



Tomi Wahlman

Muuttuva puristussuhde

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikan tutkinto-ohjelma

Insinöörityö

1.3.2023

Tiivistelmä

Tekijä:	Tomi Wahlman
Otsikko:	Muuttuva puristussuhde
Sivumäärä:	38 sivua
Aika:	1.3.2023
Tutkinto:	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma:	Ajoneuvotekniikan tutkinto-ohjelma
Ammatillinen pääaine:	Ajoneuvosuunnittelu
Ohjaajat:	Ajoneuvotekniikan tutkintovastaava Heikki Parviainen Projektipäällikkö Juho Jalava-Kanervio

Tässä insinööriyössä tarkastellaan teoreettisesti ajoneuvon moottoreissa käytettävää muuttuvaa puristussuhdetta. Työssä kuvataan, kuinka muuttuva puristussuhde vaikuttaa moottorin toimintaan, kuinka se on aikaisemmin toteutettu, mitä hyötyjä ja haittoja siitä on ja mitä asioita on otettava huomioon sen suunnittelussa. Lisäksi esitellään aikaisemmin suunniteltuja ratkaisuja muuttuvalle puristussuhteelle. Työssä tuodaan esiin myös yksi prototyyppiratkaisu, jolla muuttuva puristussuhde voitaisiin toteuttaa.

Työhön kuului myös kiertokangen suunnittelu 3D-mallintamalla käyttämällä Solidworks-mallinnusohjelmaa. Kiertokangella on teoriassa mahdollista toteuttaa muuttuva puristussuhde. Kiertokangen on tarkoitus olla sellainen, että sitä voitaisiin käyttää prototyypitasolla oikeassa moottorissa.

Teoreettisessa tarkastelussa hyödynnetään ammattikorkeakoulussa käytettyä pv-piirrosta, jonka avulla nähdään, kuinka puristussuhteen muutos vaikuttaa moottorin paineisiin ja lämpötiloihin. Laskelmien avulla voidaan vertailla, kuinka paljon paine ja lämpötila muuttuvat sylinterissä pienellä tai isommalla puristussuhteella. Tuloksista esitetään kuvaajat, joista näkyy paineen muutos tilavuuden muuttuessa.

Insinööriyön lopputuloksena syntyi 3D-mallinnettu kiertokanki, jolla voidaan suorittaa puristussuhteen muutos. Työssä on kuvattu, kuinka tämä kiertokanki toimii ja mitä siinä on huomioitava.

Avainsanat: Kiertokanki, puristussuhde, paine

Abstract

Author: Tomi Wahlman
Title: Variable Compression Ratio
Number of Pages: 38 pages
Date: 1 March 2023

Degree: Bachelor of Engineering
Degree Programme: Automotive Engineering
Professional Major: Automotive Design Engineering
Supervisors: Heikki Parviainen, Senior Lecturer
Juho Jalava-Kanervio, Project Manager

This thesis theoretically examines the variable compression ratio used in vehicle engines. The thesis describes how the variable compression ratio affects engines operation, how it has been implemented previously, what advantages and disadvantages it has and what factors need to be considered when designing it. Previously designed solutions for variable compression ratio are also presented. One prototype that could be used to implement variable compression ratio is also introduced in this thesis.

This thesis also included the design of a connecting rod by 3D modelling using SolidWorks modelling software. Theoretically, it is possible to implement variable compression ratio with this connecting rod. The idea of a connecting rod is that it could be used at prototype level in a real engine.

The theoretical part makes use of a PV-diagram that is used at the University of Applied Sciences, to display how changing the compression ratio affects the engine's pressures and temperatures. The calculations aid in comparing how pressure and temperature changes in the cylinder at lower or higher compression ratio. In the end, the results are presented as graphs which display the change in pressure as the volume changes.

The final result of the thesis was 3D modelled connecting rod that can be used to perform a variable compression ratio. It is described how this connecting rod works and what factors need to be considered.

Keywords: Connecting rod, compression ratio, pressure

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Puristussuhde	1
3	Muuttuva puristussuhde	2
3.1	Yleistä	2
3.2	Olemassa olevia ratkaisuja	3
3.2.1	Nissanin VC-T-moottori	3
3.2.2	General Motorsin muuttuva puristussuhde	4
3.2.3	Saabin ratkaisu	5
4	Puristussuhteen muuttamisen mahdollinen toiminta	6
4.1	Männän liike	6
4.2	Tankojen toiminta	7
4.3	Öljynpaineen ohjaus	7
4.4	Öljynohjauksen toiminta	7
4.5	Huomioitavaa suunnittelussa	8
5	Kiertokangen pituuden vaikutus moottorissa	8
5.1	Miten kiertokangen pituus vaikuttaa moottorissa	8
5.2	Kiertokangen pituuden lisääminen	8
5.3	Kiertokangen pituuden lyhentäminen	9
5.4	Kuinka paljon pituuden vaihtelu vaikuttaa puristussuhteeseen	10
6	Puristussuhteen muuttamisen vaikutus moottoriin	11
6.1	Pv-piirrosvertailut	12
6.1.1	Puristussuhde 12.0:1	12
6.1.2	Puristussuhde 8.0:1	21
6.2	Yhteenvedo laskuista	27
7	3D-mallin kokoonpano	28
7.1	Runko	28
7.2	Small end	29
7.3	Tangot ja mäntä	30
7.4	Big end	31

7.5 Kokonaisuus	33
8 Yhteenveto	36
Lähteet	38

1 Johdanto

Muuttuva puristussuhde on nykypäivän autoissa vielä harvinainen asia. Muuttuvaa puristussuhdetta on käytetty toistaiseksi vasta yhdessä sarjatuotantomoottorissa, joka on Nissan VC-T -moottori. General Motorsilla on patentti omalle ratkaisulleen tehdä puristussuhteen muutos, mutta ratkaisu ei ole vielä päätynyt sarjatuotantoon.

Normaalisti moottorin puristussuhde on tehty sen mukaan, mihin käyttöön moottori on tarkoitettu. Muuttuvalla puristussuhteella voidaan laajentaa käyttömahdollisuuksia ja saada moottorista tehoa ja ekologisuutta.

Tässä insinööriyössä tarkastellaan aikaisempia ratkaisuja muuttuvalle puristussuhteelle. Työn osana mallinnettiin myös Solidworks-mallinnusohjelmalla 3D-komponentti, jolla voidaan teoreettisesti toteuttaa puristussuhteen muutos, ja tutkia, kuinka se toimisi. Prototyyppiratkaisun on tarkoitus olla sellainen, että sitä voisi käyttää oikeassa moottorissa. Lisäksi työssä selvitetään laskemalla, kuinka puristussuhdetta muuttamalla moottorin paineet ja lämpötilat muuttuvat. Tuloksista on tehty kuvaajat, josta nähdään graafisesti, miten puristussuhteen muutos teoreettisesti vaikuttaa.

2 Puristussuhde

Puristussuhde on alakuolokohdassa olevan tilavuuden ja yläkuolokohdassa olevan tilavuuden suhde. Normaalisissa henkilöautossa 12.0:1-puristussuhde on jo suuri. Moottoreissa, joissa on suuri puristussuhde, on hyvä käyttää korkeaktaanista bensiiniä. Tämä johtuu siitä, että mitä korkeampi oktaaniluku on, sitä vaikeammin se syttyy itsekseen puristuksen ja lämmön vaikutuksesta. Itsestään syttyminen voi johtaa moottorin nakuttamiseen.

Mekaanisella ahtimella tai pakokaasuahdimella varustetuissa moottoreissa on lähtökohtaisesti pienempi puristussuhde. Ilma on ahtimen ansiosta puristunut jo kokoon ennen sylinteriin menoa, ja siksi sitä ei tarvitse enää puristaa männällä yhtä kovalla paineella. Kova puristusaine rasittaisi moottorin komponentteja lisää.

3 Muuttuva puristussuhde

3.1 Yleistä

Muuttuvalla puristussuhteella tarkoitetaan sitä, että polttomoottorin männän ja sylinterikannen välistä tilavuutta voidaan muuttaa. Viemällä mäntää lähemmäksi tai kauemmaksi sylinterikannesta, saadaan polttomoottorista parempi hyötysuhde eri käyttötilanteissa. Näin voidaan hyödyntää polttoaineesta saatavaa energiaa mahdollisimman hyvin tilanteen mukaan. Normaalisissa polttomoottoreissa puristussuhde on kompromissi, jolloin se ei ole ideaali kiihdytys- ja maantieajoon. Muuttamalla puristussuhdetta tilanteen mukaan, voidaan hyödyntää polttoaineesta saatavaa energiaa ja parantaa moottorin hyötysuhdetta. Tällä tavalla voidaan vähentää myös pakokaasupäästöjä. [1]

Kun mäntä viedään lähemmäksi sylinterikantaa, puristussuhde kasvaa. Kun taas mäntää viedään kauemmaksi, puristussuhde laskee. Suuremmalla puristussuhteella puristus ja työtahdissa paine sylinterissä on suurempi. Tällöin voidaan syöttää vähemmän polttoainetta sylinteriin ja saada silti enemmän tehoa, koska ilma-polttoaineseos palaa voimakkaammin ja saatava energia on suurempi korkeamman paineen vuoksi. Kun ilma-polttoaineseos palaa voimakkaammin, siitä vapautuu enemmän lämpöä, mikä rasittaa moottoria enemmän.

Nykyajoneuvoissa muuttuva puristussuhde ei ole yleinen. Sitä on käytetty toisistaan vain yhdessä sarjatuotantoajoneuvossa (Infiniti QX50). [2] Eri valmistajilla on kuitenkin omanlaisia prototyyppisiä muuttuvan puristussuhteen toteutuksesta, joita eritellään seuraavassa luvussa.

3.2 Olemassa olevia ratkaisuja

Muuttuvan puristussuhteen käyttäminen moottorissa ei kuitenkaan ole täysin uusi keksintö. Muutama eri valmistaja on tehnyt omat ratkaisunsa, kuinka se voitaisiin toteuttaa. Suurin osa kuitenkin näistä on jäänyt prototyypitasolle, eikä niitä ole käytetty sarjatuotannossa.

3.2.1 Nissanin VC-T-moottori

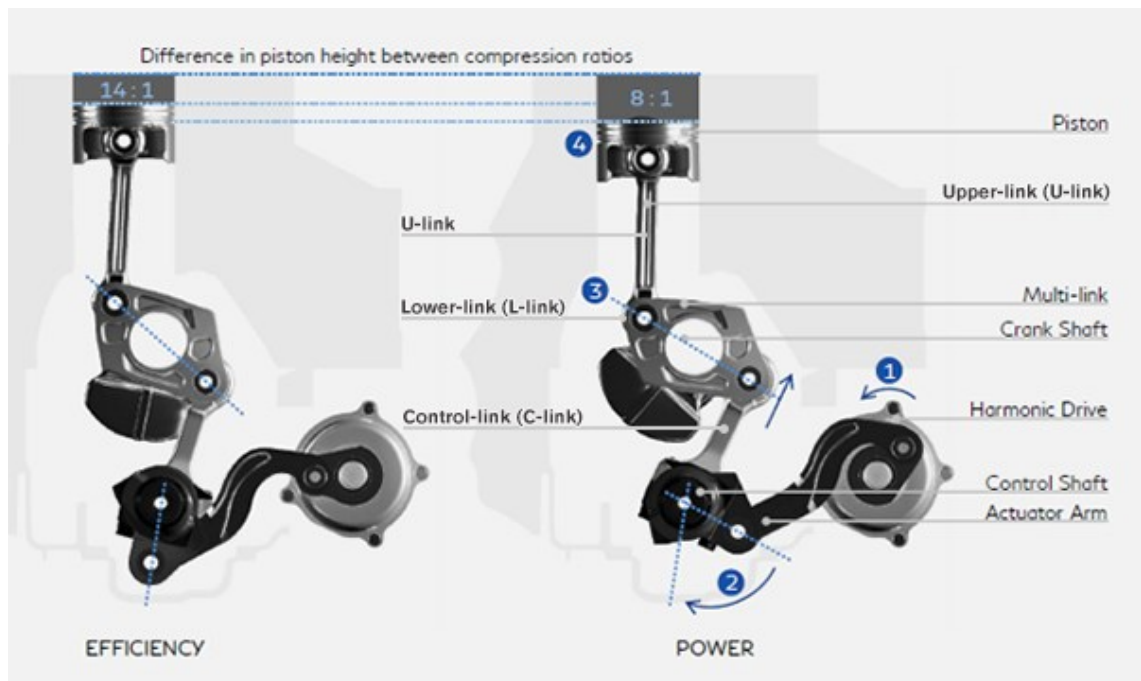
Nissan on toteuttanut puristussuhteen muutoksen erillisen sähkömoottorin avulla. Kammenkaulassa on laippa, jonka toisessa päässä on kiertokanki ja toisessa päässä tanko, joka on linkitetty ohjausakselin avulla sähkömoottoriin. Sähkömoottorilla käännetään ohjausakselia, joka kääntää laippaa, ja laipassa kiinni oleva kiertokanki liikkuu ylös- tai alaspäin (kuva 1). Männän sijaintia pystysuunnassa on näin mahdollista muuttaa 6 mm [3].

