsevalle aallokelle, että erillisen ohjausvastuslisan laskenta ei ole oleellista.

$$R_n = \frac{v_{nop} * L_{wl}}{v_{kin}} \quad (7)$$

missä v_{nop} on veneen nopeus (m/s), L_{wl} vesilinjan pituus ja v_{kin} veden kinemaattinen viskositeetti $\left(\frac{\mu}{\rho}\right)$.

$$F_n = \frac{v_{nop}}{\sqrt{g * L_{os}}} \quad (8)$$

missä g on gravitaatiokiihtyvyyden $\left(\frac{m}{s^2}\right)$ ja L_{os} veneen hydrodynaaminen pituus (tässä tapauksessa sama kuin vesilinjan pituus).

Kitkavastuskerroin Reynoldsin luvun funktiona voidaan laskea logaritmosamäärästä (kaava 9).

$$C_f = \frac{0,075}{(\lg R_n - 2)^2} \quad (9)$$

$$10^3 C_r = 1,2 * 10^{-3} (10 * F_n - 0,8)^4 * (10 C_p - 3,3)^2 * (10^3 C_v + 4) + 0,05 * 10^3 * C_v + 0,2 + 0,17 * \left(\frac{B}{T} - 2,5\right) \quad (10)$$

Kaavan 10 muuttujat ovat löydettävissä luvusta 6.1.

Jäännösvastuslauseke (10) perustuu Taylor-Gertlerin ja Gulddhammer-Harvaldin jäännösvastuskertoimiin ja se on tarkimmillaan uppoumarunkoaluksilla Frouden luvuilla 0,18...0,35. Toivo lähestyy huippunopeudella liukualuetta, joten on huomioitava, että jäännösvastuslausekkeen tarkkuus kärsii Frouden luvun ylittäessä rajaluvun 0,4. Koska ylitys on hyvin pieni, eikä varsinaiseen liukuun siirrytä koskaan, voidaan lauseketta kuitenkin epätarkkuudesta huolimatta käyttää. Mikäli kyseessä olisi kuitenkin veneen suunnitteluprosessi tai hydrodynamiikkaan oltaisiin tekemässä merkittäviä muutoksia, syntyvä laskentaepätarkkuus tulisi ehdottomasti huomioida.

Veneen kokonaishinausvastuskerroin (kaava 11) lasketaan summaamalla kitkavastuskerroin (kaava 9) ja jäännösvastuskerroin (kaava 10) /5, s. 9-6/. Lisäksi veneeseen vaikuttaa ilmanvastus (kaava 12) /6, s. 393/. Ilmanvastuskertoimen arvo 0,8 on arvioitu lukema. Veneen nopeudet ovat suurimmillaankin suhteellisen hitaita, joten arvioidun ilmanvastuskertoimen ja todellisen kertoimen välinen epätarkkuus ei vaikuta lopputulokseen suurissa määrin.

$$C_t = C_f + C_r \quad (11)$$

$$F_v = \frac{1}{2} \rho A c_v v^2 \quad (12)$$

missä ρ on ilman tiheys $1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, A otsapinta-ala (luku 6.1), c_v ilmanvastuskerroin ja v veneen nopeus (m/s).

Lopullinen kulkuvastusarvo saadaan kaavasta 13 laskemalla hydrodynaaminen hinausvastus ja summaamalla siihen ilmanvastus ja kertomalla tulo operointilisällä:

$$R_T = \psi \left(\frac{1}{2} \rho S C_t v^2 + F_V \right) \quad (13)$$

missä ρ on veden tiheys ($\frac{kg}{m^3}$), S märkäpinta-ala (ks. luku 6.1 kaava 6), C_t kokonaishinausvastuskerroin (kaava 11), v veneen nopeus (m/s) F_V ilmanvastus (kaava 12) sekä ψ valittu operointilisäkerroin.

Taulukko 1: Hinausvastusten koostuminen ja kehittyminen nopeuden funktiona

v (kts)	v $\frac{m}{s}$	R_n	F_n	$10^3 C_f$	$10^3 C_r$	$10^3 C_t$	F_v (N)	$\Sigma(N)$
4	2,06	14610222	0,25	2,81176	0,7885	3,600233	7,71	76
4,5	2,32	16436500	0,28	2,75688	1,0607	3,817577	9,76	102
5	2,57	18262778	0,31	2,709138	1,4952	4,204292	12,05	137
5,5	2,83	20089056	0,34	2,66701	2,1463	4,813252	14,57	188
6	3,09	21915333	0,37	2,629403	3,0762	5,705639	17,35	262
6,5	3,34	23741611	0,40	2,595505	4,3553	6,950799	20,36	370
7	3,60	25567889	0,43	2,564702	6,0614	8,626149	23,61	526
7,5	3,86	27394167	0,46	2,536515	8,2806	10,81712	27,10	751
7,7	3,96	28124678	0,47	2,525886	9,3327	11,85855	28,57	865

Taulukko 1 kuvaa veneen hinausvastusten muuttumista nopeuden funktiona ilman operointilisää. Tarkasteltaessa hinausvastusten summaa voidaan havaita, että nopeuden ylittäessä 6 solmun tuntivauhdin vastukset kasvavat voimakkaasti. Tämä voidaan vahvistaa myös kokemuksen perusteella, sillä tosiasia on, että taloudellisin matkanopeus veneellä on noin 6 solmun luokkaa. Tämän jälkeen polttoaineen kulutus kasvaa voimakkaasti suhteessa nopeuden kasvuun.

Operointilisällä tarkoitetaan muuttuvien tekijöiden aiheuttamaa kulkuvastusta veneelle. Näitä muuttuvia tekijöitä ovat muun muassa tuuli, aallokko, virtaus, veden tiheyden vaihtelu ja veneen pohjan likaantuminen. Tässä tapauksessa myös ohjausvastus oletetaan kuulumaan poikkeuksellisesti osaksi operointilisää, perustelut ovat selitetyt luvun alussa. Operointilisä lasketaan kertomalla laskennallinen hinausvastus operointilisän prosenttiosuudella. Normaalisti operointilisäksi arvioidaan noin 20 % kulkuvastuksista.

Taulukko 2 kuvaa 20 % operointilisän kokonaiskulkuvastuksia sekä niiden voittamiseen vaadittavaa tehoa. Operointilisän huomioiminen korostaa vastusten kasvua nopeuden noustessa lähelle huippunopeutta ja liukualuetta. Esimerkiksi nostettaessa nopeus 6,5 solmusta 7,5 solmuun joudutaan voittamaan lähes kahden kilowatin lisävastus. Tämän takia veneen matkanopeus kannattaakin pitää noin kuudessa solmussa mikä on syytä huomioida laskehtaessa veneelle optimaalista potkuria. Huippunopeutta tärkeämpää on, että vene toimii hyvin nimenomaan matkanopeudessaan. Lisäksi koska kyseessä on ainoastaan huvikäyttöön tarkoitettu vene, voidaan olettaa ettei koskaan tule ehdotonta tarvetta saavuttaa teknisesti suurinta mahdollista nopeutta, joka veneen moottorin tuottamalla teholla mahdollisesti voitaisiin potkuria optimoimalla saavuttaa. Kilpailukäyttöön tarkoitettut pikaveneet ovat asia erikseen, eivätkä ne ole uppoumarunkoisia.

Taulukko 2: Operointilisän huomioiminen hinausvastuksiin

v (knots)	$v \frac{m}{s}$	$\Sigma (N)$	$R_t (N)$	$P_e (W)$
4	2,06	76	91	188
4,5	2,32	102	122	283
5	2,57	137	164	423
5,5	2,83	188	225	637
6	3,09	262	314	969
6,5	3,34	370	444	1483
7	3,60	526	632	2274
7,5	3,86	751	901	3476
7,7	3,96	865	1038	4110

6.3 Veneen nopeus/pituussuhde (SL)

Toivo-vene on ilman muuta täysin uppoumarunkoinen vene, joten sen nopeus/pituussuhde tulisi olla enintään 1,4...1,6. Nopeus/pituussuhteen voi laskea kahdella eri tavalla, joko moottorin tehon, potkurin lapapinta-alan ja veneen massan kuutiojuurena tai huippunopeuden ja vesilinjan neliön suhteenä /7, s. 10–11/. Tässä tilanteessa lähtöarvot riittävät molempiin yhtälöihin, joten virheiden ehkäisemiseksi käytetään molempia tapoja. Potkurin tehoksi on laskettu 12,1 kW (luku 8.1 kaava 16), potkurin DAR-suhde on 55 % (luku 8.1 kaava 19).

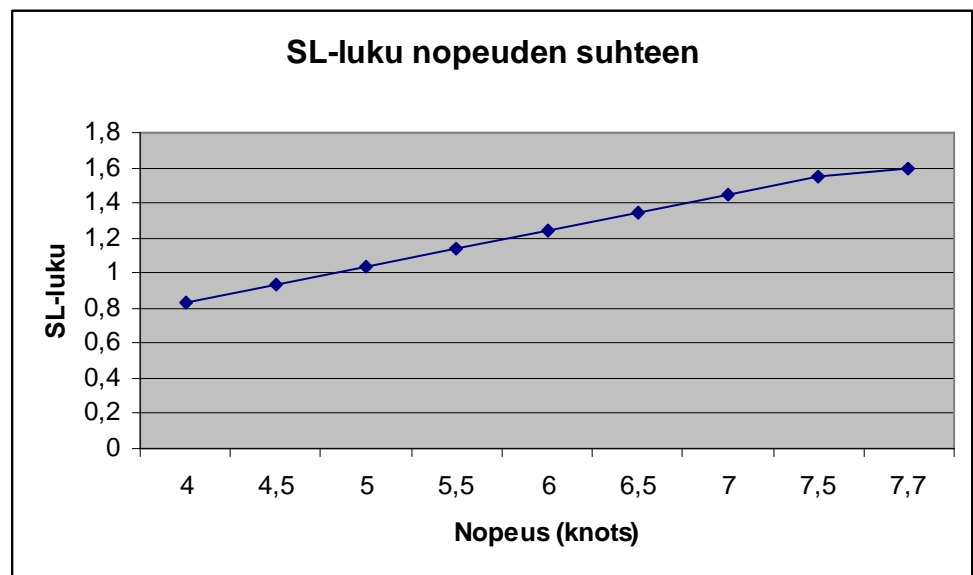
$$SL = \sqrt[3]{\frac{P_D * DAR}{m}} = \sqrt[3]{\frac{12100W * 0,55}{1620kg}} = 1,602 \quad (14)$$

$$SL = \frac{V_{huippu} (knots)}{\sqrt{L_{wl}} (ft)} = \frac{7,7knots}{\sqrt{7,1m * 3,2808}} = 1,595 \quad (15)$$

Molemmilla tavoilla laskettaessa huomataan, että nopeus/pituussuhde on hyvin liki 1,6. Tästä voidaan päätellä ensinnäkin arvon luotettavuus, mutta toisaalta myös se, että moottori on ehkä hieman ylitehoinen tämän kokoiseen veneeseen nähden. SL-luvun mukaan vene olisi huippunopeudella jo pyrkimässä nousemaan keula-aaltonsa päälle, minkä voidaan myös kokemuksesta sanoa pitävän paikkaansa. Verrattaessa SL-luvun arvoja veneelle luvussa 6.2 taulukossa 1 laskettujen Frouden luvun arvoihin, voidaan todeta, että molemmat arvot osoittavat veneen siirtyvän liukualueelle huippunopeudellaan (SL yli 1.4, Frouden luku yli 0,4).

Liukuun pääsemiseksi vene tarvitsisi kuitenkin huomattavasti keveämmän runkorakenteen, erilaisen pohjanmuodon (erityisesti perän muodon) ja huomattavasti nykyistä tehokkaamman moottorin. Koska mitkään näistä ehdoista eivät täyty edes likimain, vene ei koskaan pääse liukuun vaan jää kahlamaan keula-aaltoaan vasten, jolloin kulkuvastukset kasvavat erittäin voimakkaasti (taulukko 1 ja 2), veneen keula nousee ”pystyyn” ja polttoainekulutus suhteessa nopeuteen voi jopa kolminkertaistua 6 solmun matkavauhtiin verrattuna.

Kaavio 1 kuvaa SL-luvun muutosta nopeuden funktiona. Kaaviosta voidaan havaita, että SL-luku 1,4 ylitetään noin 7 solmun tietämillä. Frouden luvun mukaan liukualueelle oltaisiin kuitenkin siirtymässä jo 6,5 solmun vauhdissa (taulukko 1). Kokemuksesta voidaan sanoa hyvän matkavauhdin olevan Toivo-veneelle 5,5...6,5 solmua, jonka sekä kaavio 1 että taulukko 1 vahvistavat. Tätä tietoa tullaan hyödyntämään potkurin laskennassa, sillä potkuri kannattaa optimoida huvikäyttöön tarkoitetussa matkaveneessä ilman muuta mieluummin matkanopeudelle huippunopeuden sijaan.



Kaavio 1: Veneen SL-luku nopeuden funktiona

7 MUUT SUUNNITTELUSSA HUOMIOITAVAT ASIAT

7.1 Moottoripeti

Mikäli voimansiirtolinjassa ei käytetä erillistä painelaakeria, vaan potkurin tuottama työntövoima otetaan vastaan moottorin ja vaihteiston kautta, myös moottoripeti on osa voimansiirtolinjaa. Nykyisin käytössä oleva moottoripeti on mitä todennäköisimmin veneen alkuperäinen moottoripeti. Se on alun perin suunniteltu ilmeisesti 2-sylinteriselle Wickströmille ja pedin linjauksessa on huomioitu voimansiirtoakseliston olevan tyypiltään kiinteä, suora akselisto. Samassa pedissä on ollut asennettuna kolmentoista vuoden ajan myös kolmisylinterinen Wickström, jonka jälkeen siihen on asennettu nykyinen voimanlähde, 2-sylinterinen Yanmar-meridiesel. Koska Yanmar on linjauksiltaan jonkin verran Wickströmistä poikkeava, on moottoripetiä vahvistettu lisäkannakkein. Luonnollisesti paras ratkaisu olisi ollut kokonaan uuden, Yanmarille yhteensopivan moottoripedin rakentaminen, mutta koska nykyinenkin moottoripeti toimii, rajataan moottoripedin uusiminen tämän projektin ulkopuolelle.

Moottori on asennettu moottoripetiin Yanmar-moottorille suunnitelluilla tehdasvalmisteisilla kumityynyillä. Kumityynyjä on neljä kappaletta ja ne ovat asennetut samalle tasolle. Visuaalisesti tarkasteltuina kumityynyty ovat edelleen hyväkuntoisia, eikä selkeitä muodonmuutoksia tai voimakasta kovettumista kumiseoksessa ole havaittavissa. Koska varsinaisia vaurioita ei kuitenkaan ole havaittavissa, kumityynyjen uusimiselle ei ole selkeitä perusteita. Rakenteeltaan kumityynyty ovat melko korkeita, mikä osaltaan lisää moottorin liikehdintää kumityynyjen päällä. Tämä on huomioitava akseliston suunnittelussa, lähinnä joustavan kytkimen mitoituksessa, sekä akselin moottorinpuoleisen pään värähtelyjä tarkasteltaessa.

7.2 Vanhan vannasputken vaurioanalyysi

Vanha, hyvin todennäköisesti alkuperäinen pronssinen vannasputki oli vanhan akseliston pahiten vaurioitunut osa. Vannasputki oli kokonaan murtunut perälaakerin puoleisesta päästään niin pahasti, ettei laakerikierteistä ollut enää mitään jäljellä. Lisäksi noin puolivälissä putkea oli silminnähtävä halkeama (kuva 3). Putken sisäpinnassa perälaakerin puoleisessa päässä oli nähtävillä hankausjälkiä, mitkä olivat seurausta putken laahaamisesta pyörivää akselia vasten murtumisen seurauksena. Lisäksi putkessa oli nähtävissä jälkiä kavitaatiokorroosiosta, mitä ei saisi olla tapahtunut lainkaan. Jälkeenpäin on mahdotonta todeta, onko kavitaatio tapahtunut murtumisen jälkeen vai ennen sitä.



Kuva 3: Mikroskooppikuva vannasputken keskialueen halkeamasta

Tutkittaessa tarkemmin vannasputken keskivaiheilta leikattua koepalaa, oli leikkauksessa selvästi nähtävissä pronssin seosmetallien kuparin ja tinan eriytyminen, jollainen on käytännössä mahdollista syntyä vain valuvaiheessa. On siis täysin mahdollista, että vannasputki on jo alusta alkaen ollut tavallista heikompi yksilö. Vannasputki on todennäköisesti valmistettu jossain kymenlaaksolaisessa pienvaiimossa, joten sen alkuperän jäljittäminen on käytännössä mahdotonta.

Vannasputken murtuminen on mitä todennäköisimmin syntynyt akselin saavutettua ominaisvärähtelytasonsa käynnin aikana. Vanhaa akselia ei ollut tuettu millään lailla sisälaakerin ja moottorin väliltä (vapaa pituus n. 2 metriä). Kun vene dieselöitiin Wickströmiä huomattavasti nopeakierroksisemmallalla Yanmar-moottorilla (akselin kierrosluku nousi 600:sta liki 1400 kierrokseen minuutissa), akseli on alkanut värähtelemään ajon aikana ja rasitus muun muassa vannasputkea tukenutta sisälaakeria kohden kasvoi huomattavasti. Tämän seurauksena sisälaakerin kiinnityspulttien puiset istukat löystyivät, jolloin vannasputkeen kohdistui huomattavia radiaalivoimia. Nämä voimat olivat pronssiselle putkelle liikaa ja se murtui mitä todennäköisimmin ensin perälaakerin kierteiden luota (kuva 4). Kierteiden kohdalta putki oli jo valmistusvaiheessa muuta putkea heikompi, lisäksi putken perän kylpeminen merivedessä oli heikentänyt sitä lisää. Perän kiinnityksen pettäessä putki pääsi liikkumaan vapaammin, jolloin keskialueen murtumavaurio on luultavasti syntynyt putken hakatessa perävannasta vasten. Tämä vaurioanalyysi osoittaa, että akselin värähtelyyn sekä akselin aiheuttamiin radiaalivoimiin tulee suhtautua vakavasti, jotta voidaan olla varmoja, ettei tämänkaltainen vaurio toistu uuden akseliston kanssa.



Kuva 4: Vannasputken peräpäähän murtumavaurio

8 POTKURI

Potkurin onnistunut valinta on veneen toiminnan kannalta erittäin tärkeä seikka, sillä se vaikuttaa suorituskyvyn kaikkiin osa-alueisiin; käsiteltävyyteen, ajettavuuteen, mukavuuteen, nopeuteen, kiihtyvyyteen, moottorin, vaihteiston, ja voimansiirtoakseliston käyttöikänsä, polttoainetalouteen ja turvallisuuteen.

8.1 Yleistä nykyisestä potkurista

Veneen nykyinen potkuri (14R11) on käytössä osoittautunut varsin hyväksi potkuriksi. Matkanopeudellaan vene kulkee taloudellisesti, kavitaatiota ei ole ilmennyt, potkurin tuottama työntövoima on riittänyt myös ankarien sääolosuhteiden vallitessa eikä moottorin ylikuumentumisen kanssa ole ollut minkäänlaisia ongelmia. Selkeänä heikkoutena nykyisellä potkurilla on kuitenkin huono hyötysuhde matalilla kierrosnopeuksilla, minkä seurauksena veneen kääntäminen ahtaissa paikoissa on yleensä toteutettava nostamalla hetkellisesti kierrosnopeutta melko runsaasti.

Potkurin laskentaprosessin aluksi määritetään nykyisen potkurin perussuureet. Potkurille voimansiirtoakselin luovuttama teho määritellään kaavalla 16/5, s. 8–4 ja 8–5/.

$$P_D = \eta_s \eta_G P_B \quad (16)$$

missä P_D on potkurin teho, η_s akselijohdon hyötysuhde, η_G alennusvaihteen hyötysuhde ja P_B moottorin kampiakseliteho.

