

Ossi Lintula

POLTTOMOOTTORISSA
VAIKUTTAVIEN VOIMIEN
TASAPAINOTUS
Menetelmät ja käyttö

Opinnäytetyö
Auto- ja kuljetustekniikka


Toukokuu 2011




MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU

Mikkeli University of Applied Sciences

KUVAILULEHTI

 <p>MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences</p>		Opinnäytetyön päivämäärä 3.5.2011	
Tekijä(t) Ossi Lintula		Koulutusohjelma ja suuntautuminen Auto- ja kuljetustekniikka	
Nimeke Polttomoottorissa vaikuttavien voimien tasapainotus			
Tiivistelmä <p>Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli tutkia polttomoottorien sisällä vaikuttavia voimia, jotka syntyvät palotapahtumasta, pyörivistä ja edestakaisin liikkuvista massoista sekä niiden tasapainotukseen käytettyistä tasapainotusmenetelmistä. Lisäksi työssäni tutkin tasapainotusmenetelmien käyttökoneistoja ja käyttötapoja sekä polttomoottoreiden perusrakenteiden, kuten sylinterimäärien, sylinterisijoituksien ja sytytysjärjestyksien vaikutusta polttomoottorin tasapainotuskokonaisuuteen. Työ tehtiin laiva- ja voimakonevalmistaja Wärtsilä Oyj:n toimeksiannosta heidän tarpeeseensa selvittää erikokoisissa polttomoottoreissa käytettyjä tasapainotusmenetelmiä.</p> <p>Työn tekemisen aloitin tutkimalla ensiksi kirjallisuutta sekä erilaisia nettilähteitä. Lähteistä keräsin ylös tietoja erilaisista polttomoottorin tasapainotusjärjestelmistä, jonka jälkeen kävin vierailulla Wärtsilän moottoritehtaalla Vaasassa. Siellä toimeksiantajan edustajan kanssa kävimme läpi opinnäytetyöhöni löytämäni materiaalin ja sovimme työnrajuuksista sekä aihealueet, joihin keskittyisin muita aiheeseen liittyviä asioita enemmän. Vierailun jälkeen aloitin työn kirjoittamisen sekä jatkoin lisämateriaalin etsimistä aihealueittain työn edetessä. Työn kirjoitus eteni hyvin ja oma kiinnostukseni työni aiheeseen lisääntyi työn etenemisen myötä entisestään.</p> <p>Pohdintana työstä voidaan todeta, että jokaisen polttomoottorin tasapainotuksen toteutus on suunniteltava aina tapauskohtaisesti sen mukaan, mikä tulee olemaan moottorin käyttötarkoitus ja olosuhteet, sen käyttöelinkaaren aikana. Työn tuloksista yllättävimpänä oli se, että muilla yrityksillä, kuin Wärtsilällä, jotka valmistavat suurikokoisia moottoreita, ei löytynyt erillisiä tasapainotusjärjestelmiä. Muiden moottoreissa tasapainotus oli hoidettu moottorin perusrakenteen sijoittelulla ja kampiakselin massapainoilla.</p>			
Asiasanat (avainsanat) tasapainotus, kaasuvoimat, massavoimat, massapainot, tasapainotusakseli, keinuvarsi, sytytysjärjestys			
Sivumäärä 50+3	Kieli Suomi	URN	
Huomautus (huomautukset liitteistä)			
Ohjaavan opettajan nimi Juhani Martikainen		Opinnäytetyön toimeksiantaja Wärtsilä Oyj	

DESCRIPTION

 <p>MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences</p>		Date of the bachelor's thesis 3.5.2011	
Author(s) Ossi Lintula		Degree programme and option Automotive and transportation technology	
Name of the bachelor's thesis Balancing of the forces in the internal combustion engine			
Abstract <p>The purpose of this study was to examine the internal forces within combustion engines arising from the fire incident, rotating and reciprocating forces of masses and the balancing methods used with them. In addition, I investigated the role and usage of balancing mechanisms and methods and the basic structures of internal combustion engines, such as cylinder amounts, cylinder placement and ignition sequence affecting an internal combustion engine balancing package. The work was done for marine and power engine manufacturer Wärtsilä Plc in behalf of their need to find out balancing methods in different sizes of internal combustion engines.</p> <p>In the Forces section I dealt with where the internal combustion engine forces are generated, how they affect in the whole engine, and how the sizes of the forces are defined. In addition, in the forces section I disaussed with how the forces of the effects can be compensated with the basic structure of the engine design, such as the emplacement of the cylinders, crankshaft design and order of the ignition.</p> <p>In the Methods section I went through the balancing solutions that engine manufacturers have used in their motors for balancing the mass forces present. In addition, I went through the implementations used for balancing the use of machinery solutions, differences in the execution, and I compared the pros and cons in them.</p> <p>The thesis shows that the balancing in a combustion engine must be designed case by case depending on what will be the purpose and operating conditions of the engine during it's life cycle.</p>			
Subject headings, (keywords) balancing, gas forces, mass forces, the mass of weights, balancing shaft, swing arm, ignition sequence			
Pages 50+3	Language Finnish	URN	
Remarks, notes on appendices			
Tutor Juhani Martikainen		Bachelor's thesis assigned by Wärtsilä Plc	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	1
2	POLTTOMOOTTORIN TASAPAINOON VAIKUTTAVAT VOIMAT	2
2.1	Kaasuvoima	2
2.2	Massavoimat	4
2.2.1	Pyörivät massavoimat ja keskipakovoimat	5
2.2.2	Edestakaiset massavoimat	7
2.3	Vääntömomentti ja tasaisuus	9
2.3.1	Sytytysjärjestyksen vaikutus vääntömomenttiin	10
2.3.2	Sylinterimäärän vaikutus vääntömomenttiin	12
2.3.3	Vääntömomentin tasoittaminen massalla	13
2.4	Voimien ja momenttien moottorille aiheuttamat värähtelyrasitukset	14
3	POLTTOMOOTTORIN TASAPAINOITUSMENETELMÄT	17
3.1	Kampiakselin tasapainotus	17
3.1.1	Moottorin tasapainottaminen kammenpolven massapainoilla	19
3.1.2	Moottorin tasapainotus vauhtipyörän tai hihnapyörän lisäpainolla	24
3.2	Sylinteririvien määrän vaikutus tasapainotukseen	27
3.2.1	V-moottori ja VR-moottori	27
3.2.2	W- ja WR-moottorit	29
3.3	Keinuvarsitasapainotus	31
3.4	Tasapainoakselit	34
3.4.1	Tasapainoakseleiden pyörintä ja määrä	35
3.4.2	Tasapainoakseleiden sijoitus moottorissa	37
3.4.3	Tasapainoakseleiden käyttökoneisto	41
3.4.4	Tasapainoakseleiden laakerointi	44
4	POHDINTA	49
	LÄHTEET	50

LIITE/LIITTEET

1 V-moottorin massavoimat

2 4- ja 2-tahtisen rivimoottorin kampiakseleita ja voimia

1 JOHDANTO

Polttomoottorin käydessä sen sisällä liikkuvat osat ja palotapahtuma synnyttävät voimia, jotka vaikuttavat moottorin rakenteisiin ja välittyvät myös sen ulkopuolelle. Ulkopuolelle välittyvien hyötyvoimien lisäksi moottorin ulkopuolelle välittyy erilaisia värinöitä, jotka ovat seurausta moottorin sisällä valitsevienvoimien epätasapainotiloista. Näiden epätasapainotilojen tasapainottamiseksi ovat polttomoottorivalmistajat ympäri maailman kehittäneet erilaisia rakenneratkaisuja ja tasapainotusmenetelmiä.

Teen opinnäytetyöni näistä moottorien rakenteista, tasapainotusmenetelmistä ja niiden käyttökoneistojen toimintaperiaatteista, koska halusin opinnäytetyöaiheeni liittyvän moottorisuunnitteluun. Tämä moottorisuunnitteluun liittyvän opinnäytetyöaiheen ja toimeksiantannon sain laiva- ja voimakonevalmistaja Wärtsilä Oyj:ltä, Wärtsilälle Vaasaan tehdyn ekskursion yhteydessä. Aiheeni taustalla oli Wärtsilä Oyj:n tarve teettää selvitys ajoneuvoissa ja muissa polttomoottoreissa käytetyistä tasapainotusmenetelmistä ja niiden käyttökoneistojen toiminta ratkaisusta.

Työssäni käsittelen ensin polttomoottorin käydessä syntyviä kaasu- ja massavoimia, niiden syntyä, jakaantumista, suuruutta, vaikutuksia ja luonnollista tasoittumista. Tämän jälkeen käsittelen sitä, kuinka massavoimat jakaantuvat edestakaisiin ja pyöriviin massavoimiin, sekä näiden ominaisuuksia, kuten edestakaisista massavoimista syntyviä kerrannaisvoimia. Syntyvien voimien käsittelyn jälkeen tutkin, miten moottorin tasapainotukseen voidaan vaikuttaa moottorisuunnittelussa valituilla sytytys- ja sylinterijärjestyksillä sekä sillä, kuinka moottorin kiinnityspisteisiin välittyviä värähtelyjä voidaan vähentää. Moottorin perusrakenteiden käsittelyn jälkeen tutkin eri polttomoottoreissa käytettyjä tasapainotusmenetelmiä sekä koneistojen rakenteita. Lisäksi vertailen näiden käyttökoneistojen eroja ja toimintatapoja.

Opinnäytetyöni toimeksiantajan Wärtsilä Oyj:n toivomuksesta keskityn tasapainotusmenetelmien tutkintavaiheessa eniten tasapainotusakseleihin, koska Wärtsilä Oyj:n edustajat kokivat tämän osion käsittelyn heidän kannaltaan tärkeimmäksi alueeksi opinnäytetyötäni. Tästä syystä tasapainoakseleiden käytön yhteydessä tutkin erikseen niiden pyörintään, määrää, sijoitusta, laakerointia ja käyttökoneistoja eri moottorisovelluksissa. Lisäksi vertailen tasapainotusakseleiden käyttökoneistojen ja laakeriratkaisujen eroista syntyviä hyviä ja huonoja puolia.

2 POLTTOMOOTTORIN TASAPAINOON VAIKUTTAVAT VOIMAT

Polttomoottorin tasapainoisuuteen vaikuttavia voima tekijöitä on paljon, koska moottoreissa on paljon erikokoisia, -painoisia ja eri suuntiin vaikuttavia pyöriviä sekä edestakaisin liikkuvia kappaleita. Näiden lisäksi vielä tasapainoisuuteen vaikuttaa liikkuvien kappaleiden keskinäinen sijoittelu toisiinsa nähden sekä moottorin sylintereissä tapahtuvien palotapahtumien aiheuttamat voimat.

Polttomoottorin sisäiset voimat jakautuvat kahteen osioon, massa- ja kaasuvoimiin. Massavoimat syntyvät polttomoottorin pyöriessä liikkuvien kappaleiden massoista. Nämä massavoimat jaetaan myös kahteen pääryhmään liikkumistavan mukaisesti eli pyöriviin ja edestakaisiin massavoimiin. Massavoimien laskemiseksi tarvitsee tuntea palotapahtuman kappaleelle aiheuttama kiihtyvyys, koska yhtenä siihen vaikuttavana tekijänä on palotapahtumassa syntyvä, mäntää alaspäin painava voima eli kaasuvoima. Mäntä ja kiertokanki välittävät voiman kampiakselille, jossa suoraviivainen voima muuttuu pyöriväksi vääntömomentiksi. /10, s. 173./

2.1 Kaasuvoima

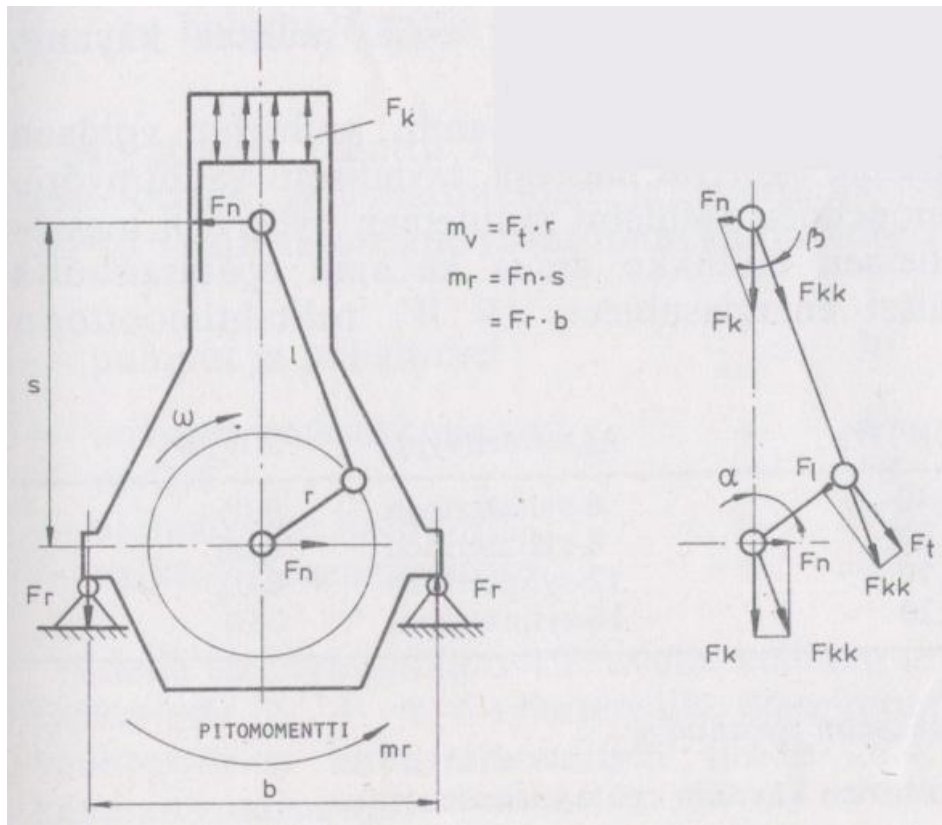
Kaasuvoima syntyy, kun polttoaine-ilma-seos syttyy palotilassa ja sen suuruus F_k on riippuvainen palotapahtuman paineesta ja männänpinta-alasta A_m . Pinta-ala taas on riippuvainen männänhalkaisijasta D . /10, s. 173./

Mänttään vaikuttavavoima lasketaan kaavan 1 mukaisesti

$$F_k = pA_m = p * \pi * r^2 \quad (1)$$

jossa p on palopaine ja A_m on männän pinta-ala.

F_k kaasuvoima vaikuttaa siis mäntään, kuten kuva 1 havainnoi, ja se voidaan jakaa kiertokankivoimaan F_{kk} ja männän sylinteriputkeen välittämään voimaan F_n . Lisäksi kiertokankivoima jakautuu vielä tangentialisesti kammenkulmaan vaikuttavaan voimaan F_t , ja kammenmutkan suuntaiseen radiaalivoimaan F_l . Tangentialisesti vaikuttava voima tuottaa moottorille sen hetkellisen vääntömomentin yhdessä kammensa kanssa. Momentin suuruus on näin ollen riippuvainen kampiakselin asennosta ja kammen pituudesta, koska kampi toimii voimanmomenttivartena. /10, s. 436./



KUVA 1. Kaasuvoimien vaikutus kampimekanismiin ja moottorin runkoon (18)

Kiertokankeen sekä mäntään radiaalisesti ja tangentialisesti vaikuttavat voimat voidaan laskea käyttämällä apuna kaasuvoiman lisäksi kulmakertoimia kampikulma α , heilurikulma β ja kiertokankisuhdetta λ .

Kiertokankeen vaikuttava voima lasketaan kaavan 2 mukaisesti

$$F_{kk} = F_k / \cos \beta \quad (2)$$

jossa F_k on mäntään vaikuttava kaasuvoima ja β heilurikulma.

Männän sivuvoima lasketaan kaavan 3 mukaisesti

$$F_n = F_k * \tan \beta \quad (3)$$

jossa F_k on mäntään vaikuttava kaasuvoima ja β heilurikulma.