VC-T-moottorissa on pakokaasuahdin, jonka avulla saadaan lisää tehoa alemmalla puristussuhteella. Tässä moottorissa puristussuhdetta on mahdollista muuttaa välillä 8.0:1–14.0:1. Autolla kiihdyttäessä puristussuhde laskee 8.0:1:een, jolloin moottorista saadaan enemmän tehoa, ja tasaista vauhtia ajassa se kasvaa 14.0:1:een, jolloin moottorin hyötysuhde kasvaa ja polttoaineen kulutus laskee. [3] 14.0:1-puristussuhde on jo melko suuri bensiinikäyttöisessä moottorissa, koska puristusaine kasvaa niin isoksi. Suuren puristusaineen riskinä on nakutus, joka vahingoittaa moottoria ajan mittaan.

VC-T-moottorissa ei tarvita tasapainotusakseleita vähentämään moottorin värinöitä, koska männän liike ylä- ja alakuolokohdassa on symmetrinen eikä näin tule moottorin värinöitä. Tasapainotusakselien puuttuminen säästää tilaa moottoritulasta, ja tämä tila voidaan hyödyntää suunnittelemalla sähkömoottori ja ohjausakseli tasapainotusakselien tilalle. [4]

Kyseisessä moottorissa ei synny myöskään niin paljoa energiaa kuluttavaa männän ja sylinterin välistä sivuttaisvoimaa kuin normaalisti. Tämä johtuu siitä,

että kun kiertokanki on kiinni laipassa, joka on sijoitettu niin, että kampiakselin pyöriessä se ei vie kiertokankea sivuttaissuunnassa sivuun kuten normaalisti. Aiemmin mainitussa Infiniti QX50 -autossa on käytössä tämä VC-T-moottori, ja se on toistaiseksi ainoa sarjatuotannossa ollut ajoneuvo, jossa on käytössä muuttuva puristussuhde. [4]



Kuva 1. Nissanin VC-T-moottorin puristussuhteen muutoksen toiminta [4].

3.2.2 General Motorsin muuttuva puristussuhde

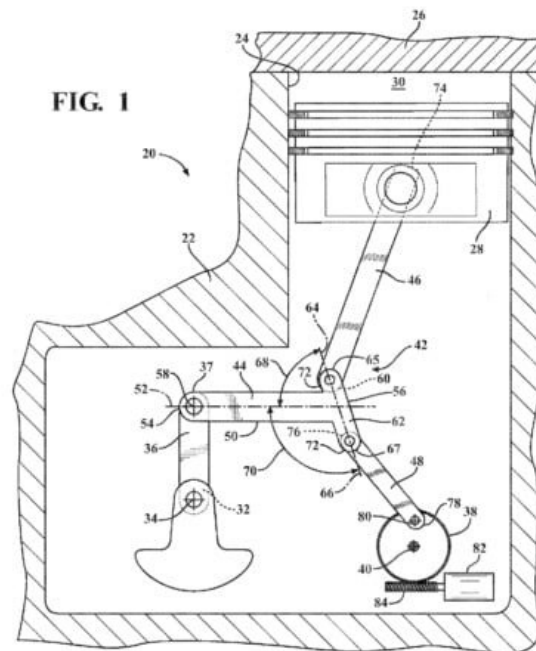
General Motorsin on lähtenyt hyödyntämään perinteistä Atkinsonin sykliä. Syy käyttää perinteistä sykliä modernin sijaan on, että perinteisessä on mahdollista toteuttaa geometrisen puristussuhteen muutos. [5]

Modernissa tavassa vähennetään puristustahtissa tulevia energiahäviötä pitämällä imuventtiiliä auki vielä, kun mäntä lähtee ylöspäin. Tällöin itse puristaminen alkaa vasta männän ollessa noin puolessa välissä puristustahtia.

Perinteisessä tavassa tämä on toteutettu käyttämällä ns. apupisteitä. Kiertokanki ei ole suorassa yhteydessä kampiakseliin, vaan siinä välissä on T-haara.

Ideana tässä on se, että T-haaran toisessa päässä on kampiakseli, ja toisessa päässä kiertokanki ja apupiste. Kiertokanki ja apupiste ovat yhdensuuntaiset. Apupiste mahdollistaa tässä tapauksessa sen, että imutahdissa mäntä ei tule normaaliin alakuolokohtaan vaan jää puoleenväliin. Tästä alkaa puristustahti, jolloin lopputulos on sama kuin modernissa Atkinsonin syklistä.

General Motors on toteuttanut muuttuvan puristussuhteen siten, että perinteisessä Atkinsonin syklistä on tämä ns. apupiste, johon on liitetty lisäksi vielä ratas ja sähkömoottori, jotka muuttavat apupisteen kohtaa (kuva 2). Huonona puolena tässä on se, että sähkömoottori ja ratas tarvitsevat tilaa, mikä tarkoittaa, että moottorin on oltava isompi ja moottoritilasta tulee ahtaampi. [5]

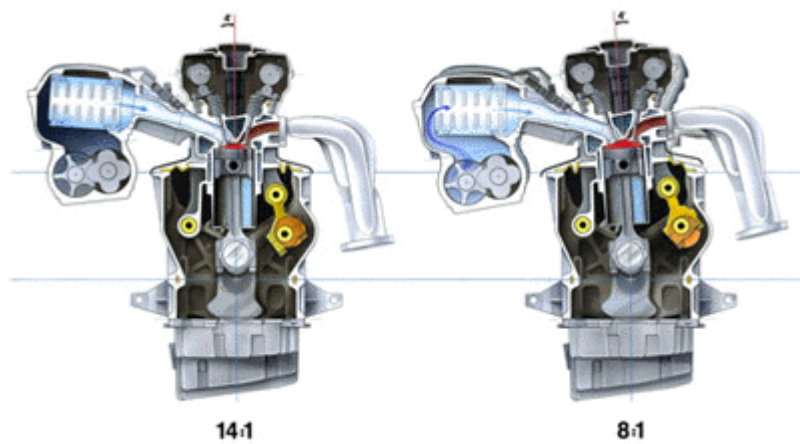


Kuva 2. General Motorsin käyttämä perinteinen Atkinsonin sykli ja tankojen kiinnitys toisiinsa. Oikealla alhaalla on sähkömoottori ja ratas, jotka muuttavat apupisteen kohtaa. [5]

3.2.3 Saabin ratkaisu

Saab on keksinyt hieman muista poikkeavan tavan toteuttaa puristussuhteen muutos. Sen ratkaisu on siirtää sylinterikantta joko kauemmaksi tai lähemmäksi

mäntää. Sylinterikansi on myös tässä moottorissa hieman erilainen kuin normaalisti. Normaalisti sylinterikansi on sylinterilohkon päällä, jolloin mäntä ei mene sylinterikannen sisälle. Saabin versiossa sylinterikansi on ikään kuin männän ympärillä, jotta ei tarvita lohkon ja kannen välistä tiivistystä. Sen ansiosta kantta voidaan siirtää ylemmäs tai alemmas, jolloin saadaan puristussuhteen muutos. Sylinterikansi on kuin saranoilla kiinni lohkossa toisesta reunasta, jotta sitä voidaan kääntää neljä astetta (kuva 3). Puristussuhdetta voidaan muuttaa 8.0:1:n ja 14.0:1:n välillä. [6]



Kuva 3. Saabin moottorin sylinterikansi, joka kääntyy neljä astetta ja tuo näin sylinterikantta lähemmäs mäntää [6].

4 Puristussuhteen muuttamisen mahdollinen toiminta

4.1 Männän liike

Tässä työssä puristussuhdetta muutetaan mäntää liikuttamalla ylös ja alas. Mäntää on mahdollista liikuttaa noin 2 mm. Jotta tämä liikuttaminen on mahdollista, tarvitsee kiertokangessa olla epäkeskon muotoinen yläpään laakeri. Yläpään laakeri muodostuu kahdesta osasta, laakeriosasta ja ns. keiuvipuosasta. Mäntä kiinnittyy laakeriosaan normaalisti männäntapilla. Epäkeskoon laakeriin tulee molemmille puolille kiinni tangot, jotka menevät kiertokangen sisään. Näitä tankoja liikuttamalla ylös tai alas, saadaan laakeriin liike, joka liikuttaa mäntää.

4.2 Tankojen toiminta

Tangot ovat kiinni yläpään laakerin keinuviivussa ja liikkuvat öljynpaineen avulla. Tankojen toisessa päässä on kiinni pienet männät, jotka ovat kiertokangen sisällä sylintereissä. Näihin sylintereihin ohjataan öljynpainetta alakautta. Kiertokangen sisällä olevissa sylintereissä täytyy olla öljynpaine-ero, jotta tangot voivat liikkua. Vasemmalle puolelle ohjataan pienempi öljynpaine kuin oikealle, jolloin oikean puolen tanko nousee ja epäkesko laakeri lähtee kiertymään. Tämä liike tapahtuu muutamissa millisekunneissa.

4.3 Öljynpaineen ohjaus

Kiertokangen sisällä kulkee omat öljykanavat molemmille tangoille. Tätä kanavaa pitkin öljy kulkee kiertokangen sisällä oleviin sylintereihin, joissa tangot liikkuvat. Jotta öljy saadaan kuljetettua sille tarkoitettuihin kanaviin, tarvitaan öljylle menoreitti kiertokangen alapäästä. Sisällä menevät öljykanavat ovat 4 mm halkaisijaltaan. Kiertokangen alapäässä on ura, jota pitkin öljy pääsee öljykanaviin. Öljy tulee kiertokangen alapäähän kampiakselin kautta. Kampiakselin sisällä kulkee myös öljykanavat, joista öljy pääsee kiertokangelle. Kierokangen sisällä oleva öljyn määrä täytyy huomioida tasapainotuksessa. Koska kiertokangen sisällä olevat sylinterit ovat erikokoiset, on niissä myös eri määrä öljyä ja näin paineroa voi olla muutamia grammoja.

4.4 Öljynohjauksen toiminta

Öljynohjausurat ovat kiertokangen alapäässä ja niiden tarkoitus on ohjata öljynpainetta kiertokangessa oleviin öljykanaviin. Öljykanavat alkavat heti öljynohjausurista ja etenevät big endin ns. reunoja pitkin kiertokangen sisällä oleviin sylintereihin. Koska big end on jaettu kahteen osaan, täytyy toisiaan vasten olevien tasopintojen olla hyvin tasaiset, jotta öljy ei pääse vuotamaan läpi ja öljynpaine häviää. Öljyuriin tulee tilanteen mukaan eri paineet, jotta yläpään laakeria saadaan kierrettyä. Öljypaine tuodaan urille ulkoisesti kampiakselin kautta.

4.5 Huomioitavaa suunnittelussa

Tämän mallisessa kiertokangessa, jolla voidaan muuttaa puristussuhdetta, osien kestävyys voi olla suuri kysymysmerkki. Osat täytyy siis mitoittaa sen mukaan, että ne kestävät sylinterissä tapahtuvat paine- ja lämpötilamuutokset. Kiertokangen sisällä olevissa sylintereissä olevan öljynpaineen täytyy olla tarpeeksi suuri, jotta se jaksaa pitää yläpäätä laakeria paikoillaan, jotta se ei lähde pyörimään itsekseen männän päällä tapahtuneen palamisen voimasta. Keinuvivun on oltava tarpeeksi pitkä, jotta siitä saadaan tarpeeksi vipuvartta kääntämään laakeria. Pidemmällä vipuvarrella tarvitaan vähemmän öljynpainetta sylintereihin kääntämään laakeria.