Valmistaja on ilmoittanut moottorin tuottavan 13,4 kW kampiakselitehon. Alennusvaihteeseen sisältyvät kuivalevykytkin sekä peruutus-, ja eteenpäinajovaihteella varustettu vaihteisto alennusvälityksineen. Akselijohtoon kuuluvat tehonsiirtoakseli, joustava kytkin, vannasputken liukulaakerit sekä kannatinlaakeri. Arvioidaan vaihteiston hyötysuhteeksi 96 % ja akselin laakereiden ja joustavan kytkimen tehohäviöiksi 1,5 % komponenttia kohden.

$$P_D = (1 - 0,015 * 4) * 0,96 * 13,4 \text{ kW} = 12,1 \text{ kW}$$

Potkurin lapojen peittosuhte eli DAR-suhte on tärkeä potkurin ominaisuuksia kuvaava arvo, joten lasketaan nykyisen potkurin DAR-arvo tulevaa käyttöä varten. Sen laskemiseksi on ensin selvitettävä potkurin lapojen projisoidun (A_p) ja todellisen (A_d) pinta-alan suhde /7, s. 29/.

$$\begin{aligned} \frac{A_p}{A_d} &= 1,0125 - 0,1 * \frac{P}{D} - 0,0625 * \left(\frac{P}{D}\right)^2 \\ &= 1,0125 - 0,1 * \frac{11}{14} - 0,0625 * \left(\frac{11}{14}\right)^2 = 0,90 \end{aligned} \quad (17)$$

Tämän perusteella voidaan laskea yhden lavan todellinen pinta-ala (A_d). Projisoidun pinta-alan (A_p) laskenta on suoritettu liitteessä numero kaksi. /7, s. 29–32./

$$A_d = \frac{A_p}{0,90} = \frac{163,5 \text{ cm}^2}{0,90} \approx 182 \text{ cm}^2 \quad (18)$$

Näiden tietojen perusteella voidaan laskea nykyisen potkurin DAR-suhte:

$$DAR = \frac{z * A_d}{\frac{1}{4} \pi D^2} = \frac{3 * 182 \text{ cm}^2}{\frac{1}{4} \pi * (35,56 \text{ cm})^2} = 0,55 \quad (19)$$

MWR-suhteella tarkoitetaan lavan tehollisen leveyden suhdetta potkurin halkaisijaan. Se voidaan laskea joko jakamalla keskimääräinen lapaleveys potkurin halkaisijalla tai vaihtoehtoisesti A_d -pinta-alan suhteena lavan pituuteen ja potkurin halkaisijaan. /7, s. 30–32./

$$MWR = \frac{\frac{A_d \text{ cm}^2}{h_{\text{lapa(cm)}}}}{D_{\text{cm}}} = \frac{\frac{182 \text{ cm}^2}{15,2 \text{ cm}}}{35,56 \text{ cm}} = 0,337 \approx 0,34 \quad (20)$$

DAR- ja MWR-suhteiden arvot osoittavat, että käytössä oleva potkuri on uppoumarunkoisten veneiden potkurina hyvin yleistyyppinen malli. Tämä yksinkertaistaa huomattavasti potkurin laskentaprosessia, sillä yleistyyppiset potkurit voidaan laskea yleiskaavojen avulla differentiaaliyhtälöiden sijasta laskentatarkkuuden kuitenkaan merkittävästi kärsimättä. Yleismalleista on lisäksi tehty varsin kattavasti avovesikokeita, joten $B_p - \delta$ -diagrammien etsintä ei tuottane vaikeuksia.

8.2 Käytettävän laskentamenetelmän valinta

Potkuri on hydrokinemaattisesti tarkasteltuna erittäin monimutkainen koneenelin. Potkurirakenteita on siksi tutkittu paljon ja aiheesta on luotu useita laskentamenetelmiä, jotka ovat tarkentuneet jatkuvasti ja sopivat eri tyyppisille aluksille ja potkureille. Huviveneiden potkureiden optimoinnissa yleisimmät laskentamenetelmät ovat George Crouchin luistoon perustuva laskenta, sekä tarkempi potkurityyppien avovesikokeisiin perustuva $B_p - \delta$ -menetelmä, jota myös tehokerroinmenetelmäksi tai ”Bee-pee-Delta”-menetelmäksi usein kutsutaan. Crouchin menetelmän heikkoutena verrattuna tehokerroinmenetelmään on luiston tarkan laskennan ongelmat ja potkurin mittojen liian yleiset tulokset. Crouchin menetelmän selkeä etu on sitä vastoin potkurin mittojen alkuarvojen helppo laskenta, tosin tässä projektissa lähtöarvoina voidaan käyttää nykyisen potkurin halkaisijaa ja nousua, joten tässä tapauksessa tämä etu ei pääse oikeuksiinsa. Suoritetaan potkurin tarkka laskenta tehokerroinmenetelmällä, mutta käytetään myös Crouchin yhtälöitä erityisesti luiston tarkasteluun.

8.3 Veden virtausnopeus potkurilla

Veneen ja ympäröivän veden välinen kitkavastus saa osan vedestä kulkeutumaan veneen mukana, jonka seurauksena veneen perään muodostuu vanavesikentäksi kutsuttu alue, jonka virtaukset vaikuttavat veneen liikkeisiin ja etenkin potkurin toimivuuteen merkittävästi. Laskettaessa potkuria tehokerroinmenetelmällä veden virtausnopeus suhteessa veneeseen potkurikaivossa on hyvin merkittävä tekijä. Tämä virtausnopeus on aina veneen nopeutta alhaisempi ja se voidaan laskea kaavalla. 21 /7, s. 66./

$$V_a = V * (1 - w_t) \quad (21)$$

missä V on veneen nopeus ja w_t Taylorin vanavesiluku.

Taylorin vanavesiluku on täysin matemaattinen käsite. Tämä lukuarvo on tarkasti selvitettävissä vain empiirisiin kokeisiin. Koska näin ei voida tällä kertaa kuitenkaan tehdä, joudutaan lukuarvo arvioimaan veneen rungon täyteläisyyden perusteella /7, s. 68–69/. Tällä menetelmällä voidaan saavuttaa melko hyvä tarkkuus potkurin laskentaprosessia varten, mutta se ei missään nimessä korvaa empiirisiä kokeita.

Koska Taylorin vanavesiluvun ja vanavesikertoimen summa on 1, voidaan virtausnopeuskaavaa yksinkertaistaa kertomalla veneen nopeus suoraan vanavesikertoimella (kaava 22).

$$V_a = V * w_f \quad (22)$$

missä w_f on vanavesikerroin, joka voidaan arvioida veneen uppouman täyteläisyyden perusteella kaavalla 23:

$$w_f = 1,11 - 0,6C_b = 1,11 - 0,6 * 0,22 = 0,978 \quad (23)$$

missä C_b on uppouman täyteläisyys (ks. luku 6.1).

Kertomalla veneen huippunopeus vanavesikertoimella, saadaan virtauksen nopeudeksi potkurikaivossa 7,5 solmua tai 3,8 metriä sekunnissa ajettaessa veneellä empiirisesti mitattua huippunopeutta 7,7 solmua.

8.4 Nykyisen potkurin tehokertoimien laskenta

Luvussa 8.2 päädyttiin potkurin optimoimiseksi käyttämään kahta laskentamenetelmää, joista $B_p - \delta$ -menetelmä edellyttää kyseisen potkurityypin avovesidiagrammien tulkintaa. Jotta näiden diagrammien lukeminen mahdollistuisi, lasketaan nykyistä potkuria kuvaavat suureet. Aloitetaan potkurin tehokertoimen laskennalla (B_p , kaava 24) /7, s. 73/.

$$B_p = \frac{\sqrt{P_D (kW) * 1,36 * n(rpm)}}{V_a^{2,5} (knots)} = \frac{\sqrt{12,1 kW * 1,36 * 1374 rpm}}{7,5^{2,5} knots} = 36,2 \quad (24)$$

missä P_D on akseliteho (kW) potkurilla, n kierrosnopeus (rpm) ja V_a veden virtausnopeus potkurikaivossa solmuina.

Jos tarkastellaan kaavaa 24 potkurin optimoinnin näkökulmasta, potkurin hyötysuhde paranee mitä pienemmäksi B_p -arvo saadaan alennettua. Tämä onnistuu vaikuttamalla veneen hydrodynamiikkaan siten, että potkurille tulevan veden nopeus kasvaa tai vaihtoehtoisesti pienentämällä tehon neliöjuuren ja kierrosnopeuden tuloa. Koska tähän tuloon vaikuttaa enemmän kierrosnopeus kuin tehoarvo, on taloudellisinta käyttää mahdollisimman matala-kierroksista moottoria ja potkuria.

Potkurin ominaisuuksia kuvaavat suureet ilmoitetaan usein kerroinmuodossa useiden ominaisuuksien yhdistämiseksi saman kertoimen alle. Lasketaan seuraavat kolme kerrointa, tehokerroin K_t , vääntökerroin K_q ja etenemisluku J nykyiselle potkurille diagrammien lukemista varten /8, s. 89/.

$$K_t = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = \frac{1751 \text{ N}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (22,9 \frac{1}{\text{s}})^2 * (0,3556 \text{ m})^4} = 0,21 \quad (25)$$

$$K_q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} = \frac{95 \text{ Nm}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (22,9 \frac{1}{\text{s}})^2 * (0,3556 \text{ m})^5} = 0,032 \quad (26)$$

$$J = \frac{V_a}{nD} = \frac{3,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{22,9 \frac{1}{\text{s}} * 0,3556 \text{ m}} = 0,47 \quad (27)$$

Työntö T saatiin luvusta 8.7, ρ on veden tiheys $1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, n on potkurin kierrosluku (rps), D potkurin halkaisija (m), Q potkurin vääntömomentti (Nm) ja V_a virtauksen nopeus potkurikaivossa (m/s).

8.5 Potkurin halkaisija (D)

Potkurin halkaisijalla on erittäin suuri vaikutus potkurin tuottamaan työntövoimaan ja sitä kautta myös hyötysuhteeseen. Tämän takia kannattaa veneeseen asentaa aina halkaisijaltaan mahdollisimman suuri potkuri. Käytännössä tämä sääntö pätee kuitenkin vain hitaasti pyöriville potkureille, sillä kierrosnopeuksien kasvaessa työntövoima toki nousee, mutta tuolloin suuri potkuri rasittaisi voimansiirtolaitteita tarpeettomasti, lisäksi suurilla nopeuksilla liikkuvat veneet on varustettu usein suurikierroksisilla moottoreilla, joten propulsiohyötysuhteesta kannattaa tuolloin jopa hieman tinkiä moottorin ominaisuuksien hyödyntämiseksi ja kokonaishyötysuhteen parantamiseksi. Uppoumarunkoisten veneiden potkureiden kierrosnopeudet ovat kuitenkin yleensä melko alhaisia, minkä johdosta halkaisijaltaan suuria potkureita kannattaa suosia. Potkurin suurimman halkaisijan määrittävät yleensä potkurikaivon fyysiset mitat ja käytettävissä oleva konetehto. Lisäksi suurella potkurilla on myös suuri omamassa, joka lisää akselin sekä erityisesti peräläakerin staattista kuormitusta.

Potkurin minimihalkaisijan määrittäminen onnistuu uppoumarunkoiselle veneelle George Crouchin kaavalla 28 /7, s. 55/.

$$\begin{aligned}
 D_{MIN(cm)} &= \sqrt{\frac{1081,5 * P_B}{DAR * v_{knots} * \sqrt{v_{knots}}}} \\
 &= \sqrt{\frac{1081,5 * 13,4 \text{ kW}}{0,55 * 7,7 \text{ knots} * \sqrt{7,7 \text{ knots}}}} \\
 &= 35,12 \text{ cm} = 13,83 \text{ in}
 \end{aligned} \tag{28}$$

missä DAR on potkurin lapasuhde (ks. luku 8.1), v on veneen huippunopeus solmuina ja P_B moottorin kampiakseliteho kilowatteina (kW).

Kaavan 28 soveltaminen onnistuu helposti, sillä veneen nykyinen huippunopeus tunnetaan tarkasti. Mikäli huippunopeus olisi empiirisesti mittaamatta, esimerkiksi jos vene olisi vielä täysin suunnittelupöydällä, tulisi oletettu huippunopeus ensin laskea oletettujen hinausvastusten ja eri potkurivaihtoehtojen tuottaman työntövoiman perusteella. Koska näin ei kuitenkaan tällä kertaa ole, eikä veneen hydrodynamiikkaan ole nopeusmittauksen jälkeen tehty mitään merkittäviä muutoksia, voidaan huippunopeutena käyttää mitattua arvoa 7,7 solmua tunnissa.

Nykyinen potkuri on kooltaan 14", joten potkurin halkaisija kaavalla 28 tarkasteltuna on melko lähellä minimirajaa. Epäilemättä olisi siis perusteltua käyttää halkaisijaltaan hieman suurempaa potkuria, esimerkiksi 15-tuumaista, mikä myös mahtuisi helposti potkurikaivoon. Toisaalta taas hieman pienempi potkuri kuormittaa moottoria ja voimansiirtolinjaa vähemmän, jolloin niiden mekaaninen kuluminen vähenee ja käyttöikä pitenee. Mikäli venettä käytettäisiin työkäytössä, esimerkiksi hinaajana tai jatkuvasti vaikeissa olosuhteissa, kuten voimakkaassa aallokossa tai joella, potkurin vaihtaminen suurempaan olisi viisasta. Mikäli potkuri tulisi vaihtaa jonkin muun syyn, esimerkiksi karilleajon aiheuttaman vaurion takia, olisi ainakin kaavan 28 antaman tuloksen perusteella viisasta valita uudeksi potkuriksi halkaisijaltaan 15". Koska nykyinen potkuri kuitenkin toimii hyvin käytännössä, olisi potkurin vaihto pelkästään tällä perusteella tarpeetonta.

Tarkastellaan potkurin optimaalista halkaisijaa Crouchin kaavan (28) lisäksi myös avovesidiagrammien avulla. Katsotaan diagrammista oikea arvo potkurin delta-kertoimelle luvussa 8.4 lasketun Bp-kertoimen perusteella (kaava 24). Diagrammit ovat tehdyt jokaiselle potkurityypille erikseen, 355-sarjalaisten potkurien diagrammit ovat löydettävissä muun muassa Gerrin kirjasta "Propeller handbook" /7, s. 80/. Nykyisen potkurin P/D-luku on 0,78.

Kuten diagrammista /7, s. 80/ voidaan lukea, nykyisen potkurin hyötysuhde on melko tarkasti 55 % delta-arvon ollessa 220. Mikäli potkurin hyötysuhdetta haluttaisiin parantaa, onnistuisi se helpoiten kasvattamalla esimerkiksi halkaisijaa siten, että P/D-arvo olisi 0,6.

Potkurin optimihalkaisija voidaan laskea delta-arvon avulla. Yksipotkurisissa aluksissa deltan korjauskertoimenä käytetään kerrointa 0,95. /7, s. 73–74./

$$D'' = \frac{\delta * 0,95 * V_a (\text{knots}) * 12}{n (\text{rpm})} = \frac{220 * 0,95 * 7,5 \text{ knots} * 12}{1374 \text{ rpm}} = 13,69'' \quad (29)$$

Mikäli verrataan kaavan 29 tulosta potkurin halkaisijasta Crouchin kaavan 28 tulokseen, voidaan todeta lukuarvot hyvin samankaltaisiksi. Lasketaan diagrammista saaduilla arvoilla, miten potkurin halkaisija muuttuisi eri P/D-suhteilla. Hyötysuhteet ovat otetut diagrammista.

Taulukko 3: Potkurin halkaisijan muutos P/D-suhteen muuttuessa

P/D	δ	D (tuumaa)	hyötysuhde (%)
1	195	12,13	53
0,9	210	13,07	54
0,78	220	13,69	55
0,7	235	14,62	56
0,6	260	16,18	57
0,5	275	17,11	54

Taulukosta 3 voidaan havaita, että potkurin paras propulsiohyötysuhde olisi saatavilla halkaisijaltaan 16":n potkurilla, mikäli potkurin nousu olisi vajaan 10". Näin pieni nousu vaikuttaisi väistämättä potkurin etenemiseen vedessä, mikäli kierrosnopeus pidettäisiin vakiona. 16":n potkuri mahtuisi pyörimään potkurikaivossa, mutta lavat kiertäisivät jo niin lähellä runkorakennetta, että propulsiohyötysuhde saattaisi kärsiä veden virtauksen vapaan kulun estymisestä. Tämä saattaisi käytännössä viedä hyötysuhde-edun, jonka pienempi P/D-suhde periaatteessa toisi. Halkaisijan kannattaa siis olla 14...15 tuumaa.

8.6 Potkurin nousu (P)

Potkurin halkaisijan ollessa selvitetty on seuraavaksi ratkaistava optimaalinen potkurin nousu. Tämä tarkastelu aloitetaan nousun laskennan määrittelykaavoilla /7, s. 54/, joilla lasketaan huippunopeuden perusteella keskimääräinen, maksimi sekä minimi P/D-suhde (kaavat 30, 31 ja 32).

$$\frac{P}{D}_{keskim.} = 0,46v_{knots}^{0,26} \quad (30)$$

$$\frac{P}{D}_{min.} = 0,39v_{knots}^{0,23} \quad (31)$$

$$\frac{P}{D}_{max.} = 0,52v_{knots}^{0,28} \quad (32)$$

missä v on veneen nopeus solmuina.

Edellä olevien kaavojen tuloksista tärkeimmät ovat keskimääräisen P/D-suhteen tulokset, jotka ovat esitelty taulukossa 4 yhdessä minimi- ja maksimiarvotulosten kanssa eri nopeuksilla. Taulukon 4 potkurin halkaisijana on käytetty 14 tuumaa, eli nykyisen potkurin halkaisijaa.

Taulukko 4: Potkurin nousu suhteessa nopeuteen, 14" potkurilla

Veneen nopeus (knots)	7,7	7,5	7	6,5	6	5,5	5
Keskim. (P/D)	0,78	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,70
Nousu (tuumaa)	10,95	10,87	10,68	10,48	10,26	10,03	9,79
Max (P/D)	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
Nousu (tuumaa)	12,89	12,80	12,55	12,30	12,02	11,73	11,42
Min (P/D)	0,62	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,56
Nousu (tuumaa)	8,73	8,68	8,54	8,40	8,24	8,08	7,91

Nykyisen potkurin nousu on 11 tuumaa. Taulukkoa 4 tarkasteltaessa voidaan todeta nousun olevan sopiva, huippunopeudessa keskimääräisesti jopa suorastaan optimaalinen. Tosiasia kuitenkin on, että veneellä hyvin harvoin ajetaan huippunopeutta, joten tämän takia nousun olisi hyvä olla optimaalinen pikemminkin matkanopeuksilla (6...7 solmua). Tästä näkökulmasta asiaa tarkasteluna aletaan olla lähellä sitä tosiasiaa, että ehkäpä 10":n nousu saattaisi sittenkin olla parempi.

Tarkasteltaessa nousua sillä oletuksella, että veneessä olisikin halkaisijaltaan 15-tuuman potkuri, muuttuisivat optimaaliset nousuarvot taulukon 5 mukaisesti.

Taulukko 5: Potkurin nousu suhteessa nopeuteen, 15" potkurilla

Veneen nopeus (knots)	7,7	7,5	7	6,5	6	5,5	5
Keskim. (P/D)	0,78	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,70
Nousu (tuumaa)	11,73	11,65	11,44	11,23	10,99	10,75	10,49
Max (P/D)	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
Nousu (tuumaa)	13,81	13,71	13,45	13,17	12,88	12,57	12,24
Min (P/D)	0,62	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,56
Nousu (tuumaa)	9,36	9,30	9,15	9,00	8,83	8,66	8,47

Taulukon 5 mukaan halkaisijaltaan 15" potkurilla optimaalisin nousu olisi 11...12". Huippunopeudella nousun tulisi olla 12", mutta matkanopeudella saattaisi 11" riittää. Joka tapauksessa tuloksista voidaan päätellä, että suurempi potkuri tarvitsee suuremman nousun. Koska luvussa 8.5 tarkasteltujen diagrammien mukaan parhaaseen hyötysuhteeseen voitaisiin päästä 16" potkurilla P/D-suhteen ollessa 0,6, lasketaan vastaavat tulokset myös halkaisijaltaan 16" potkurille.

Taulukko 6: Potkurin nousu suhteessa nopeuteen, 16" potkurilla

Veneen nopeus (knots)	7,7	7,5	7	6,5	6	5,5	5
Keskim. (P/D)	0,78	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,70
Nousu (tuumaa)	12,51	12,43	12,21	11,97	11,73	11,46	11,18
Max (P/D)	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
Nousu (tuumaa)	14,73	14,63	14,35	14,05	13,74	13,41	13,06
Min (P/D)	0,62	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,56
Nousu (tuumaa)	9,98	9,92	9,76	9,60	9,42	9,24	9,04

Taulukon 6 mukaan tulokset ovat nousun suhteen hyvin samankaltaisia kuin luvussa 8.5, mikäli tarkkaillaan vaadittua nousun minimirajaa. Keskimääräisesti tarkasteltuna nousun tulisi olla kuitenkin noin 12 tuumaa, enintään 14" luokkaa. Ero näiden kahden metodin välillä osoittaa, että potkurin valinta on käytännössä aina kompromissi ja riippuen valintakriteerien painotuksesta voidaan saada aina jonkin verran erilaisia tuloksia. On todennäköistä, että taulukon 6 minimiarvot eivät ainakaan merkittävässä määrin huomioi potkurin luistoa, minkä osuus on lisättävä potkurin teoreettiseen nousuarvoon, mikäli potkurin etenemisnopeuden ei haluta kärsivän.