Radikaalivoima lasketaan kaavan 4 mukaisesti

$$F_l = F_k * \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (4)$$

jossa F_k on mäntään vaikuttava kaasuvoima, α on kampikulma ja β heilurikulma

Tangentiaalivoima lasketaan kaavan 5 mukaisesti

$$F_t = F_k * \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (5)$$

jossa F_k on mäntään vaikuttava kaasuvoima, α on kampikulma ja β heilurikulma

Kiertokankisuhde lasketaan kaavan 6 mukaisesti

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{s * 1/2}{l} \quad (6)$$

jossa r on kampiakselin kammien säde, s on iskunpituus ja l on kiertokangen pituus

kulmien suhteet toisiinsa voidaan taas laskea kaavojen 7 ja 8 mukaisesti

$$\sin \beta = \gamma * \sin \alpha \quad (7)$$

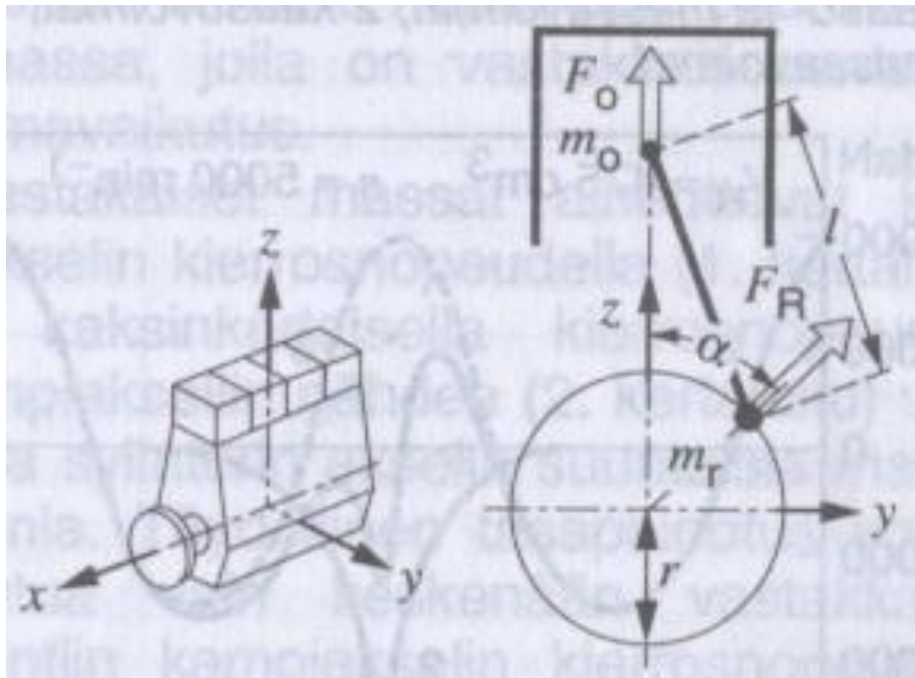
$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \alpha} \quad (8)$$

jossa β on heilurikulma, α on kampikulma ja λ on kiertokankisuhde /5, s. 436./

Kaasuvoimien vaikutus moottorin tasapainotukseen ovat merkittävimmillään matalilla moottorinkierrosluvuilla, jolloin pyörintänopeudesta riippuvat keskipakovoimat eivät ole niin suuressa merkitsevässä asemassa. Yleensä näiden voimien tasapainotus suoritetaan sytytysjärjestyksellä, siten että sytytysvälit tulevat mahdollisimman tasaisiksi. Pelkästään sylinterilukua kasvattamalla voidaan kaasuvoimien aiheuttamaa epätasapainoa vähentää merkittävästi, koska tällöin sytytysvälit lyhenevät. Yleensä pelkästään jo 6 sylinterinen moottorirakenne lyhentää, sytytysväliä niin, että vääntömomentti ei enää muuta suuntaa kampiakselin kierroksen aikana. /18, s. 114./

2.2 Massavoimat

Polttomoottorin kampikoneistoon vaikuttavien voimien massavaikutukset muodostuvat sylinteriakselin (kuva 2 z-akseli) suunnassa vaikuttavista edestakaisesta liikkeestä syntyvistä massavoimista, sekä pyörimisakselin ympäri (kuvan 2 x-akseli) pyörivien kampiakselin ja kiertokangen osien massavoimista. Näiden lisäksi vielä monisylinterisissä polttomoottoreissa syntyy massamomentteja, jotka johtuvat sylinterikohtaisten massavoimien vaikutuskohtien keskinäisestä poikkeavuudesta. Nämä massamomentit esiintyvät, kun koko kampikoneiston massavoimat muodostavat yhdessä voimaparin kampiakselille. /5, s. 436./



KUVA 2. Massavoimien pääkoordinaatisto (5)

Edellä mainittujen lisäksi polttomoottorin massavoimat voidaan jakaa osatekijöihin muutostaajuuksiensa perusteella, joilla on myös iso merkityksensä moottorin suunnitteluun. Kierrosnopeuteen verrattaessa nämä massavoimat voivat olla 1., 2., 4. ... kertalukua, mutta usein suurempia kertalukuja ei ole tarpeen huomioida. Massavoimien merkityksen korostuminen lähinnä 1. ja 2. kertalukujen kohdalla johtuu näiden taajuuksien vaikutussuunnanvaihtelun amplitudin suuruudesta verrattuna korkeampiin kertalukuihin. Siis toisin sanoen korkeampien kertalukujen aiheuttamien voimien vaihteluamplitudi verrattuna 1. ja 2. kertalukuun jää merkityksettömän pieneksi, joten niiden käytännön merkitys on olematonta moottorin tasapainottamisen kannalta. Tutkiessa näitä kertalukujen voimia havaitaan, ettei vapaiden massavoimien laskemiseen riitä enää pelkkä massavoimien summavaikutukseen laskemiseen käytetty tasosysteemi, vaan tarvitaan myös kolmiulotteista kammenkulmien tarkastelua. /5, s. 437./

2.2.1 Pyörivät massavoimat ja keskipakovoimat

Polttomoottorin pyörivät massavoimat ja keskipakovoimat syntyvät pyörivistä massoista, joita ovat kaikki komponentit, jotka pyörivät moottorin käydessä, mutta osa näistä on massaltaan niin pieniä, että niiden aiheuttamilla massavoimilla ei käytännössä ole merkitystä kokonaisuuteen. Merkittäviä pyöriviä massoja on käytännössä kampiakseli kokonaisuudessaan m_k , ja kaksi kolmasosaa kiertokankien m_{kk} , massoista, sekä myös mahdolliset lisätasapainotukseen käytettävät pyörivät massat. /5, s. 437./

1-sylinterisen pyörivän massan suuruus lasketaan kaavan 9 mukaisesti

$$m_r = \frac{2}{3} * m_{kk} + m_k \quad (9)$$

jossa m_k on kampiakselin massa ja m_{kk} kiertokangen massa

Kampikammiossa moottorinpyörintänopeudella pyörivät massat ja kappaleet yhdessä aiheuttavat lisäksi myös keskipakovoiman, joka kohdistuu moottorin runkolaakereihin. Nämä keskipakovoimat kasvavat moottorinpyörintänopeuden kasvaessa (kuten kuvasta 3 nähdään) ja ylittävät kaasuvoimat, jolloin niiden tasapainotuksen tarve korostuu /18, s. 111./

Runkolaakereihin vaikuttava keskipakovoima lasketaan kaavan 10 mukaisesti

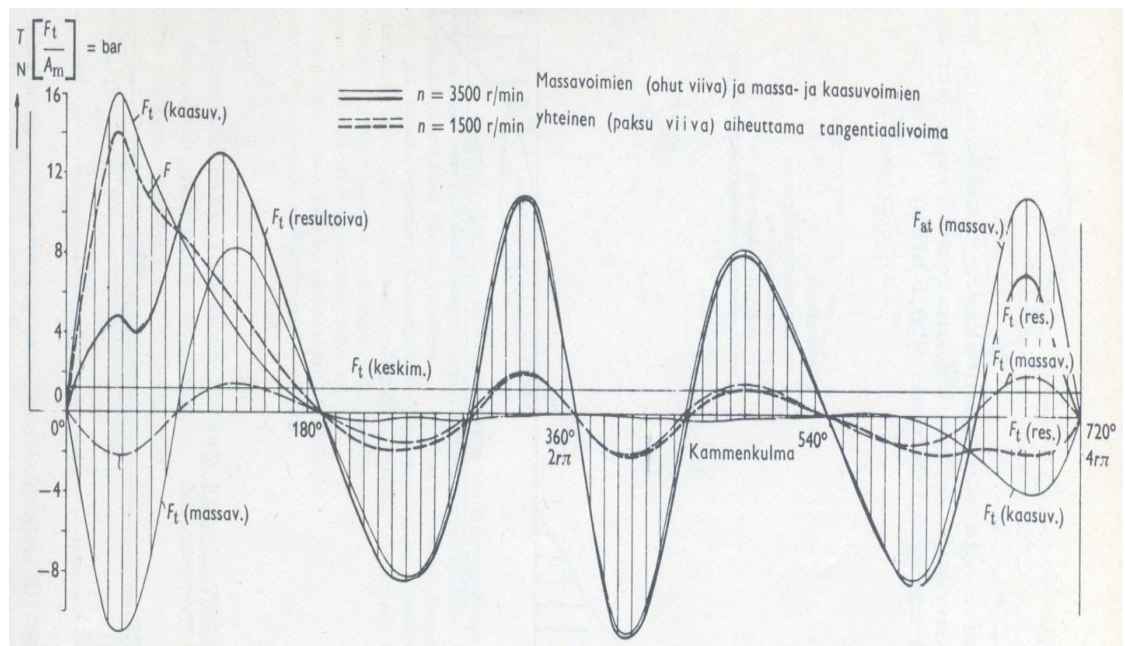
$$F_r = m_r * r * \omega^2 \quad (10)$$

jossa m_r on pyörivän massan suuruus, r kammen säde ja ω kulmanopeus

Kulmanopeus lasketaan kaavalla 11 mukaisesti

$$\omega = 2 * \pi * n \quad (11)$$

jossa n on moottorin pyörintänopeus



KUVA 3. Pyörintänopeuden vaikutus massa- ja tangentialivoimiin yhdessä sylinterissä (10)

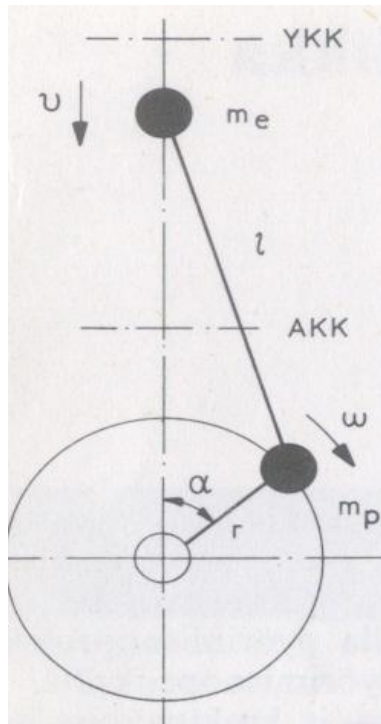
2.2.2 Edestakaiset massavoimat

Edestakaiset massavoimat m_e värähtelevät sylinterin akselien suunnassa ja pääosan niihin kuuluvista massoista muodostavat mäntä, männän renkaat m_r , männän tappi m_t . Näiden lisäksi lasketaan vielä kolmasosa kiertokangen m_{kk} massasta tekemään edestakaista liikettä. /18, s. 111./

Edestakaiset massat lasketaan kaavan 12 mukaisesti

$$m_e = m_m + m_t + m_r + \frac{1}{3} * m_{kk} \quad (12)$$

Jossa m_m on männän, m_t on männän tappin, m_r männän renkaiden ja m_{kk} kiertokangen massa.



KUVA 4. Edestakaiset massavoimat (18)

Edestakaisen massavoimien suuruus riippuu edestakaisin liikkuvista massoista m_e , moottorin pyörintänopeudesta ω , kiertokankisuhteesta λ sekä kampikulmasta α ja se voidaan määrittellä laskemalla käyttäen tarkkaa kampiakselin liikeyhtälöä. Riittävän tarkka suuruus saavutetaan kuitenkin jo yksinkertaistetulla muunnoskaavalla, joka saadaan soveltamalla Fourier-sarjaa tarkkaan laskentakaavaan. Näin voimien suuruudet saadaan selvitettyä kahta termiä käyttäen, jolloin myös niiden esitystapa ja havainnollistaminen saadaan merkittävästi yksinkertaistumaan. /18, s. 112–113./

Yhtälön termejä kutsutaan ensimmäisen (F_I) ja toisen (F_{II}) kertalukujen massavoimiksi. Nämä nimitykset tulevat moottorinpyörintänopeuden ja värähtelytaajuuden suhteesta, eli siis 1. kertaluvun voiman taajuus on sama kuin moottorinpyörintänopeus, kun taas 2. kertaluvun voiman taajuus on kaksinkertainen kuin moottorinpyörintänopeus. /18, s. 112–113./

Edestakaisin liikkuvat massavoimat F_e lasketaan kaavan 13 mukaisesti joka jakautuu edelleen edellä mainittuihin 1. ja 2. kertalukuun, jotka lasketaan kaavalla 14 ja 15.

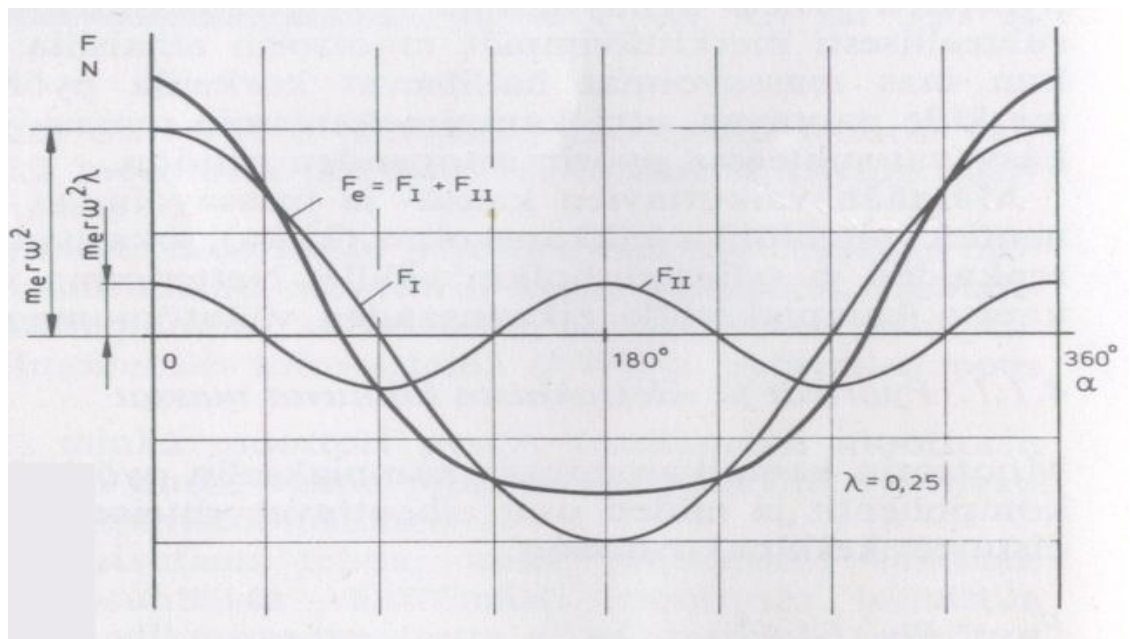
$$F_e = m_e * r * \omega^2 * (\cos\alpha + \lambda * \cos 2\alpha) \quad (13)$$

$$F_e = m_e * r * \omega^2 * \cos\alpha \quad (14)$$

$$F_e = m_e * r * \omega^2 * \lambda * \cos 2\alpha \quad (15)$$

jossa m_e on edestakaisten liikkuvien kappaleiden massa, ω on moottorinpyörintänopeus, λ on kiertokankisuhde sekä α on kampikulma.

