



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Kalle Ahola

DIESELMOOTTORIN VENTTIILIKONEISTON MONIKAPPA-
LESIMULOINTI

Diplomityö

Tarkastaja: professori Reijo Kouhia
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Kone- ja tuotantotekniikan tiedekun-
taneuvoston kokouksessa 5. touko-
kuuta 2014

TIIVISTELMÄ

KALLE AHOLA: Dieselmoottorin venttiilikoneiston monikappalesimulointi
Tampereen teknillinen yliopisto
Diplomityö, 93 sivua
Toukokuu 2015
Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Pääaine: Koneiden ja järjestelmien suunnittelu
Tarkastaja: professori Reijo Kouhia

Avainsanat: monikappalesimulointi, venttiilikoneisto, konseptisuunnittelu

Diplomityö käsittelee 4-tahtisen dieselmoottorin venttiilikoneiston konseptisuunnittelua ja monikappalesimulointiohjelmistojen hyödyntämistä suunnittelun tukena. Työssä käydään läpi venttiilikoneiston toimintaperiaate ja rooli polttomoottorin työkierrossa sekä selvitetään venttiilikoneistossa esiintyvien kuormitusten luonne ja alkuperä. Venttiilikoneiston rakenteesta esitellään uusi konseptimalli, jolla venttiilikoneiston suunnitellun vaikuttavia tekijöitä havainnollistetaan.

Venttiilikoneiston kuormitukset ovat lähtöisin suurelta osin komponenttien inertiaasta ja tästä syystä venttiilikoneiston suunnittelusta tulee väistämättä iteratiivinen prosessi. Venttiilikoneiston suunnittelun alkuvaiheessa rakenteen dimensiot perustuvat tilarajoitteisiin ja sivistyneisiin arvioihin komponenttien mitoituksesta, sillä venttiilikoneistoa rasittavat kuormitukset saadaan selville vasta, kun koneiston komponenteille pystytään määrittämään massoja sekä niiden kiihtyvyyksiä.

Tästä syystä monikappalesimulointi on vartenotettava apu venttiilikoneiston rakennetta suunniteltaessa. Monikappalesimulointiohjelmiston avulla voidaan muodostaa venttiilikoneistosta aluksi yksinkertaistettu malli, jonka avulla saadaan selvitettyä suuntaa antavat arvot koneiston komponenttien välisille vuorovaikutuksille. Yksinkertaisen monikappalesimulointimallin avulla iterointiprosessi saadaan käyntiin ja komponenttien dimensoiden muutosten vaikutus muihin komponentteihin ja esiintyviin kuormituksiin voidaan tarkastaa nopeasti. Iterointiprosessin edetessä simulointimallia voidaan tarkentaa ja lopullisena tavoitteena mallille saattaa olla jopa fyysisen testaamisen osittainen korvaaminen simuloinnilla.

Diplomityössä rakennetaan sylinterikohtainen simulaatiomalli eräästä venttiilikoneistorakenteesta kahdella eri monikappalesimulointiohjelmistolla. Ohjelmistoja ja niiden tuottamia tuloksia vertaillaan keskenään. Simulointiohjelmistot ovat mallinnusperiaatteiltaan hyvin erilaiset, mutta ohjelmistojen antamien tulosten perusteella venttiilikoneiston rakenne saatiin mallinnettua molempiin ohjelmistoihin hyvällä menestyksellä. Simulointituloksissa havaitaan eroja, mutta niille on esitetty loogiset selitykset työn aikana. Tulosten todenmukaisuutta on vaikea arvioida, koska todellista venttiilikoneistoa ja siten mitään mittaustuloksia koneiston toiminnasta ei ole olemassa. Tämän työn puitteissa simulointimalleista saatiin toimivia, mutta tulosten tarkentamiseksi mallit vaativat jatkokehitystä nokkaprofiilien ja vaikeasti määritettävien parametrien, kuten kitkan osalta.

ABSTRACT

KALLE AHOLA: Multibody simulation of a diesel engine valve train

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 93 pages

May 2015

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

Major: Design of machines and systems

Examiner: Professor Reijo Kouhia

Keywords: multibody simulation, valve train, concept design

This thesis discusses the conceptual design of a 4-stroke diesel engine valve train and the use of multibody simulation software as an aid in the design process. The operating principle of a valve train is explained and the role of a valve train in an internal combustion engine is considered. The aim is to understand how forces act in a valve train and what causes the forces that affect the design. To show what type of factors in the cylinder head affect the design of a valve train, a concept model is created based on an actual design of a cylinder head.

The forces in a valve train are mainly caused by the inertia of the components and for this reason the design process of a valve train becomes inevitably iterative. This means that in the beginning of the design process the dimensions of the components are based on the space restrictions in the cylinder head and sophisticated guesses of the dimensions for each component. This is because the forces acting on the valve train are not known before the components have masses and there is some knowledge of the acceleration of these masses.

For this reason the multibody simulation is a tool which can aid the design process of a valve train. With a multibody simulation software, a simplified model of the valve train can be built first to give the designer some directional knowledge about the reaction forces acting between the components of the examined valve train. With this simple model the iterative process gets an initial condition from which the design can be carried forward. The created multibody simulation model can be updated and the effects of the new dimension on the forces of the valve train can then be checked quickly. Throughout the iterative design process the simulation model can be improved and main goal for the use of multibody simulation models, can even be that the simulation model replaces some needs of physical testing of a real prototype.

In the thesis a one cylinder valve train model is built based on a previously known valve train design with two different multibody simulation software. The software and the simulation results are compared between each other. Even though the models in the software are quite different in the means of modelling technique, the results show that the models act quite well compared with each other. There are some differences in the results, but reasons behind them are explained. Because there are no measured results from an actual prototype, the validation of the precision of the results cannot be carried out at this point. Still the both the models work and they can be developed for future use.

ALKUSANAT

Tämän diplomityön aihe on saatu Agco Powerilta, joka suunnittelee ja valmistaa moderneja dieselmoottoreita Linnavuoressa. Agco Power on tukenut työn tekemistä ohjauksen, tietokoneen sekä laadukkaiden koulutusten muodoissa. Tahdonkin lausua vilpittömät kiitokset työtä Agco Powerilla ohjanneille Jussi Immoselle ja Marko Vallinmäelle sekä työnaiheen minulle tarjonneelle Ismo Hämäläiselle. Haluan kiittää myös Tampereen teknillisen yliopiston professori Reijo Kouhiaa työn ohjaamisesta ja työnteon kannustamisesta.

Suurimmat kiitokset kuuluvat kuitenkin avopuolisolleni Ainolle, perheelleni sekä ystävilleeni, jotka ovat tukeneet minua opintojeni varrella.

20.5.2015

Kalle Ahola

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	VENTTIILIKONEISTON TEORIATAUSTA.....	2
2.1	Venttiilikoneiston rooli dieselmoottorin työkierrossa.....	2
2.2	Yleisesti käytettävät rakenneratkaisut.....	6
2.2.1	Lautasventtiili ja venttiilinjousi	6
2.2.2	Venttiileitä ohjaava nokka-akseli.....	8
2.2.3	Momentin välittäminen nokka-akselille.....	13
2.2.4	Venttiilien käyttömekanismit	15
2.2.5	Venttiilien käyntivälykset	18
2.3	Vaihtoehtoisia rakenneratkaisuja	20
2.4	Venttiilikoneistoa kuormittavat tekijät.....	22
2.4.1	Kuormitusten alkuperä.....	23
2.4.2	Venttiilin staattinen lepotila	25
2.4.3	Venttiilin avautuminen.....	26
2.4.4	Venttiilin sulkeutuminen.....	27
2.4.5	Venttiilin käyttömekanismin inertia.....	27
2.4.6	Venttiilinjousen voima.....	30
2.4.7	Venttiiliin yli olevan paine-eron vaikutus.....	31
3.	VENTTIILIKONEISTOKONSEPTIN SUUNNITTELU	33
3.1	Konseptimallille asetettavat tavoitteet	33
3.2	Konseptimallin rakenneratkaisut.....	34
3.2.1	Venttiilien ja suuttimien sijainnit.....	34
3.2.2	Nokka-akselin sijainti	35
3.2.3	Venttiilin käyttömekanismityyppin valinta.....	38
3.2.4	HLA-elementin sijainti	40
3.2.5	Käyttömekanismin rakennekonseptit.....	41
4.	MONIKAPPALESIMULOINTI.....	48
4.1	Simuloinnin tavoitteet	48
4.2	Simuloitavat kuormitustilanteet	49
4.3	Komponenttien kontaktit.....	50
4.4	Simulointi Adams ohjelmistolla.....	51
4.4.1	Kytcentöjen mallintaminen.....	53
4.4.2	Kontaktien mallintaminen.....	54
4.4.3	Kitkan mallintaminen.....	56
4.4.4	Simuloitavan venttiilikoneiston malli	58
4.5	Simulointi AVL Excite –ohjelmistolla.....	62
4.5.1	Kitkan mallinnus	64
4.5.2	Kontaktien mallinnus	66
4.5.3	Simuloitavan venttiilikoneiston malli	67

5.	TULOSTEN ANALYSOINTI.....	75
5.1	Venttiilin nostoprofiilin toteutuminen.....	75
5.2	Venttiilikoneistossa vaikuttavat kuormitukset	79
5.3	Simulointimallien tulosten yhteneväisyys.....	85
6.	YHTEENVETO	91
	LÄHTEET.....	92

LYHENTEET JA MERKINNÄT

$\Delta t_N([\text{deg}])$	Nokka-akselin kiertokulman muutokseen kuluva aika
[deg]	Kiertokulman mittayksikkö, aste
n_N	Nokka-akselin pyörimisnopeus [1/s]
t_2	Aika tarkasteluhetkellä
t_1	Aika tarkasteluhetkeä t_2 edeltävällä ajanhetkellä
y_V	Venttiilin nosto (matka, jonka venttiili on avautunut)
y_N	Nosto nokalla (Saadaan, kun seuraajan ja nokan perusympyrän keskipisteen välisestä etäisyydestä vähennetään perusympyrän säde)
$y_N(t_2)$	Nosto nokalla ajanhetkellä t_2
$y_N(t_1)$	Nosto nokalla ajanhetkellä t_1
v_N	Seuraajan nopeus nokalla
$v_N(t_2)$	Seuraajan nopeus nokalla ajanhetkellä t_2
$v_N(t_1)$	Seuraajan nopeus nokalla ajanhetkellä t_1
$a_{komponentti}$	Komponentin kiihtyvyys
a_N	Seuraajan kiihtyvyys nokalla
a_V	Venttiilin kiihtyvyys
$F_{V.inertia}$	Venttiilin inertiavoima
α_{KV}	Keinuvivun kulmakiihtyvyys
v_{SKV}	Keinuvivun vipusuhde
$L_{KVvent.vipu}$	Keinuvivun venttiilin puoleisen vipuvarren pituus
$L_{KVnokka.vipu}$	Keinuvivun nokan puoleisen vipuvarren pituus
L_{KV}	Keinuvivun kokonaispituus

$L_{KV.mkp}$	Etäisyys keinuvivun niveltuesta keinuvivun massakeskipisteeseen
$J_{KV.tot}$	Keinuvivun kiertohitausmomentti nivelpisteen ympäri
$M_{KV,inertia}$	Keinuvivun kulmakiihtyvyydestä aiheutuva momentti
$m_{komponentti}$	Komponentin massa
$m_{paininkuppi}$	Suorakäyttömekanismin paininkupin massa
m_V	Venttiilin massa, johon on sisällytetty venttiilin lukkojen ja jousilautasen massa
m_{VJ}	Venttiilinjousen kokonaismassa
m_{KV}	Keinuvivun kokonaismassa (sisältää keinuvipuun yhdistetyn rullaseuraaajan, jos sellainen on mekaniismissä)
k_{VJ}	Venttiilinjousen jousivakio
$F_{komponentti.inertia}$	Komponentin inertiavoima
$F_{suorakäyttö,inertia}$	Suorakäyttömekaniismissä vaikuttava inertiavoima
F_{VJ}	Venttiilinjousen voima
$F_{VJ.esijännitys}$	Venttiilinjousen esijännitysvoima
$F_{Vtiivistys}$	Venttiilin tiivistymiseen tarvittava voima
$F_{V.paine-ero.avaava}$	Venttiilin yli olevasta paine-erosta venttiilin kohdistuva suurin venttiiliä avaava voima
$F_{vent.kaasu}$	Venttiilin yli olevasta paine-erosta venttiilin kohdistuva voima
p_{kanava}	Sylinterikannen kanavassa vallitseva paine (imuventtiilillä imukanavan paine ja pakoventtiilillä pakoventtiilin paine)
$A_{vent.ef.ylä}$	Venttiilin lautasen efektiivinen pinta-ala, jolle venttiilin yläpuolinen paine pääsee vaikuttamaan

p_{syl}

Sylinteripaine

 $A_{vent.ef.ala}$

Venttiilinlautasen efektiivinen pinta-ala, jolle sylinteripaine pääsee vaikuttamaan

Ohjelmistoissa käytettävät merkinnät selvitetään ohjelmistoja käsittelevissä kappaleissa.

1. JOHDANTO

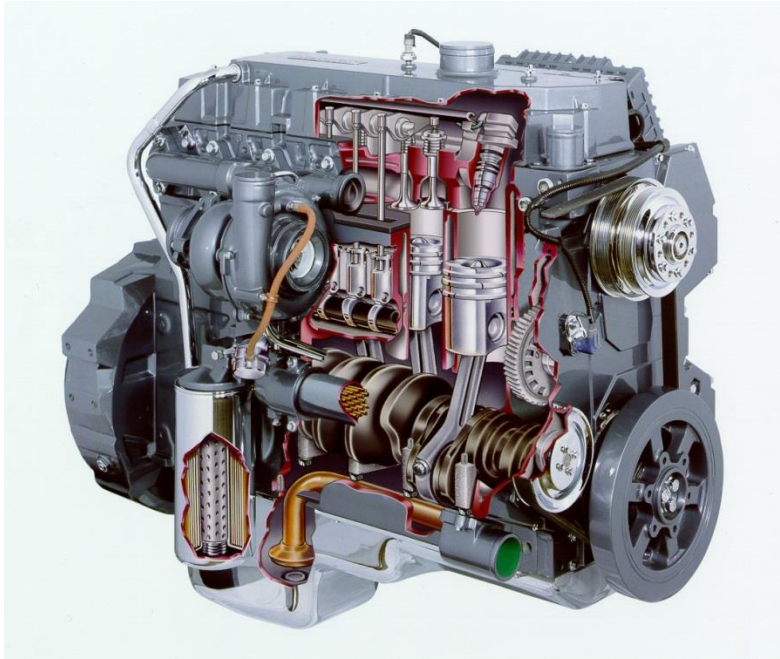
Tämä diplomityö käsittelee modernin nopeakäyntisen ja nelitahtisen dieselmoottorin venttiilikoneistoa mekaniikkasuunnittelun näkökulmasta. Työn tavoitteena on ymmärtää voimien välittyminen venttiilikoneiston komponenttien välillä ja löytää konseptitason ratkaisu venttiilikoneiston rakenteelle olemassa olevien tilarajoitteiden vallitessa. Työn alussa tarkastellaan yksittäisten komponenttien rooleja venttiilikoneistossa sekä niiden mitoittamiseen vaikuttavia tekijöitä, jotta komponenttien ja dieselmoottorin toiminnan yhteys ymmärretään riittävällä tasolla. Konseptimallin suunnittelussa hyödynnetään kahta monikappalesimulointiin suunnattua ohjelmistoa, joilla tarkastellaan sylinterikohtaisen venttiilikoneiston dynamiikkaa ja komponenttien välisiä vuorovaikutuksia. Sylinterikohtaisista venttiilikoneistomalleista voidaan jatkossa rakentaa koko moottorin venttiilikoneistoa mallintava kokonaisuus.

Työn toisena tavoitteena on analysoida monikappalesimulointiohjelmistojen ominaisuuksia ja simulaatioiden tuottamia tuloksia. Työssä käytettävät simulointiohjelmit Adams ja AVL Excite Timing Drive ovat toisistaan riippumattomia ohjelmistoja, joilla suoritetaan samat simulointitilanteet, jotta tuloksia ja ohjelmistoja voidaan vertailla keskenään. Hyödyntämällä monikappalesimulointia jo konseptitason suunnittelussa, voidaan tarkastella komponenttien toimintaa järjestelmätasolla, mikä helpottaa komponenttien välisten vuorovaikutusten ymmärtämistä ennen prototyypin valmistusta ja testausta. Simuloimalla koko järjestelmän toimintaa jo suunnittelun konseptivaiheessa voidaan pienentää prototyyppien valmistus- ja testauskustannuksia sekä säästää aikaa. Nykyään kokonaisten järjestelmien simulointi on mahdollista, koska käytössä on erittäin monipuolisia ohjelmistoja sekä paljon laskentatehoa.

2. VENTTIILIKONEISTON TEORIATAUSTA

2.1 Venttiilikoneiston rooli dieselmoottorin työkierrossa

Tässä työssä tarkastellaan nelitahtista mäntämoottoria, jossa dieselprosessi toteutetaan sylinterissä. Työssä tarkasteltava moottori on myös rivimoottori, mikä tarkoittaa, että sylinterit ovat sijoitettu peräkkäin samaan linjaan moottorin pituussuunnassa. Kuvassa (Kuva 1) on esitetty esimerkkirakenne dieselkäyttöisestä ja rivityyppisestä mäntämoottorista. Dieselprosessin toteuttaminen tällaisessa mäntämoottorissa vaatii tietyt toimintaedellytykset, joiden tarkastelu auttaa ymmärtämään venttiilikoneiston roolia osana dieselmoottorin työkiertoa. Dieselprosessissa polttoainetta polttamalla tuotetaan lämpöenergiaa sylinterissä olevaan kaasutilavuuteen. Lämpöenergia muutetaan moottorin komponenttien liike-energiaksi kaasun lämpölaajenemista hyväksi käyttäen. Polttoaineen polttaminen vaatii tietyn määrän happea jokaista poltettua polttoaineen massayksikköä kohden. Happea saadaan ilmasta ja yksi dieselprosessin toimintaedellytyksistä on sylinterin täyttäminen ilmalla, jotta sylinterissä voidaan polttaa polttoainetta. Toinen merkittävä toimintaedellytys on riittävän korkean lämpötilan tuottaminen ilman ja polttoaineen seoksen palamisreaktion käynnistämiseksi. Dieselprosessissa palamisreaktion käynnistämiseen käytettävä lämpöenergia tuotetaan sylinterissä olevaa ilmaa kokoon puristamalla, minkä vuoksi prosessin toimintaedellytyksiin kuuluu sylinterin tiiveys. Tiiveys on myös tärkeä palamisreaktion aikana ja sen jälkeen, kun sylinterissä vallitsevasta paine halutaan hyödyntää mahdollisimman tehokkaasti moottorin komponentteja liikuttavaksi voimaksi ja komponenttien liike-energiaksi. Kun samaa sylinteriä käytetään toistuvasti työkierron toteuttamiseen, on ilman ja polttoaineen seoksen palamisreaktiosta syntyvät reaktiotuotteet poistettava sylinteristä, jotta sylinteriä voidaan hyödyntää uuden ilman ja polttoaineen seoksen polttamiseen.

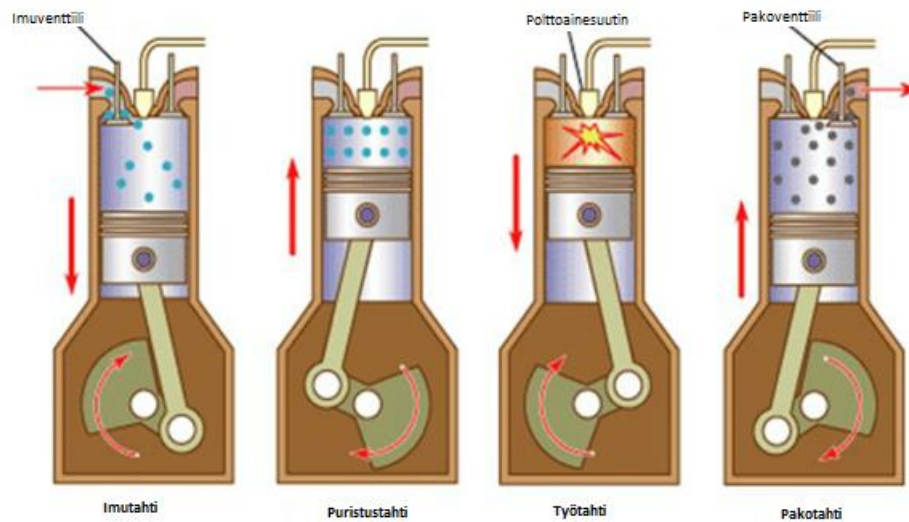


Kuva 1. Dieselkäyttöinen rivityyppinen mäntämoottori [15]

Mäntämoottorin toimintaperiaatteena on muuttaa palotapahtuman jälkeen sylinterin kaasutilavuudessa vallitseva paine männän pinta-alan kautta mäntään kohdistuvaksi voimaksi, joka liikuttaa mäntää sylinterissä. Sylinteripaineen aiheuttama voima, liikuttaa mäntää kohti moottorin kampiakselia. Männän liike ja voima välittyy kiertokangen avulla kampiakselille, jossa ne muutetaan kampiakselia pyörittäväksi liikkeeksi ja momentiksi kiertokangen ja kampiakselin välisen vipuvarren avulla. Mäntä liikkuu sylinterissä edestakaisin kampiakselin ja kiertokangen muodostaman mekanismin pakottamana. Yhden kampiakselin kierroksen aikana mäntä toteuttaa yhden edestakaisen liikkeen sylinterissä päätyen kierroksen päätteeksi täsmälleen samaan asemaan, jossa oli kierroksen alkaessa. Männän edestakainen liike saa aikaan sylinterin tilavuuden muutoksen. Sylinterin tilavuus on pienimmillään männän ollessa yläkuolokohdassa, eli asemassa, jossa mäntä vaihtaa liikesuuntaansa sylinterin tilavuutta pienentävästä liikkeestä, tilavuutta kasvattavaan liikkeeseen.

Alakuolokohdaksi puolestaan kutsutaan männän asemaa, jossa sylinterin tilavuus on suurimmillaan ja männän liike muuttuu sylinterin tilavuutta kasvattavasta liikkeestä, tilavuutta pienentäväksi liikkeeksi. Polttoaineen palamisreaktion avulla tuotettua kampiakselin pyörimisliikettä ja momenttia hyödynnetään työkierron toistamiseen joko samassa tai eri sylinterissä. Kampiakselin momentti muutetaan kampiakselin vipuvarren ja kiertokangen avulla sylinterin kaasutilavuutta pienentäväksi männänliikkeeksi ja voimaksi, joka puristaa kokoon sylinterissä olevaa ilmaa. Näin polttoainetta polttamalla tuotetusta liike-energiasta osa käytetään seuraavan palotapahtuman tarvitsemien olosuhteiden toteuttamiseen. Mäntämoottorin jatkuvan toiminnan edellytyksenä on, että polttoaineen polttamisella tuotetusta lämpöenergiasta saadaan muutettua hyödynnettävissä olevaksi mekaaniseksi energiaksi enemmän kuin mitä energiaa kuluu komponenttien

liikuttamiseen, häviöihin ja ilman kokoonpuristamiseen. Ennen kuin moottori käynnistyy, eli kykenee tuottamaan itse työkierron toteuttamiseen tarvittavan määrän energiaa, moottoria pyöritetään sähköisen käynnistinmoottorin avulla.



Kuva 2. 4-tahtisen mäntämoottorin työkierto [16]

Tässä työssä tarkasteltavan nelitahtisen mäntämoottorin työkierto muodostuu neljästä tahdistä, jotka ovat: imu-, puristus-, työ- ja pakotahti. Työkierto on esitetty kuvassa (Kuva 2) Jokaisella tahdilla on oma merkittävä tehtävänsä dieselmotorsin vaatimien toimintaedellytysten toteuttamisessa. Nelitahtisen dieselmotorsin työkierto alkaa imutahdilla, jonka aikana mäntä liikkuu sylinterissä yläkuolokohtasta alakuolokohtaan suurentaen sylinteritilavuuden minimistä maksimiin. Männän liikkeen aiheuttama sylinterin tilavuuden kasvu alentaa painetta sylinterin sisällä. Ympäristössä, sylinterin ulkopuolella vallitsevasta suuremmasta paineesta voidaan ohjata ilmaa sylinteriin imutahdin aikana, kun sylinterikanteen lisätään venttiili, joka aukeaa imutahdin aikana, kun sylinterikanteen lisätään venttiili, joka aukeaa imutahdin aikana. Tätä venttiiliä kutsutaan imuventtiiliksi. Imuventtiilin on sulkeuduttava imutahdin jälkeen, jotta sylinteristä saadaan tiivis ennen imutahdia seuraavaa puristustahtia.

Puristustahdin aikana sylinterissä olevan ilman paine kasvaa, kun tiiviin sylinterin tilavuus pienenee männän liikuessa kohti yläkuolokohtaa. Samalla sylinterissä olevan ilmassa lämpötila nousee. Puristustahdin tavoitteena on saada puristettavan ilman lämpötila niin korkeaksi, että se kykenee sytyttämään sylinteriin syötettävän polttoaineen ja sylinterissä olevan ilman muodostaman seoksen. Sylinterin kokonaistilavuuden ja minimipuristustilavuuden välistä suhdetta kutsutaan staattiseksi puristussuhteeksi. Yleisesti nopeakäyntisten dieselmotorsien staattinen puristussuhde on välillä 14:1 – 22:1 [2, s.23].

Kun ilman ja polttoaineen seos syttyy, palamisreaktio kasvattaa sylinterissä olevan kaasuseoksen lämpötilaa ja painetta aiheuttaen mäntään kohdistuvan voiman, joka työntää mäntää kohti alakuolokohtaa. Seoksen syttymishetki ja sylinteripaineen nousun ajoitus on kriittinen, jotta kampiakselin pyörimisnopeus ei hidastu merkittävästi ja sen pyörimissuunta pysyy samana. Työtahdiksi kutsutaan moottorin työkierron vaihetta, jossa mäntä liikkuu yläkuolokohdastaan kohti alakuolokohtaansa palotapahtuman aiheuttaman paineen vaikutuksesta. Myös työtahdin aikana on tärkeää, että sylinteri on tiivis, ettei palotapahtuman kasvattama paine pääse purkautumaan venttiilin kautta ulkoilmaan tai männän ohi kampikammioon. Männän ja sylinterin välinen tiivistys on toteutettu mäntää ympäröivillä rengastiivisteillä.

Männän saavuttaessa alakuolokohtansa työtahti päättyy. Sylinterissä vallitseva paine lakkaa tekemästä työtä moottorin pyörittämiseksi männän alakuolokohdan jälkeen, koska kampiakselin ja kiertokangen välinen vipu asettuu männän liikkeen kanssa samaan linjaa, jolloin mäntään kohdistuvalla voimalla ei ole vipuvartta kampiakselin suhteen. Alakuolokohdan jälkeen mäntä jatkaa matkaansa kohti yläkuolokohtaa, jolloin sylinterin tilavuus pienentyy jälleen. Männän liike aiheuttaisi tässä vaiheessa sylinterissä palamisreaktion tuotteena syntyneen kaasuseoksen uudelleen puristumisen, mikä nostaisi sylinteripainetta. Palamistuotteiden uudelleen puristamisella ei saavuteta hyötyä, vaan tässä vaiheessa työkiertoa paineen nousu sylinterissä aiheuttaa mäntään voiman, joka vastustaa kampiakselin pyörimisliikettä. Tästä syystä sylinterikanteen sijoitetaan toinen venttiili, jota kutsutaan pakoventtiiliksi. Sen avautuessa sylinterissä olevat palamistuotteista muodostuva kaasuseos pääsee purkautumaan ympäristöön sylinterin tilavuutta pienentävän männän liikkeen pakottamana. Tämän työkierron viimeisen vaiheen, pakoahdin aikana sylinteri tyhjenetään palamisreaktion tuotteista, jotta seuraava työkierto voidaan aloittaa imemällä sylinteriin seuraavan polttoaineannoksen polttamiseksi tarvittavaa hapekasta ilmaa.

Näin yksi nelitahtisen dieselmoottorin työkierto muodostuu kahdesta kampiakselin kierroksesta, joiden aikana kaasunvaihtoa hallitaan venttiilikoneistolla. Huonosti suunniteltu ja toteutettu kaasunvaihto heikentää moottorin suorituskykyä ja hyötysuhdetta. Kaasunvaihdon ja moottorin suorituskyvyn kannalta on olennaista, että venttiilien liike on synkronoitu tarkasti männän liikkeen kanssa. Liikkeiden synkronointi on tärkeää myös venttiilin ja männän välisen kontaktin estämiseksi. Lähtökohtaisesti puhdas imuilma ja pakokaasut halutaan pitää erillään toisistaan, jotta sylinteriin saadaan mahdollisimman suuri määrä happea polttoaineen polttamista varten. Tästä syystä sekä sylinteriin tulevalle ja sieltä poistuvalla ilmalle on järjestetty omat virtauskanavat. Näin minimoidaan myös sylinterin suhteen eri suuntiin virtaavien kaasujen mahdollisuus vaikuttaa toistensa virtauksiin. Nelitahtinen mäntämoottori tarvitsee siis vähintään yhden imu- ja yhden pakoventtiilin sylinterin kaasunvaihdon toteuttamiseksi.

Venttiileillä on merkittävä vaikutus sylinterissä tapahtuvaan ilman ja polttoaineen sekoittumiseen sekä sylinterissä tapahtuviin pumppaushäviöihin. Sylinterikannen pie-

nimmän virtauspinta-alan kasvattaminen ja venttiilien sopiva ajoittaminen suhteessa männän liikkeeseen pienentävät pumppaushäviöitä. Sylinterin halkaisija rajoittaa käytettävien venttiilien maksimikokoa, mistä johtuen kaksi venttiilissä sylinteri kannessa, venttiili saattaa olla sylinterikannen virtausta kuristava tekijä. Venttiilien määrän kasvattamalla ja venttiilejä sopivasti sijoittamalla voidaan tehostaa sylinterin poikkipinta-alan hyödyntämistä virtauspinta-alaksi ja siksi nykymootoreissa tavataan sylinterikansia, joissa on neljä tai jopa viisi venttiiliä sylinteriä kohden. Imuventtiilien sijainnilla, koolla ja lukumäärällä voidaan vaikuttaa ilman pyörteilyyn sylinterissä, tästä syystä sylinterikansissa, joissa on pariton lukumäärä venttiileitä, imuventtiileitä on yleensä aina enemmän. Oikean tyyppinen pyörteily parantaa ilman ja polttoaineen sekoittumista, mikä nopeuttaa seoksen syttymistä ja palamista sekä vähentää päästöjä. Tästä syystä venttiilikoneistoa suunniteltaessa kiinnitetään ensisijaisesti huomiota kaasunvaihdon onnistumiseen [3, s.538]. Lopulta venttiilikoneiston rakenne on kuitenkin aina näiden kahden osaluheen kompromissi, sillä myös mekaniikka asettaa rajoitteita rakenteelle muun muassa mekaanisen keston ja valmistusteknisten haasteiden kautta. Joka tapauksessa voidaan todeta, että venttiilikoneiston rooli dieselmootorin työkierrässä on ehdottoman tärkeä.

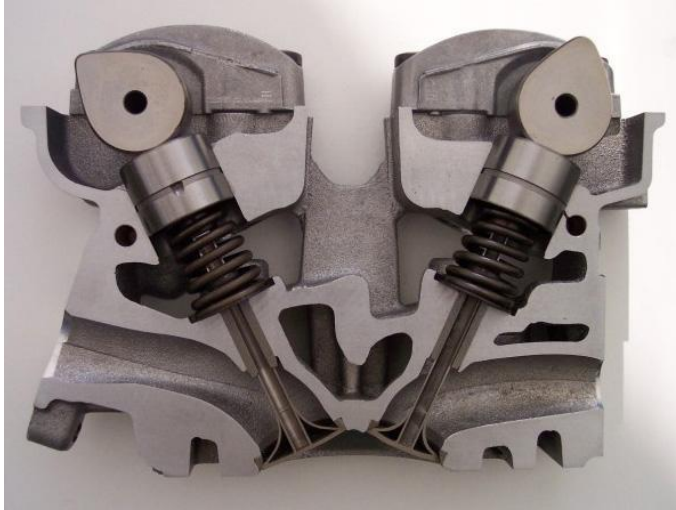
2.2 Yleisesti käytettävät rakenneratkaisut

Nelitahtisen mäntämootorin venttiilikoneiston rakenne voidaan toteuttaa useilla eri tavoilla, mutta tietyt venttiilikoneistojen rakennetyypit ja toimintaperiaatteet ovat kuitenkin vakiinnuttaneet asemansa nykymootoreissa. Valtaosa tuotannossa olevista venttiilikoneistoista hyödyntää toimintaperiaatetta, jossa pyörivän nokka-akselin osittain epäkeskeiset nokat avaavat männän yläpuolella, sylinterikansassa sijaitsevia lautasventtiileitä. Nokan ja venttiilin välissä on jonkin tyyppinen käyttömekanismi, joka välittää nokan profiilin määrittämän liikkeen venttiilin liikkeeksi. Nokan ja venttiilin välissä oleva mekanismi on yleisesti joko suoraan nokkaprofiilin liikkeen venttiilille välittävä suorakäyttömekanismi tai vipuvälitystä hyödyntävä keinuvipumekanismi. Käyttömekanismin rakenteeseen vaikuttaa olennaisesti nokka-akselin sijainti, joka voi moottorista riippuen sijaita sylinteriryhmässä tai sylinterikansassa, joista kummassakin vaihtoehdossa nokka-akselien tarkka sijainti vaihtelee paljon eri valmistajien välillä. Venttiilejä sulkevan voiman tuottaa yleisesti venttiilikohtainen venttiilinjousi, joka painaa venttiilin ja sitä liikuttavat käyttömekanismin komponentit nokkaprofiilia vasten. Näin venttiilin sulkeutumisliikkeen määrittää myös nokkaprofiili, jos venttiilin jousi kykenee pitämään venttiilikoneiston komponentit nokkaprofiilia vasten.

2.2.1 Lautasventtiili ja venttiilinjousi

Lautasventtiilien käytön ehdoton etu on venttiilien hyvät tiivistysominaisuudet. Lautasventtiilin ja sylinterikannen välissä hyödynnetään istukkarakennetta, joka tiivistyy hyvin kaikissa käyttölämpötiloissa kartion muotoisten tiivistyspintojensa ansiosta. Sylinterin tiivistyminen on tärkeää dieselmootorissa, koska palamisreaktion käynnistymiseen tar-

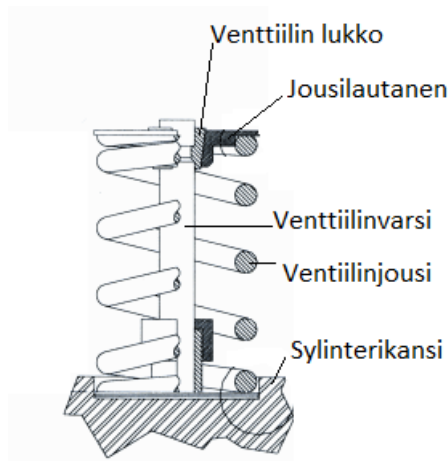
vittava lämpö tuotetaan sylinterissä ilmaa kokoon puristamalla. Lisäksi moottorin hyötysuhteen ja suorituskyvyn kannalta on tärkeää, että palotapahtuman aikana sylinterissä vallitseva kaasuseoksen paine saadaan välitettyä mäntää liikuttavaksi voimaksi ja mahdollisimman vähän kaasua pääse purkautumaan sylinterin palotilan ulkopuolelle venttiilien tai männän ohi.



Kuva 3. Lautasventtiilit asennettuna sylinterikanteen [17].

Lautasventtiilien varret tukeutuvat sylinterikanteen venttiilinohjaimien avulla. Venttiilinohjain on metallinen, sylinterimäinen komponentti, jonka tarkoitus on rajoittaa venttiilin liike sen pituusakselin suuntaiseksi translaatioksi ja pituusakselin ympäri tapahtuvaksi rotaatioksi. Lämpölaajenemisen vuoksi venttiilinohjaimen ja venttiilinvarren välille on kuitenkin jätettävä välily, joka mahdollistaa venttiilin pituusakselin linjauksen pienen liikkeen silloin, kun venttiili on auki. Venttiilin ollessa sulkeutuneena, venttiilinlautasen tiivistävä istukkapinta tukeutuu sylinterikanteen istukkapintaa vasten, jolloin venttiiliohjaimen tuen merkitys pienenee.

Venttiilinjousi kytketään venttiilin varteen kartiolukon ja jousilautasen avulla. Jousi kytketään venttiilin jousen ollessa hieman kokoon puristuneena. Kokoon puristunut venttiilinjousi pyrkii nostamaan jousilautasta kannesta poispäin, jolloin jousilautasen ylöspäin aukeava kartiopinta painaa kahta kartiolukon puolikasta kohti venttiilin vartta. Venttiilivarressa on yksi tai useampi vartta kiertävä ura venttiilin pituusakselia vastaan kohtisuorassa, joihin kartiolukoissa olevat olakkeet painautuvat välittäen jousen voiman venttiiliä nostavaksi voimaksi. Venttiilinlautanen tukeutuu sylinterikanteen istukkapintaa vasten, mikä estää venttiiliä nousemasta jousivoiman vaikutuksesta ja venttiilinjouseen syntyy näin esijännitysvoima. Voima puristaa samalla venttiilinlautasen vasten sylinterikanteen istukkapintaa, mikä tiivistää virtauskanavan ja sylinterin välisen virtausaukon.



Kuva 4. Venttiilinjousen ja venttiilin välinen kytkentä [18].

Venttiilinjousen ja venttiilinvarren välisen kytkennän rakenteen vuoksi, on venttiiliä avaava voima kohdistettava venttiilin varren päähän, eikä jousilautaseen. Jousilautaseen venttiilin avaussuunnassa kohdistettu voima pienentää jouselta kartiolukolle välittyvää voimaa, mikä voi aiheuttaa kartiolukon puolikkaiden irtoamisen venttiilin varrelta. Jos kartiolukon puolikkaiden ja venttiilin varren välinen kontakti irtoaa kokonaan, ei venttiiliä nostava voima välity enää jouselta venttiilille. Tällaisessa tilanteessa venttiili voi pudota sylinteriin ja aiheuttaa vakavan moottorivaurion.

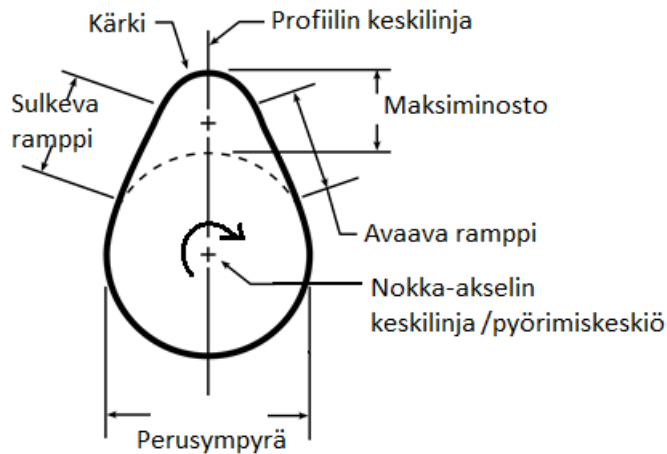
2.2.2 Venttiileitä ohjaava nokka-akseli

Venttiilien lineaariset liikeradat toteutetaan pyörivällä nokka-akselilla, jonka pyörimisliike muutetaan akselilla olevien nokkien avulla nokan profiilia seuraavien ja sopivasti tuettujen komponenttien lineaariliikkeeksi. Nokkaprofiilia seuraavasta komponentista käytetään yleisesti nimitystä seuraaja. Nokka on epäkeskeinen akselin osa, jonka profiilin ja nokka-akselin keskilinjan välinen etäisyys muuttuu akselin kiertokulman funktiona. Nokkaprofiilin perusympyräksi kutsutaan profiilin osaa, joka on keskeinen nokka-akselin pyörimiskeskion suhteen. Nokkaprofiilin perusympyrän pinnan pisteet kiertävät ympyrärataa samalla etäisyydellä nokka-akselin keskilinjasta, eikä niillä siksi ole kykyä tuottaa lineaariliikettä seuraajalle akselin pyörimisliikkeestä. Nokkaprofiilin epäkeskeisillä osilla, profiilin ja nokka-akselin keskilinjan välinen etäisyys kasvaa perusympyrän sädettä suuremmaksi. Tällöin pyörivän akselin nokkaprofiilin seuraajan sijainti muuttuu suhteessa nokka-akselin keskilinjaan. Muutos vastaa seuraajan ja profiilin välisen kontaktipisteen sekä akselin keskilinjan välisen säteen pituuden muutosta. Tätä nokan perusympyrän ja nokkaprofiilin epäkeskeisen pisteen välistä etäisyyden muutosta kutsutaan nokan nostoksi. Asettamalla useita nokkia samalla nokka-akselille, voidaan yhden akselin pyörimisliike muuttaa usean seuraajaan lineaariliikkeeksi. Seuraajien liikkeiden välistä ajoitusta voidaan muuttaa, sijoittamalla eri seuraajia ohjaavat nokat eri linjaan suhteessa nokka-akselin kiertokulmaan.