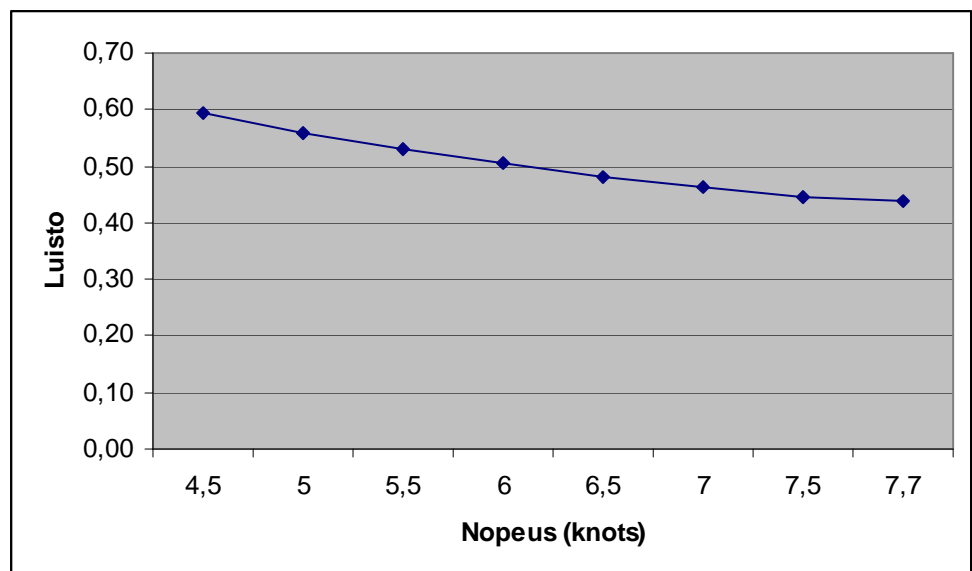
Luistoarvojen laskenta voidaan suorittaa kahdella tavalla, joko veneen nopeuden perusteella likiarvokaavalla (kaava 33) tai melko tarkasti etenemiskertoimen ja potkurin lapasuhteen perusteella (kaava 34) /7, s. 48/. Epätarkkuuksien minimoimiseksi suoritetaan laskenta molemmilla tavoilla.

$$Slip = \frac{1,4}{v_{knots}^{0,57}} = \frac{1,4}{7,7^{0,57}} = 0,437 \quad (33)$$

$$Slip = 1 - \frac{J}{\frac{P}{D}} = 1 - \frac{0,467}{\frac{11}{14}} = 0,406 \quad (34)$$

missä v on veneen nopeus solmuina, J on potkurin etenemisluku (ks. luku 8.4), P on potkurin nousu (tuumaa) ja D potkurin halkaisija (tuumaa).

Laskettaessa potkurin luistoarvoja kaavalla 33 puolen solmun välein, voidaan tulokset kuvata kaaviolla 2. Kuvaajasta voidaan nähdä potkurin luiston kasvavan nopeuden hidastuessa, mikä on varsin tyypillinen ilmiö uppoumarunkoisten veneiden kiinteälapaisille potkureille (hyötysuhde heikkenee). Luiston huippunopeusarvot 0,4...0,45 ovat myös varsin tyypillisiä lukemia uppoumarunkoisille veneille.



Kaavio 2: Potkurin luisto nopeuden funktiona

Vastaavan kaavion tekeminen kaavalla 34 on haastavaa, sillä etenemiskertoimen arvo koostuu vanavesinopeuden suhteesta kierroslukuun ja potkurin halkaisijaan. Koska nämä arvot ovat mittaamalla vahvistetut vain veneen 7,7 solmun huippunopeudella, muut arvot olisivat joko mitattava empiirisesti tai sitten laskettava hinausvastuksien ja potkurin tuottaman työnnön perusteella. Ongelmana on kuitenkin juuri hinausvastuksien tarkka arviointi eri nopeuksilla, sillä se koostuu erittäin monista muuttujista ja veneen runkonopeushaarukka on suuri (Frouden luvut 0,12...0,47).

Koska optimaalisen nousun laskennalla saadaan helposti jonkin verran toisistaan poikkeavia tuloksia, tarkastellaan potkurin luistoa etenemisen suhteen veneen tunnetulla huippunopeudella. Taulukon 7 rivillä "eteneminen" ilmaistaan potkurin absoluuttinen etenemisluku, joka kuvaa potkurin etenemistä metreinä potkurin pyörimää yhtä kierrosta kohden. On huomattava, että absoluuttinen etenemisluku määritellään eri tavalla, kuin ITTC:n suhteellinen etenemisluku J. Teoreettisella nousulla tarkoitetaan etenemislukua muutettuna tuumiksi ja luistokorjatulla nousulla teoreettista nousua kerrottuna yhtälöllä $1 + 0,41$, missä 0,41 on luistoarvo kaavan 34 mukaan.

Taulukko 7: Luiston vaikutus teoreettiseen ja todelliseen nousuun

Rpm (moottori)	100%	90%	80%
Rpm (akseli)	1374	1237	1099
Rps (akseli)	22,9	20,61	18,32
Eteneminen (metriä/kierros)	0,17	0,19	0,22
Teoreettinen nousu (tuumaa)	6,81	7,56	8,51
Luistokorjattu nousu (tuumaa)	9,60	10,67	12,00

Koska veneessä ei ole kierroslukumittaria, ei voida olla täysin varmoja siitä, että moottori todellakin otti täydet kierrokset huippunopeuden mittaushetkellä. Tämän johdosta tarkastellaan nousua myös kierrosluvuilla 80 % ja 90 % huippukierroksista. Lisäksi potkuri tulisi optimoida aina maksimikierroksia alemmille kierrosluvuille, yleensä noin 80 % tuntumaan hyvän optimointituloksen saamiseksi matkanopeuksille.

Taulukko 7 vahvistaa, että nousun tulisi olla välillä 11...12". On siis perusteltua pitää nykyistä, 14 x 11-potkuria täysin sopivana potkurina veneeseen. Vaihtoehtoisena potkurina myös 15 x 12 olisi todennäköisesti täysin toimiva. Joka tapauksessa potkurin valinta on aina enemmän tai vähemmän kompromissi potkurin eri ominaisuuksien välillä.

8.7 Potkurin tuottama työntövoima

Potkurin työntövoimalla tarkoitetaan voimaa, jolla potkuri saa lävitseen kulkevan vesipatsaan virtaamaan. Tämä voima voidaan kirjoittaa yksinkertaisimpaan muotoon Newtonin toisen lain perusteella (kaava 35) /7, s. 26/.

$$T = ma = \frac{W}{g}(V_0 - V_1) \quad (35)$$

missä W on vesipatsaan massa (kg), g gravitaatiokiihtyvyys (m/s^2), V_0 veden virtausnopeus sen saapuessa potkurille (m/s) ja V_1 veden virtausnopeus potkurin jälkeen (m/s).

Potkurin työntövoiman tarkastelu kaavalla 35 on kuitenkin haastavaa vaikeasti määriteltävissä olevien lähtöarvojen johdosta. Lisäksi kaava 35 ei ota kantaa siihen, miten työntövoima varsinaisesti potkurissa syntyy ja millaisiin komponentteihin se jakautuu.

Työntövoima jaetaan usein kahteen komponenttiin. Näitä ovat lavan normaalivoima (lift) ja lavan suuntainen hydrostaattinen kitkavoima (drag). Näiden komponenttien summavektori on akseliin ja veneeseen kohdistuva työntövoima, jonka differentiaaliyhtälö on muotoa

$$dT = dL + dD \quad (36)$$

missä dL on nosteen dD hydrostaattisen kitkan differentiaalikomponentit, joihin vaikuttavat hyvin paljon lapakulmien funktiot. Näiden selvittäminen potkurista ja niiden mallintaminen matemaattisesti on kuitenkin erittäin haastavaa johtuen muotojen pyöreyydestä. Koska tämän projektin tarkoituksena ei ole suunnitella itse potkuria, voidaan potkurin työntövoimaa tarkastella yksinkertaisimmillakin yhtälöillä tarkkuuden liikaa kärsimättä. Työntövoiman differentiaaliyhtälö kuitenkin ilman muuta tarjoaisi tarkimman tuloksen, huomioiden myös potkurin pyörimisnopeuksien muutokset ja niiden vaikutuksen työntövoiman muodostumiseen ja sen suuntaan.

Yksipotkuristen veneiden ja laivojen ominaisuuksiin kuuluu usein perän siirtyminen sivusuunnassa ajettaessa hyvin hitaasti. Tämä johtuu kaavan 36 komponenteista, joiden summavektori ei välttämättä ole aivan potkurin akseliin suuntainen johtuen veden paineen kasvusta syvyyden funktiona.

Koska työntövoiman differentiaaliyhtälön (36) lähtöarvojen saanti todettiin haastavaksi, tarkastellaan potkurin muodostamaa työntövoimaa huippukierroksilla. Vakiokierroksilla pyörivän potkurin työntövoimayhtälö voidaan kirjoittaa yleismuotoon /8, s. 89–90/ kaavalla 37.

$$T = \rho n^2 D^2 \phi(J, R_n, \sigma_o) = \rho n^2 D^4 K_T \quad (37)$$

missä ρ on veden tiheys ($\frac{kg}{m^3}$), n on potkurin pyörimisnopeus (rps), D on potkurin halkaisija (m), J on etenemisluku, R_n on potkurin Reynoldsin luku, σ_o on kavitaatioluku ja K_T on työntökerroin.

Kaavasta 37 voidaan havaita, että potkurin työntövoimaan vaikuttavat eniten potkurin halkaisija (D) ja toiseksi eniten pyörimisnopeus (n). Tämä kaava ei kuitenkaan ota huomioon moottoritehoa ja pyörimisnopeuden mahdollista alenemaa moottoritehon loppumisen seurauksena, vaan lähtee kylmästi faktoista, että tietty pyörimisnopeus tuottaa tietyn työntövoiman. Mikäli moottori ei kykene ottamaan täysiä kierroksia, eli toisin sanoen potkurikuorma on moottoriin nähden liian suuri, seurauksena on moottorin ylikuormittuminen ja pahimmassa tapauksessa moottorivaurio. Tämä tosiasia tuo suuren haasteen, mikäli suunnitellaan uutta venettä ja pohditaan tulevan moottorin kokoa. Tässä projektissa tunnetaan kuitenkin sekä moottorin teho että sillä saavutettu huippunopeus, joten työntövoima voidaan laskea myös näiden suureiden avulla /7, s. 60/ kaavalla 38.

$$T = \frac{P_D \eta_o}{V_a} = \frac{12100W * 0,55}{3,8 \frac{m}{s}} = 1751 N \quad (38)$$

missä P_D on moottorin akseliteho (W), V_a virtauksen nopeus potkurilla (m/s) ja η_o diagrammista saatu potkurin propulsiiohyötysuhde /7, s. 80/.

Kaavan 38 työntövoimalukema on siis huippunopeustyöntö. Toinen tärkeä työntöarvo on staattinen työntö, eli kansanomaisemmalla nimityksellä paaluvetovoima. Tässä oletuksena on, että vene on ikään kuin paalussa kiinni pääsemättä liikkumaan moottorin tuottaessa samaan aikaan täyden tehon potkurille. Tämä on suurin kuormitus, mikä potkuriin ja voimansiirtoakselistoon voi pahimmillaan kohdistua.

Staattista työntövoimaa ei voida laskea kaavalla 38, sillä tuolloin ympäröivän vesimassan virtauksen nopeus potkurikaivossa on nolla. Staattinen työntövoima joudutaan selvittämään joko potkurin differentiaaliyhtälöllä (36) tai staattiselle työnnölle johdetulla yleiskaavalla (39) /7, s. 61/ potkurin tehon ja halkaisijan funktiona.

$$T_{Stat} = 7,4262 * \sqrt[3]{(P_D * D)^2} = 7,4262 * \sqrt[3]{(12100W * 0,3556m)^2} = 1965 N \quad (39)$$

Yleiskaavojen käyttämisen ongelma on kuitenkin niiden epätarkkuus, jonka selvittäminen ei ole yksioikoinen seikka. Tämän seurauksena suoritetaan työntövoimalaskenta myös hinausvastusten kautta. Tämän tarkastelun tavoitteena on selvittää, miten tarkkaan hinausvastuslaskenta ja työntövoimalaskenta vastaavat toisiaan. Näin voidaan havaita mahdolliset epätarkkuudet sekä myös suoranaiset laskentavirheet. Veneen vaatima työntövoima voidaan laskea hinausvastuksesta mikäli tunnetaan veneen työnnönvähennyskerroin (kaava 40) /5, s. 9–13/.

$$t = 0,5 - 0,7 * w_t = 0,5 - 0,7 * 0,022 = 0,485 \quad (40)$$

missä w_t on Taylorin vanavesiluku. Työnnönvähennyskerroimen avulla voidaan muodostaa yhtälö 41 kuvaamaan vaadittavaa työntövoimaa hinausvastusten voittamiseksi.

$$T = \frac{R_t}{1 - t} \quad (41)$$

$$T_{R_t=865} = 1680 N$$

$$T_{R_t=952} = 1849 N$$

$$T_{R_t=1038} = 2016 N$$

Ensimmäinen tulos perustuu oletukseen, että hinausvastus on 865 N, joka vastaa luvussa 6.2 laskettua perushinausvastusarvoa ilman operointilisää. Lukema 952 N on 10 % operointilisällä laskettu hinausvastus ja 1038 N operointilisa on 20 %. Tulokset vahvistavat sen, että myös hinausvastukset ovat melko tarkkaan lasketut. Huippunopeuden mittaushetkellä sää oli melko tyyne ja vuodenaika oli alkukesä, joten operointilisa oli melko pieni, hyvin todennäköisesti noin 5...10 %.

Koska hinausvastukset kasvavat hyvin nopeasti veneen saavutettua runko-nopeusalueensa ylärajan, lasketaan kuinka paljon moottoritehoa huippunopeuden nostaminen 8 solmuun vaatisi. Arvioidaan hinausvastuksiksi tuolloin 1100 N hinausvastusten derivaattojen perusteella nopeusvälillä 7...7,7 solmua. Tuolloin työntövoiman tarve olisi seuraava:

$$T = \frac{R_t}{1-t} = \frac{1100N}{1-0,485} = 2136N \text{ (ilman operointilisää)}$$

Tästä voidaan laskea potkurin tarvitsema teho, olettaen, että virtausnopeus potkurikaivossa olisi noin 4,0 m/s ja hyötysuhde 55 %.

$$P_D = \frac{T * V_a}{\eta_r} = \frac{2136N * 4,0 \frac{m}{s}}{0,55} = 15535W \quad (42)$$

Kuten tuloksesta voidaan havaita, varsinaista moottoritehoa tulisi olla useita kilowatteja lisää näinkin pienellä nopeuden nostolla. Tämän johdosta huippunopeuden parantaminen ei tämän tyyppisessä veneessä ole järkevää.

Potkurin tuottaman työntövoiman selvittämisen jälkeen tunnetaan suurin mahdollinen voima, jonka potkuri kykenee kohdistamaan akselijohtoon. Tämän perusteella voidaan aloittaa akseliston ja sen tuentojen suunnittelu.

8.8 Potkurin kavitaation ja ventilaation ehkäisy

Kavitaatio

Kavitaatio on matemaattisesti erittäin vaikeasti mallinnettavissa oleva ilmiö. Kuitenkin, mikäli kavitaatiota esiintyy, se voi vaurioittaa sen vaikutuspiirissä olevat komponentit hyvinkin nopeasti käyttökelvottomiksi. Veneessä kriittisin kavitoiva komponentti on potkuri. Potkurissa kavitaatiota voi esiintyä potkurin lapojen imupuolella, missä paine laskee voimakkaasti potkurin pyöriessä.

Kavitaatiota voidaan tutkia matemaattisesti hyvinkin erilaisin menetelmin. Koska kavitaatio ilmiönä on hyvin monesta osatekijästä riippuva, on täysin mahdollista, että eri menetelmillä päästään hyvinkin erilaisiin tuloksiin, mikä tietysti asettaa tulosten luotettavuuden aina enemmän tai vähemmän kyseenalaiseksi.

Lapakavitaation tarkastelussa oleellisinta on laskea lapaan kohdistuva paine-ero ja verrata sitä laskettuun raja-arvoon, jossa kavitaatiota oletetusti alkaa esiintyä. Tämä raja-arvo voidaan laskea kaavalla 43, jossa muuttujina ovat veden nopeus potkurikaivossa ja potkurin keskiön syvyys vedenpinnasta. /7, s. 57-59./

$$\begin{aligned} P_{raja} &= 20024,7 * \sqrt{V_a \left(\frac{m}{s}\right)} * h_{syvyys}^{0,08} (m) \\ &= 20024,7 * \sqrt{3,8 \frac{m}{s}} * 0,35^{0,08} m \\ &= 35891 Pa \end{aligned} \quad (43)$$

Kavitaation esiintymispaineen laskennan jälkeen on selvitettävä potkurin senhetkinen lapakuormitus kaavalla 44. Propulsiohyötysuhde η_o saadaan avovesidiagrammista. /7, s. 80./

$$P_{nyk} = \frac{P_D(W) * \eta_o}{V_a \left(\frac{m}{s}\right) * z * Ad(m^2)} = \frac{12100 W * 0,55}{3,8 \frac{m}{s} * 3 * 0,0182 m^2} = 32075 Pa \quad (44)$$

Muut muuttujat ovat akseliteho $P_D(W)$, veden virtausnopeus potkurikaivossa $V_a(m/s)$, potkurin lapojen lukumäärä z ja potkurin yhden lavan pinta-ala Ad .

Lukema 32075 pascalia jää alle 35891 pascalin, joten kavitaatoriskiä ei ainakaan tämän kaavan avulla potkuria tarkastellessa näytä esiintyvän. Ero ei ole suuren suuri, joten mikäli potkuria oltaisiin vaihtamassa, olisi suositeltavampaa ehkä varmuuden vuoksi valita potkuri, jossa paine-ero jäisi vielä alemmas. Toisaalta, potkurin tehokkuus ja hyötysuhde kärsivät siitä, mitä kauemmas kavitaatorajasta jäädään. Venesuunnittelija Dave Gerr on valmis valitsemaan hyvinkin lähellä kavitaatorajaa olevia potkureita /7, s. 59/, mikäli ne ovat muutoin veneeseen sopivia, mikä antaa olettaa, että kaavan 43 kirjoittaja on saattanut huomioida kertoimillaan varsin suuren varmuusluvun kaavaansa.

Koska veneen vanha potkuri ei ole aiemmin kavitoitunut ja potkuria ei tulla vaihtamaan eikä alennusvaihteelle tai moottorille tehdä muutoksia, voidaan luottaa siihen, ettei kavitaatiota esiinny vastaisuudessa. Mikäli muutoksia kuitenkin tehtäisiin edellä mainittuihin kohteisiin, olisi kavitaatioilmiöön syytä perehtyä tarkemmin ja mieluiten useilla eri metodeilla varmuuden saamiseksi siitä, ettei kavitaatiota esiintyisi.

Ventilaatio

Ventilaatoriski normaalikelillä ajettaessa on erittäin pieni, sillä veneen painopiste suhteessa potkurin akselilinjaan on jonkin verran tämän yläpuolella. Lisäksi vene pyrkii huippunopeudella siirtymään liukualueelle (Frouden luku $> 0,4$), joten ainakaan hyvällä säällä ajettaessa potkuri ei voi missään olosuhteissa ventiloida. Myrskyssä tämä on kuitenkin mahdollista veneen keiuessa kovasti. Tämän korjaamiseksi ei kuitenkaan käytännössä ole mahdollisuuksia, sillä veneen hydrodynaamista rakennetta ei tämän projektin aikana olla muuttamassa.

Ventilaation suurin ongelma on potkurin kuorman nopea väheneminen sen pyöriessä osittain (tai kokonaan) ilmassa. Tuolloin potkurin ja voimansiirtokeskin kierrosnopeus kasvaa kunnes potkuri tavoittaa taas vesimassan. Tuolloin voimansiirtolinjaan kohdistuu sysäystyyppinen isku, jonka vuoksi akseliston lujuutta ei tule suunnitella liian pienillä varmuuskertoimilla. Asiaan palataan tarkemmin akseliston suunnittelun yhteydessä luvussa 9.

8.9 Veneen tehonsiirron kokonaishyötysuhde

Veneen tehonsiirron kokonaishyötysuhteeseen (kaava 45) vaikuttavat alenusvaihteen hyötysuhde (η_G), akselijohdon hyötysuhde (η_S), potkurin avovesi- (η_0) ja rotaatiohyötysuhteet (η_R) sekä veneen rungon hyötysuhde (η_H).

$$P_{ajoteho} = P_B \eta_S \eta_G \eta_0 \eta_R \eta_H \quad (45)$$

Rungon hyötysuhde (kaava 46) ei itse asiassa ole hyötysuhde, vaan pikemminkin kerroin, sillä se voi optimitapauksissa olla enemmän kuin yksi. Se kuvaa miten optimaalinen potkurin sijainti ja asema veneessä on, eli miten suuri osa potkurin luomasta työntövoimasta voidaan käyttää hinausvastusten voittamiseen. Potkurin rotaatiohyötysuhde on vastaavasti niinkään kerroin, joka kuvaa eroa avovedessä ja veneen perässä mitattujen hyötysuhteiden välillä. Tämä lukema saa usein vähän suuremman arvon kuin luku yksi (1,02...1,05 yksipotkurisilla aluksilla) /5, s. 85/. Tarkemman tiedon puuttessa sovitaan tässä tapauksessa lukemaksi 1,02. Työnnönvähennyskerroin (t) ja vanavesikerroin (w_f) on laskettu luvussa 8.3 ja 8.6.

$$\eta_H = \frac{1-t}{w_f} = \frac{1-0,485}{0,978} = 0,53 \quad (46)$$

$$P_{ajoteho} = 13400W * 0,94 * 0,96 * 0,55 * 1,02 * 0,53 = 3596W$$

Kun tätä lukemaa verrataan taulukon 1 hinausvastusarvoihin sekä luvun 8.6 työntövoimalaskentaan hinausvastuksista, voidaan todeta tulosten olevan hyvin lähellä toisiaan. Mikäli työntövoima 1751 N kerrotaan rungon hyötysuhteella, saadaan ajovoimaksi 929 N, joka voisi hyvinkin olla kokonaiskulkuvastus huippunopeudella silloin, kun huippunopeus mitattiin.