5 Kiertokangen pituuden vaikutus moottorissa

5.1 Miten kiertokangen pituus vaikuttaa moottorissa

Moottorissa on monia rajoittavia tekijöitä, minkä vuoksi kiertokangen pituutta ei voida muuttaa miten vain. Jo muutamien millimetrin pituusero on iso muutos. Ongelmiksi muodostuvat tilan ahtaumus, jossa kiertokanki liikkuu. Lisäksi ongelmia aiheuttavat sellaiset tekijät, jotka ovat riippuvaisia kiertokangen pituudesta kuten moottorin värinät.

5.2 Kiertokangen pituuden lisääminen

Seuraavissa esimerkeissä tarkastellaan teoreettisesta näkökulmasta, miten kiertokangen pituuden muuttuminen vaikuttaa moottoriin ja sen toimintaan. Esimerkeissä kammenreiden pituus pysyy koko ajan samana.

Mikäli kiertokangen pituutta lähdetään lisäämään, täytyy myös muita osia muuttaa. Pidempi kiertokanki vie mäntää korkeammalle yläkuolokohdassa, jolloin mäntä menee yli sylinteristä. Tämä tarkoittaa, että palotilaa on muokattava niin että mäntä mahtuu liikkumaan sylinterilohkosta yli.

Pidemmällä kiertokangella tulee vastaan myös muita huonoja puolia. Isoimpana näistä ongelmista on väännön puute moottorissa alakierroksilla. Tämä johtuu siitä, että pidempi kiertokanki suhteessa lyhyempään, kiihtyy hitaammin yläkuolokohdasta alaspäin. Tämä tarkoittaa, että kun imuventtiiliin lähtee avautumaan ja sylinteriin alkaa imeytyä ilma-polttoaineseosta, tulee sylinteriin huonompi virtaus, joka imee seosta. Näin alakierroksilla ei saada hyvää vääntöä, jota tarvitaan normaalissa ajossa liikkeelle lähtiessä.

Pidemmästä kiertokangesta saadaan paljon hyötyjäkin. Tärkeimpänä niistä on moottorin värinöiden ja männän sivuttaisvoiman väheneminen. Kierokangen kulma suhteessa männän pystyliikkeeseen pienenee. Kun kampiakseli on kiertynyt 90 tai 270 astetta, kiertokanki vetää mäntää eniten sylinterinseinämää vasten. Jos kiertokangen ja männän pystysuunnan kulma saadaan tässä tilanteessa pienennettyä, se vähentää samalla myös sivuttaisvoimaa, joka lisää kitkaa.

5.3 Kiertokangen pituuden lyhentäminen

Myös lyhyemmässä kiertokangessa on omat hyvät ja huonot puolensa. Yksi huonoista puolista on kiertokangen ja männän välisen kulman suureneminen. Aikaisemmin esitellyssä pidemmässä kiertokangessa männän sivuttaisvoima vähenee, kun taas lyhyemmässä se kasvaa. Tämä rasittaa moottoria enemmän varsinkin korkeilla kierroksilla. Koska mäntä kiihtyy yläkuolokohdasta 90 asteeseen nopeammin, se myös hidastuu 90 asteesta alakuolokohtaan nopeammin. Männän nopeuden muutokset aiheuttavat värinää moottoriin.

Merkittävimpana positiivisena puolena kiertokangen lyhentämisessä on väännön lisääntyminen alakierroksilla. Tämä johtuu siitä, koska lyhyempi kiertokanki kiihtyy nopeammin yläkuolokohdasta lähdeettäessä, jolloin imutahdin alkaessa sylinteriin saadaan parempi virtaus ja siten enemmän ilma-polttoaineseosta. Samalla voidaan myös pitää imuventtiiliä pidempään auki alakuolokohdan jälkeen männän liikuessa silloin hitaammin, mikä tarkoittaa sitä, että imutahdilla saatu virtaus vetää ilmaa vielä sylinteriin männän mennessä jo ylöspäin.

5.4 Kuinka paljon pituuden vaihtelu vaikuttaa puristussuhteeseen

Puristussuhde voidaan laskea, kun tiedetään iskun pituus, sylinterin halkaisija, männän laen kolojen tilavuus, sylinterikannen palotilan tilavuus ja kannentiivisteen paksuus puristuksissa ollessaan. Seuraavaksi tarkastellaan, kuinka paljon kiertokangen pituuden vaihtelu vaikuttaa puristussuhteeseen, ja kuinka paljon sylinterin halkaisijalla on vaikutusta siihen. Sylinterikannen tilavuus, männän laen kolojen tilavuus ja kannentiivisteen paksuus puristuksissa on otettu autofoorumilta [7] ja laskelmat ovat vain teoreettisia, koska ei ole ollut mahdollista tehdä kyseisiä muutoksia fyysisesti. Tässä tapauksessa arvojen ei ole niin tärkeää olla täysin paikkansa pitäviä, koska tarkoitus on laskea puristussuhde eri iskunpituuksilla ja sylinterin halkaisijoilla.

Alla olevassa taulukossa 1 on laskettu, kuinka sylinterin halkaisija ja iskunpituus vaikuttavat puristussuhteeseen.

Taulukko 1. Laskuissa käytetyt arvot ja saatu puristussuhde.

Sylinterin halkaisija mm	Iskunpituus mm	Iskutilavuus cm ³	Puristussuhde
84	84	465,51	8,70
84	94	520,93	9,61
94	84	582,94	10,27
94	94	652,34	11,37
104	84	713,57	11,88
104	94	798,52	13,17

Tulokset saatiin laskettua etsimällä ensin sylinterikannen palotilan tilavuus, männän laen kolojen tilavuus ja kannentiivisteen paksuus puristuksessa. Sylinterikannen tilavuuden arvoksi löytyi 42 cm³, männän laen kolojen tilavuudeksi 8,92 cm³ ja kannentiivisteen paksuudeksi 0,17272 mm [7] Nämä arvot pysyvät vakioina laskuissa. Kannentiivisteen osuuden tilavuus täytyy laskea erikseen, ja se saadaan laskettua kaavalla säde x säde x pii x pituus. Kannentiivisteen osuuden tilavuutta laskiessa säteen mitta otetaan sylinterin halkaisijasta ja

pituuden tilalle otetaan kannentiivisteiden paksuus. Sylinterin tilavuus lasketaan tällä samalla kaavalla, pituuden tilalle otetaan vain iskunpituus. [7]

Esimerkiksi taulukossa ensimmäisenä olevassa mallissa lauseke on seuraava:

$$\text{Kannentiivisteiden osuuden tilavuus} = 4,2\text{cm} \times 4,2\text{cm} \times \pi \times 0,17272\text{cm} = 9,572\text{cm}^3$$

Tämän jälkeen lasketaan koko palotilan tilavuus yläkuolokohdassa. Siihen kuuluu männän laen kolojen tilavuus, kannentiivisteiden osuuden tilavuus ja sylinterikannen palotilan tilavuus.

$$\text{Koko palotilan tilavuus} = 8,92\text{cm}^3 + 42\text{cm}^3 + 9,572\text{cm}^3 = 60,492\text{cm}^3$$

$$\text{Sylinterin tilavuus} = 4,2\text{cm} \times 4,2\text{cm} \times \pi \times 84\text{cm} = 465,51\text{cm}^3$$

$$\text{Lopuksi puristussuhteen lauseke on} = (465,51\text{cm}^3 + 60,492\text{cm}^3) \div 60,492\text{cm}^3 = 8,70$$

Voidaan sanoa, että puristussuhde on näillä arvoilla 8.7:1. Taulukosta voidaan siis päätellä, että sylinterin halkaisijalla on suurempi merkitys puristussuhteen muutokseen kuin iskunpituuden lisäämisellä.

6 Puristussuhteen muuttamisen vaikutus moottoriin

Seuraavissa esimerkeissä käytetään BMW 325i -mallisesta ralliautosta saatuja tietoja. Tähän ajoneuvoon tehdään teoreettinen puristussuhteen muutos, jotta nähdään, kuinka muutos siihen vaikuttaa ja mitä hyötyjä ja haittoja muutoksesta on. Käytössä on Metropolia Ammattikorkeakoulussa käytetty pv-piirros, josta saadaan tarvittavia laskukaavoja. Vertailussa joudutaan jättämään pois laskut, joissa tarvitaan valmistajan ilmoittamaa tehoa ja vääntömomenttia, koska niitä ei ole näillä tiedoilla mahdollista laskea teoriassa puristussuhteen ollessa pienempi.

6.1 Pv-piirrosvertailut

Pv-piirros vertailussa on käytössä BMW 325i -ralliauton arvot. Normaalisti kyseisessä ajoneuvossa on 12.0:1-puristussuhde. Aluksi lasketaan ja luodaan pv-piirros 12.0:1-puristussuhteella, minkä jälkeen lasketaan arvot puristussuhteella 8.0:1. Sylinterin iskutilavuus ei muutu tällä kyseisellä puristussuhteen muutosmenetelmällä, koska kammereiden pituutta ei muuteta. Palotilan tilavuus muuttuu, kun puristussuhdetta alennetaan. Tällöin männän päälle jää enemmän tilaa, joka lasketaan palotilaksi. Palotilan tilavuus voidaan laskea, jos tiedetään puristussuhde ja yhden sylinterin iskutilavuus. Pv-piirrosta tehdessä tarvitaan paljon eri laskuja, joiden lyhenteet on selitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Kaavoissa käytetyt lyhenteet.

p_0	Ilmanpaine	T_5	Polytrooppisen paisunnan lämpötila
p_1	Polytrooppisen puristuksen paine	k	Polytrooppivakio
p_2	Isokoorisen palamisen paine	L	Puhtaan ilman massa
p_3	Isobaarisen palamisen paine	η_v	Volymetrinen hyötysuhde
p_4	Isotermisen palamisen paine	m_k	Työkierron alussa olevan kaasun massa
p_5	Polytrooppisen paisunnan paine	b_c	Polttoaineen kulutus yhtä työkiertoa kohti
T_0	Ulkoilman lämpötila	L_0	Stökiometrinen ilmamäärä
T_1	Polytrooppisen puristuksen lämpötila	V_1	Sylinterin kokonaistilavuus
T_2	Isokoorisen palamisen lämpötila	V_p	Palotilan tilavuus YKK
T_3	Isobaarisen palamisen lämpötila	V_i	Iskutilavuus
T_4	Isotermisen palamisen lämpötila	e	Puristussuhde

6.1.1 Puristussuhde 12.0:1

Ensin on laskettava, mikä on palotilan tilavuus puristussuhteella 12.0:1. Se saadaan laskettua kaavalla

$$V_p = \frac{V_i}{e - 1} = \frac{465,50 \text{ cm}^3}{12 - 1} = 42,32 \text{ cm}^3$$

Kaava 1. Palotilan tilavuuden laskentakaava.

Aluksi on myös laskettava puhtaan ilman massa, koska sitä tarvitaan myöhemmin. Ahtamattomassa moottorissa sylinteriin jää jäännöskaasuja palotilan verran ja puhdasta ilmaa tulee iskutilavuuden verran. Volymetrinen hyötysuhde nelitahti moottorissa on 0,7–0,9. Tässä laskussa käytetään arvoa 0,85. Puhtaan ilman määrä lasketaan kaavalla 2.

$$L = \eta_v \times V_i \times \rho_0 = 0,85 \times 465,50 \text{ cm}^3 \times 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,476 \text{ g}$$

Kaava 2. Puhtaan ilman määrän laskentakaava.

Kun tiedetään puhtaan ilman massa, saadaan laskettua polttoaineen kulutus yhtä työkiertoa kohti. Sen selvittämiseen tarvitaan vielä lambda-arvo. Kyseessä on moottoriurheilussa käytettävä auto, joten lambda-arvo on hieman normaalia matalampi, koska ilma-polttoaineseoksessa on normaalia enemmän polttoainetta. Tarkkaa lambda-arvoa ei ollut tiedossa, joten arvoksi valikoitui 0,87.

L_0 on stökiometrinen ilmamäärä, joka on 14,7 kg/kg (kiloa ilmaa yhtä polttoainekiloa kohden)

$$b_c = \frac{L}{\lambda \times L_0} = \frac{0,000476 \text{ kg}}{0,87 \times 14,7 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}} = 0,0372 \text{ g}$$

Kaava 3. Kaava, jolla lasketaan polttoaineen kulutus yhtä työkiertoa kohti.