Kuva 5. Nokka-akseli [19]

Nokkaprofiilin muoto voidaan jakaa osiin, joista kullakin on oma tehtävänsä. Koska polttomoottoreissa nokka-akselien seuraajien liike ohjataan käyttömekanismin avulla sylinterikannen imu- ja pakoventtiilien avausliikkeeksi, nimetään nokkaprofiilin osat usein polttomoottorien yhteydessä venttiilin liikkeen mukaan. Yksinkertaisimmillaan nokkaprofiili koostuu venttiilin avautumis- ja sulkeutumisliikeradat määrittävistä rampeista sekä nokan kärjestä. Yksinkertaisen nokkaprofiilin osat on esitetty kuvassa (Kuva 6). Avaava ramppi määrittää seuraajan liikeradan, positiivisen kiihtyvyyden sekä seuraajan maksiminopeuden venttiilin avautumisen aikana. Nokan kärkiosan tehtävä on määrittää seuraajan kiihtyvyysofiili, kun venttiili vaihtaa liikesuuntaansa venttiilijousen voiman vaikutuksesta venttiilin maksiminoston jälkeen. Nokkaprofiilin kärkiosalla venttiiliin ja seuraajaan vaikuttaa jousivoiman aiheuttama negatiivinen kiihtyvyys, joka muuttaa venttiilin ja seuraajan liikesuunnan. Seuraajan kiihtyvyysofiilin on oltava nokan kärjellä sellainen, että venttiilin ja seuraajan nopeus saavuttaa arvon nolla nokkaprofiilin maksiminostolla. Tämän pisteen jälkeen venttiili alkaa sulkeutua ja sen nopeuden suunta on tällöin vastakkainen venttiilin avautumisliikkeen aikaisen nopeuden kanssa. Venttiilin avautumisliikkeen nopeutta pidetään positiivisena ja sulkeutumisnopeutta negatiivisena. Sulkevan rampin tehtävä on määrittää seuraajan ja venttiilin liikerata ja kiihtyvyys venttiilin sulkeutumisliikkeen aikana. Yksinkertaisimmillaan rampit voivat olla suoria tai ympyrän kaaria, joiden kaarevuussäde on vakio.



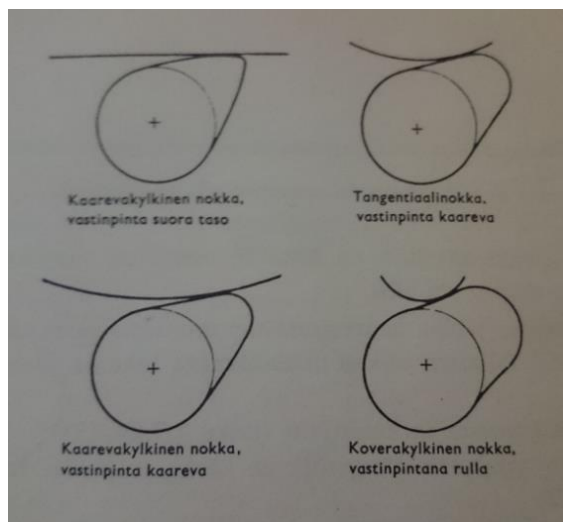
Kuva 6. Nokkaprofiilin perusosat [20]

Nokkaprofiilin muoto vaikuttaa oleellisesti venttiilikoneistossa esiintyviin kuormituksiin, värähtelyyn ja venttiilin jouselta vaadittavaan jäykkyyteen, koska nokkaprofiili määrittää venttiilin ja sen käyttömekanismin komponenttien kiihtyvyydet. Komponenttien kiihtyvyyksien kasvaessa kasvavat myös venttiilikoneistossa vaikuttavat inertia-voimat. Tästä syystä nokkaprofiilin suunnittelussa pyritään saavuttamaan kaasunvaihdon kannalta optimaaliset venttiilin aukioloajat ja maksiminosto mahdollisimman pienillä komponenttien kiihtyvyyksillä ja kiihtyvyyksien muutoksilla [3, s.571]. Käytännössä tämä tarkoittaa nokkaprofiilin muodon määrittämistä sellaiseksi, että venttiilin aseman ensimmäinen ja toinen aikaderivaatta, eli nopeus ja kiihtyvyys pysyvät jatkuvinä koko nokkaprofiilin matkalla. Tällöin nokkaprofiilin eri osat eivät ole enää yksinkertaisia yhden kaarevuussäteen ympyränkaaria tai suoria, vaan profiilin muotoja määrittävät monimutkaisemmat matemaattiset funktiot.

Nopeakäyntisessä moottorissa, jonka kierrosnopeus on yli 1000 rpm, on nokkaprofiilin lisäksi täytettävä ehto, jonka mukaan venttiilinasemaa nokka-akselin kiertokulman suhteen kuvaavan funktion kolmannen aikaderivaatan, eli nykäisyn (englanniksi jerk) on saatava äärellisiä arvoja koko nokkaprofiilin matkalla. Nykäisy on siis kiihtyvyyden muutos ajan suhteen. Näillä ehdoilla saadaan nokkaprofiilille muoto, jonka muodostamiseen tarvitaan vähintään kolmannen asteen polynomifunktio. Tällainen nokkaprofiili aiheuttaa vain vähän ylimääräistä värähtelyä venttiilikoneistossa. Nokkaprofiilin muodostamiseen voidaan käyttää vieläkin korkeampi asteisia polynomifunktioita, mutta korkeampi asteisella polynomifunktiolla ei välttämättä saavuteta merkittävää hyötyä venttiilin värähtelyiden minimoimiseksi. Mitä korkeamman asteen polynomifunktiolla profiili muodostetaan, sitä hitaampia ovat nokkaprofiilin muodossa tapahtuvat muutokset ja sitä suuremmaksi muodostuvat profiilin muodon muutosten välillä tarvittavat nopeudet ja kiihtyvyydet, kun venttiilin liikematka ja siihen käytettävä aika pysyvät profiilin muotoa kuvaavasta funktiosta huolimatta muuttumattomina [3, s.566].

Nykyisin nokkaprofiileja ei määritetä enää pelkästään yhden matemaattisen funktion avulla, vaan nokkaprofiilin optimimuodon muodostamiseksi voidaan käyttää useita käyriä, joiden kaarevuussäde muuttuu nokka-akselin kiertokulman funktiona. Valittavan funktion muoto riippuu siitä, mille nokkaprofiilin alueelle sitä sovelletaan. Useita funktioita käytettäessä on kiinnitettävä erityistä huomiota siihen, että käyrien kohtaamis-
 teessä profiili muoto täyttää jatkuvuusehdot, jotta seuraajan liikkeeseen ei tule ylimääräistä värähtelyä. Profiilien epäjatkuvuuskohdissa kontakti seuraajan ja profiilin välillä irtoaa ja komponenttien tullessa uudelleen kontaktiin syntyy iskumainen kuormitus, joka toistuvana kuormituksena väsyttää komponenttien pintoja [6, s.72].

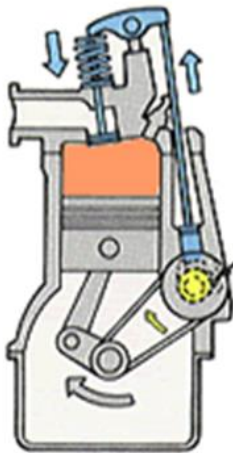
Valmiita nokkaprofiileja tarkasteltaessa on usein käytössä monimutkaisten funktioiden sijaan taulukoita, joissa nokan nosto ilmoitetaan nokka-akselin kiertokulman suhteen puolen tai yhden asteen välein. Nokkaprofiilin muoto on riippuvainen myös sitä seuraavan komponentin muodosta. Tasomaisien seuraajien kanssa on käytettävä kuperakylkistä nokkaprofiilia, jolla on jatkuvasti positiivinen kaarevuussäde, koska tasomainen seuraaja on aina kontaktipisteessä nokkaprofiilin tangentin suuntainen. Suorakylkisen nokan tapauksessa kaarevuussäde nokan kyljellä on nolla, jolloin tasoseuraajan kiihtyvyyden tulisi saavuttaa ääretön arvo hetkellisesti, mikä aiheuttaa värähtelyä ja suuria kuormituksia seuraajan ja nokan välisessä kontaktissa. Koveraa nokkaprofiilia, jolla kaarevuussäde muuttuu positiivisen ja negatiivisen välillä, ei voida myöskään käyttää tasoseuraajan kanssa, koska tasoseuraajan ei kykene seuraamaan koveraksi muuttuvaa nokkaprofiilia. Suorakylkisten ja koverien nokkaprofiilien kanssa voidaan kuitenkin käyttää rullaseuraajaa tai muuten kuperaa seuraajaa. Seuraajan kaarevuussäteen on oltava riittävän pieni suhteessa profiilin negatiiviseen kaarevuussäteeseen, jotta seuraaja pystyy myötäilemään profiilin kuperaa osuutta [2, s.436-450].



Kuva 7. Nokkaprofiilityypit ja niiden kanssa käytetyt seuraajan muodot [2, s.436]

Yksinkertaisimmillaan moottorin kaikkia imu- ja pakoventtiileitä ohjataan yhdellä nokka-akselilla. Yhdellä nokka-akselilla ohjataan yleensä kahdesta neljään venttiiliä. Täl-

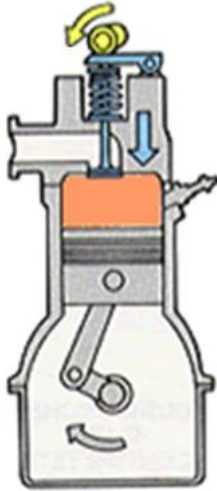
lainen rakenne on edullinen, mutta yhä useammin imu- ja pakoventtiileitä ohjataan omina ryhminään erillisillä nokka-akseleilla. Erillisillä akseleilla saadaan imu- ja pakoventtiilien välistä ajoitusta säädettyä ilman nokka-akseliin tehtäviä muutoksia. Nykymoottoreissa on käytössä toimilaitteita, joilla nokka-akselien välistä ajoitusta voidaan muuttaa portaattomasti moottorin käydessä. Tämä on yleistä varsinkin moottoreissa, joissa käytettävä pyörimisnopeusalue on laaja. Venttiilien ajoituksessa pyritään hyödyntämään sylinteriin virtaavan kaasumassan inertiaa, optimaalisen sylinterin täytöksen saavuttamiseksi. Laajalla pyörimisnopeusalueella kaasujen virtausnopeus kanavissa vaihtelee huomattavasti, mikä tarkoittaa myös optimaalisen venttiilin ajoituksen muuttumista. Imuilman inertiaa hyödynnetään täytöksen parantamiseen lähellä kampaakselin alakuoloa eli imutahdin loppua, jossa pienillä pyörimisnopeuksilla sylinteriin virtaa vain vähän ilmaa, koska paine-ero imusarjan paineen ja sylinterin paineen välillä tasoittunut. Hitailla kierroksilla imuventtiilien avautuminen kannattaa pitää lähellä männän yläkuoloa eli imutahdin alkua, koska kaasulla on vähäinen inertia ja sen hyödyntäminen ei paranna täytöstä imutahdin lopussa. Kun moottorin pyörimisnopeus ja sen mukana imuilman virtausnopeus kasvaa, ilmamassan inertian vaikutusta voidaan hyödyntää lähellä imutahdin loppua, jolloin riittävän liike-energian saanut ilmamassa jatkaa liikettään kohti sylinteriä vaikka paine-eron imusarjan ja sylinterin välillä pienee. Moottorin pyörimisnopeusalueen ollessa kapea, venttiilien ajoituksen muuttamisesta moottorin käynnin aikana saatava hyöty on pienempi [3, s.581].



Kuva 8. Periaatekuva venttiilikoneistosta, jossa nokka-akseli on sijoitettu sylinteriryhmään [21].

Nokka-akseli sijoitetaan joko moottorin sylinteriryhmään tai sylinterikanteen. Sylinteriryhmässä olevalta nokka-akselilta on välitettävä venttiilien avaamiseen tarvittavat voimat sylinterin palotilan yläpuolelle sylinterikanteen. Tämä toteutetaan mekanismilla, jossa nokka-akselin nokat nostavat työntötankoja, joiden avulla voima saadaan välitettyä sylinterikannen korkeudelle. Sylinterikannessa työntötankojen välittämän voiman suunta on muutettava kunkin venttiilivarren suuntaiseksi siten, että venttiiliä painetaan

vartensa linjassa kohti sylinteriä. Tämä saadaan toteutettua erilaisilla keinuvipumekanismilla.



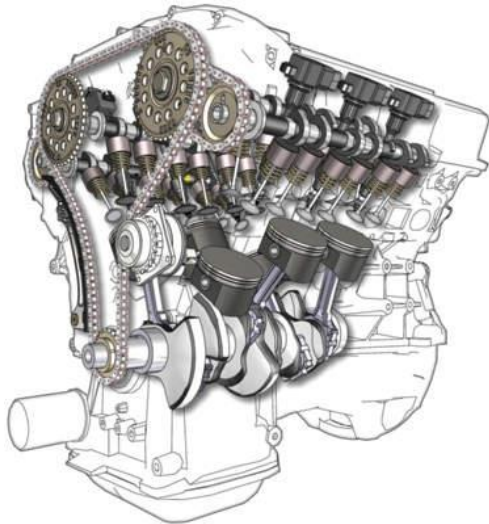
Kuva 9. Periaatekuva venttiilikoneistosta, jossa nokka-akseli on sylinterikannessa [21]

Nokka-akseli voidaan sijoittaa sylinterikanteen joko suoraan venttiilien yläpuolelle tai venttiilien rinnalle. Molempia sijoitusvaihtoehtoja tavataan silloin, kun venttiilikoneistossa on vain yksi nokka-akseli. Käytettäessä erillisiä nokka-akseleita imu- ja pakovernttiilien ohjaukseen sijoitetaan akselit yleensä venttiilien yläpuolelle, jotta sylinterikannesta saadaan kapeampi. Nokka-akselin sijainti vaikuttaa olennaisesti koko sylinterikannen ja venttiilien käyttömekanismien rakenteeseen. Nokka-akselin vaatima koko sylinterikannen pituinen suora linja rajoittaa sylinterikannen muotoilua, mikä monissa tapauksissa vaikuttaa myös konetilan muotoiluun. Nokka-akselin sijaintia määrittäessä onkin aina huomioitava sen vaikutus muiden komponenttien sijoitteluun sekä konetilan dimensioihin. Varsinkin liikkuvissa koneissa nokka-akselin sijoittamisella voi olla ratkaiseva merkitys, kun moottorintilan koko halutaan optimoida, jotta koneesta saadaan kokonaisuudessaan mahdollisimman kompakti.

2.2.3 Momentin välittäminen nokka-akselille

Nokka-akseli saa käyttövoimansa kampiakselilta ja tästä syystä joissain moottoreissa nokka-akseli sijoitetaan lähelle kampiakselia. Näin voima saadaan välitettyä yksinkertaisilla rakenneratkaisuilla nokka-akselille. Sylinterin kaasunvaihtoa ohjaavat venttiilit sijaitsevat valtaosassa nykymoottoreita sylinterin palotilan yläpuolella sylinterikannessa, jolloin etäisyys venttiilien ja lähellä kampiakselia sijaitsevan nokka-akselin välillä kasvaa suureksi. Nokka-akselilta voima jaetaan jokaisen sylinterin jokaiselle venttiilille ja vain saman sylinterin imu- tai pakovernttiileille voidaan käyttää yhteistä ajoitusta. Tämä tarkoittaa, että sylinteriryhmään, lähelle kampiakselia sijoitetulta nokka-akselilta joudutaan välittämään useilla eri komponenteilla voimaa sylinterikannessa oleville venttiileille. Näitä elementtejä kutsutaan työntötangoiksi. Pitkän välimatkan vuoksi työntö-

tangoista on tehtävä vahvat, etteivät ne nurjahda. Työntötankoihin kohdistuvien kuormitussyklien suuren lukumäärän vuoksi tangot valmistetaan teräksestä väsymisvaurioiden välttämiseksi. Tästä syystä työntötangoista tulee suhteellisen raskaita komponentteja, joita kiihdytetään ja hidastetaan jokaisen venttiilin avausliikkeen aikana kaksi kertaa. Raskaat venttiilikoneiston komponentit, joita venttiilin sulkeutumisliikkeen aikana joudutaan kiihdyttämään venttiilinjousen tuottamalla voimalla, vaativat venttiilinjousilta suurempaa jäykkyyttä riittävän voiman toteuttamiseksi. Tästä syystä raskaita edestakaisin liikutettavia komponentteja pyritään välttämään venttiilikoneistoissa.



Kuva 10. Ketjuvälitteinen jakopäämekanismi [22]

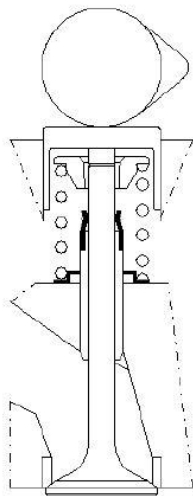
Yksi tapa pienentää venttiilikoneiston edestakaisin liikkuvien komponenttien massaa on lyhentää nokka-akselin ja venttiilien välistä välimatkaa. Kun nokkaprofiilin ohjaama edestakainen liike välitetään mahdollisimman lyhyen etäisyyden päästä venttiilille, jää liikkeen välittämiseen tarvittavien komponenttien koko pienemmäksi. Tästä syystä yhä useammin nokka-akseli sijoitetaan sylinterikanteen sylinteriryhmän sijaan, jolloin kampiakselin momentti välitetään yhdellä mekanismilla sylinterikanteen. Momentin muuttaminen ja jakaminen erillisen ajoituksen omaavia venttiileitä edestakaisin liikuttavaksi voimaksi tapahtuu näin lähellä venttiileitä. Pitkän välimatkan yli välitetään nyt vain momenttia, jonka suunta pysyy käytännössä jatkuvasti samana, jolloin komponentteja, jotka välittävän momentin kanteen ei tarvitse jatkuvasti kiihdyttää ja hidastaa, jos moottori käy tasaisella kierrosluvulla. Tällaisella periaateratkaisulla pyritään parantamaan moottorin kokonaishyötysuhdetta. Momentin välittäminen sylinterikanteen voidaan toteuttaa hammashihna- tai ketjuvedolla tai hammaspyörillä. Olennaista momentin välittämisessä kampiakselilta nokka-akselille on se, että kampiakselin ja nokka-akselin välinen ajoitus ei pääse muuttumaan, jotta kaasunvaihto toimii oikein, eikä mäntien ja venttiilien välillä tapahdu törmäyksiä. Yleisesti kampiakselin ja nokka-akselin välisestä mekanismista käytetään nimitystä jakopää riippumatta momenttia välittävän mekanismin tyypistä tai nokka-akselin sijainnista.

2.2.4 Venttiilien käyttömekanismit

Nokka-akselin ja venttiilin välille tarvitaan käyttömekanismi, joka välittää nokkaprofiilin nostoliikkeen venttiilin avautumisliikkeeksi. Venttiililtä vaaditaan tarkkaa liikerataa, mikä asettaa myös käyttömekanismille vaatimuksia mekanismin jäykkyyden ja nokkaprofiilin tarkan seuraamiskyvyn muodossa. Hyvän käyttömekanismin ominaisuuksiin kuuluu myös pieni inertia, koska mekanismin komponentteja liikutetaan edestakaisella liikkeellä. Edestakaisen liikkeen huonona puolena on komponenteilta vaadittava toistuva kiihtyvyys ja hidastuvuus. Kun massaa kiihdytetään tai hidastetaan, massa pyrkii vastustamaan nopeuden muutosta inertiavoiman avulla. Mitä suurempi on kiihdytettävä massa sitä suurempi on myös inertiavoima yhtälön (1) mukaan.

$$F_{\text{komponentti.inertia}} = m_{\text{komponentti}} * a_{\text{komponentti}} \quad (1)$$

Yleisesti käytössä olevat käyttömekanismit ovat joko keinuvipu- tai suorakäyttöisiä. Hyödynnettävän käyttömekanismin rakenteeseen vaikuttaa vahvasti nokka-akselin ja venttiilien sijainnit sekä asennot. Käyttömekanismeista pyritään tekemään mahdollisimman yksinkertaisia, jotta niiden inertia ja komponenttien jousto olisivat pieniä. Yksinkertaisin seuraajamekanismi voidaan toteuttaa silloin, kun nokka-akseli sijoitetaan suoraan venttiilien yläpuolelle. Tällöin nokka-akselin ja venttiilien väliin sijoitetaan kuppimallinen painin, jonka tehtävänä on seurata nokkaprofiilia. Paininkuppi on halkaisijaltaan huomattavasti venttiilinvartta suurempi, jolloin nokka-akselin ja paininkupin välisessä liukuvassa kosketuksessa pintapaine ja siten kuluminen saadaan pienemmäksi kuin tilanteessa, jossa kapea venttiilinvartsi seuraa suoraan pyörivän nokkaprofiilin pintaa. Paininkupin ja venttiilin välillä ei tapahdu merkittävää liukumista, jolloin venttiilin päähän ei kohdistu kuluttavaa rasiutusta. Paininkupin tilalle voidaan sijoittaa myös hydraulinen venttiilin välyksen säädin, jolloin säätimen lisääminen ei monimutkaista käyttömekanismin rakennetta.

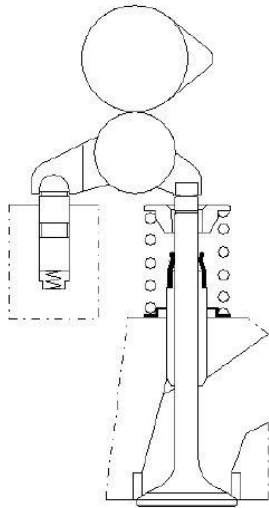


Kuva 11. Suorakäyttömekanismin rakenne[11]

Rakenteen merkittävin etu on komponenttien ja siten myös niiden välisten kontaktien pieni määrä. Komponenttien vähäinen määrä auttaa pienentämään venttiilin liikettä seuraavien komponenttien muodostamaa kokonaismassaa [4, s.38]. Muita suorakäyttömekanismin etuja ovat nokka-akselin ja venttiilin välinen pieni etäisyys ja voiman välittyminen suoraviivaisesti nokalta venttiilille. Rakenteessa ei ole pitkiä jännevälejä, joiden yli voimaa siirretään ja siksi taipumat jäävät hyvin pieniksi parantaen venttiilin liikerradan tarkkaa toteutumista. Huomattava rajoite suorakäyttömekanismin hyödyntämisessä on se, että venttiilin ja nokkaprofiilin tulee olla kohdakkain. Venttiilien sijaintien tulee muodostaa yhtenäisiä linjoja moottorin pituussuunnassa, jotta nokka-akseli voidaan sijoittaa suoraan niiden yläpuolelle. Käytännössä tämä usein tarkoittaa, että imu- ja pakoverventtiilit sijoitetaan omiin linjoihinsa, jolloin venttiilien ohjaaminen voidaan toteuttaa kahdella nokka-akselilla.

Kuppimaista paininta hyödyntävässä suorakäyttömekanismissa tasomaisen paininkupin ja nokan välillä tapahtuu liukumista, mikä aiheuttaa ajan myötä komponenttien kulumista. Liukuvan kontaktin sijaan useissa venttiilikoneistoissa käytetään vierivää kontaktia nokkaprofiilin ja seuraajan välillä, millä pyritään pienentämään komponenttien kulumista. Vierivä kontakti saadaan aikaan rullaseuraajalla, joka vierii nokkaprofiilia pitkin.

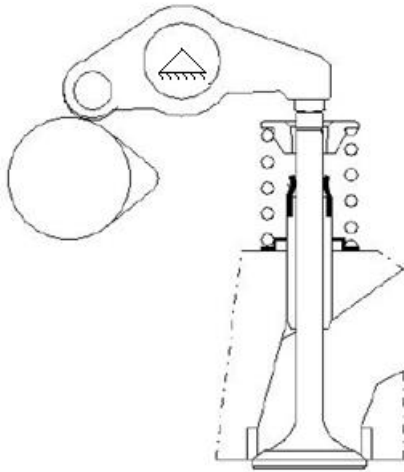
Rullaseuraajan soveltaminen suorakäyttömekanismissa on haastavaa, sillä paininkupin rotaatiota pituusakselinsa ympäri on vaikea estää. Jotta rullasta olisi hyötyä mekaniismissa, tulisi rullan vierii nokkaprofiilia pitkin, mikä vaatisi rullan sijoittamista paininkuppiin. Nokkaa seuraavalta rullalta vaaditaan tietty linjaus nokkaan nähden, jotta rulla vierii ja vähentää komponenttien välistä kitkaa sekä kontaktissa tapahtuvaa kulumista. Jos rulla sijoitetaan paininkuppiin, joka pääsee pyörimään pituusakselinsa ympäri, niin mikään ei varmista nokan ja rullan välillä vaaditun linjauksen pysyvyyttä. Näin ollen rullan pituusakseli voi kääntyä nokan liikkeen suuntaiseksi, jolloin nokan ja rullan välinen kosketus muuttuu viivamaisesta pistemäiseksi ja kontaktissa tapahtuu vierinnän sijaan pelkästään liukumista. Tällöin rakenne ei toimi toivotulla tavalla, vaan kuormitus nokan pinnalla kasvaa, mikä voi aiheuttaa nokan suunniteltua nopeampaa kulumista.



Kuva 12. Päästään tuettu keinuvipu [11].

Keinuvipumekanismeja voidaan hyödyntää, oli nokka-akseli sitten sijoitettu venttiilien yläpuolelle, venttiilien vierelle tai sylinteriryhmään. Välttämättömäksi keinuvipujen hyödyntäminen tulee rakenteissa, joissa venttiilit eivät muodosta yhtenäistä linjaa moottorin pituussuunnassa tai rakenteissa, joissa nokka-akselia ei voida sijoittaa samaan linjaan venttiilien muodostaman linjan kanssa tilarajoitteiden vuoksi. Sylinterikannessa, johon venttiilikoneistokonseptia suunnitellaan venttiilien ja suuttimien sijaintien ja tilarajoitteiden vuoksi on käytettävä keinuvipuja suorakäyttömekanismin sijaan. Keinuvipumekanismit lisäävät koneiston komponenttien määrää ja siten venttiilin liikettä seuraavaa massaa verrattuna suorakäyttömekanismeihin. Keinuvipumekanismeilla on myös hyviä ominaisuuksia, joita suoravientimekanismeihin ei voida sisällyttää.

Keinuvipumekanismeissa on mahdollista hyödyntää vipusuhdetta venttiilin ja nokka-akselin välillä. Vipusuhteen avulla voidaan pienentää nokalla vaadittavaa nostoa nopeakäyntisissä moottoreissa, kun venttiilin puolelle sijoitetaan keinuvivun pidempi vipuvarsi. Nokan noston pienentäminen pienentää myös nokkaprofiilia seuraavien komponenttien kiihtyvyyksiä samalla, kun keinuvivun vipuvarren avulla venttiilin kiihtyvyys pysyy muuttumattomana. Tästä on etua rakenteissa, joissa käyttömekanismin raskaita komponentteja voidaan sijoittaa pienemmän vipuvarren puolelle, jossa komponenttien kiihtyvyyden jäädessä pienemmäksi, myös niiden aiheuttama inertiaavoima jää pienemmäksi [4, s.38].



Kuva 13. Päädensä väliltä tuettu keinuvipu rullaseuraajalla [11].

Sama vipusuhte voidaan toteuttaa monenlaisilla rakenteilla, joista yksinkertaisimpia, yhden keinuvivun ja yhden nivelen muodostamia rakenteita ovat päästään tuettu keinuvipu ja päädensä välistä tuettu keinuvipu. Venttiilikoneistossa hyödynnetään yleisesti näitä kahta keinuviputyyppeä niiden yksinkertaisuuden vuoksi. Molemmilla keinuvipujen tuentatyypeillä saadaan toteutettua samat vipusuhteet nokka-akselin noston ja venttiilin avauksen välille, mutta keskeltä tuetulla keinuvivulla on etunaan rakenteen pienempi inertiamomentti [4, s.39].

2.2.5 Venttiilien käyntivälykset

Yksi venttiilikoneiston toiminnan haasteista on komponenttien väliset lämpötilaerot, jotka muuttuvat moottorin lämpötilan muuttuessa. Ennen moottorin käynnistämistä, moottorin kaikkien komponenttien lämpötilat ovat lähes samat. Käynnistettäessä moottorin palotilan läheisyydessä olevat komponentit lämpenevät nopeammin ja saavuttavat myös jatkuvan käytön aikana korkeampia lämpötiloja kuin kaukana palotilasta olevat komponentit. Komponenttien lämpötilan noustessa, ne lämpölaajenevat ja komponenttien lämpötilaerojen ollessa suuria, myös niiden lämpölaajenemiserot ovat suuria vaikka komponenttien materiaalit olisivatkin samat. Eri materiaaleilla on erilaiset lämpölaajenemisominaisuudet, mikä voi pahentaa ilmiöstä aiheutuvia ongelmia ja vaikeuttaa sopivien käyntivälyksien löytämistä.

Venttiilikoneiston kannalta lämpölaajenemisilmiö on erityisen haasteellinen, sillä koneiston tehtävänä on tuottaa venttiileille tarkat liikeradat moottorin kaikissa käyntiolosuhteissa. Venttiilikoneiston komponenteista venttiilit ovat suoraan yhteydessä palotilaan, kun taas nokka-akseli ja seuraajamekanismin liittyvät komponentit voivat olla hyvinkin kaukana palotilasta. Vaikein tilanne muodostuu pakoventtiilin ja sitä ohjaavan mekanismin komponenttien välille. Pakoventtiilin lämpötila nousee korkeammaksi kuin imuventtiilin, koska pakoventtiilin avautuessa kuumat pakokaasut pääsevät vaikutta-

maan venttiilinlautaseen ja venttiilin varteen. Pakoventtiilin lämpötila voikin nousta jopa 500 -700 celsiusasteeseen, kun samanaikaisesti venttiilikoneiston muiden komponenttien lämpötilat pyritään pitämään jäähdytysjärjestelmän avulla alle 100 celsiusasteen lämpötilassa [2, s.429].

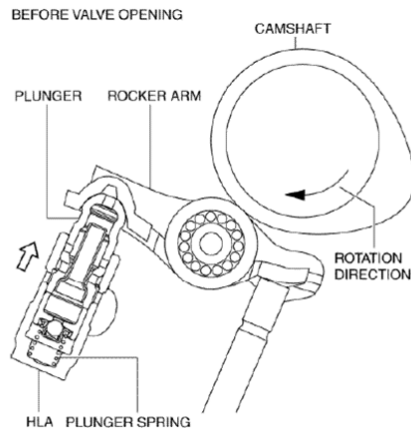
Venttiilin varren pituussuuntainen lämpölaajeneminen aiheuttaa sylinterin tiivistysongelmia, jos venttiilikoneiston komponenttien välille ei aseteta sopivaa välystä venttiilin liikesuunnassa. Kylmänä välyksettömäksi säädetyssä venttiilikoneistossa venttiili puristuu venttiilin jousivoiman vaikutuksesta samanaikaisesti seuraajamekanismin välityksellä nokkaprofiilin perusympyrää ja kannen istukkapintaa vasten. Pienikin venttiilin pituussuuntainen lämpölaajeneminen välyksettömässä koneistossa aiheuttaa venttiilin ja kannen istukkapinnan välisen kontaktin irtoamisen, sillä siihen suuntaan mikään ei rajoita venttiiliin laajentumista. Välyksettömässä venttiilikoneistossa venttiilinjousen tuottama voima, puristaa venttiilin päätä seuraajamekanismia vasten. Venttiilin käyntivälyksen venttiilin ja seuraajamekanismin välillä on tarkoitus mahdollistaa venttiilin lämpölaajentuminen venttiilin pituussuunnassa siten, että venttiilinjousen voima välittyy edelleen istukkapintaan ja sylinteri pysyy tiiviinä.

Venttiilin käyntiväly joudutaan asettamaan pakoventtiileillä esiintyvistä suurista lämpötilaeroista johtuen suuremmaksi kuin imuventtiileillä. Rakenteesta riippuen käyntiväly asetetaan yleisesti välille 0.1-0.4mm. Käyntivälyksen arvot ilmoitetaan valmistajasta riippuen kylmälle tai normaalissa käyntilämpötilassa olevalle koneistolle. [2, s.448]. Millin kymmenyksien käyntiväly aiheuttaa venttiilikoneiston komponenttien välisten kontaktien hetkittäisen irtoamisen, josta aiheutuu iskukuormituksia komponenttien välillä. Iskukuormitukset aiheuttavat ylimääräistä ääntä ja kulumista venttiilikoneistossa.

Venttiilin välyksistä aiheutuvia iskukuormituksia voidaan ehkäistä käyttämällä nokkaprofiilia, jossa on erillinen, välyksen kiinni ajamiseen suunniteltu ramppi. Tämä matalanousuinen ramppi sijoitetaan ennen varsinaista venttiiliä avaavaa ramppia ja venttiilin sulkevan rampin jälkeen. Näin saadaan pienennettyä venttiilin ja nokan kohtaamisesta aiheutuvia voimia venttiilin avautuessa. Venttiilin sulkeutuessa pyritään välyksen poistavalla rampilla pienentämään venttiiliin nopeutta ennen sylinterikannen istukkaan osumista. Venttiilin ja istukan välisen kohtaamisnopeuden pienentäminen pienentää kontaktissa tapahtuvaa iskumaista kuormitusta ja samalla vähentää todennäköisyyttä sille, että venttiili kimpoaa irti istukkapinnasta aiheuttaen tiivistysongelmia.

Venttiilikoneiston komponentit kuluvat moottorille suunnitellun käyttöiän aikana, mikä aiheuttaa venttiilien käyntivälyksille säätötarvetta. Venttiilin käyntivälyksen säätö voidaan toteuttaa esimerkiksi eri paksuisilla, tarkkuushiotuilla säätöpaloilla tai säätöruuveilla, jotka sijoitetaan venttiilin ja seuraajamekanismin välille. [2, s.448] Tällaiset mekaaniset säätötavat vaativat henkilön, joka purkaa moottorin venttiilikoneiston näkyviin ja mittaa sekä säätää jokaisen venttiilin käyntivälyksen erikseen. Manuaalisesti toteutet-

tava venttiilin säätö voi aiheuttaa huomattavia huoltokustannuksia moottorin käyttöiän aikana.

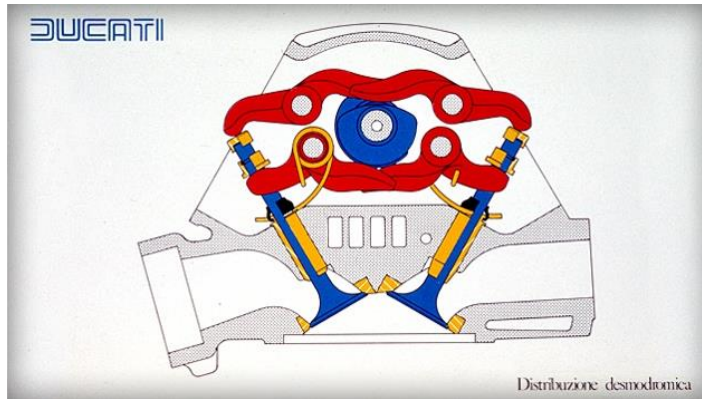


Kuva 14. Esimerkki HLA-elementillä varustetusta venttiilikoneistosta [25].

Useissa nykymoottoreissa käytetään hydraulista venttiilin välyksen säädintä, joka poistaa venttiilin välyksen ja kompensoi automaattisesti venttiilikoneiston käyntivälyksen kasvun tai pienentymisen komponenttien kuluessa. Säädin sijoitetaan venttiilin ja seuraajamekanismin väliin ja sen pituus kasvaa öljynpaineen avulla silloin, kun painimeen kohdistuva kuormitus on riittävän pieni. Käytännössä siis tilanteissa, joissa välystä normaalisti esiintyy. Hydraulinen välyksen säädin mitoitetaan siten, että se ei kykene kantamaan venttiilijousen esijännityskuormaa, jolloin venttiilin pituussuuntainen lämpölaajeneminen ei aiheuta ongelmia venttiilin tiivistymisessä. Venttiilin avautuessa hydraulinen välyksen säädin painuu nokan noston alla lepopituuteensa, jolloin venttiilin nosto pysyy säätimestä huolimatta nokkaprofiilin mukaisena. Hydraulisesta venttiilin välyksen säätimestä käytetään nimitystä HLA-elementti, mikä tulee komponentin englanninkielisestä nimestä Hydraulic Lash Adjuster.

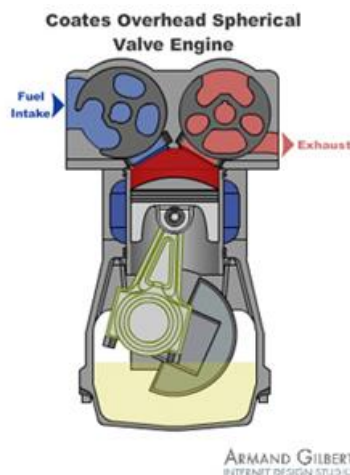
2.3 Vaihtoehtoisia rakennratkaisuja

Moottoripyörateollisuudessa on nähty venttiilikoneistoja, joissa lautasventtiili sekä avataan että suljetaan nokka-akselin nokalla. Näin päästään eroon tehohäviöitä aiheuttavista venttiilinjousista, joista suurilla moottorin pyörintänopeuksilla täytyy tehdä jäykkiä, jotta venttiili pysyy jatkuvasti kosketuksissa nokkaprofiiliin suurista venttiilin kiihtyvyyksistä huolimatta. Näitä desmodromisia venttiilikoneistoja tavataan myös tuotannossa, mutta ne ovat rakenteeltaan monimutkaisia sekä kalliita ja venttiilivälyksen säätö on työlästä.



Kuva 15. Desmodrominen venttiilikoneisto[24]

Istukkatyyppiset lautasventtiilit ovat suosittuja niiden hyvien tiivistysominaisuuksien vuoksi. Istukkatyyppisiä venttiileitä täytyy kuitenkin liikuttaa edestakaisin, mikä kuluttaa paljon energiaa, sillä jokaisella moottorin työkierrolla vähintään kahta venttiiliä jokaista sylinteriä kohti on kiihdytettävä ja hidastettava kaksi kertaa. Kiihdytys tapahtuu aina levosta nokkaprofiilin ja moottorin pyörimisnopeuden määrittämään venttiilinmaksiminopeuteen, josta se hidastetaan takaisin lepotilaan. Tästä syystä suunnittelijoita on pitkään kiehtonut ajatus pyörivistä venttiileistä, joita ei tasaisella moottorin pyörimisnopeudella tarvitse kiihdyttää eikä hidastaa, vaan venttiilitoiminto hoidetaan esimerkiksi pyörivällä akselilla, johon on koneistettu lovi. Lovi toimittaa venttiilin virtausaukon tehtävää. Loven pyörähtäessä sylinterin kohdalle, kaasu pääsee virtaamaan sylinteriin tai sylinteristä pois. Tällaisista rakenteista on paljon prototyyppejä, mutta varsinaista, yleisesti käytettävää tuotantomallia ei ole. Pyörivien venttiilien ongelmana on heikko tiivistyminen, koska venttiilien lämpölaajenemisen vuoksi, venttiiliin ja sylinterikannen välille on jätettävä välys.



Kuva 16. Periaatekuva pyörivillä venttiileillä varustetusta venttiilikoneistosta [23]

2.4 Venttiilikoneistoa kuormittavat tekijät

Venttiileihin kohdistuu moottorin työkierron aikana monenlaisia kuormituksia, jotka muuttuvat jatkuvasti moottorin työkierron aikana ja moottorin kuormitustilanteen mukaan. Venttiiliin kohdistuu lämpöjännityksiä, kaasun virtausvoimia, venttiilin yli olevan paine-eron aiheuttamia voimia, venttiilikoneiston komponenttien massojen kiihtyvyyksien aiheuttamia inertiaivoimia sekä venttiilinjousien voimia. Venttiilikoneiston konseptitason rakenteen suunnittelun kannalta merkittävimpiä kuormituksia ovat komponenttien inertiaivoimat, venttiilinjousen voima sekä venttiilin yli olevan paine-eron aiheuttama voima. Venttiilikoneiston suunnittelun alkuvaiheessa kannattaa hyödyntää yksinkertaistettuja kuormitustilanteita ja laskentaperiaatteita, jotta saadaan alustava käsitys venttiilikoneistoa kuormittavien voimien suuruudesta ja komponenttien kokoluokasta. Venttiilikoneiston kuormitusten laskenta ja komponenttien mitoittaminen ovat luonteeltaan iteratiivisia prosesseja, sillä komponenttien koko ja sijainti vaikuttavat oleellisesti venttiilikoneistossa esiintyviin kuormituksiin. Venttiilikoneiston mitoituksen kannalta on oleellista löytää koneiston maksimikuormitustilat. Niitä etsittäessä moottorille määritetään suunnittelupyörintänopeus, joka on moottorin suurin mahdollinen pyörintänopeus ja sillä komponentit saavat suurimmat kiihtyvyydet. Tätä pyörintänopeutta pidetään vakiona, jolloin komponenttien nopeuksien ja kiihtyvyyksien laskenta yksinkertaistuu.