Kun ajatellaan voimansiirron kokonaishyötysuhdetta, joka veneellä on kaavan 45 mukaan 26,8 % ja kerrotaan se vielä arvioidulla moottorin hyötysuhteella 35 %, saadaan veneen kokonaishyötysuhteen tulokseksi 9,4 %. Tämä lukema kertoo karua kieltä siitä, miten tärkeä asia hyötysuhteen parantaminen olisi polttoainekulujen vähentämiseksi ja ympäristön säästämiseksi.

9 VOIMANSIIRTOAKSELISTON SUUNNITTELU

Akseliston peruskonstruktioiksi valitaan joustavalla kytkimellä varustettu kiinteä akselisto. Akselisto koostuu vaihteiston ja akselin välissä olevasta joustavasta kytkimestä, tehonsiirtoakselista jonka peräpäässä on potkurisovitekartio, talinauhalla tiivistetystä vannasputkesta, vannasputken sisä-, ja perälaakerista sekä yhdestä akselin kannakelaakerista. Moottoripeti pidetään ennallaan, sillä sen muuttamiseksi ei ole perusteita.

9.1 Potkurin akseli

9.1.1 Yleistä akselistasta

Potkurin akselia voidaan pitää voimansiirtolinjan runkona. Moottorin ja potkurin pitkän etäisyyden vuoksi akselistasta tulee pituuteensa nähden varsin ohut. Siitä huolimatta akseli ei saa alkaa värähtelemään kovillakaan pyörimisnopeuksilla. Lisäksi sen on kyettävä vastaanottamaan ja välittämään vaihteistoon potkurin muodostama työntövoima, koska erillistä painelaakeria ei käytetä. Suunnitteluprosessissa akselia tarkastellaan kaksiosaisena yksikkönä, varsinaisena akselina sekä potkurikartiona kiilaurineen. Tässä projektissa akselin suurimman halkaisijan kokoon vaikuttavat lujuusedellytysten täyttämisen lisäksi myös perävantaan poraus, joka määrää vannasputken maksimihalkaisijaksi 32...33 millimetriä. Tämän johdosta suurin mahdollinen akselin halkaisija ainakin vannasputken luona on 25 millimetriä.

Akselin halkaisijan arviointi

Aloitetaan akselin matemaattinen tarkastelu laskemalla likiarvokaavalla 47/3, s. 10–11/ erilaisia halkaisijoita eri lähtöarvoilla, jotta saadaan osviittaa siitä, millaiset akselit voisivat olla luotettavia ja toimivia. Moottorin akseliteho säilyy tässä tilanteessa aina vakiona, käytetään laskennassa kolmea erilaista ruostumatonta teräslaatua sekä kolmea eri varmuuskerrointa.

$$D_{mm} = 3651 * \sqrt[3]{\frac{P_D * n}{R_e * rpm}} \quad (47)$$

missä P_D on akseliteho (kW), R_e myötölujuus (kPa) ja n varmuuskerroin.

Kaavan 47 tulosten (taulukko 8) mukaan voidaan havaita, että 25 millimetrin akselin pitäisi riittää ongelmitta nykyiselle moottorille. Periaatteessa akselia voitaisiin jopa ohentaa, esimerkiksi 20...22 -millimetrinen akseli toimisi ilmeisen varmasti ainakin, mikäli materiaalina käytettäisiin duplexterästä 1,4462. Etenkin näin pitkän (2850 mm) akselin halkaisijan valinta on kuitenkin niin kriittinen tekijä, että sitä tulee tarkastella ehdottomasti myös muista näkökulmista. Likiarvokaavan käyttäminen suunnitteluprosessin alussa on kuitenkin kieltämättä kätevää, sillä näin voidaan helposti arvioida erilaisia minimihalkaisijoita eri materiaaleille, varmuuskertoimille, konetehoille ja kierrosluvuille.

Taulukko 8: Potkurin akselin minimihalkaisijan laskenta

Teräs (EN)	Teho (kW)	n	R _{0,2} (N/mm)	D (mm)
1,4462	12,1	5	450	16,8
1,4462	12,1	4	450	15,6
1,4462	12,1	3	450	14,2
1,4401	12,1	5	240	20,7
1,4401	12,1	4	240	19,3
1,4401	12,1	3	240	17,5
1,4301	12,1	5	230	21,0
1,4301	12,1	4	230	19,5
1,4301	12,1	3	230	17,7

Vaadittava tuentalaakeroinnin väli

Akselin tuentalaakeroinnin tehtävänä on pitää akseli linjassa kaikissa käyttöolosuhteissa sekä estää värähtelyjen syntyminen. Koska erillistä painelaakeria ei käytetä, tuentalaakeroinnin tulee vastaanottaa ainoastaan radiaalisuuntaisia voimia aksiaalissuuntaisten kohdistuessa vaihteiston painelaakeriin. Tuentalaakeroinnin oikea välimatka ei ole yksiselitteinen kysymys, joten aloitetaan asian tarkastelu laskemalla likiarvokaavalla 48 mahdollisia välimatkoja eri materiaaleista koostuville eripaksuisille halkaisijoille. Valitaan laskettaviksi akselihalkaisijoiksi 20, 22 ja 25 millimetriä. Tuentalaakeroinnin minimiväli kierrosnopeuden funktiona lasketaan kaavalla 48. /3, s. 11–12./

$$S_m = \sqrt{\frac{D}{85,4 * rpm}} * \sqrt[4]{\frac{3984 * E}{\rho}} \quad (48)$$

missä D on akselin halkaisija (mm), E materiaalin kimmomoduli (MPa) ja ρ materiaalin tiheys (kg / dm^3).

Taulukossa 9 esitetyistä tuloksista voidaan todeta, että tuentalaakeroinnin enimmäisväliin vaikuttaa enemmän akselin halkaisija kuin käytetty teräsma-
teriaali. Koska akselin pituus on ollut ja tulee olemaan 2,85 metriä, välituen-
toja tarvitaan vähintään kaksi kappaletta. Mikäli vannasputkea pidennettäi-
siin esimerkiksi nykyisestä 900 millimetristä 1300 millimetriin, voitaisiin teori-
assa selvittää 25 millimetrin akselia käytettäessä jopa yhdellä välituennalla.
Toinen keino vaikuttaa välituennan välimatkaan on heterogeenisen akseli-
halkaisijan käyttö esimerkiksi siten, että vannasputken sisälaakerin ja jous-
tavan kytkimen välinen akseli valmistettaisiin huomattavasti paksummasta ja
vääntöjäykästä putkesta, esimerkiksi halkaisijaltaan 35...40 -millimetrisestä.
Tämä kuitenkin nostaisi valmistuskustannuksia huomattavasti. Lisäksi akse-
lista olisi tehtävä rakenteeltaan kahdesta komponentista koostuva asentami-
sen mahdollistamiseksi ilman moottorin irrottamista.

Taulukko 9: Vaadittava tuentalaakeroinnin välimatka

Teräs	E (MPa)	ρ (kg/dm ³)	D (mm)	Väli (m)
1,4462	200	7,8	20	1,31
1,4462	200	7,8	22	1,38
1,4462	200	7,8	25	1,47
1,4401	200	8,0	20	1,30
1,4401	200	8,0	22	1,37
1,4401	200	8,0	25	1,46
1,4301	200	7,9	20	1,31
1,4301	200	7,9	22	1,37
1,4301	200	7,9	25	1,46

9.1.2 Akselin muodonmuutokset

Akselin taipuminen

Akselia taivuttavat sekä painovoima että potkurin tuottama työntövoima. Ak-
selin taipumatarkastelussa oletetaan, että tuentapisteet ovat pistemäisiä,
dimensiottomia tukipisteitä. Näin voidaan tarkastella itse akselin reagointia
vallitseviin voimiin, lisäksi todelliseen tilanteeseen verrattuna tuloksia hyö-
dynnettäessä saadaan hyvä varmuus laskennalle, koska leveät laakerit kui-
tenkin tukevat akselia hyvin ja estävät taipumista tehokkaasti. Pistemäisessä
tarkastelussa on myös se etu, että voidaan nähdä akselin kestävyys tilan-
teissa, jossa esimerkiksi laakerit ovat kuluneet väljiksi tai niiden kiinnitys on
jostain syystä pettänyt.

Akselin taipuminen on suoraan verrannollinen tuentalaakerointien lukumäärään. Aloitetaan matemaattinen tarkastelu painovoiman aiheuttaman taipuman laskennalla akselin vapaan pituuden keskivaiheelta kaavalla 49 /9, s. 334/.

$$f(\text{taip}G) = \frac{q_0 * (xL)^4}{8EI_t} \quad (49)$$

missä q_0 on painovoiman tasainen kuormitus akselin pituuteen nähden (N/mm), L on akselin pituus (2850 mm), E materiaalin kimmomoduli (200 MPa) ja I_T taivutusneliömomentti (mm^4). Kerroin x kuvaa akselin tuentojen lukumäärää seuraavasti:

$$x = \frac{1}{2}; \quad \text{ilman välituentoja}$$

$$x = \frac{1}{4}; \quad \text{yhdellä välituennalla}$$

$$x = \frac{1}{6}; \quad \text{kahdella välituennalla}$$

$$x = \frac{1}{8}; \quad \text{kolmella välituennalla}$$

Painovoiman lisäksi akselia taivuttaa työntövoima, jonka vaikutus voidaan laskea kaavalla 50 /9, s. 334/ olettaen tukipisteet dimensiottomiksi, kuten kaavan 49 yhteydessäkin oletettiin.

$$f(\text{taip}T) = \frac{T_{stat} * d_t * (xL)^2}{2EI_t} \quad (50)$$

missä T_{stat} on potkurin staattinen työntövoima (N) ja d_t työntökeskiön etäisyys akselin keskikohtaan (arviolta 10 mm). Muut muuttujat ovat samoja, kuin kaavan 49 yhteydessä.

Akselin taivutusneliömomentti lasketaan kaavalla 51:

$$I_t = \pi \frac{D^4}{64} \quad (51)$$

missä D on akselin halkaisija (mm).

Kaavojen 49 ja 50 tulokset ovat esitetyt taulukossa 10. Tuloksista voidaan havaita akselin taipuman vähenevän rajusti välituentoja lisätessä. Välituenton laskenta on tarkoitettu lähinnä lisäämään perspektiiviä tulosten tarkasteluun, sillä vannasputken sisälaakeri kiinteällä asennuksella toimii aina yhtenä välituentana. Työntövoiman aiheuttama taipuma on seurausta tosiasia-asta, että potkurin tuottama työntövoima ei kohdistu aivan akselin keskiöön johtuen veden paineen noususta syvyyden kasvaessa. Ilmiön vaikutus potkuriin riippuu potkurin halkaisijan ja lapojen lukumäärän lisäksi myös niiden tehollisesta pinta-alasta. Arvioidaan työntökeskiön etäisyydeksi potkurin akselin keskiöstä 10 millimetriä.

Taulukko 10: Akselin taipuminen

Akselin halkaisija		35	30	25	22	20	mm
Akselin tilavuus		2742021	2014546	1398990	1083378	895354	mm ²
G-voima		209,8	154,1	107,0	82,9	68,5	N
G-voimajakauma		0,074	0,054	0,038	0,029	0,024	N/mm
Taiv. neliöm. (lt)		73662	39761	19175	11499	7854	mm ⁴
Ei väli- tuentaa:	f(taipG)	2,58	3,51	5,05	6,52	7,89	mm
	f(taipT)	1,38	2,55	5,30	8,83	12,93	mm
1-tuenta	f(taipG)	0,16	0,22	0,32	0,41	0,49	mm
	f(taipT)	0,34	0,64	1,32	2,21	3,23	mm
2- tuentaa	f(taipG)	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	mm
	f(taipT)	0,15	0,28	0,59	0,98	1,44	mm
3- tuentaa	f(taipG)	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	mm
	f(taipT)	0,09	0,16	0,33	0,55	0,81	mm

Taulukon 10 tuloksista voidaan todeta, että akseli ilman välituentaa taipuisi liikaa niin painovoiman kuin työntövoimankin vaikutuksesta. Jo yhdellä välituentalla tilanne paranee huomattavasti, olettaen tuon tuentapisteen olevan aivan akselin keskikohdassa. Mikäli käytetään vain vannasputken sisälaakeria 900 millimetrin päässä potkurilta, näin ei tietenkään ole. Mikäli sisälaakerin lisäksi käytetään yhtä akselin kannakelaakeria sisälaakerin ja vaihteiston puolivälissä, ollaan melko lähellä tapausta kaksi. Tuolloin akselin vapaa väli olisi 950 millimetriä, eli suurin piirtein vannasputken pituuden mitta.

Taulukon 10 tuloksista voidaan lisäksi todeta, että vannasputken ja akselin välykseksi riittää 1 millimetri yli 25 millimetrin akseleille, mikäli vannasputken pituus on alle metrin. Koska liukulaakerit kuluneinakin kuitenkin tukevat akselia paremmin kuin lasketut dimensiottomat pisteet, voidaan perustellusti todeta millimetrin välyksen olevan riittävä. Vannasputken pidentäminen ei kuitenkaan tule kysymykseen, sillä riskiraja saavutetaan nopeasti.

Akselin nurjahtaminen

Akselistossa ei käytetä erillistä painelaakeria ohjaamaan potkurin tuottama työntövoima runkoon, vaan johtaminen tehdään vaihteiston ja moottorin kautta. Tämä merkitsee sitä, että akselin on välitettävä potkurin työntövoima koko pituudeltaan nurjahtamatta. Välituntojen yksi tehtävä on parantaa akselin nurjahduskestävyyttä, joten lasketaan tarvittava nurjahdusvoima eri välituntojen lukumäärille. Oletetaan akseli tapaukseksi Euler 2, vaikkakaan se ei ihan puhdas sellainen olekaan. Se kuitenkin muistuttanee Euler-tapauksista /10, s. 421/ eniten juuri tapausta kaksi.

$$F_N = \frac{\pi^2 * E * I_T}{L^2} \quad (52)$$

missä E on akselin kimmomoduli (MPa), L akselin vapaa pituus (mm) ja I_T akselin taivutusneliömomentti kaavan 51 mukaan.

Taulukko 11: Nurjahdukseen tarvittava voima

Akselin halkaisija	30	25	22	20	mm
Nurjahdusvoima	9663	4660	2794	1909	N
1 välituenta	38650	18639	11178	7635	N
2 välituenta	86964	41938	25150	17178	N
3 välituenta	154602	74557	44712	30539	N

Kuten taulukon 11 tuloksista voidaan todeta, välituntojen määrä nostaa nurjahdukseen tarvittavaa voimaa merkittävästi. Mikäli välituntoja ei olisi lainkaan, akselin paksuutta tulisi nostaa yli 30 millimetrin, mikäli nurjahdusvoimalle haluttaisiin riittävä varmuusluku. On myös muistettava, että vaikka tämänhetkinen suurin työntövoima on suuruusluokkaa 2000 N, se voi kasvaa merkittävästi jos esimerkiksi veneeseen asennetaan joskus suurempi potkuri. Yhdelläkin välituennalla päästään 25 millimetrin akselilla kuitenkin jo nykykoonpanolla jopa yhdeksänkertaiseen varmuuteen, 20 millimetrin akselilläkin varmuuskerroin nousisi yli 3,5:n. Nurjahdusriskistä ei siis tarvitse kantaa huolta, mikäli yhtäkin välituenta käytetään.

Akselin kiertyminen

Moottorin tuottaessa vääntömomenttia akselille akseli pyrkii kiertymään aina jonkin verran. Tämä kiertyminen tulisi olla mahdollisimman vähäistä, sillä liika kiertyminen voi saada akselin toimimaan vääntösauvajousena, jolloin potkurin pyörintä muuttuisi sysäyksittäiseksi, minkä seurauksena kavitaattioriski kasvaisi hyvin paljon ja erityisesti kavitaation matemaattinen tarkastelu muuttuisi entistäkin haastavammaksi. Lisäksi liika kiertyminen väsyttäisi akselia. Mikäli akseli kiertyisi myötörajaansa asti, seurauksena olisi muodonmuutos ja akselin katkeaminen ennemmin tai myöhemmin. Lasketaan kiertymiskulma kaavalla 53 /9, s. 337/:

$$\varphi = \frac{M_{\text{akseli}} * L}{G * I_v} * \frac{180}{\pi}$$

$$L = 2850 \text{ mm}$$

$$G = 80000 \frac{N}{\text{mm}^2}$$
(53)

missä M on akselin vääntömomentti (Nmm), L akselin pituus (mm), G teräksen liukukerroin ($80000 \frac{N}{\text{mm}^2}$) ja I_v vääntöneliömomentti (kaava 54).

$$I_v = \pi \frac{D^4}{32}$$
(54)

missä D on akselin halkaisija (mm).

Taulukko 12: Akselin kiertymän tarkastelua

D (akseli)	35	30	25	22	20	mm
P (akseli)	12100	12100	12100	12100	12100	W
rpm (akseli)	1374	1374	1374	1374	1374	1/min
kulmanopeus	143,88	143,88	143,88	143,88	143,88	rad/s
M (aks)	80,73	80,73	80,73	80,73	80,73	Nm
M (aks)	80731,17	80731,17	80731,17	80731,17	80731,17	Nmm
lv	147323,51	79521,56	38349,52	22998,03	15707,96	mm ⁴
kiertymä	1,12	2,07	4,30	7,17	10,49	astetta

Taulukosta 12 voidaan havaita, että akselin kiertymäkulma riippuu erittäin voimakkaasti akselin halkaisijasta. Oheisista tuloksista voidaan tehdä johtopäätös, että 20 millimetrin akseli on ehdottomasti liian ohut. Sama pätee myös 22 millimetrin akseliin. 25 millimetrin akseli alkaa olla kiertymältään välttävä, 30 millimetrillä saavutetaan jo tyydyttävä tulos.

Työkonemaailmassa pidetään 0,25 astetta hyväksyttävänä kiertymän raja-arvona, henkilöautoteollisuudessa maksimi on yleensä 1...2 astetta nykimisen ehkäisemiseksi. Veneissä ongelmana ei kuitenkaan vielä näillä kulmilla ole nykiminen, vaan hetkellisen kavitaation estäminen. Tähän ei selkeää raja-arvoa ole, johtuen siitä, että kavitaatio on varsin vaikeasti mallinnettavissa oleva ilmiö. Jotta asiaan voitaisiin saada lisää perspektiiviä, lasketaan vanhan akselin kiertymää Wickströmin ollessa veneessä tehonlähteenä.

Taulukko 13: Akselin kiertyminen Wickströmin ollessa veneen moottorina

D(akseli)	25	mm
P(akseli)	11800	W
rpm(akseli)	650	1/min
kulmanopeus	68,07	rad/s
M(aks)	166,42	Nm
M(aks)	166422,20	Nmm
I _v	38349,52	mm ⁴
kiertymä	8,86	astetta

Asia on sikäli mielenkiintoinen, että Wickström oli luonteeltaan Yanmariin verrattuna täysin erilainen moottori. Sen kierrosluku oli parhaimmillaan vain 1700 rpm tehontuoton ollessa tuolloin 17 hevosvoimaa, mikä teki siitä varsin vääntävän moottorin. Taulukko 13 osoittaa, että myös akseli kiertyi varsin rajusti. Koska kavitaatiota ei tuolloinkaan kuitenkaan esiintynyt ja akseli kesti vuosikymmeniä vajaan kymmenen asteen kiertymisiä, voidaan perustellusti olettaa alle viiden asteen kiertymien olevan sallittavissa rajoissa, ottaen huomioon että uuden akselin materiaali on huomattavasti lujempaa kuin vanhan akselin materiaali. Näin 25 millimetrin akselin käyttäminen vastaisuudessaakin on kiertymänkin suhteen perusteltavissa oleva seikka.

Vääntömomentti, joka vaaditaan akselin kiertymismyötörajan saavuttamiseksi lasketaan kaavalla 55.

$$M_{\max} = \tau_{\max} * W_V = \tau_{\max} * \frac{\pi D^3}{16} = 440 \text{MPa} * \frac{\pi * (0,025 \text{m})^3}{16} = 1350 \text{Nm} \quad (55)$$

Kuten kaava (55) osoittaa, akselin katkaisuun tarvittaisiin 1350 Nm:n vääntömomentti. Nykyisen moottorin tuottama vääntömomentti akselille jää parhaimmillaankin noin 90 Nm, joten varmuuskerrointa on runsaasti. Tarkasteltaessa asiaa akselin vääntöväsytymisen suhteen väsymisraja saavutettaisiin kymmenesosalla myötörajan vääntömomentista.