Pv-piirrosta tehdessä täytyy selvittää paineet ja lämpötilat työkierron eri vaiheissa. Ensimmäisenä on polytrooppinen puristus (kuva 4), jota varten selvitetään p_1 . Ilma lämpenee 40–60 K ennen sylinteriin saapumista, minkä vuoksi T_1 :een lisätään 40 K ulkolämpötilaan verrattuna. Laskussa T_0 on käytetty 0-asteista ulkolämpötilaa.

$$p_1 = \eta_v \times p_0 \times \frac{T_1}{T_0} = 0,85 \times 101325Pa \times \frac{313,15K}{273,15K} = 98738,55Pa$$

$$\approx 0,99Bar$$

Kaava 4. Paine juuri enne puristuksen alkua.

Kun p_1 ja T_1 ovat selvillä, voidaan selvittää, mitkä ovat p_2 :n ja T_2 :n arvot. Näiden selvittämiseksi täytyy valita polytrooppivakio, joka on ottomoottorilla 1,30–1,35. Arvoksi otetaan 1,32.

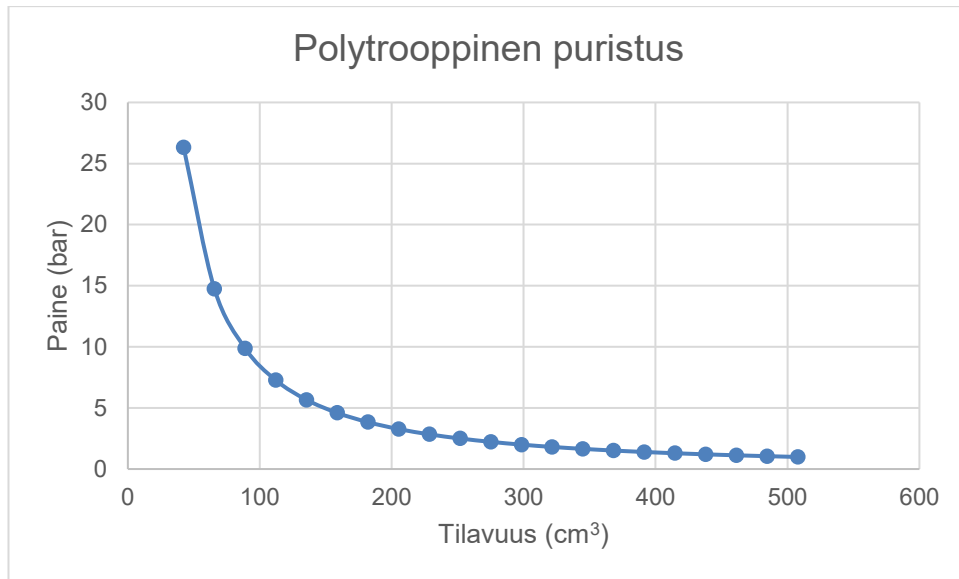
$$p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \times p_1 = \left(\frac{507,82cm^3}{42,32cm^3}\right)^{1,32} \times 98738,55Pa = 2624118,12Pa$$

$$\approx 26,2Bar$$

Kaava 5. Polytrooppisen puristuksen maksimipaine.

$$T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \times T_1 = \left(\frac{507,82cm^3}{42,32cm^3}\right)^{1,32-1} \times 313,15K = 693,56K$$

Kaava 6. Lämpötila polytrooppisessa puristuksessa.



Kuva 4. Polytrooppinen puristus. Paine nousee tilavuuden pienentyessä.

$$m_k = \frac{e}{e-1} \times L = \frac{12}{12-1} \times 0,476g = 0,519g$$

Kaava 7. Työkierron alussa oleva kaasun massa.

Nyt kun tiedetään kaasun massa työkierron alussa, täytyy siihen lisätä vielä suihkutetun polttoaineen massa b_c .

$$m_{k+p} = m_k + b_c = 0,519g + 0,0372g = 0,556g$$

Kaava 8. Kaasun massaan lisätty polttoaineen massa.

Isokoorinen palaminen tarkoittaa palamista vakiotilavuudessa eli voidaan todeta, että $V_3 = V_2$. Seuraavaksi täytyy selvittää arvot T_3 ja P_3 . P_3 voidaan laskea vasta, kun T_3 on selvitetty, ja tätä varten käytetään termodynamiikasta saatavaa vakiotilavuudessa tapahtuvalle prosessille seuraavaa lauseketta:

$$Q'_1 = m_{k+p} \times c_v \times (T_3 - T_2)$$

Kaava 9. Vakiotilavuudessa tapahtuvalle prosessille oleva sääntö.

Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia saadaan laskettua kaavalla

$$Q_1 = b_c \times H_u = 0,0000372 \text{ kg} \times 42,7 \text{ MJ/kg} = 0,001588 \text{ MJ} \approx 1,59 \text{ kJ}$$

Kaava 10. Prosessiin työkierron aikana tuodun lämpöenergian kaava, jossa H_u on polttoaineen alempi lämpöarvo.

Vakiotilavuudessa tuotu energiamäärä voidaan laskea, kun tiedetään työkierron aikana tuotu lämpöenergia. Ottomoottorissa vakiotilavuudessa tapahtuneessa palamisessa Q'_1 vapautuu energiaa 70 % ja jäähtytyshäviöiden osuus on 4–5 %. Näistä saadaan arvot V % ja J %.

$$Q'_1 = (V_{\%} - J_{\%}) \times Q_1 = (0,7 - 0,05) \times 1,59 \text{ kJ} = 1,034 \text{ kJ}$$

Kaava 11. Vakiotilavuudessa tuotu lämpöenergia.

$$T_3 \text{ saadaan ratkaistua nyt yhtälöllä } T_3 = \frac{\frac{Q'_1}{m_{k+p}} + (c_v)_0^{T_2} \times T_2}{(c_v)_0^{T_3}}$$

Ongelmana on, että yhtälössä on kaksi tuntematonta arvoa, T_3 ja sen ominaislämpökapasiteetti $(c_v)_0^{T_3}$. Yhtälö voidaan ratkaista iteroimalla, jolloin arvoon T_3 arvataan jokin lämpötila ja käytetään sen lämpötilan ominaislämpökapasiteettia. Jos vastaus poikkeaa enemmän kuin 10 K, täytyy arvaus tehdä uudelleen, jotta päästään enintään 10 K:n poikkeamaan. Ominaislämpökapasiteetti on lämpötilasta riippuvainen, eli jokaisella lämpötilalla on oma ominaislämpökapasiteetti.

Ensimmäiseksi T_3 :n lämpötilaksi arvaamme 2500 K, ja sen ominaislämpökapasiteetti on taulukon mukaan 0,8702 kJ/kg * K. T_2 :n lämpötila on 693,56 K, ja sitä lähinnä oleva lämpötila on 700 K, jonka ominaislämpökapasiteetti on 0,7355 kJ/kg * K. T_2 :n tarkka ominaislämpökapasiteetti on mahdollista selvittää interpoloinnin avulla.

$$(c_v)_{T_2}^0 = \frac{0,7355 - 0,7281}{100} \times 93,56 + 0,7281 = 0,7350 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Kaava 12. T_2 ominaislämpökapasiteetin tarkka arvo interpoloinnilla.

$$T_3 = \frac{\frac{1,034kJ}{0,000556kg} + 0,7350 \frac{kJ}{kg \times K} \times 693,56K}{0,8702 \frac{kJ}{kg \times K}} = 2722,91K$$

Kaava 13. T_3 ominaislämpökapasiteetin arvo, joksi on arvattu $0,8702 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

Vastaus on liian kaukana arvauksesta, joten arvo on laskettava uudelleen. Ensimmäinen täytyy selvittää ominaislämpökapasiteetti lämpötilalle $2722,91 \text{ K}$.

$$(c_v)_{T_3}^0 = \frac{0,8841 - 0,8796}{100} \times 22,91 + 0,8796 = 0,8806 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Kaava 14. Ominaislämpökapasiteetti lämpötilalle $2722,91 \text{ K}$.

$$T_3 = \frac{\frac{1,034kJ}{0,000556kg} + 0,7350 \frac{kJ}{kg \times K} \times 693,56K}{0,8806 \frac{kJ}{kg \times K}} = 2690,75K$$

Kaava 15. Laskussa lämpötilan $2722,91 \text{ K}$ ominaislämpökapasiteetti.

Vastaus jää vieläkin liian kauas edellisestä lämpötilasta, joten täytyy tehdä vielä kerran interpolointi T_3 :n ominaislämpökapasiteetille.

$$(c_v)_{T_3}^0 = \frac{0,8796 - 0,8750}{100} \times 90,75 + 0,8750 = 0,8791 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Kaava 16. Interpolointi, T_3 :n ominaislämpökapasiteetin laskemiseksi.

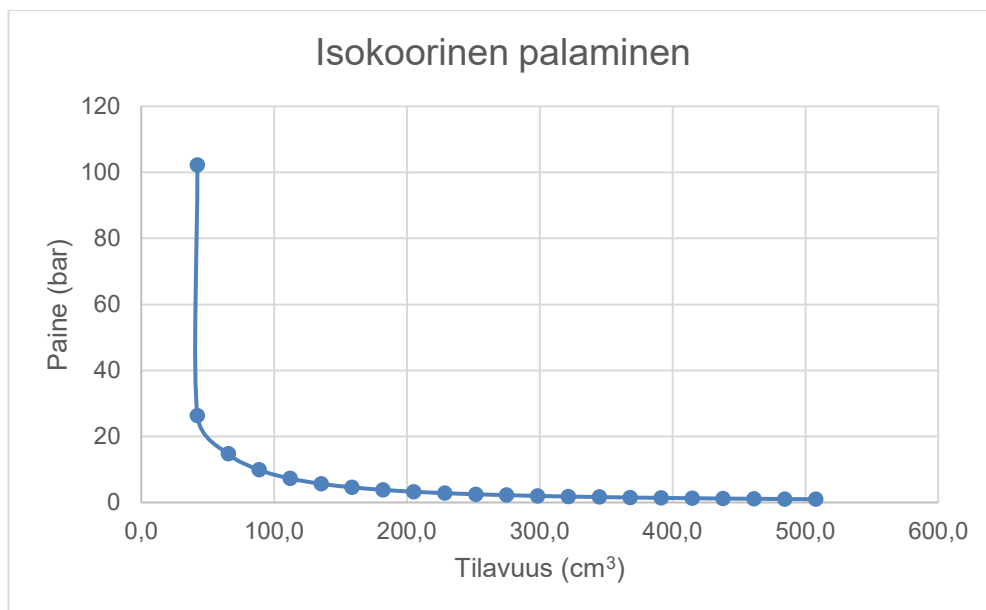
$$T_3 = \frac{\frac{1,034 \text{ kJ}}{0,000556 \text{ kg}} + 0,7350 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \times 693,56 \text{ K}}{0,8791 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}} = 2695,35 \text{ K} \approx 2695 \text{ K}$$

Kaava 17. Lopullinen lämpötila T_3 .

Nyt tarkkuus on 5 K, eli tulos on riittävän tarkka ja voidaan selvittää p_3 . Se voidaan laskea T_2 :n, T_3 :n ja p_2 :n avulla.

$$p_3 = \frac{T_3}{T_2} \times p_2 = \frac{2695 \text{ K}}{693,56 \text{ K}} \times 2624228,12 \text{ Pa} = 10197091 \text{ Pa} \approx 102,2 \text{ bar}$$

Kaava 18. Sylinterissä oleva maksimipaine p_3 .



Kuva 5. Isokoorinen palaminen. Paine nousee korkeaksi ilman tilavuuden muutosta.

Koska kyseessä on isokoorinen palaminen (kuva 5), tilavuus ei muutu palamisen aikana, ja siksi pystysuora viiva painevaihtelun välillä.