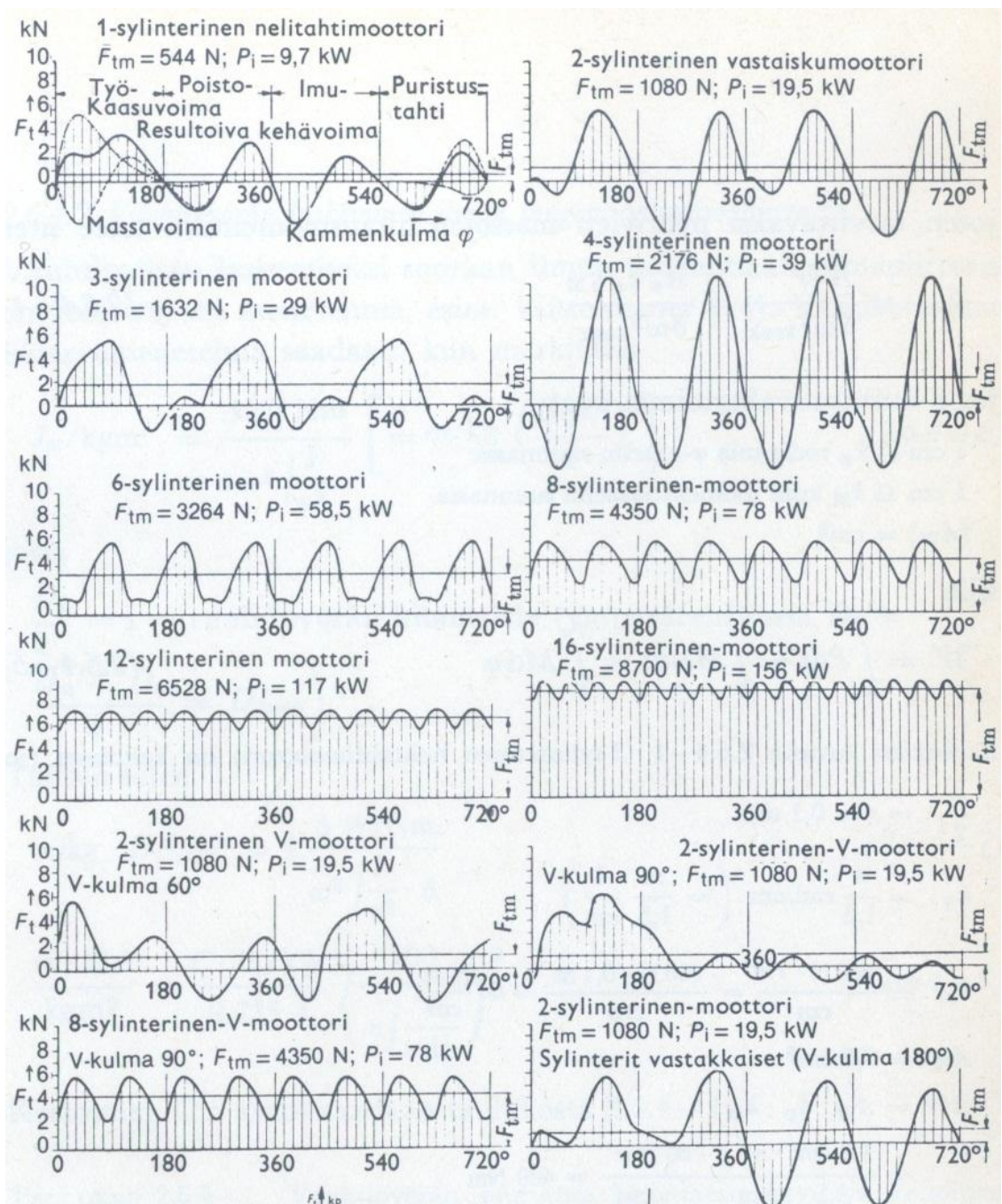
Kuvassa 5 on esitetty, kuinka näiden edellä mainittujen 1. ja 2. kertaluvun voimien sekä yhteisvaikutus voiman F_e suuruus ja suunta muuttuvat yhden sylinterin kohdalla moottorin kampiakselin kierroksen aikana. Kuvaa tutkimalla huomataan, että 180° kohdalla 2. kertaluvun voima kompensoi erisuuntaisuudellaan 1. kertaluvun voiman vaikutusta, kun taas 360° kohdalla tilanne on päinvastoin, jolloin se lisää voiman suuruutta entisestään.



KUVA 5. 1. ja 2. kertaluvun voimien suuruus kampiakselin kierroksen aikana (18)

2.3 Vääntömomentti ja tasaisuus

Kaasuvoimien ja massavoimien yhteisvaikutus synnyttää kammenmutkassa vaikuttavan hetkellisen vääntömomentin (kutsutaan myös tangentiaalivoimaksi), joka saa aikaan moottorin pyörimisliikkeen. Vääntömomentin suuruus riippuu pyörintänopeudesta ja vaihtelee yksisylinterisessä nelitahtimoottorissa suuresti moottorin työkierronaikana (kaksi kampiakselinkierrosta eli 720°). Massavoimista riippuen momentin suunta saattaa muuttua jopa kahdeksan kertaa kierrosprosessin aikana, kuten kuvan 6 1-sylinterisen moottorin kuvaajasta nähdään. /5, s. 438; 13, s. 114./

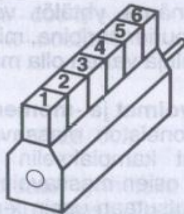
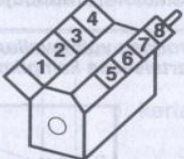
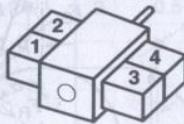


KUVA 6. Nelitahtimoottoreiden tangentiaalivoima kuvaajat (10)

Monisynteristen moottoreiden vääntömomentti saadaan laskemalla sylinterien yksittäiset vääntömomentit yhteen. Yhteenlaskussa pitää kuitenkin huomioida jokaisen sylinterin työvaihe, eli huomioidaan yhteenlaskussa juuri kyseisessä moottorin asennossa kussakin sylinterissä vaikuttava vääntömomentin suuruus ja suunta. Yhteenlasketulla vääntömomenttikäyrällä on moottorin rakennetyypistä riippuvia eroja ja siksi se piirretäänkin aina koko työkierrolle, eli 2-tahtisille moottoreille 360° ja 4-tahtisille 720° , kuten kuvassa 6 on tehty. Nämä käyrät voidaan kuitenkin esittää pienemmälläkin astealueella, mutta tällöin sylinterien sytytysväli pitää olla tasainen, jolloin voidaan olettaa käyrän olevan jaksollinen koko kiertoprosessin ajan. Näitä kuvassa 6 esitettyjä esimerkkejä nelitahtimoottorien tangentiaalivoimista suhteessa moottorin asentoon työkierron aikana voidaan käyttää arvostellessa moottorin dynaamista käyttäytymistä. /18, s. 114./

2.3.1 Sytytysjärjestyksen vaikutus vääntömomenttiin

Sytytysjärjestyksellä, jota myös kampitähdeksi kutsutaan, on suuri merkitys moottorista saatavan vääntömomentin tasaisuuteen. Siksi järjestystä valittaessa tavoitteena onkin sylinteristä tulevien kaasuvoimien jakautuminen mahdollisimman tasaisesti koko moottorin työkierrolle. Lisäksi valittavaan järjestykseen vaikuttaa myös muun muassa moottorin rakennemuoto, sylinterimäärä, edestakaisten massavoimien tasapainotettavuus sekä kampiakselin rasitukset ja valmistuksen helppous.

Rakennemuoto	Sylinteriluku	Tavallinen sytytysjärjestys (esimerkkejä)
 voiman ulosotto	4 5 6 8	1 3 4 2 tai 1 2 4 3 1 2 4 5 3 1 5 3 6 2 4 tai 1 2 4 6 5 3 tai 1 4 2 6 3 5 tai 1 4 5 6 3 2 1 6 2 5 8 3 7 4 tai 1 3 6 8 4 2 7 5 tai 1 4 7 3 8 5 2 6 tai 1 3 2 5 8 6 7 4
 voiman ulosotto	4 6 8	1 3 2 4 1 2 5 6 4 3 tai 1 4 5 6 2 3 1 6 3 5 4 7 2 8 tai 1 5 4 8 6 3 7 2 tai 1 8 3 6 4 5 2 7
 voiman ulosotto	4	1 4 3 2

KUVA 7. Sytytysjärjestyksiä rakennemuodoittain (5)

Sopivalla sytytysjärjestyksen valinnalla saadaan moottorin runkolaakereiden rasitusta ja kampiakselin vääntöväärähtelyä vähennettyä, jonka myötä moottorin luotettavuus ja elinikä pitenee merkittävästi. Moottorin sylinterimäärä käytännössä määrittää, mitä mahdollisia sytytysjärjestyksiä kussakin moottorissa on käytettävissä. V-moottorin sytytysjärjestyksen valinnassa näitä vaikuttavia tekijöitä on enemmän kuin rivimoottoreissa, sillä järjestykseen vaikuttaa myös käytettävä V-kulman suuruus, kuten nelitahtimoottorien sytytysjärjestyksiä kuvaavaa kuvaa 7 tarkastelemalla voidaan havaita, on esimerkiksi 4-sylinterisen 90°:sen moottorin sytytysjärjestys 1-3-2-4 ja 180°:sen 1-4-3-2. /5, s. 435; 18, s. 119./

Syl. luku	Kampitähti	Ulkoiset voimat F_p F_I F_{II}	Ulkoiset momentit M_p M_I M_{II}	Sis. momentti M_i	Sytytysjärjestelmä
3		0 0 0	$\sqrt{3}F_p a$ $\sqrt{3}F_I a$ $\sqrt{3}F_{II} a$	$0,5F_p a$	1-3-2
4		0 0 $4F_{II}$	0 0 0	$F_p a$	1-3-4-2
5		0 0 0	$0,45F_p a$ $0,45F_I a$ $4,98F_{II} a$	$1,31F_p a$	1-3-5-4-2
6		0 0 0	0 0 0	$\sqrt{3}F_p a$	1-3-5-6-4-2 1-4-2-6-3-5
7		0 0	$0,27F_p a$ $0,27F_I a$ $F_{II} a$	$2,52F_p a$	1-3-5-7-6-4-2
8		0 0 0	0 0 0	$\sqrt{2}F_p a$	1-5-7-3-8-4-2-6 1-4-2-6-8-5-7-3
9		0 0 0	$0,9F_p a$ $0,9F_I a$ $1,2F_{II} a$	$1,65F_p a$	1-7-5-3-9-6-2-8-4
10		0 0 0	0 0 0	$1,33F_p a$	1-6-2-8-4-10-5-9-3-7

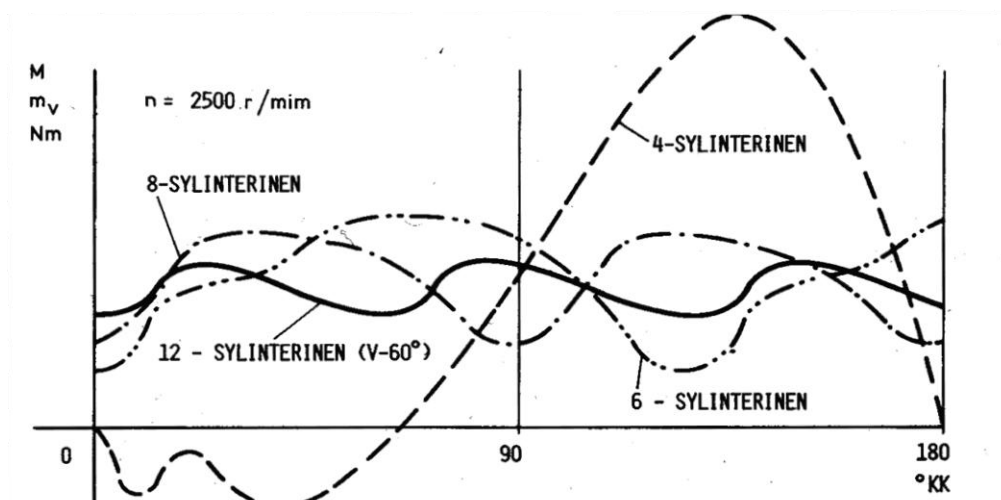
TAULUKKO 1. Nelitahtisten rivimoottoreiden kampitähdet (18)

Sytytysjärjestys, jossa sylinterijärjestys nousee ja laskee tasaisesti, täyttävät yleensä värähtelytekniset vaatimukset, mutta tietyissä rakenteissa moottorin kestävyys kannalta on parempi valita epäsuora sytytysjärjestys. Esimerkiksi kuusisylinterisen rivimoottorin sytytysjärjestys 1-3-5-6-4-2 on paras mahdollinen vääntöväärähtelyjen kannalta, mutta runkolaakereiden kannalta on edullisempaa 1-5-3-6-2-4 sytytysjärjestys, sillä sylinterien 5-6 peräkkäin syttyminen rasittaa voimanoton pään runkolaakereita muita enemmän. /18, s. 119./

Taulukoon 1 on kerätty eri rivimoottoreiden kampitähhtiä eli sytytysjärjestysesimerkkejä. Taulukosta nähdään myös kyseisillä kampitähdillä varustettuihin moottoreihin jäävistä sisäisistä ja ulkoisista voimista sekä momenteista. Esimerkkinä 8-sylinterinen rivimoottorin jäännösvoimat ja -momentit kyseisillä sytytysjärjestyksillä menevät nolnaan lukuun ottamatta sisäistä momenttia.

2.3.2 Sylinterimäärän vaikutus vääntömomenttiin

Kampiakselilta ulostulevan vääntömomentin vaihtelu saadaan tasoitettua sitä tasaisemmaksi, mitä enemmän moottoriin suunnitellaan sylinterejä. Kuvassa 8 vertaillaan neljää eri sylinterimäärän tangentiaalivoimakuvaa toisiinsa. Kuvasta voidaan myös heti havaita, että paljon käytetty 4-sylinterinen nelitahtimoottori ei ole vääntömomenttiltaan mikään tasaisin ratkaisu. Niissä kampiakselin vääntömomentti käy hetkellisesti vielä negatiivisella puolella, eli toisin sanoen tällöin vääntömomentti jarruttaa moottorin pyörimistä. Vastaavaa ongelmaa ei esiinny enää 6-sylinterisissä tai sitä suuremmisissa moottorirakenteissa. /18, s. 114./



KUVA 8. Sylinterinluvun vaikutus dieselmoottorin vääntömomentin tasaisuuteen (18)

2.3.3 Vääntömomentin tasoittaminen massalla

Kampiakselilta ulostulevan vääntömomentin vaihtelua voidaan pienentää myös lisäämällä akselille pyöriviä massoja, kuten esimerkiksi vauhtipyörä. Vauhtipyörän tasointusvaikutus syntyy massanhitausominaisuudesta, joka poistaa kampiakselin pyörintänopeuden jatkuvan muutoksen sitomalla itseensä pyörivien massojen liike-energiat. Näiden epätasaisuusenergioiden suuruus on kääntäen verrannollinen sylinterilukuun, eli mitä enemmän on sylinterejä, sitä pienemmät ovat epätasaisuusenergioiden suuruudet, kuten taulukon 2 vertailusta voidaan havaita. /18, s. 114./

Moottorityyppi	$\Delta W / W_i$	Moottorityyppi	$\Delta W / W_i$
1-sylinterien	2,40	6-sylinterien	0,05
2-sylinterien	1,00	8-sylinterien	0,06
3-sylinterien	0,70	12-sylinterien	0,02
4-sylinterien	0,20	16-sylinterien	0,01
$\Delta W =$ Epätasaisuusenergia		$W_i =$ Indikoitu työ/kampiakselin pyörähdys	

TAULUKKO 2. Nelitahtimoottorien käynnin epätasaisuusenergiat

Vauhtipyörälle tarvittava hitausmomentti J voidaan laskea, mutta ensiksi täytyy määritellä käynnin haluttu tasaisuusaste $1/\delta$, joka taas riippuu moottorin käyttötarkoituksesta. Yleensä lentokoneet ja generaattorit vaativat toimiakseen voimalaitteensa vääntömomentilta suurta tasaisuusastetta, toisin kun pumpput ja puhaltimet, jotka eivät tarvitse kovinkaan korkeaa tasaisuusastetta (kuten sivun 14 luettelosta nähdään). /18, s. 115./

Kerroin δ määritellään kaavan 16 mukaisesti

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{kesk}} \quad (16)$$

Jossa ω_{max} on moottorin maksimi pyörintänopeus, ω_{min} minimi pyörintänopeus ja ω_{kesk} pyörintänopeuksien keskiarvo.