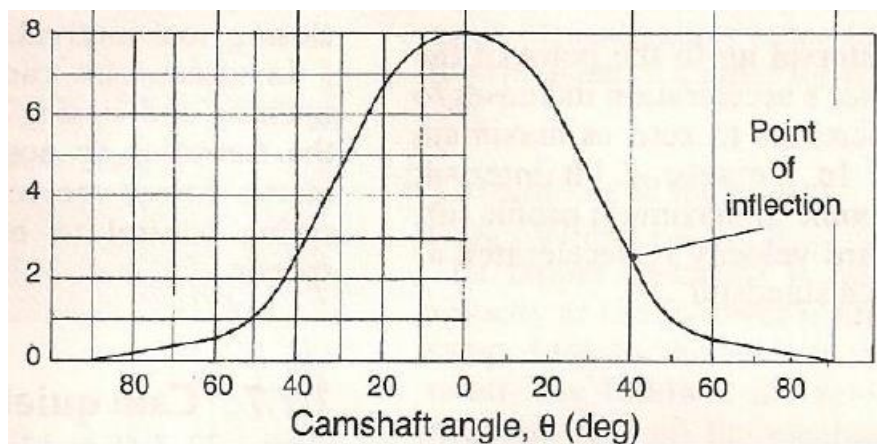
Kuormittavien tekijöiden lukumäärä ja dynaamisuus sekä venttiilikoneiston komponenttien vapausasteiden lukumäärä tekevät venttiilikoneiston kuormitustilan tarkasta määrittelystä haasteellista. Venttiilien kuormitustilanteen ymmärtämisen helpottamiseksi liikerata jaetaan pienempiin osiin ja kuormituksia eri liikeradan osissa tarkastellaan erillään. Kuormitusten tarkastelun helpottamiseksi voidaan venttiilin liikeradasta erottaa erilaisiksi kuormitustilanteiksi venttiilin staattinen lepotila, venttiilin avautuminen ja venttiilin sulkeutuminen. Venttiilikoneiston kuormitusten välisien yhteyksien ymmärtämiseksi, voidaan kuormitusten tarkastelu aloittaa tilanteesta, jossa kunkin venttiilin ja sitä käyttävän mekanismin vuorovaikutus tapahtuu tasossa. Venttiilikoneiston komponenttien kolmiulotteisen kuormitustilan tarkastelu käsin on työlästä varsinkin, jos tahdotaan tarkastella dynaamisia kuormituksia. Kolmiulotteisen kuormitustilanteen tarkastelua auttaa nykyisin saatavilla olevat monikappalesimulointiohjelmistot. Komponenttien mitoittamisen iteratiivinen luonne kannustaa myös käyttämään tietokonetta tarkkojen kolmiulotteisten kuormitustilojen tarkastelussa.

Venttiilikoneiston suunnittelussa alkuvaiheessa käytetään yleisesti yhdistetyn massan mallia (englanniksi lumped mass model), jossa kaikkien komponenttien massa redusoidaan komponenttien välisiä yhteyksiä kuvaavien yhtälöiden avulla yhdeksi massaksi, joka liikkuu venttiilin liikerataa pitkin. Samaan malliin yhdistetään myös komponenttien joustoa ja venttiilinjousta kuvaavat jousivakiot. Jousivakiot redusoidaan yhdeksi jousivakioksi venttiilin liikeradalle redusoidun massan ja kiinteän tarkastelupisteen välille. Yksinkertaistetusta mallista nähdään koko koneiston redusoidun massan kiihtyvyydestä aiheutuva inertiaivoima liikeradan tarkastelupisteissä, minkä avulla päästään

nopeasti käsiksi kuormituksiin, jotka venttiilinjousen on kannettava. Yhdistetyn massan mallilla on siis tarkoitus löytää venttiilijouselta vaadittu suuntaa antava maksimivoiman arvo, joka toimii kuormitustarkastelun lähtöarvona [13, s.3].

2.4.1 Kuormitusten alkuperä

Venttiilikoneistossa esiintyvien kuormitusten selvittäminen alkaa koneistolla toteutettavan liikkeen tarkastelusta. Kaasunvaihdon optimaalinen toteuttaminen määrittää imu- ja pakoventtiilien liikkeille radat, jotka pyritään toteuttamaan venttiilikoneiston muiden komponenttien avulla mahdollisimman tarkasti. Venttiileille ilmoitetuista tarkoista liikeradoista selviää venttiilien asemat kullakin moottorin kampiakselin kiertokulman arvolla.



Kuva 17. Venttiilin liikerataa nokka-akselin kiertokulman funktiona havainnollistava kuva [4].

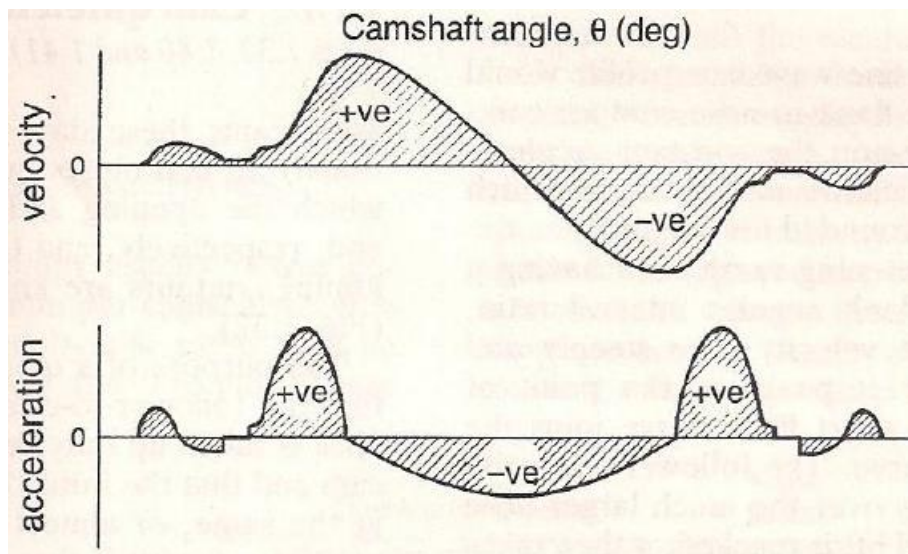
Kun moottorin pyörimisnopeus tiedetään, voidaan määrittää liikeradan tarkastelupisteiden välisen nokka-akselin kiertokulman θ_N kiertymiseen kuluva aika $\Delta t_{N([\text{deg}])}$, joka saadaan yhtälön (2) mukaan. Huomiota on kuitenkin kiinnitettävä nokka-akselin pyörimisnopeuteen n_N , joka on nelitahtisessa mäntämoottorissa puolet kampiakselin pyörimisnopeudesta.

$$\Delta t_{N([\text{deg}])} = \frac{\theta_N [\text{deg}]}{n_N * 360 [\text{deg}]} \quad (2)$$

Kun tiedetään liikeradan tarkastelupisteiden välissä kuluva aika, voidaan venttiilin keskinopeus v_V selvittää liikeradan määrittävien kahden peräkkäisen pisteen välillä yhtälön (3) avulla. Jossa $y_{V(t_2)}$ on venttiilin nosto tarkasteluajanhetkellä $t_{(t_2)}$ ja $y_{V(t_1)}$ on venttiilin nosto tarkasteluhetkeä edeltävällä tarkasteluajanhetkellä $t_{(t_1)}$.

$$v_V = \frac{y_V(t_2) - y_V(t_1)}{t(t_2) - t(t_1)} = \frac{y_V(t_2) - y_V(t_1)}{\Delta t_{N([\text{deg}])}} \quad (3)$$

Näin voidaan määrittää venttiilin keskinopeus kahden nokka-akselin kiertokulman välillä, jolloin voidaan muodostaa venttiilin nopeusprofiilia kuvaava pistejoukko venttiiliin keskinopeuksista tarkastelupisteiden välillä venttiilin koko liikeradan matkalta. Tarkempi nopeusprofiili venttiilille saadaan, jos venttiilin asemaa voidaan kuvata kampiakselin kulman suhteen matemaattisella funktiolla tai joukolla funktioita. Derivoimalla näitä funktioita ajan suhteen, voidaan selvittää venttiilin nopeus kullakin nokka-akselin kiertymäkulman arvolla.



Kuva 18. Venttiilin liikeradasta laskettuja nopeutta ja kiihtyvyyttä havainnollistava kuva [4].

Laskemalla nopeusprofiilin muodostaman pistejoukon peräkkäisten pisteiden $v_V(t_2)$ ja $v_V(t_1)$ välinen nopeuden muutos ja siihen kuluva aika $t_{t_2} - t_{t_1}$, voidaan selvittää venttiilin keskimääräinen kiihtyvyys a_V venttiilin liikeradan kahden peräkkäisen tarkastelupisteen välillä yhtälön (4) mukaisesti.

$$a_V = \frac{v_V(t_2) - v_V(t_1)}{t_{t_2} - t_{t_1}} \quad (4)$$

Venttiilin kiihtyvyyden arvojen ja niistä piirretyn kiihtyvyydsprofiilin avulla päästään käsiksi muiden komponenttien kiihtyvyyksiin, kun venttiilikoneiston käyttömekanismita vaaditaan, että sen komponentit pysyvät jatkuvassa kontaktissa toistensa kanssa. Translaatioissa olevien komponenttien inertiaavoima $F_{V.inertia}$ voidaan laskea yhtälön (5) avulla, kun tunnetaan venttiilin liikettä seuraavien komponenttien massa m_V sekä venttiilin kiihtyvyys a_V .

$$F_{V.inertia} = m_V * a_V \quad (5)$$

Keinuvivun rotaatiokiihtyvyys α_{KV} saadaan yhtälöstä (6), kun tiedetään keinuvivun venttiilin puoleisen vipuvarren pituus $L_{KVvent.vipu}$ ja vipuvarren päässä olevan venttiilin kiihtyvyys.

$$\alpha_{KV} = \frac{a_V}{L_{KVvent.vipu}} \quad (6)$$

Keinuvivun toisessa päässä olevan nokan seuraajan kiihtyvyys a_N saadaan riittävällä tarkkuudella yhtälön (7) avulla, kun keinuvivun kulman muutokset ovat pieniä. $L_{KVNokka.vipu}$ on keinuvivun sen vipuvarren pituus, joka välittää voiman nokka-akselille.

$$a_N = \alpha_{KV} * L_{KVNokka.vipu} \quad (7)$$

Rotaatiossa olevan keinuvivun massanhitausmomentti $M_{KV,inertia}$ tukinivelpisteen ympäri voidaan laskea yhtälön (8) avulla, missä $J_{KV,tot}$ on keinuvivun muodosta ja tuentatyyppistä riippuva kiertohitausmomentti.

$$M_{KV,inertia} = J_{KV,tot} * \alpha_{KV} \quad (8)$$

2.4.2 Venttiilin staattinen lepotila

Venttiilin staattisessa lepotilassa venttiilinlautanen tukeutuu sylinterikannen istukkapintaa vasten venttiilinjousen esijännitysvoiman avulla. Kun venttiilille jätetään riittävä käyntivälitys tai käytössä on hydrauliset venttiilin väläytin säätimet, niin venttiilinjousen liike rajoittuu venttiilinlautasen ja sylinterikannen istukan välisen kontaktin avulla. Tällöin nokkaprofiili ei kanna venttiilinjousen kuormitusta, vaan venttiilinjousen esijännitysvoima välittyy kokonaan venttiilinvarteen vetojännityksenä ja venttiilinlautasen ja sylinterikannen istukkapinnan välille puristusjännityksenä.

Venttiilinjousen esijännitysvoiman on kyettävä tiivistämään venttiili sylinterikannen istukkapintaa vasten siten, että sylinteripaine ei pääse purkautumaan imu- tai pakokanavaan puristus- tai työtahdin aikana. Esijännitysvoiman on pidettävä venttiilit tiiviinä myös tilanteissa joissa, venttiilin yli vaikuttava paine-ero pyrkii avaamaan venttiiliä. Varsinkin pakoventtiileillä tavataan paine-eron aiheuttamia tiivistymisongelmia moottorin kovalla kuormituksella. Pakokanavan paine on silloin suuri ja imutahdin alussa sylinteripaine on pieni, mistä aiheutuu venttiiliä avaava voima. Venttiilien yli vaikuttava paine-ero muuttuu jatkuvasti moottorin työkierron aikana ja paine-ero on myös riippuvainen moottorin kuormitustilanteesta. Tästä syystä venttiilin yli olevan paine-eron tarkempaan tarkasteluun tarvitaan mittaustuloksia olemassa olevan moottorin testauksesta tai simulointituloksia kaasunvaihdon ja palotapahtuman malleista. Venttiilin yli oleva

paine-eron aiheuttama suurin venttiili avaava voima $F_{V.paine-ero.avaava}$ on huomioitava jouta mitoitettaessa, jotta venttiilien vuotamiselta voidaan välttyä [3, s. 545].

Venttiilistä staattisessa tasapainotilassa piirretystä vapaakappalekuvasta voidaan kirjoittaa venttiiliin vaikuttavien voimien tasapainoyhtälö (9). Tasapainoyhtälön avulla voidaan ratkaista venttiilinjouselta vaadittu esijännitysvoiman $F_{VJ.esijännitys}$ suuruus, kun venttiilin tiivistymiseen vaadittava voima $F_{tiivistys}$ tiedetään aiemman kokemuksen perusteella. Venttiilinjousen esijännitysvoimalla on myös merkitys venttiilin dynamiikan kannalta ja siksi esijännitysvoimaa voidaan joutua kasvattamaan dynaamisten vaatimusten perusteella.

$$F_{VJ.esijännitys} = F_{Vtiivistys} + F_{V.paine-ero.avaava} \quad (9)$$

2.4.3 Venttiilin avautuminen

Venttiilien avautuessa, niiden ja koneiston muiden venttiilin liikettä välittävien komponenttien massojen kiihtyvyyksistä aiheutuva inertiaivoima kohdistuu käyttömekanismin kautta nokkaprofiilille. Niin kauan kuin venttiilin kiihtyvyys on positiivinen, eli venttiilin avautumisliikkeen suuntainen, venttiilin inertiaivoima lisää kuormitusta nokkaprofiililla. Venttiili saavuttaa nokan nousuprofiilin määrittämässä pisteessä maksiminopeuden, jonka jälkeen venttiilin kiihtyvyyden suunta muuttuu venttiilin avausliikkeen vastaiseksi eli negatiiviseksi. Tällöin venttiilin avautumisnopeus pienenee ja sen tulee pienentyä aina venttiilin maksiminoston määrittävään nousuprofiilin pisteeseen asti. Maksiminostolla venttiilin nopeuden tulee saada arvo nolla ja sen kiihtyvyyden on pysyttävä edelleen negatiivisena, jotta venttiili voi muuttaa liikkeensä suunnan venttiiliä avaavasta liikkeestä venttiiliä sulkevaksi liikkeeksi.

Venttiilin kiihtyvyyden suunnan muuttuminen muuttaa myös venttiilin inertiaivoiman suuntaa. Venttiilin kiihtyvyyden muuttuessa negatiiviseksi inertiaivoima ei vaikuta enää nokkaprofiilille, vaan voima kohdistuu venttiilinjouseen. Kun venttiilit saavuttavat nokkaprofiilin maksiminoston, inertiaivoima pyrkii jatkamaan venttiilin liikettä ja irrottamaan venttiilin ja seuraajamekanismin välisen kontaktin, vaikka nokkaprofiilin mukaan venttiilin liikkeen tulisi muuttua venttiiliä sulkevaksi. Venttiilinjousen tehtävä on pitää venttiilin liikkeen toteuttavat komponentit jatkuvassa kontaktissa, jotta nokkaprofiilin määrittämä venttiilin liikerata toteutuu. Venttiilikoneiston venttiilin liikettä seuraavien komponenttien yhteen lasketun ekvivalenttisen massan ja moottorin suunnitellulla maksimipyörimisnopeudella esiintyvä suurin negatiivinen kiihtyvyys määrittävä venttiilinjouselta vaadittavan maksimivoiman. Varmuuskertoimia venttiilinjousen mitoitukselle löytyy kirjallisuudesta useita erilaisia, mutta yleisesti voidaan todeta, että venttiili jousen maksimivoima mitoitetaan 30-80% suuremmaksi kuin mikä on venttiilikoneistossa esiintyvä suurin nokan ja seuraajan välistä kontaktia avaava voima [2, s.450].

2.4.4 Venttiilin sulkeutuminen

Venttiilin sulkeutumisliikkeen aikana venttiilinjousi tuottaa venttiiliä ja käyttömekanismien komponentteja liikuttavan voiman. Venttiilinjousen tuottaman voiman tulee olla niin suuri, että se kykenee kiihdyttämään komponenttien massan nokkaprofiilin määrittämällä negatiivisimmalla eli venttiilin sulkeutumissuuntaan olevalla suurimmalla kiihtyvyydellä. Venttiilin sulkeutuessa venttiilin aseman tulee noudattaa nokkaprofiilin määrittämää asemaa. Tämä tarkoittaa, että venttiilinjousen on kyettävä pitämään venttiilin ja seuraajamekanismin komponenttien välinen kontakti jatkuvana, niin kauan kuin venttiili on irti sylinterikannen istukasta. Venttiilinjousen venttiiliin kohdistama voima määritetään yhtälön (13) mukaan samalla tavalla kuin venttiilin avautuessa.

Venttiilin sulkeutuessa venttiilin ja seuraajamekanismin komponenttien kiihtyvyydet määrittyvät nokka-akselin nokkaprofiilin mukaan, jos venttiilinjousi kykenee pitämään kontaktin seuraajamekanismin komponenttien välillä. Tällöin venttiilin sulkeutuessa seuraajamekanismiin ja venttiiliin vaikuttavat inertia-voimat saadaan määritettyä samalla tavalla kuin venttiilin avautuessa. Nokkaprofiilin muoto voi olla erilainen venttiilin avautumis- ja sulkeutumisvaiheissa, mutta yleensä nokkaprofiileista tehdään symmetrisiä, jos mekaanisen geometria sen sallii[4, s.26]

Venttiilin sulkeutuessa erityistä huomiota tulee kiinnittää nopeuteen, jolla venttiili kohtaa sylinterikannen istukkapinnan. Suurella nopeudella istukkaan iskeytyvään venttiiliin kohdistuu suuria kuormituksia, jotka edesauttavat väsymisvaurioiden syntyä. Iskumainen puristusjännitys esiintyy sylinterikannen istukan ja venttiililautasen välillä. Erityistä huomiota kannattaa kiinnittää venttiilin varrella vaikuttavaan vetojännitykseen venttiilin osuessa istukkaan. Suurella nopeudella sylinterikannen istukkapintaan osuva venttiili voi myös kimmota irti istukasta, mikä häiritsee sylinterin suunniteltua kaasunvaihtoa. Tyypillinen sallittu venttiilin sulkeutumisnopeus on 0.7-1 m/s [10.]

2.4.5 Venttiilin käyttömekanismien inertia

Venttiilikoneiston dynamiikkaan ja kuormitukseen vaikuttaa seuraajamekanismin komponenttien inertia ja joustot. Raskasta koneistoa voidaan kompensoida kasvattamalla venttiilinjousen esijännitystä tai jousivakiota, mutta venttiilinjousen jäykistämistä kannattaa välttää mahdollisimman pitkään, sillä se lisää venttiilikoneiston kuormituksia ja siten myös komponenttien joustoa [4, s.37]. Hyvän seuraajamekanismin rakenteen lähtökohtana on komponenttien inertian sekä komponenttien jouston minimointi. Kaikki energia, mikä voidaan säästää venttiilinjousen puristamisessa parantaa moottorin energiataloutta sekä pienentää venttiilikoneiston kuormituksia. Venttiilijouselta vaadittava voima on riippuvainen nokka-akselin nokkaprofiilia seuraavan mekaanisen massoista ja

niiden kiihtyvyyksistä. Näihin voidaan vaikuttaa venttiilikoneiston komponenttien kool-
la, määrällä ja sijoittelulla.

Suorakäyttömekanismissa kaikki komponentti ovat venttiilin liikkeen kanssa samassa
linjassa, jolloin mekanismin kokonaisinertiavoima $F_{suorakäyttö,inertia}$ voidaan laskea suo-
raan komponenttien massojen summan ja komponenttien kiihtyvyyden tulona kaavan
(10) mukaan. Jos komponentit pysyvät jatkuvassa kontaktissa toistensa kanssa ja niiden
oletetaan olevan jäykkiä, niin kaikilla komponenteilla on sama kiihtyvyys a_V venttiilin
kanssa. Venttiilin massa m_V on tässä työssä aina sisällytetty jousilautasen ja venttiili-
lukkojen massat kaavoissa esiintyvien massatermien lukumäärän pienentämiseksi.
Venttiilinlautasen ja venttiililukkojen katsotaan olevan aina kiinteä osa venttiilikoneis-
tossa työtään tekevää venttiiliä. Paininkupin massa on merkitty yhtälöön merkinnällä
 $m_{paininkuppi}$. Venttiilijousi tukeutuu sylinterikanteen, eikä tästä syystä pääse liikkumaan
kokonaan. Osa venttiilinjousen massasta m_{VJ} liikkuu kuitenkin jousen joustaessa ja tälle
massalle käytetään yleisesti approksimaatiota, joka on kolmasosa jousen kokonaismas-
sasta [3, s.544]. Tämä approksimaatio pätee myös keinuvipumekanismien yhteydessä.

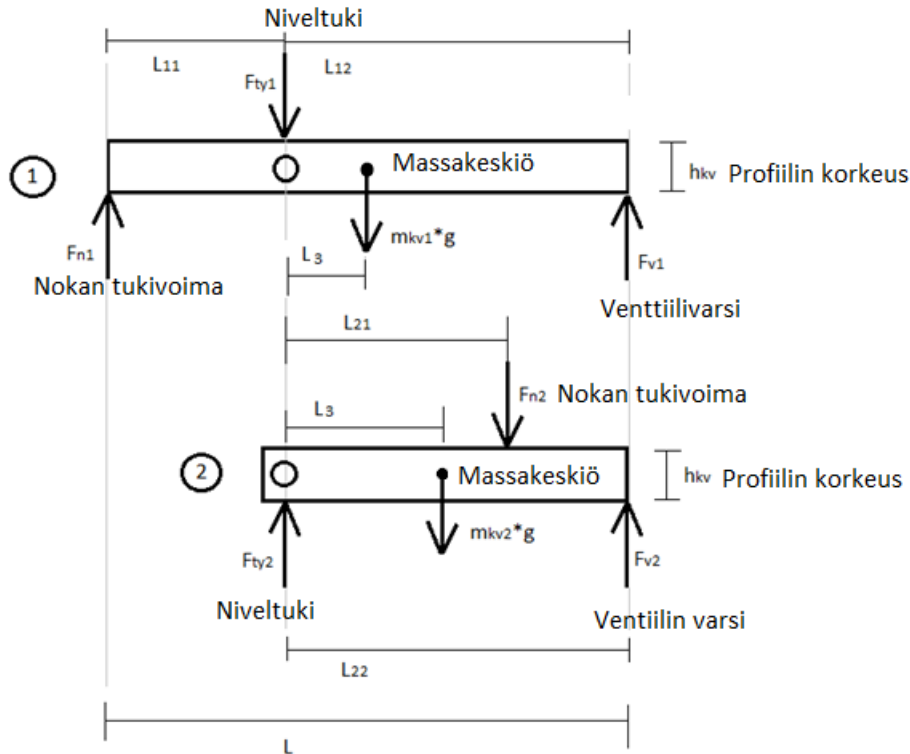
$$F_{suorakäyttö,inertia} = \left(m_{paininkuppi} + m_V + \frac{1}{3} m_{VJ} \right) * a_V \quad (10)$$

Keinuvipumekanismeissa vaikuttavien inertiavoimien ja -momenttien tarkastelu on
hieman monimutkaisempaa. Konseptisuunnittelun kannalta on tärkeää kuitenkin saada
käsitys siitä, onko keinuvipumekanismien välillä merkittäviä eroja inertian suhteen.
Keinuvipumekanismien yhteydessä on tarkasteltava keinuvivun massakeskiön hitaus-
momenttia keinuvivun tukipisteen suhteen.

Tarkastellaan päästään ja päidensä välistä tuettujen keinuvipujen inertiamomenteja ta-
sossa keinuvivun tukipisteen kautta kulkevan akselin suhteen. Olkoon rakenne 1 järjes-
tely, jossa keinuvipu on tuettu päidensä välistä ja rakenne 2 järjestely, jossa keinuvipu
on tuettu päästään. Keinuvipuna toimikoon yksinkertainen suorakaiteen muotoinen
palkki. Annetaan rakenteen 1 keinuvivulle kokonaispituus L , joka toimii referenssiluku-
na kahden rakenteen massanhitausmomentteja vertailtaessa. Jotta tuloksia voitaisiin
vertailla järkevästi, asetetaan molemmille rakenteille tietyt ehdot.

Molempien rakenteiden on toteutettava sama vipusuhde vs , jolloin venttiilinjouselta
nokka-akselille välittyvä voima on molemmissa rakenteissa sama. Molemmille raken-
teille sallitaan sama suurin kallistuskulman arvo β , kun venttiilin nosto saa maksimiar-
vonsa y_{vmax} . Venttiilien liikeradat ovat samat, jolloin myös keinuvivun kulmakiihty-
vyudet saavat saman arvon α_{max} , kun molempien rakenteiden pidempi vipuvarsi on
yhtä pitkä. Huomataan, että rakenteen 2 avulla sama vipusuhde ja kallistuskulma voi-
daan toteuttaa matkalla, joka on aina likimain rakenteen 1 pidemmän vipuvarren L_{12}
mittainen eli $\frac{L}{1+\frac{1}{vs}}$ yhtälöstä (11) johdettuna. Likimääräisyys johtuu siitä, että päästään
tuetun keinuvivun venttiilivarren puoleisen vipuvarren pituus L_{22} on hieman pidempi

kuin L_{12} , johtuen keinuvivun tuennan kiinnityksen vaatimasta lisäpituudesta. Molempien keinuvipujen poikkileikkaukset ovat suorakaiteen muotoiset ja dimensioiltaan yhtenevät. Poikkileikkauksen korkeus on h ja leveys s . Lisäksi keinuvivun materiaali on sama, jolloin molempien materiaalin tiheys on sama molemmissa rakenteissa.



Kuva 19. Keinuvipumekanismien vertailua selventävä kuva

Vipusuhte v_S saadaan yhtälöstä (11)

$$v_S = \frac{L_{12}}{L_{11}} = \frac{L_{22}}{L_{21}} \quad (11)$$

Suorakulmisen särmiön kiertoaitausmomentti $J_{KV.tot}$ niveltuen suhteen saadaan Steinerin säännön avulla, jota on sovellettu yhtälössä (12). Yhtälössä $m_{keinuvipu}$ on keinuvivun massa tarkasteltavassa rakenteessa, $l_{keinuvipu}$ on keinuvivun kokonaispituus tarkasteltavassa rakenteessa, h on keinuvivun korkeus tarkasteltavassa rakenteessa ja l_3 on keinuvivun massakeskipisteen etäisyys niveltuesta tarkasteltavassa rakenteessa.

$$J_{KV.tot} = \frac{1}{12} m_{keinuvipu} (h^2 + l_{keinuvipu}^2) + m_{keinuvipu} * l_3^2 \quad (12)$$

Venttiilikoneistoissa esiintyy yleisesti vipusuhteita, jotka ovat välillä 1.4-1.8 [4, s.38]. Tarkastellaan kuvan (Kuva 19) mukaisten keinuvipujen kiertohitausmomenteja vipusuhteilla 1,2, 1,5 ja 2,0. Laskemalla kiertohitausmomentit näillä vipusuhteilla molemmille rakenteille, huomataan, että mitä lähempänä vipusuhde on arvoa 1, sitä suurempi on rakenteen 1 kiertohitausmomentti verrattuna rakenteeseen 2. Vipusuhteella 1.2 rakenteen 2 kiertohitausmomentti on alle 64% rakenteen 1 kiertohitausmomentista. Vipusuhteen ollessa 1.5 rakenteen 2 kiertohitausmomentti on alle 78% rakenteen 1 kiertohitausmomentista.

Tämä on loogista, sillä mitä lähempänä ollaan vipusuhdetta 1, sitä suurempi on rakenteen 1 keinuvivun kokonaispituus suhteessa rakenteen 2 keinuvipuun. Huomioitavan arvoista on vielä, että rakenteessa 1 kuormittavien voimien jänneväli on pidempi kuin rakenteessa 2. Voidaan siis todeta, että rakenteen 2 keinuvivun taivutusjännitykset jäävät vipuvarren matkalla pienemmiksi kuin rakenteessa 1 vipuvarren päissä vaikuttavien voimien ollessa samat. Näin ollen rakenteiden massojen välinen ero voisi olla vieläkin suurempi, jos poikkileikkausprofiilit optimoitaisiin. Edellä esitetty vertailulaskenta on todella yksinkertaistettu, mutta antaa kuitenkin suuntaa keinuvipujen kiertohitausmomenttien vertailuun siltä varalta, että venttiilikoneistoa suunniteltaessa päädytään tilanteeseen, jossa on mahdollista valita kumpi tahansa keinuvipurakenne.

2.4.6 Venttiilinjousen voima

Venttiilinjousi on tyypiltään puristettava kierrejousi, joka tuottaa voiman, jonka suuruus on lineaarisesti käyttäytyvällä jousella suoraan verrannollinen jousen puristumaan. Venttiilinjousina voidaan käyttää myös progressiivisesti käyttäytyvää joustoa, jolloin jousen jousivakio kasvaa jousen puristuessa. Puristumaton puristusjousi ei tuota voimaa ja tästä syystä venttiilejä sulkevia jousia on puristettava kokoon, jotta venttiiliä sulkeva voima saadaan luotua. Jousen luonteesta johtuen jousivoimaa ei voida kytkeä käyttöön vain venttiilin sulkeutuessa, vaan venttiilinjousi sidotaan venttiilin liikkeeseen. Tällöin venttiilin jousi puristuu kokoon, kun venttiiliä avataan, mikä lisää seuraajamekanismiin ja nokkaprofiiliin kohdistuvia kuormituksia venttiilin avautuessa.

Nokka-akselin nokan avatessa venttiiliä, venttiilin ja sylinterikannen istukkapinnan välinen kontakti irtoaa, jolloin venttiilinjousen aiheuttama voima kohdistuu kokonaan seuraajamekanismin kautta nokka-akselin nokan pintaan. Lineaarisen jousen jousivoima F_{VJ} kasvaa lineaarisesti jousen kokoon puristuman matkan suhteen. Jousen puristuma vastaa venttiilikoneistossa venttiilin nostoa. Jousivoiman suuruus voidaan määrittää yhtälön (13) avulla.

$$F_{VJ} = -F_{VJ.esijännitys} - k_{VJ} * y_V \quad (13)$$

Yhtälössä (13) k_{VJ} on jouselle ominainen jousivakio, y_V on venttiilin nosto ja on $F_{VJ.esijännitys}$ venttiilinjousen esijännitysvoima. Venttiilinjouseen asennuksen yhteydessä asetettava esijännitysvoima muodostuu jousivakion ja esipuristuman tulona aivan kuten edellä kuvattu jousivoima F_{VJ} . Esipuristumalla tarkoitetaan jousen vapaapituuden ja asennuksessa käytettävän jousen lepopituuden välistä erotusta.

2.4.7 Venttiiliin yli olevan paine-eron vaikutus

Moottorin käydessä imu- ja pakokanavissa sekä sylinterissä olevan kaasun paine muuttuu moottorin kuormitustilanteen ja sylinterin työkierron tahdin mukaan. Moottorin eri tahtien välillä venttiilin lautasen yli oleva paine-ero muuttuu huomattavasti ja tämä tulee huomioida venttiilikoneiston mitoituksessa. Venttiililautasen yli oleva paine-ero aiheuttaa venttiiliin voiman, joka on tahdista, venttiilin lautasen efektiivisistä pinta-aloista sekä moottorin tyypistä ja kuormitustilanteesta riippuen joko venttiiliä avaava tai sulkeva.

Yleisesti paine-ero venttiilin yli aiheuttaa ongelmia pakoventtiilin sulkeutuessa pakotahdin lopussa. Tällöin pakokanavassa vaikuttaa suuri kaasun paine, johtuen männän pakokanavaan työntämistä pakokaasuista samaan aikaan, kun sylinterissä vallitseva paine pienenee imutahdin edetessä. Tällaisessa tilanteessa venttiilin yli oleva paine-ero voi aiheuttaa venttiiliä avaavan voiman. Voiman suuntaan vaikuttaa venttiililautasen efektiivisten pinta-alojen suhde sekä venttiilin yli oleva paine-ero, joten venttiilin yli olevasta paine-erosta aiheutuva voima, ei aina ole venttiiliä avaava. Pakoventtiiliä avaava voima voi aiheuttaa tilanteen, jossa pakoventtiilin sulkeutuminen viivästyy tai pakoventtiili avautuu uudestaan imutahdin aikana. Tällainen tilanne huonontaa sylinterin täytöstä, kun sylinterissä sylinteriin virtaa imutahdin aikana myös pakokaasua, jolloin sylinteriin ei välttämättä saada vaadittua määrää puhdasta ilmaa seuraavan työkierron polttoainemäärän polttamiseksi. Sylinteripaineella on merkittävä vaikutus pakoventtiiliin kohdistuviin kuorituksiin pakotahdin alussa, kun venttiili joutuu avautumaan työtahdin jälkeen sylinterissä vallitsevaa painetta vastaan.

Venttiilin lautasen yli olevan paine-eron määrittämiseen on käytettävä todellisesta moottorista saatavia mittaustuloksia tai kaasunvaihtosimulaatiosta saatavia tuloksia. Paine-eron määrittämiseksi painetieto on saatava imu- ja pakokanavasta sekä sylinteristä. Venttiilin vaikuttavan voiman selvittämiseksi on lisäksi tiedettävä venttiilin lautasen ylä- ja alapuoliset efektiiviset pinta-alat. Venttiililautasen alapuolella, eli sylinterin puolella, efektiivinen pinta-ala $A_{vent.ef.ala}$ on venttiilin lautasen alapinnan koko pinta-alan projektiio venttiilin vartta vastaan kohtisuorassa olevaan tasoon. Venttiililautasen yläpuolen efektiivistä pinta-alaa $A_{vent.ef.ylä}$ laskettaessa voidaan niin ikään käyttää venttiilin lautasen yläpinnan projektiota venttiilin vartta vastaan kohtisuorassa olevaan tasoon. Tästä pinta-alasta on kuitenkin vähennettävä venttiilin varren, venttiilin tiivistyspinnan ja tiivistyspinnan ulkopuolelle jäävät pinta-alojen projektiot tilanteissa, joissa venttiili

on sulkeutuneena. Näin laskettu pinta-ala vastaa sitä pinta-alaa, johon kanavassa vallitseva kaasun paine vaikuttaa venttiilin ollessa sulkeutuneena. Venttiilin ollessa auki venttiilin lautasen yläpuolen pinta-alaprojektiosta vähennetään vain venttiilivarren pinta-ala, koska kaasunpaine pääsee vaikuttamaan venttiilinlautasen tiivistyspintaan ja sitä ympäröivään lautasen pinta-alaan.

Venttiilin yli oleva paine-ero on merkittävä käytännössä vain tilanteissa, joissa venttiili on sulkeutuneena. Tällöin venttiilin yli oleva paine-ero ei pääse tasaantumaan. Venttiilin avautuessa paine-ero venttiilin yli tasaantuu, jolloin paine-erosta venttiiliin kohdistuva voima ja sen vaikutus venttiilin voimatasapainoon pienenee. Tämän ilmiön tarkka mallintaminen monikappalesimulaatiomalliin vaatii tarkkoja mittauksia tai CFD-simulointituloksia venttiilinlautasen yläpinnan läheltä, jotta venttiilien avautuessa venttiilin yläpintaan vaikuttava todellinen paine ja sen muutos venttiilin liikkeen aikana tiedetään. Kanavapainetta mittaamalla kaasunpaineen vaikutus venttiilin dynamiikkaan on karkea approksimaatio, mutta tällä approksimaatiolla nähdään kuinka paljon kaasunpaine voi maksimissaan vaikuttaa venttiiliä avaavaan suuntaan. Venttiilin paine-erosta syntyvä voima $F_{vent.kaasu}$ voidaan laskea yhtälön (14) mukaan. Yhtälössä p_{syl} on sylinteripaine ja tarkasteltavan venttiilinlautasen yläpintaan vaikuttava kanavan paine.

$$F_{vent.kaasu} = p_{kanava} * A_{vent.ef.ylä} - p_{syl} * A_{vent.ef.ala} \quad (14)$$

Tarkkojen mittausten tai simulaatiotulosten avulla kaasun dynamiikan aiheuttaman painevaihtelun haitalliset vaikutukset venttiilin liikkeeseen voidaan havaita monikappalesimulaatioissa. Kun venttiilin liikkeessä esiintyvät ilmiöt havaitaan, ne voidaan kompensoida esimerkiksi muuttamalla venttiilinjousen esikiristysvoimaa tai jousivakiota.

3. VENTTIILIKONEISTOKONSEPTIN SUUNNITTELU

3.1 Konseptimallille asetettavat tavoitteet

Venttiilikoneiston konseptimallin suunnittelun tärkeimpiä tavoitteita ovat koneiston komponenttien pitkä käyttöikä sekä kaasunvaihtolaskennan määrittämän venttiilin liikeradan tarkka toteutuminen. Nopeakäyntisen dieselmoottorin käydessä pyörimisnopeudella 1000-3000rpm kuormitus syklien lukumäärä kasvaa lyhyessäkään ajassa erittäin suureksi ja tästä syystä konseptisuunnitteluvaiheessa pyritään löytämään venttiilikoneistolle rakennerratkaisu, jonka avulla pystytään minimoimaan tarpeettomien väsyttävien kuormitusten määrää ja suuruutta. Nykyaikana jatkuvasti kiristyvät päästönormit ja korkeammat vaatimukset polttomoottorien polttoainetaloudelle edellyttävät, että energiatehokkuutta tarkastellaan kaikilla moottorin osa-alueilla. Venttiilikoneiston energiankulutukseen voidaan vaikuttaa parhaiten konseptitason rakennerratkaisuilla ja siksi energiankulutus on pidettävä mielessä konseptivaihtoehtoja kartoitettaessa.

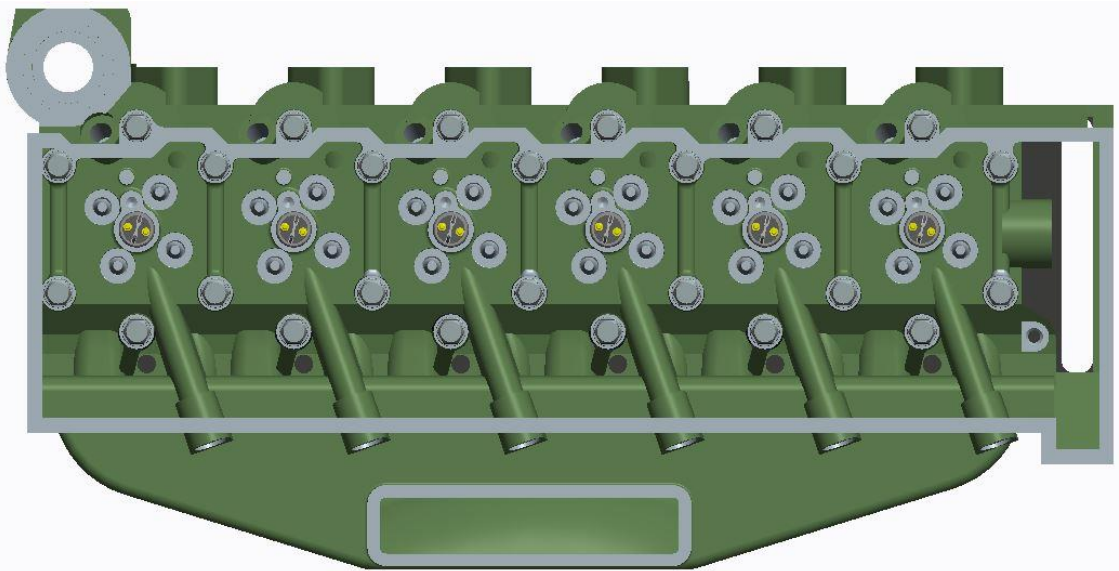
Konseptisuunnittelun pohjana käytetään tavoitetta, jonka mukaan nokka-akseli siirretään aiemman rakenteen mukaiselta sijainnilta sylinteriryhmästä sylinterikanteen. Nokka-akselin siirtäminen sylinterikanteen antaa vapauksia seuraajamekanismin valinnan suhteen ja helpottaa sylinteriryhmän suunnittelua, kun sylinteriryhmän suunnittelussa voidaan keskittyä ryhmän jäykkyyden ja jäähdytysvesi kanaviston optimointiin ilman tarkkaa linjausta vaativaa nokka-akselia ja sen laakerointia. Samalla päästään eroon työntötangoista, joiden tehtävänä on välittää nokka-akselin venttiileitä ohjaava liike sylinteriryhmään sijoitetulta nokka-akselilta sylinterikanteen sylinterin yläpuolella oleville venttiileille. Työntötangot ovat raskaita ja joustavia elementtejä venttiiliä ohjaavassa käyttömekanismissa. Poistamalla työntötangot nokka-akselin ja venttiilin väliltä voidaan pienentää venttiilikoneiston edestakaisin liikkuvien komponenttien inertiaa ja parantamaan venttiilin liikeradan tarkkuutta.

Tuotettavuutta ja tuotantokustannuksia ajatellen, venttiilikoneistosta pyritään tekemään mahdollisimman yksinkertainen ja modulaarinen. Tavoitteena on luoda konseptimalli, jossa venttiilikoneisto koostuu samanlaisista sylinterikohtaisista käyttömekanismeista, joita yhdistää yhteinen nokka-akseli. Lähtökohtaisena ajatuksena on, että samaa sylinterikohtaista mekanismia voidaan hyödyntää moottorin sylinterien lukumäärästä riippumatta siten, että nokka-akseli olisi ainoa venttiilikoneiston komponentti, jonka rakenne muuttuu moottorin sylinterien lukumäärän muuttuessa.