Isobaarinen palaminen (kuva 6) tarkoittaa vakioaineessa tapahtuvaa palamista. Jotta T_4 saadaan selvitettyä, täytyy laskea vakioaineessa tuotu energiamäärä Q_1'' .

$$Q_1'' = (V_{\%} - J_{\%}) \times Q_1 = (0,2 - 0,06) \times 1,59 \text{ kJ} = 0,223 \text{ kJ}$$

Kaava 19. Vakioaineessa tuotu energiamäärä.

$$T_4 = \frac{\frac{Q_1''}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} \times T_3}{(c_p)_0^{T_4}} = \frac{\frac{0,223 \text{ kJ}}{0,000556 \text{ kg}} + 1,167 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \times 2695,35 \text{ K}}{1,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}} \\ = 3007,33 \text{ K} \approx 3007 \text{ K}$$

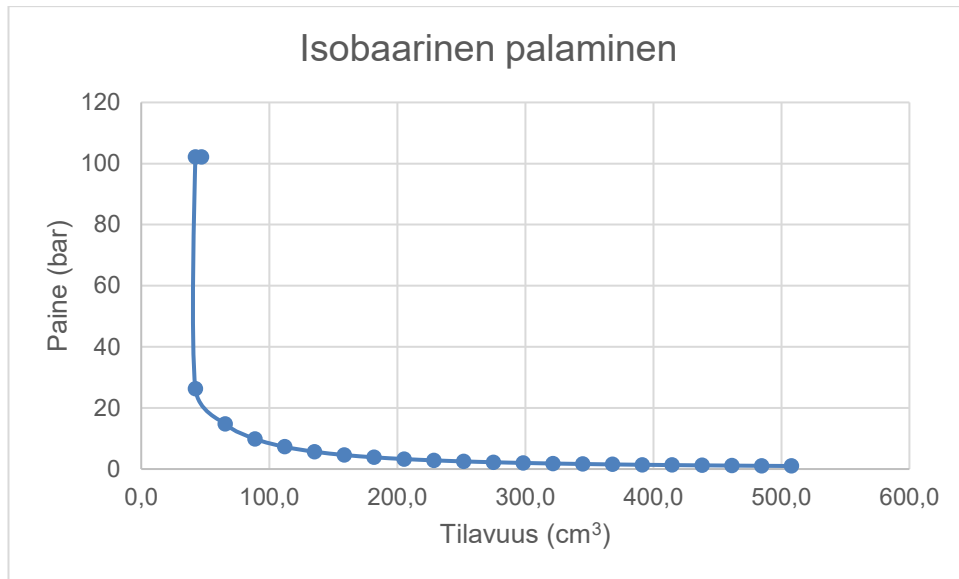
Kaava 20. Sylinterissä oleva maksimilämpötila.

$(c_p)_0^{T_3}$ on taulukoitu arvo, johon käytetään T_3 :n lämpötilaa. Kaavaan $(c_p)_0^{T_4}$ käytetään samaa periaatetta kuin aikaisemmin: arvataan T_4 :n joku lämpötila ja sen ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa. Lämpötilaksi arvattiin 3000 K ja vastaukseksi saatiin 3007 K. Vastaus on 10 K:n sisällä arvauksesta, joten se on tarpeeksi lähellä oikeaa.

Voidaan todeta $V_3 = V_2$, koska isokoarinen palaminen on vakioilavuudessa tapahtuva palaminen ja näin tilavuus ei muutu.

$$V_4 = \frac{T_4}{T_3} \times V_3 = \frac{3007 \text{ K}}{2695 \text{ K}} \times 42,32 \text{ cm}^3 = 47,22 \text{ cm}^3$$

Kaava 21. Isobaarisen palamisen tilavuuden muutos.



Kuva 6. Isobaarinen palaminen. Paine pysyy vakiona, vaikka tilavuus kasvaa.

Viimeisenä tulee polytrooppinen paisunta. Voidaan todeta $p_4 = p_3$, koska isobaarinen palaminen tapahtuu vakiopaineessa ja $V_5 = V_1$, koska mäntä palaa takaisin alakuolokohtaan.

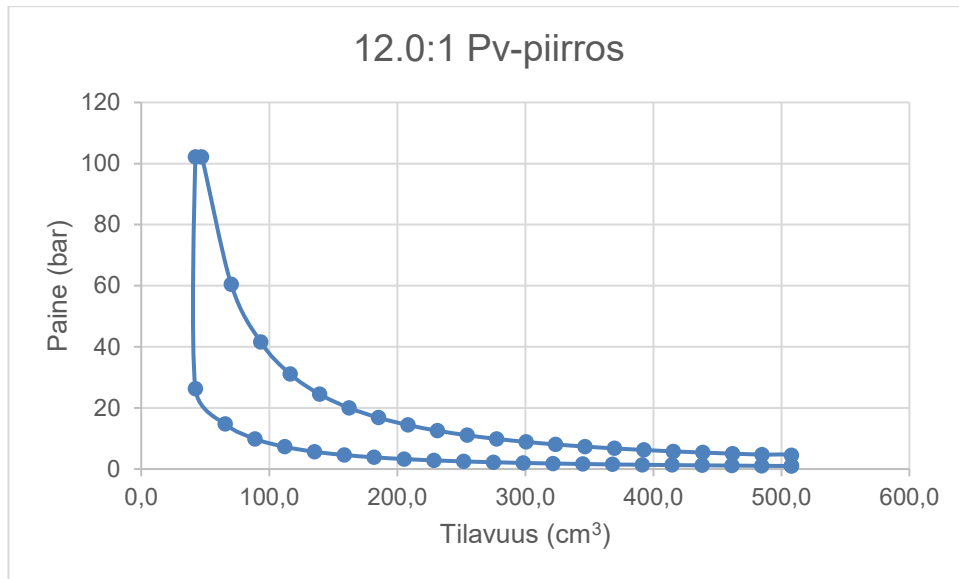
$$p_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k \times p_4 = \left(\frac{47,22\text{cm}^3}{507,82\text{cm}^3}\right)^{1,32} \times 102,2\text{bar} = 4,44\text{bar}$$

Kaava 22. Paine, kun mäntä palaa takaisin alakuolokohtaan.

$$T_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} \times T_4 = \left(\frac{47,22\text{cm}^3}{507,82\text{cm}^3}\right)^{1,32-1} \times 3007\text{K} = 1406,13\text{K} \approx 1406\text{K}$$

Kaava 23. Lämpötila männän ollessa alakuolokohdassa.

Nyt on tiedossa kaikki tarvittavat arvot, jotta saadaan luotua lopullinen pv-piirros puristussuhteella 12.0:1 (kuva 7).



Kuva 7. Lopullinen pv-piirros puristussuhteelle 12.0:1.

6.1.2 Puristussuhde 8.0:1

Tehdessä pv-piirrosta puristussuhteelle 8.0:1 käytetään samoja kaavoja kuin 12.0:1 puristussuhteelle.

$$V_p = \frac{V_i}{e - 1} = \frac{465,50 \text{ cm}^3}{8 - 1} = 66,5 \text{ cm}^3$$

Kaava 24. Palotilan tilavuus laskentakaava.

Puristussuhteen laskiessa kyseisessä tapauksessa, huomataan kuinka männän päälle jäävän palotilan tilavuus kasvaa 24,18 cm³.

$$p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \times p_1 = \left(\frac{532 \text{ cm}^3}{66,5 \text{ cm}^3} \right)^{1,32} \times 98738,55 \text{ Pa} = 1536616 \text{ Pa}$$

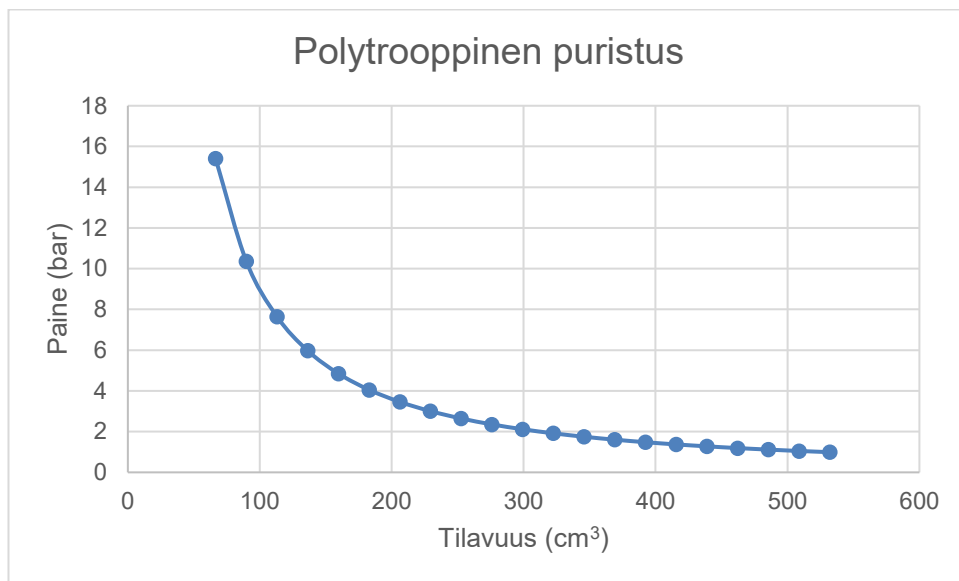
$$\approx 15,4 \text{ Bar}$$

Kaava 25. Polytrooppisen puristuksen maksimipaine.

Jo polytrooppisen puristuksen (kuva 8) aikana paine on 10,8bar pienempi ja lämpötila 84K viileämpi.

$$T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \times T_1 = \left(\frac{532\text{cm}^3}{66,5\text{cm}^3}\right)^{1,32-1} \times 313,15\text{K} = 609,17\text{K}$$

Kaava 26. Lämpötila polytrooppisessa puristuksessa.



Kuva 8. Polytrooppinen puristus. Paine nousee tilavuuden pienentyessä.

Arvot b_c ja L ovat samoja molemmilla puristussuhteilla eli niitä ei tarvitse laskea uudestaan.

$$m_k = \frac{e}{e-1} \times L = \frac{8}{8-1} \times 0,476\text{g} = 0,544\text{g}$$

Kaava 27. Työkierron alussa oleva kaasun massa.

$$m_{k+p} = m_k + b_c = 0,544\text{g} + 0,0372\text{g} = 0,581\text{g}$$

Kaava 28. Kaasun massaan lisätty polttoaineen massa.

Isokoorisen palamisen (kuva 9) vaihetta laskettaessa täytyy selvittää T_3 . Laskut etenevät samalla tavalla, kuin 12.0:1 puristussuhteella laskettaessa. T_3 lämpötilaksi arvattiin ensimmäisellä kerralla 2500 K.

$$T_3 = \frac{\frac{1,034 \text{ kJ}}{0,000581 \text{ kg}} + 0,7352 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \times 609,17 \text{ K}}{0,8702 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}} = 2559,8 \text{ K}$$

Kaava 29. T_3 ominaislämpökapasiteetin arvoksi arvattu $0,8702 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

$$(c_v)_{T_3}^0 = \frac{0,8750 - 0,8702}{100} \times 59,8 + 0,8702 = 0,8731 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

Kaava 30. Ominaislämpökapasiteetti lämpötilalle 2559,8 K.

T_3 lämpötilaksi arvattiin ensimmäisellä kerralla 2500 K. Vastaus jäi liian kauaksi, joten täytyy interpoloida T_3 ominaislämpökapasiteetti

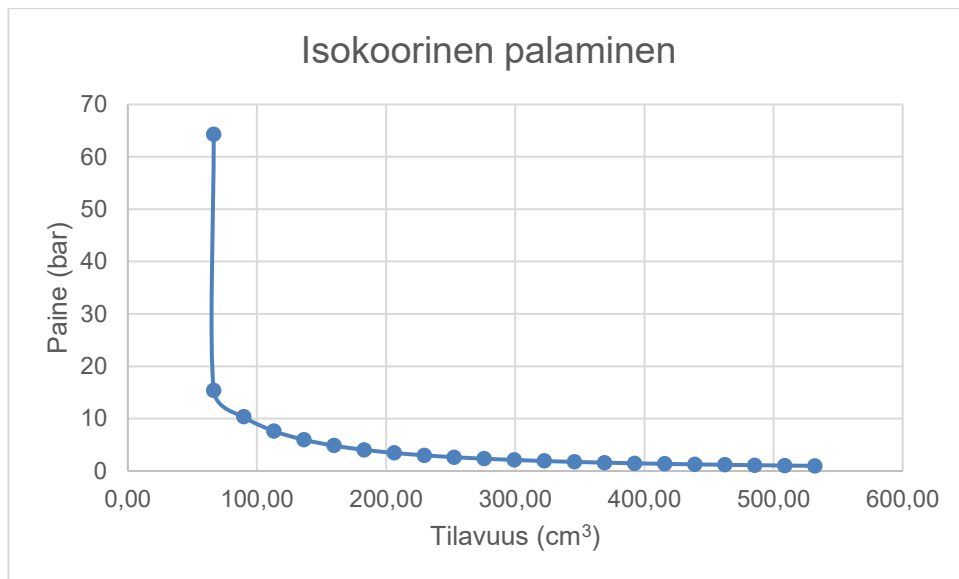
$$T_3 = \frac{\frac{1,034 \text{ kJ}}{0,000581 \text{ kg}} + 0,7352 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \times 609,17 \text{ K}}{0,8731 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}} = 2551,31 \text{ K} \approx 2551 \text{ K}$$

Kaava 31. Lopullinen lämpötila T_3 .