Keskiarvo ω_{kesk} määritellään kaavan 17 mukaisesti

$$\omega_{kesk} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \quad (17)$$

Jossa ω_{max} on moottorin maksimi pyörintänopeus, ja ω_{min} minimi pyörintänopeus.

Tasaisuusaste $1/\delta =$

- Pumput ja puhaltimet	30
- Laivojen potkurikoneisto	40
- Myllyt	50
- Ajoneuvojen moottorit	200
- Vaihtovirtageneraattorit	300
- Lentokoneet	1000

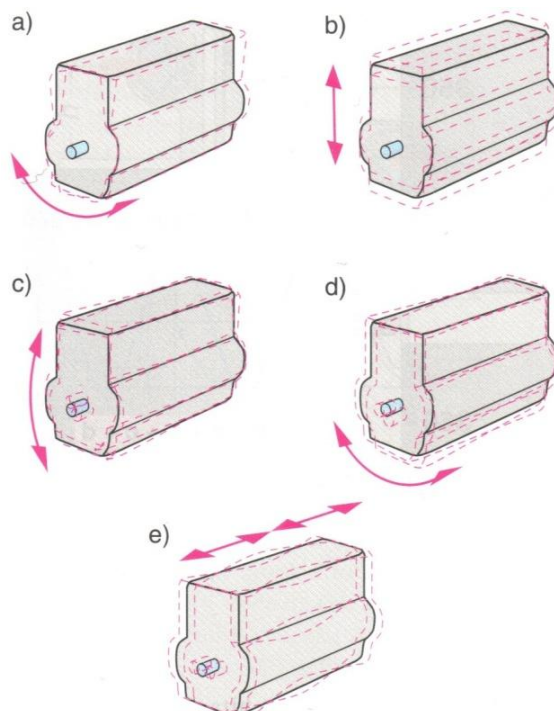
Pyörivien massojen hitausmomentti J lasketaan kaavan 18 mukaisesti

$$J = \frac{\Delta W}{\omega^2} * \frac{1}{\delta} \quad (18)$$

Jossa ΔW on epätasaisuusenergia, ω moottorin pyörintänopeus ja $1/\delta$ tasaisuusaste.



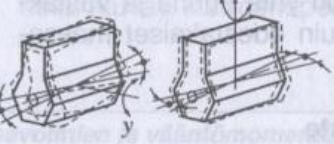
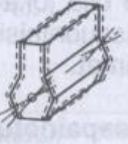
2.4 Voimien ja momenttien moottorille aiheuttamat värähtelyrasitukset

Moottorissa syntyvät voimat ja momentit, joita edellä on käsitelty, aiheuttavat hitausvoimia, jotka rasittavat moottorin kaikkia rakenteita aiheuttamalla moottoriin erilaisia värinöitä ja värähtelyjä. Nämä värinät ja värähtelyt taas pyrkivät liikuttamaan sekä kääntämään moottoria kiinnityssijoiltaan useisiin eri suuntiin, kuten kuva 9 havainnoi. Liikesuunta a) johtuu momenttien vaihteluista, b) massavoimista, c) ja d) massamomenteista sekä e) sisäisestä taivutusmomentista. /12, s. 97./



KUVA 9. Moottorin värähtelysuunnat (12)

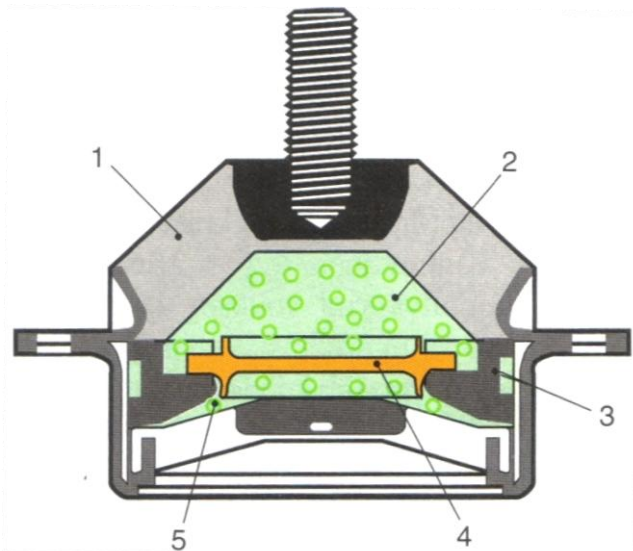
Näiden kuvassa 8 esitettyjen liikkeiden välittymisen estämiseksi moottorista asennusalustaansa on moottori kiinnitetty elastisilla kiinnikkeillä. Nämä kiinnikkeet vaimentavat liikkeitä tehokkaasti, mutta kaikkea nekään eivät poista, joten silloin nämä voimat ja vääntömomentit tarvitsee tasapainottaa. Taulukossa 3 on esitettynä edellä mainittujen liikkeiden nimityksiä, syitä niihin sekä vaikutus suureita ja apukeinoja millä liikkeitä voidaan vähentää.

Moottorin voimat momentit				
Nimitys	Vaihtovääntömomentti sivuvoiman momentti tukimomentin vaihtelu	Vapaa massavoima	Vapaa massamomentti pitkittäismomentti y-akselin ympäri ("laukkamomentti") (pitkittäismomentti z-(pysty-)akselin ympäri ("kierto"momentti))	Sisäinen taivutusmomentti
Syy	Kaasu- ja massavojien tangentiaalivoimat kertaluvuin 1, 2, 3, 4	Tasapainottamattomat edestakaiset massavoimat 1- ja 2-syl.; 1. kertaluku 1-, 2-, 4-syl. 2. kertaluku	Tasapainottamattomat 1. ja 2. kertaluvun massavojien momentit	Pyörivät ja edestakaiset massavoimat
Vaikutus-suureet	Sylinteriluku, sytytysväli, iskutilavuus $p_i, \epsilon, p_z, m_0, r, \omega, \lambda$	Sylinteriluku kampitähti m_0, r, ω, λ	Sylinteriluku, kampitähti, sylinteriväli, vastapainojen koko (pyörivien massojen momenttiosuudet) y- ja z-akselien suunt. $m_0, r, \omega, \lambda, a$	Mutkien luku, kampitähti, moott.pituus, runkokammion jäykkyys
Apukeinot	Vain poikkeustapauksissa mahdollista vaikuttaa Eristäminen ympäristöstä (kiinnitysalustasta) elastisin kiinnityselementein (etenkin kertaluvuilla ≥ 2).	Vapaiden edestakaisten massavojien poistaminen mahdollista vain pyörivillä massasysteemeillä, käyttö harvinaista, mielellään käytetään kampimuotoja, joilla tasapainotus tarve on pieni tai jotka tasapainoutuvat luonnostaan.	Vastapainojen käyttö vaikka tasapainotussyöt eivät niitä vaadi, jäykkä kammiorunko	

TAULUKKO 3. Voimien ja momenttien aiheuttamat rasitukset (5)

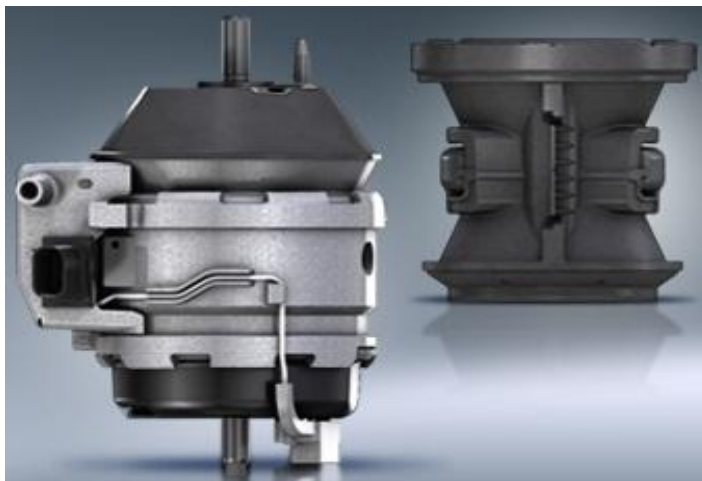
Jos moottorin koriin välittämiä värähtelyjä ei saada poistettua riittävästi moottorin tasapainotuksella tai moottorin elastisilla kumityynyillä, näitä voidaan vähentää vielä paremmin hydroplastisilla tai aktiivisilla kannatintyynyillä. Hydroplastisessa moottorin kannakkeessa on värähtelyjä vaimentamaan lisätty kumin lisäksi hydraulineestettä. Tällainen kannakkeen halkileikkaus on esitetty kuvassa 10, jossa kumityynyn (1) lisäksi on kaksi hydraulineesteellä täytettyä kammiota (2 ja 5), joiden välissä on kalvo

(4), joka poistaa moottorin normaalit pienet värähtelyt. Moottorin suuremmat liikkeet hydroplastinen kannake vaimentaa yhdyskanavan (3) avulla kammioden painetta tasaamalla, jolloin hydraulineneste siirtyy kammioista toiseen. Tällä tuentaratkaisulla säävutetaan värinän vaimennuksessa progressiivinen vaimennuskyky suhteessa kuormitukseen. /25, s. 66./



KUVA 10. Hydroplastinen moottorikannake (25)

Jos hydroplastisella kannakkeella ei päästä haluttuun lopputulokseen, voidaan moottorin kiinnitys runkoon toteuttaa myös moottorin pyörintänopeuden mukaan aktiivisesti elektroniikalla ohjattavilla moottorin kannattimilla (kuva 11). Näitä aktiivisia kannattimia on yleisesti kahta eri tyyppiä. Molempien tyyppien perusrakenne on sama kuin hydroplastisilla kannattimilla, mutta toisessa on kammioitten välisessä kanavassa venttiilit joiden toimintaa elektroniikka ohjaa, kun toisessa taas muutetaan hydraulinesteen viskositeettia sen läpi johdetun sähkövirran avulla. /12, s. 100./



KUVA 11. Aktiivinen moottorinkannake (9)

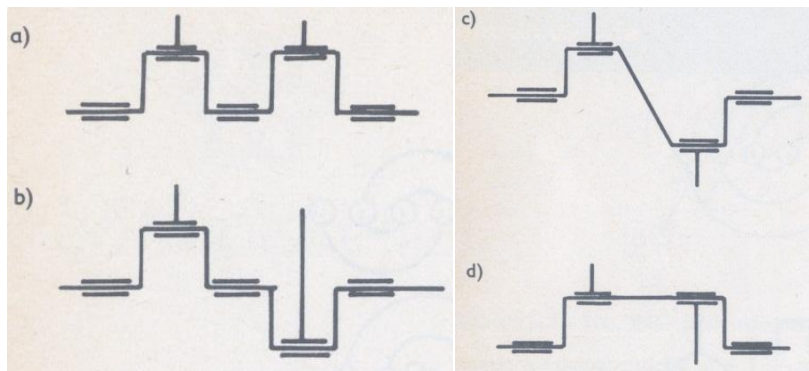
3 POLTTOMOOTTORIN TASAPAINOITUSMENETELMÄT

Polttomoottorin pyöriessä syntyy palamisesta ja massojen liikkeistä johtuvia, eri suuntiin vaikuttavia voimia. Nämä voimat täytyy tasapainottaa, jotta moottori ei rikkoudu sen normaalista käytöstä. Moottorin tasapainotukseen ei ole yhtä ja ainoaa oikeaa tapaa, vaan siihen on monia eri menetelmiä. Menetelmien käyttötavat riippuvat moottorin mekaanisesta perusrakenteesta ja jo aikaisemmin mainituista sylinterimääristä ja -keskinäisistä sijainneista. Useimmiten polttomoottoreissa käytetään useampia tasapainotusmenetelmiä samanaikaisesti paremman lopputuloksen saavuttamiseksi.

Polttomoottorin tasapainotus on suunniteltava aina kokonaisuutena, sillä eri menetelmät vaikuttavat myös toisien tasapainotusmenetelmien toimintaan. Tasapainotuksen perussuunnittelu lähtee liikkeelle moottorin rakenteesta ja sytytysjärjestyksestä, minkä jälkeen moottorin loppu tasapainotus toteutetaan mekaanisilla tai muilla menetelmillä.

3.1 Kampiakselin tasapainotus

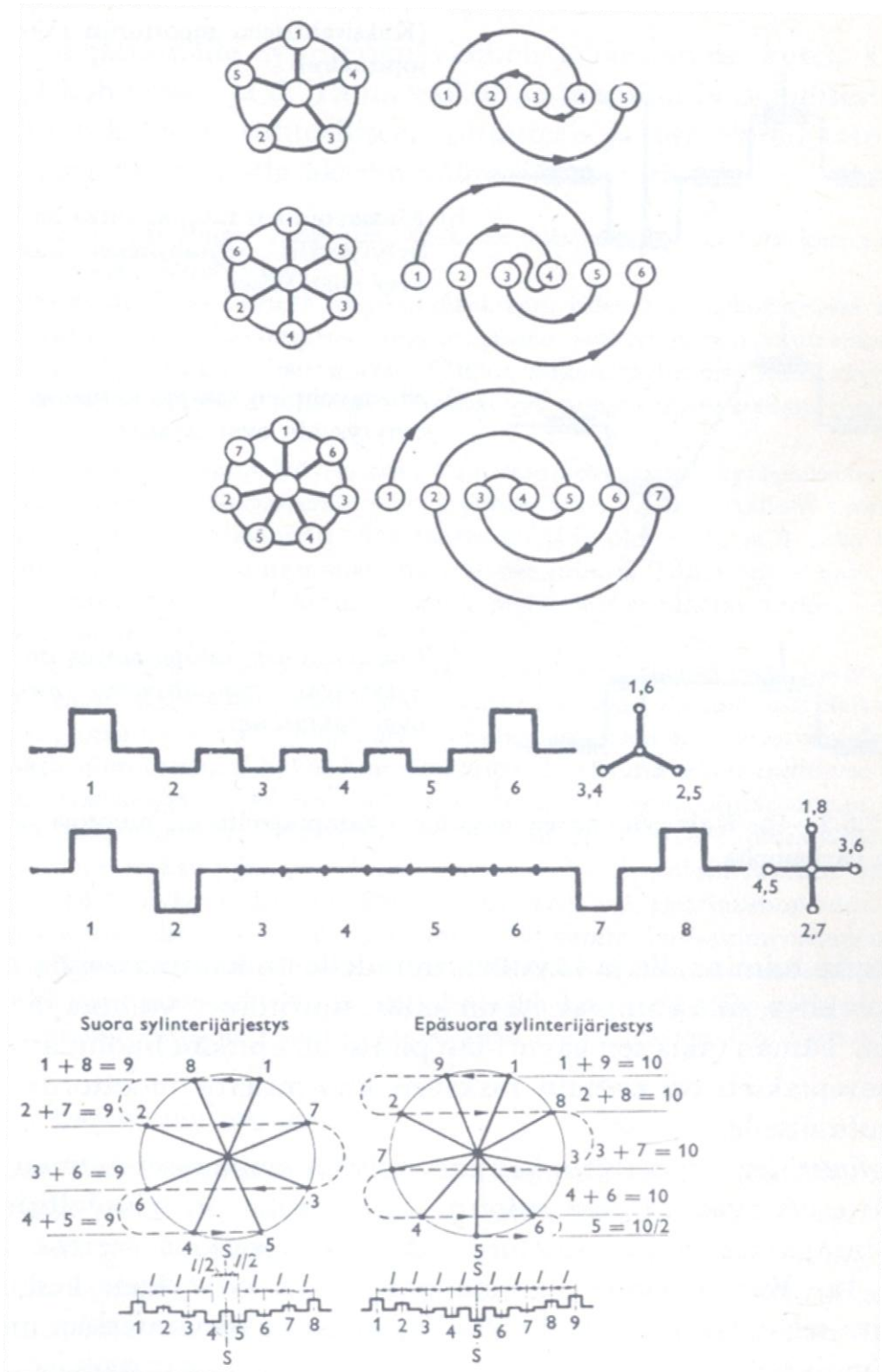
Jokaisen moottorin tasapainotus lähtee liikkeelle kampiakselin tasapainotuksesta. Sillä on ratkaiseva merkitys moottorin toiminnalle ja käyttövarmuudelle. Kampiakseli on moottorin raskaimmin kuormitettuna osana herkkä kulumiselle sekä vaikea korjata ja kallis vaihtaa, joten sen käyttöiän tulisi olla pitkä. /10, s. 344./