3.2 Konseptimallin rakenneratkaisut

3.2.1 Venttiilien ja suuttimien sijainnit

Dieselmoottorin hyötysuhteen, suorituskyvyn ja päästöjen kannalta on olennaista, että sylinterissä tapahtuva kaasunvaihto sekä ilman ja polttoaineen sekoittuminen ovat optimaalisia. Tästä syystä venttiilien ja suuttimien sijainnit sylinterikannassa määrittävät ensisijaisesti sylinterikannen virtausominaisuuksien mukaan. Venttiilikoneiston mekaniikkasuunnittelija saa lähtöarvoina kaasunvaihdon ja polttoaineen palamisen kannalta hyväksi todetut venttiilien ja suuttimien sijainnit sekä venttiilien liikeradat. Suuttimen dimensiot ja sijainti ovat huomion arvoisia asioita venttiilikoneiston suunnittelun kannalta, sillä suuttimen runko on kookas ja se sijaitsee nykyisissä suoraruiskutusdieselmoottoireissa yleensä lähellä venttiilejä. Suutin voi vaikeuttaa venttiilikoneiston komponenttien sijoittelua. Virtauslaskennan ja palotapahtuman mallintamisen avulla venttiilit ja suuttimet ovat sijoitettu sylinterikanteen kuvan (Kuva 20) mukaiseen asetelmaan.



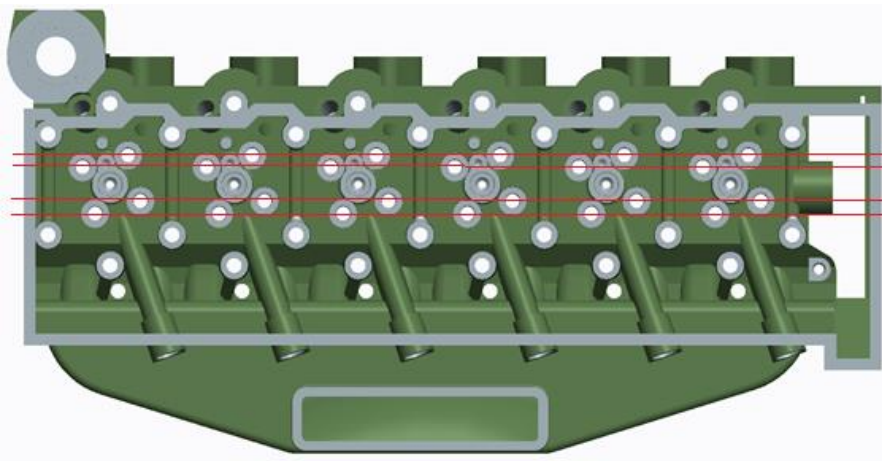
Kuva 20. Sylinterikansi, johon venttiilikoneisto suunnitellaan.

Venttiilien ja suuttimien sijainnit vaikuttavat oleellisesti venttiilikoneistossa käytettävän seuraajamekanismin tyyppiin ja nokka-akselin sijaintiin. Venttiilien sijainnin lisäksi myös venttiilinvarren kallistuskulmat moottorin leveys- ja pituussuunnassa vaikuttavat merkittävästi venttiilikoneiston rakenteeseen. Korkean staattisen puristussuhteen omaavassa suoraruiskutusdieselmoottorissa sylinterin palotila sijoitetaan yleisesti mäntään. Staattinen puristussuhde tarkoittaa sylinterin kokonaistilavuuden suhdetta minimi puristustilavuuteen, joten männässä olevan palotilan vuoksi sylinterikannen ja männän väliin jäävä tilavuus on minimoitava, jotta korkea staattinen puristussuhde saavutetaan. Tästä syystä venttiilit asetetaan kanteen siten, että venttiilien lautaset ovat samansuuntaiset kuin sylinterikannen ja sylinteriryhmän välinen tiivistepinta. Venttiilien kallistaminen

kasvattaisi sylinterikanteen jäävän palotilan kokoa ja pienentäisi siten staattista puristus-
suhdetta.

3.2.2 Nokka-akselin sijainti

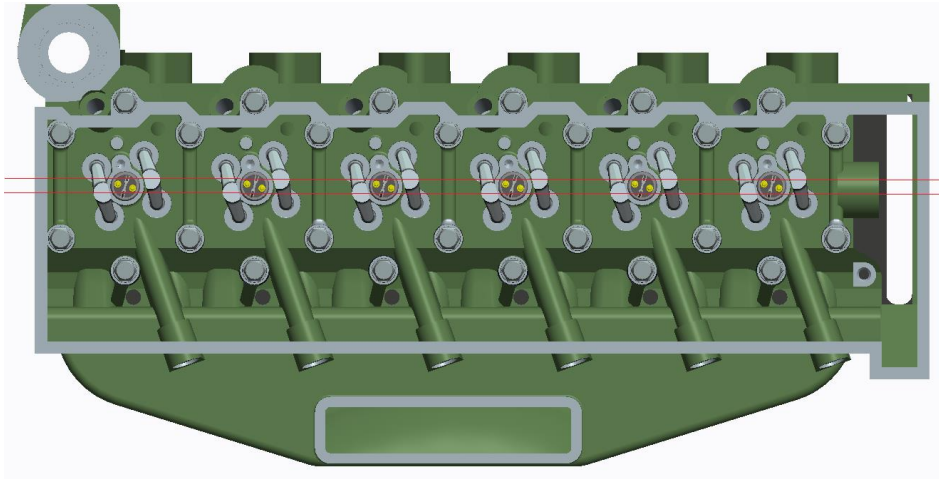
Nokka-akselin sijainti vaikuttaa merkittävästi koko moottorin rakenteeseen ja sen sijain-
ti kannattaa määrittää ainakin karkeasti jo konseptisuunnittelun alkuvaiheessa, sillä sen
avulla rakenteen muuttujien määrää saadaan pienennettyä merkittävästi. Yksi konsepti-
suunnittelun tavoitteista on sijoittaa nokka-akseli sylinterikanteen. Konseptimallin läh-
töarvoiksi saadut venttiilien sijainnit muodostavat neljä erillistä, moottorin pituussuun-
taista linjaa. Venttiilien sijoittelu vaikeuttaa suoraan venttiilien yläpuolelle sijoitetun
nokka-akselin hyödyntämistä venttiilien ohjauksessa, sillä jokaisen venttiilin ohjaami-
nen suoraan nokka-akselilla vaatisi nykyisillä venttiilien sijainneilla neljä erillistä nok-
ka-akselia. Venttiilien sijainnit ovat haastavat myös keinuvipumekanismien kannalta,
sillä yhden sylinterin kaikki neljä venttiiliä ovat eri etäisyydellä nokka-akselin linjasta,
jos nokka-akseli sijoitetaan moottorin pituussuuntaisesti. Nokka-akseli pyritään sijoit-
tamaan kampiakselin suuntaisesti, jotta nokka-akselia pyörittävän momentin välittämi-
nen kampiakselilta onnistuisi suoraan ilman kulmavaihteita. Venttiilien sijoittelu mää-
rää, että yhden sylinterin jokaisen venttiilin käyttö joudutaan toteuttamaan erimittaisilla
keinuvivuilla, jos jokaista venttiiliä käytetään omalla vivullaan yhdeltä moottorin pi-
tuussuuntaan sijoitetulla nokka-akselilta. Keinuvipujen erimittaisuus voidaan kompen-
soida nokkaprofiilin avulla siten, että erimittaisista keinuvivuista huolimatta venttiilien
liikeradat ovat samat. Tällainen järjestely vaatisi neljän erilaisen nokkaprofiilin ja neljän
erilaisen keinuvivun käyttöä yhtä sylinteriä kohti, mikä on mahdollista toteuttaa, mutta
ei toivottavaa silloin, kun venttiilikoneistoja on tarkoitus valmistaa suuria määriä.



Kuva 21. Venttiilien muodostamat moottorin pituussuuntaiset linjat sylinterikannessa

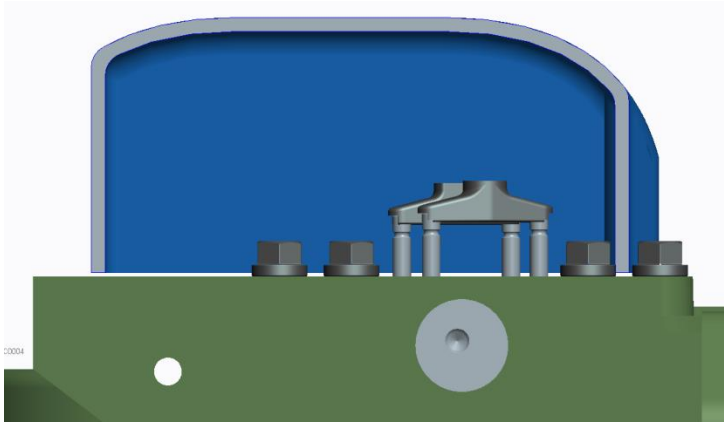
Sylinterikohtaisesti tarkasteltuna venttiilien ohjaus voidaan toteuttaa siten, että samassa
tahdissa, samaa liikerataa liikkuvia venttiileitä ei ohjata erikseen omilla nokkaprofiileil-
la, vaan venttiilien liikkeitä kytketään toisiinsa. Venttiiliparin välille voidaan sijoittaa

niin sanottu venttiilisilta, joka yhdistää venttiilien päitä ja välittää venttiilinvarren suuntaisen voiman molemmille venttiileille. Venttiilisiltaa ei sidota venttiileihin millään tavoin, vaan se voi kallistua vapaasti, jolloin venttiiliparin venttiilijousien voimien tasapaino pitää venttiilit toistensa suhteen samassa asemassa. Tästä syystä venttiilisillalle välitetään venttiileitä käyttävä voima keinuviivulta venttiilien välisen etäisyyden puoliväliin. Venttiilisiltaa käytettäessä voidaan siis ohjata yhdellä nokkaprofiililla ja keinuviivulla yhden sylinterin saman tahdistuksen ja liikeradan omaavia venttiileitä, vaikka ne olisivatkin eri linjassa moottorin pituussuuntaiseen akseliin nähden.



Kuva 22. Venttiilisiltojen muodostamat linjat moottorin pituussuunnassa.

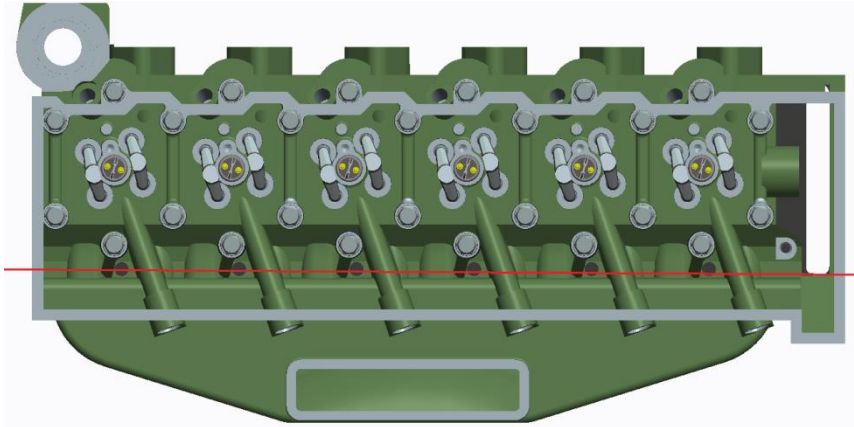
Venttiilisilta mahdollistaa kaikille sylintereille yhteisten, suoraikäyttöisten imu- ja pakonokka-akselien käytön periaatteellisella tasolla, mutta lähtöarvoina saatuja, kaasunvaihdon määrittämiä venttiilien ja suuttimen sijainteja tarkasteltaessa huomataan, että nokka-akselit eivät mahdu suuttimen ympärille. Tämän lisäksi haasteita nokka-akselin sijoittamiselle aiheuttaa moottorin toimintaan liittyvät apu- ja päästöjenkäsittelylaitteet, jotka joudutaan sijoittamaan moottorin päälle traktorin kapean moottoritilan vuoksi. Tilannetta vaikeuttaa edelleen vaatimus, jonka mukaan nokan ja venttiilin väliin on saatava seuraaja, joka sisältää hydraulisen venttiilin välyksen säätimen. Säädin vaatii paineistetun öljyn syötön sekä lisätilaa korkeussuunnassa nokka-akselin ja venttiilisillan välille.



Kuva 23. Venttiilikoneiston suojakannen muodostama tilarajaus sylinterikannen yläpuolella

Yhtenä vaihtoehtona on sijoittaa nokka-akseli sylinterikanteen venttiilien rinnalle, jolloin venttiilikoneiston rakenne tosin monimutkaistuu venttiileitä suoraan yläpuolelta käyttävään ratkaisuun nähden. Venttiilien rinnalle sijoitettu nokka-akseli vaatii mekaniisin, jonka avulla nokka-akselin nokan nostoliike saadaan välitettyä moottorin leveysuunnassa venttiilien pystysuuntaiseksi liikkeeksi. Venttiilien rinnalla oleva nokka-akseli pienentää kampiakselin ja nokka-akselin välistä matkaa verrattuna rakenteeseen, jossa nokka-akseli on venttiilien yläpuolella. Sijoittamalla nokka-akseli venttiilien rinnalle on mahdollista pienentää jakopään komponenttien kokoa tai määrää.

Matalalla kannessa olevan nokka-akselin ansiosta kannen rakenteesta voidaan tehdä kokonaisuudessaan matala. Matalan rakenteen etuina ovat valettavan ja koneistettavan aihion pieni koko sekä sylinterikannen lämpöjännityksien alhainen taso verrattuna korkeaan rakenteeseen. Sylinterikansi on yhteydessä sylinterin palotilaan ja siten se altistuu palotapahtuman korkeille lämpötiloille. Sylinterikannen osa lämpenee sitä vähemmän mitä kauempana se on palotilasta, jolloin korkealla kannella kannen eri osuuksien lämpötilaerot muodostuvat suuremmiksi kuin matalalla kannella [1] Nokka-akselin sijoittamista sylinterikanteen rajoittaa myös vaatimus, jonka mukaan sylinterikansi tulee olla asennettavissa siten, että nokka-akseli on paikallaan. Nokka-akselia ei siksi voida sijoittaa sylinterikannen kiinnityspulttien päälle.



Kuva 24. Nokka-akselin linja sylinterikannessa

Kuvassa (Kuva 24) on esitetty nokka-akselille alustavasti valittu sijainti. Nokka-akselin vaatiman tilan hahmottamiseen voidaan käyttää konseptivaiheessa aikaisempien moottorien nokka-akselien dimensioita. Nokka-akselin vaatima tila sekä sen sijainti muuttuvat vielä, kun venttiilikoneiston muut komponentit ja niiden tilarajoitteet selviävät suunnittelun edetessä.

3.2.3 Venttiilin käyttömekanismityypin valinta

Sylinterikannen komponenttien sijoittelun sekä tilarajoitteiden vuoksi venttiilien käyttömekanismien rakennevaihtoehdot rajoittuvat kahteen keinuvipurakenteeseen. Keinuvipumekanismien rakennevaihtoehtoina on päästään ja päidensä väliltä tuettu keinuvipu. Päästään tuetun keinuvipumekanismien käyttöä voidaan perustella keinuvipuun helposti sijoitettavan rullaseuraajan avulla sekä mekaniikan inertian kannalta edullisella hydraulisen venttiilinvälyksen säätimen sijoittelumahdollisuudella. Hydraulinen venttiilinvälyksen säädin eli HLA-elementti voidaan sijoittaa päästään tuetussa keinuvipumekanismissa keinuvivun ja sylinterikannen väliseen tukipisteeseen siten, että säädin ei seura venttiilin liikerataa venttiiliä käytettäessä (Kuva 14). Tämä on mahdollista, koska venttiilijousen voima välittyy keinuvivun ja sylinterikannen väliseen tukipisteeseen keinuvipua kohti sylinterikantta painavana. Näin HLA-elementille välittyy vain puristuskuormitus, mikä on olennaista, sillä HLA-elementit eivät ole suunniteltu ottamaan vastaan vetokuormitusta säätöliikkeen suunnassa. Tällaisessa rakenteessa HLA-elementin massaa ei tarvitse kiihdyttää ja hidastaa venttiilin liikeradan mukaan, jolloin HLA-elementin lisääminen mekaniikkiin kasvata mekaniikan inertiaa.

Päästään tuetun mekaniikan käytön yhdistäminen venttiilisillalla varustettuun venttiilikoneistoon on kuitenkin riskialtista, jos venttiilisiltaa ei ole kiinnitetty venttiileihin, ja jos HLA-elementti on sijoitettu keinuvivun ja sylinterikannen väliseen tukipisteeseen. Tällaisessa rakenteessa keinuvivun linjausta moottorin suhteessa venttiilisiltaan tukee vain nokka-akselin ja rullaseuraajan välinen kontakti. HLA-elementin käyttäminen keinuvivun tuennassa tarkoittaa, että HLA-elementin säätöliikkeen suuntaisen akselin eli

pituusakselin ympäri tapahtuvaa keinuivun rotaatiota on vaikea estää. HLA-elementin sisään olisi rakennettava elementin pituusakselin ympäri tapahtuvaa rotaatiota rajoittava mekanismi. HLA-elementtien rakenteessa kuitenkin vältellään rakenneratkaisuja, jotka saattavat vaarantaa elementin välyksen säätöliikkeen ja HLA-elementit ovatkin yleisesti sylinterimäisiä, jolloin niiden pituusakselin ympäri tapahtuvaa rotaatiota ei rajoiteta. Tämä tarkoittaa sitä, että keinuivun venttiilisillan puoleinen pää voi liikkua nokka-akselin pituussuunnassa, jos kontakti nokan ja rullan välillä menetetään tai jos nokan ja rullan välillä esiintyy linjausvirheitä valmistuksen epätarkkuudesta tai komponenttien joustamisesta johtuen.

Keinuivun venttiilien puoleista päätä ei voida sitoa venttiilisiltaan, sillä keinuivun ja venttiilisillan välillä tapahtuu liukumista moottorin leveysuunnassa, kun venttiiliä avataan. Liukuminen keinuivun ja venttiilisillan välillä johtuu keinuivun kulman muutoksesta venttiiliä käyttävän työliikkeen aikana. Keinuivun vipuvarren ulottuma moottorin leveysuunnassa muuttuu keinuivun kulman funktiona, kun keinuivun pituus ei muutu.

Keinuivun ja venttiilisillan välistä liukumista ei voida estää ja ilmiö on läsnä sekä päästään että päidensä välistä tuetuissa mekanismeissa. Päidensä väliltä tuetun keinuivun ja nokka-akselin välillä tapahtuu myös liikettä moottorin leveysuunnassa saman ilmiön vuoksi. Moottorin leveysuunnassa tapahtuvaa keinuivun pään liikettä pienentää keinuivun kulman muutoksen pienentyminen, joka voidaan toteuttaa pidentämällä keinuivun vipuvarrtta tai lyhentämällä venttiilin liikematkaa, mutta nämä keinot ovat harvoin käytettävissä tila-, voima- tai kaasunvaihtorajoitteiden vuoksi. Liukumista tai suhteellista liikettä moottorin leveysuunnassa keinuivun pään ja sitä seuraavan komponentin kontaktissa voidaan kuitenkin vähentää suunnittelemalla mekanismi siten, että venttiilin noston ollessa puolivälissä keinuivun vipuvarren pään kaarevuussäteen keskipisteeseen ja niveltuen keskipisteen välisen linjan sekä keinuivun pään ja seuraajan välisen kontaktipisteen välisen linjan välille muodostuu suorakulma. Näin venttiilin nostoliikkeen aikana edellä mainittujen linjojen välinen kulma muuttuu suorakulman molemmin puolin vain puolet liikkeen aikana tapahtuvasta kokonaiskulman muutoksesta. Mitä vähemmän linjojen välinen kulma muuttuu kohtisuorasta tilanteesta sitä vähemmän keinuivun pää tekee liikettä moottorin leveysuunnassa.

Päästään tuettu keinuivun liikettä moottorin pituussuunnassa voidaan pienentää, jos HLA-elementti sijoitetaan keinuivun venttiilin puoleiseen päähän. Tällöin keinuivun ja sylinterikannen välinen tukipisteenä voidaan käyttää saranamaista niveltä, joka on kiinteästi tuettu sylinterikanteen. HLA-elementin sijoittaminen kauemmaksi keinuivun nivelpisteestä lisää kuitenkin mekanismin inertiaa, mikä pienentää rakenteen käytöllä inertian suhteen saavutettavaa etua verrattuna päidensä väliltä tuettuun keinuivurakenteeseen. Päästään tuetun keinuivun käyttöä rajoittaa nokka-akselin sijainnin rajoitteet. Tilarajoitteiden vuoksi nokka-akseli tulisi sijoittaa hyvin lähelle keinuivun tukipistettä, jolloin vipusuhte kasvaisi suureksi. Vipusuhteen kasvaminen kasvattaa myös nokka-

akselille välittyviä voimia. Nokka-akselin sijainnin ollessa rakennetta rajoittava tekijä, olisi mahdollista siirtää keinuvivun tukipistettä kauemmaksi venttiileistä moottorin pituussuunnassa ja muuttaa tällä tavoin vipusuhde sopivan suuruiseksi, mutta samalla keinuvivun pituutta ja sitä kautta keinuvivun massaa sekä inertiaa, mikä ei ole tavoiteltavaa, jos on käytettävissä muita vaihtoehtoja ongelman ratkaisemiseksi.

Päidensä väliltä tuettu keinuvipumekanismi vaikuttaa olevan potentiaalisin käyttömekanismivaihtoehto, kun tarkastellaan sylinterikannessa tarjolla olevia sijaintimahdollisuuksia nokka-akselille. Päidensä väliltä tuettu keinuvipu antaa vapauden käyttää erilaisia seuraajatyyppejä nokka-akselilla. Seuraaja voi tällaisella keinuvivulla olla keinuviipuun laakeroitu rullaseuraaja, keinuvipuun sijoitettu tasoseuraaja tai tasoseuraaja, jolla on oma tukikehto sylinterikannessa. Seuraajatyypin valinta ei ole yksiselitteinen tehtävä, sillä seuraajan muodolla ja liikeradalla on vaikutusta nokkaprofilin kokoon ja muotoon, komponenttien kulumiseen, kontaktivoimien suuntaan sekä seuraajan ja nokan väliseen pintapaineeseen. Konseptissa haluttiin selvittää tasoseuraajan käytön mahdollisuutta sylinterikannessa venttiilien rinnalla sijaitsevan nokka-akselin kanssa. Tästä syystä konseptimallin rakennetta lähdettiin suunnittelemaan tasoseuraajalle.

3.2.4 HLA-elementin sijainti

HLA-elementin eli hydraulisen venttiilinväläyksen säätimen sijaintia voidaan perustella monella eri tavalla. Tarkasteltavan konseptin kohdalla HLA-elementin sijainti valittiin venttiilijousien jäykkyyden minimoimista ajatellen. Venttiilikoneiston energiankulutukseen vaikuttaa merkittävästi venttiiliä sulkevan jousen jousivakio sekä jousen esijännitysvoima ja siksi rakenteen suunnittelun konseptivaiheessa kannatta tehdä kaikki voitavat toimenpiteet venttiilijouselta vaadittavan voiman minimoimiseksi. Peruseriaatteena tarkasteltavan konseptin rakenteen suunnittelussa oli, että raskaita komponentteja halutaan kiihdyttää mahdollisimman vähän, jolloin komponenttien kiihdyttämisen vaaditut voimat olisivat mahdollisimman pieniä yhtälön (5) mukaan.

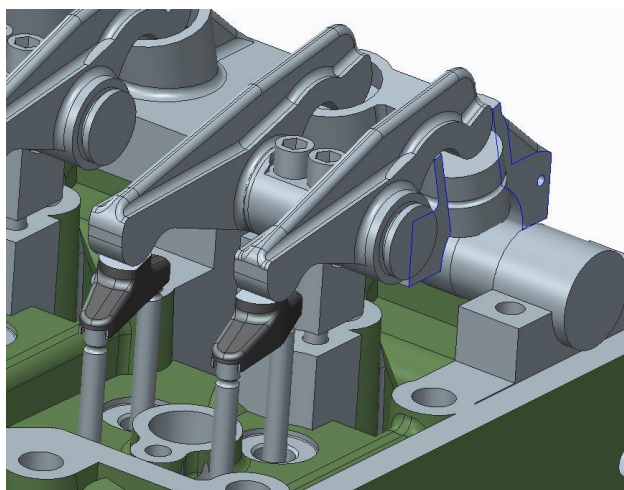
Suorakäyttömekanismia suunniteltaessa kaikki mekanismin komponentit, jotka ovat nokka-akselin ja venttiilin välissä liikkuvat suoraan venttiilin liikerata pitkin, mikä tarkoittaa sitä, että nämä komponentit myös altistuvat samoille kiihtyvyyksille kuin venttiili. Keinuvipurakenteissa on mahdollista hyödyntää keinuvivun vipuvarsien erimittaisuutta. Erimittaisten vipuvarsien avulla saadaan rakenteeseen vipusuhde, jonka avulla voidaan muuttaa välittyvän voiman suuruutta. Jos venttiilikoneiston rakenteessa on raskaita, venttiilin liikettä seuraavia komponentteja, kuten työntötanko, suurikokoinen tasoseuraaja tai HLA-elementti, kannattaa nämä komponentit sijoittaa keinuvivun lyhyemmän vipuvarren puolelle. Tällöin venttiilinjousi sijoitetaan pidemmän vipuvarren puolelle, jolloin komponenttien liikuttamiseen vaadittava voima on pienempi kuin suoraa käytettäessä ja näin on mahdollista käyttää pienempää esijännitysvoimaa ja jousivakiota venttiilinjousella.

Vipusuhteella on myös toinen hyvä ominaisuus, mikä antaa myös mahdollisuuden käyttää löysempää jouta tai pienempää jousen esijännitysvoimaa. Vipusuhteen avulla venttiililtä vaadittu nosto voidaan toteuttaa pienemmällä nokan nostolla, jos vipusuhte on sellainen, että lyhyempi vipuvarsi on sijoitettu nokka-akselin puolelle. Näin nokka-akselin puolella komponenttien kiihtyvyyden pienenee, kun niiden liikematka lyhenee vipusuhteen vaikutuksesta venttiilin liikematkaa pienemmäksi samalla.

Keinuvivun vipusuhdetta hyödynnettäessä on kuitenkin huomioitava, että lyhyemmän vipuvarren puolella komponentteihin kohdistuu suurempi voima, jonka suuruus saadaan kertomalla pidemmän varren puoleinen voima vipusuhteella. Vipusuhteen vaikutus keinuvivun päässä vaikuttavan voiman suuruuteen voi rajoittaa esimerkiksi kaupallisten HLA-elementtien sijoittamista lyhyemmän vipuvarren puolelle.

3.2.5 Käyttömekanismin rakennekonseptit

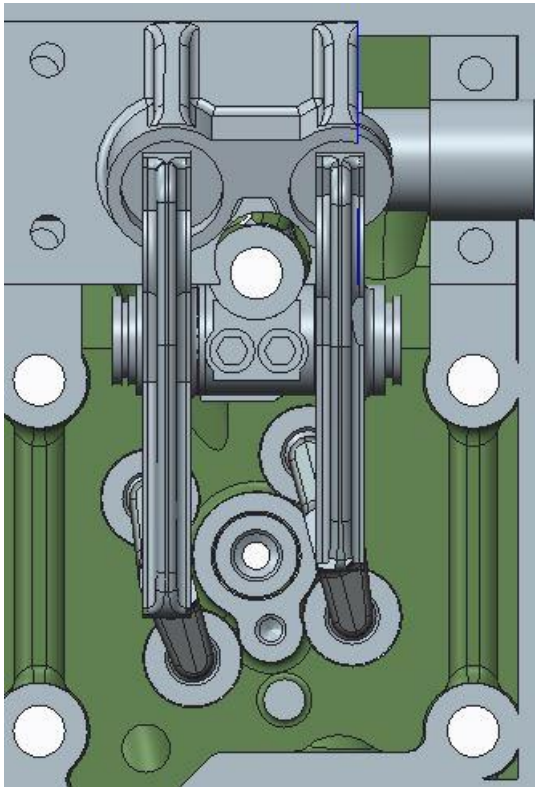
Ensimmäisenä varsinaisena rakennevaihtoehtona tarkasteltiin tasoseuraajan sijoittamista erilliseen tukikehtoon, jolloin seuraaja tekisi vain lineaarista liikettä samaan tapaan kuin työntötankorakenteissa, jossa nokka-akseli on sijoitettu sylinteriryhmään. Hyvin pian rakennetta suunniteltaessa kävi ilmi, että rakenteen hyödyntäminen ei ole aivan yksinkertainen tehtävä sylinterikannesta löytyvien useiden tilarajoitteiden vuoksi. Haastetta lisäsi entisestään vaatimus sylinterikannen irrottamismahdollisuudesta venttiilikoneiston kaikkien komponenttien ollessa paikallaan. Kuvassa (Kuva 25) on esitetty tukikehdolla varustetun koneiston rakenne, johon päädyttiin useiden tilarajoitteita väistelevien iteraatiokierrosten jälkeen.



Kuva 25. Venttiilikoneistomalli, jossa seuraajalla on erillinen tukikehto. Tukikehdosta on esitetty poikkileikkauskuva seuraajan sijainnin selvittämiseksi.

Kehtorakenteella varustettua koneiston suunnittelun edetessä huomattiin, että nokka-akselin perusympyrästä joudutaan tekemään suhteellisen suuri koneistolle mahdollisten vipusuhteiden ja lähtötietoina annettujen venttiilin nostoprofiilien vuoksi. Suurella pe-

rusympyrällä varustettu nokka-akseli vaatii paljon tilaa seuraajan tukikehdon sisältä, jotta akseli mahtuu pyörimään esteettä. Tukikehdon kokovaatimus vaikuttivat muiden komponenttien dimensioihin siten, että venttiilien pituutta olisi pidennettävä huomattavasti, koska keinuvivun tukipistettä olisi nostettava, jotta nokkaprofiilin ja keinuvivun väliin jäisi riittävä tila seuraajalle. Seuraajan pituuden määrittää seuraajaan kallistavat voimat, jotka pyrkivät kiilaamaan seuraajan tukikehtoan vasten. Mitä pidempi seuraaja on, sitä pienempi voima seuraajan tarvitaan seuraajan päiden kontakteissa pitämään seuraaja linjassaan, jos seuraajaa kallistava voima on sama. Tästä syystä konsepti vaiheessa seuraajan pituudelle käytettiin referenssitietoja muista, olemassa olevista koneistoista. Konseptikoneistossa esiintyviä kuormituksia ei voida ennalta tietää, joten ensiksi on luotava tilarajoitteiden puolesta toimiva rakenne, jolla voidaan suorittaa ensimmäiset laskennat suuntaa antavien kuormitusten selvittämiseksi. Vasta tämän jälkeen rakennetta voidaan iteroida ja sen toimivuutta voidaan todella arvioida.

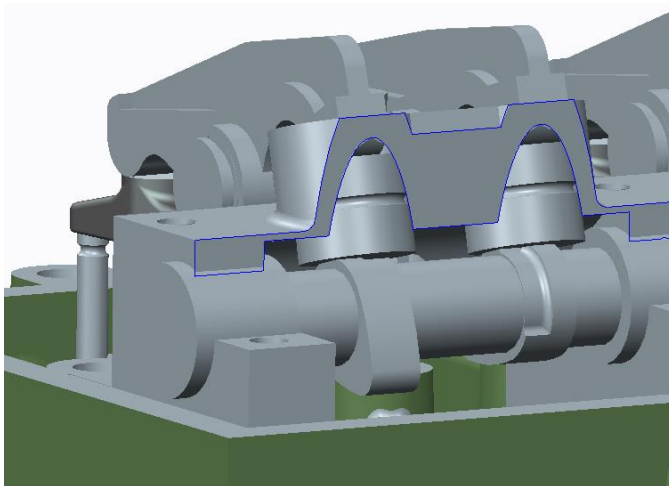


Kuva 26. Tukikehtorakenne ja sylinterikannen tilarajoitteet. Tukikehdestä on esitetty poikkileikkauskuva seuraajan sijainnin selvittämiseksi.

Kehtorakenteessa tilarajoitteet vaikuttivat tulevan vastaan siitä syystä, että nokka-akselin suuri perusympyrä ja seuraajan pituus kasvattivat seuraajan tukikehdon kokoa ja pakottivat samalla kasvattamaan keinuvivun niveltuen korkeutta. Nokka-akselin perusympyrän kokoa pyrittiin pienentämään muokkaamalla keinuvipujen vipusuhdetta sellaiseksi, että vaadittu venttiilin nosto saataisiin toteutettua pienemmällä nokan nostolla. Keinuvivun vipusuhdetta ei voitu muuttaa haluttuun suuntaan keinuvivun niveltä liikuttamalla, sillä sylinterikannen kiinnityspultin sijainti esti sen. Keinuvivun pituus määräy-

tyy valtaosin nokka-akselin ja venttiilisillan välisestä etäisyydestä, mutta keinuvivun pituuteen on mahdollista vaikuttaa myös muuttamalla seuraajan kontaktipistettä nokka-akselilla ja muuttamalla seuraajan linjausta suhteessa nokka-akseliin. Kallistamalla seuraajaa kohti venttiilisiltaa, saadaan osa seuraajan pituudesta käytettyä keinuvivun ja seuraajan välisen kontaktin siirtämiseen lähemmäksi venttiilisiltaa. Tällä periaatteella voidaan vaikuttaa myös keinuvivun vipusuhteeseen, mutta kehtorakennetta hyödynnettäessä seuraajaa ei voida kallistaa kovin paljoa kohti keinuvivun niveltä, sillä seuraajien pesät peittävät kallistuksen seurauksena sylinterikannen osan kiinnityspulteista. Kehtorakenteen hyödyntäminen vaikutti annettujen tilarajoitteiden puitteissa mahdottomalta, joten venttiilikoneiston toteuttamiselle oli kehitettävä toisenlainen konseptirakenne.

Tilannetta lähdettiin ratkaisemaan nokka-akselin keskilinjan ja keinuvivun välisen etäisyyden lyhentämisen kautta. Yksi mahdollisuus olisi käyttää keinuvipua suoraan nokkaprofiililla, mutta tällöin keinuvivun ja nokka-akselin välisessä kontaktissa tapahtuisi jatkuvaa liukumista, jota pyritään välttämään mahdollisimman paljon, jotta koneistolle saataisiin mahdollisimman pitkä kestoikä. Keskeisen tasoseuraajan kanssa nokkaprofiilin ja seuraajan välillä on myös puhtaasti liukuva kontakti, mutta kontaktitilannetta voidaan parantaa lisäämällä nokkaprofiilin ja tasoseuraajan keskilinjojen välille etäisyyttä nokka-akselin pituussuunnassa. Tällä tavoin nokkaprofiili ei kosketa seuraajaan tasaisesti sen keskilinjan molemmilla puolilla, vaan kosketus painottuu enemmän seuraajan toiselle reunalle. Kosketuksen epätasainen jakautuminen tasoseuraajan keskilinjan suhteen saa aikaan momentin, joka pyrkii pyörittämään seuraajaa tämän pituusakselin ympäri.

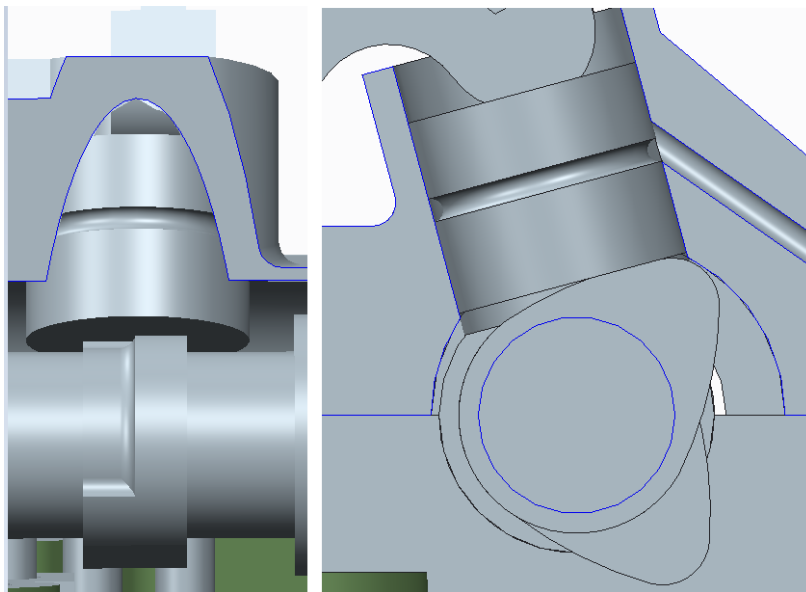


Kuva 27. Perusympyrältä kavennettu nokkaprofiili tukikehtorakenteessa. Tukikehdosta on esitetty poikkileikkauskuvat, jotta nokka-akseli saadaan näkyviin.

Seuraaja lähtee pyörimään pituusakselinsa ympäri, jos tämä kontaktin epäkeskeisyydestä syntyvä momentti on suurempi kuin seuraajan ja sitä tukevan rakenteen välisen kitkan aiheuttama liikettä vastustava momentti. Nokkaprofiilin leveys mitoitetaan maksimuormitustilanteen mukaan, jolloin profiilin perusympyrällä esiintyvän kuormituksen

vaikutuksesta pintapaineet jäävät pieniksi. Tätä tilannetta voidaan hyödyntää tasoseuraajan pyörittämiseen. Nokan ja seuraajan välisen kitkavoiman ollessa seuraajaa pyörittävän momentin aiheuttava tekijä, on seuraajaa pyörittävä momentti pieni perusympyrän ollessa kontaktissa. Tämä johtuu siitä, että vain jousen esijännitysvoima vaikuttaa kei-
 nuvipuun ja sen kautta nokan ja seuraajan väliseen kontaktiin. Kontaktin normaalivoiman jäädessä pieneksi myös kitkavoima jää pieneksi suhteessa maksiminostolla olevaan voimaan. Koska kuormitus nokka-akselilla on pieni perusympyrän aikana, on perusympyrän kontaktin leveyttä mahdollista kaventaa. Kaventamalla nokkaprofiilia perusympyrältä siten, että se lisää seuraajaan ja nokkaprofiilin kontaktin epäkeskeisyyttä seuraajan keskilinjaan nähden nokka-akselin pituussuunnassa, voidaan maksimoida nokan ja seuraajan välisen kitkavoiman vipuvarsi seuraajan pituusakseliin nähden (Kuva 27). Tämä edesauttaa seuraajan pyörimistä perusympyrän ollessa kontaktissa seuraajan kanssa.

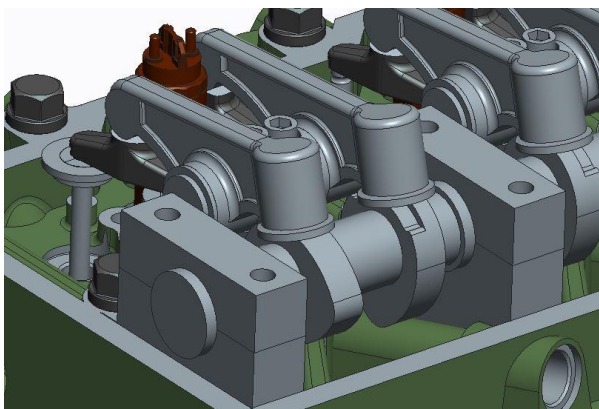
Jos nokan kontaktipinta on leveä ja suorassa linjassa tasoseuraajaan nähden, on nokan ja seuraajan välisen nokka-akselin pituussuuntaisen epäkeskeisyyden vaikutus seuraajaan kallistumiseen pieni suhteessa epäkeskeisyyteen, joka nokan ja seuraajan välillä on noston aikana nokka-akselin poikkileikkaustason suunnassa. Nokka-akselin poikkileikkaustasossa noston aikana esiintyvän kontaktin epäkeskeisyyden vaikutus seuraajan kallistumiseen on suurempi myös siitä syystä, että nokkaprofiilin leveys nokka-akselin pituussuunnassa ei tue tässä suunnassa seuraajaa.



Kuva 28. Nokkaprofiilin ja seuraajan välisen kontaktin epäkeskeisyydet eri suunnissa.

Nokkaprofiilin ja seuraajan välisen, nokka-akselin pituussuuntaisen, epäkeskeisyyden avulla pyritään tilanteeseen, jossa seuraajalla vaikuttava kuormitus ei joka kuormituskerralla vaikuttaisi seuraajan samaan pinnan kohtaan, vaan kontaktikohta muuttuisi seuraajan pyöriessä akselinsa ympäri. Tästä on hyötyä siinä mielessä, että väsyttävä kuormitus ei vaikuta aina samaan seuraajan kohtaan ja toisaalta kontaktista muodostuva

lämpö jakautuu tasaisemmin seuraajaan. Kontaktin lämpötila pysyy näin matalampana ja voiteleva sekä jäähdyttävä öljy pääsee helpommin vaikuttamaan kontaktissa olleeseen ja lämmentyneeseen seuraajan pinta-alaan. Tällaista tilannetta ei voida toteuttaa silloin, jos keinuvipu seuraa suoraan nokkaprofiilia. Näistä syistä päädyttiin selvittämään sellaisen rakenteen käyttömahdollisuutta, jossa tasoseuraaja on sijoitettu keinuvivussa olevaan pesään. Tällaisessa rakenteessa tasoseuraaja liikkuu keinuvivun pään mukana ympyrän kaaren muotoista liikerataa, mikä aiheuttaa haasteita nokkaprofiilin suunnitteluun. Rakenne kuitenkin mahdollistaa suuresta, monimutkaisesta ja mahdollisesti kalliista seuraajan tukikehdosta luopumisen, mikä on varsin houkutteleva ajatus.