Vastaukset ovat nyt 10 K päässä toisistaan, joten tulos on riittävän tarkka.

$$p_3 = \frac{T_3}{T_2} \times p_2 = \frac{2551 \text{ K}}{609,17 \text{ K}} \times 1536616 \text{ Pa} = 6434833,32 \text{ Pa} \approx 64,3 \text{ bar}$$

Kaava 32. Sylinterissä oleva maksimi paine p_3 .



Kuva 9. Isokoorinen palaminen, paine nousee, vaikka tilavuus pysyy vakiona.

$$(c_p)_0^{T_3} = 0,8731 \frac{kJ}{kg \times K} + 0,287 = 1,1601 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Kaava 33. Ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa, käytetty T_3 arvon ominaislämpökapasiteettia vakiotilavuudessa.

$$T_4 = \frac{\frac{Q_1''}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} \times T_3}{(c_p)_0^{T_4}} = \frac{\frac{0,223 kJ}{0,000581 kg} + 1,160 \frac{kJ}{kg \times K} \times 2551 K}{1,1793 \frac{kJ}{kg \times K}} = 2834,72 K$$

Kaava 34. Lämpötila, jossa käytetty arvausta 3000 K ja sen ominaislämpökapasiteettia vakio paineessa.

Ensimmäinen arvaus lämpötilalle on 3000 K. Vastaus on liian kaukana, täytyy interpoloida T_4 lämpötilan ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa.

$$(c_p)_0^{T_4} = \frac{1,1753 - 1,1711}{100} \times 34,7 + 1,1711 = 1,1726 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Kaava 35. Lämpötilan 2834,72 K ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa.

$$T_4 = \frac{\frac{Q_1''}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} \times T_3}{(c_p)_0^{T_4}} = \frac{\frac{0,223kJ}{0,000581kg} + 1,160 \frac{kJ}{kg \times K} \times 2551K}{1,1726 \frac{kJ}{kg \times K}} = 2850,91K$$

Kaava 36. Lämpötila, jossa käytetty arvon 2834,72 K ominaislämpökapasiteettia vakiopaineessa.

Vastaukset ovat vieläkin liian kaukana toisistaan.

$$(c_p)_0^{T_4} = \frac{1,1753 - 1,1711}{100} \times 50,9 + 1,1711 = 1,1732 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Kaava 37. Lämpötilan 2850,91 K ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa.

$$T_4 = \frac{\frac{Q_1''}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} \times T_3}{(c_p)_0^{T_4}} = \frac{\frac{0,223kJ}{0,000581kg} + 1,160 \frac{kJ}{kg \times K} \times 2551K}{1,1732 \frac{kJ}{kg \times K}} = 2849,46$$

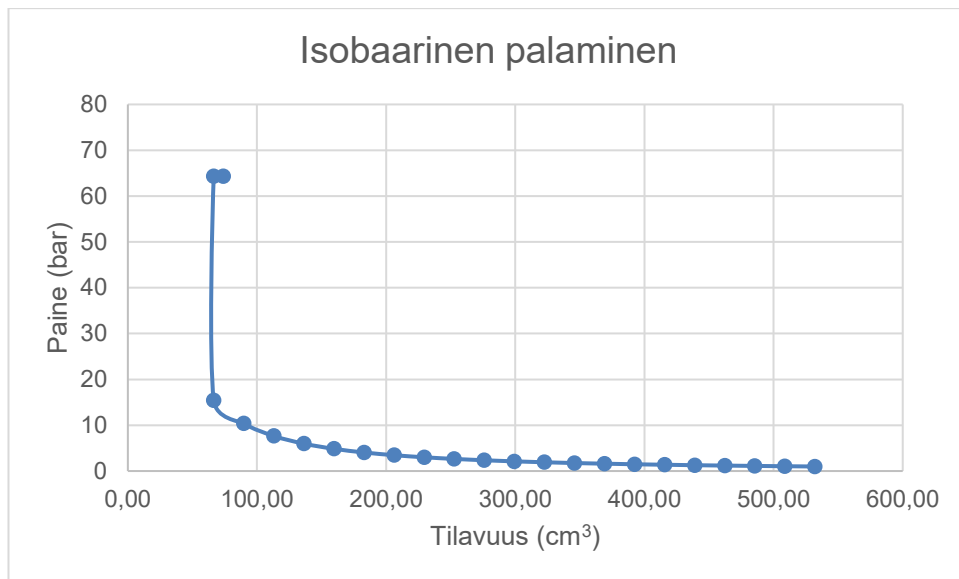
$$\approx 2849K$$

Kaava 38. Sylinterissä oleva maksimi lämpötila.

Vastaukset ovat nyt tarpeeksi lähellä toisiaan ja voidaan jatkaa tilavuuden muutokseen vakiopaineessa (kuva 10).

$$V_4 = \frac{T_4}{T_3} \times V_3 = \frac{2849K}{2551K} \times 66,5cm^3 = 74,27cm^3$$

Kaava 39. Isobaarisen palamisen tilavuuden muutos



Kuva 10. Isobaarinen palaminen, tilavuuden muutos ilman paineen muutosta.

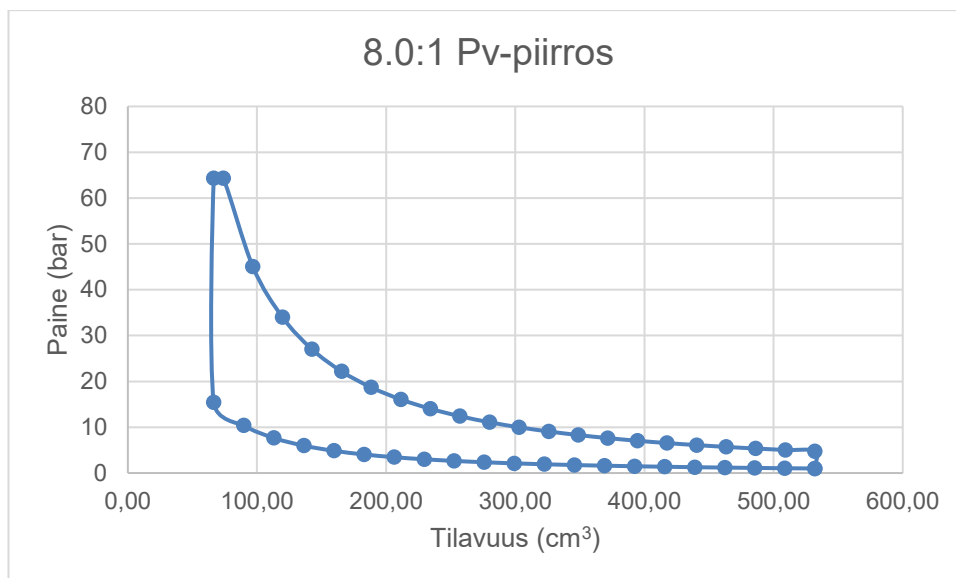
$$p_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k \times p_4 = \left(\frac{74,27\text{cm}^3}{532\text{cm}^3}\right)^{1,32} \times 64,3\text{bar} = 4,78\text{bar}$$

Kaava 40. Paine kun mäntä palaa takaisin alakuolokohtaan.

$$T_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} \times T_4 = \left(\frac{74,27\text{cm}^3}{532\text{cm}^3}\right)^{1,32-1} \times 2849\text{K} = 1517\text{K}$$

Kaava 41. Lämpötila männän ollessa alakuolokohdassa.

Nyt tiedossa on kaikki tarvittavat arvot, jotta saadaan luotua pv-piirros puristus-
suhteella 8.0:1 (kuva 11) ja voidaan verrata sitä puristussuhteella 12.0:1 ole-
vaan pv-piirrokseen (kuva 7).



Kuva 11. Lopullinen pv-piirros puristussuhteelle 8.0:1.

6.2 Yhteenveto laskuista

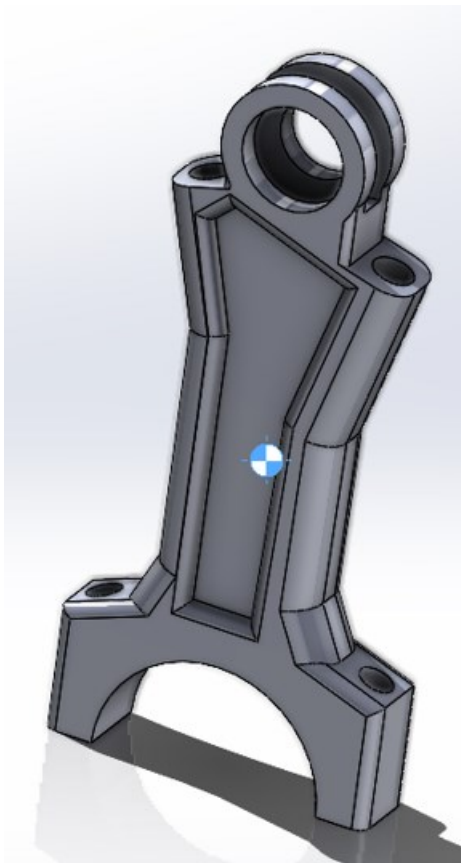
Pv-piirroksen ja sen laskujen avulla voidaan todeta, että puristussuhteen muutoksella on isoja vaikutuksia moottorin paineisiin ja lämpötiloihin. Suuremmalla 12.0:1-puristussuhteella moottorissa on noin 37,9 bar:n maksimipaine-ero suhteessa pienempään puristussuhteeseen 8.0:1. Suuremmalla puristussuhteella maksimilämpötila on myös 172 K korkeampi. Näillä arvoilla on iso merkitys moottorin toiminnan ja kestävyuden kannalta. Mitä suurempia paineita ja lämpötiloja moottorissa on, sitä enemmän se rasittuu. Loppupaine jää pienemmällä puristussuhteella kuitenkin 0,34 bar suuremmaksi ja lämpötila 111 K korkeammaksi.

Kuvia 11 ja 7 vertaillen nähdään, että pienemmällä puristussuhteella maksimi- ja minimipaineiden ero ovat pienempiä ja pv-piirroksen graafi ei ole yhtä jyrkkä kuin suuremmalla puristussuhteella.

7 3D-mallin kokoonpano

7.1 Runko

Ensimmäisenä lähdettiin suunnittelemaan kiertokangen runkoa. Tarkoituksena oli saada lähes normaalin näköinen kiertokanki, mutta lisätä siihen öljynkiertokanavat ja sylinterit, joiden avulla puristussuhteen muutos on mahdollista toteuttaa. Vaikeuksia rungon suunnittelussa tuotti sisällä kulkevat öljykanavat. Kanavien linjat oli vaikea saada kohtaamaan. Koska kiertokanki on liikkuva ja pyörivä osa moottorissa, on sen painopisteen hyvä olla matalalla ja lähellä sitä liikuttavaa osaa. Kuvasta 12 myös nähdään, että rungon painopiste on keskilinjjan alapuolella. Kiertokangen yläpään reiät ovat erikokoiset, jotta sinne saadaan yläpään laakeri ja ”keinuvipu”, joilla muutetaan männän korkeutta.