KUVA 12. Kaksisylinterisen moottorin kampiakseliratkaisuja (10)

Monisylinterisissä moottoreissa sytytysjärjestys ja kammienpolvien keskinäinen asema on sidoksissa toisiinsa siten, että niiden yhteisellä järjestyksellä tavoitellaan mahdollisimman hyvää massavoimien tasapainottumista ja moottorin käynnin tasaisuutta. Kuvassa 13 on esitettyä eri sylinterimääristen moottoreiden kammienpolvijärjestyksiä, joilla saavutetaan mahdollisimman tasainen moottorin käynti. Kuvassa 12 taas on esi-

teltynä, mitä erilaisia ratkaisuja kammenvirratkaisu- ja sytytysjärjestyksen suhteelle on esimerkiksi 2-sylinterisessä moottorissa. Kampityypissä a) massavoimien tasapainotus on huono, eikä se sovi kaksitahtimoottorille, mutta sytytysvälit ovat tasaiset, b):n massavoimien tasapainotus on hyvä, mutta nelitahtimoottorissa sytytysvälit epätasaiset, c):n sytytysvälit ovat tasaiset ja massavoimien tasapainoisuus hyvä, d):n massavoimat ovat epätasaiset ja sytytysväli epätasainen nelitahtimoottorissa. /10, s. 344./

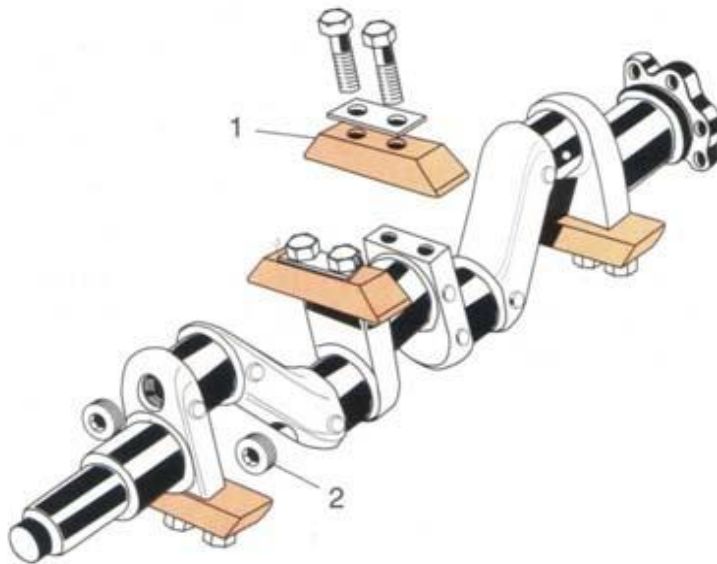


KUVA 13. Erilaisten kammenvirratkaisujen järjestyskaavioita (10)

Kampiakselin tasapainotuksella tavoitellaan pyörivien massojen tasapainoon saamista, mutta yksinkertaisessa moottorin tasapainotus ratkaisussa voidaan kampiakselin pyöriviin massapainoihin lisätä massaa myös edestakaisten massavoimien tasapainottamiseksi. Tämä siksi, koska edestakaiset massavoimat vaikuttavat joka tapauksessa kampiakseliin sylinteriakselin suunnassa. Tarkemmissa tasapainotusjärjestelmissä on edestakaisille voimille omat järjestelmät. /10, s. 440./

3.1.1 Moottorin tasapainottaminen kammenpolven massapainoilla

Pyörivien massojen tulee olla staattisesti sekä dynaamisesti tasapainossa kampikoneistossa. Staattinen tasapaino on saavutettu kampiakselille silloin, kun painopiste akseli yhtyy pyörähdysakseliin eli silloin, kun kampiakseli pysyy paikallaan laakereiden varassa missä pyörähdyskulmassa tahansa. Huolellisesti valmistettuna kaksipolvinen kampiakseli on luonnostaan staattisesti tasapainossa, mutta dynaamisesti se on epätasapainoinen. Tämä johtuu kampien pyörimisen seurauksena syntyvistä keskipakoisvoimista ja niiden aiheuttamista momenteista, jotka vaihtelevat pyörimisnopeuden tahdissa. /18, s. 116./




KUVA 14. Kampiakseli ruuvikiinnitteisillä vastapainoilla (25)

Kampiakselin dynaaminen tasapainotus saadaan hoidettua helpoiten kampiakseliin valetuilla tai pultattavilla lisäpainoilla. Kuvassa 14 näkyy erään moottorin kampiakseli, jossa käytetty irrotettavia vastapainoja (1). Tarpeen mukaan kampiakselin tasapainotus viimeistellään lisäpainojen asennuksen jälkeen vielä poraamalla lisäpainoista materiaalia tasapainottumisen kannalta sopivista kohdista. /18, s. 116./

Kammenpolveen liitettyä massapainoa käytetään pyörivien massojen tasapainoituksen lisäksi usein myös edestakaisin liikkuvien massojen hitausvoimien tasapainoitukseen. Tällöin kuitenkin pyörivän lisämassan synnyttämä keskipakoisvoima kiertää kampiakselia koko ajan samansuuruisena aiheuttaen joka kierroksella ylimääräisen vaakasuoran värähtelevän voiman, jota muut massavoimat eivät kumoja. Eli jos pyörimään lisätyllä massalla synnytetäisiin edestakaisten massavoimien kanssa samansuuruisen keskipakoisvoima, ei siitä käytännössä olisi mitään hyötyä. Tästä syystä yleensä kumotaan vain puolet edestakaisin liikkuvien massojen synnyttämistä voimista. /10, s. 390./

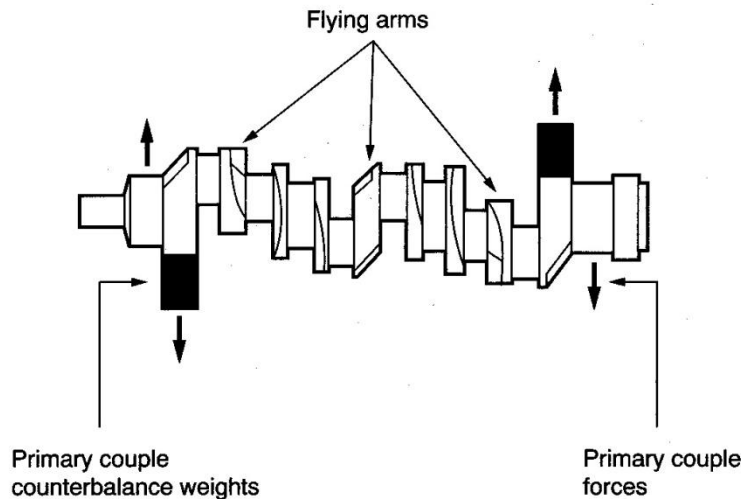
Edestakaisten massavoimien tasapainotusta kampiakselin massapainoilla tarkastellaan niin sanotulla tasapainotusasteella, joka keskittyy muuttumisnopeudeltaan ensimmäisen kertaluvun eli ensimmäisen taajuusluokan kohdalle. Tätä tasapainoisuusasteen laskentaa ja tuloksia on selvitetty taulukossa 4. Kuten jo 50 % lausekkeen kertoimesta voidaan päätellä, tällä tavalla saadaan y ja z suuntaiset jäännösmassavoimat puolittumaan. Mutta vaikka 1. kertaluvun edestakaisten massavoimat saadaankin tällä tavalla helposti puolitettua, 2. kertaluvun massavoimat jäävät vielä kokonaan tasapainottomatta. /10, s. 391./

		Tasapainotusaste		
		0 %	50 %	100 %
Vastapainojen koko	$m_G \triangleq$	m_r	$m_r + 0,5m_0$	$m_r + m_0$
Jäännös-massavoima(z) 1. kertaluku	$F_{1z} =$	$m_0 \cdot r \cdot \omega^2$	$0,5 \cdot m_0 \cdot r \cdot \omega^2$	0
Jäännös-massavoima(y) 1. kertaluku	$F_{1y} =$	0	$0,5 \cdot m_0 \cdot r \cdot \omega^2$	$m_0 \cdot r \cdot \omega^2$

TAULUKKO 4. 1. kertaluvun massavoimat eri tasapainotusasteilla (5)

Monisynterisessä rivimoottorissa voi kampiakseli saavuttaa tasapainosysteemin ilman vastapainoja kammenpolviin vaikuttavien voimien kumotessa toisensa. Tällöin syntyy kuitenkin massavoimista kampiakselin ja laakerien välityksellä ylimääräinen kuormitus ns. sisäinen momentti, koska jokainen kampi pyörii nyt omassa tasossaan sylinterivälin päässä toisistaan. Mikäli kaikki kammenpolvet tasapainotetaan erikseen, saadaan pyörivien massojen aiheuttamat taivutusrasitukset ja laakerikuormat piene-

nemään, mutta samalla rakenne kallistuu ja käy raskaammaksi. Jos taas tasapainon antama hyöty käytetään hyväksi ohentamalla laakeripintoja, kitkavoima pienenee, mutta kampiakselin vääntöjäykkyys laskee merkittävästi. Tämä pienentää myös kampiakselin ominaisvärähdysnopeutta yhdessä vastapainojen aiheuttaman massanlisäyksen kanssa. /10, s. 391./



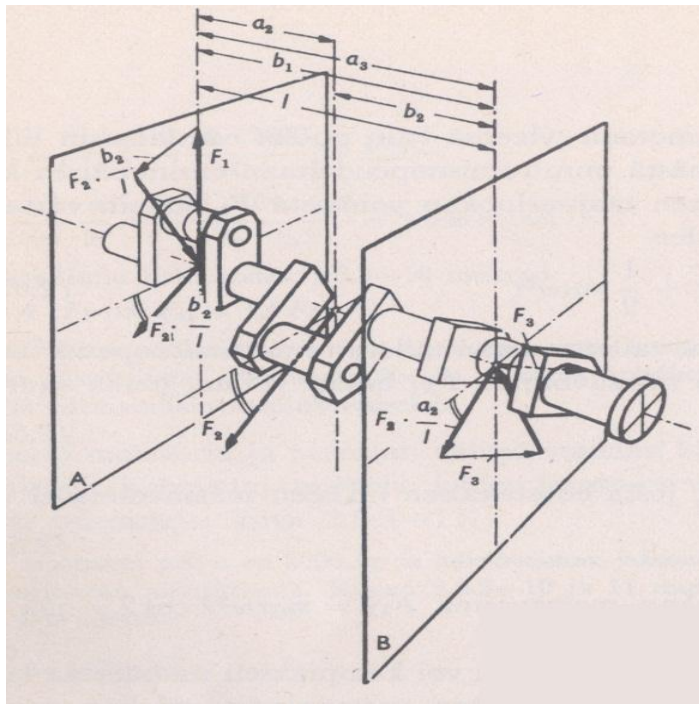
KUVA 15. Kuusisylinterisenmoottorin kampiakseli, joka on tasapainotettu kahdella vastapainolla (23)

Kampiakseli voidaan tasapainottaa myös lisäämällä massapainot vain osaan kammenpolvista, mutta laskennassa on tällöin myös huomioitava väliin jäävät kammenpolvet. Esimerkkejä tällaisesta painotuksesta on kuvissa 15 ja 16, joista jälkimmäisessä on kolmipolvisen kampiakselin massatasapainotus suoritettu tasoihin A ja B lisättävillä vastapainoilla. Kuvan 15 tapauksessa Keskimmäisessä kammenpolvessa vaikuttava tasapainottamaton massavoima F_2 jaetaan tasojen A ja B käänteisessä suhteessa etäisyyteen. Näissä tasoissa tasapainotettaviin kammenpolviin vaikuttaa niiden omien massojen synnyttämien voimien F_1 ja F_3 lisäksi kaavalla 19 laskettava osuus voimasta F_2 . Vastapainosta johtuvan keskipakovoiman vektorisumma tulee olla aikaisemmin mainittujen voimien suuruinen molemmissa tasoissa, ja ne lasketaan kaavaa 20 käyttämällä. /10, s. 392./

Kammenpolvivoiman F_2 jakaantuminen määritellään kaavan 19 mukaisesti

$$F_2 * \frac{a_2}{l} \text{ ja } F_2 * \frac{b_2}{l} \quad (19)$$

jossa l on A- ja B-tasojen etäisyys toisistaan, ja a_2 sekä b_2 niiden etäisyys keskimmaisessa kammenpolvessa vaikuttavasta voimasta F_2 , joka on toisen kammen voima.



KUVA 16. Pyörivien massojen tasapainotus tasoissa A ja B (10)

Vektorisumma F_{g1} saadaan määritettyä kaavan 20 mukaisesti

$$F_{g1} = F_1 + F_2 \frac{b_2}{l} \text{ tai } F_{g3} = F_3 + F_2 \frac{a_2}{l} \quad (20)$$

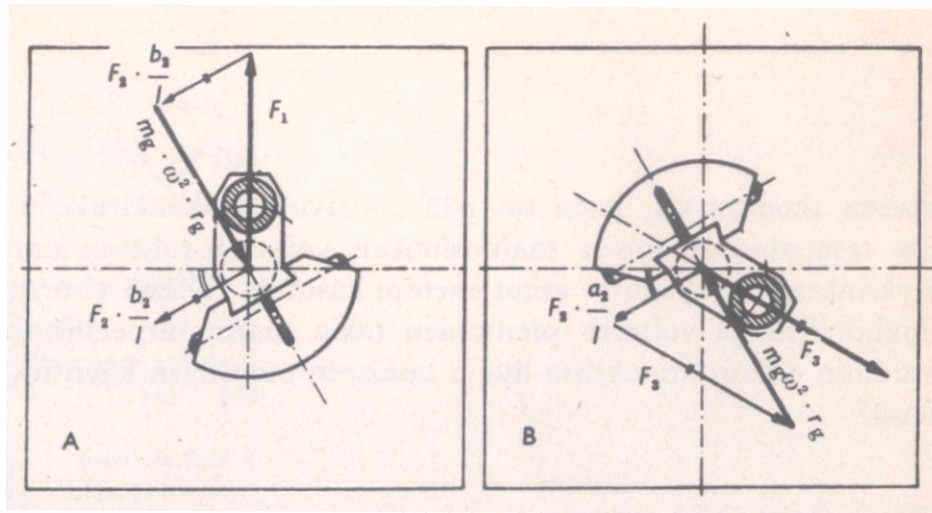
Jossa F_1 on 1 polven massavoima, l on A ja B tasojen etäisyys toisistaan ja a_2 sekä b_2 taas niiden etäisyys keskimmaisessä kammenpolvessa vaikuttavasta voimasta F_2 .