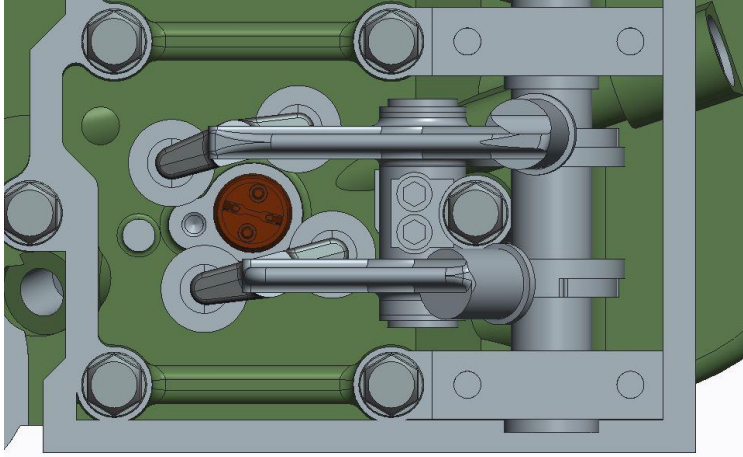


Kuva 29. Periaatemalli koneistosta, jossa tasoseuraaja on sijoitettu keinuvipuun

Periaatteen kuvaava malli koneistosta, jossa tasoseuraaja on sijoitettu keinuvivussa olevaan pesään, esitetään kuvassa (Kuva 29). Tilarajoitteiden puolesta malli vaikuttaa varsin lupaavalta. Tilarajoitteiden määrittämistä vipusuhteista ja lähtötietoina annetuista venttiilien nostoprofiileista johtuva nokka-akselin perusympyrän suuri kokokaan ei estä rakenteen käyttöä, kun tasoseuraajan pituus saadaan sijoitettua keinuvivun sisään. Näin tasoseuraajan pituuden muuttuminen ei vaikuta nokka-akselin ja keinuvivun välisen kontaktipisteen sijaintiin. Huomioimisen arvoista on se, että seuraajan ei tarvitse liikkua pituusakselinsa suunnassa suhteessa keinuvipuun, joka pienentää seuraajan kiilautumisvaaraa ja kulumista seuraajan ja pesän kontaktissa. Seuraajan seinämistä tehdään ohuet, jotta seuraajan massaa saadaan pienennettyä. Rakenteessa on lisäksi mahdollista tehdä seuraajan osa, joka tukeutuu keinuvivun sisään kapeammaksi kuin nokkaprofiilin koon ja muodon määrittämä seuraajan kosketusalueen halkaisija. Tällä tavoin seuraajan massaa voidaan edelleen pienentää. Keinuvivun rakenne sallii sekä ruuvissäädön että HLA-elementin hyödyntämisen tasoseuraajan ja nokka-akselin välisen välyksen säätämiseen.

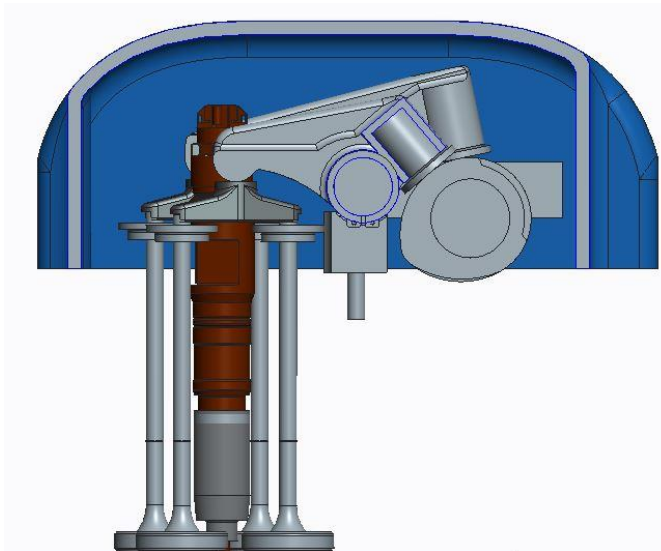
Rakenne, jossa tasoseuraaja on sijoitettu keinuvipuun vaikuttaa tilarajoitteiden, rakenteen yksinkertaisuuden ja rakenteen mahdollistaman seuraajan koon pienentämisen perusteella kehityskelpoiselta konseptilta. Periaatteellisen mallin pohjalta muodostettiin ensimmäinen versio nokkaprofiilista koneiston simulointiin käytetyllä Adams-ohjelmistolla. Periaatteelliseen malliin mallinnetut keinuvivut eivät mahdollistaneet tilarajoitteiden puitteissa toimivien nokkaprofiilien muodostamista. Nokkaprofiileihin

tuli epäjatkuvuuskohtia ja nokkaprofiilin venttiiliä avaavat ja sulkevat muodot leikkasivat toisensa, mikä tarkoittaa, että nokkaprofiili ei ole mahdollista valmistaa. Haasteeksi muodostuikin keinuvipujen muokkaaminen tilarajoitteiden puitteissa sellaisiksi, että nokkaprofiileista saataisiin jatkuvia ja valmistettavia.



Kuva 30. Venttilikoneistokonseptin iteroitu malli ja sylinterikannen tilarajoitteet.

E erityisen haastavaksi osoittautui imunokkaprofiilin muodostaminen, sillä imuventtiilien nostoprofiili on kapeampi ja korkeampi kuin pakoventtiilien. Mikä tarkoittaa sitä, että nokkaprofiilin kaarevuussäteen muutoksista tulee jyrkempiä ja siten herkempiä noston ja sen aikaderivaattojen epäjatkuvuuksille. Imunokkaprofiilin muodostamista vaikeuttaa edelleen se, että imupuolen keinuvipu on lyhyempi kuin pakopuolen. Lyhyt keinuvipu ja suuri nosto aiheuttavat keinuvivun suuren kulman muutoksen, mikä edelleen hankaloittaa toimivan nokkaprofiilin muodostamista.



Kuva 31. Venttilikoneistokonseptin iteroitu malli venttiilien suojakannen sisällä.

Rakennetta iteroitaessa toimivan nokkaprofiilin löytämiseksi päädyttiin äärimmäisiin ratkaisuihin imupuolen keinuvivulla. Tämä tarkoittaa, että imupuolen keinuvivun nokka-akselin puoleista vipuvartta ei ole mahdollista lyhentää annettujen tilarajoitteiden vallitessa. Kuvassa (Kuva 31) on esitetty iteroitu rakenne koneistolle, jossa tasoseuraaja on sijoitettu keinuvipuun. Äärimmilleen viedystä rakenteesta huolimatta imunokkaprofiilista ei saatu täysin jatkuvaa, vaan kehitystyötä riittäisi edelleen. Yksi vaihtoehto olisi muuttaa imuventtiilien nostoprofiilia yhdessä kaasunvaihdon mitoittajien kanssa siihen suuntaan, että nokkaprofiilin kaarevuussäteen muutoksista ja profiilista ylipäättään saataisiin jouhevampi. Konseptimallin rakenteen tutkimisen pohjalta voidaan todeta, että tasoseuraajan hyödyntäminen ei ole helppoa alkuarvoina annettujen tilarajoitteiden muodostamassa sylinterikannessa.

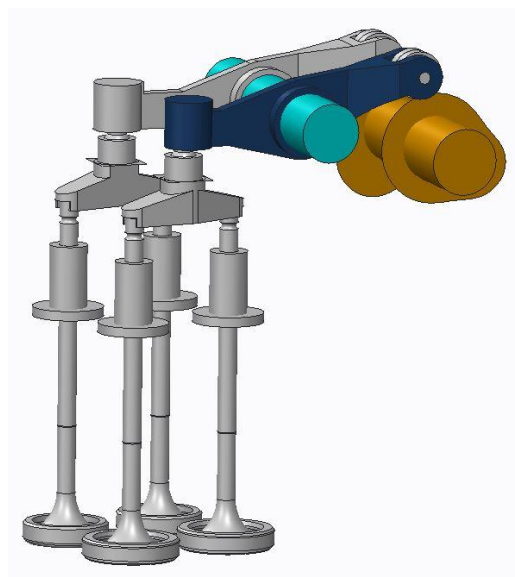
Venttiilikoneiston kontaktit vaativat voitelun kitkan ja kulumisen pienentämiseksi sekä kontaktien jäähdyttämiseksi. Moottorissa on kampiakselin pyörittämä öljypumppu, jolla kierrätetään öljyä moottorin hydrodynaamisille laakereille kampi- ja nokka-akselille sekä mäntien jäähdyttämiseen. Nokka-akselin sijaitessa sylinterikannessa on voiteluöljy nostettava öljypumpun avulla sylinteriryhmässä olevaa porausta pitkin sylinterikanteen. Nokka-akselien laakereille tulevalta öljykanavalta öljyvirtaus haaroitetaan keinuvipujen tukirakenteisiin. Keinuviputuen sisässä voiteluöljy tuodaan kiinnityspultille porattua reikää pitkin keinuvipujen laakereiden tasolle. Keinuvipuakselin suuntaisella porauksella öljy saadaan tuen pultin reiästä keinuvipujen ja akselin väliseen laakerikontaktiin. Laakerikontaktista öljy jaetaan keinuvivun sisäisiä porauksia pitkin sekä venttiilin että nokan puoleisille kontakteille. Nokan puoleisessa päässä paineistettua voiteluöljyä voidaan käyttää HLA-elementin toiminnan mahdollistamiseen.

4. MONIKAPPALESIMULOINTI

4.1 Simuloinnin tavoitteet

Monikappalesimuloinnin avulla pyritään ymmärtämään venttiilikoneiston dynamiikkaa sekä koneistossa esiintyviä kuormituksia. Monikappalesimulointi on tehokas työkalu venttiilikoneistojen suunnittelussa, sillä venttiilikoneissa on yleensä paljon liikkuvia komponentteja, joiden välisiä vuorovaikutussuhteita on vaikea mitata moottorin käydessä. Tärkeimpiä tarkasteltavia asioita venttiilikoneiston osalta ovat komponenttien kontakteissa vaikuttavat voimat, kontakteissa vallitsevat pintapaineet, kontaktien irtoaminen sekä venttiilien liikeratojen toteutuminen kaasunvaihdon vaatimalla tavalla..

Ohjelmistojen testaamiseen käytettiin erään suunnittelijan ehdottamaa venttiilikoneiston konseptimallia, joka on hieman monimutkaisempi rakenteeltaan kuin kappaleessa 3 esitelty konseptimalli. Simulointiohjelmistoihin rakennettavan venttiilikoneiston malli on esitetty kuvassa (Kuva 32) Monimutkaisemman mallin avulla voidaan tarkastella paremmin ohjelmistojen ominaisuuksia ja rajoitteita sekä näiden mahdollisesti aiheuttamia eroja ohjelmistojen antamien tulosten välillä.



Kuva 32. Simuloitavan venttiilikoneiston yksinkertaistettu CAD-malli

Venttiilikoneisto, jonka toimintaa simuloidaan, koostuu yhden sylinterin venttiilikoneistosta, jossa on kaksi imu- ja kaksi pakoventtiiliä. Imuventtiileitä käytetään yhdellä päidensä väliltä tuetulla keinuviivulla ja yhdellä nokkaprofiililla, mikä on mahdollista imuventtiilit yhdistävän venttiilisillan avulla. Venttiilisillan ja keinuviivun välissä on pal-

lonivelen välityksellä keinuviipuun kiinnitetty liukukenkä. Pallonivelen tehtävänä on sallia liukukengän orientaation muuttuminen keinuviipuun nähden venttiilin avautumisen aikana, jotta liukukenkä pysyy venttiilisillan tason suuntaisena keinuviivun kulman muutoksesta huolimatta. Keinuviivun nokka-akselin puoleisessa päässä on rullaseuraaja, joka pääsee pyörimään pituusakselinsa ympäri. Pakoventtiilien yhteydessä käytetään samanlaista rakennetta ja imu- sekä pakoventtiileitä ohjataan saman nokka-akselin avulla. Kaikki komponentit mallinnetaan jäykkinä kappaleina, jos se on mahdollista käytettävällä ohjelmistolla.

Venttiilikoneiston konseptisuunnitteluvaiheessa koneistoon tulee paljon muutoksia suunnittelun iteratiivisesta luonteesta johtuen ja siksi konseptivaiheessa on järkevää keskittyä yhden sylinterin koneistomallin tarkasteluun. Näin simulaatiomallin muuttaminen on nopeaa ja simulaatioajat jäävät lyhyemmiksi kuin koko koneistoa simuloitaessa. Yhden sylinterin venttiilikoneiston mallilla voidaan tarkastaa venttiilien liikeratojen toteutuminen, venttiilijousien mitoitus, kaasuvaihdon vaikutus venttiilikoneiston toimintaan sekä sylinterikohtaisessa mekanismissa esiintyvät kuormitukset.

Simulointimallien avulla pyritään selvittämään kontakteissa vaikuttavat voimat sekä keinuviivun niveltuella ja nokka-akselilla vaikuttavat voimat. Näiden voimien ja kontaktigeometrioiden avulla päästään käsiksi kontakteissa vaikuttaviin pintapaineisiin soveltamalla Hertzin kontaktiteoriaa. Simulointituloksina nähdään myös koneiston dynaaminen käyttäytyminen ja toteutuva venttiilin nostoprofiili. Simulointituloksena saatavat voimat voidaan yhdistää FEM-laskentaohjelmistoon, jonka avulla päästään käsiksi komponenttien joustoihin ja jännityksiin.

4.2 Simuloitavat kuormitustilanteet

Venttiilikoneiston simulointimallin toimintaa tarkastellaan kolmella moottorin pyörimisnopeudella, jotka ovat tyypillisiä dieselmoottorille, johon venttiilikoneisto suunnitellaan. Ensimmäinen tarkasteltava moottorin pyörimisnopeus on 1000 kierrosta minuutissa. Tämä on käytännössä matalin pyörimisnopeus, jolla moottoria käytetään kuormitettuna. Toinen tarkasteltava pyörimisnopeus on 2100 kierrosta minuutissa, joka vastaa moottorin maksimitehon tuottavaa pyörimisnopeusaluetta. Kolmantena kuormitustilanteena simuloidaan moottorin suurinta sallittua pyörimisnopeutta, jolla moottorin pyörimisnopeutta rajoitetaan polttoaineen syöttöä rajoittamalla. Venttiilikoneiston toimintaa tarkastellaan kaikilla kolmella pyörimisnopeudella aluksi ilman ulkoisia kuormituksia, jonka jälkeen koneistoa kuormittamaan lisätään venttiilien yli olevasta paine-erosta aiheutuvat ulkoiset voimat. Ulkoiset voimat syötetään simulaatiomalleihin pistevoimina, jotka vaikuttavat venttiilinlautasen sylinterin puoleisen pinnan keskiöön venttiilivarren suunnassa. Pistevoimien suuruudet syötetään mittaustuloksiin perustuvana taulukkona, jossa voiman suuruus muuttuu kampiakselin kulman funktiona. Paine-ero venttiilin yli on riippuvainen myös moottorin kuormitustilanteesta ja siksi jokaiselle tarkasteltavalle pyörimisnopeustilanteelle on oma taulukko.

Venttiileihin vaikuttavat ulkoiset kuormitukset on laskettu kaasunvaihtosimulaatiosta saatujen kanava- ja sylinteripainetietojen mukaan kappaleessa 2.4.7 esitetyllä tavalla. Kuormitustilanteena kahdella alimmalla moottorin pyörimisnopeudella on maksimi-kuormitus ja korkeimmalla pyörimisnopeudella kuormitustilanteena on tilanne, jossa pyörimisnopeutta rajoitetaan polttoaineensyöttöä rajoittamalla. Korkeimmalla pyörimisnopeusalueella on tästä syystä huomattavasti pienemmät sylinteripaineet ja siten myös pienemmät venttiileihin vaikuttavat ulkoiset voimat. Kampikoneistolta jakopään kautta tulevaa värähtelyä ei ole huomioitu tässä työssä tarkasteltavissa simulaatioissa, mutta rakenteen mitoitusta tehdessä se on huomioitava.

Simulaatiomalleissa käytettävät venttiilinjouset ovat jokaisella venttiilillä samanlaiset. Venttiilinjousien esijännitysvoimaksi on valittu voima, joka on yhtä suuri kuin suurin venttiilin yli olevasta paine-erosta aiheutuva voima. Venttiilinjousen jousivakio on tämän jälkeen valittu siten, että imunokkaprofiililla kontaktivoima saa arvon nolla moottorin pyörimisnopeuden ollessa 3000 kierrosta minuutissa. Valitsemalla venttiilinjousen esijännitysvoima ja jousivakio näillä ehdoilla, pyritään siihen, että simulaatiomalleissa olisi havaittavissa imuventtiilejä käyttävien komponenttien välisien kontaktien irtoaminen suurimmalla tarkasteltavalla pyörimisnopeudella. Tarkoituksena on tällä tavoin nähdä kuinka simulaatiomalli käyttäytyy komponenttien välisen kontaktin irrotessa. Yhdistetyn massan mallin perusteella imuventtiilejä käyttävien komponenttien väliset kontaktit irtoavat pienemmällä pyörimisnopeudella kuin pakoventtiilejä ohjaavien komponenttien väliset kontaktit. Näin ollen, simulaatiomalleissa pakoventtiilejä ohjaavien komponenttien tulisi pysyä kontaktissa suurimmallakin tarkasteltavalla pyörimisnopeudella.

4.3 Komponenttien kontaktit

Simuloitavassa venttiilikoneistossa on useita erityyppisiä kontakteja, joille tulee ratkaista kontaktin jäykkyyttä kuvaava jousivakio. Jousivakiota tarvitaan simulaatiomalleissa määrittämään kuinka paljon kontaktissa olevat kappaleet joustavat tietyn kontaktiin kohdistuvan voiman vaikutuksesta. Yksi tapa määrittää kontaktin joustoa kuvaava jousivakio, on käyttää Hertzin kontaktiteoriaan pohjautuvia kosketusjännitysten laskenta-kaavoja. Kosketusjännitysten kaavoja on olemassa useille tyypillisille kontaktigeometrioille ja niiden avulla voidaan määrittää kuinka paljon kontaktissa olevien komponenttien etäisyys muuttuu tietyllä kontaktissa vaikuttavalla voimalla. Suhde voiman ja kontaktissa olevien kappaleiden välisen etäisyyden muutoksen välillä antaa suoraan kontaktin jäykkyyttä kuvaavaan jousivakion, joka tosin pätee vain kontakteille, joissa ei ole linjausvirheitä tai epätäydellisiä pintoja. Lisäksi kontaktin jouston tulee olla pieni ja elastinen, jotta Hertzin teoriaa voidaan luotettavasti soveltaa.

Nokkaprofiilin ja rullaseuraajan välistä kontaktia voidaan kuvata kahden toisiaan vasten vierivän sylinterin avulla. Kontaktissa sylinterien kyljet vastaavat toisiaan ja kosketus-alueita käsitellään suorakulmiona. Kontaktin jäykkyyden alustava määrittäminen voidaan

tehdä nokkaprofiilin jyrkimmän kaarevuussäteen mukaan, jolloin jousto on suurimmillaan. Jos ohjelmisto mahdollistaa, niin nokkaprofiilin muuttuva kaarevuussäde kannattaa huomioida kontaktin jäykkyyttä määritettäessä, sillä kontaktin jäykkyys on riippuvainen kontaktissa olevien kappaleiden kaarevuussäteistä [11, s.779/2a].

Venttiilisillan ja keinuivivun päässä olevan liukukengän välistä kontaktia sekä venttiilin ja venttiilisillan välistä kontaktia voidaan mallintaa kontaktigeometrialla, jossa pyöreän poikkileikkauksen omaava tasomainen sylinterin pääty koskettaa tasoa [11] s.781/4d. Keinuvipujen niveltuella ja nokka-akselin liukulaakereilla kontaktia voidaan kuvata sylinterin ja samaan suuntaan kaarevan kourun välisenä kontaktina [11, s.780/2c]

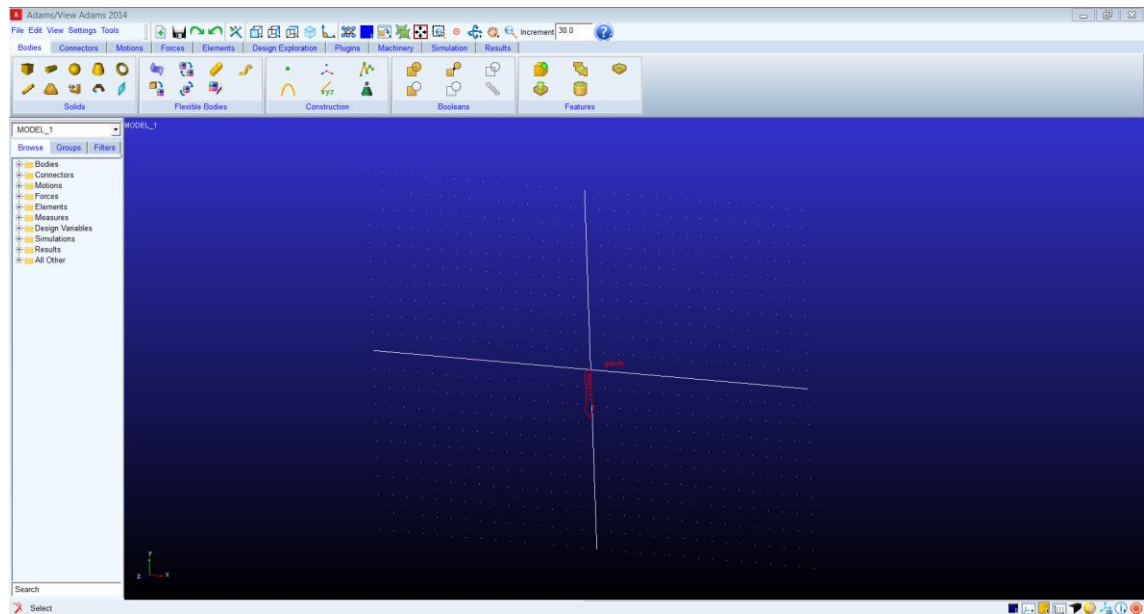
Venttiilin ja seetirenkaan väliselle kontaktille ei löydy suoraa vastinetta Hertzin teoreettisista malleista, mutta AVL on määrittänyt kokeellisesti venttiilin ja seetirenkaan välisten kontaktien jousivakioita, jotka huomioivat venttiilinlautasen taipumisen sekä kontaktipintojen jouston [10]. Yksi tapa määrittää venttiilin ja seetirenkaan välisen kontaktin jousivakio on hyödyntää FEM-laskentaohjelmistoa, jossa kappaleiden materiaaliominaisuuksien ja geometrioiden pohjalta voidaan määrittää kontaktien jousto tietyn kuormituksen alaisena. Venttiilin ja seetirenkaan välisen kontaktin jouston mittaaminen koejärjestelyin on myös varteenotettava vaihtoehto jousivakion määrittämiseksi. Koejärjestelyssä sylinterikannen tuentaan on kiinnitettävä huomiota, jotta juuri venttiilin ja seetirenkaan välinen etäisyyden muutos saadaan mitattua.

4.4 Simulointi Adams ohjelmistolla

Adams on monikappalesimulointiin suunniteltu ohjelmisto, jonka käyttöä ei ole rajoitettu tietylle tieteen alalle, vaan ohjelmisto on varsin yleiskäyttöinen. Adamsin avulla voidaan mallintaa kappaleita joko tasoon tai kolmiulotteiseen avaruuteen. Lähtökohtaisesti kaikilla Adamsiin luoduilla kappaleilla on kuusi vapausastetta, jotka ovat translaatiot kolmen koordinaattiakselin suunnassa sekä rotaatiot näiden koordinaattiakseleiden ympäri. Kaksiulotteiset tasotapaukset luodaan samalla tavalla kuin kolmiulotteiset tapaukset, mutta komponenttien liikkuminen kolmannen koordinaattiakselin suunnassa rajoitetaan ja rotaatiovapausaste annetaan vain tarkasteltavaa tasoa vastaan kohtisuorassa olevan koordinaattiakselin ympäri.

Kappaleiden geometristä mallintamista varten Adamsista löytyy valikko, jonka avulla voidaan luoda erilaisia primitiivimuotoja tai kappaleita kuten ympyröitä, suorakulmioita sekä näistä pursotettuja palloja, sylintereitä tai laatikoita. Ohjelmisto luo muodoille ja kappaleille automaattisesti pintakeskiön ja jos käyttäjä määrittää kappaleelle tiheyden ohjelmisto laskee automaattisesti kappaleen massan ja massakeskiön sijainnin. Massakeskiöön ohjelmisto sijoittaa paikalliskoordinaatiston, jonka orientaatio on käytettävän työkoordinaatiston mukainen. Kappaleen paikka avaruudessa määritetään kappaleen paikalliskoordinaatiston ja avaruuden globaalkoordinaatiston välisellä vektorilla. Li-

säksi kappaleen orientaatiota voidaan muuttaa sen sijaintipisteessä määrittämällä kierto- kulma yhden tai useamman globaalin koordinaatiston akselin suhteen.



Kuva 33. Aloituskäyttö Adamsissa.

Käyttäjä voi luoda kappaleisiin myös omia paikalliskoordinaatistoja, jotka voidaan sijoittaa mielivaltaisiin pisteisiin suhteessa kappaleen massakeskiöön. Näitä käyttäjän luomia paikalliskoordinaatistoja voidaan käyttää myös kappaleen sijainnin ja orientaation määrittämiseen avaruudessa. Adamsilla on mahdollista mallintaa useita kappaleita ja määrittää kappaleiden sijainnit toisiinsa nähden kappaleiden paikalliskoordinaatistojen välisten vektorien avulla. Näin saadaan luotua malleja, jotka sisältävät kappaleiden välisiä sijainti- sekä orientaationsuhteita. Tasomaisissa tilanteissa yksinkertaisen mallin rakentaminen Adamsin primitiivimuodoilla ja -komponenteilla on mahdollista, mutta hyvin nopeasti mallin ja kappaleiden monimutkaistuesssa geometrian mallintaminen Adamsilla käy erittäin työlääksi.



Kuva 34. Valikko geometrian mallinnusvaihtoehdoista Adamsissa.

Adamsiin on mahdollista tuoda erilaisia CAD-ohjelmistojen tiedostoja, mikä helpottaa mallien luomista huomattavasti. Toimivimmaksi tiedostomuodoksi CAD-geometrioiden siirtoon PTC Creo -ohjelmiston ja Adamsin välillä osoittautui parasolid-muoto. Tämä tiedostomuoto ei sovellu suoraan kokoonpanoille, mutta kappaleiden ehjien geometriamallien liittäminen manuaalisesti toisiinsa kokoonpanon mukaisesti onnistuu Adamsissa. Parasolid-muodossa geometrinen malli menettää CAD-ohjelmassa määritetyt mas-

saomaisuudet, mutta Adamsiin tuodulle ehjälle geometriamallille on mahdollisuus määrittää tiheys, jonka avulla Adams osaa itse laskea kappaleen massan ja massakeskiön sijainnin. Parasolid-muodossa tuotuihin kappaleisiin voidaan määrittää paikalliskoordinaatistoja samaan tapaan kuin Adamsilla luotuihin, primitiiveistä koottuihin kappaleisiin. Näiden paikalliskoordinaatistojen välisien vektorien avulla tuodut parasolid-kappaleet voidaan sijoittaa alkuperäistä kokoonpanoa vastaavaan asetelmaan.

Kappaleen sijainnin ja orientaation määrittäminen paikkavektorin avulla toiseen kappaleen tai globaalin koordinaatiston suhteen luo yhteyden vain koordinaatistojen välille. Kappaleet ovat paikkavektorien määrittämän etäisyyden päässä toisistaan ja komponentit seuraavat vektorien paikan muutosta staattisessa tarkastelussa, mutta dynaamisen simulaation kannalta nämä relaatiot ovat vain alkuarvoja. Jos kappaleille määritetään vain sijainnit kappaleiden paikallisia koordinaatistoja yhdistävien vektorien avulla ja käynnistetään dynaaminen simulaatio, kappaleet putoavat ohjelmistoon määritetyn gravitaatiokiihtyvyyden suuntaan toisistaan välittämättä. Adamsin asetuksista voidaan määrittää gravitaatiokiihtyvyyden suuruus vapaasti ja sen suunta voidaan määrittää globaalin koordinaatiston minkä tahansa akselin suuntaiseksi.

Dynaamista simulointia varten kappaleiden välille luodaan kytkentöjä ja kontakteja, joiden avulla kappaleiden välille saadaan luotua sidoksia ja vuorovaikutuksia. Kytke-
ntöjen ja kontaktien avulla komponentit saadaan liitettyä toisiinsa niin, että dynaamisen simulaation käynnistyessä erillisistä kappaleista tehdyssä kokoonpanossa komponentit pysyvät niille määritetyillä sijainneilla gravitaatiosta huolimatta, komponenttien välisistä vuorovaikutuksista johtuen. Toimivan kokoonpanon rakentamiselle on ohjeena, että jokainen kappale, joka liikkuu globaaliin maahan nähden, on tuotava Adamsiin omana parasolid-mallina. Venttiilikoneiston tapauksessa tämä tarkoittaa, että venttiilit, venttiilisillat, keinuivut, seuraajat sekä nokka-akseli on tuotava ohjelmistoon omina tiedostoinaan. Komponenttien väliset etäisyydet, sidokset sekä kontaktit määritetään uudelleen Adamsissa kokoonpanon muodostamiseksi.

4.4.1 Kytke- ntöjen mallintaminen

Adamsilla mallinnettujen tai Adamsiin tuotujen kappaleiden välille luodaan kytkentöjä joiden avulla voidaan muodostaa kappaleista kokoonpanoja. Kytke-
ntä voidaan toteuttaa kahden kappaleen paikalliskoordinaatistojen tai kappaleen ja globaalin maan välille. Adamsissa globaalilla maalla tarkoitetaan, että kaikkialla avaruudessa kappaleet on mahdollista kiinnittää globaaliin koordinaatistoon luomalla kytkentä kappaleen paikalliskoordinaatiston ja globaalin maan välille.

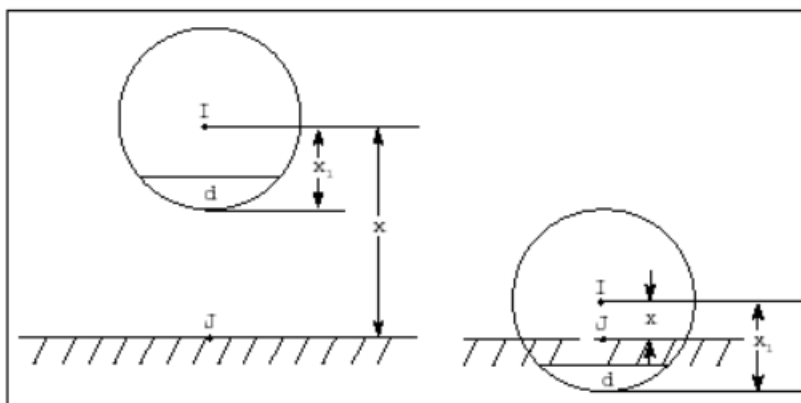


Kuva 35. Kytentävaihtoehdot koordinaatistojen välillä.

Käytännössä kytkennöillä tarkoitetaan kappaleiden paikalliskoordinaatistojen vapausasteiden rajoittamista toistensa suhteen. Adamsista löytyy valmiita kytkentävaihtoehtoja, jotka tarjoavat kaikki variaatiot kuuden vapausasteen rajoittamisvaihtoehdoista. Kytkennöissä kappaleiden geometriset mallit eivät vaikuta toisiinsa muuten kuin kytkettyjen paikalliskoordinaatistojen kautta kytkentätyypin määrittämällä tavalla koordinaatistojen liikettä toistensa suhteen rajoittaen. Kappaleiden geometriat voivat siis läpäistä toisensa ilman, että kappaleiden välille syntyy vuorovaikutusta. Kappaleiden välinen vuorovaikutus, kuten törmäminen on muodostettava erikseen määritettävien kontaktien avulla.

4.4.2 Kontaktien mallintaminen

Jäykkien kappaleiden välisten kontaktien mallintaminen voidaan toteuttaa Adamsissa kolmella erilaisella tavalla: IMPACT-funktiolla, restitution – eli sakkofunktiolla sekä käyttäjän itse määrittämällä tavalla. Restitution-funktiota suositellaan käytettäväksi vain tilanteissa, joissa tarkasteltavasta kontaktista on olemassa mittaustietoa. Käyttäjän itse määrittämä kontaktimalli voidaan syöttää Adamsiin Fortran-koodikielellä, mikä antaa mahdollisuuden käyttää esimerkiksi mittaustulosten avulla korjattuja tai muuten monimutkaisempia kontaktimalleja Adamsilla tehtävissä simulaatioissa. Tässä työssä tarkasteltavan mallin yhteydessä päädyttiin käyttämään kontaktien mallintamiseen IMPACT-funktiota, joka on materiaalin käyttäytymistä epälineaarisen jousen avulla kuvaava malli.



Kuva 36. IMPACT-kontaktimallissa jouston laskentaan käytettävät dimensiot [9].

Kontaktin jousimallille määritetään jousivakio k_{kontakti} , vaimennuskerroin c_{max} , vaimennussyvyys $d_{\text{vaimennus}}$ sekä voimaeksponentti e_F . Kontaktin jousivakio kuvaa kon-

taktin joustoa kontaktiin kohdistuvan voiman vaikutuksesta. Kontaktin jousivakio voidaan määrittää eri kontaktitapauksille esimerkiksi Hertzin kontaktiteorian avulla tai FEM-laskentamenetelmää käyttäen. Jäykkien kappaleiden välistä kontaktia mallinnettaessa jousimallilla, jousivakioon on mahdollista sisällyttää myös todellisen kappaleen kontaktikohdan ulkopuoliset joustot, jos kappaleen jouston vaikutus kontaktipisteen siirtymään tunnetaan voiman funktiona esimerkiksi FEM-laskentamenetelmän kautta. Tämänkaltaisia yksinkertaistuksia tehdessä tulee olla erityisen varovainen ja tukeutua mittaustuloksiin mallin antamien tulosten oikeellisuuden varmistamiseksi.

IMPACT-funktio on esitetty Adamsin käyttöohjeissa yhtälöparina

$$\begin{aligned}
 & \text{IMPACT} \\
 & = \begin{cases} \text{Max}(0, k_{\text{kontakti}}(x_1 - x)^{eF} - \text{STEP}(x, x_1 - d_{\text{vaimennus}}, c_{\text{max}}, x_1, 0)) * \dot{x} & : x < x_1 \\ 0 & : x > x_1 \end{cases} \quad (15)
 \end{aligned}$$

Yhtälöparin (15) sekä kuvan (Kuva 36) avulla nähdään, että silloin, kun kappaleet eivät ole kontaktissa yhtälöpari palauttaa IMPACT-funktion eli kontaktinvoiman arvoksi nol-
lan. Kappaleiden päätyessä kontaktiin kappaleiden välillä vaikuttaa kontaktivoima, jonka suuruus saadaan yhtälöparin (15) ensimmäisen yhtälömäärittelyn avulla. Kontaktivoima kappaleiden välillä muodostuu jousivoimasta sekä vaimennusvoimasta, joka on riippuvainen kappaleiden välisen tunkeuman etenemisnopeudesta \dot{x} . Vaimennusvoiman suunta on aina kappaleiden välisen liikesuunnan vastainen. IMPACT-funktio laskee ensin epälineaarisen jousivoiman yhtälön (16) avulla, jossa x_1 on kontaktissa tunkeutuvan kappaleen massakeskiön ja kontaktiin tulevan pinnan pisteen välinen etäisyys ja x on tunkeutuvan kappaleen massakeskiön etäisyys sen kappaleen pinnasta, johon tunkeutuminen tapahtuu.

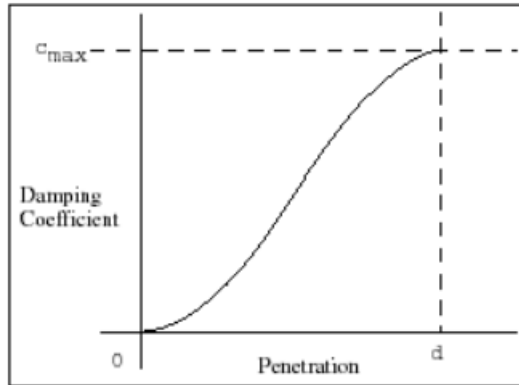
$$F_{\text{kontakti.jousi}} = k_{\text{kontakti}} * (x_1 - x)^{eF} \quad (16)$$

Tästä epälineaarisesta jousivoimaan summataan vaimennusvoima, jonka IMPACT-funktio määrittää yhtälön (17) avulla.

$$F_{\text{vaimennus}} = (x_1 - d_{\text{vaimennus}}) * c_{\text{max}} * \dot{x} \quad (17)$$

Kontaktissa olevien materiaalien vaimennusta kuvataan Adamsissa epälineaarisen vaimennuskertoimen avulla. Adamsiin syötetään käyttäjän toimesta yksi vaimennuskerroin c_{max} sekä vaimennussyvyys $d_{\text{vaimennus}}$ parametreina. Adamsiin on määritetty epälineaarinen funktio, joka määrittää vaimennuskertoimen muutoksen tunkeuman funktiona. Tämän funktion muoto on esitetty kuvassa (Kuva 37) Vaimennussyvyysparametri ker-
too funktiolle tunkeman arvon, jolla vaimennuskerroin saavuttaa maksimiarvonsa. Tästä

syystä IMPACT-funktion yhtälöparissa (15) vaimennuskertoimen vaikutusta kuvaava yhtälö on määritetty STEP-funktion avulla. STEP-funktion tehtävänä on päivittää vaimennuskertoimen arvo IMPACT-funktioon kullakin tunkeuman arvolla. IMPACT funktioon on lisäksi sisällytetty toiminto, joka valitsee lasketuista kontaktivoiman arvoista suurimman.



Kuva 37. Vaimennuskertoimen käyttäytyminen tunkeuman funktiona [9].

Adamsissa IMPACT-funktio on mahdollista määrittää kahden kappaleen geometrinen tilavuusmallien välille, jolloin kappaleen kontaktien joustot lasketaan todellisen geometrian perusteella. Todellisiin kappaleiden geometrioihin perustuva kontaktivoimien ja joustojen laskenta vaatii paljon laskentatehoa, ja siksi simulaatiomallissa olevien kontaktien määrän kasvaessa pyritään kontaktien mallinnusta yksinkertaistamaan, jotta laskenta-ajat pysyisivät kohtuullisina. Kappaleiden todelliset monimutkaiset geometriat ja varsinkin geometriat joissa on teräviä reunoja saattavat aiheuttaa ongelmia yksinkertaista IMPACT-funktiota käytettäessä. Terävissä reunoissa kontaktivoimien suuruus ja suunta voivat muuttua paljon ja erittäin nopeasti, kun kontaktin jäykkyys on määritetty yhdellä jousivakiolla ideaalisen kontaktin mukaan. Reunakosketuksissa kappaleen käyttäytyminen poikkeaa ideaalisesta kontaktitilanteesta, mikä voi aiheuttaa suuria virheitä kappaleiden välisiin vuorovaikutuksiin. Adamsissa on mahdollista käyttää myös kappaleiden todellisten geometrioiden sijaan täysin tai puoliksi analyttisiä muotopareja kontaktigeometrioiden yksinkertaistamiseen ja numeerisen ratkaisijan toiminnan nopeuttamiseksi.

4.4.3 Kitkan mallintaminen

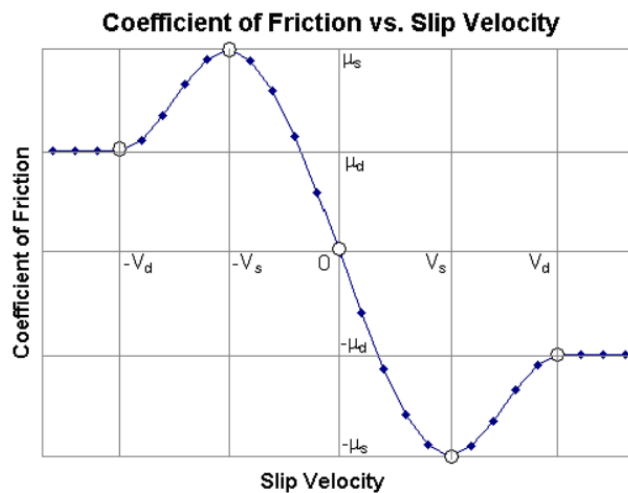
Adams-ohjelmistossa kitkan mallintamiseen käytetään yksinkertaista Coulombin kitkamallia, jossa kontaktin kitkavoima F_t on suoraan verrannollinen kontaktissa vaikuttavaan normaalivoiman F_{norm} ja kontaktissa olevan materiaaliparin kitkakertoimen μ tuloon yhtälön (18) mukaan. Malli kuvaa vain lepo- ja liikekitkaa, mutta mallin avulla päästään kuitenkin käsiksi kitkan luonteeseen kontakteissa, joissa ei esiinny merkittävää viskoosikitkan vaikutusta kitkakertoimeen. Tästä syystä hydrodynaamisten ja staattisten laakereiden yhteydessä kitkamallia ei voida luotettavasti käyttää, mutta raja-

ja sekavoidelluissa kontakteissa kitkamallia voidaan käyttää, kun ymmärretään mallin rajoitteet ja varsinkin, jos kitkapaarametrieni arvoja voidaan säätää vertaamalla simulointituloksia mittaustuloksiin todellisesta järjestelmästä.

$$F_{\mu} = \mu * F_{norm} \quad (18)$$

Kitkapaarametreiksi Adamsiin voidaan määrittää lepo- ja liukukitkakertoimet sekä nopeudet, joilla lepokitkakertoimen maksimiarvo ja liukukitkakertoimen minimiarvo esiintyy. Adamsiin on määritetty funktio, jonka avulla ohjelma laskee kitkakertoimen arvon kitkakertoimen minimi- ja maksimiarvojen välillä kontaktissa olevien kappaleiden välisen liukunopeuden mukaan. Funktion avulla kitkakerroin ja kitkavoima saavat äärellisiä arvoja liikunopeuden ja -suunnan muuttuessa. Jatkuvalla funktiolla kuvattu siirtymä kitkakertoimen ääriarvojen välillä mahdollistaa ohjelmiston numeerisen ratkaisijan toiminnan, kun laskettavat kitkakertoimen arvot pysyvät äärellisinä.