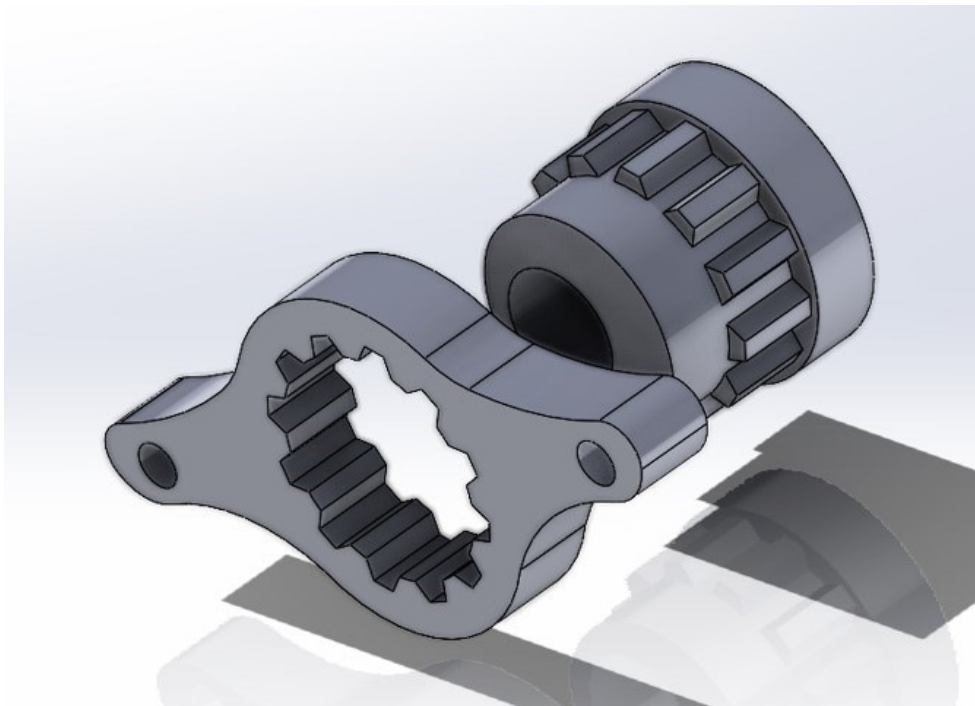


Kuva 12. Kiertokangen runko ja sen painopiste.

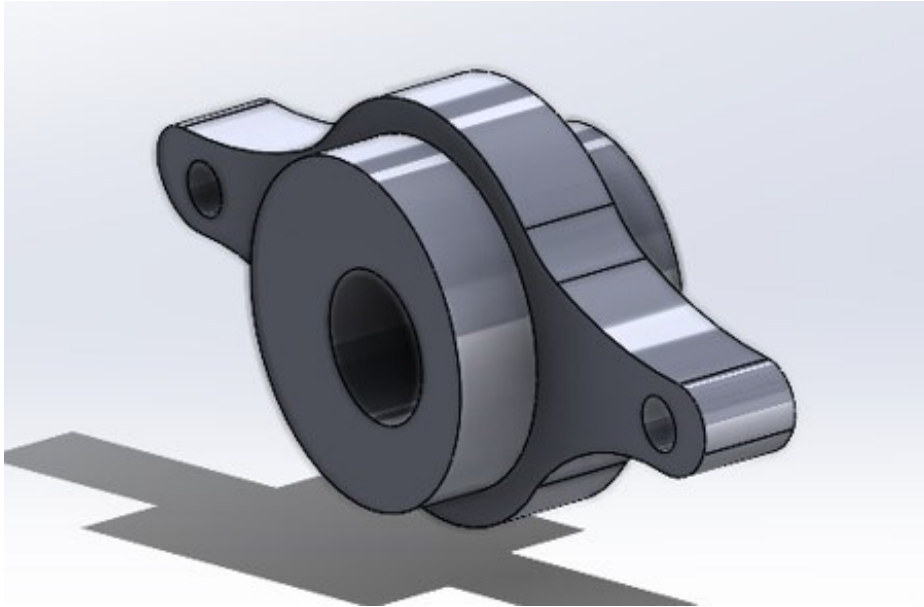
7.2 Small end

Seuraavaksi suunniteltiin holkin ja keinuvivun (kuvat 13 ja 14), jotka tulevat kier- tokangen yläpäähän. Näitä liikuttamalla männän korkeus muuttuu. Holkissa on keskireikä, josta männäntappi tulee läpi, hieman sivusuuntaisesti, jolloin siitä tulee epäkesko. Holkissa on rattaan tyylinen keskiosa, johon keinuvipu asettuu. Keinuvivussa on päissä reiät, joihin tulee kiinni sitä liikuttavat tangot.

Tällä kokoonpanolla männän korkeus muuttuu 1,12 mm. Liikettä olisi mahdol- lista lisätä niin, että keskireikä olisi hieman pienempi, jolloin sen saisi lähemmäs ulkoreunaa. Näin liike kasvaisi, koska keskipiste olisi lähempänä ulkoreunaa, jossa liike on isompi. Voidaan todeta, että korkeuden muutos on jää 4,88 mm:n päähän Nissanin VC-T-moottorin säätövarasta.



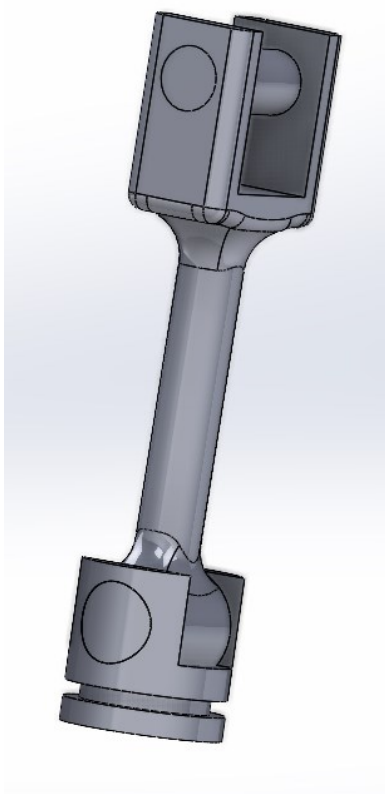
Kuva 13. Keinuvipu (vasemmalla) ja holkki, joita liikuttamalla muutetaan puris- tussuhdetta.



Kuva 14. Keinuvipu ja holkki kokoonpantuna.

7.3 Tangot ja mäntä

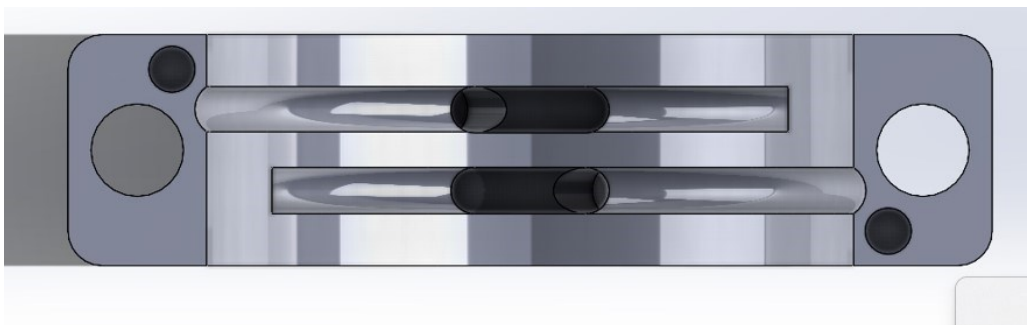
Keinuvipua liikuttava tanko on 35 mm pitkä, ja samaa tankoa ja mäntää voidaan käyttää kummallakin puolella kiertokankea (kuva 15). Kiertokangen sisällä liikkuville männille öljyvoitelu tulee yläkautta, koska se on avonainen. Sylintereissä oleva öljy voitelee myös mäntiä. Männässä on tiivistys, jotta öljynpaine pysyy sylintereissä. Tanko kiinnittyy keinuvipuun tapilla.



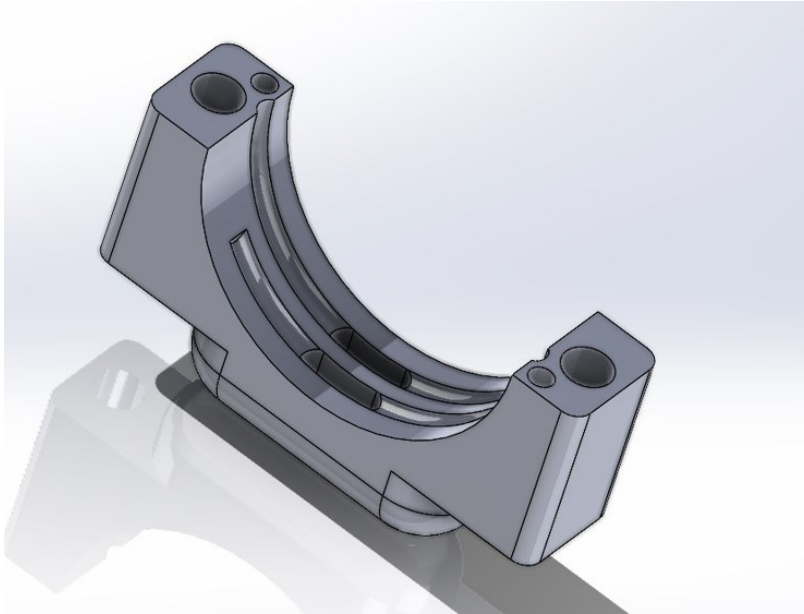
Kuva 15. Tanko ja mäntä, jotka liikuttavat keinuvipua.

7.4 Big end

Kiertokangen alapää on niin sanottu "open end", jolloin alaosa kiinnittyy pulteilla kiertokankeen. Normaalisti se on vain vastakappale kiertokangelle, jolloin sinne väliin tulee kiertokangenlaakeri ja kampiakseli. Tässä alaosassa on ura, johon öljy tulee kampiakselilta ja menee sitä kautta öljykanaviin (kuvat 16 ja 17).

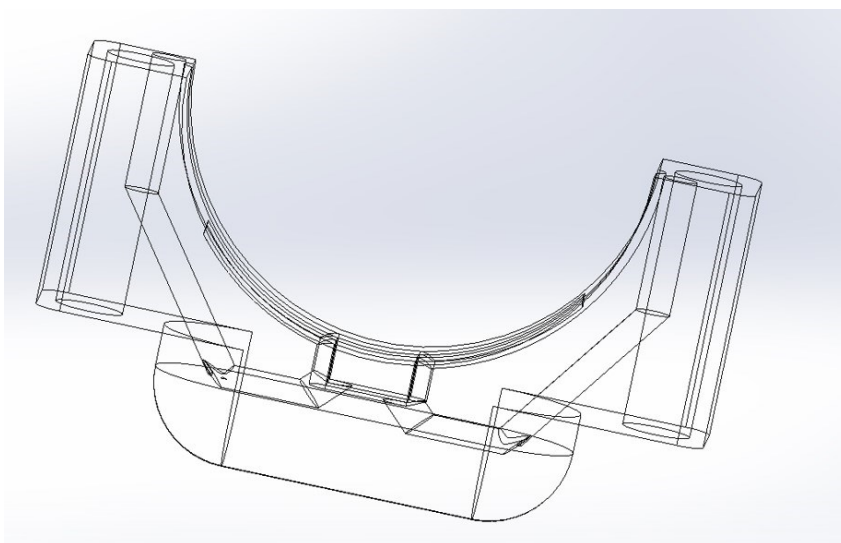


Kuva 16. Big endin alaosa ylhäältäpäin; reunoilla pienemmät reiät, jotka ovat öljykanavat.

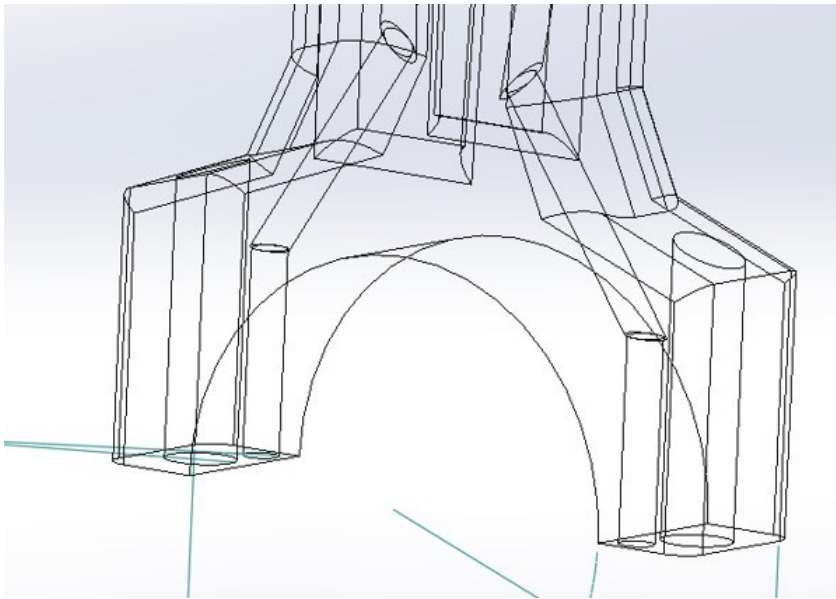


Kuva 17. Big endin alaosa, jossa on öljyurat ja niistä lähtevät öljykanavat.