Maksimi vääntömomentti väsymisrajaan nähden lasketaan kaavalla 56.

$$M_{\max 0,1} = 0,1 * \tau_{\max} * W_V = 0,1 * 440MPa * \frac{\pi * (0,025m)^3}{16} = 135 Nm \quad (56)$$

Kaavan 56 tulos osoittaa, että suurin sallittu momentti jää selvästi akselin suurimman käyttömomentin yläpuolelle. Tosiasia kuitenkin on, että merimoottoreiden suurista vauhtipyöristä huolimatta mäntämoottorin tuottama vääntömomentti on aina jonkin verran sykkivää. Kuitenkin eroa väsymisrajaan nähden on useita kymmeniä newtonmetrejä, joten sysäysten aiheuttama tykytys ei ole vielä riskirajoilla. Potkurin mahdollisesti ventiloidessa sysäykset ovat huomattavasti suurempia, mutta tilanne on kuitenkin niin harvinaisen, ettei sen pitäisi akselia kyetä väsyttämään. Koska väsymisrajan alapuolelle jäädään, akseli on teoriassa väsymisen suhteen ikuinen, eikä erillistä väsymislaskentaa ole tarpeen tehdä.

Mikäli Toivo-vene olisi päivittäisessä ammattikäytössä, jolloin sillä ajettaisiin usein myös huonoissa keliolosuhteissa, olisi akselin väsyminen erityisesti kiertymän suhteen laskettava hyvin tarkasti, jotta akselin väsymismurtuminen keskellä myrskyävää merta voitaisiin ehdottomasti sulkea pois oletetuista vauriomahdollisuuksista. Tällainen laskenta suoritetaan simuloimalla merenkäyntiä (aallonkorkeus, aallonpituus ja taajuus) matemaattis-fysikaalisen aaltoteorian sekä veneen oletetulla käyttömerialueella empiirisesti suoritettujen kokeiden ja havaintojen perusteella. Tämän jälkeen simuloidaan veneen käyttäytymistä merenkäynnissä sekä potkurin ventilaation toistuvuutta, jonka jälkeen voidaan laskea akseliin kohdistuva väsyttävä kuormitus moottorin vääntömomentin sykkivyyden huomioiden. Laskentaprosessin laajuudesta voidaan todeta, että akselin väsymisen tutkiminen voisi olla kokonaisen insinöörityön aihe.

Akselin lämpölaajeneminen

Normaali ilman lämpötila, jossa akseli joutuu toimimaan lienee melko lähellä +15 °C lämpötilaa. Moottori lämmittää akselia jonkin verran, tosin joustava kytkin toimii myös lämpöeristeenä. Akselin peräpää sijaitsee taas viileässä vedessä. Koska erillistä painelaakeria ei käytetä, koko akseli kykenee liikumaan aksiaalissuuntaansa vapaasti, minkä johdosta lämpötilanmuutokset eivät aiheuta akseliin jännityksiä. Mikäli akselin lämpölaajeneminen on kuitenkin voimakasta, se on huomioitava potkurin aseman muuttumisena perälaakerin ja peräsimen suhteen. Lasketaan, kuinka paljon lämpötilan muutokset pidentäisivät akselia (kaava 57), jotta tiedetään, onko lämpölaajenemista syytä huomioida tarkemmin mitoituksessa. /6, s. 406./

$$|\Delta l| = l\alpha|\Delta t| \quad (57)$$

missä l on akselin alkuperäinen pituus, α teräksen lämpötilakerroin ($12 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}$) ja Δt lämpötilan muutos.

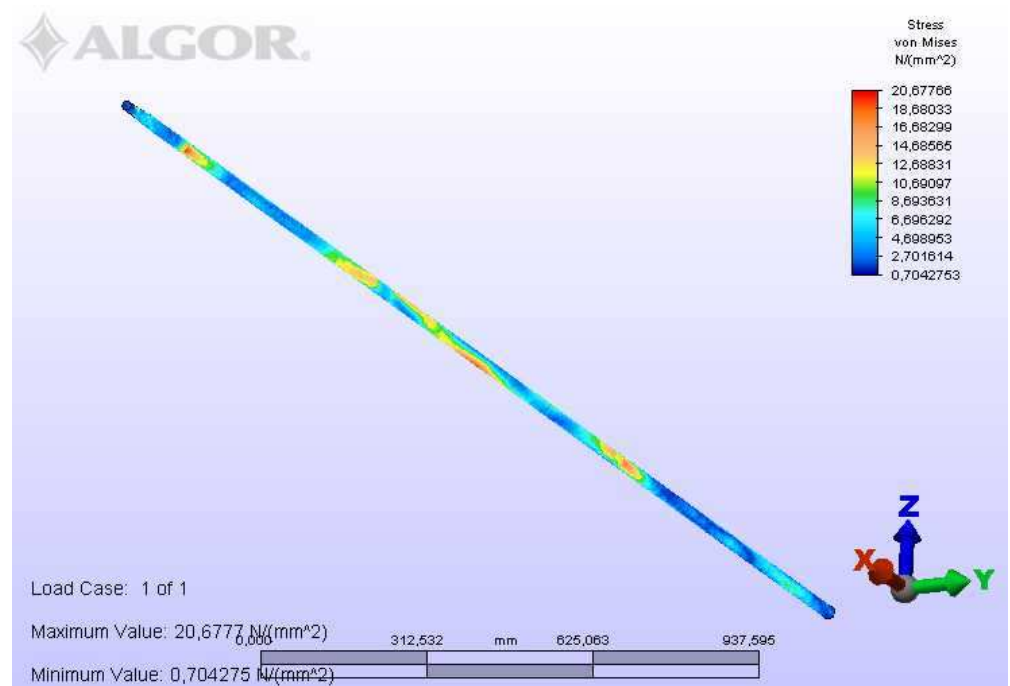
Kaavan 57 tuloksista (taulukko 14) voidaan todeta, että akselin pituuden muutokset lämpötilan funktiona ovat hyvin pieniä, ottaen huomioon, että lineaarikaavalla 57 laskettaessa oletetaan, että koko akseli lämpiää annetun lämpötilamuutoksen verran. Käytännössä näin on erittäin harvoin ja tuolloinkin lämpötilan muutokset ovat vain joitain kymmeniä asteita, esimerkiksi talvipakkasten muuttumisessa kesän lämmöksi. Koska ääritapauksienkin pituusmuutokset ovat vain muutamia millimetrejä, ei lämpötilan muutosten differentiaaliyhtälön muodostaminen tunnu oleelliselta. Lämpölaajeneminen huomioidaan jättämällä potkurin ja perälaakerin väliin hieman välystä.

Taulukko 14: Akselin lämpölaajeneminen vakiolämpötilamuutoksilla

α	l (mm)	Δt (°C)	Δl (mm)
$12 \cdot 10^{-6}$	2850 mm	20	0,684
		40	1,368
		60	2,052
		80	2,736

Akselin tarkastelu elementtimenetelmällä

Akseliin vaikuttavien voimien ja momenttien yhteisvaikutus lasketaan Von Mises -jännityksenä tietokoneavusteisesti elementtimenetelmällä Algor FemPro -sovelluksella. FEMin käyttäminen on perusteltua, sillä sen avulla voidaan havaita paljon tarkemmin jännityksen jakautuminen eri puolelle akselia kuin käsin laskennalla. Kuvan 5 tulokset ovat lasketut olettaen vaihteiston akseliin kohdistaman vääntömomentin olevan 100 Nm ja potkurin työnön ollessa 2000 N työntökeskiön siirtymä huomioiden (luvut ovat siis pyöristetyt ylöspäin). Kuten kuva 5 osoittaa, kovimmat rasitukset kohdistuvat tukilaakereiden ympärille. Von Mises -jännitykset ovat parhaimmillaankin kuitenkin sen verran vähäisiä (21 MPa), ettei väsymislaskentaa akselille ainakaan tällä perusteella ole tarpeen tehdä. Moottorin oletetaan olevan ravistamatta kuvan 5 tapauksessa, moottorin ravistamisen vaikutuksia akseliin tutkitaan tarkemmin luvussa 9.1.4.



Kuva 5: Akselin rasitukset moottorin vääntömomentin vaikutuksesta

9.1.3 Potkurin sovittaminen akseliin

Akselikartio

Akselin potkurin puoleiseen päähän sorvataan akselikartio, jota vasten potkuri puristetaan. Kartiossa tulee olla myös kiilaura, sillä potkurin pyöriminen suhteessa akseliin estetään potkurikiilalla. Kartion päähän tulevat kierteet potkurin lukitusmutterille. ISO 4566 -standardin mukaisen akselikartion koko 25 millimetrin akseleille on 19...25 millimetriä 60 millimetrin pituudella. Nykyinen potkuri on kooltaan 20 x 27 x 71, eli kyseessä ei ole ISO 4566 -standardin mukainen potkuri. Koska kartion levenemä on kuitenkin sama, potkuri on mahdollista asentaa myös ISO 4566 -normin mukaiseen kartioon. Kartiosta kannattaa siis luonnollisesti tehdä standardin mukainen, sillä mahdollisia vaihtopotkureita on myöhemmin huomattavasti helpompi löytää, mikäli käytetään standardin mukaisia mittoja. Lisäksi standardimukaisten mittojen käyttö helpottaa komponenttien suunnittelua, sillä mikäli käytetään myös standardin materiaaleja tai niitä lujempia materiaaleja, voidaan olettaa rakenteen kestävänsä ilman erillistä lujuustarkastelua.

Potkurin kiila

Potkurikiilan tehtävänä on estää potkurin mahdollinen pyörintä suhteessa akseliin ja varmistua näin siitä, että momentti akselilta todella välittyy potkurille. Lisäksi potkurikiila vähentää potkurin kiinnitysmutteriin kohdistuvaa kuormitusta ehkäisten näin mutterin ennenaikaisia aukeamisia. 25 millimetrin akselille standardin mukainen kiila on 45 x 8 x 7. Koska veneessä on täysin normaalitehoinen moottori ja veneeseen sopiva potkuri, voidaan olettaa, että standardikiila kestää siihen kohdistuvat rasitukset ongelmitta eikä kiilan lujuuslaskenta ole tarpeellista.

Potkurin kiinnitysmutteri

Potkuri kiinnitetään akselikartioon mutterilla. Mutterityyppejä on monenlaisia, tyypillisimmät ratkaisut ovat kaksoismutterit, sokkamutterit tai yksittäiset mutterit. Mutterin tärkeimpänä tavoitteena on pysyä luotettavasti kiinni vuosikausien ajan riippumatta ajotunneista, meriolosuhteista ja pyörimisliikkeestä. Perinteinen tapa varmistua kiinnipysymisestä oli lyödä kiinnitettyä mutteria vasaralla muutaman kerran mutterin taivuttamiseksi lievästi. Kaksoismutterikiinnityksessä pienempi mutteri kiristetään potkuria vasten, minkä jälkeen se lukitaan isommalla mutterilla paikalleen. Varmuutta voidaan lisätä erilaisten prikkujen käytöllä, lukitsinliimat soveltuvat sitä vastoin huonosti meriolosuhteisiin. Reiän poraaminen potkuriakselin päähän ja sokan asentaminen siihen on varma tapa varmistua mutterin pysymisestä kiinni. Hyviä vaihtoehtoja onnistuneen lopputuloksen saavuttamiseksi on paljon. Mutteri on luonnollisesti kiristettävä mahdollisimman kireälle ja koska kyseessä on varsin suuri mutteri (M16 tai M18), voi kiristysmomentti olla jopa useita satoja newton-metrejä.

Koska nykyisen potkurin kartio on pienimmillään 20 millimetriä ja ISO -normin mukaisen kartion minimihalkaisija 19 millimetriä, on potkurin ja kiinnitysmutterin väliin sorvattava 1 senttimetrin pituinen holkki potkurin kiinnittämiseksi. Holkin on kestävä vastaavia olosuhteita kuin muidenkin akseliston vedessä olevien osien.

Uhrimetallin käyttö korroosion estämiseksi

Korroosion estämiseksi käytetään veneissä oikeiden materiaalivalintojen lisäksi myös sinkkianodeja uhrimetallina. Veneen vedenalaisista metalliosista peräsin tuentoineen on suojattu yhdellä sinkkianodilla. Akselirakenteiden suojausta voidaan vahvistaa asentamalla sinkkianodi potkurin kiinnitysmutterin päähän. Näitä kierteillä varustettuja sinkkianodeja on saatavissa venetarvikeliikkeistä. Ne ovat edullisia, ja niiden asentaminen ja vaihtaminen on erittäin helppoa.

9.1.4 Akselin värähtely

Ominaisvärähtely

Akselin ominaisvärähtelyllä tarkoitetaan värähtelyä, joka ilmenee akselin kierrostaajuuden saavuttaessa akselin ominaisvärähtelyn taajuuden. Tuolloin akseli kuormittuu huomattavasti enemmän, joten hyvän kestävyuden saavuttamiseksi akseli tulee suunnitella siten, että sen kierrostaajuus ei koskaan täsmää ominaisvärähtelytaajuuteen. Kaikki värähtelylaskennat ovat kuitenkin monimutkaisia prosesseja. Pienetkin muutokset kappaleiden massoihin ja sijainteihin voivat vaikuttaa hyvinkin paljon lopputulokseen. Tämän johdosta lasketaan värähtelytaajuuksia varmuuden vuoksi useilla eri lähtöarvoilla kokonaiskuvan saamiseksi. Kaava 58 /3, s. 13/ antaa tulokseksi kierrosluvun, jolla ominaisvärähtelytaso saavutetaan:

$$f_{\min} = C * 10^6 * \frac{25,4 * D_{\text{akseli}}}{(S_m)^2} \quad (58)$$

missä D on akselin halkaisija (mm) ja S_m tuentalaakeroinnin väli (mm).

Ominaisvärähtelyt voidaan saavuttaa jaksoittain eri kertaluvuilla, jotka ovat tässä tapauksessa Gerrin mukaan seuraavat /3, s.13/:

$$C = 4,78 \text{ (ens.kertaluku)}$$

$$C = 19,2 \text{ (toinen kertaluku)}$$

$$C = 43,2 \text{ (kolmas kertaluku)}$$

Valitaan tuentalaakeroinnin lähtöarvot oletettujen välimatkojen perusteella. 950 millimetriä kuvaa kahden välituennan käyttöä, 1425 millimetriä on taas arvo yhdelle välituennalle. 1500 millimetriä on vapaan välin pituus sisälaakerilta moottorille, mikäli vannasputkea pidennettäisiin 1350 millimetriin. 1300 millimetriä on taas toisen mahdollisen pidennetyn vannasputken pituus. Tässä tapauksessa riittää, että tulokset lasketaan vain ensimmäisen kertaluvun suhteen, sillä jo toisen kertaluvun yhteydessä vaadittavat kierrosnopeudet kasvaisivat niin suuriksi, ettei nykyisellä moottorilla ole mahdollista niitä mitenkään saavuttaa.

Akselin maksimikierrosluku on 1374 kierrosta minuutissa, joten mikäli arvot pysyvät selkeästi tuon lukuarvon yläpuolella, ei ominaisvärähtely tuota ongelmia. Parhaaseen varmuuteen päästään, mikäli oletetaan värähtelyalueen alkavan jo puolella lasketusta kierrosluvusta. Tulokset ovat kirjatut taulukoon 15.

Taulukon 15 tulokset osoittavat, että mikäli käytetään vain yhtä tuentapistettä ja sekin sijoitettaisiin aivan keskelle akselia, ei mikään lasketuista akselista kykene olemaan värähtelemättä riittävällä varmuudella. Välituentoja on siis oltava ehdottomasti vähintään kaksi tasaisin välimatkoin, tuolloin halkaisijaltaan kaikki yli 22 millimetrin akselit voitaisiin jo hyväksyä. Mikäli siis käytetään 900 millimetrin vannasputkea ja asennetaan yksi kannakelaakeri sisälaakerin ja vaihteiston laipan puoliväliin, ei ongelmia ominaisvärähtelyjen suhteen tule.

Taulukko 15: Akselin ominaisvärähtely

C	D (akseli, mm)	Sm (mm)	rpm (teoreettinen)	rpm (½-nopeus)
4,78	30	950	4036	2018
		1300	2155	1078
		1350	1999	1000
		1425	1794	897
		1500	1619	810
4,78	25	950	3363	1682
		1300	1796	898
		1350	1665	833
		1425	1495	748
		1500	1349	675
4,78	22	950	2960	1480
		1300	1581	791
		1350	1466	733
		1425	1315	658
		1500	1187	594
4,78	20	950	2691	1346
		1300	1437	719
		1350	1332	666
		1425	1196	598
		1500	1079	540

Moottorin ravistamisen vaikutus akselin värähtelyyn

Moottori on asennettu moottoripetiin kumityynyin, jolloin se pääsee jonkin verran huojumaan asemassaan. Joustava kytkin absorboi osan huojunnasta lämmöksi, mutta värähtelyjä kulkeutuu tästä huolimatta myös itse akselille. Nämä värähtelyt lisäävät jonkin verran akselin rasituksia, erityisesti moottorin puoleisessa päässä ennen ensimmäistä kannakelaakeria. Huojunnasta voi lisäksi seurata aaltomaisia, jaksollisia värähtelyjä, jotka saattavat kulkeutua yli ensimmäisen kannakelaakerin akselin takaosaan interferoiden potkurin taivutusmomentin, painovoiman ja akselin ominaisvärähtelyn kanssa. Mikäli interferaatiopiikkejä syntyisi, akseliin kohdistuva rasitus moninkertaistuisi.

Moottorin ravistamisen laskenta ilman empiirisiä kokeita on kuitenkin varsin haastavaa puutteellisten lähtöarvojen vuoksi. Ravistamisvoiman voisi laskea kampikoneiston vapaiden massavoimien avulla, minkä jälkeen moottorin painopisteen ja hitausmomentin avulla voitaisiin laskea kumityynyjen kyky hallita moottorin liikkeitä. Ongelmana ovat kuitenkin juuri nuo lähtöarvot, erityisesti moottorin hitausmomentti, painopiste sekä kampikoneiston komponenttien massat. Niiden määrittäminen empiirisesti olisi tätä projektia varten kuitenkin aivan liian suuritöinen työ. Tarkastellaan asiaa siis tekemällä hypoteesi /9, s. 334/, millaisia jännityksiä akselin moottorin puoleiseen päähän kohdistuisi eri suuruksilla heilahdusliikkeillä. Joustavan kytkimen taipuessa akselin päähän kohdistuva radiaalivoima voidaan laskea kaavalla 59.

$$F = \frac{3xEI_T}{L^3} \quad (59)$$

missä x on moottorin heilahdussäde (mm), E kimmomoduli (200 MPa), I_T taivutusneliömomentti (19175 mm^4) ja L vapaa pituus moottorilta ensimmäiselle laakerille.

Vapaan pituuden ja voiman avulla voidaan laskea akselin päätä taivuttava momentti M . Näiden tietojen avulla voidaan laskea akselin pintajännitykset kaavalla 60 /10, s. 95/. Tässä tilanteessa oletetaan, että potkuri ei pyöri, eikä työntövoimaa ole, kyseessä on siis esimerkiksi moottorin käynnistys- tai sammutustilanne, jolloin moottori saattaa huojua voimakkaasti.

$$\sigma_{pinta} = \pm \frac{M}{W} \quad (60)$$

Kaavan 60 tulokset ovat esitetyt taulukossa 16. Tuloksista voidaan havaita, ettei 950 millimetrin vapaalla pituudella akselin pintaan kohdistu vielä kovinkaan suuria jännityksiä myötörajaan (440 MPa) nähden. Lisäksi esimerkiksi 10 millimetrin radiaaliliike merkitsisi moottorin heilumista 20 millimetrin matkan, jollainen saattaa tulla käytännössä kysymykseen ainoastaan käynnistytksen yhteydessä. Käytön aikana heilumisliike on, etenkin kovemmissa kierroksilla kuitenkin vain joitain millimetrejä. Toisen laakerin asentaminen lähelle joustavaa kytkintä pakottaisi akselin pysymään paikallaan, jolloin vain joustava kytkin toimisi joustimena. Toisaalta tuolloin laakeriin kohdistuva rasitus kasvaisi huomattavasti, ja tämä asettaisi suurempia vaatimuksia itse laakerille ja erityisesti sen kiinnitykselle.