Tasapainon voima F_g saadaan laskettua myös kaavan 21 mukaisesti

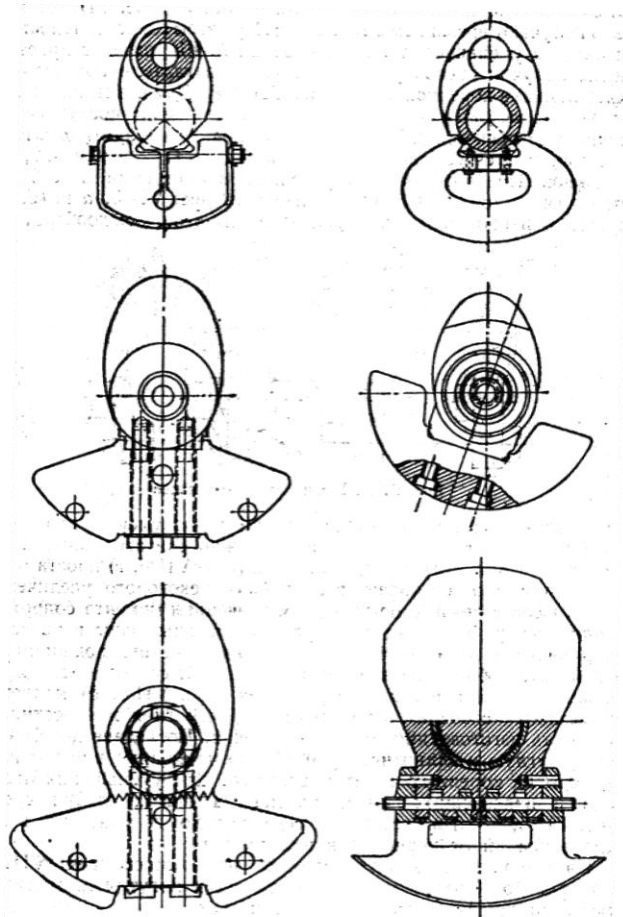
$$F_g = m_g * r_g * \omega^2 \quad (21)$$

Jossa m_g on tasapainon massa, r_g tasapainon säde ja ω^2 kulmanopeuden neliö.

Kun tarvittava tasapainotusvoima F_g on saatu määriteltä, sen perusteella voidaan määrittellä tasapainon koko ja massa kaavaa 21 käyttäen. Tämän jälkeen täytyy määrittellä vielä massapainojen suunta ja kiinnityskohdat kammenpolviin. Tässä sijoituksessa täytyy huomioida myös kampiakselin tasapainottamattomat kammet, kuten edellä mainitussa esimerkkitapauksessa kampiakselin keskimäinen kammenpolvi. Esimerkissä väliin jäävä kammenpolvi vaikuttaa painojen sijoitteluun kuvan 17 osoittamalla tavalla, eli vastapainot eivät tule suoraan vastakkaiselle puolelle kammenpolvia vaan hieman sivuun. Lisäksi kuvassa 18 on esitelty esimerkkejä kampiakseleissa käytetyistä erimuotoisista massapainoista ja eri kiinnitystavoista. /10, s. 393./



KUVA 17. Vastapainojen sijoitus tasoihin A ja B (10)



KUVA 18. Kampipainojen eri kiinnitystapoja ja -asentoja (8)

Kaikista edellä mainituista asioista johtuen voidaan todeta kampiakselin vastapainoilla saavutettavan hyödyn riippuvan moottorikohtaisista tekijöistä, joista tärkeimmät ovat rakenne, käyttötarkoitus ja käytettävä pyörintänopeus suhteessa taloudellisuustekijöihin. Tästä huolimatta värähtelyjen hallinnan kannalta yleisenä pääsääntönä voidaan pitää sitä, että lopputulos on sitä parempi, mitä jäykempi on kampiakseli. /10, s. 391./

3.1.2 Moottorin tasapainotus vauhtipyörän tai hihnapyörän lisäpainolla

Moottorin pyöriviä massoja tasapainotettaessa ei aina saada kampiakselin kammenpolviin sijoitettua riittävän paljon massaa tilanpuutteen tai käytettävän rakenteen vuoksi. Tällöin tasapainotuksen vaatimia lisäpainoja voidaan sijoittaa myös kampiakselin päihin vauhtipyörän ja hihnapyörän yhteyteen. Tällaista ratkaisua on yleisimmin käytetty V-moottoreissa, koska niissä usein kampiakselin tila lohossa käy ahtaaksi pyöriviä massavoimia tasapainotettaessa isoilla massapainoilla. Kuvassa 19 on esimerkki vauhtipyörän lisäpainosta, ja kuvassa 20 on taas esimerkki hihnapyöränpäähän sijoitettavasta tasapainoelementistä.



KUVA 19. Epäkeskomassavauhtipyörä (20)



KUVA 20. Hihnapyöränpäähän sijoitettu tasapainotusmassa (20)



KUVA 21. Epäkeskeinen päätymassa kampiakselissa (11)

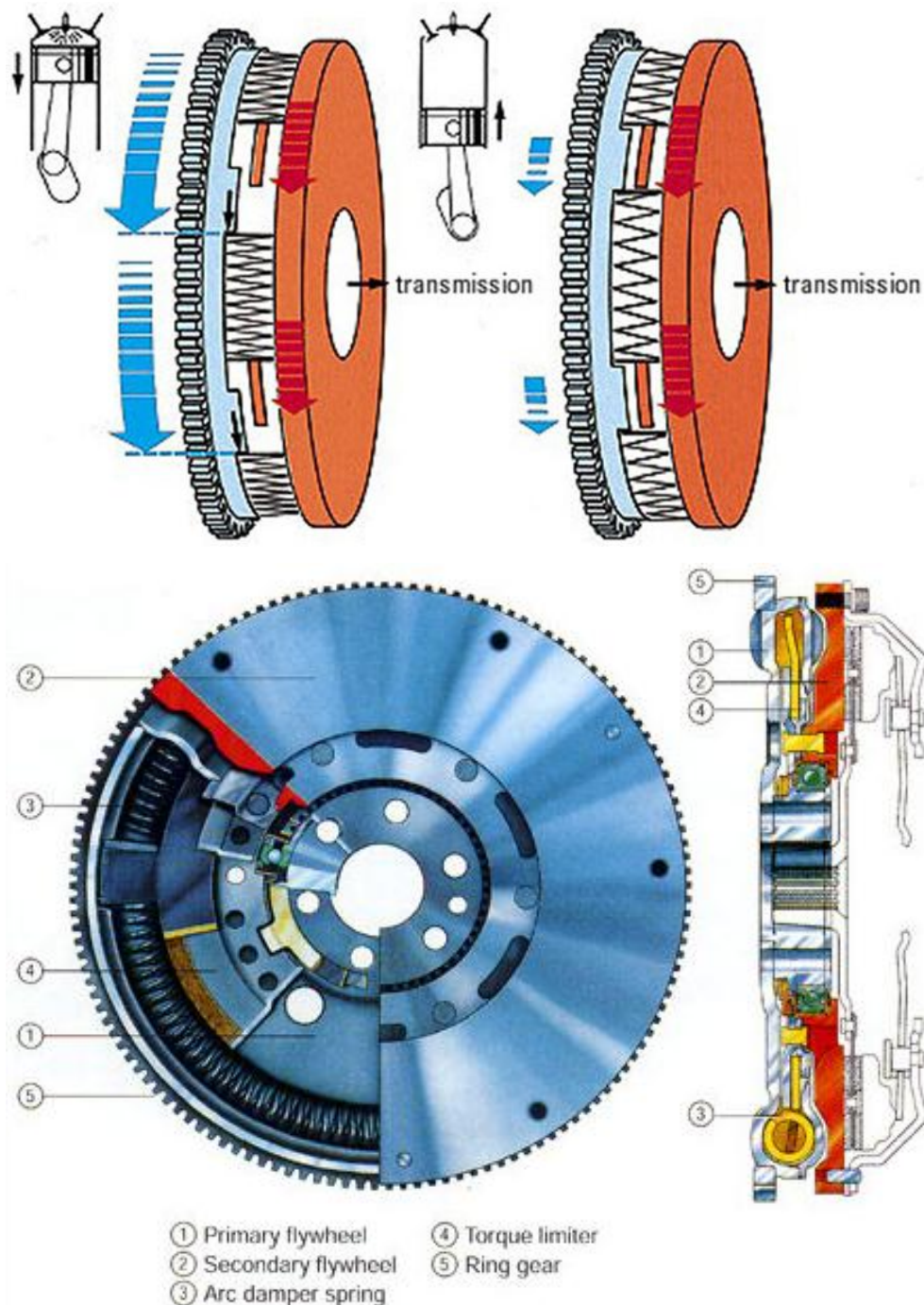
Vauhtipyörän ja hihnapyörän epäkeskeinen massapaino voi olla valettu suoraan pyörivään kappaleeseen (kuva 19, 20 ja 21) tai olla irrotettavaa mallia. Irrotettavat mallit voivat olla kiinnitettynä muun muassa pultti, hitsi, kiila tai puristussovituksella. Epäkeskeinen massapaino voidaan toteuttaa myös poistamalla materiaalia työstämällä tai poraamalla kappaleesta, kuten esimerkiksi kuvan 22 vauhtipyörässä on tehty.



KUVA 22. Alfa Romeon massaltaan epäkeskeinen vauhtipyörä (2)

Vaikka kampiakselin tasapainotuksella ja siihen liitettävillä pyörivillä epäkeskeismassoilla saadaan pyörivät massavoimat kuriin, kampiakseliin jää vielä palotapahtumasta ja pyörintäliikkeestä johtuvia värähtelyjä, jotka välittyvät kampiakselilta vaihteiston lisäksi myös venttiilien käyttökoneistoon. Nämä värähtelyt vaimennetaan yleisesti vauhtipyörän massalla ja hihnapyörän elastisella tai hydraulisnestetäyteisellä värinävaimentimella, mutta nykyään tähänkin on muita ratkaisuja.

Värinänvaimennus voidaan toteuttaa kaksimassaisella kampiakseliin liitettävällä kappaleella, kuten kaksimassaisella vauhtipyörällä (kuva 23), kaksimassaisella kampiakselinrattaalla (kuva 24) tai hihnapyörällä. Näissä kampiakselinvärinänpoisto perustuu kahteen kappaleeseen, jotka voimanvaikutuksesta pääsevät kiertymään toisiinsa nähden. Tätä kiertymää on kuvattu kuvan 23 yläosassa. Tämän kiertymän ja siitä takaisin palautumisen mahdollistaa kahden ”kiekon” välissä olevan jousen (kuvassa 23 osa 4) tai jousien kasaan puristuminen. Takaisin palautuminen tapahtuu jousen voimasta heti, kun hetkellisen kiertymän aiheuttanut voima heikkenee.



KUVA 23. Kaksimassainen vauhtipyörä (27)



KUVA 24. Kaksimassainen ratas (16)

3.2 Sylinteririvien määrän vaikutus tasapainotukseen

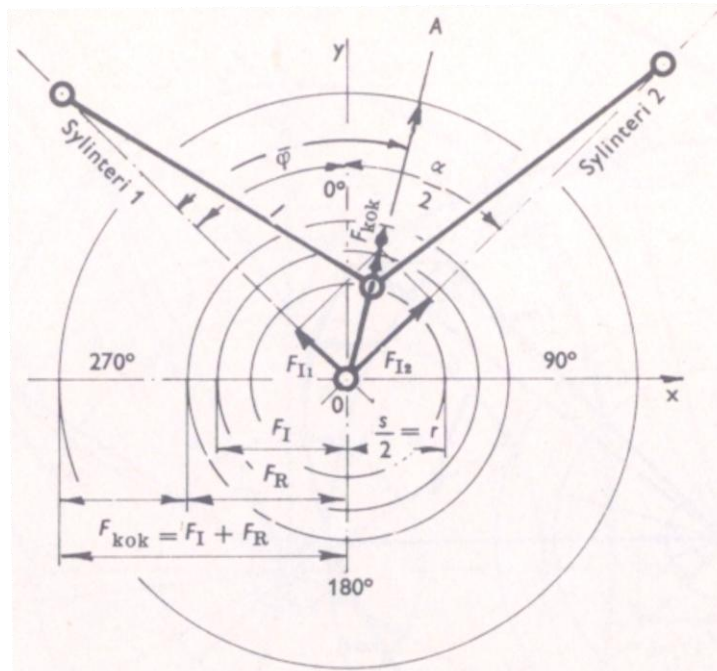
Moottorien, joissa on useampi sylinteririvi, eli niin sanotut V- tai W-moottorit, tasapainottuvat usein miten pelkällä oikein valitulla sytytysjärjestyksellä ja V-kulmalla, kuten liitteen 1 V-moottoreiden massavoimat taulukkoa tarkastelemalla voidaan havaita. V-moottorit ovat periaatteessa vain yhteistä kampiakselia pyörittäviä rivimoottoreita, joiden synnyttämät massavoimat vaikuttavat yhtäaikaan sylinteriakselinsa suuntaisesti kampiakseliin. Kaksi sylinterisen V-moottorin tai 3 sylinterisen W-moottorin ensimmäisen ja toisen kertaluvun mukaan saadaan laskettua myös useampi sylinterisen V- tai W-moottorit, koska tällöin yhden sylinterin aiheuttama voima korvataan koko sylinteririvin aiheuttamalla resultanttivoimalla. /10, s. 371–379./

3.2.1 V-moottori ja VR-moottori

V- ja VR-moottoreiden ero on käytännössä vain nimissä. VR-nimitys tulee siitä, että V-moottori on V-kulmaltaan niin pieni (esimerkiksi VW-groupin käyttämät 15° V-kulma), että sylinteririveille voidaan tehdä yhteinen sylinterikansi, jonka vuoksi se voidaan mieltää myös rivimoottoriksi. /15./

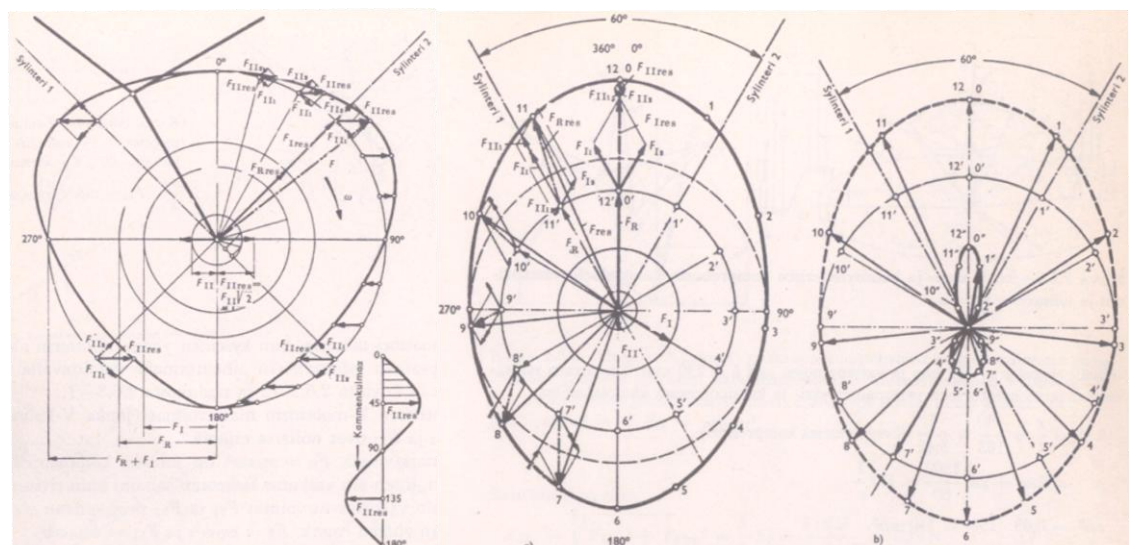
V-moottoreissa vaikuttavien voimien laskettaessa on otettava huomioon myös toisen sylinterin vaikutus samaan pisteeseen esimerkiksi kuvan 25 90° V-kulmalla varustetun, kaksisylinterisen V-moottorin 1. ja 2. kertaluvun massavoimat ovat nollasta poikkeavat. Molempien sylinterien aiheuttamien edestakaiset massavoimien vaikutus saadaan laskettua projisoimalla ne ensin kuvassa näkyvälle OA-suoralle ja laskemalla ne sitten yhteen. Lisäksi moottorin pyörivät massavoimat F_R ovat myös kammenpolven

OA-suuntaiset, joten niiden suuruus lasketaan samalla tavalla kuin rivimoottoreissa-
kin. Kokonaisvoima F_{kok} saadaan yhteen laskemalla ja sen vaikutukset voidaan
kumota vastapainolla kuten rivimoottoreissakin. /10, s. 379–381./



KUVA 25. 2-sylinterisen V-moottorin F_1 voimien yhteenlasku (10)

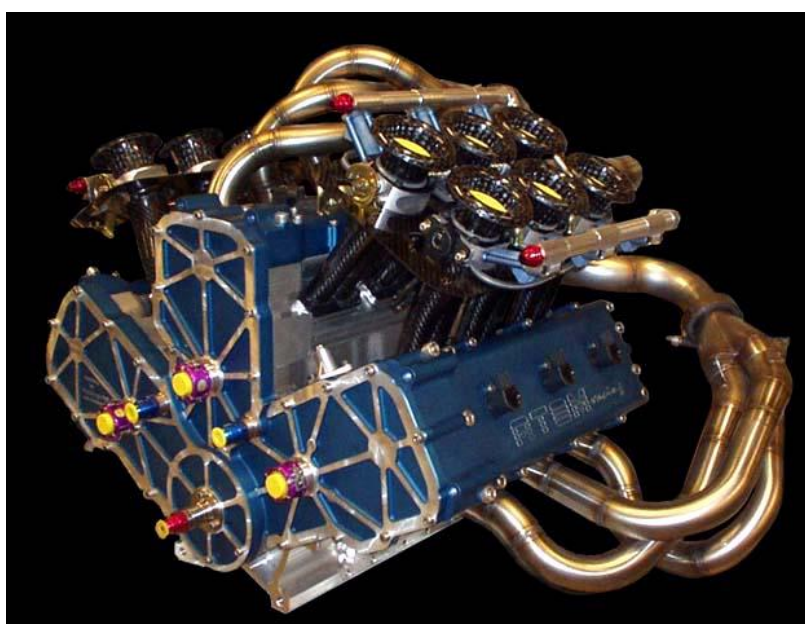
Eri V-kulmaisissa syntyvien voimien vertailu helpottuu, kun vertaillaan esimerkiksi 2.
kertaluvun massavoimien laskutuloksista muodostettuja polaariagrammeja. Näistä
diagrammeista on esimerkkejä kuvassa 26, jossa ensimmäisessä on 90° V-kulmalla
varustetun moottorin kuvaaja ja toisena (a) 60° V-moottorin vastaava. Kolmantena (b)
taas on vastapainolla tasapainotetun 60° V-moottorin kuvaaja, josta huomataan voimi-
en selkeä pieneneminen tasapinotuksen myötä.