Muuttamalla öljynpainetta näissä sylintereissä saadaan liikutettua niissä olevia mäntiä ja sitä kautta muutettua puristussuhdetta. Sylintereissä täytyy olla paineeroa, jotta niissä olevat männät voivat liikuttaa yläpään laakeria. Kuvassa 18 ja 19 nähdään, kuinka öljykanavat lähtevät urista ja menevät reunoja pitkin ylöspäin kiertokangen rungon sisällä oleviin sylintereihin. Toinen kanava johtaa kiertokangen sisällä vasemmanpuoleiseen sylinteriin ja toinen oikeanpuoleiseen.



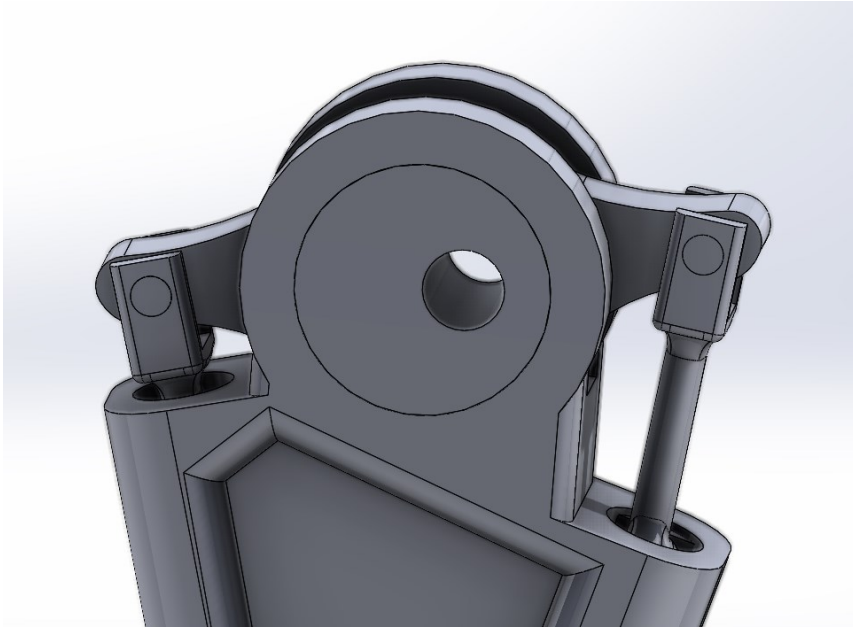
Kuva 18. Öljykanavat, jotka kulkevat alaosan ja rungon sisällä.



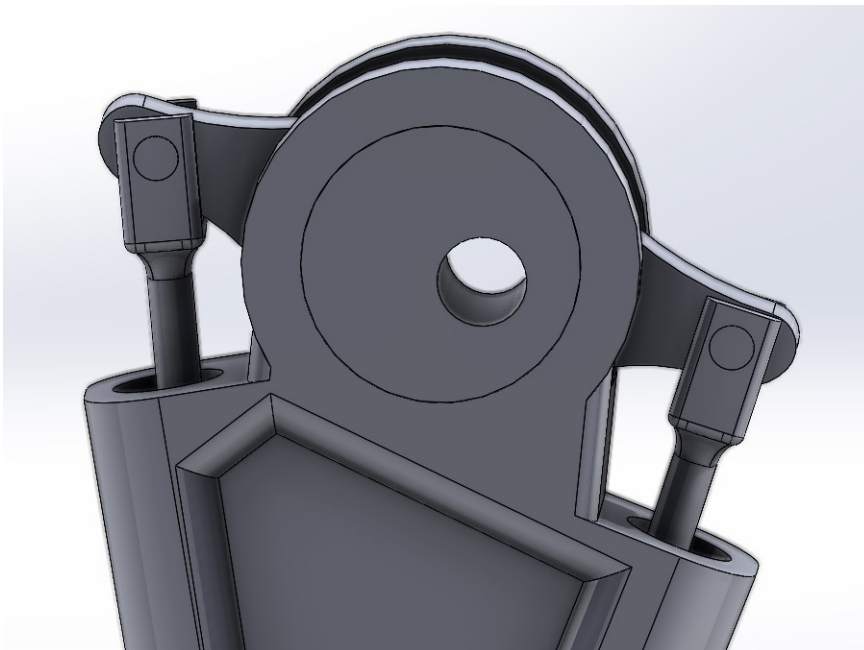
Kuva 19. Kiertokangen sisällä olevat öljykanavat.

7.5 Kokonaisuus

Kuvista 20 ja 21 nähdään, kuinka epäkesko yläpään laakerin keskireikä muuttaa korkeutta, kun sitä kierretään. Keinuvipu ja tangot on mitoitettu niin, että ne mahtuvat hyvin liikkumaan ja muuttamaan korkeutta 1,12 mm.

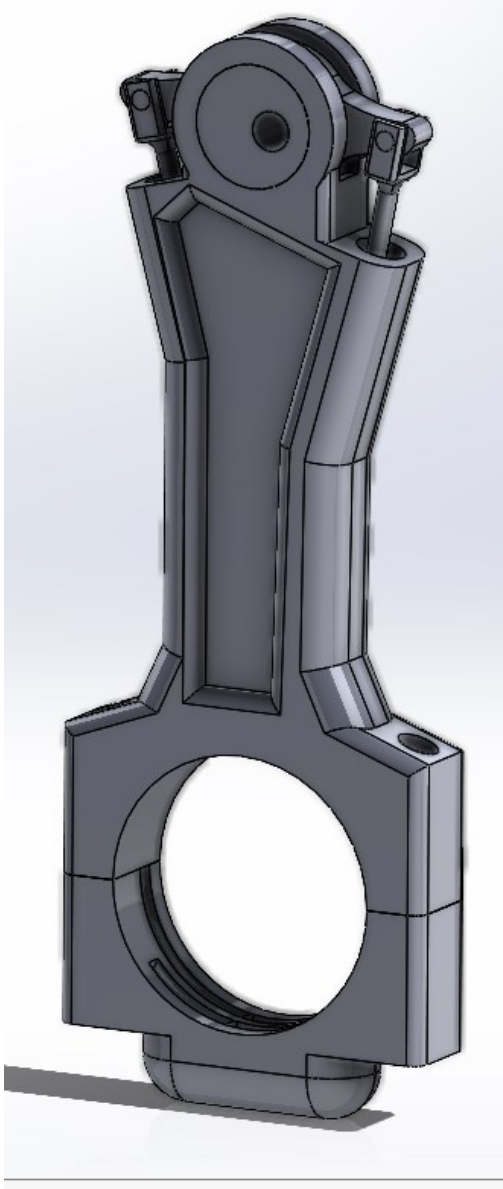


Kuva 20. Kiertokangen yläpää koottuna ja holkin reikä yläasennossa eli puristussuhde korkeimmillaan.



Kuva 21. Kiertokangen holkki kierrettynä ala-asentoon ja puristussuhdetta las-kettu.

Tällä kokoonpanolla (kuva 22) on vaikea muuttaa korkeutta tämän enempää. Ei voida sanoa, kuinka paljon puristussuhde muuttuu tällä liikkeellä, koska siihen vaikuttaa sekä puristustilavuus että iskutilavuus.



Kuva 22. Kiertokanki koottuna kokonaan.

8 Yhteenveto

Tämän insinööriyön tarkoituksena oli suunnitella 3D-mallintamalla komponentti, jonka avulla voidaan toteuttaa puristussuhteen muutos, ja tarkastellaan teoreettisesti, kuinka puristussuhteen muuttaminen vaikuttaa moottoriin.

Muuttuva puristussuhde ei ole uusi keksintö, vaan erilaisia prototyyppejä on suunniteltu jo vuosikymmeniä. Toistaiseksi on silti vain toteutettu yksi sarjatuotantomoottori, jossa muuttuvaa puristussuhdetta on käytetty. Puristussuhteen muutoksella halutaan väistää kompromissi ja saada moottorista mahdollisimman tehokas, ekologinen ja kestävä.

Mallintaessa kiertokankea eteen tuli ongelmia, kuten kuinka öljyn saa ohjattua kiertokangen sisällä oleviin sylintereihin ilman, että kiertokangesta tulee liian ohut ja sylinterit mahtuvat olemaan siellä. Ongelmaksi muodostui, kuinka toteuttaa yläpään laakeri ja sen kokoonpano. Öljynohjaukseen yksinkertaisimmaksi ratkaisuksi osoittautuivat urat, joita pitkin öljy virtaa kiertokangen sisälle. Näin ei tarvita ylimääräisiä venttiileitä, joilla ohjata öljyä, ja säästytään ylimääräisiltä osilta, jotka voivat rikkoutua. Yläpään laakerin kokoonpanon ongelmana oli, kuinka se voidaan koota niin, että keinuviipu saadaan väliin. Ratkaisuna oli tehdä holkin toisesta päästä pienempi, jotta se menee keinuviivusta läpi ja holkin keskiosasta ns. ratas, joka tukeutuu keinuviipuun.

Tavoitteena oli, että kiertokankea voitaisiin käyttää oikeassa moottorissa prototyypitasolla. Tämä jäi toteuttamatta, koska kiertokankea ei valmistettu fyysisesti eikä sitä päästy kokeilemaan oikeassa moottorissa. Aikaa oli muutenkin rajallisesti, ja tuollaisen kiertokangen vaihtaminen moottoriin vaatisi paljon aikaa sen toteuttamiseen. Joillain simulointiohjelmilla voisi olla mahdollista tehdä kokeiluja, toimisiko nyt mallinnettu kiertokanki oikeassa moottorissa.

Pv-piirrosta tehdessä huomattiin selkeitä eroja paineissa ja lämpötiloissa. Valittavasti laskuista joutui jättämään pois tehon muutoksen ja polttoaineen ominaiskulutuksen. Olisi ollut mielenkiintoista saada tietää, kuinka paljon

ominaiskulutus laskisi ja minkälainen teho- ja vääntömomentti käyrä olisi tullut alemmalla puristussuhteella.

Lähteet

- 1 Variable compression ratio (VCR) Technology. Verkkoaineisto. WIN GD. <[https://www.wingd.com/en/technology-innovation/engine-technology/engine-performance/variable-compression-ratio-\(vcr\)-technology/](https://www.wingd.com/en/technology-innovation/engine-technology/engine-performance/variable-compression-ratio-(vcr)-technology/)>. Luettu 3.3.2023.
- 2 Infiniti Introduces the First Production Engine With Variable Compression. 2016. Verkkoaineisto. Road Track. <<https://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/news/a30392/infiniti-vc-t-variable-compression-turbo/>>. Luettu 3.3.2023.
- 3 Science behind Infiniti's variable compression-ratio engine. 2017. Verkkoaineisto. Car and Driver. <<https://www.caranddriver.com/features/g15084183/under-pressure-the-science-behind-infinitis-variable-compression-ratio-engine/?slide=7>>. Luettu 10.4.2023.
- 4 VC-Turbo Engine. Verkkoaineisto. Nissan Motor Corporational. <https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/VC_TURBO_ENGINE/>. Luettu 10.4.2023.
- 5 General Motor's New Variable Compression Engine Patent Explained. 2019. Verkkoaineisto. Engine Labs. <<https://www.engine-labs.com/news/general-motors-new-variable-compression-engine-patent-explained/>>. Luettu 12.4.2023.
- 6 Saab Variable Compression (SVC) engine. 2016. Verkkoaineisto. Saab World. <<https://saabworld.net/wp/saab-variable-compression-svc-engine/>>. Luettu 12.4.2023.
- 7 Calculated compression ratio for 325i head on eta block 8.4:1. 2007. Verkkoaineisto. Bimmerforum. <<https://www.bimmerforums.com/forum/showthread.php?871702-Calculated-compression-ratio-for-325i-head-on-eta-block-8-4-1>>. Luettu 23.8.2023