Taulukko 16: Akselin pintajännitykset moottorin ja kannatinlaakerin välillä

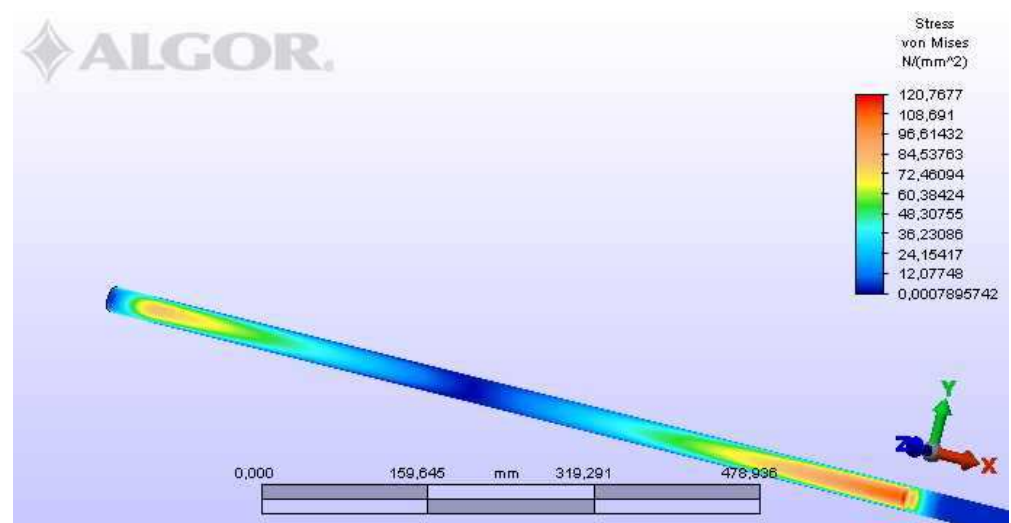
Heilahdussäde (x),(mm)	F (N)	L (mm)	M (Nmm)	W (mm ³)	σ_{pinta} (MPa)
1	13,4	950,0	12748	1534	8,3
2	26,8	950,0	25496	1534	16,6
3	40,3	950,0	38243	1534	24,9
4	53,7	950,0	50991	1534	33,2
5	67,1	950,0	63739	1534	41,6
6	80,5	950,0	76487	1534	49,9
7	93,9	950,0	89234	1534	58,2
8	107,4	950,0	101982	1534	66,5
9	120,8	950,0	114730	1534	74,8
10	134,2	950,0	127478	1534	83,1

Ajon aikana moottorin arvioidaan huojuvan vain joitain millimetrejä. Valitaan siis heilahdussäteeksi 2 millimetriä ja lasketaan vertailujännitys (kaava 61) sen perusteella. Oletetaan potkurin tuottavan 2000 N työntövoiman vääntöjännityksen ollessa 21 MPa (luku 9.1.2 kuva 5). /10, s. 311./

$$\begin{aligned}\sigma_{vrt} &= \sqrt{\sigma_{aks}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{T_{stat}}{A_{aks}} + \sigma_{pinta}\right)^2 + 3\tau^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{2000 N}{\pi * (12,5 mm)^2} + 16,6 MPa\right)^2 + 3 * (21 MPa)^2} = 42 MPa\end{aligned}\quad (61)$$

Kaavan 61 tulos on akselin väsymisrajan alapuolella, joten voidaan olettaa, että normaalissa ajossa moottorin ravistaminen ei kykene väsyttämään akselin moottorin puoleista päätä.

Mikäli moottori pääsisi kuitenkin jostain syystä, esimerkiksi kumityynyvaurion takia huojumaan jatkuvasti siten, että akselin laipalla huojuntasäde olisi 10 millimetriä, muodostuisi akseliin huomattavasti suurempia jännityksiä (kuva 6). Myötörajan nähden oltaisiin edelleen yli 3,5-kertaisessa varmuudessa, mutta huojunta aiheuttaisi akseliin ennemmin tai myöhemmin väsymismurtuman. Kuvassa 6 FEM tosin olettaa, että kannakelaakeri olisi täysin joustamaton yksikkö, todellisuudessa siinä on kuitenkin joustava kumirunko, joten käytännössä jännitykset olisivat tässäkin tapauksessa hieman laskettuja pienempiä.



Kuva 6: Akselin moottorinpuoleisen pään rasitukset 10 mm:n ravistusliikkeellä

9.1.5 Akselimateriaali

Akselimateriaalin valinta

Akselimateriaalin tulee kestää kaikki edellisissä luvuissa kuvatut olosuhteet. Määrittäviä tekijöitä materiaalivalinnassa ovat korroosionkesto, sitkeys ja lujuus. Lisäksi akselin pinnan tulee olla riittävän kova, jotta laakerit, potkuri ja joustavan kytkimen laipan puristusovite eivät aiheuttaisi alkavia akselivaurioita. Yleinen veneakselimateriaali Suomessa on ollut AISI 329 duplexteräs, EN-koodiltaan teräs 1,4460. Sen myötölujuus on luokkaa 440 N/mm², eli se on liki kaksi kertaa kestävämpää verrattuna normaaliin hiiliteräkseen. Terästen kehitystyön seurauksena nykyisin teräksen 1,4460 sijaan tarjotaan terästä 1,4462, joka on monessa suhteessa samankaltainen materiaali, myötölujuuden ollessa tosin hieman parempi, se on yleensä valmistajasta riippuen 450...470 N/mm². Valitaan tämä materiaali akselimateriaaliksi. Etua valinnalle tuo lisäksi se, että tyyppillisenä veneakselimateriaalina sitä on helposti ja melko edullisesti saatavilla alan konepajoista.

Akselin valmistustoleranssit ja pinnankarheus

Akselin valmistustoleransseja pohdittaessa kriittisin tekijä on laakerivälitys, erityisesti vannasputken liukulaakereiden suhteen. Koska veneakseleiden ja liukulaakereiden valmistajat ovat käytännössä lähes aina eri tuotantolaitoksia (ja erityisesti akseleita valmistavia pajoja on varsin monentasoisia), suunnitellaan liukulaakerit jo valmistusvaiheessa keskimääräistä suurempi-väljyksesiksi. Akselin halkaisijan tulisi kuitenkin olla mahdollisimman lähellä 25 millimetrin standardimittaa, jolle laakerit ovat suunnitellut. Käytetään valmistustoleranssina akselin 25 mm halkaisijalle ISO-standardin mukaista h7-arvoa. Potkurikartion suhteen toleranssien ei tarvitse olla yhtä tarkkoja, sillä kyseessä on kuitenkin kiilalla vahvistettu puristusliitos.

Akselikomponenttien pinnat hiotaan väsymislujuuden parantamiseksi /10, s. 369/ valmistuskustannuksien kuitenkaan nousematta liiaksi. Hionnan yleiset pinnankarheusarvot ovat 0,2...1,6. Tässä tapauksessa hinta/laatusuhteeltaan paras pinnankarheus olisi 0,8...1,2. Käytännössä riittävä väsymislujuus saavutetaan myös pinnankarheusarvolla 1,6.

9.2 Vannasputki

Yleistä vannasputkesta

Normaalikäytössä vannasputkeen kohdistuvat voimarasitukset ovat varsin vähäisiä. Putken molemmissa päissä sijaitsevat liukulaakerit, jotka on kiinnitetty pulteilla veneen runkoon. Vannasputki asennetaan näiden laakeriholkkien väliin kiertämällä se kiinni laakeriasetelmien kierteisiin. Mikäli veneen rungon linjaukset eivät juurikaan muutu, vannasputki on voimien osalta lähes lepotilassa. Jos potkurin akseli on jäykkyydeltään liian löysä ja se pääsee värähtelemään vannasputkessa, voi akselia ympäröivä vesimassa saavuttaa kavitaatiopisteensä, minkä seurauksena syntyvät ja romahtavat kavitaatiokuplat alkavat kuluttaa voimakkaasti sekä akselia että vannasputkea. Pahimmassa tapauksessa värähtely olisi niin suurta, että akseli pääsisi lyömään vannasputkea vasten. Tämän seurauksena akselisto vaurioituisi hyvin nopeasti; lisäksi liukulaakereihin kohdistuva kuormitus moninkertaistuisi, mikä lyhentäisi niidenkin elinikää merkittävästi.

Vannasputken seinämävahvuus

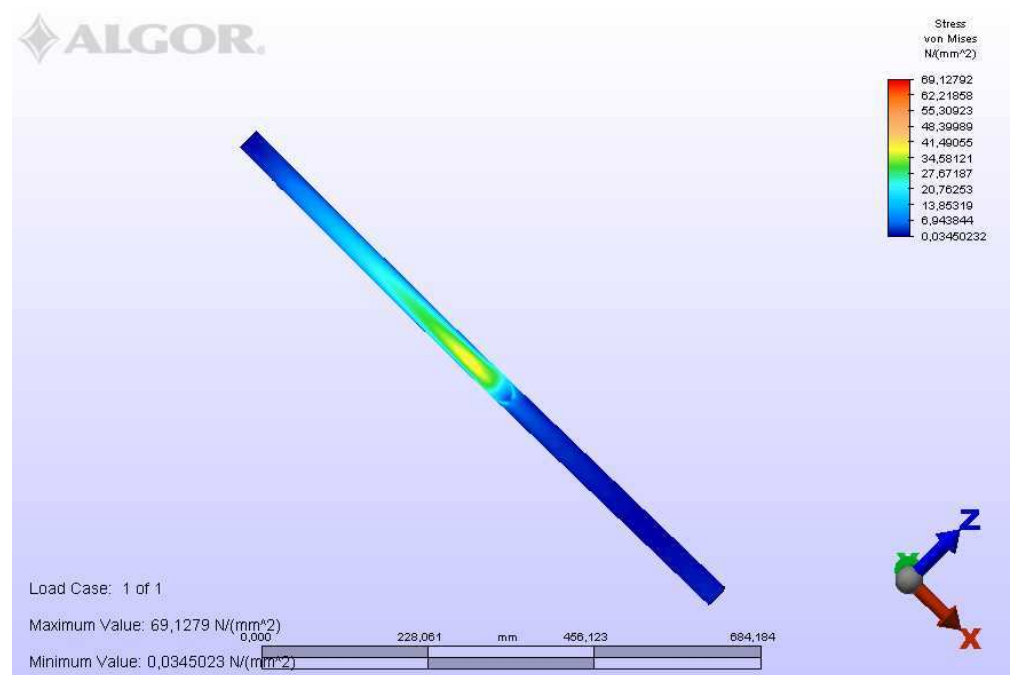
Toivo-veneen perävantaan poraus määrää uudenkin vannasputken ulkohalkaisijan. Vanha putki oli halkaisijaltaan noin 33 millimetriä, joten uuden putken tulee olla käytännössä samaa kokoluokkaa, jotta asentaminen entiseen poraukseen olisi mahdollista. Mikäli käytetään 25 millimetristä akselia, jää seinämävahvuudeksi yhden millimetrin välyksellä vain 3 millimetriä, mikä ei todellakaan ole paljon. 33 millimetrin putken paksuus on samalla standardimittametriselle kierteelle, jolloin vannasputken molempiin päihin laakeria varten tehtävät kierteet olisivat helposti tehtävissä.

Vannasputkimateriaalin valinta

Vanha vannasputki oli vaurioitunut murtumalla peräpäästä sekä keskeltä (luku 7.2) ilmeisesti akselin liiallisen värähtelyn seurauksena. Koska uuteen akseliin asennetaan kannakelaakeri, ei värähtelyä enää pitäisi ilmentyä samoissa määrin. Vanha vannasputki oli valmistettu pronssista, mutta valitaan uuden vannasputken materiaaliksi ruostumaton duplexteräs 1,4462. Näin saadaan putkelle parempi lujuus yllättäviä tilanteita varten, lisäksi ruostumaton teräs kestää meriolosuhteita ongelmitta.

Vannasputken tarkastelu elementtimenetelmällä

Vaikka vannasputkeen ei normaalioloissa juurikaan kohdistu rasituksia, suoritetaan lujuustarkastelu tästä huolimatta FEMillä, sillä vanha vannasputki oli kuitenkin vaurioitunut akselin värähtelyn seurauksena. Kuva 7 mallintaa tilannetta, jossa veneen rungon muutosten seurauksena vannasputken toinen pää on siirtynyt paikaltaan 1 millimetrin verran. FEMin mukaan tällaisessa tilanteessa Von Mises -jännitystä voi syntyä pahimmillaan 69 MPa sen keskityessä kohtaan, missä vannasputki menee sisään perävantaaseen. Ohjelma kuitenkin olettaa puun olevan joustamatonta. Todellisuudessa tällaisessa tilanteessa puu joustaisi jonkin verran, jolloin jännitys ainakin jakaantuisi laajemmalle alueelle ja vähenisi merkittävästi. Tarkastelu kuitenkin osoittaa, ettei ole syytä olla huolissaan vannasputken kestävydestä rungon siirtymien seurauksena. Suuremman ongelman siirtymät muodostavat akselille ja laakereille sekä niiden kestävyydelle.



Kuva 7: Vannasputken rasitukset sisälaakerin siirtyessä 1 mm:n paikoiltaan

Vannasputken sisäisen kavitaation estäminen

Vannasputken sisäinen kavitaatio on melko harvinainen ja varsin vaillinaisesti tunnettu ilmiö. Ilmiö voi tulla kyseeseen lähinnä ”märillä” vannasputkilla, eli sellaisten vannasputkirakenteiden yhteydessä, joissa merivesi pääsee vannasputkeen sisälle. Ilmiön synty liittyy suoraan akselin värähtelyyn. Mikäli akseli värähtelee liikaa, veden paine akselin pinnassa laskee alle kavitaatorajan, jolloin syntyvät höyrykuplat romahtavat akselia vasten aiheuttaen kavitaatiokorroosiota, joka heikentää akselia merkittävästi. Ilmiö on sikäli hankala, että veden paine vannasputkessa on potkurin läheisyyden johdosta jo muutenkin alhaisempi kuin yleensä samassa syvyydessä, lisäksi ilmiö on kuitenkin niin pieni, ettei sitä pysty kuulemaan rahinana kuten esimerkiksi potkurikavitaatiota. Vannasputken kavitaation ehkäisemiseen keinot ovat varsin yksiselitteisiä: Akselin värähtely tulee pitää mahdollisimman pienenä, vannasputken tulisi olla pituudeltaan mahdollisimman lyhyt, vannasputken laakereiden välyksien tulisi olla mahdollisimman pienet ja laakereiden pituuksien mahdollisimman suuret hyvän tuennan takaamiseksi. Mikäli käytetään vesivoideltua sisälaakeria tilanne paranee myös kavitaation suhteen, sillä tuolloin vannasputkeen kulkeutuu voiteluvettä, joka nostaa vannasputken veden painetta ehkäisten näin kavitaatorajan saavuttamista. Vannasputken sisäisen kavitaation tutkiminen tarkasti olisi laajuudeltaan kuitenkin insinööriyön veroinen rupeama.

9.3 Akselin tuentalaakerointi

9.3.1 Laakerikuormitusten yleinen tarkastelu

Potkurin akseliin kohdistamat aksiaalisvoimat johdetaan vaihteiston painelaakerin välityksellä runkoon, joten akselin tuentalaakeroinnin tehtävänä on ainoastaan ottaa vastaan radiaalivoimia. Vannasputken laakereiden on oltava liukulaakereita, perustelut esitellään tarkemmin vannasputken laakereita käsittelevissä luvuissa. Kannakelaakerin on oltava kestovoideltu huoltotarpeen minimoimiseksi, joten kyseeseen tulee lähinnä vierintälaakeri tai erikoisrakenteinen liukulaakeri.

Koska laakerit tilataan valmiina komponentteina, jotka ovat erityisesti suunnitellut venekäyttöön, ei laakereita ole järkevää laskea tarkasti. Tärkeintä on noudattaa laakerin valmistajan antamia ohjeita oikeasta laakerivalinnasta ja asennuksesta.

Laakereihin kohdistuvien radiaalivoimien suuruus saadaan laskemalla akselin taipumiseen vaadittavien voimien suuruuksia (kaava 62) /9, s. 334/.

$$F_i = \frac{3fEI_t}{(xL)^3} \quad (62)$$

missä f on akselin radiaalsiirtymä (ks. luku 9.1.2), E kimmomoduli (200 MPa), L akselin pituus (mm), I_T akselin taivutusneliömomentti (ks. luku 9.1.2) ja x välituentakerroin (0,5 ilman välituentaa, 0,25 yhdellä välituennalla).

Taulukko 17: Taipuvan akselin radiaalivoima (newtonia)

Ei välituentoja					1. välituenta				
D (mm)	20	22	25	30	D (mm)	20	22	25	30
f (mm)					f (mm)				
2	3,26	4,77	7,95	16,49	0,5	6,51	9,54	15,90	32,98
4	6,51	9,54	15,90	32,98	1	13,03	19,07	31,81	65,96
6	9,77	14,31	23,86	49,47	1,5	19,54	28,61	47,71	98,93
8	13,03	19,07	31,81	65,96	2	26,06	38,15	63,61	131,91
10	16,29	23,84	39,76	82,44	2,5	32,57	47,69	79,52	164,89
12	19,54	28,61	47,71	98,93	3,0	39,08	57,22	95,42	197,87
14	22,80	33,38	55,66	115,42	3,5	45,60	66,76	111,33	230,84
16	26,06	38,15	63,61	131,91	4,0	52,11	76,30	127,23	263,82

Taulukosta 17 välituennattomassa tarkastelussa radiaalsiirtymän lähtöarvoina käytetään luvun 9.1.2 taulukon 10 suuruusluokaltaan samankaltaisia arvoja. Näin saadaan osviittaa siitä, millaisia radiaalivoimia akselin keskivaiheilla ilmenee. Kuten tuloksista voidaan huomata, jo yhden välituennan lisääminen kasvattaa taivuttamiseen vaadittavaa voimaa rajusti. Mikäli siis käytetään kolmea akselilaakeria, ei laakeria kohden kohdistuva radiaalivoima ole kovinkaan suuri. Laakereiksi voidaan siis valita täysin normaalit, venekäyttöön soveltuvat laakerit.

9.3.2 Vannasputken laakerointi

Perälaakeri

Perälaakerin tehtävänä on toimia ensimmäisenä tukikannakkeena akselille heti potkurin jälkeen. Perälaakerit ovat käytännössä aina liukulaakereita, sillä ne joutuvat tekemisiin meriveden ja sen pieneliöstön kanssa. Perälaakeri voi olla joko rasvavoideltu tai vesivoideltu. Veneen vanha perälaakeri oli rasvavoideltu liukulaakeri, ja sen voitelu toteutettiin yhdessä sisälaakerin kanssa. Sisälaakerissa oli rasvanippa, joka tuli rasvata aika ajoin. Vannasputki oli täynnä rasvaa estäen samalla veden pääsyn veneeseen ja vannasputkea pitkin taakse kulkeutuva rasva huolehti myös perälaakerin rasvauksesta. Tämä rakenne ei taannut täysin luotettavaa rasvavoitelua perälaakerille, vaan käytännössä myös merivesi osallistui laakerin voiteluun varsin laajasti.

Uudessa rakenteessa tullaan siirtymään täysin merivesivoidellun perälaakerin käyttöön. Laakeriyksikkö on runkorakenteeltaan entisen kaltainen kiinnityksineen, mutta varsinainen laakeri on valmistettu kumista, johon on tehty erilliset vesikanavat voitelun mahdollistamiseksi. Vesivoideltu laakeri on huoltovapaa ja ympäristöystävällinen.

Perälaakerin on kannettava potkurin massa akselimassan lisäksi. Arvioidaan laakerin kuormituspinta-alaksi 1000 neliömillimetriä. Potkurin massa on 16,5 kilogrammaa.

$$F_{G(\text{potk})} = gm_{\text{potkuri}} + \frac{1}{6} * F_{G(\text{aks})} = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 16,5 \text{ kg} + \frac{1}{6} * 107 \text{ N} = 180 \text{ N} \quad (63)$$

$$p_{\text{laak}} = \frac{F_{G(\text{potk})}}{A_{\text{laak}}} = \frac{180 \text{ N}}{1000 \text{ mm}^2} = 0,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (64)$$

Kaavan 64 tuloksesta voidaan päätellä, että laakeriin kohdistuva pintapaine jää niin vähäiseksi, ettei tarkempaa mitoitusta laakerille ole syytä tehdä. Voidaan olettaa, ettei laakeri pääse ylikuormittumaan edes voitelun heiketessä tai akselilinjauksien hieman muuttuessa.

Sisälaakeri

Sisälaakerina on entisessä rakenteessa ollut rasvavoideltu liukulaakeri, joka on saanut voitelurasvansa rasvanipan kautta manuaalisesti. Vannasputken kautta kulkeutuvan veden ja sen sisältämien epäpuhtauksien takia myös sisälaakerin tulee olla liukulaakeri, muussa tapauksessa vannasputken rakennetta tulisi muuttaa hyvin radikaalisti niin, että vettä sen läpi ei yksinkertaisesti olisi mahdollista kulkeutua.

Sisälaakerin voitelu voidaan toteuttaa joko manuaalisesti suoritettavalla rasvavoitelulla tai johtamalla hieman vettä jäähdytysjärjestelmästä sisälaakerille voiteluaineeksi. Voiteluvesi kulkeutuu laakerilta vannasputken kautta perälaakerille ja sieltä edelleen venettä ympäröivään veteen. Tällainen järjestelmä on täysin huoltovapaa ja ympäristöystävällinen. Haittapuolina ovat rakenteen monimutkaisuus, hinta ja vikaantumisriskin kasvaminen. Vesivoideltu sisälaakeri edellyttää lisäksi erillistä, kallista ja monimutkaista akselin ja vannasputken tiivistävää kumilaippaa (esim. ManeCraft), lisäksi voiteluvesiputki olisi tässä tilanteessa useita metrejä pitkä. Vettä voisi johtaa myös suoraan ympäröivästä vedestä, mutta se edellyttäisi erillisen läpiviennin tekemistä veneen pohjaan ja erillisen pumpun asentamista.