Kuvassa (Kuva 38) on esitetty Adamsissa käytettyä kitkamallia kuvaava kuvaaja, josta voidaan nähdä lepo- ja liikekitkakertoimien välinen siirtymä sekä se, että ohjelmaan parametrina syötetyn liukunopeuden jälkeen liukukitkakerroin saavuttaa minimiarvonsa, joka pysyy vakiona vaikka liukunopeus jatkaisikin kasvuaan. Tämä kertoo, että kitkamalli ei huomioi viskoosikitkaa, sillä jos viskoosikitka huomioitaisiin, niin liikekitkakertoimen minimiarvon jälkeen kitkakerroin lähtisi kasvamaan viskoosikitkan vaikutuksesta Stribeckin käyrän mukaisesti liukunopeuden kasvaessa [12, s.130].



Kuva 38. Adamsin kitkamalli [9]

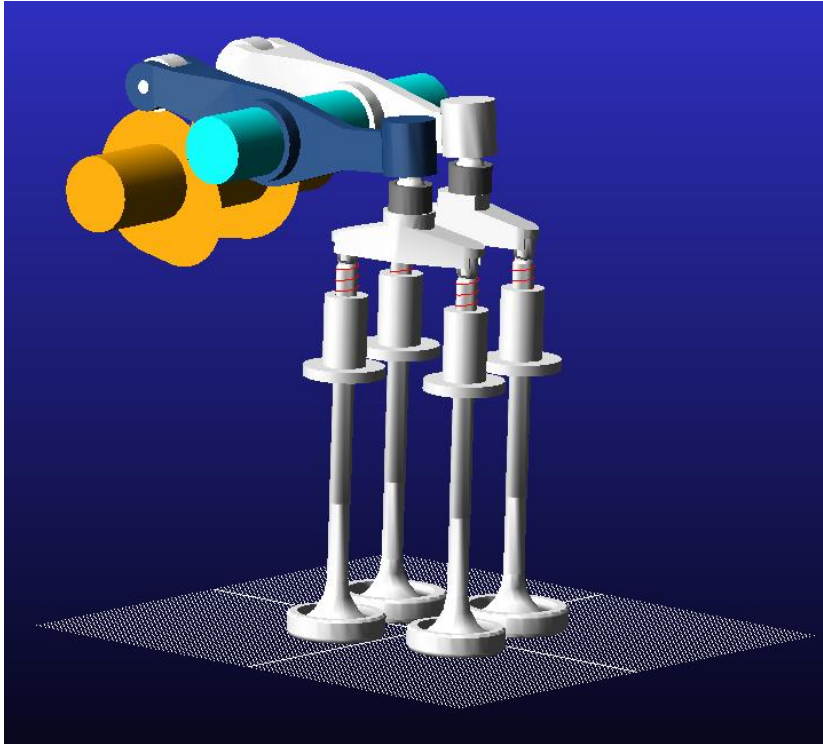
Kuvassa (Kuva 38) on esitetty Adamsin kontaktien kitkamalliin syötettävät parametrit lepokitkakerroin μ_s , liukukitkakerroin μ_d lepokitkakertoimen maksimiarvon esiintymisnopeus V_s sekä liukukitkakertoimen minimiarvon esiintymisnopeus V_d . Kontaktien kitkamallien lisäksi Adamsiin on mahdollista määrittää komponenttien välille muodostettujen kytkentöjen kitkat niveltyypeille ominaisilla kitkamalleilla. Nivelten kitkamallit

sisältävät kitkavoimaa kuvaavan mallin lisäksi nivelen geometrian määrittävät parametrit, joiden avulla kitkavoimat muutetaan nivelten kitkamomenteiksi.

4.4.4 Simuloitavan venttiilikoneiston malli

Monikappalesimulointiin käytettävän mallin rakenne on riippuvainen käytettävästä ohjelmistosta ja sen rajoitteista. Adams on yleiskäyttöinen ohjelmisto ja sen käytöstä monimutkaisten mekaanisten ilmiöiden ja mekanismien mallintamisessa löytyy paljon esimerkkejä monilta teollisuuden aloilta. Adamsin toimintojen antamat mahdollisuudet ajavat suunnittelijan herkästi rakentamaan tarpeettoman monimutkaisen mallin, jonka rakentamiseen ja simulointiin kuluu tarpeettoman paljon aikaa. Tästä syystä ennen mallin rakentamisen aloittamista on syytä suunnitella ja arvioida millaisia ilmiötä järjestelmästä tahdotaan tarkastella ja mitkä tekijät voidaan jättää huomioimatta ainakin tutkimuksen alkuvaiheessa.

Simulointimallin rakentamiseen Adamsiin saa kulumaan paljon aikaa, joka huomattiin hyvin nopeasti mallin rakentamisen aloittamisen jälkeen. Mallista päätettiin tehdä mahdollisimman yksinkertainen, jotta aikaa jäisi myös mallin simuloimiseen ja simulointitulosien tarkasteluun. Malli rakennettiin kuitenkin niin, että venttiilisillalla on kaikki kuusi vapausastetta, keiuvivun venttiilisillan puoleisessa päässä on pallonivelellä varustettu liukukenkä ja nokkaa seuraava elementti on rulla, jolla on mahdollisuus pyöriä akselinsa ympäri. Tällaisella mallilla saadaan käsitys Adamsin suorituskyvystä, simulaatioajasta, mallin rakentamisen haasteista sekä kiinnittämättömän venttiilisillan liikehdinnästä.



Kuva 39. Simulointimalli Adamsissa

Adamsiin rakennettuun venttiilikoneistomalliin tuotiin venttiilit, seetirenkaat, venttiilisillat sekä keinuviipukokonaisuudet PTC Creolla mallinnettuina geometrioina parasolid-tiedostomuotoa apuna käyttäen. Koneiston kokoonpano muodostettiin Adamsin kytkentöjä ja kontakteja hyödyntäen. Keinuviipuja tukeva akseli, nokka-akseli ilman nokkaprofiileja sekä venttiilinohjaimet mallinnettiin Adamsin primitiivigeometrioilla, komponenttien yksinkertaisen geometrian vuoksi.

Seetirenkaat, keinuviipuja tukeva akseli ja venttiilinohjaimet kytkettiin globaaliin maahan kiinteästi, jolloin komponenteilta poistetaan kaikki vapausasteet. Nokka-akseli kytkettiin globaaliin maahan saranamaisten nivelen avulla, joka mahdollistaa nokka-akselin pyörimisen pituusakselinsa ympäri. Globaaliin maan ja kappaleiden tai kahden kappaleen välisissä suorissa kytkennöissä ei esiinny joustoa, vaan kytkentä on absoluuttisen jäykkä. Jos komponenttien välisen yhteyden, esimerkiksi nivelen jousto halutaan huomioida, on kappaleiden välille luotava kontakti kytkennän sijaan. Kontakteille voidaan määrittää jäykkyys kappaleen 4.3 esittämällä tavalla joko kappaleiden todellisten geometrioiden tai yksinkertaistettujen apugeometrioiden avulla.

Venttiilinjouset mallinnettiin Adamsiin jousivoimina, jolloin venttiilien jousilla ei ole geometriaa eikä massaa. Jousilautasia ja venttiilinelukkoja ei mallinnettu simulaatiomalliin geometrisesti, mutta niiden massat lisättiin venttiiliin pistemäisenä massana venttiilin pituusakselille lukkouran kohdalle. Samaan pistemassaan lisättiin efektiivinen venttiilinjousen massa, jonka suuruudeksi määritettiin kolmasosa venttiilijousen kokonaismassasta lähteissä esitettyjen approksimaatioiden perusteella[3, s.544].

Venttiilien ja venttiilinohjaimien välille muodostettiin sylinterimäinen kytkentä, joka sallii venttiilin liikkeen pituusakselinsa suuntaisesti sekä rotaation tämän akselin ympäri. Tällaisella kytkennällä ei voida simuloida venttiilin käytöstä täysin todenmukaisesti. Todellisuudessa venttiilin ja ohjaimen välissä on välykset, jotka sallii venttiilin linjausvirheen venttiilin seetirenkaaseen nähden. Tämä linjausvirhe aiheuttaa venttiilin ja seetirenkaan välisen kontaktin muuttumisen ideaalikontaktista, mikä vaikuttaa sekä kontaktin jäykkyyteen että venttiiliin kohdistuvien voimien suunnan muuttumiseen. Venttiilin varren ja ohjaimen välisen välyksen mallintaminen on raskasta numeeriselle ratkaisijalla ja konseptivaiheessa välyksen merkitys oletetaan pieneksi koko koneiston toiminnan kannalta. Samantyyppisiä välyksiä on jätettävä todelliseen koneistoon komponenttien lämpölaajenemisen vuoksi myös keinuviipuja tukevien laakerien ja keinuviipua akselin väliin sekä voitelun vuoksi nokka-akselin laakereille. Näitä välyksiä ei myöskään mallinneta vielä, vaikka Adams antaa siihen mahdollisuuden.

Keinuviipujen ja keinuviipua akselin välille muodostetaan saranamainen kytkentä, joka sallii vain keinuviipujen kiertymisen keinuviipua akselin pituusakselin ympäri. Todellisuudessa keinuviipun pääsevät hieman liikkumaan muidenkin vapausasteiden suuntiin laakerissa olevan välyksen ansiosta, mutta tämä jätetään yksinkertaisessa mallissa huomiotta. Keinuviipujen ja keinuviipua akselin välinen kytkentä mahdollistaa yksinkertaistetun kaksiulotteisen kontaktigeometrian käytön nokkaprofiilin ja rullaseuraajan välissä, kun keinuviipu liikkuu vain keinuviipua akselia vastaan kohtisuorassa olevassa tasossa. Nokkaprofiilin ja rullaseuraajan välinen kontakti määritetään rullaseuraajan halkaisijaa vastaavan ympyrän kaaren sekä nokkaprofiilin muodostavan tasokäyrän välille. Nokkaprofiili muodostuu 1080 pisteestä ja nokkaprofiilin noston aikana nokkaprofiilin kaarevuussäde muuttuu käytännössä jatkuvasti. Näin tarkkaan ja jatkuvasti muuttuvaan geometriaan perustuva kontakti on raskas laskettava ratkaisijalle ja tästä syystä kontakti yksinkertaistettiin poistamalla välyksien aiheuttamien linjausvirheiden vaikutus sekä kolmiulotteinen geometria kontaktista.

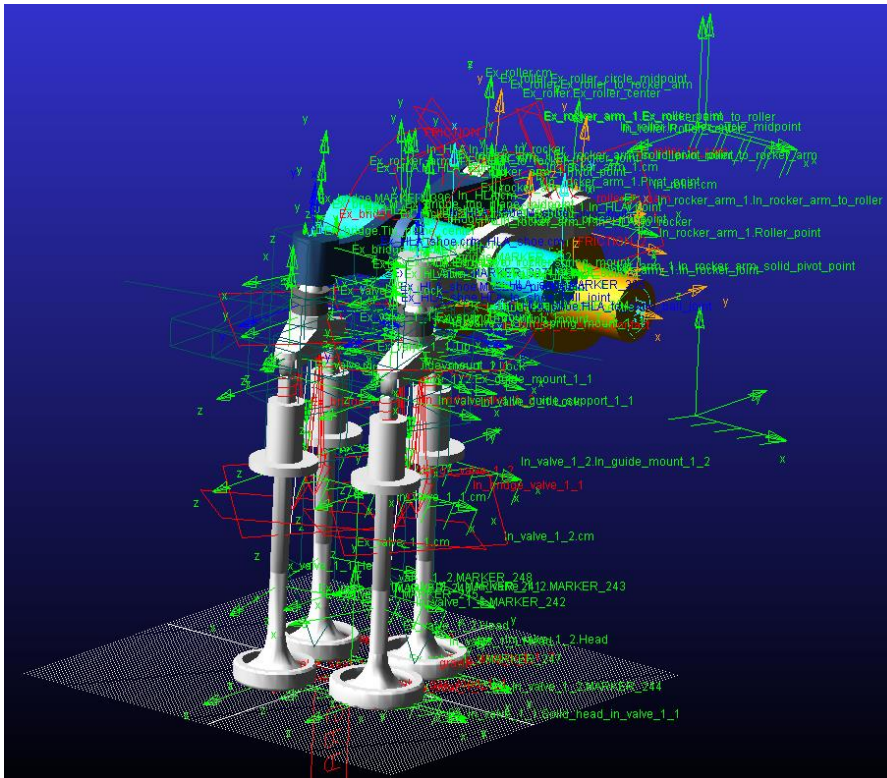
Muita tarvittavia kontakteja ovat seetirenkaan ja venttiilin välinen kontakti, venttiilin varren pään ja venttiilisillan välinen kontakti sekä venttiilisillan ja HLA-elementin liukukengän välinen kontakti. Nämä kontaktit mallinnettiin kappaleiden todellisiin geometrioihin perustuen ja IMPACT-funktiota käyttäen. Venttiilin ja seetirenkaan kontakti on haastava määrittää muuten kuin todellisiin geometrioihin perustuen, sillä venttiilin ja seetirenkaan kontaktipinta on kartion muotoinen. Venttiilisillan ja venttiilin sekä venttiilisillan ja HLA-elementin väliset kontaktit mallinnettiin todellisiin geometrioihin perustuen, koska venttiilisillalla tahdottiin pitää kaikki vapausasteet, jotta sen liikehdintä venttiilin noston aikana olisi mahdollisimman todenmukainen. Liukukengän ja HLA-elementin välille muodostetaan pallonivelkytkentä, joka sallii rotaatiot kaikkien kolmen koordinaattiakselin ympäri.

Mallinnetun koneiston ollessa vasta suunnittelijan raaka hahmotelma, ei koneistoa varten ollut olemassa nokkaprofiilia. Venttiilien nostoprofiilin ollessa tunnettu nokkaprofiili

lin luomiseen käytettiin Adamsissa olevaa työkalua, jolla voi piirtää simulointitulosten perusteella mielivaltaisesti valitun pisteen tai ympyrän kaaren seurantakäyrän. Nokka-profiilit luominen toteutettiin mallilla, jossa oli vain venttiilisilta, keinuviipukokoonpanot sekä pyöreä akseli, joka kuvasti nokka-akselin linjaa. Adamsissa voidaan määrittää kappaleille liikeratoja tai kappaleisiin vaikuttavia voimia ajan funktiona. Voimille ja liikeradoille voidaan määrittää matemaattisia funktioita.

Venttiileille määritetty nostoprofiili tuotiin Adamsiin taulukkona, jossa venttiilien sijainti oli määritetty kampiakselin kiertokulman suhteen asteen välein. Venttiilin nostoprofiili oli määritetty yhdelle moottorin työkierrolle, joka vastasi 720 astetta kampiakselin kiertokulmana. Venttiilien nostoprofiilit määritettiin venttiilisiltojen liikkeiksi ja venttiilisillan sekä keinuviivun välille määritettiin liikerajoite, jonka mukaan keinuviivun liukukengän pohjan keskipiste seuraa venttiilisillan kosketustasoa. Tällä tavoin keinuviivun pään saatiin seuraamaan venttiilisillan liikettä. Venttiilisillan liikeradalle määritettiin funktio, joka käy läpi kaikki 720 liikeradan pistettä 360 sekunnin aikana, jolloin venttiilin liike yhden työkierron aikana saatiin simuloitua, kun simuloinnin pituudeksi määritettiin 360 sekuntia.

Nokka-akselin linjaa kuvaavalle pyöreälle akselille määritettiin pyörintänopeus, joka vastasi puolta kampiakselin pyörimisnopeudesta. Tämä tarkoitti, että nokka-akseli pyöri venttiilin liikeradan läpikäynnin aikana 360 astetta aivan kuin nelitahtisessa polttomoottorissa. Näin nokkaprofiilin muodostamiseksi oli luotu malli, jossa nokka-akselin kiertyy yhden kokonaisen kierroksen samalla kuin venttiileiltä yhden moottorin työkierron aikana vaadittu liikerata käydään läpi. Tämän jälkeen nokkaprofiilin piirtämiseksi riittää, että Adamsissa määritetään minkä pisteen tai käyrän rataa halutaan seurata minkä kappaleen näkökulmasta.



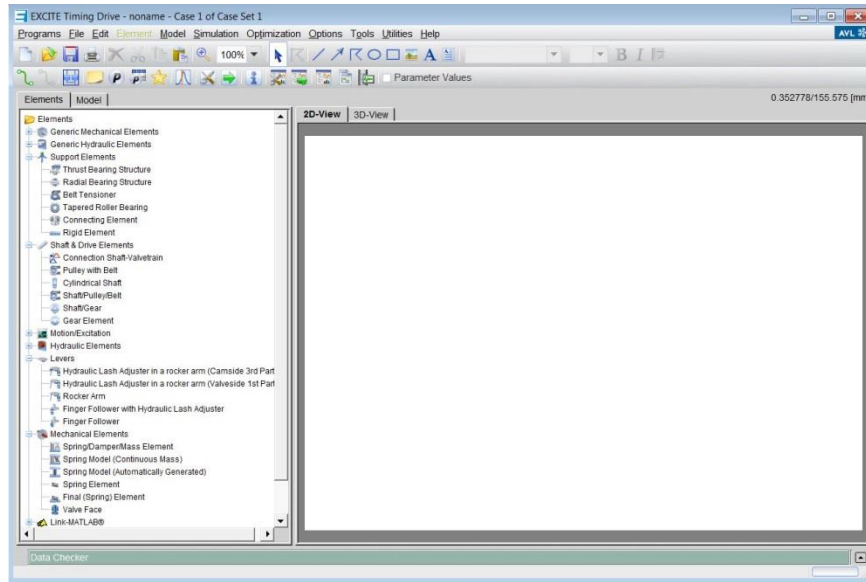
Kuva 40. Adamsiin rakennetun simulaatiomallin lopullinen versio, jossa kaikki komponenttien väliset relaatiot ovat näkyvissä.

Nokkaprofiilin luomisen jälkeen venttiilisilloille määritetyt liikeratojen funktiot poistettiin. Venttiilisillan ja liukukengän välinen keinotekoinen pisteen ja tason välinen seurantarajoite poistettiin. Malliin lisättiin loput koneiston komponentit, jonka jälkeen määritettiin kontaktit kitkoineen kappaleiden välille ja määritettiin rotaatiofunktio nokka-akselille, jonka avulla nokka-akseli saatiin pyörimään halutulla nopeudella. Malliin lisättiin myös venttiilin yli olevasta paine-erosta aiheutuva voima. Voima lisättiin mittaustuloksista rakennetun ja venttiilien nostojen kanssa synkronoidun taulukon mukaan muuttuvana pistevoiman, joka vaikuttaa venttiililautasen alapintaan. Venttiilikoneiston lopullinen simulointimalli Adamsissa on esitetty kuvassa (Kuva 40)

4.5 Simulointi AVL Excite –ohjelmistolla

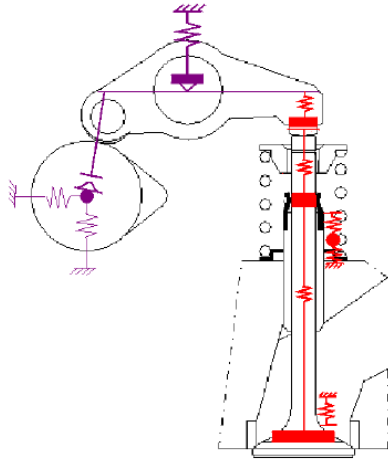
AVL Excite -ohjelmistosta venttiilikoneiston simulointiin käytetään Timing Drive -osiota, joka on nimensä mukaisesti suunniteltu venttiilikoneistojen ja jakopäämekanismien simulointiin. Ohjelmistoon on tarkan käyttötarkoituksen vuoksi luotu erilaisia valmiita venttiilikoneiston komponentteja, joiden avulla voidaan rakentaa erilaisia, yleisesti tunnettuja venttiilikoneistomekanismeja. Kaikki käytössä olevat komponentit ovat ohjelmistossa omina ikoneinaan, jotka avaamalla käyttäjä löytää valmiiksi määritetyt parametrit, jotka ohjelmisto haluaa syötteenä kullekin komponentille. Komponenttien ikoneita voidaan nostaa ohjelman työalueelle, jossa komponenttien välille voidaan muodostaa datan kulkua kuvaavia viivoja. Jokaiselle komponentille on määritetty tietyt

edeltäjä- ja seuraajakomponentit, joiden kanssa datayhteydet voidaan muodostaa. Kuvassa (Kuva 41) on esitetty Timing Driven aloitusnäky, jonka vasemmassa laidassa nähdään komponenttikirjasto ja oikeassa reunassa työalue, johon malli rakennetaan. Timing Drive ei lähtökohtaisesti sovellu muiden kuin venttiilikoneistojen ja jakopäämekanismien simulointiin ja siksi mallien rakenteen suunnitteluun ja rajaamiseen ei tarvitse käyttää paljoa aikaa.



Kuva 41. Aloitusnäky AVL Excite Timing Drivessa

Valmiin komponenttikirjaston lisäksi venttiilikoneistomallin rakentamista yksinkertaistaa ohjelmiston käyttämä, pääosin yksi- ja kaksiulotteinen mallinnusperiaate. Tämä tarkoittaa, että venttiilikoneiston komponenttien liike on nokka-akselia lukuun ottamatta rajoitettu yhden akselin suunnassa tapahtuvaan translaatioon. Ohjelmistoon on mahdollista määrittää komponenttien yhden vapausasteen orientaatio muiden komponenttien suhteen tasossa, mistä tulee ohjelmiston osittainen kaksiulotteisuus. Lisäksi rajoitteena on, että venttiilillä varustetussa rakenteessa, silta ei pääse kallistumaan, vaan venttiilit pysyvät kaikissa tilanteissa samassa tasossa, kun mallin rakentamiseen käytetään valmiskomponentteja. Kaikki koneiston komponentit ovat käytännössä kuvattu pistemassoina ja komponenttien ja niiden välisiä kontakteja kuvataan jousilla ja vaimentimilla. Näin koko venttiilikoneistomalli koostuu ohjelman taustalla massapisteistä, vaimenusominaisuuksia omaavista jousista sekä jäykistä vipuvarsista. Kaksiulotteisuutta malliin lisää nokka-akselin mahdollisuus joustaa kahden koordinaattiakselin suunnassa. Nokkaa tukevien laakerien jäykkyyttä kuvataan myös kahden koordinaattiakselin suunnassa lineaarisilla jousilla. Kuvassa (Kuva 42) on esitetty Timing Driveen rakennetun päidensä väliltä tuetun keinuvipumekanismin mallinnusperiaate, jossa tummennetut värialueet ovat komponentteja kuvaavia pistemassoja, joita yhdistää komponenttien ja kontaktien jäykkyyksiä kuvaavat jouset.



Kuva 42. Periaatekuva AVL Timing Driven tavasta mallintaa päidensä väliltä tuetulla keinuvivulla varustettu venttiilikoneista [10].

Nokka-akselille on määritetty Timing Drivessa kuusi vapausastetta, jolloin akselin taipuminen sekä vääntyminen voidaan havaita simulaatiomallin avulla. Nokka-akseli onkin ainoa komponentti, jolle Timing Drivessa on mahdollista määrittää tarkemmat inertia- ja lujuusominaisuudet. Nokka-akselille voidaan määrittää materiaalin kimmo- ja liukumoduulit sekä pyöreän akselin neliömomentit taivutuksen sekä väännön suhteen. Nämä arvot on laskettava käsin tai jonkin muun ohjelmiston avulla ja syötettävä erikseen ohjelmaan akselin osien parametreina, vaikka Timing Driveen syötetään tarvittavat tiedot neliömomenttien laskemiseksi. Nokka-akselin pituusakselin suuntainen vapausaste on mallissa mahdollisten jakopäältä tulevien akselin päittäisvoimien vuoksi. Jakopäämekanismi on mahdollista mallintaa vinohampaisilla hammaspyörillä, jolloin nokka-akselille välittyy myös nokka-akselin pituusakselin suuntainen voima.

4.5.1 Kitkan mallinnus

AVL Excite Timing Drivessa venttiilien liikettä seuraavien komponenttien kirjastomallit sisältävät mahdollisuuden määrittää kolme erilaista kitkaparametria. Käyttäjä voi syöttää kaikkiin venttiilin liikettä seuraaviin kirjastokomponentteihin kitkaparametreiksi vakiosuuruisen kitkavoiman, nopeuden mukaan muuttuvan kitkakertoimen sekä kitkakertoimen, joka muuttaa kontaktissa vaikuttavan kitkavoiman suuruutta kontaktiin kohdistuvan voiman mukaan. Kertoimia määritettäessä tulee olla erityisen varovainen, sillä kitkakertoimet määritetään jokaisessa komponentissa samanlaisten valikoiden ja samannimisten muuttujien avulla, mutta kitkakertoimien määritelmä muuttuu riippuen komponentista. Tätä ei mainita missään syötteiden yhteydessä, vaan kunkin komponentin kohdalla on erikseen varmistettava ohjelmiston käyttöohjeesta, mitä kitkakertoimen määrittely pitää sisällään.

Translaatioissa venttiilin liikkeen aikana oleville komponenteille määritettävät kitkakerroimet kuvaavat kitkaa komponentin ja globaalien maan välillä. Tämä tarkoittaa sitä, että kitka voidaan määrittää vain komponentin ja sitä tukevan rakenteen välille, eikä esimerkiksi kahden komponentin väliseen kontaktiin. Tämä johtuu komponenttien vapausaste- rajoitteista, sillä samalla akselilla liikkuvien komponenttien välille ei synny relatiivista liikettä, elleivät komponentit erkane toisistaan tai tunkeudu toisiinsa ainoan vapausasteensa suunnassa. Tällöin komponenttien välillä ei voi olla myöskään kitkaa. Keinuvi- vun niveleen sekä nokka-akselin ja seuraajan väliseen kontaktiin voidaan määrittää kit- ka, sillä näissä pisteissä kahden komponentin välillä on vapausasteiden puolesta mah- dollista olla relatiivista liikettä, johon kitka vaikuttaa. [10, s.288]

Timing Driven käyttöohjeissa venttiili suositellaan jakamaan osiin. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että venttiili jaetaan pituussuunnassaan kahteen osaan niin, että venttiilin kokonaispituus puolittuu. Näin venttiili muodostuu pelkkää venttiilinvartta sisältävästä osasta sekä osasta, johon kuuluu venttiilinvarren lisäksi myös venttiilinlautanen. Mo- lemmille venttiilin osille määritetään omat kitkaparametrit. Venttiilivarren ja ventti- linohjaimen välinen kitkakerroin syötetään molempiin venttiilin osiin. Venttiilin osaan, jossa on venttiilinlautanen, määritetään myös venttiilin ja seetirenkaan välinen kitkaker- roin. Tämän kitkakertoimen määrittäminen käytännössä on hyvin vaikeaa ja tapaa, jolla tämä kitka huomioidaan venttiilin liikkeessä, ei ole selvennetty ohjelmiston käyttöoh- jeissa. Ohjeissa esitellään kuitenkin kitkakertoimelle kokemukseräisiä suositusarvoja.

Erikoista venttiilinvarren ja venttiilinohjaimen välisen kitkakertoimen määrittelyssä on se, että vain venttiilin varren suuntaisen vapausasteen omaava venttiili ei välitä voimaa venttiilinvarren ja ohjaimen välillä, jolloin kitkavoimaakaan ei synny Coulombin kitka- teorian perusteella. Selvitystä kitkan laskentatavalle tällaisissa tilanteissa ei löytynyt käyttöohjeista.

Päidensä väliltä tuetun keinuvi- vun malli on hyvä esimerkki erehdyksen vaarasta kitka- kertoimia määrittäessä. Keinuvi- vun malliin syötetään kitkakerroin, joka määrittää kit- kavoiman suuruuden suhteessa keinuvi- vun nivelen tukivoimaan. Tämä kitkakerroin kuvastaa keinuvi- vun nivelessä esiintyvää liukukitkaa, mutta syötettävä kitkakertoimen arvo ei ole kontaktissa olevien materiaalien välinen liukukitkakerroin. Keinuvi- vun mal- liin syötetään ekvivalenttinen kitkakerroin $\mu_{eqkeinuvi- vuAVL}$, joka määritetään yhtälön (19) avulla.

$$\mu_{eqkeinuvi- vuAVL} = \frac{\mu_{liukukitka} * \left(1 + \frac{1}{\lambda_{keinuvi- vuAVL}}\right) * r_{keinuvi- vuAVL}}{a_{keinuvi- vuAVL}} \quad (19)$$

Yhtälössä (19) $\mu_{liukukitka}$ kuvaa keinuvi- vun ja sen tuen materiaalien välistä liukukitka- kerrointa. $\lambda_{keinuvi- vuAVL}$ kuvaa keinuvi- vun vipusuhdetta, jossa venttiilin puoleinen vipu-

varsi jaetaan nokka-akselin puoleisella vipusuhteella. $r_{keinuviipuAVL}$ puolestaan on kei-
nuvipunivelen säde ja $a_{keinuviipuAVL}$ kei-
nuvivun nokka-akselin puoleisen vipuvarren
pituus. Yhtälö (19) muuttaa kei-
nuvivun nivelen kontaktissa olevien materiaalien kitka-
kertoimen kitkakertoimeksi, joka kei-
nuvivun nokka-akselin puoleisen vipuvarren pään
ja globaalien maan välillä tulee olla, jotta kitkavoima vipuvarren päässä vaikuttaisi sa-
malla tavalla venttiilikoneiston dynamiikkaan kuin nivelessä vaikuttava kitkamomentti.

4.5.2 Kontaktien mallinnus

Kontakteja kuvataan AVL Timing Drivessa lineaarisilla jousimalleilla. Kontaktin jäyk-
kyys määritetään yleisesti jousivakion avulla komponenttien mallien sisään, eikä kom-
ponenttien välille määritetä erillisiä kontaktimalleja. Poikkeuksena tähän ohjelman ylei-
seen linjaan on kuitenkin nokkaprofiilin ja seuraajan välinen kontakti, jota kuvataan
erillisellä kontaktimallilla. Tähän kontaktimalliin syötetään kontaktin leveys, seuraajan
muoto, muodon mahdolliset kaarevuussäteet, öljyn dynaaminen viskositeetti ja öljyn
puristuskerroin sekä seuraajan ja nokan kimmomoduulit. Nokkaprofiilin kaarevuussä-
teen kontaktimalli saa syötteenä nokkaprofiilia kuvaavalta mallilta. Näiden kontaktipa-
rametrien avulla kontaktimalli laskee kontaktissa vallitsevan pintapaineen Hertzin kon-
taktiteorian avulla, joka on esitetty kappaleessa 4.3. Timing Driven käyttöohjeen mu-
kaan, kontaktimalli laskee voitelukalvon paksuutta kuvastavan voiteluluvun kontaktissa
vaikuttavan pintapaineen ja öljyn ominaisuuksien avulla. Voiteluluvun laskennalle ei
ole kuitenkaan esitetty yhtälöä käyttöohjeissa, vaikka voiteluluvulle löytyy suositellut
ohjearvot ja maininta siitä, että voitelukalvon paksuuden määrittäminen on mahdollista
vain nokkaprofiilin ja tasoseuraajan välisessä kontaktissa. Timing Drive ei siis kykene
laskemaan öljykalvon paksuutta tässä työssä tarkasteltavan simulaatiomallin mukaisessa
nokkaprofiilin ja rullaseuraajan välisessä kontaktissa.

Muiden komponenttien välisissä kontakteissa komponenttien joustoa $\Delta x_{tunkeuma}$ vas-
tustava kontaktin normaalivoima F_C saadaan yhtälön (20) mukaan. Komponenttimallei-
hin syötettävä jousivakio c_{kplAVL} voi kuvata pelkän kontaktin joustoa tai koko kom-
ponentin joustoa komponenttia kuormittavan voiman vaikutuksesta, riippuen siitä miten
käyttäjä haluaa sen määrittää. Näin on mahdollista huomioida myös approksimoida
komponenttien kokonaisjouston vaikutusta koneiston toimintaan. Kokonaisjoustoja tar-
kasteltaessa on huomioitava komponenttien jäykkyyttä kuvaavan lineaarisen jousimallin
rajoitteet.

$$F_C = c_{kplAVL} * \Delta x_{tunkeuma} \quad (20)$$

Kontaktissa esiintyvä vaimennus kuvataan Timing Drivessä voimana F_D , jonka suunta
on aina kontaktissa esiintyvän normaalivoiman suunnassa tapahtuvaa kappaleiden välis-
tää liikettä vastustava. Vaimennusvoiman suuruus on riippuvainen absoluuttisesta vai-

mennuskertoimesta d_{DAVL} ja kontaktin aikana tapahtuvasta komponenttien välisen relaatiivisen nopeuden muutoksesta Δv_{Drel} yhtälön (21) kuvaamalla tavalla. [9, s.146]

$$F_D = d_{DAVL} * \Delta v_{Drel} \quad (21)$$

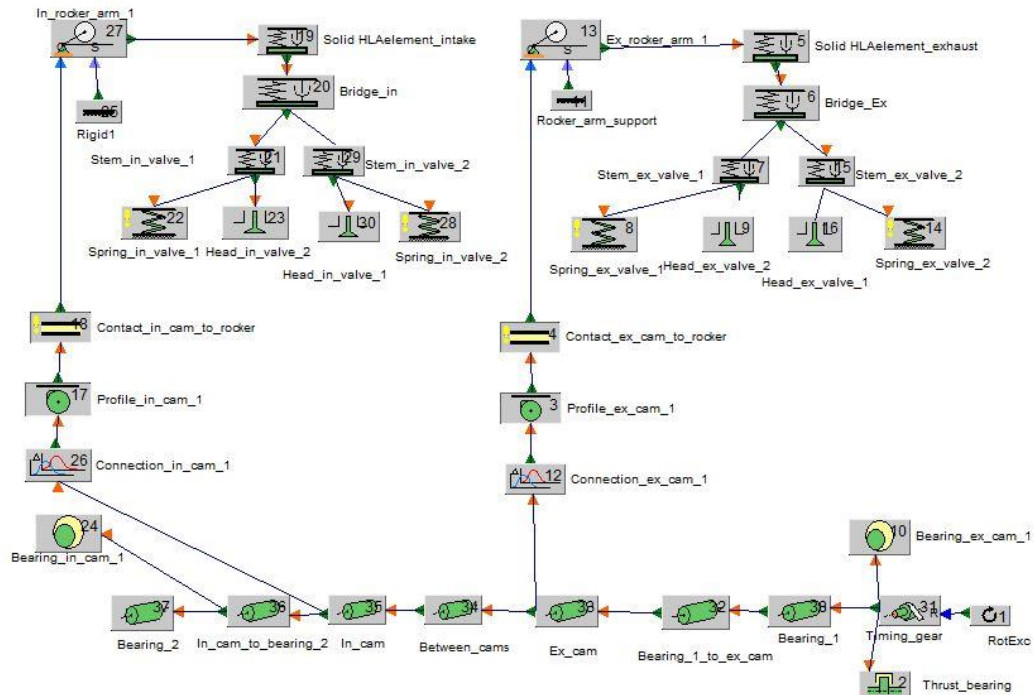
Absoluuttinen vaimennuskerroin voidaan määrittää esimerkiksi mittauksien perusteella määritetystä suhteellisesti vaimennuskertoimesta, joka on riippuvainen kontaktityypistä ja kontaktissa vaikuttavien kappaleiden materiaaleista. Absoluuttinen vaimennuskerroin d_{DAVL} voidaan määrittää yhtälön (22) avulla, kun tunnetaan kappaleen jäykkyys c_{kplAVL} , kappaleen massa m_{kplAVL} sekä suhteellinen kappaleen vaimennuskerroin D_{DAVL}

$$d_{DAVL} = 2 * D_{DAVL} * \sqrt{c_{kplAVL} * m_{kplAVL}} \quad (22)$$

AVL Timing Driven käyttöohjeessa on esitetty erityyppisille venttiilikoneistoissa esiintyville kontakteille kokeellisesti määritettyjä suhteellisia vaimennuskertoimia.

4.5.3 Simuloitavan venttiilikoneiston malli

AVL Excite Timing Drivessa venttiilikoneiston malli rakennetaan kirjastokomponenteista lohkokaaviomallin avulla. Lähestymistapa on hyvin yksinkertainen ja sen avulla on helppo esittää komponenttien väliset kytkennät periaatteellisella tasolla. Lohkokaaviomalli on kuitenkin harhaan johtava, sillä komponenttien sijoittelu Timing Driven työalueella ei kerro komponenttien sijainteja tai dimensioita, vaan se kuvaa vain komponenttien järjestyksen, jossa voima tai momentti siirtyy komponentilta toiselle. Lohkokaaavion ylimmällä tasolla ei nähdä edes minkä tyyppistä dataa komponenttien välillä liikkuu. Kuvassa (Kuva 43) on esitetty tässä työssä simuloitavan venttiilikoneiston simulaatiomalli Timing Drivessa. Simuloitava venttiilikoneisto on sama kuin kappaleessa 4.4.4 Adamsiin mallinnettu koneisto.

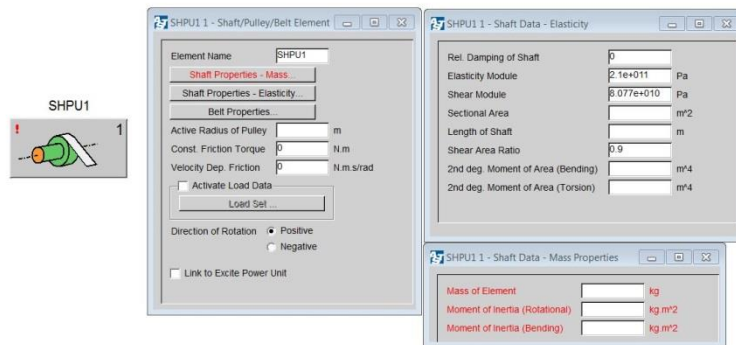


Kuva 43. Yhden sylinterin venttiilikoneistomalli AVL Excite Timing Drivessa.

Venttiilikoneiston mallin luominen Timing Driveen aloitetaan venttiilikoneiston voimaa ja momenttia välittävän ketjun ensimmäisestä lenkistä, joka on nokka-akselin pyörimisliikettä kuvaava RotExc-elementti. Tämä elementti määrittää millaisella pyörimisnopeudella nokka-akseli pyörii ja mikä on nokka-akselin pyörimisnopeuden välityssuhde kampaakselin pyörimisnopeuteen nähden. RotExc-elementillä voidaan siis määrittää onko simuloitava venttiilikoneisto 2- vai 4-tahtisessa moottorissa. Pelkkää venttiilikoneistoa simuloitaessa pyörimisnopeus välitetään tietona SHPU-elementille, joka kuvaa moottorin jakopäämekanismia. SHPU-elementtiin voidaan määrittää välittykö nokka-akselia pyörittävä momentti hinnan, ketjun vai hammaspyörien välityksellä kampaakselilta. Elementti toimii yhdistävänä tekijänä AVL Excite Power Unitin ja Timing Driven välillä. Power Unit on Excite ohjelmiston osa, johon voidaan mallintaa moottorin kampikoneisto. Kun kampikoneistoa ei ole mallinnettu, niin SHPU-elementti on mahdollista määrittää siten, että se kuvaa vain nokkapyörää, johon momentin välittäminen kampaakselilta on myöhemmin mahdollista toteuttaa.

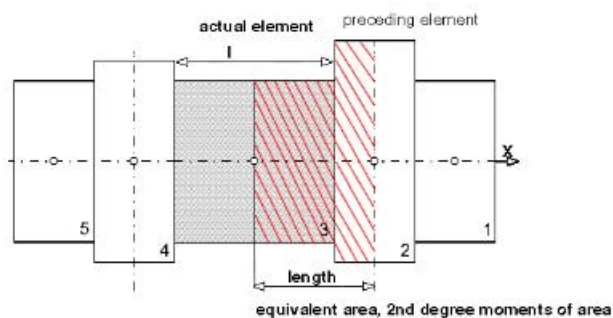
Nokka-akselin hihnapyörä on kytketty nokka-akseliin, joka koostuu useasta osasta. Kuvassa (Kuva 43) esitetty nokka-akselimalli on Timing Driven perusteellisin tapa mallintaa nokka-akseli. Malli rakennetaan periaatteen mukaan, jossa aina akselin halkaisijan muuttuessa malliin lisätään uusi akselielementti. Nokkaprofiilien kohdat nokka-akselilla määritetään samoilla akselielementeillä kuin muutkin akselin osat. Akselielementit ovat vain massapisteitä, joita yhdistävät akselin lujuusominaisuuksia kuvaavat palkkielementit, joiden poikkileikkaus on pyöreä. Nokka-akselilla on Timing Drivessä muista venttiilikoneiston komponenteista poiketen kuusi vapausastetta ja tästä syystä akselielementti-

en ominaisuudet määritetään mallin tarkemmin kuin muiden komponenttien. Akselielementeille määritetään ensin massa ja akseliosuuden inertiamomentti kolmen koordinaattiakselin ympäri akseliosuuden massakeskiössä. Akselielementtiin syötetään akselimateriaalin kimmo- ja liukumoduulit sekä akselielementtien massapisteitä yhdistävien palkkielementtien taivutus- ja vääntöneliömomentit.