KUVA 26. Toisen kertaluvunvoimien polaariagrammeja (10)

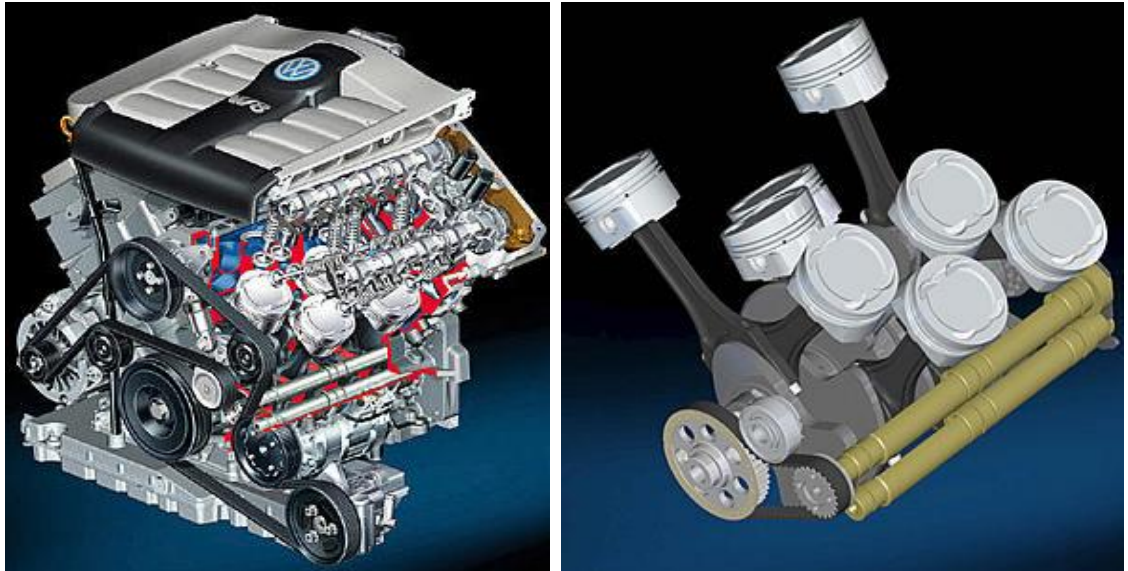
3.2.2 W- ja WR-moottorit

W-moottoreita on kehitelty jo pitkään ja erilaisina variaatioina, lähinnä kilpa-autoihin. Kilpa-autoissa niillä saavutetaan, tiiviin kokoonpanon ansiosta, matalapainopiste ja normaalia V-konetta vähemmällä runkolaakerien määrällä, niitä parempi suhteellinen tehokkuus. Tuotantoautoissa puhtaita W-koneita (kuva 27) ei tiettävästi ole ollut, muuta kuin Bugatin Veyronissa, vaikka kyseisellä rakenteella saataisiin, lyhyytensä ansiosta, useampisylinterisiä moottoreita tavallisten 4-sylinterisien moottoreiden tilalle. VW-group on kehitellyt omanlaista W-moottoria VR6 moottorinsa pohjalta niin sanotun WR8-moottorin (kuva 28), joka on periaatteeltaan lähellä W-moottoria. /15./



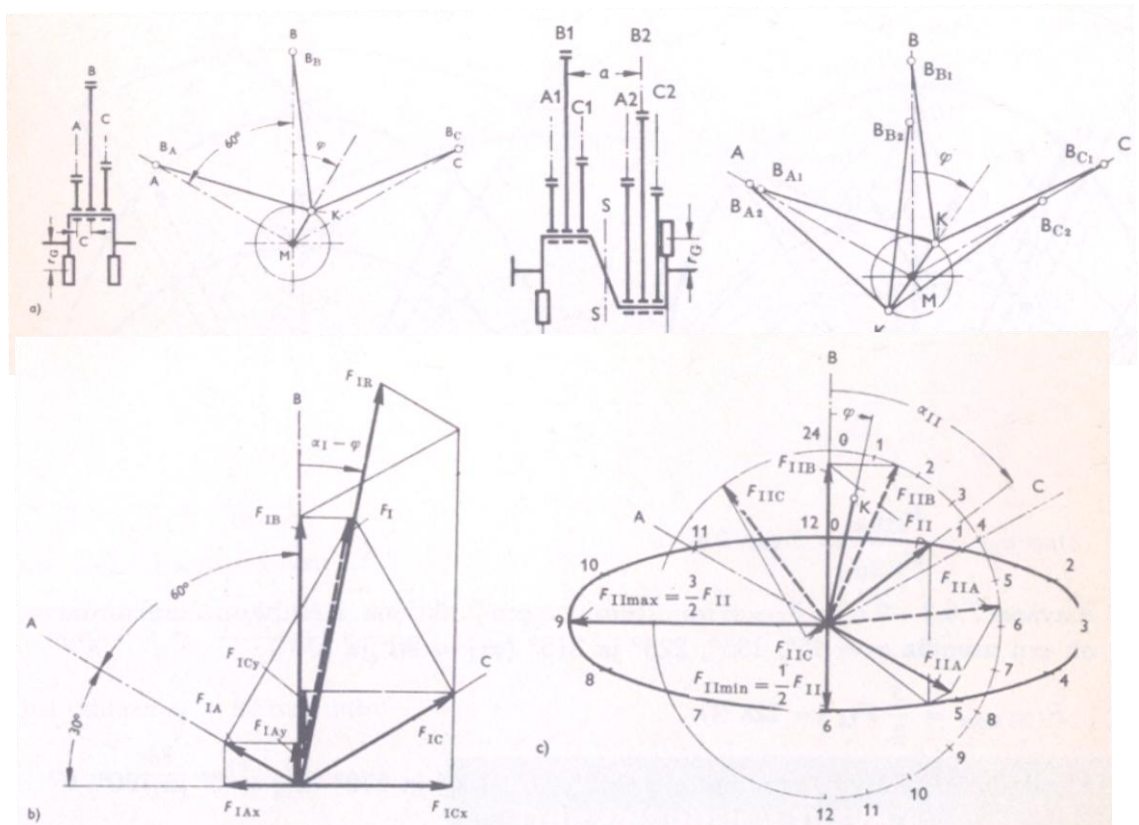
KUVA 27. W9-Moottori (15)

Kapeutta ja pieniä moottorin ulkomittoja VW-groupkin haki, kun kehitti WR8-moottoria asennettavaksi Volkswagen Passattiin ja muihin tuotantoautoihin. WR8:ssa on samalle viiden runkolaakerin kampiakselille yhdistetty kaksi 15°:een V-kulmalla varustettua V-moottoria 72° V-kulmaan toisistaan ja jonka kammenkaulat ovat 180 asteen kulmassa toisiinsa nähden. Moottorin koko on selkeästi ollut VW:n suunnittelussa määräävässä asemassa, sillä tällainen niin sanottu tasainen kampiakseli yhdessä vasemman ja oikean sylinterilohkon välillä vaihtelevan sytytysjärjestyksen ja kyseisten V-kulmien kanssa aiheuttaisi normaalisti paljon värinöitä. Näin ollen VW ei ole hyödyntänyt useiden sylinterien toisiaan tasapainottavia ominaisuuksia, vaan he ovat käyttäneet näiden värinöiden poistoon kahta kaksinkertaisella nopeudella vastakkaisiin suuntiin pyöriviä tasapainotusakseleita. /15./



KUVA 28. VW-Groupin WR8-moottori (19)

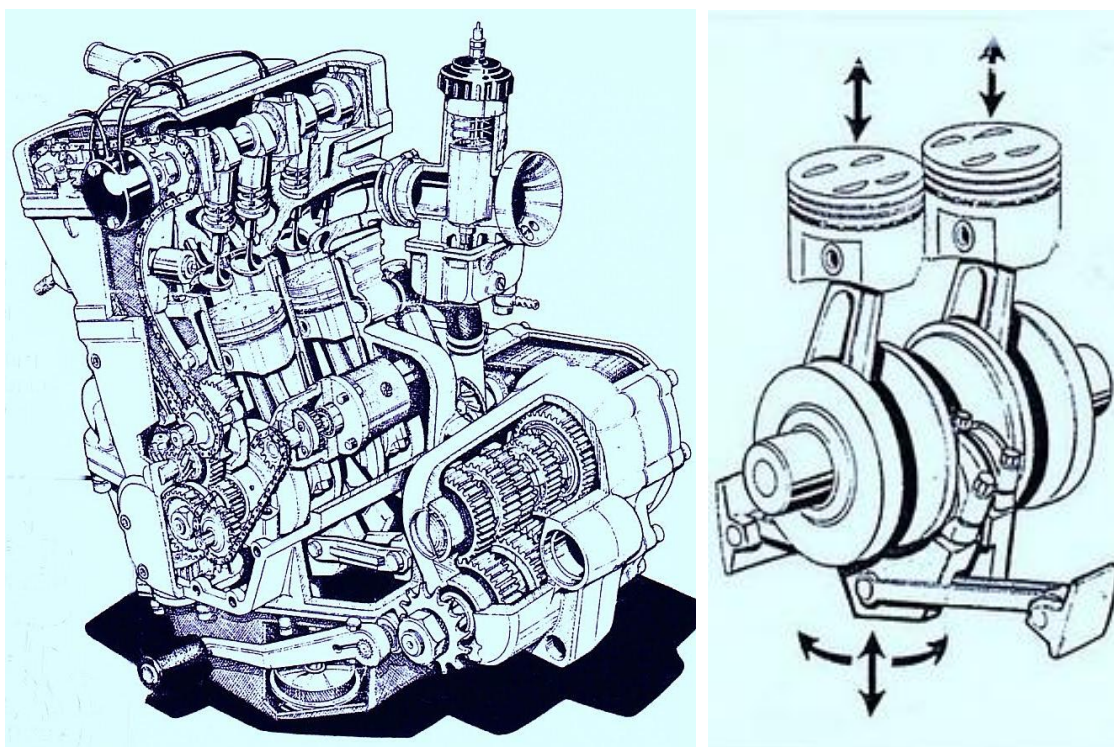
W- ja WR-moottoreiden voimien jakautumisen laskenta tapahtuu käytännössä täysin samoin kuin V-moottoreiden, mutta siinä on vain niin sanotusti 3 tai 4 rivimoottoria laskettavana ja tasapainotettavana, kuten kuva 29 havainnoi. Kuvan alaosassa on mallinnettu vektoreilla, miten 1. ja 2. kertaluvun massavoimat muodostuvat ja vaikuttavat yhteiseen kammenpolveen sylinterienvälillä ollessa 60° , nämä voimat voidaan myös V-moottoreiden tapaan tasapainottaa vastapainoilla. /10, s. 383./



KUVA 29. W-moottorin massavoima kuvaajat (10)

3.3 Keinuarsitasapainotus

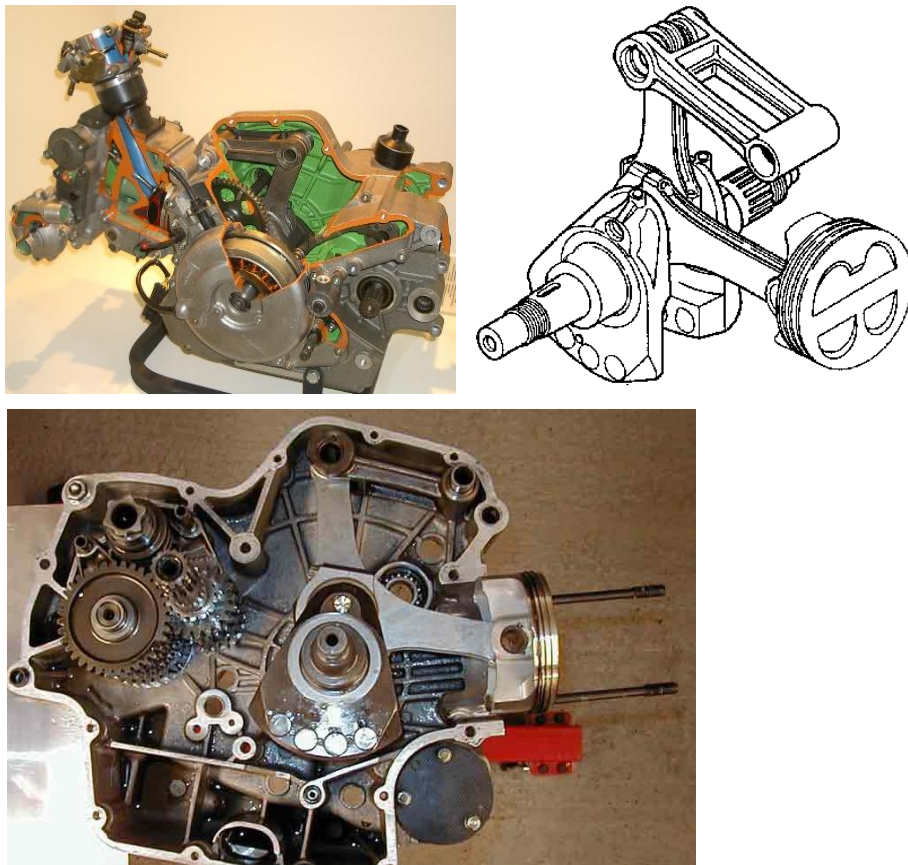
Keinuarrella toteutettuja tasapainotusratkaisuja on käytetty pääsääntöisesti pienissä moottoreissa, kuten moottoripyörien yksi ja kaksi sylinterisissä moottoreissa. Keinuarsien tarkoituksena on toimia ikään kuin vastaparina sylinterissä liikkuvalla männälle ja kiertokangelle, eli sitä käytetään korvaamaan toisen sylinterin aikaansaama tasapainotusvaikutus. Näin ollen keinuarsien liikerata pyritään saamaan samanlaiseksi kuin kierokangen ja männänliike sylinterissä on. Keinuarsilla saadaan varsin luonnollinen tasapainotusvaikutus niin pyöriville massavoimille kuin myös edestakaisille 1. ja 2. kertaluvun massavoimille, joten menetelmällä saadaan moottorin tärinä vähemmän huomattavasti verrattuna perinteiseen rakenteeseen. /7./