Edellä mainittujen seikkojen johdosta päädytään käyttämään vastaisuudessaakin perinteistä rasvavoideltua sisälaakeria. Tämä rakenne on halpa ja luotettava sekä yksinkertainen toteuttaa. Tiivistys voidaan toteuttaa laakeripesään erilliseen kairaukseen asennettavalla talinauhalla. Rakenne edellyttää rasvausta pitkien ajojen aikana muutaman tunnin välein ja aina pysähtyessä satamaan. Haittapuolena hyvin lieviä ympäristöhaittoja voi syntyä, mutta koska kyseessä ei ole sarjatuotantoon menevä vene ja haitat ovat hyvin minimaalisia esimerkiksi pilssivesipäästöihin nähden, voidaan tämäkin seikka katsoa hyväksyttäväksi.

Vannasputken laakereiden holkittaminen

Nykyään käytetään yleisesti 42 millimetrin standardimittaa vannasputkissa. Koska Toivo on rakennettu aikakautena, jolloin 33 millimetrin vannasputki oli normaalikokoinen, joudutaan 42 millimetrin kierteillä varustetut uudet laakerit holkittamaan uudelle vannasputkelle. Holkkien tulee olla merivettä kestäviä ja kierteet tehdään yhteensopiviksi laakereiden ja vannasputken kierteisiin.

9.3.3 Kannatinlaakerointi

Akselin kannatinlaakeri

900 millimetriä pitkän vannasputken ja vaihteiston laipan välille jää vapaata akselia vielä noin kaksi metriä, joka on tuettava värähtelyn ehkäisemiseksi. Koska vannasputken pidentäminen todettiin huonoksi vaihtoehdoksi akselin värähtelyjen kasvaessa liiaksi (luku 9.1.4, taulukko 14) ja sisälaakerin rasvanipan (luku 9.3.2) siirtyessä tuolloin hytin lattian alle (vaikea huollettavuus), jää ainoaksi vaihtoehdoksi kannatinlaakerin asentaminen sisälaakerin ja joustavan kytkimen puoliväliin. Vannasputken pidentämisestä tekee ongelmallisen myös vannasputken ohut seinämäpaksuus, jolloin lujuuskysymykset joutuisivat myös täysin uudelleen tarkasteltavaksi. Näiden raskauttävien asianhaarojen vallitessa on paras hylätä muutoin käyttökelpoinen ajatus vannasputken pidentämisestä ja suorittaa akselin keskivälin tuenta kannatinlaakerilla. Luvussa 9.1.4 laskettiin, että kahdella välituennalla akselin värähtely pysyisi aisoissa, joten yksi kannakelaakeri riittää tukemaan akselia riittävästi. Ylimääräiset laakerit lisäisivät vain akselin vierintävastuksia ja rakentamiskustannuksia, joten ylimääräisiä kannatinlaakereita ei ole järkevä asentaa. Lisäksi useat tuentapisteet tekevät akselin linjauksesta entistä haastavampaa ja toisaalta lisäävät riskiä akselin linjauksen muuttumiselle rungon eläessä.

Näiden kannatinlaakereiden täytyy olla rakenteeltaan vierintälaakereita, jotka ottavat vastaan ainoastaan säteittäisiä voimia, eivät missään tapauksessa aksiaalissuuntaisia. Näin varmistutaan siitä, että akseli pääsee liikkumaan hieman aksiaalissuuntaisesti, jolloin lämpölaajeneminen ei aiheuta akseliin jännityksiä ja toisaalta vaihteisto ja moottori saavat ottaa vastaan potkurin työntövoiman. Mikäli kannatinlaakerit eivät olisi vapaita laakereita, olisi sisälaakerin ja ensimmäisen kannatinlaakerin väliin asennettava erillinen painelaakeri työntövoiman vastaanottamiseksi, jolloin koko akselistorakenne muuttuisi. Päädytään siis käyttämään yhtä kannatinlaakeria sijoittaen se sisälaakerin ja vaihteiston laipan puoliväliin sille rakennettavaan poikittaiseen tukipalkkiin. Valitaan laakerille lisäksi kuminen kannatinasetelma, jonka välityksellä laakeri pultataan tukipalkkiinsa. Kuminen asetelma joustaa jonkin verran ja vähentää näin moottorin ravistamisen haittavaikutuksia akselin moottorin puoleisessa päässä. Lisäksi joustaminen vähentää linjausvirheiden haittavaikutuksia huomattavasti.

9.4 Joustava kytkin

Koska moottori on asennettu joustavasti kumityynyjen varaan, on akselin ja vaihteiston laipan väliin asennettava ehdottomasti joustava kytkin. Joustavan kytkimen tehtävänä on mahdollistaa moottorin liikkuminen suhteessa akseliin ja vähentää moottorilta akseliin kulkeutuvia värinöitä. Joustava kytkin koostuu varsinaisesta kumisesta joustinosasta, joka pultataan kiinni vaihteiston laippaan, sekä kiinteästä teräksisestä puristuslaipasta, jolla joustava kytkin kiinnitetään akseliin. Koska kytkin hankitaan valmiina komponenttina ja kytkimien valmistajat ilmoittavat tuotteilleen suurimman sallitun momentinkeston, ei tarkkaa joustavan kytkimen laskentaa ole tarpeen tehdä. Valinnassa on kuitenkin huomioitava momentinkeston lisäksi suurin sallittu kierrosluku ja pulttijaon yhtäläisyys vaihteiston laipan suhteen. Valitaan joustavaksi kytkimeksi R&D-joustinlaippa 4 x 78 millimetrin pulttijaolla, jonka tehonkestoksi valmistaja on ilmoittanut 3 hv / 100 rpm.

Kytettäessä peruutusvaihte päälle potkuri vetää akselia taaksepäin, jolloin joustavan kytkimen ja akselin välinen puristusliitos voi mahdollisesti olla vaarassa aueta. Ottaen huomioon kuitenkin laipan ruuviliitosten suuren aksiaalisen kiristysvoiman joka voi nousta jopa kymmeneen tuhansiin Newtoneihin mikäli pultit ovat kiristetyt asianmukaisesti, niin kerrottuna kitkakertoimella 0,36 laipan tuottama kitkavoima jää joka tapauksessa niin suureksi, ettei liitoksen avautuminen ole mahdollista. Lisäksi veneliikenteessä peruuttaminen on hyvin vähäistä ja tapahtuu yleensä pienellä nopeudella. Suurimmilleen liitoksen kuormitus joutuu hätäjarrustilanteessa, mutta tuolloinkin puhuttaneen vain kymmenesosasta liitoksen kitkavoimaan nähden.

9.5 Vaikeat olosuhteet, erikoistilanteet ja onnettomuudet

Myrsky, virtaus ja hinaus

Näissä olosuhteissa pahin mahdollinen rasitus, joka akselistoon voi kohdistua voidaan huomioida potkurin staattisen työntövoiman laskennalla. Mikäli voimansiirtolinja kestää sen riittäviä varmuuskertoimia käyttäen, voidaan perustellusti olettaa rakenteen kestävän myös edellä mainitut olosuhteet. Varmuuskertoimet ovat riittävän suuria kestämään myös toistuvista ventilaatioista seuraavan sysäyskuormituksen. Perustelut ja lujuuslaskelmat ovat esitellyt tarkemmin luvussa 9.1.

Karilleajo ja peräsinvaurio

Karilleajo on aina vakava tilanne. Tuolloin potkuri joutuu usein ottamaan vastaan raskaita iskuja, jotka toisaalta johtuvat pyörivien lapojen osumisesta kiviin tai onnettomuuden seurauksena rikkoutuneeseen peräsimeen, toisaalta aksiaalissuuntaisista iskuista pyöriviin tai pyörimättömiin lapoihin. Karilleajon mallintamisen ongelmana on, kuten onnettomuustapauksissa yleensä, seurausten vaikea ennakointi. Onnettomuudet voivat sattua niin monella eri tavalla, ja muuttujia on paljon, joten törmäykestien tekeminen olisi välttämättömyyttä luotettavien tulosten saamiseksi.

Veneen vaihteisto on varustettu vapaakytkimellä, joka sallii vedon siirtymisen moottorilta akselille mutta ei akselilta moottorille. Tämän seurauksena karilleajon tapahtuessa veto katkeaa välittömästi vahinkojen minimoimiseksi. Luvuissa 9.1, 9.2 ja 9.3 on laskettu akselin, vannasputken ja laakeroinnin lujuuksia, joiden perusteella voidaan olettaa akselijohdon kestävän oletettavissa olevat onnettomuudet vähintään tyydyttävällä tavalla.

Mutamatalikot ja kalaverkot

Mutaiset matalikot ja kalaverkot voivat pysäyttää potkurin pyörimisen. Tämä pysäyttäminen tapahtuu kuitenkin hitaasti verrattuna esimerkiksi potkurin laivan lyömiseen kiviä vasten. Mikäli potkuriin kohdistuva kuormitus kasvaa liiaksi, vaihteiston vapaakytkin kytkee vedon pois päältä moottorin ja voimansiirtolinjan suojelemiseksi. Ottaen huomioon lujuuslaskelmat (ks. luku 9.1) voidaan olettaa akseliston kestävän vaurioitta potkurin sotkeutumisen kalaverkkoon tai ajon mutamatalikolle.

10 AKSELISTON ASENTAMINEN JA LINJAAMINEN

Akseliston asentamisvaiheen yksi suurimpia haasteita on akseliston saaminen mahdollisimman tarkkaan linjaan moottoriin nähden. Perävantaan poraus on ja pysyy sellaisena kuin se on, joten se määrää käytännössä vannasputken asennon. Vanha puu saattaa kuitenkin jonkin verran joustaa, joten hyvin, hyvin lieviä asentomuutoksia on vannasputkenkin suhteen mahdollista tehdä. Moottorin laipan ja akselin väliin asennettava joustava kytkin sallii yhdestä kahteen astetta linjausvirhettä, mikä antaa jonkin verran anteeksi mahdollisesti syntyviä asennusvirheitä. Missään tapauksessa kytkimen tätä ominaisuutta ei kuitenkaan ensisijaisesti tule käyttää, vaan linjaus on pyrittävä saamaan kohdalleen mahdollisimman tarkasti.

Akselisto asennetaan seuraavan kaavan mukaisesti:

1. Asennetaan vannasputki veneen perävantaaseen. Vannasputki tulee öljytä tai saippuoida ulkopinnaltaan asennuksen helpottamiseksi.
2. Vannasputkeen kiinnitetään molemmat laakerit holkkeineen, minkä jälkeen perälaakeri pultataan kiinni veneen runkoon ja sisälaakeri puristetaan väliaikaisesti paikalleen.
3. Asennetaan akseli veneeseen, kiinnitetään joustava kytkin akseliin ja pultataan se väliaikaisesti kiinni vaihteiston laippaan.
4. Teipataan akselin yläpintaan sisälaakerilta joustavalle kytkimelle kulkeva, tiukalle vedetty luotilanka akselin taipuman paljastamiseksi.
5. Asennetaan kannatinlaakerin tukipuu veneeseen siten, että kannatinlaakeri korjaisi akselin taipuman mahdollisimman optimaalisesti.
6. Irrotetaan joustava kytkin akselistasta ja asennetaan kannatinlaakeri akselille. Laakeri puristetaan väliaikaisesti tukipuutaan vasten.
7. Kytetään akseli joustavan kytkimen kanssa vaihteiston laippaan siten, että väliin jää noin millimetrin välys.

8. Kytetään moottorin puristuksen poistajat päälle ja pyöritetään moottoria käynnistyskammella tarkkaillen välyksen muuttumista rakotulkillä. Korjataan linjausta tarvittaessa siirtämällä kannatinlaakeria tai säätämällä moottorin asentoa kumityynyjen säätöpulttien avulla.
9. Kun linjauksen uskotaan olevan hyvä, kiristetään laippojen pultit. Pyöritetään moottoria käynnistyskammella. Tarvittavan pyöritysvoiman tulisi olla lähes sama jatkuvasti.
10. Pultataan sisä- ja kannatinlaakeri kiinni runkoon. Tarkistetaan linjaus pyörittämällä moottoria käynnistyskammella pyöritysvoimaa tunnustellen. Korjataan linjausta tarvittaessa shimmilevyin.
11. Kun linjaus on suoritettu onnistuneesti, asennetaan potkuri ja peräsin sekä rasvataan sisälaakeri. Lämpöviennin tiivistäminen suoritetaan SikaFlex Marinella sisä- ja ulkopuolelta. Talinauhan jälkikiristäminen on suoritettava vesillelaskun ja koeajon jälkeen.

Akselin ja vannasputken tekniset piirustukset on esitelty liitteessä 3.

11 YHTEENVETO JA PÄÄTELMÄT

11.1 Akselistorakenne ja veneen suunnittelu

Veneet tulisi aina suunnitella siten, että pitkiä voimansiirtoakseleita ei tarvittaisi. Näin voidaan helposti laskea materiaalikustannuksia, parantaa kestävyyttä ja ehkäistä haitallisten värähtelyjen syntymistä. Käytännössä tämä toteutetaan sijoittamalla moottori mahdollisimman lähelle potkuria. Moottorin paikka määrätään kuitenkin veneen ollessa suunnittelupöydällä ja moottorin siirtely jälkeenpäin veneen ominaisuuksia menettämättä on joko erittäin haastavaa tai kokonaan mahdotonta.

Perinteisissä puuveneissä moottori sijaitsee lähes poikkeuksetta keskellä venettä painopisteen säilyttämiseksi. Osasyynä moottorin keskisijoitukseen olivat myös polttoainesäiliöiden sijoitukset, jotka saatiin näin kiinni kapin ja ajohytin väliseinään, jolloin polttoaine virtasi moottorille hydrostaattisen paineen avulla eikä erillistä siirtopumppua tarvittu. Öisin pitkään lämpöä varava valurautamoottori säteili myös lämpöä etukajuuttaan eli ruffiin, jolloin se toimi ikään kuin lämmittimenä yöpyjille viileinä öinä.

Nykyään edellisessä kappaleessa mainitut perusteet eivät ole enää voimassa tekniikan kehittyttyä. Perinteisten puuveneiden perän kapeus ja vähäinen täyteläisyys vähentävät kuitenkin huomattavasti sen kantavuutta /11, s. 76–77/, minkä takia moottorin siirtäminen taemmas ei useinkaan ole järkevää veneen tasapainoisuuden ja ajo-ominaisuuksien heikentymisen johdosta. Uudemmat veneet kuitenkin käytännössä aina suunnitellaan siten, että voimansiirtolinja on perinteisiin veneisiin verrattuna huomattavasti lyhyempi.

11.2 Suunnitellun akselin vahvuudet ja heikkoudet

Uuden akselin vahvuuksiin kuuluu ehdottomasti rakenteen yksinkertaisuus ja sitä myötä toimintavarmuus. Koska vahvuuksia on tarkasteltu useassa otteessa tämän insinööriyön suunnitteluosiossa, ei niiden kertaaminen tässä ole järkevää. Heikkouksien tarkasteluun voisi silti ottaa rakenteellisen näkökulman, varsinaiset lujuusopilliset heikkoudet ovat pyritty eliminoimaan jo suunnitteluvaiheessa.

Akselin olisi hyvä johtaa potkurin työntövoima runkoon mahdollisimman aikaisessa vaiheessa. Tämä vähentäisi akselin kuormitusta huomattavasti, li-

säksi rakenne antaisi vapaammat kädet moottorin liikkeiden sallimiseksi esimerkiksi erilaisten nivelyksiköiden avulla. Hankaluutena työntövoiman johtamiseksi akselin kautta moottorille on lisäksi hyvin pitkän ja ohuen akselin käyttö. Mikäli suunnitteluvaiheessa tämä olisi nähty kriittiseksi ongelmaksi, mahdollisuus asian korjaamiseksi olisi ollut esimerkiksi halkaisijaltaan heterogeenisen akselin suunnittelu.

Tosiasia kuitenkin on, että vannasputkiyksikköön sijoitetun painelaakerin käyttäminen olisi monessa suhteessa perusteltua. Akseliston kuormittuminen vähenisi huomattavasti ja erilaisten nivelyksiköiden, usean joustavan kytkimen tai kardaaniniveliön käyttäminen mahdollistuisi sallimaan moottorin liikkeet ja mahdolliset linjauksen muutokset rungon elämisen johdosta. Toisaalta kuitenkin on syytä muistaa, että ylimääräinen tekniikka lisää kustannuksia niin alkuasennuksen kuin myöhempien huoltojenkin suhteen. Vaikka teknisesti monetkin asiat voitaisiin toteuttaa täysin optimaalisesti, on kuitenkin harkittava myös sitä, missä vaiheessa kokonaistaloudellisesti on järkevämpää tyytyä yksinkertaisempaan rakenteeseen, joka mitä todennäköisimmin ajaisi saman asian lähes yhtä hyvin. Mikäli venettä käytettäisiin päivittäin ammattikäytössä, edellä kuvattu painelaakeriakselisto olisi suorastaan järkivalinta. Huvikäytössä ajotunnit ovat kuitenkin kohtalaisen vähäisiä, joten akseliston eliniän rajaa pikemminkin komponenttien vanheneminen kuin mekaaninen kulutus.

Optimaalinen akselin halkaisija on haastava kysymys, jota pohdittiin paljon luvussa 9.1. Lopulta päädyttiin käyttämään halkaisijaltaan homogeenista 25 millimetrin umpiakselia, jollainen on edullinen valmistaa, helppo asentaa ja joka näyttäisi kestävän sille asetetut vaatimukset ilman suurempia ongelmia. Se siis näyttäisi olevan samaan aikaan sekä hyvä akseli että jonkinasteinen kompromissi, ainakin perävantaan porauksen osalta, joka määräsi käytännössä akselin enimmäishalkaisijan. Toisaalta mikään asennusta lukuun ottamatta ei varsinaisesti olisi estänyt käyttämästä kaksi- tai useampiosaista akselia, jolloin akselin pilssinpuoleinen osa olisi voinut olla halkaisijaltaan huomattavasti paksumpi. Akselin laskenta luvussa 9.1 kuitenkin osoittaa, että 25 millimetrin akseli kykenee kolmella tuennalla suoriutumaan sille asetetuista vaatimuksista ongelmitta. Tämän vuoksi ei ole perusteltua käyttää monimutkaisempia rakenteita, jollei niiden avulla voida saavuttaa selkeitä, ratkaisevia etuja.

11.3 Akselirakenteiden jatkokehitys

Puuveneiden rungon eläminen ja sen vaikutus pitkän akselin linjauksen säilymiseen, akselin kestävyteen ja liukulaakereiden tribologiaan olisi ehdottomasti tutkimisen arvoinen asia. Asiaa ei liene tutkittu kovinkaan paljoa, sillä puuveneitä ei juuri valmisteta teollisesti ja niiden käyttö ammattiliikenteessä on melko vähäistä. Kuten luvussa 9.1 kuitenkin useasti todettiin, linjauksella ja sen muutoksilla on hyvin suuri vaikutus akseliston kestävyteen ja laakereiden ennen aikaiseen kulumiseen nähden. Asia liittyy myös läheisesti puuveneen akselin väsymiseen, joka on niin ikään erittäin laaja tutkimusalue kaikkine muuttujineen (linjaus, moottorin huojunta, potkurin työntövoima, mahdollinen ventilaatio).

Märän vannasputken sisällä mahdollisesti ilmenevä kavitaatio akselin pinnassa on myös varsin huonosti tunnettu ilmiö, joka on voimakkaasti riippuvainen akselin värähtelystä. Mikäli meriveden veneeseen vuotaminen saataisiin estettyä jo perälaakerin jälkeen, tämä antaisi huomattavasti vapaamat kädet läpiviennin sisärakenteiden suunnittelulle ja ratkaisisi kertaheitolla vannasputken sisäisen kavitointiongelman. Teknisesti tällaisen sulkuyksikön toteuttaminen olisi varsin yksinkertaista, ongelmana on pikemminkin sen huollettavuus veneen ollessa vedessä. Joka tapauksessa tällaisen rakenteen avulla voitaisiin esimerkiksi painenivelysikkö asentaa vannasputken sisälaakerin paikalle johtamaan työntövoima välittömästi runkoon. Nivelysikköltä voitaisiin vetää nivelakseli moottorille, jolloin selvittäisiin ilman kannakelaakereita mikäli vapaan akselin pituus ei kasvaisi liian suureksi.

Dieselsähköinen voimansiirto on nykyajan laivoissa jatkuvasti yleistävä, mutta huviveneissä vielä erittäin harvinainen järjestelmän kalleuden takia. Dieselsähköisellä voimansiirrolla on kuitenkin kiistattomat etunsa, etenkin, mikäli sähkömoottori sijoitetaan ruoripotkuriyksikköön. Tuolloin peräsintä ei tarvita, potkurin asentokulmaa voitaisiin helposti säätää ajonopeuden mukaan rungon hyötysuhteen parantamiseksi ja pitkiä voimansiirtoakseleita läpiviennin ei tarvittaisi. Sähkölaitteiden lisääntyessä jatkuvasti on täysin mahdollista, että tulevaisuudessa dieselsähköjärjestelmät otetaan käyttöön myös veneissä.