Kuva 44. Akseli- ja nokkapyöräelementtien syötetiedot

Palkkielementit, jotka yhdistävä nokka-akselin osia kuvaavia massapisteitä, määrittävät akselin lujuusominaisuudet. Palkkielementtien lujuusominaisuudet määritetään akselielementteihin. Lujuusominaisuuksia määrittäessä käyttäjän tulee olla erityisen tarkkana, sillä yhteen akselielementtiin syötetään kahta massapistettä yhdistävän palkin ominaisuudet, mikä tarkoittaa sitä, että palkki koostuu sekä käsiteltävän akseliosuuden, että tätä edeltäneen akseliosuuden yhdistetyistä lujuusominaisuuksista. Tätä ei kuitenkaan ilmoiteta, eikä asiasta edes varoiteta akselielementin syötetietokenttien yhteydessä, kuten kuvasta (Kuva 44) käy ilmi. Tieto syötetietojen muodosta on haettava Timing Driven käyttöohjeesta, jossa asia on ilmaistu selkeästi, kuvan (Kuva 45) esittämällä tavalla.

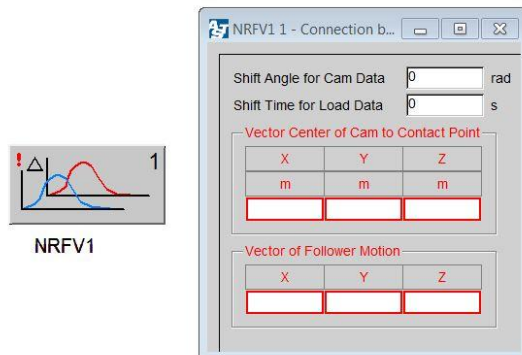


Kuva 45. Nokka-akselin massapisteitä yhdistävän palkkielementin lujuusominaisuuksien määrittämistä selkeyttävä kuva [10]

Akselielementit kytketään toisiinsa kytkentäviivojen avulla, jolloin elementtien välillä siirtyy akselin kiertokulma-, pyörimisnopeus-, taipuma-, vääntymä- ja vääntömomentti-

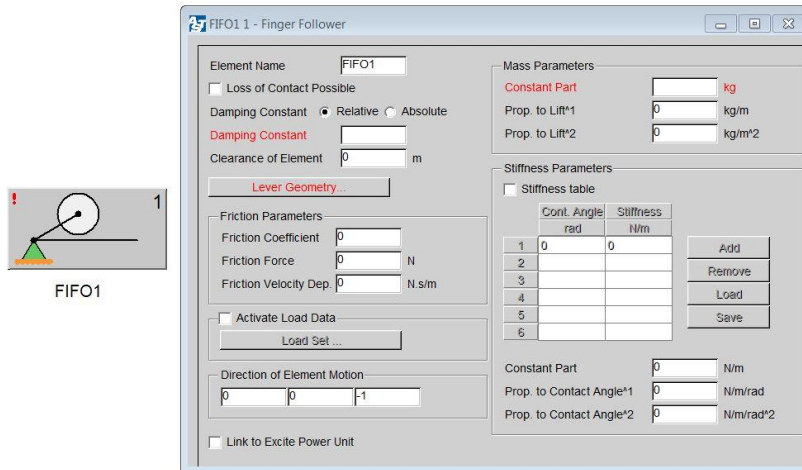
tiedot. Nokka-akseli tuetaan laakereita kuvaavien akselielementtien kohdalta radiaali-laakereita kuvaavilla elementeillä. Laakerielementti tukee nokka-akselia sen pituusakselia vastaan kohtisuorassa olevien kahden koordinaattiakselin suunnassa. Laakerin tuki mallinnetaan kahden lineaarisen jousen avulla, joiden ominaisuudet määritetään yhtälön (20) mukaan. Radiaalilaakerien lisäksi nokka-akselille on aina määritettävä myös aksiaalilaakeri, joka tukee nokka-akselin sen pituussuunnassa lineaarisen jousimallin avulla.

Nokka-akselin nokkaprofiilia kuvaavat akselielementit yhdistetään NRFV-elementteihin, joiden avulla voidaan määrittää nokkaprofiilien ja ulkoisten kuormitusten välinen ajoitus esimerkiksi eri sylinterien välillä. Elementin ajoitusyötteiden ajatukseksi on se, että jokaiselle sylinterille voidaan käyttää samoja taulukoita kuvaamaan nokkaprofiilia ja ulkoisia kuormituksia. Ilman näitä ajoitusyötteitä jokaiselle sylinterille tulisi määrittää kunkin sylinterin ajoituksen mukaiset taulukot nokkaprofiilille ja kuormitustiedoille, mikä on varsin työlästä. NRFV-elementti kuvaa myös seuraajan ja nokkaprofiilin perusympyrän välisen kontaktipisteen sijainnin vektorin avulla. Lisäksi elementtiin määritetään yksikkövektori, joka määrittää seuraajan liikesuunnan suhteessa nokka-akseliin, jolloin seuraajan voiman vaikutus nokka-akseliin saadaan suunnattua oikein. Kuvassa (Kuva 46) on esitetty NRFV-elementin kuvake sekä mallille annettavat syötetiedot.



Kuva 46. NRFV-elementti ja sen syötetiedot

NRFV-elementti kytketään nokkaprofiilin määrittävään elementtiin, joka pitää sisällään vain nokkaprofiilin määrittävän taulukon. Profiili voidaan määrittää polaarikoordinaateina tai nokan valmistustyökalun koordinaattipisteinä nokka-akselin kiertokulman funktiona. Nokkaprofiilielementit on esitetty kuvassa (Kuva 43) elementtinumeroilla 3 ja 17. Nokkaprofiilin ja seuraajan välistä kontaktia kuvaava elementti käsitellään tarkemmin kappaleessa 4.5.2. Kontaktielementti on esitetty kuvassa (Kuva 43) elementtinumeroilla 4 ja 18. Kontaktielementti liitetään mallinnettavan koneiston tapauksessa suoraan FIFO-elementtiin, joka kuvaa päidensä väliltä tuettua keinuvipua.

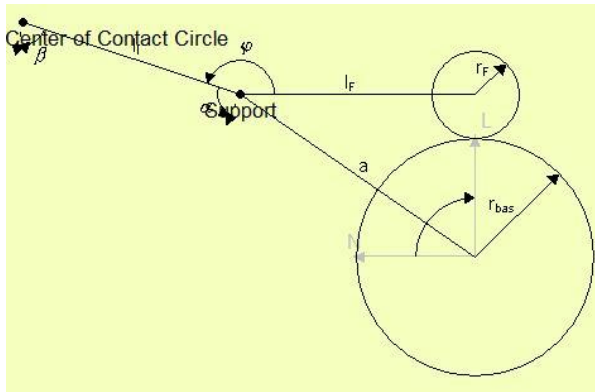


Kuva 47. Keinuvipumalli ja sen syötetiedot

Keinuvivun inertiamomentti keinuvipua tukevan niveltuen akselin ympäri syötetään FIFO-elementtiin inertiamomentin vaikutusta venttiilin puoleisen vipuvarren päässä vastaavana ekvivalenttisenä massana. Keinuvivun ekvivalenttinen massa $m_{ekv.venttiilinpuoli}$ lasketaan yhtälön (23) esittämällä tavalla. Yhtälössä $J_{keinuvipu}$ on keinuvivun kiertohitausmomentti niveltuen akselin ympäri ja $l_{venttiilinpuoli}$ on keinuvivun vipuvarren pituus venttiilin puolella.

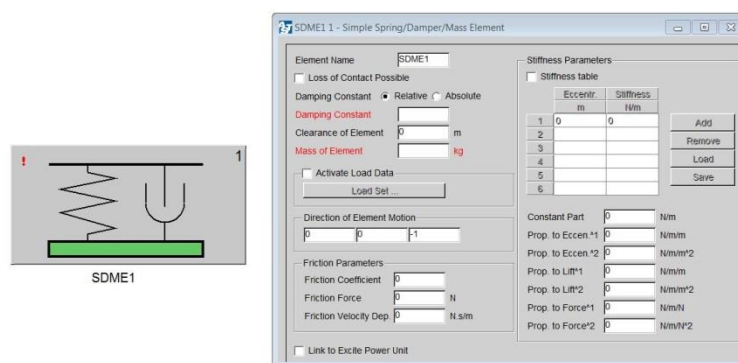
$$m_{ekv.venttiilinpuoli} = \frac{J_{keinuvipu}}{l_{venttiilinpuoli}^2} \quad (23)$$

Keinuvivun kontaktipisteistä muodostuva geometria määritetään FIFO-elementtiin nokka-akselin keskipisteeseen kiinnitetyn koordinaatiston mukaan kuvan (Kuva 48) esittämällä tavalla. Keinuvivulle ei määritetä tarkkaa geometriaa Timing Drivessä, vaan keinuvivulle määritetään vain dimensiot, jotka vaikuttavat voiman välittymiseen venttiilikoneiston komponenttien välillä sekä keinuvivun inertia, joka vaikuttaa venttiilikoneiston dynaamiseen käyttäytymiseen. Kuvassa (Kuva 48) on esitetty Timing Driveen syötettävät keinuvivun dimensiot, joista r_{bas} tarkoittaa nokka-akselin perusympyrän sädettä ja r_f rullaseuraajan sädettä. Keinuvivun nokka-akselin puoleista vipuvartta merkitään symbolilla l_f ja keinuvivun venttiilin puoleista vartta symbolilla l_l . Etäisyys nokka-akselin keskipisteen ja keinuvivun niveltuen keskipisteen välillä merkitään kirjaimella a . Symboli β kuvaa keinuvivun venttiilin puoleisen vipuvarren ja kontaktipisteeseen piirretyn kontaktiympyrän säteen välistä kulmaa. Keinuvivun vipuvarsien välistä kulmaa kuvataan symbolilla φ ja keinuvipujen nivelen tukivoiman suuntaa suhteessa venttiilin puoleiseen vipuvarteen kuvataan symbolilla α . Tukivoiman suunta määritetään venttiilin noston ollessa nolla.



Kuva 48. Timing Driveen syötettävät keinuivun dimensiot.

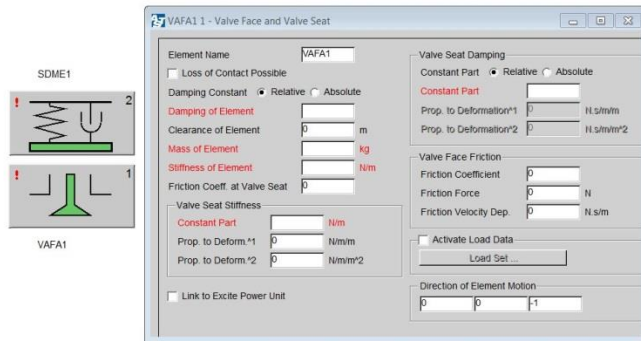
Tässä työssä simuloitavan venttiilikoneiston mallissa keinuivun venttiilin puoleinen pää yhdistetään yleiseen massaelementtiin, jota Timing Drivessa kutsutaan nimellä SDME-elementti. Tällä elementillä voidaan kuvata venttiilin liikettä seuraavia komponentteja, joiden massa sekä jousto- ja vaimennusominaisuudet vaikuttavat venttiilikoneiston dynaamiseen käyttäytymiseen. Tällaisia komponentteja simuloitavassa venttiilikoneistossa ovat keinuivun venttiilin puoleisessa päässä oleva liukukengä, venttiilisilta sekä osa venttiilinvarresta. Liukukengän ja keinuivun pallonivel voidaan huomioida Timing Driveen rakennettavassa mallissa vain massansa ja jäykkyyso ominaisuuksiensa avulla. SDME-elementillä on vain yksi vapausaste, joten elementit seuraavat kalliustelematta venttiilin liikerataa. Näin ollen SDME-elementillä mallinnettu venttiilisilta ei pääse kallistumaan ja simuloitaessa koneiston toimintaa Timing Drivella, sillalla yhdistetyt venttiilit pysyvät aina samassa tasossa toisiinsa nähden.



Kuva 49. Yleinen SDME- massaelementti ja syötetiedot

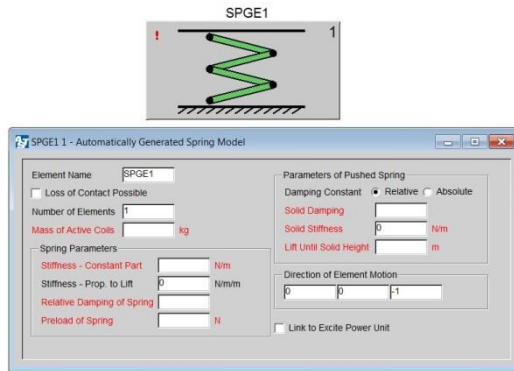
Yhden venttiilin malli Timing Drivessä koostuu vähintään kahdesta elementistä, joista toinen on yleinen massaelementti SDME ja toinen on VAFA-elementti. SDME-elementeillä kuvataan venttiilin vartta ja tässä työssä simuloitavassa mallissa venttiilin SDME-elementti pitää sisällään massan ja jäykkyyden jotka vastaavat puolta venttiilinvarren pituudesta. Venttiilinvarsi voidaan jakaa useampaankin SDME-elementtiin, mutta Timing Driven käyttöohjeiden mukaan se ei paranna merkittävästi tulosten tarkkuut-

ta. Vafa-elementti puolestaan kuvaa venttiilin osaa, jossa on venttiililautanen ja toinen venttiilinvarren puolikas. Vafa-elementti poikkeaa SDME-elementistä siltä osin, että Vafa-elementtiin syötetään SDME-elementin syötteiden lisäksi myös venttiililautasen ja seetirenkaan välisen kontaktin kitka ja jäykkyysominaisuudet.



Kuva 50. Venttiilimalli, joka muodostuu SDME- ja Vafa-elementeistä sekä syötetiedot, jotka Vafa elementtiin voidaan määrittää.

Venttiilinjousta kuvaava jousimalli on nimetty SPGE-elementiksi Timing Driven kirjastossa. Jousimalliin voidaan määrittää jousen perusominaisuuksina jousivakio, vaimenuskerroin, aktiivisten kierrosten massa, esijännitysvoima sekä jousen massapisteiden lukumäärä. Jousi voidaan siis jakaa useisiin massapisteisiin, joita yhdistää malliin määritetyt jousen ominaisuudet. Massapisteiden liikkeitä voidaan seurata simulaatitulosista ja hyvä tapa tarkastella jousen käyttäytymistä on määrittää yksi massapiste jokaista venttiilin jousikierrosta kohden. Tällöin venttiilijousen kierrosten välistä liikehdintää venttiilikoneiston toiminnan aikana voidaan seurata ja löytää mahdolliset venttiilinjouksen resonanssit. Lisäominaisuuksina venttiilinjoukselle voidaan määrittää jousen progressiivisuus sekä jousen suurin sallittu puristuma. Suurimmalla sallitulla puristumalla kuvataan venttiilijousen kierrosten painumista toisiaan vasten eli jousen pohjaamista, jolloin jousen jäykkyys muuttuu huomattavasti. SPGE-elementtiin voidaan määrittää jousen jäykkyys suurimman sallitun puristuman jälkeen, jolloin jousen pohjaamisen vaikutus koneiston dynamiikkaan voidaan huomioida.



Kuva 51. Venttiilinjousta kuvaava SPGE-elementti ja sen syötetiedot.

Aktiivisilla jousikierroksilla tarkoitetaan venttiilinjousen kierroksia, jotka liikkuvat venttiilin liikkeen aikana suhteessa sekä sylinterikanteen että venttiiliin. Aktiivisten jousikierrosten lukumäärä riippuu jousen rakenteesta. Yleisesti venttiilinjousen alaosassa on 1-1.5 passiivista jousikierrosta, jotka eivät liiku venttiilin liikkeen aikana suhteessa sylinterikanteen. Venttiilijousen yläpäässä on niin ikään 1-1.5 passiivista kierrosta, jotka pysyvät jouselle suunnitelluilla normaaleilla käyttötaajuuksilla jatkuvasti kontaktissa jousilautasen kanssa. Aktiivisten jousikierrosten massan saadaan, kun venttiilijousen kokonaismassasta vähennetään passiivisten jousikierrosten lukumäärä. Jousivalmistaja ilmoittaa yleensä aktiivisten jousikierrosten määrän. Jos tätä tietoa ei ole saatavilla, on aktiivisten jousikierrosten massan määrittämiseksi käytettävä kappaleessa 2.4.5 esitettyä yleistä approksimaatiota, jonka mukaan venttiilinjousen kokonaismassasta kolmasosa on aktiivista massaa.

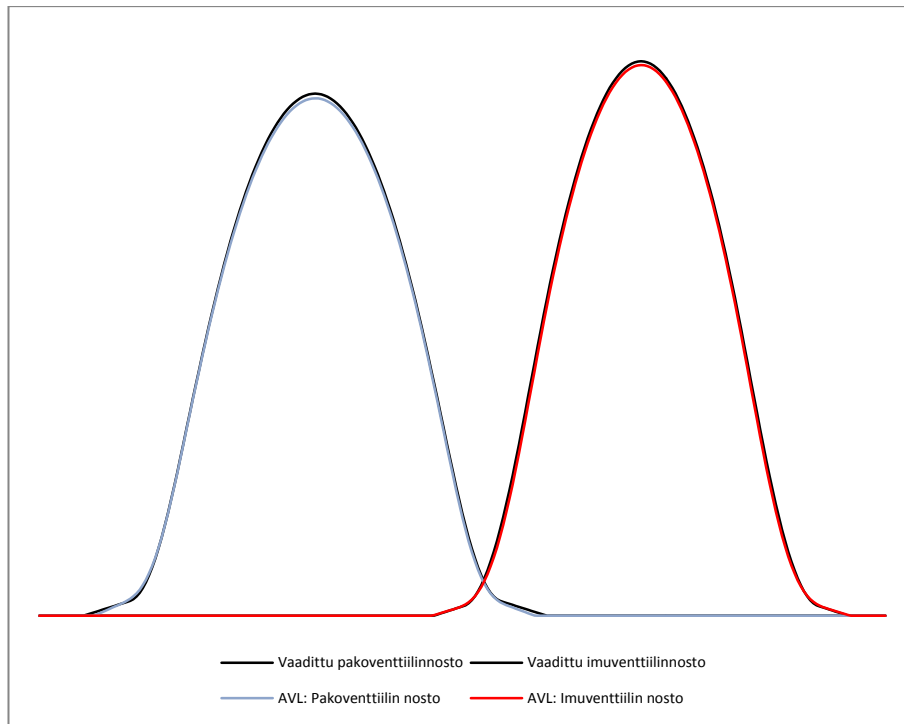
Venttiilikoneistoa simuloitaessa ollaan yleisesti kiinnostuneita pyörimisnopeudesta, jolla venttiilinjouset eivät kykene pitämään koneiston komponentteja kontaktissa keskenään. Timing Drivessä kaikkien komponenttien välinen yhteys määritetään samanlaisella kytkentäviivalla, eikä mallin lohkokaaviosta nähdä suoraan miten komponentit ovat kytkettyneenä toisiinsa. Kaikki kontaktit jotka ovat nokkaprofiilin ja venttiilin välillä on mahdollista määrittää joko jatkuvasti kiinni pysyviksi tai kontaktin irtoamisen salliviksi. Kontaktin irtoamismahdollisuus määritetään komponenttia kuvaavan elementin syötetietoihin ja se vaikuttaa aina käsiteltävän komponentin ja tätä edeltävän komponentin väliseen kontaktiin.

5. TULOSTEN ANALYYSINTI

5.1 Venttiilin nostoprofiilin toteutuminen

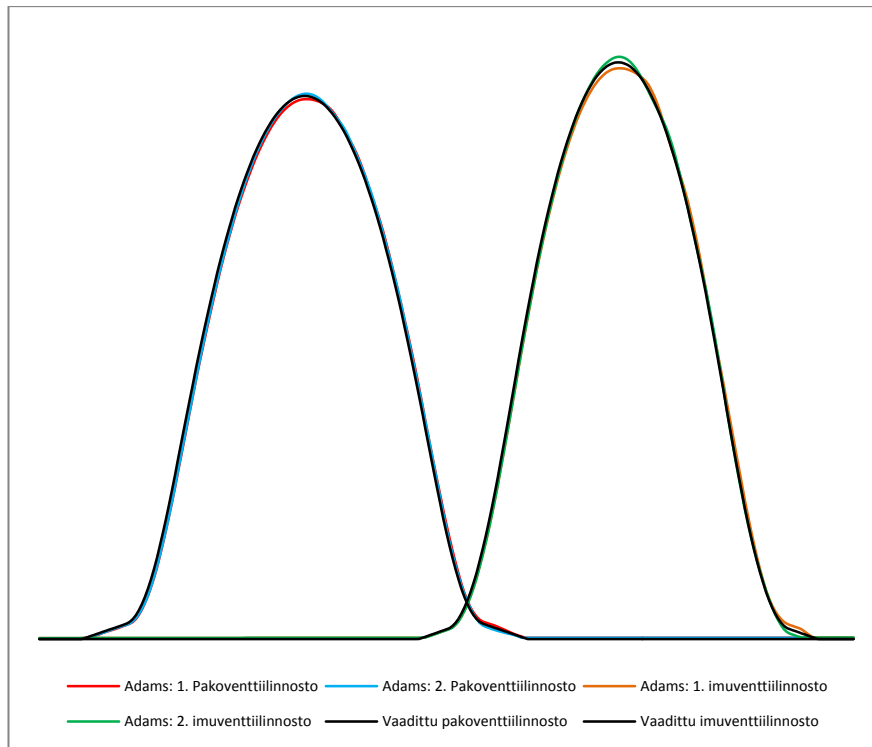
Venttiilien liikeratojen eli nostoprofiilien tarkka toteutuminen on tärkeää venttiilikoneiston toiminnan kannalta. Nokkaprofiililla määritettävien liikeratojen on toteuduttava riittävällä tarkkuudella, jotta kaasunvaihto sylinterin ja ympäristön välillä tapahtuu suunnitellulla tavalla. Tämän lisäksi on olennaista, että venttiilit seuraavat niille määritettyä liikerataa, jotta ne eivät pääse törmäämään sylinterissä liikkuvaan mäntään. Komponenttien joustot sekä venttiilijousen riittämätön venttiiliä sulkeva voima saattavat aiheuttaa venttiilin liikeradan vääristymisen moottorin kuormitustilanteiden muuttuessa. Tästä syystä pelkällä kinemaattisella nokkaprofiilin määrittämisellä ja tarkastelulla ei saada oikeaa kuvaa venttiiliin todellisesta liikeradasta.

Simulointimallien komponenttien jäykkyyksien määrittämisen välillä oli pieniä eroja, jotka näkyivät toteutuneissa venttiilien nostoprofiileissa. Kuvassa (Kuva 52) on esitetty simulaatiomalleissa toteutuneet venttiililautasten liikeradat sekä vaaditut venttiilien liikeradat kampiakselin kiertokulman funktiona pyörimisnopeuden ollessa 2100 rpm. Timing Driven mallissa komponenttien jousto aiheuttaa sen, että venttiilinnosto suurin saavutettu nosto jää tavoiteltua nostoa pienemmäksi.



Kuva 52. Timing Driven mallin venttiilien toteutuneet nostoprofilit ilman ulkoisia kuormituksia moottorin pyörimisnopeudella 2100rpm.

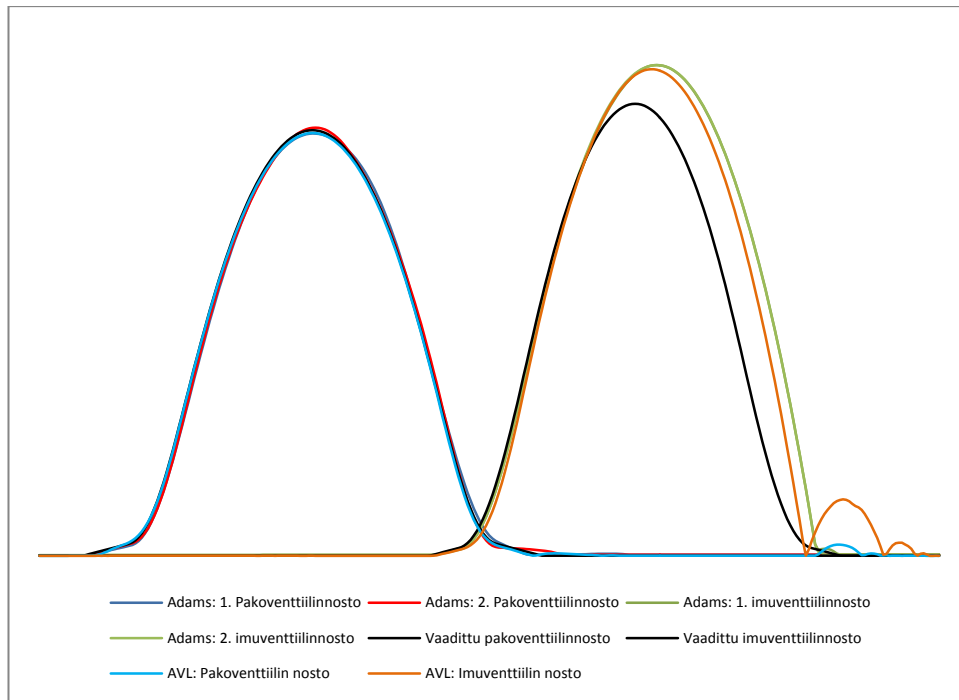
Adamsiin rakennetun simulointimallin kohdalla havaittiin, että samaa nokkaprofiilia seuraavien venttiilien välisissä liikeradoissa oli eroa eri suuntiin vaaditusta liikeradasta. Tämä viittaa siihen, että venttiilisilta pääsee kallistumaan venttiilin nostoliikkeen aikana, jolloin toinen venttiili avautuu enemmän kuin toinen. Venttiilisillan kallistuminen on odotettavissa oleva ilmiö, kun huomioidaan, että keinuvivun kosketus ei pysy venttiilisiltan nähden keskeisenä moottorin leveyssuunnassa venttiilin nostoliikkeen aikana. Venttiilin noston ollessa suurimmillaan keinuvipu painaa venttiilisiltaa lähempänä keinuvivun niveltukea olevalta laidalta. Näin ollen lähempänä niveltukea olevan venttiilin tulisi avautua enemmän, jos keinuvivun kallistumista tapahtuu. Adamsin simulointituloksista nähdään, että venttiilit käyttäytyvät oletetulla tavalla.



Kuva 53. Adamsin mallin toteutuneet venttiilien nostoprofiilit ilman ulkoisia kuormituksia moottorin pyörimisnopeudella 2100 rpm.

AVL Excite Timing Drivessa samalla nokkaprofiililla käytettävien venttiilien välille ei ole yksiulotteisen mallinnustavan vuoksi mahdollista syntyä eroa. Tästä syystä Timing Driven mallissa eroa syntyikin toteutuneen sekä vaaditun liikeradan välille yhtä paljon ja samaan suuntaan venttiileillä, joita käytettiin samalla nokkaprofiililla. Venttiilit toteuttivat vaaditun liikeradan varsin tarkasti moottorin pyörimisnopeuksilla 1000 ja 2100 rpm sekä ilman ulkoisia kuormituksia että niiden kanssa. Suurin virhe venttiilin paikoituksessa oli Adamsissa 0.06 millimetriä ja Timing Drivessa 0.08 millimetriä. Suurin virhe esiintyi molemmissa malleissa lähellä venttiilin suurimman noston kohdalla venttiilin liikeradalla. Tämän suuruiset virheet venttiilin paikoituksessa ovat hyväksyttäviä venttiilin ollessa täydellä nostolla, sillä ne eivät vaikuta merkittävästi kaasunvaihtoon, eikä venttiilin ja männän välisen kontaktin esiintymisriskiin.

Moottorin pyörimisnopeuden ollessa 3000 rpm, imunokan ja keinuivun välinen kontakti irtosi molemmissa malleissa samassa kohdassa nokkaprofiilia. Tämä oli toivottu tulos, koska venttiilinjouset oli valittu koneistoon siten, että kontaktivoiman suuruus imunokan ja rullaseuraajan välillä saavuttaisi arvon nolla, kun venttiilin avaamaan pyrkivä inertia voima on suurimmillaan kyseisellä moottorin pyörimisnopeudella. Kuvasta (Kuva 54) nähdään nokan ja keinuivun välisen kontaktin irtoamisen seuraukset.



Kuva 54. Toteutuneet venttiilien nostoprofiilit ilman ulkoisia kuormituksia moottorin pyörimisnopeudella 3000 rpm.

Kontaktin irtoamisen jälkeen venttiili jatkaa liikettään, kunnes venttiilinjousen voima kasvaa niin suureksi, että se kykenee pysäyttämään venttiilin avautumissuuntaisen liikkeen hetkellisesti. Venttiilijousen voima kiihdyttää tämän jälkeen venttiiliä venttiilin sulkeutumissuuntaan, mutta jos venttiilijousen voima ei ole riittävän suuri, venttiili ei saavuta venttiilin sulkeutumisliikettä ohjaavaa nokkaprofiilin osaa. Tällöin venttiili pääsee iskeytymään suoraan seetirengasta vasten nopeudella, jonka venttiili saavuttaa venttiilijousen voiman vaikutuksesta.

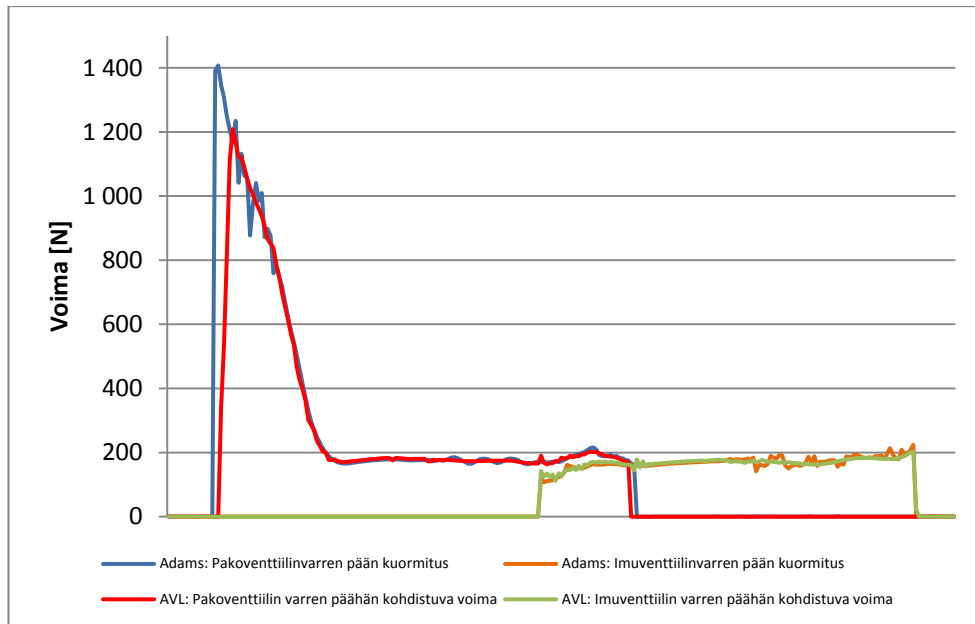
Kuvasta (Kuva 54) nähdään, että venttiili kimpoaa Timing Driven mallissa selkeästi irti seetirenkaasta, kun Adamsin mallissa venttiilin kimpoaminen on huomattavasti vähäisempää. Tämä ero tulosten välillä johtuu seetirenkaan ja venttiilin välisen kontaktin jäykkyyksien välisistä eroista. Adamsin mallissa tämän kontakti on määritetty kappaleiden todellisiin geometrioihin perustuvana. Adamsin simulointitilanteen animaatiossa nähdään vain muutamia voimavektoreita vaikuttamassa venttiilin ja seetirenkaan välisessä kontaktissa. Tämä saattaa tarkoittaa sitä, että kontakti seetirenkaan ja venttiilin välillä muodostuu useammasta terävästä reunasta eikä tasaisten pintojen välisestä kontaktista. Tällöin Adamsin laskema kontaktin normaalivoima ei välttämättä vastaa todellisuutta, kun kappaleiden välinen tunkeuma lasketaan terävien reunojen tunkeumasta, eikä tasaisten pintojen välisestä tunkeumasta. Tätä havaintoa tulisi tutkia tulevaisuudessa tarkemmin, jotta malli saadaan vastaamaan varmemmin todellista tilannetta. Timing Driven tuloksen luotettavuutta puoltaa mallin yksinkertaisuus ja se, että AVL esittää kaikille komponenttien jäykkyyksille kokemuseräiset arvoalueet. Liikuttaessa venttiilin ja seetirenkaan välisen kontaktijäykkyyden arvoalueen maksimin ja minimin välillä

venttiili kimpoaa irti seetirenkaasta hyvin samankaltaisesti. Timing Driven mallissa ei voi esiintyä mallinnetun geometrioiden epätarkkuuksista johtuvia virheellisiä kontaktivoimia, koska Timing Drivessa jokainen komponentti on vain pistemassa ja kahta pistemassaa yhdistää vain yksinkertainen jousi-vaimennin malli.

5.2 Venttiilikoneistossa vaikuttavat kuormitukset

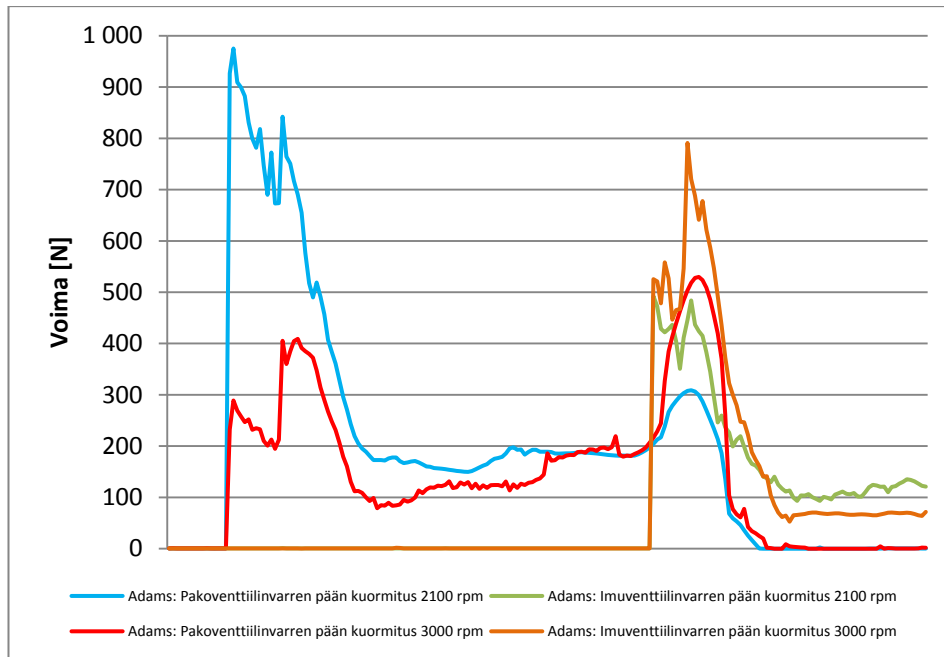
Tarkastellaan venttiilikoneiston monikappalesimuloinnin tuloksena saatavia kuormituksia komponenttikohtaisesti. Tarkasteltavissa simulointituloksissa on huomioitu venttiilin yli olevan paine-eron aiheuttama voima venttiiliin kohdistuvana ulkoisena kuormituksena. Kaikki kuvissa (()) kuormitustulokset on esitetty kampiakselin kiertokulman funktiona. Kuormitusten tarkastelu aloitettiin venttiileihin vaikuttavien voimien tarkastelusta. Venttiileihin kohdistuu työkierron aikana sekä veto- että puristusjännityksiä aiheuttavia voimia. Venttiilinvarren päähän kohdistuva venttiilinvarrtta puristava voima saadaan simulointituloksena venttiilin ja venttiilisillan välisestä kontaktista. Kontaktista saatavaa voimaa tarkasteltaessa on kuitenkin huomioitava, että venttiilijousen voiman vaikutus venttiilin vartta puristavana esiintyy vain venttiililukkojen uran ja venttiilinvarren pään välisellä alueella. Venttiilijousen voima aiheuttaa venttiilinvarrtta vetävän voiman venttiilinvarren osalle, joka jää venttiililukkojen uran ja venttiilin lautasen välille.

Pakoverttiilin vaikuttava puristava voima saa suurimman arvonsa juuri, kun pakoverttiili aloittaa avautumisen moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm. Vähentämällä tästä voimasta venttiilijousen esijännitysvoima saadaan venttiililukkojen uran ja venttiililautasen välisellä venttiilinvarrella vaikuttava suurin puristava voima. Venttiilin varteen kohdistuva vetävä voima saadaan selville jousimallista, kun tarkastellaan suurinta saavutettavaa jousivoimaa tilanteissa, joissa venttiilin kiihtyvyys on negatiiviseen eli sulkeutumissuuntaan.



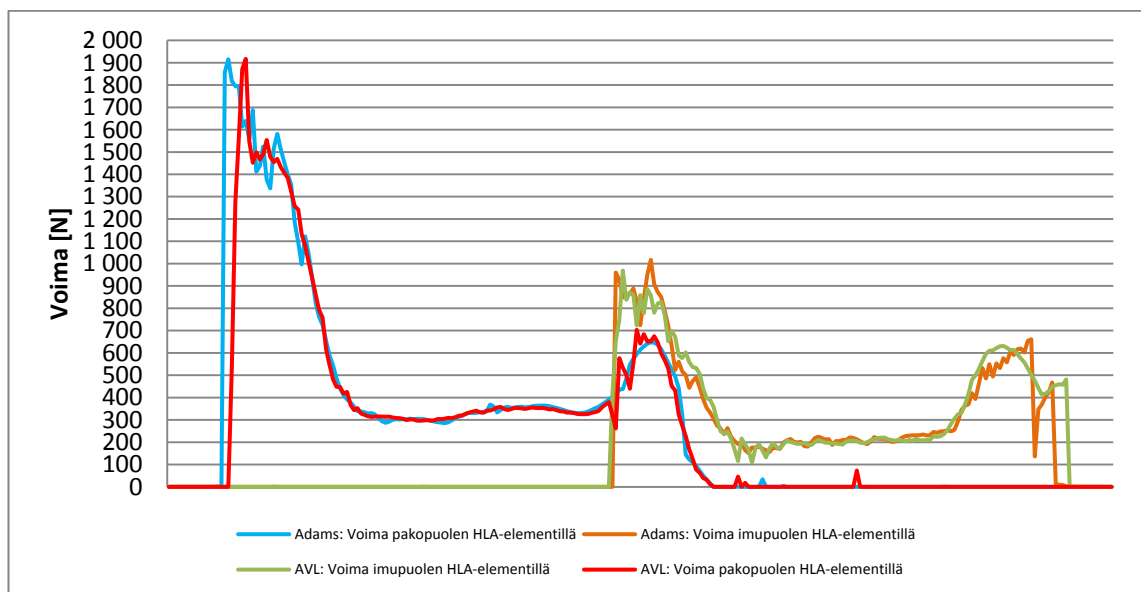
Kuva 55. Venttiilien ja venttiilisiltojen välisissä kontakteissa vaikuttavat voimat moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm.

Imuventtiilin ja venttiilisillan välisen kontaktissa vaikuttava voima on suurimmillaan moottorin pyöriessä maksimikierronnopeudella 3000 rpm. Imuventtiilin avautuessa sylinteripaine on niin pieni, että käytännössä venttiilin kiihtyvyyksistä aiheutuva inertia-voima ja venttiilinjousivoima määrittävät kontaktissa vaikuttavan maksimivoiman suuruuden. Kuvasta (Kuva 56) nähdään inertia-voiman vaikutus venttiilin ja venttiilisillan väliseen kontaktiin pakoventtiilin sulkeutuessa ja imuventtiilin avautuessa moottorin pyörimisnopeuden noustessa 2100:sta 3000 kierrokseen minuutissa. Pakoventtiilin avautuessa pakoventtiilin ja venttiilisillan välisessä kontaktissa vaikuttava voima on huomattavasti suurempi moottorin pyöriessä pyörimisnopeudella 2100 rpm kuin pyörimisnopeuden ollessa 3000 rpm. Kuormitustilanteiden välinen ero kontaktissa vaikuttavan voiman osalta selittyy sillä, että sylinterissä vaikuttava paine on huomattavasti pienempi pyörimisnopeudella 3000 rpm kuin pyörimisnopeudella 2100 rpm. Sylinteripaine on pienempi pyörimisnopeudella 3000 rpm, koska tämä pyörimisnopeus on suurin moottorille sallittu ja polttoaineensyöttöä sylinteriin rajoitetaan, jotta moottorin pyörimisnopeus saadaan rajattua sille määritettyyn maksimiarvoon.