VIITELUETTELO

- [1] L976/2006. Laki vesikulkuneuvorekisteristä. 10.11.2006.
- [2] Rovamo, Pertti – Lintunen, Martti, *Suomalainen puuvene*. Porvoo: WSOY. 1995.
- [3] Gerr, Dave, *Boat mechanical systems handbook*. New York: McGraw Hill. 2009.
- [4] Taylor, D.A, *Introduction to marine engineering*. Oxford: Butterworth-Heinemann. 1995.
- [5] Räsänen, Pekka, *Laivatekniikka: Modernin laivanrakennuksen käsikirja*. Helsinki: Opetushallitus. 1997.
- [6] Suvanto, Kari: *Tekniikan fysiikka*. Helsinki: Edita. 2003.
- [7] Gerr, Dave, *Propeller handbook*. New York: McGraw Hill. 1989.
- [8] Carlton, John, *Marine propellers and propulsion*. Boston: ELSEVIER. 2007.
- [9] Airila, Mauri – Ekman, Kalevi – Hautala, Pekka – Kivioja, Seppo – Kleimola, Matti – Martikka, Heikki – Miettinen, Juha – Niemi, Erkki – Ranta, Aarno – Rinkinen, Jari – Salonen, Pekka – Verho, Arto – Vilenius, Matti – Välimaa, Veikko: *Koneenosien suunnittelu*. Porvoo: WSOY. 2003.
- [10] Karhunen, Jouko – Lassila, Veikko – Pyy, Seppo – Ranta, Aarno – Räsänen, Satu – Saikkonen, Matti – Suosara, Eero: *Lujuusoppi*. Espoo: Otatieto. 1992.
- [11] Matusiak, Jerzy, *Laivan kelluvuus ja vakavuus*. Espoo: Otatieto. 1995.

VENEEN UPPOUMA

	2. mittauskohta			3. mittauskohta			4. mittauskohta			5. mittauskohta		
	y	20	cm	y	34	cm	y	49	cm	y	7	cm
	x	31,13	cm	x	38	cm	x	31	cm	x	3,9	cm
	k	-0,64247		k	-0,894737		k	-1,58065		k	-1,79487	
	b	20	cm	b	34	cm	b	52	cm	b	66,5	cm
							y	3	cm	y	11	cm
							x	7,5	cm	x	4,8	cm
							k	-0,4		k	-2,29167	
							b	3	cm	b	59,5	cm
										y	23,5	cm
										x	8,6	cm
										k	-2,73256	
										b	48,5	cm
										y	21,5	cm
										x	10,5	cm
										k	-2,04762	
										b	25	cm
										y	3,5	cm
										x	9,4	cm
										k	-0,37234	
										b	3,5	cm
Syväys		31,13	cm		38	cm		38,5	cm		37,2	cm
	A	311,3	cm²	A	646	cm²	A	863,75	cm²	A	987,025	cm²

	6. mittauskohta			7. mittauskohta			8. mittauskohta			9. mittauskohta		
	y	14,5	cm	y	9	cm	y	10	cm	y	11,5	cm
	x	10,6	cm	x	6,3	cm	x	8,3	cm	x	6,1	cm
	k	-1,36792		k	-1,428571		k	-1,20482		k	-1,88525	
	b	77	cm	b	83,5	cm	b	88	cm	b	84,2	cm
	y	29,5	cm	y	11	cm	y	12	cm	y	10	cm
	x	5,5	cm	x	4,8	cm	x	5	cm	x	4,6	cm
	k	-5,36364		k	-2,291667		k	-2,4		k	-2,17391	
	b	62,5	cm	b	74,5	cm	b	78	cm	b	72,7	cm
	y	29,5	cm	y	30,5	cm	y	32	cm	y	34	cm
	x	15,9	cm	x	9,7	cm	x	16,1	cm	x	19,1	cm
	k	-1,85535		k	-3,14433		k	-1,98758		k	-1,7801	
	b	33	cm	b	63,5	cm	b	66	cm	b	62,7	cm
	y	3,5	cm	y	29,5	cm	y	30,5	cm	y	25	cm
	x	10,5	cm	x	14,8	cm	x	12	cm	x	14,7	cm
	k	-0,33333		k	-1,993243		k	-2,54167		k	-1,70068	
	b	3,5	cm	b	33	cm	b	34	cm	b	28,7	cm
				y	3,5	cm	y	3,5	cm	y	3,7	cm
				x	11,5	cm	x	11,5	cm	x	12,5	cm
				k	-0,304348		k	-0,30435		k	-0,296	
				b	3,5	cm	b	3,5	cm	b	3,7	cm
	Syväys	42,5	cm		47,1	cm		52,9	cm		57	cm
	A	1310,525	cm²	A	1587,15	cm²	A	2099,025	cm²	A	1924,1	cm²

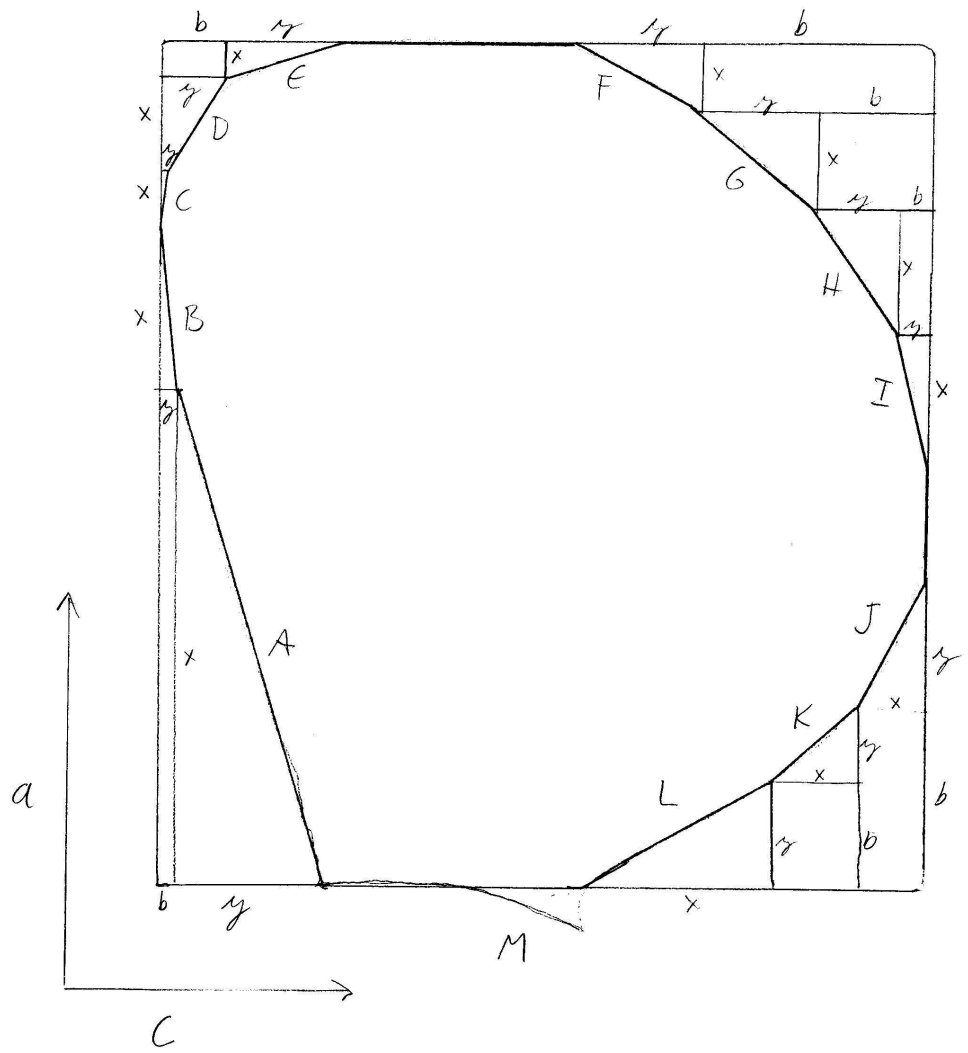
	10. mittauskohta			11. mittauskohta			12. mittauskohta			13. mittauskohta		
	y	11	cm	y	8	cm	y	9	cm	y	37,5	cm
	x	5,9	cm	x	6	cm	x	4,3	cm	x	18,9	cm
	k	-1,86441		k	-1,333333		k	-2,09302		k	-1,98413	
	b	82	cm	b	74	cm	b	63,6	cm	b	47,5	cm
	y	11	cm	y	11	cm	y	4	cm	y	6,5	cm
	x	6,9	cm	x	7	cm	x	4,6	cm	x	13,5	cm
	k	-1,5942		k	-1,571429		k	-0,86957		k	-0,48148	
	b	71	cm	b	66	cm	b	54,6	cm	b	10	cm
	y	28	cm	y	32	cm	y	32,5	cm	y	3,5	cm
	x	10,7	cm	x	14,2	cm	x	14,3	cm	x	24,5	cm
	k	-2,61682		k	-2,253521		k	-2,27273		k	-0,14286	
	b	60	cm	b	55	cm	b	50,6	cm	b	3,5	cm
	y	28	cm	y	19	cm	y	7,5	cm			
	x	21	cm	x	17,7	cm	x	6,6	cm			
	k	-1,33333		k	-1,073446		k	-1,13636				
	b	32	cm	b	23	cm	b	18,1	cm			
	y	3,7	cm	y	4	cm	y	6,6	cm			
	x	13	cm	x	14	cm	x	14,1	cm			
	k	-0,28462		k	-0,285714		k	-0,46809				
	b	4	cm	b	4	cm	b	10,6	cm			
							y	4	cm			
							x	14,4	cm			
							k	-0,27778				
							b	4	cm			
	Syväys	57,5	cm		58,9	cm		58,3	cm		56,9	cm
	A	1801,45	cm²	A	1664,25	cm²	A	1213,735	cm²	A	677,375	cm²

	14. mittauskohta			Keskilinja			Yhteissumma				
				(1. ja 15. mittauskohta)							
	y	24	cm	keskilinjan leveys			4	cm	Otsapinta-ala	0,44	m ²
	x	7	cm	keskim. syväys			44,84	cm			
	k	-3,42857		vesilinjan pituus			710	cm	Tilavuus	1628174	cm ³
	b	24	cm	lask. runkopituus			620	cm			
									Tilavuus	1628,174	dm ³
	Syväys	7	cm	ala			179,36	cm ²			
	A	84	cm²	tilavuus			111205,11	cm ³	Massa	1628,174	kg

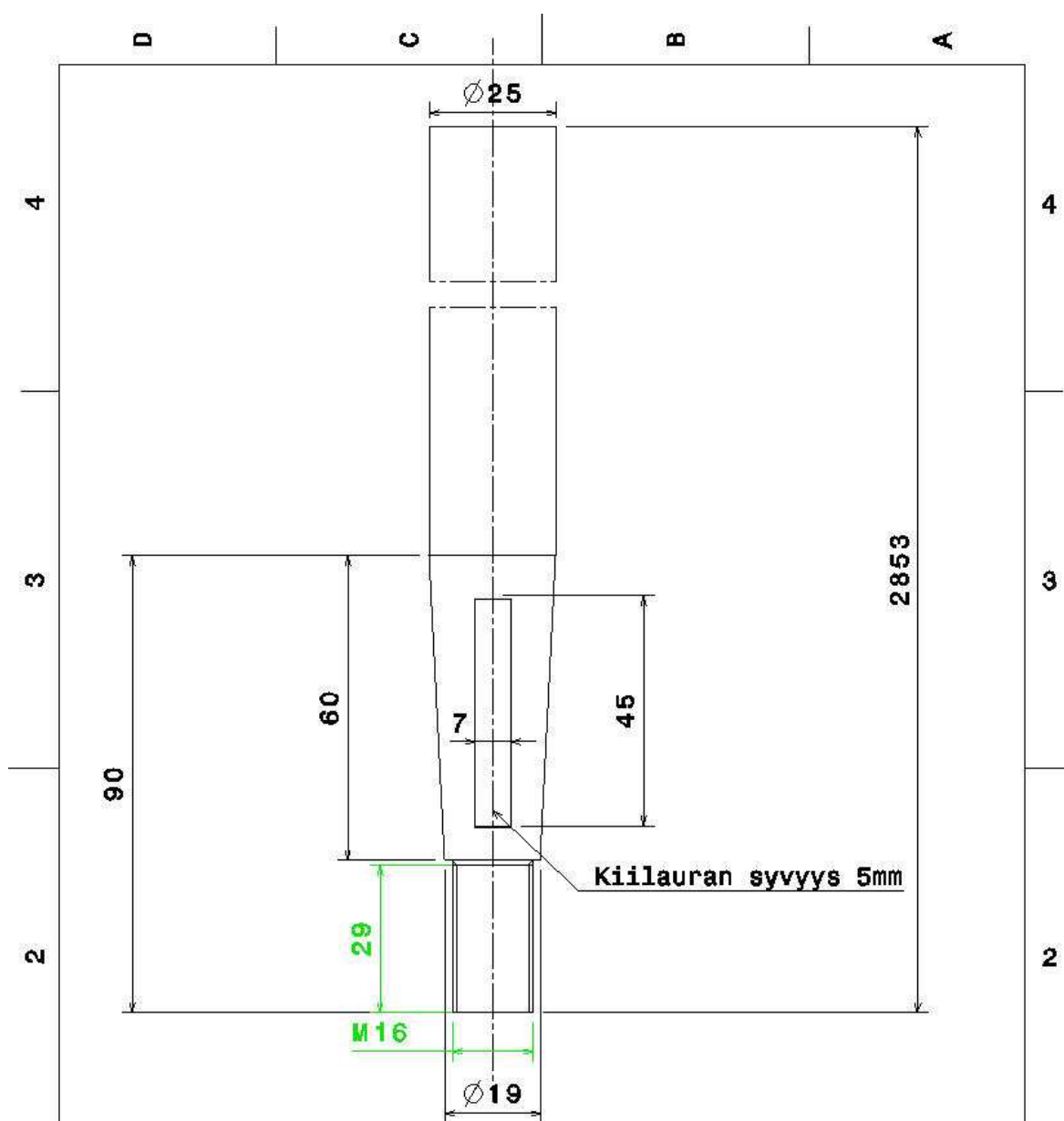
POTKURIN LAVAN PROJISOIDUN PINTA-ALAN LASKENTA

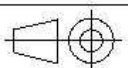
Potkurin yhden lavan pinta-ala laskettiin piirtämällä käsin projektio potkurin lavasta alla olevalle paperille. Tämän jälkeen piirrettyjen muotojen pyöreys pyrittiin kuvaamaan mahdollisimman tarkasti erilaisin kolmioin laskennan helpottamiseksi. Laskennassa laskettiin rajatun alueen (a, c) kokonaispinta-ala, josta vähennettiin projisoidun lavan muodon ulkopuoliset alat. Laskujen tulokset ovat kirjatut liitteen 2 sivulle 1, projisoitu piirros symboleineen on liitteen 2 sivulla 2.

A			B			C			D			E			
y	2,50	cm	y	0,30	cm	y	0,10	cm	y	1,00	cm	y	2,00	cm	
x	8,90	cm	x	2,90	cm	x	1,00	cm	x	1,70	cm	x	0,60	cm	
k	0,28		k	0,10		k	0,10		k	0,59		k	3,33		
b	0,30	cm	b	0,00	cm	b	0,00	cm	b	0,10	cm	b	1,10	cm	
	13,80	cm ²		0,44	cm ²		0,05	cm ²		1,02	cm ²		1,26	cm ²	
F			G			H			I						
y	2,10	cm	y	2,10	cm	y	1,60	cm	y	0,60	cm				
x	1,10	cm	x	1,70	cm	x	2,20	cm	x	2,30	cm				
k	1,91		k	1,24		k	0,73		k	0,26					
b	4,30	cm	b	2,20	cm	b	0,60	cm	b	0,00	cm				
	5,89	cm ²		5,53	cm ²		3,08	cm ²		0,69	cm ²				
J			K			L			Σ						
y	2,20	cm	y	1,40	cm	y	1,90	cm		a	15,10	cm	206,87	cm ²	
x	1,20	cm	x	1,60	cm	x	3,30	cm		c	13,70	cm	-44,32	cm ²	
k	1,83		k	0,88		k	0,58								
b	3,30	cm	b	1,90	cm	b	0,00	cm						162,56	cm ²
													M	1,00	cm ²
	5,28	cm ²		4,16	cm ²		3,14	cm ²	44,32	cm ²		206,87	cm ²	163,56	cm ²



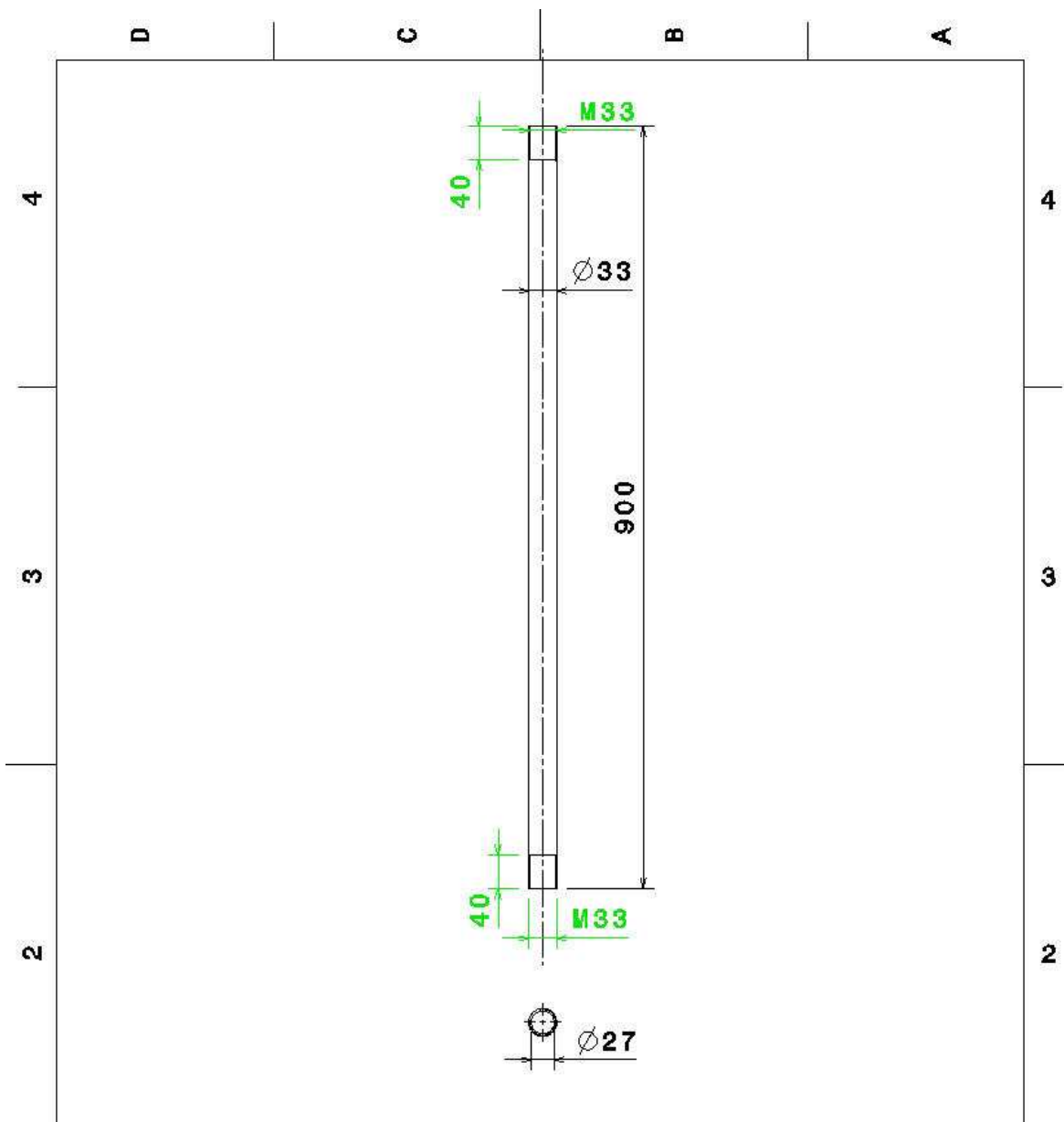
TEKNISET PIIRUSTUKSET



Osa	Piir.nro	Nimitys	Standardi	Muoto,Malli	Laatu	Kpl		
DESIGNED BY:	Altarriba		Akselin toleranssi h7 Pinnat hiottu, karheus 1,2	I	-			
DATE:	1.4.2009			H	-			
CHECKED BY:				G	-			
DATE:				F	-			
SIZE	A4		Voimansiirtolinja			E	-	
SCALE	1:1	WEIGHT (KG): 10,9	DRAWING NUMBER: potkurin akseli		SHEET: 1/1	D	-	
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.							C	-
							B	-
							A	-

D

A



Osa	Piir.nro	Nimitys	Standardi	Muoto,Malli	Laatu	Kpl	
DESIGNED BY: Altarriba						I	
DATE: 1.4.2009						H	
CHECKED BY:						G	
DATE:						F	
SIZE A4		Voimaansiirtolinja	E				
SCALE 1:6	WEIGHT (kg) 2,0		D				
DRAWING NUMBER Vannasputki			C				
SHEET 1/1			B				
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.							A

D

A