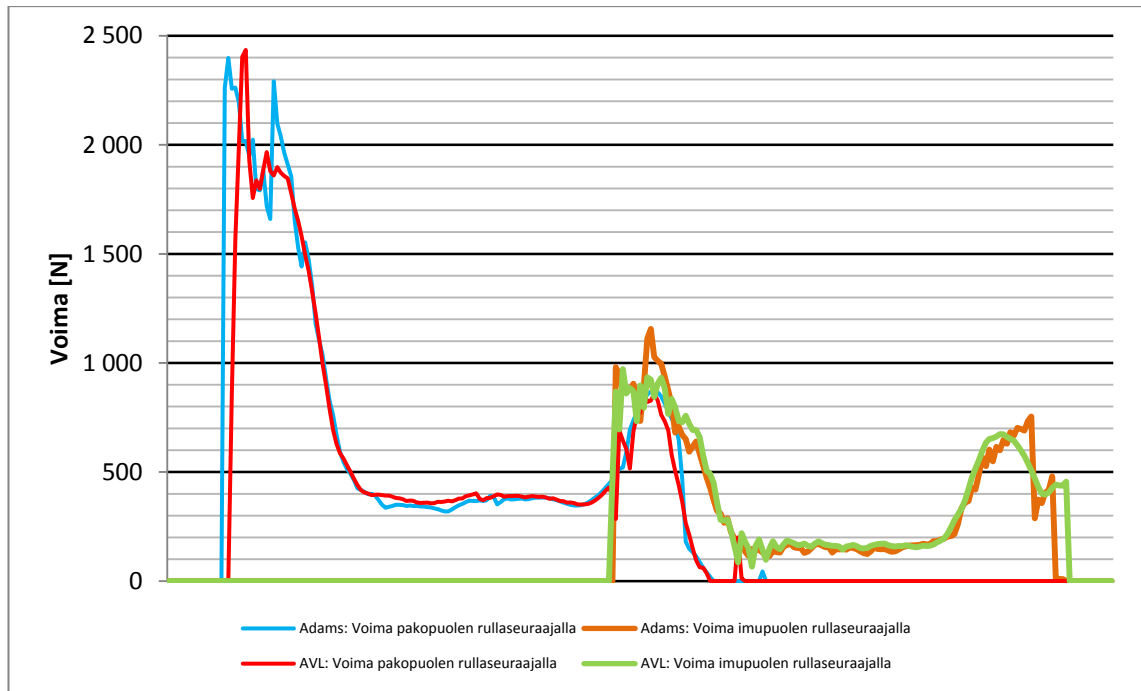


Kuva 56. Venttiilien ja venttiilisiltojen välisissä kontakteissa vaikuttavat voimat moottorin pyörimisnopeuksilla 2100 rpm ja 3000 rpm.

Venttiilisillan ja keinuviipuun liitetyn liukukengän välisessä kontaktissa vaikuttavan voiman tulee olla kaksinkertainen venttiilin ja venttiilisillan väliseen kontaktivoimaan verrattuna. Kuvassa (Kuva 57) on esitetty venttiilisillan ja keinuviipuun kiinnitetyn liukukengän välisessä kontaktissa vaikuttava voima.

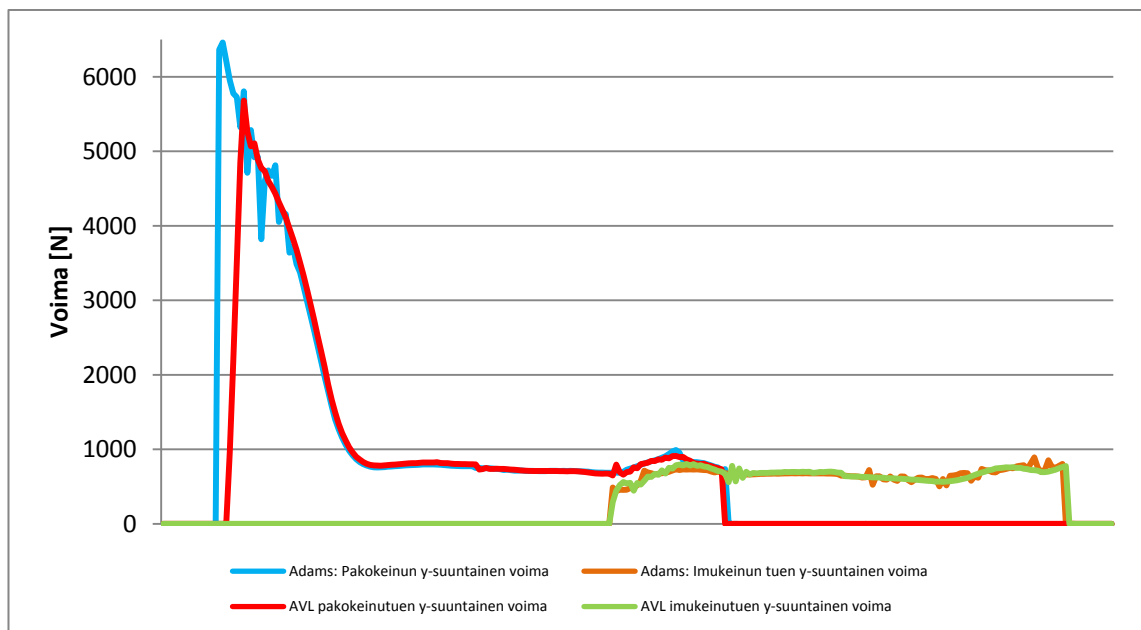


Kuva 57. Venttiilisiltojen ja liukukenkien välisissä kontakteissa vaikuttavat voimat moottorin pyörimisnopeudella 2100 rpm.



Kuva 58. Rullaseuraajan ja nokkaprofiilin välillä vaikuttava voima moottorin pyörimisnopeudella 2100 rpm.

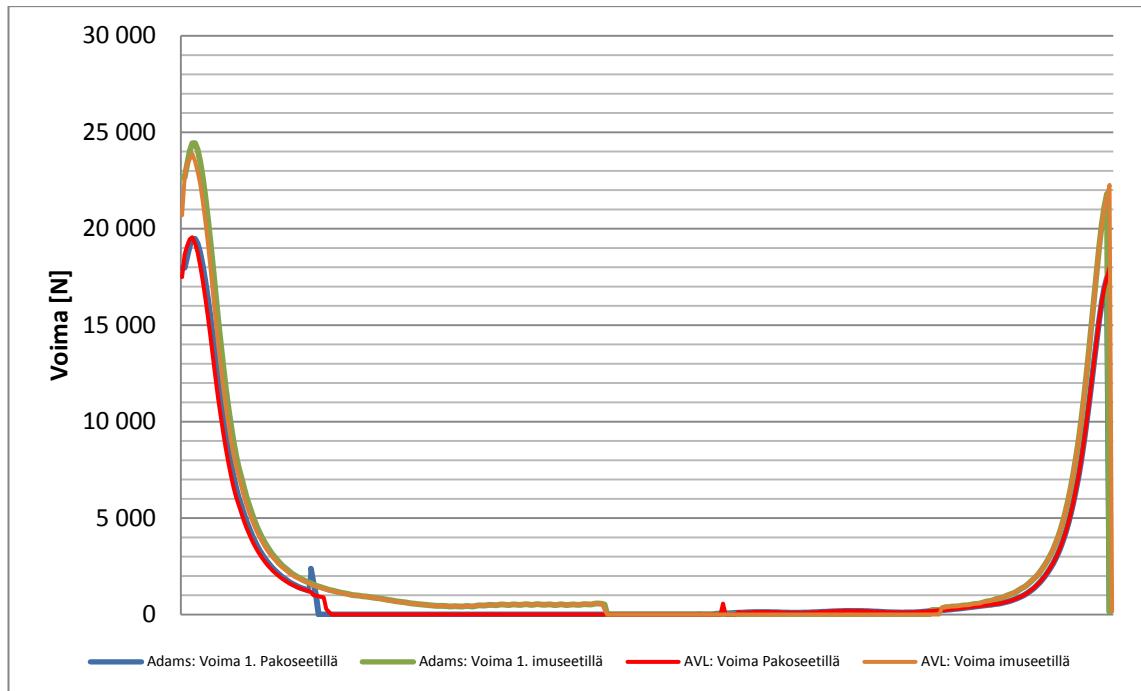
Keinuviputuella vaikuttavien voimien suuruudet ovat konseptimallin rakenteen kannalta kiinnostavia, sillä niiden avulla päästään käsiksi keinuviputuen kiinnityspultteihin vaikuttaviin voimiin. Moottorin korkeussuuntaiset voimat keinuviputuella on esitetty kuvassa (Kuva 59) ja moottorin leveysuunnassa vaikuttavia voimia analysoidaan kappaleessa 5.3.



Kuva 59. Keinuvipujen tuella vaikuttava moottorin korkeussuuntainen voima moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm.

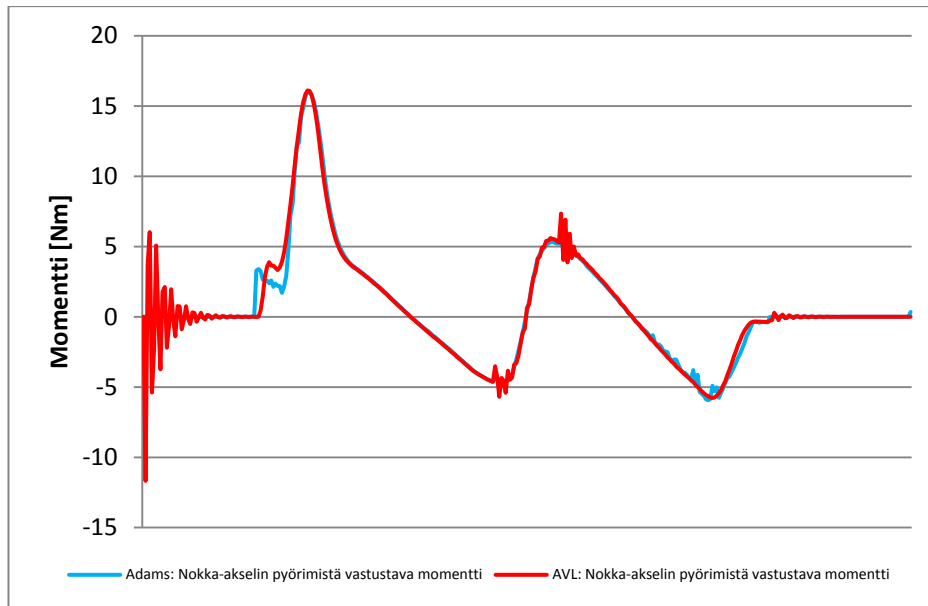
Seetirenkaan ja venttiilinlautasen välisessä kontaktissa vaikuttavaa voimaa tarkastelemalla voidaan havaita kuinka suuri voima pitää venttiiliä seetirengasta vasten. Seetirenkaan ja venttiilin välistä kontaktivoimaa tarkkailemalla voidaan havaita tilanteet, joissa venttiili on lähellä irtoamista seetirenkaasta sulkeutumisen jälkeen. Tätä ilmiötä ei havaita muista kontakteista, jos venttiilikoneiston komponenttien välillä on käyntivälitys ja siksi seetirenkaaseen vaikuttavan voima kannattaa tarkastaa muiden simulointitulosten yhteydessä. Kuvassa (Kuva 60) on esitetty venttiilin ja seetirenkaan välisessä kontaktissa esiintyvä voima moottorin pyörimisnopeudella 2100 rpm.

Seetirenkaan ja venttiilin välisestä kontaktista nähdään, että Adamsin mallissa tapahtuu jotain normaalista poikkeavaa pakoventtiilien avautuessa. Voimakuvasta nähdään, että seetirenkaan ja venttiilin väliseen kontaktiin kohdistuu juuri ennen pakoventtiilin aukeamista voimapiikki. Todellisuudessa pakoventtiilin yli olevan paine-eron pakoventtiilin kohdistama voima pienenee tasaisesti ennen pakoventtiilin avautumista ja siksi onkin syytä epäillä, että seetirenkaan ja venttiilin välisen kontaktin normaalivoiman laskennassa tapahtuu virhe ennen pakoventtiilin avautumista. Virhe voi johtua esimerkiksi siitä, että kontaktin tunnistus on määritetty todellisiin geometrioihin perustuen ja kontaktiin vaikuttavan voiman pienentyessä venttiilinlautasessa olevat viisteet eivät enää tunkeudu seetirenkaan sisään. Tämä terävän reunan poistuminen toisen kappaleen geometrian sisästä voi aiheuttaa kontaktivoiman äkillisen muuttumisen. Tämä on vain yksi mahdollinen ratkaisu tilanteeseen ja todellisen syyn löytämiseksi olisi suoritettava testisimulaatioita esimerkiksi erilaisilla venttiilien ja seetirenkaiden geometrioilla.



Kuva 60. Seetirenkaan ja venttiilin välisissä kontakteissa vaikuttava voima moottorin pyörimisnopeudella 2100 rpm..

Suurin nokka-akselin pyörimistä vastustava momentti esiintyy moottorien pyöriessä kierrosnopeudella 1000 rpm, ja kun venttiilien yli oleva paine-ero huomioidaan venttiilejä kuormittavana tekijänä. Kuvassa (Kuva 61) on esitetty nokka-akselin pyörimistä vastustava momentti molemmissa simulointimalleissa. Timing Driven mallissa nähdään korkeataajuuksista värähtelyä, mikä johtuu siitä, että nokka-akselille on määritetty konseptimallin dimensioihin perustuvat lujuusominaisuudet. Lujuusominaisuuksien määrittäminen tehtiin Timing Driveen todelliseen geometriaan ja materiaalin perustuen, jotta simulaatiomalli toimisi oikein. Timing Driveen on syötettävä komponenttien jäykkyyttä kuvaavat arvot, jotta simulointi saadaan käynnistettyä. Periaatteessa olisi mahdollista syöttää todellisuudesta poikkeavia arvoja, mutta koska mallin toimivuutta näillä arvoilla ei tiedetty, käytettiin todellisia arvoja. Nokka-akselin vääntöväärähtely Adamsissa nokka-akseli on absoluuttisen jäykkä kappale ja tästä syystä vääntöväärähtelyä ei esiinny Adamsin tuloksissa.



Kuva 61. Nokka-akselin pyörimistä vastustava momentti moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm. Venttiilin yli oleva paine-ero on huomioitu.

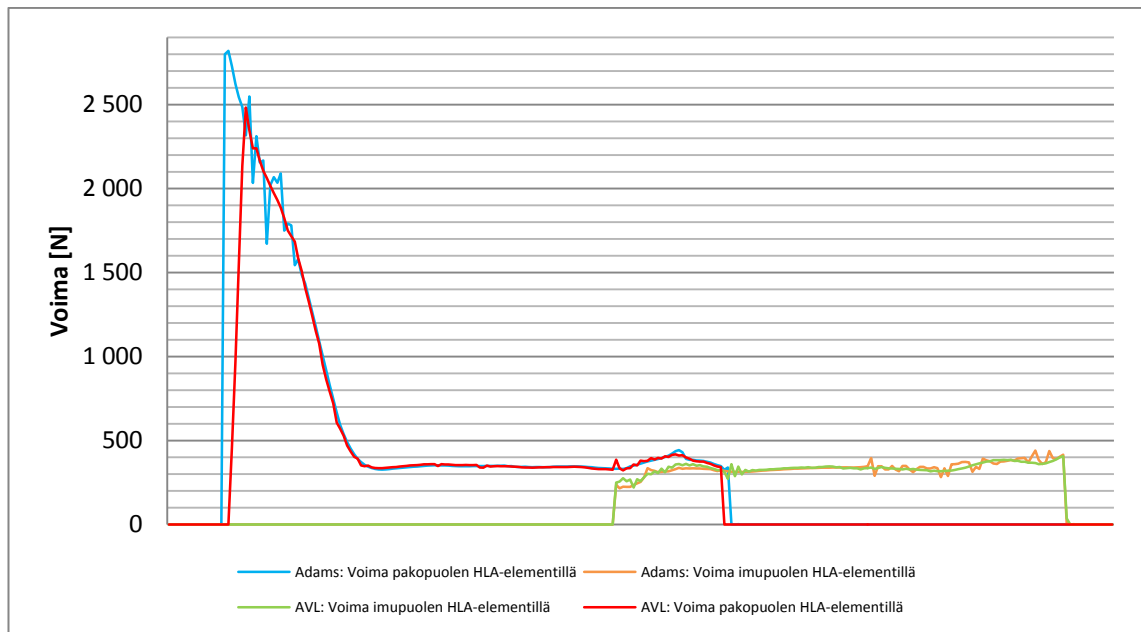
Simulaatiotulosten perusteella vaikuttaa siltä, että suurimmat voimat venttiilikoneistossa esiintyvät moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm pakoventtiilien avautuessa sylinteripainetta vastaan. Moottoreissa, joissa pyörimisnopeudet ovat korkeampia kuin tarkasteltavassa moottorissa, havaitaan yleisesti ilmiö, jossa inertiaivoimat kasvavat tietyn pyörimisnopeuden jälkeen matalilla kierroksilla ja suurella kuormituksella venttiilikoneistossa vaikuttavia voimia suuremmaksi. Simulaatiotulosten valossa tarkasteltavassa moottorissa ei kuitenkaan käy näin, vaan maksimipyörimisnopeudellakin inertiaivoimat jäävät pienemmiksi kuin pakoventtiileihin kohdistuvat voimat matalimmalla moottorin pyörimisnopeudella. Toki jokaiseen komponenttiin vaikuttavat voimia ja niiden suuntia on analysoitava tarkemmin, kun simulaatiomalleja kehitetään tulevaisuudessa.

5.3 Simulointimallien tulosten yhteneväisyys

Simulointiohjelmistojen antamien tulosten välillä on eroja, mikä on oletettavaa, kun otetaan huomioon kuinka eri tavalla mallit on määritetty. Tuloksien välisille eroille on löydettävä selitykset, jotta mallien toimivuutta ja tulosten oikeellisuutta voidaan arvioida. Tuloksia ja simulointimalleja tarkasteltaessa tulosten eroille löytyi loogisia selityksiä ja jatkossa mallien tulosten yhteneväisyyttä on mahdollista parantaa, kun tiedetään mitä ohjelmistoilla voidaan tehdä. Mallien tulosten yhteneväisyys ei kuitenkaan takaa tulosten oikeellisuutta, mikä olisi hyvä varmistaa prototyypikoneiston toimintaa mittaamalla. Varsinkin kitkaparametrien määrittäminen on erittäin haastavaa ilman todellisia mittaustuloksia.

Merkittävimmät erot simulointiohjelmistojen tulosten välillä syntyvät tilanteessa, jossa pakoventtiili avautuu sylinteripainetta vasten. Erot tulosten välille tässä tilanteessa syn-

tyvät komponenttien jäykkyyksien määrittelyeroista mallien välillä. Adamsin simulointimallissa kaikki kappaleet ovat absoluuttisen jäykkiä kontaktialueita lukuun ottamatta. Timing Drivessa puolestaan määritellään jäykkyydet aina koko komponentille, eikä pelkästään kontaktialueelle. Komponenttienjäykkyyksille on määritetty Timing Drivessa maksimi-arvot, joiden ylittäminen aiheuttaa varoituksen simuloitaessa. Lisäksi jäykkyyden kasvattaminen pelkkää kontaktijäykkyyttä kuvaavalle tasolle aiheuttaa tuloksiin korkeataajuuksista värähtelyä. Tästä syystä Timing Driven mallissa jäykkyydet on jätetty keinuvivun ja venttiilien kohdalla pienemmiksi kuin Adamsin simulointimallissa, mikä näkyy komponenttien välisien maksimivoimien suuruuksien eroina pakoventtiilin avautuessa.

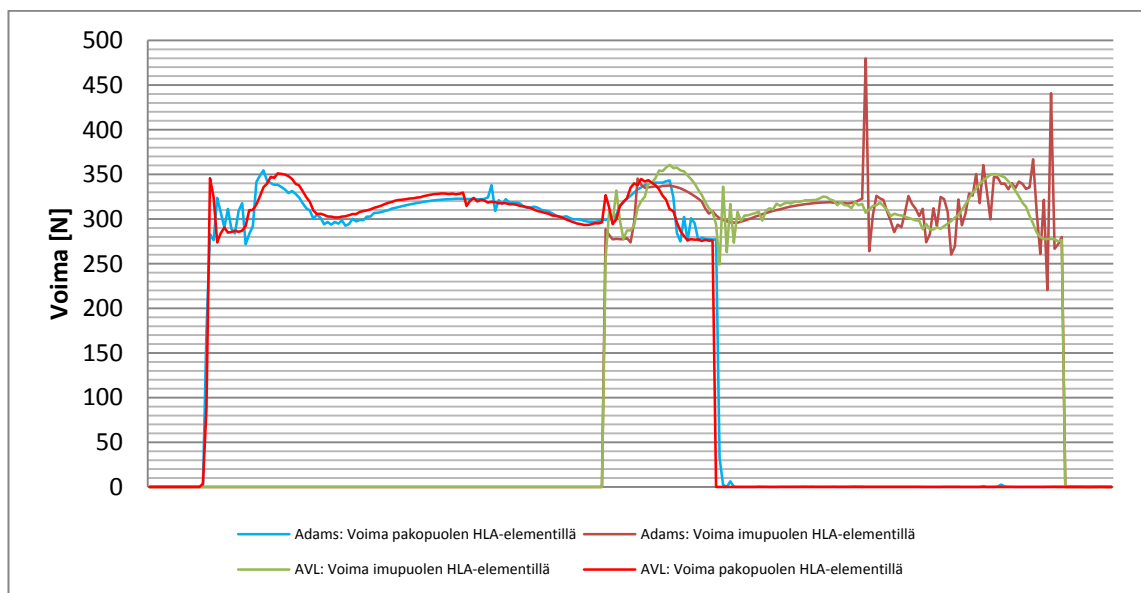


Kuva 62. Voimat HLA-elementtien ja venttiilisiltojen välisissä kontakteissa kampiakselin kiertokulman funktiona moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm. Venttiilin yli olevan paine-eron vaikutus on huomioitu.

Syy suureen eroon pakoventtiilin avautuessa havaittavassa maksimivoimassa, on Timing Driven komponenttien joustoissa, mikä aiheuttaa pienemmän kulmakertoimen kontaktivoiman kasvunopeudessa. Kun samaan aikaan pakoventtiilien avautuessa sylinteripaine laskee jyrkästi, pienikin muutos kontaktivoiman kasvunopeudessa aiheuttaa suuren eron maksimivoimassa. Tulosten väliset erot tasaantuvat kuitenkin, kun sylinteripaineesta aiheutuva voima pienenee. Ilmiötä pahentaa lisäksi kontaktivoimien mallinustapojen erot. Adamsissa kontaktivoima ei ole lineaarisesti riippuvainen komponenttien välisestä tunkeumasta, vaan tunkeumalla on kontaktivoiman yhtälössä eksponenttiarvo 2.2. Timing Driven mallissa kontaktivoimaa kuvataan lineaarisella jousella, jolloin tunkeuman eksponentti on yksi. Tämä tarkoittaa siis sitä, että Adamsin malli tuottaa suuremman voiman samalla tunkeumalla verrattuna Timing Driven malliin, jos kontaktin jäykkyyttä kuvaava jousivakio on samansuuruisen molemmissa malleissa.

Simuloitaessa koneistoa ilman ulkoisia kuormituksia nähdään, että mallit toimivat samalla tavalla ja kuormitusten suuruudet ja suunnat ovat yhteneviä eri kontaktipisteissä. Tämä havainto on hyvin oleellinen, sillä Timing Driven mallin rakentamiseen käytettävällä menetelmällä on hyvin vaikea tarkastaa onko kaikki dimensiot oikein. Ohjelmistossa ei ole malliin kokonaisgeometrian visualisointia, jolloin mallin tarkastaminen on hyvin työlästä ja vaatii käytännössä käsin tehdyn piirroksen. Mallin rakentaminen Timing Drivessä on myös siinä mielessä haastavaa, että keinuviivun vipuvarsien päiden sijainnit ja vipuvarsien orientaatiot määritetään nokka-akselin keskipisteeseen kiinnityksessä koordinaatistossa, jonka orientaatio on kiinteä. Tämä tarkoittaa sitä, että keinuviivun mallintamiseksi käyttäjä joutuu tekemään ylimääräisiä muunnoksia keinuviivun mittoille ja vipuvarsien orientaatioille, joka lisää mallin määrittämisessä tehtävän virheen riskiä.

Kuvassa (Kuva 63) on esitetty HLA-elementtien ja venttiilisoltojen välisissä kontakteissa esiintyvät voimat ilman venttiilien yli olevia paine-eroja kampiakselin kiertokulman funktiona moottorin pyörimisnopeuden ollessa 1000 rpm. Tärkeää on huomata, että sekä Adamsin että Timing Driven malleissa voimien vaikutus komponentteihin alkaa samanaikaisesti toisin kuin kuvassa (Kuva 62). Tämä osoittaa, että Adamsin ja Timing Driven mallien välillä nokkien ajoitus on yhtenevä, eikä kuvassa (Kuva 62) esiintyvä ero maksimivoimien välillä johdu siis nokkaprofiilien ajoituksesta. Molemmista ohjelmistoista paine-eron vaikutuksen lisääminen on tehty ulkoisia voimia kuvaavan taulukon avulla ja siten malli itsessään on sama kuormitustilanteen muutoksesta huolimatta.



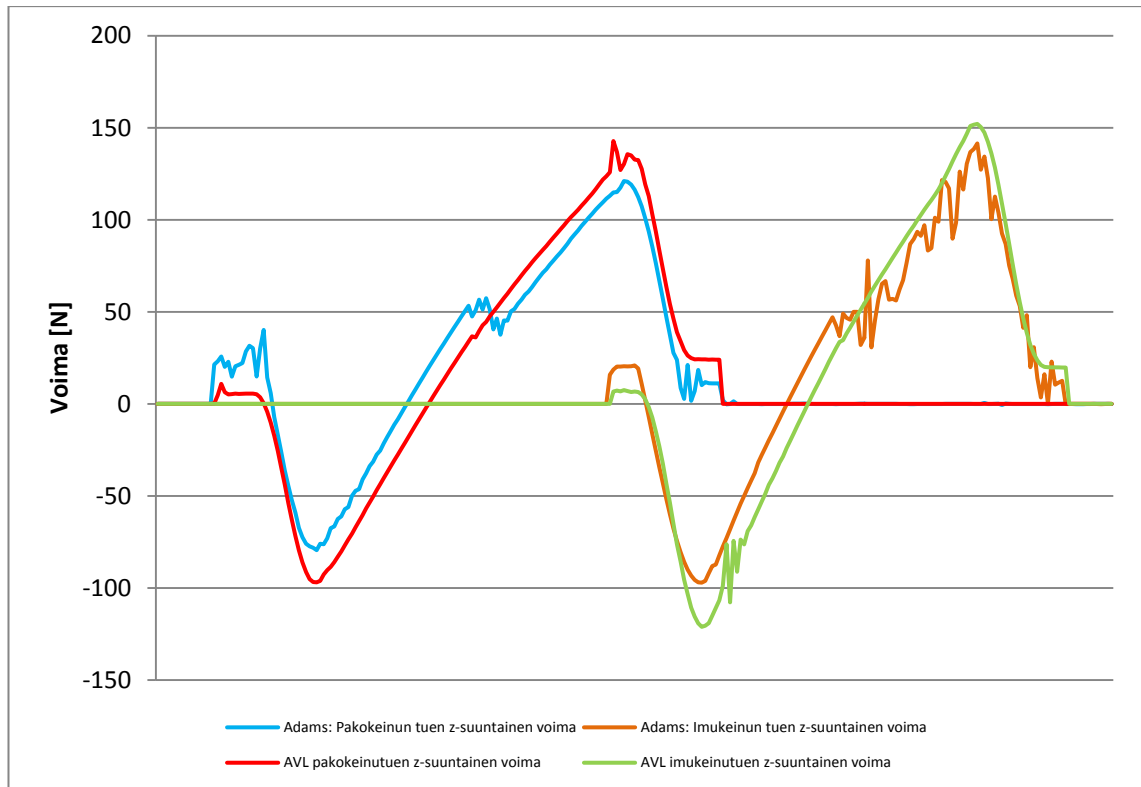
Kuva 63. Voimat HLA-elementtien ja venttiilisoltojen välisissä kontakteissa kampiakselin kiertokulman funktiona moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm. Paine-eron vaikutusta venttiilin yli ei ole huomioitu.

Komponenttien välisen kitkan vaikutus näkyy keinuviivujen niveltuella selkeästi. Kuvassa (Kuva 64) on esitetty niveltuella vaikuttavat moottorin leveysuuntaiset voimat

sekä Adamsin että Timing Driven malleissa. Kuvasta (Kuva 64) nähdään selkeästi, että Adamsin mallissa nivelen poikittaissuuntaisessa voimassa on hyppy juuri sillä kohtaa, jossa venttiili vaihtaa liikesuuntaansa. Tämä tarkoittaa samalla, että venttiilisillan ja liukukengän välinen liikesuunta muuttuu myös. Timing Driven mallissa samanlaista hyppäystä ei ole ja tämän lisäksi Timing Driven mallissa voiman ääriarvot ovat itseisarvoltaan aina suurempia kuin Adamsin mallissa. Tämä johtuu siitä, että osa niveleen kohdistuvasta moottorin leveyssuuntaisesta voimasta Adamsin tapauksessa otetaan vastaan kitkavoimana venttiilisillan ja keinuviivun välisessä kitkallisessa kosketuksessa.

Timing Driven mallin yksiulotteisuudesta johtuen venttiilisillan ja liukukengän välillä ei esiinny kitkaa, vaan kitka voidaan mallintaa vain komponentin ja globaalien maan välille. Tästä johtuen Timing Driven ja Adamsin mallien moottorin leveyssuuntaisten voimien suuruudet niveltuella poikkeavat toisistaan Adamsin kitkavoiman verran silloin, kun venttiilillä on liikenopeutta.

Profiilin alussa esiintyvä tasainen voima on hankala ymmärtää ilman animaatiota venttiilikoneiston toiminnasta, mutta siihen vaikuttaa rullaseuraajan ja nokkaprofiilin välisen kontaktin normaalivoiman suunta suhteessa niveltukeen. Kitka venttiilisillan ja liukukengän välillä kasvattaa keinuviivutuelle välittyvää moottorin leveyssuuntaista voimakomponenttia tasaisen voiman alueella profiilin alussa. Rullaseuraajan ja nokan välisen kontaktin normaalivoiman suunnan ylittäessä lakipisteen, jossa moottorin leveyssuuntaiset komponentit kumoavat toisensa, kitkavoima vaikuttaa edelleen samaan suuntaan, koska venttiilisillan ja liukukengän välisen liikkeen suunta pysyy samana. Tämä kasvattaa moottorin leveyssuuntaista voimaa niveltuella suhteessa kitkattomaan malliin venttiilin avautumisliikkeen aikana. Venttiilin liikesuunnan muuttuessa venttiilisillan ja liukukengän välinen liikesuunta muuttuu, mikä tarkoittaa myös sitä, että näiden komponenttien välisen kitkavoiman suunta muuttuu. Rullaseuraajan ja nokkaprofiilin välisen kontaktin normaalivoiman moottorin leveyssuuntaisen komponentin pysyessä samansuuntaisena kitkavoima pienentää niveleen kohdistuvaa komponenttia venttiilin liikesuunnan muutoksen jälkeen.



Kuva 64. Keinuvipujen nivelissä vaikuttavat moottorin leveyssiuntaiset voimat kamppiakselin kiertokulman funktiona moottorin pyörimisnopeudella 1000 rpm. Venttiilin yli olevan paine-eron vaikutusta ei ole huomioitu.

Mallien tulosten välisiä eroja selittää myös nokkaprofiilien erilaiset määrittystavat. Adamsin mallissa nokkaprofiili määritettiin Adamsista löytyvällä toiminnolla, jossa venttiilisille annettiin venttiilin liikerataa vastaava liikerata, jonka jälkeen Adamsilla voitiin seurata tarkasti rullaseuraajan ja nokka-akselin pyörimisakselin välistä lyhintä mahdollista etäisyyttä. Jokaisella simulaation aika-askeleella Adams muodostaa pisteen tämän etäisyyden päähän nokka-akselin pyörimiskeskistä, jolloin koko simulointijakson ajalta saadaan rullaseuraajan ja nokkaprofiilin välisen kontaktipisteen liikerataa kuvaava pistejoukko. Tällä tavalla nokkaprofiilin muoto saadaan hyvin tarkasti vastaamaan venttiilin halutun liikeradan toteuttamiseen vaadittavaa muotoa, kunhan aika-askeleen pituus on profiilia määritettäessä riittävän lyhyt. Nokkaprofiilin tarkkuus ei kuitenkaan aina tarkoita, että nokan kontaktipisteen liikeradan kiihtyvyysofiililla ei esiintyisi teräviä muutoksia. Adamsin mallilla luodun imunokkaprofiilin tapauksessa havaitaan, että venttiilin sulkeutuessa venttiilikoneistossa esiintyy värähtelyä. Vastaava ongelma havaittiin tasoseuraajalla varustetussa konseptimallissa. Kasvattamalla nokka-akselin perusympyrän sädettä, saadaan loivennettua nokkaprofiilin kaarevuussäteen muutoksia, mikä vähentää nokkaprofiilin taipumusta aiheuttaa korkeataajuuksista värähtelyä.

Timing Drivessa nokkaprofiili on muodostettu saman venttiilin liikeradan pohjalta, mutta siten, että liikerataan on sovitettu korkea-asteinen polynomifunktio, jonka muoto on

muokattu polynomifunktion toisen aikaderivaatan eli kiihtyvyyden jatkuvuuden rajoissa mahdollisimman lähelle venttiilin liikeradan toteuttavaa muotoa. Timing Driven lähestymistapa on tarkka silloin, kun venttiilin liikeradan kiihtyvyysoprofiili muodostaa jouheita siniaaltomaisia muotoja. Tässä työssä käytetyt venttiilien liikeratojen kiihtyvyysoprofiilit ovat muodoiltaan osittain hyvin jyrkkiä, mikä vaikeuttaa yksittäisen polynomifunktion sovittamista liikeratoihin ja tästä aiheutuu epätarkkuutta nokkaprofiiliin.

Adamsin ja Timing Driven tuloksissa voidaan nähdä teräviä piikkejä voimakuvajissa tietyillä nokkaprofiilin alueilla. Timing Driven mallissa terävät piikit muodostuvat nostoprofiilin alkuun ja loppuun, joissa venttiilin liikeradan kiihtyvyysoprofiili on jyrkimillään. Suuret lyhyessä ajassa tapahtuvat muutokset komponenttien kiihtyvyyksissä ovat haastavia ohjelmiston numeeriselle ratkaisijalle, minkä vuoksi teräviä piikkejä voi esiintyä saaduissa tuloksissa. Voimakuvajissa esiintyvien piikkien määrään ja suuruuteen vaikuttaa käytettävä numeerinen ratkaisija sekä sen parametrit. Ohjelmistoja käytettäessä pitäydettiin ohjelmistojen suositusasetuksissa ratkaisijan osalta. Terävien piikkien esiintymiskohdissa esiintyviin kuormituksiin kannattaa aina suhtautua varauksella.

6. YHTEENVETO

Työssä käsiteltiin hyvin laajalti venttiilikoneistoa ja sen toiminnan tarkastelua monikappalesimulointiohjelmistojen avulla. Koska aihealue oli hyvin laaja, ei kaikkiin yksityiskohtiin voitu pureutua käytettävissä olevan ajan puitteissa niiden vaatimalla tarkkuudella, mutta sekä ohjelmistoista, että simulaatiomallin rakentamisesta saatiin arvokasta tietoa, jota voidaan hyödyntää tulevaisuudessa.

Ohjelmistojen vertailun osalta päädyttiin siihen lopputulokseen, että AVL Excite Timing Drive soveltuu paremmin yksinkertaisten venttiilikoneistojen monikappalesimulointiin teollisuuden käytössä. Teollisuudessa mallin rakentamisen ja valmiina olevien komponenttimallien hyödyntäminen on tärkeää kustannustehokkuuden näkökulmasta. Timing Driven käytön rasitteena on kuitenkin vaikeaselkoiset ja osin jopa harhaan johtavat komponenttien dimensioiden ja parametrien määrittelyt sekä ohjelmiston käytön rajoittuminen pelkästään hyvin yksinkertaisten venttiilikoneistojen monikappalesimulointiin. Lisäksi Timing Driveen luodun mallin tarkastaminen ilman mallin visualisointia on tarpeettoman työlästä.

Täysin uudenlaista venttiilikoneistoa suunniteltaessa Adamsin monipuolisuus ja kolmiulotteinen mallinnustapa puoltavat sen käyttöä. Adamsin ongelmaksi muodostuu sen käytettävyyden ja simulaatiomallien rakentamisen hitaus. Venttiilikoneistojen simulaatiomallin rakentamisen erityisenä haasteena on tarkkojen nokkaprofiilien luominen Adamsissa sekä koneiston komponenttien välisien kontaktien ja välysten tarkastaminen.

Simulointitulosten osalta päädyttiin tilanteeseen, jossa molemmat simulaatiomallit vaativat jatkojalostusta. Lisäksi simulaatiotulosten vertaaminen todellisiin mittaustuloksiin olisi ehdottoman tärkeää, jotta malleja voitaisiin kehittää, ja jotta saataisiin tietoa siitä, kuinka hyvin simulaatiomallien tulokset vastaavat todellisuutta. Vasta kun monikappalesimulointimallin tiedetään olevan tarkka, voidaan tuloksia hyödyntää rakenteen mitoituksessa.

Monikappalesimulointimalleista saatavia kuormitustietoja voidaan käyttää väsymismitoittamiseen, kun komponentteihin vaikuttavien voimien suuruudet tunnetaan ajan funktiona. Tämän kuormitushistorian perusteella voidaan määrittää kullekin kuormitustapauksella moottorin työkierron tai minkä tahansa muun tarkastelujakson aikana esiintyvien voimien minimiarvot, maksimiarvot, amplitudit ja keskiarvot. Yhdistämällä kuormitushistoriasta saatavat tiedot FEM-ohjelmistoon määritettyyn komponenttimalliin, voidaan selvittää komponenttien jännityshistoria, jota voidaan edelleen hyödyntää erilaisissa väsymismitoitusmenetelmissä.

LÄHTEET

- [1] Oiva E. Eerola, Polttomoottorit 1, Gummerus, 1976
- [2] Oiva E. Eerola, Polttomoottorit 2, Gummerus, 1976
- [3] Qianfan Xin, Diesel engine system design Woodhead publishing in Mechanical engineering, 2011
- [4] Heinz Heisler, Advanced engine technology, Butterworth-Heinemann, 2001
- [5] Matti Kleimola, Yrjö Pohjanpalo, Autotekniikan käsikirja, Dieselmoottori, Kustannusosakeyhtiö Tammi, 1981
- [6] Tatu Leinonen, Mekanismioppi, Raportti N:O 20, Oulun yliopiston konetekniikan osasto, 1985
- [7] Cam Design Handbook, Harold A. Rothbarth
- [8] MSC Software, Adams/ Adams View käyttöohjeet, saatavilla ohjelmiston kautta.
- [9] AVL Excite Timing Drive käyttöohjeet, saatavilla ohjelmiston kautta.
- [10] AVL Excite Timing Drive, julkaisematon koulutusmateriaali
- [11] Koneenosien suunnittelu, WSOY , 2009
- [12] Seppo Kivioja, Seppo Kivivuori, Pekka Salonen, Tribologia – kitka, kuluminen ja voitelu, Otatieto, 2007
- [13] J. Rees Jones, Cams and cam mechanisms, Mechanical Engineering Publications for the Institution of Mechanical Engineers, 1978

KUVALÄHTEET

- [14] Internet-lähde, Synergy Dance Academy and Performing Arts Studio, tiedostoarkisto. Saatavissa 13.12.2014: http://www.synergy-dance.com/files/Series_40_Engine_cutaway_design.jpg
- [15] Internet-lähde, Akita diagram source. Saatavissa 6.2.2015: <http://www.akitarescueoftulsa.com/5-7-diesel-engine-diagram>
- [16] Internet-lähde, Tiedostojen tallennuspalvelu Pearltrees. Saatavissa 16.11.2014: <http://www.pearltrees.com/pbroadwith/cylinder-head/id12770311/item124221163>

- [17] Internet lähde, Lunati Power, moottorin viritysosia myyvä yritys. Saatavissa 13.12.2014:
<http://www.lunatipower.com/Tech/Valvetrain/ValveSpringTech.aspx>
- [18] Internet lähde, Grab Cad, tietokanta CAD-malleille ja –kuville. Saatavissa 13.12.2014: <http://grabcad.com/library/camshaft>
- [19] Internet-lähde, Speedway Motors, autojen viritysosia myyvä yritys. Saatavissa 12.12.2014: <http://www.speedwaymotors.com/Tech/engine-performance-cam-lobe-lift-duration-terminology.html>
- [20] Internet-lähde, Tekniikkaharrastajien verkkosivu. Saatavissa 4.1.2015:
http://aficionadosalamecanica.com/cur_mec_ohc.htm
- [21] Internet-lähde, Tomorrow's tech, ajoneuvojen uutuustekniikka esittelevä sivusto. Saatavissa 14.12.2014: <http://www.tomorrowstechnician.com/wp-content/uploads/2014/12/import-engine.jpg>
- [22] Internet-lähde, Green Car Congress, energiateknologiaa ja ajoneuvotekniikkaa käsittelevä sivusto. Saatavissa 12.12.2014:
<http://www.greencarcongress.com/2013/11/20131107-coates.html>
- [23] Internet-lähde, Ducati, moottoripyörävalmistaja. Saatavissa 15.11.2014
http://www.ducati.com/history/editorials/theory_and_history_of_the_ducati_des_modromic_engine/index.do
- [24] Internet-lähde, Adventure Rider, moottoripyöräharrastajien foorumi. Saatavissa 15.11.2014: <http://www.advrider.com/forums/showthread.php?t=934527>