KUVA 30. Triumphin T110-moottorin keinuarsilla varustettu kampikoneisto (7)

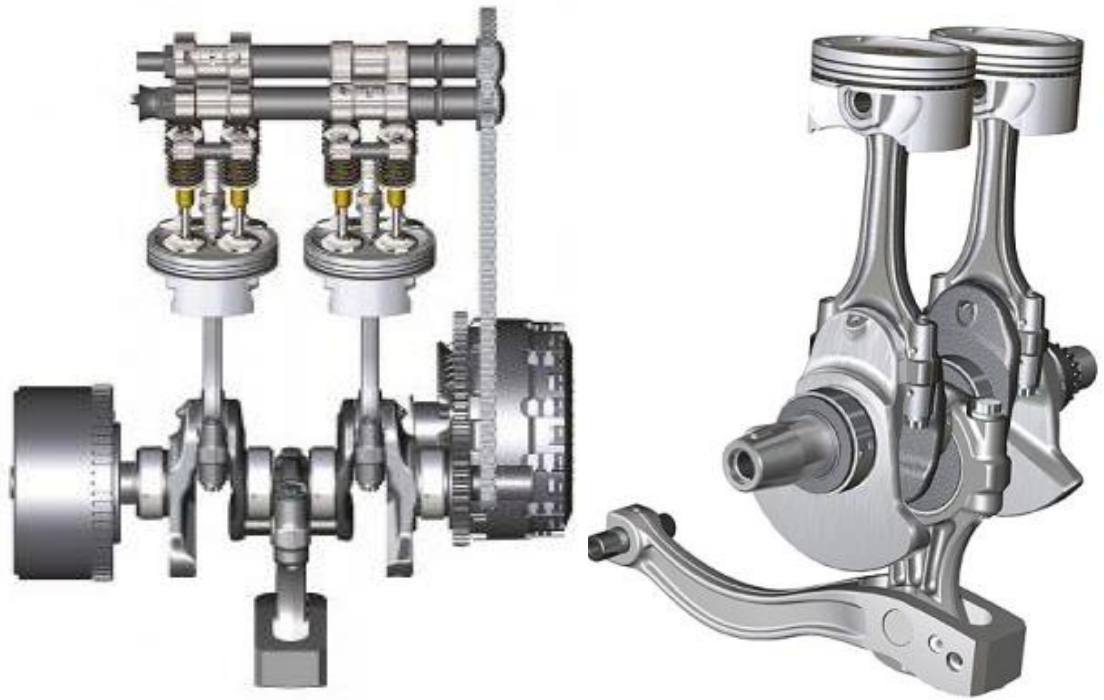
Keinuarsitasapainotusmenetelmän on toimiva ratkaisu etenkin 2-sylinterisissä neli-tahtimoottoreissa, joissa männät joudutaan, sytytysvälien tasaisuuden vuoksi, laittamaan liikkumaan samansuuntaisesti. Tällöin edestakaiset massavoimat tulevat suuriksi vastakkaissuuntaisen voiman puuttuessa. Kuvassa 30 on Triumphin kaksi sylinterinen moottori, jossa keinuarsitasapainotus on toteutettu kahdella erisuuntaisella kiertokankikeinulla, joiden toiset päät on kiinnitetty kampiakselin keskikaulalle sylinterien väliin ja toiset taas moottorilohkon kylkeen kampiakselin keskilinjan alapuolelle. /7./

Kuvassa 31 on Ducatin Supermonon yksisylinterinen nelitahtimoottori, jonka keinuvi-
vipuakseliratkaisu on periaatteeltaan vastaava kuin Triumphissa, mutta siinä keinuvi-
pu on sijoitettu sylinteriin nähden 90° kulmaan kampiakselin yläpuolelle jäljittelemään
puuttuvan sylinterin massavoimia. Tällaisen rakenteen etuina V-kakkostyyppiseen
moottoriin on rakenteen halvempi hinta ja mataluutensa ansiosta mahdollisuus sijoit-
taa moottori huomattavasti pienempään tilaan, esimerkiksi moottoripyörän rungon
väliin. Lisäksi tällaisella kompaktilla moottoripaketilla on erittäin keskitetty massa,
joka myötä moottorin sijoituksella voidaan parantaa ajoneuvon ajokäyttäytymistä
perinteisiin moottoreihin verrattuna matalamman painopisteen myötä. /6; 7./



KUVA 31. Ducati Supermono 549:n keinuvarrellinen kampikoneisto (6)

Keinukiertokankitasapainotusta käytetään myös BMW F800:sen moottorissa (kuva
32), mutta toisin kun Ducatissa, siinä keinukiertokanki on kampiakselin alapuolella.
Muuten moottori on perusrakenteeltaan samanlainen kuin Triumphissa, mutta
F800:ssa käytetään yhtä lisä kiertokankea kahden sijasta. Lisäkiertokanki on F800:ssa
 180° kulmassa sylintereihin nähden ja sen toiseen päähän on kiinnitetty vaakavarsi,
joka nousee ylös, kun männät tulevat alas ja päinvastoin. Tästä huolimatta varren
edestakainen liike ei ole täysin lineaarista, sillä varren toisen pään kiinteä kiinnitys
lohkoon aiheuttaa varrelle myös suurisäteisen kiertoliikkeen. /3./



KUVA 32. BMW:n keinuvarrella varustettu kampikoneisto (3)

Kuvassa 33 on Yamahan T-Maxin samantapaisella tasapinotusjärjestelmällä varustettu moottori kuin BMW:ssä, mutta siinä vaakavarsi on korvattu erillisellä edestakaisin liikkuvalla männällä, jolloin ei synny vaakavarrelle ominaista suurisäteistä kiertoliikettä. Suurimmat syyt keinukiertokanki tasapainotus menetelmän käytölle ovat rakenteen halpuuden lisäksi pienempi tehohäviö tasapainotusakseleihin verrattuna, sekä mahdollisuus käyttää puolikuivaa öljypohjaa, mitä esimerkiksi BMW käyttää F800:sen moottoreissa./3./

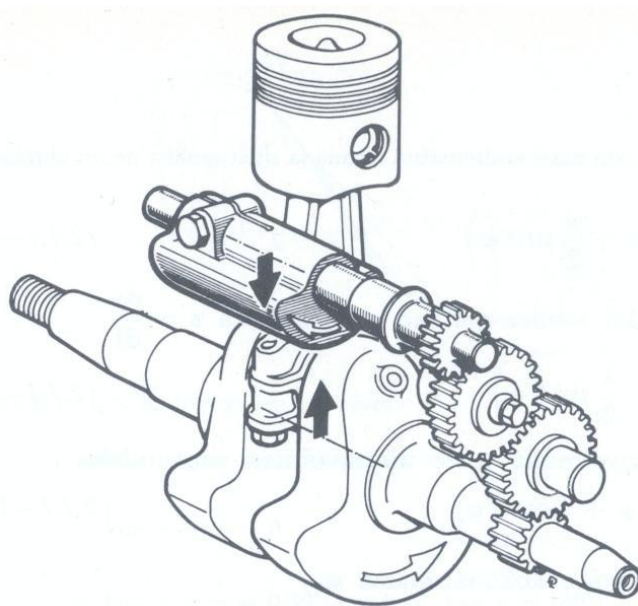


KUVA 33. Yamahan T-Maxissa käyttämä moottori (26)

3.4 Tasapainoakselit

Tasapainoakselien tarpeen moottorin tasapainotuksessa ratkaisee moottorin sylinterimäärä ja sytytysjärjestys, koska valitsemalla nämä sopivaksi saadaan edestakaisin liikkuvista massoista johtuvat voimat kumottua luonnostaan. Mutta jos näiden oskilloivien massojen kumous ei onnistu valitulla rakenteella, tarvitaan tasapainoakseleita. Käytettäessä tasapainoakseleita suunnitellaan ne aina juuri kyseiseen moottorin sopivaksi, sillä massojen kokoon vaikutta edestakaisin liikkuvien massojen suuruus, sylinterien määrä ja keskinäinen sijainti toisiinsa nähden.

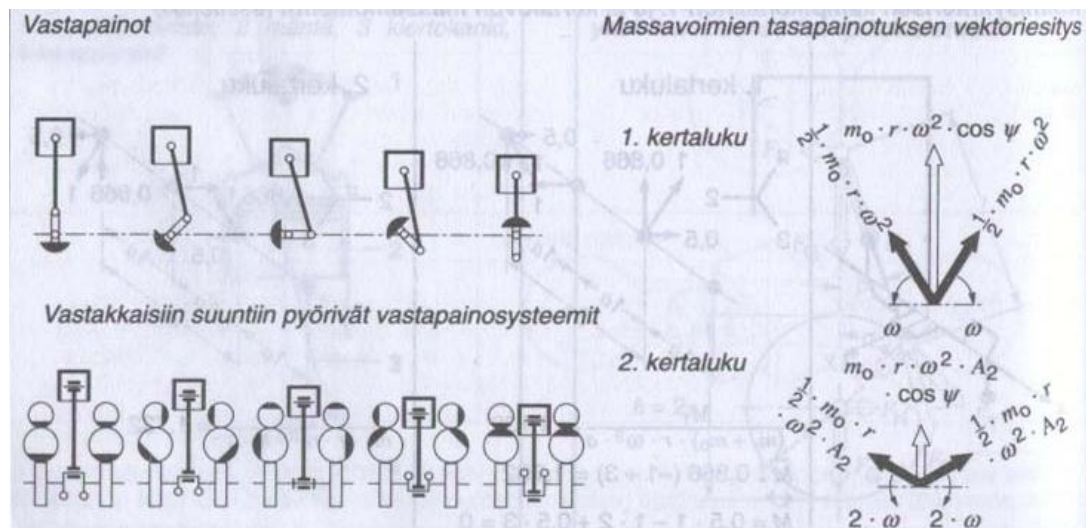
Esimerkiksi usein 2-sylinteristen moottoreiden kammenpolvet ovat 180° päässä toisistaan, kun 3-sylinterisissä 120° . Lisäksi näihin asteväleihin vaikuttaa myös moottorin 2- tai 4-tahtisuus, sillä esimerkiksi 4-sylinterisessä 2-tahtimoottorissa kampiväli on 90° ja 4-tahtisessa 180° , kuten liitteen 2 taulukoista voidaan havaita. Näiden sylinterien keskinäinen asema eri sylinterimäärillä aiheuttavat moottoreille myös erilaisia niille ominaisia liikkumistaipumuksia pyörintänopeuden kasvaessa, kuten moottorin kippaamis- tai hyppimistaipumuksia, joita tasapainoakselit sitten hillitsevät. Yksinkertaisimmillaan tasapainotusakselien käyttö on kuvan 34 tapauksen tapaisissa yksi sylinterisissä polttomoottoreissa, joissa ei tarvitse tasapainottaa muuta kun yhden sylinteriyksikön aiheuttama edestakaisin liikkuva massa yhdellä moottorin kanssa samalla pyörintänopeudella pyörivällä tasapainoakselilla. /10, s. 367–369./



KUVA 34. Lombardinin yksisylinterisen dieselmoottorin tasapainotuskoneisto (10)

3.4.1 Tasapainoakselien pyörintä ja määrä

Kuten aikaisemmin on tullut esille, edestakaiset massat aiheuttavat vaihtelevia sylinteriakselin suuntaisesti esiintyviä 1. ja 2. kertaluvun massavoimia, jotka voidaan laskea kohdassa 2.2.2 mainittuja kaavoja 12–15 käyttäen. Ensimmäinen kertaluku tasapainotetaan pääsääntöisesti kampiakselin vastapainoilla, mutta toisen kertaluvun tasapainotus vaatii tasapainoakselit, jos ne eivät tasapainotu riittävästi luonnostaan. Jos moottorin halutaan tasapainottaa täydellisesti, voidaan se toteuttaa vain keskenään eri suuntiin pyörivillä massasysteemeillä, joista 1. kertaluvun voimia kumoaa moottorinpyörintänopeudella pyörivät akselit ja 2. kertalukua kaksinkertaisella pyörintänopeudella pyörivät akselit, kuten kuvassa 35 on esitetty. Nämä vastapainot tasapainottavat aiheuttamillaan massavoimilla edestakaisia liikkuvia massoja ja toisiaan, joten niiden vaikutusmassan summan täytyy olla joka hetki vastakkaissuuntaisia ja yhtä suuri kuin tasapainotettavat edestakaisin liikkuvat massa voimat. /5, s. 439–440./



KUVA 35. 1-sylinterisen moottorin täydellinen tasapainotus (5)

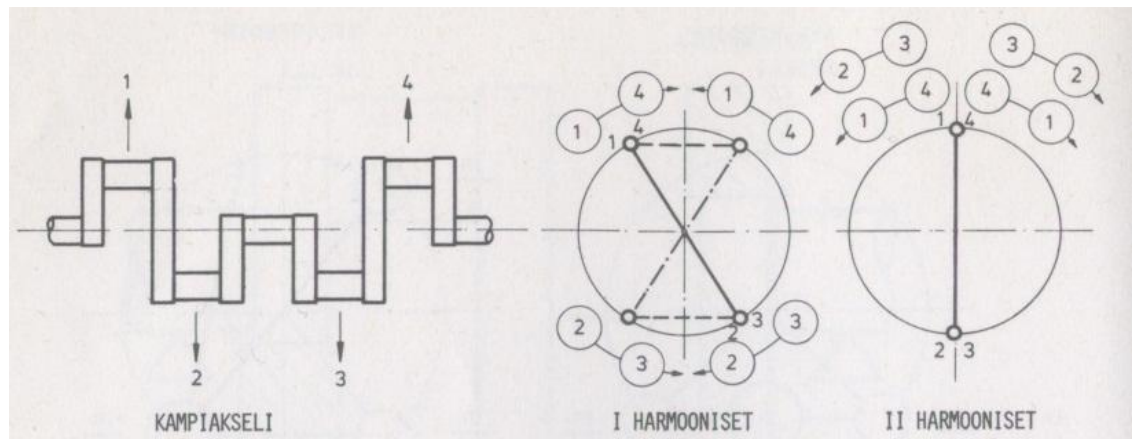
Kuvan 35 1-sylinterisen moottorin kaltaista täydellistä tasapainotusta ei yleensä kuitenkaan käytetä rakenteen kalleuden ja monimutkaisuuden takia, eikä se olisi moottorin hyötysuhteen kannaltakaan suotavaa. Tasapainoakselien määrän ratkaisee moottorin perusrakenne, suunnittelemalla moottorin ominaisuudet sopivasti päästään tilanteeseen jolloin ei välttämättä tarvita tasapainotusakseleita tai niitä tarvitaan 1. tai 2. kertaluvun voimia kumoamaan. Kuvassa 34 on esimerkki 1. kertaluvun tasapainotuksesta yhdellä tasapainoakselilla, joka pyörii kampiakselin kanssa samalla pyörintänopeudella. Pelkästään yhden tasapainoakselin käyttö on mahdollista silloin, kun sen aiheuttama sylinteriakselin pystysuunnasta poikkeava massavoima kumoutuu mootto-

rin muiden osien aiheuttamalla sylinteriakselin pystysuunnasta poikkeavilla massavoimilla. Yhden tasapainotusakselin ratkaisut ovat yleisiä myös V4, V6 ja V8-moottoreissa, joissa moottorin perusrakenne on jättänyt tarpeen massamomenttien 1. kertaluvun tasapainotukselle. Kuvasta 36 on tasapainoakselilla varustetusta 90° V-kulmallinen V6 moottori, jossa tasapainoakseli tarvitaan 1. kertaluvun tasapainottamiseksi. Autokäytössä on myös V- tai W-moottoreita, joissa tarvitaan tasapainoakseleita tasapainottamaan 2. kertaluvun aiheuttamia voimia. Tällaisesta rakenneratkaisusta on yksi esimerkki kuvassa 28, jonka WR8-moottoria tasapainottamassa on kaksi kappaletta tasapainotusakseleita. /28./



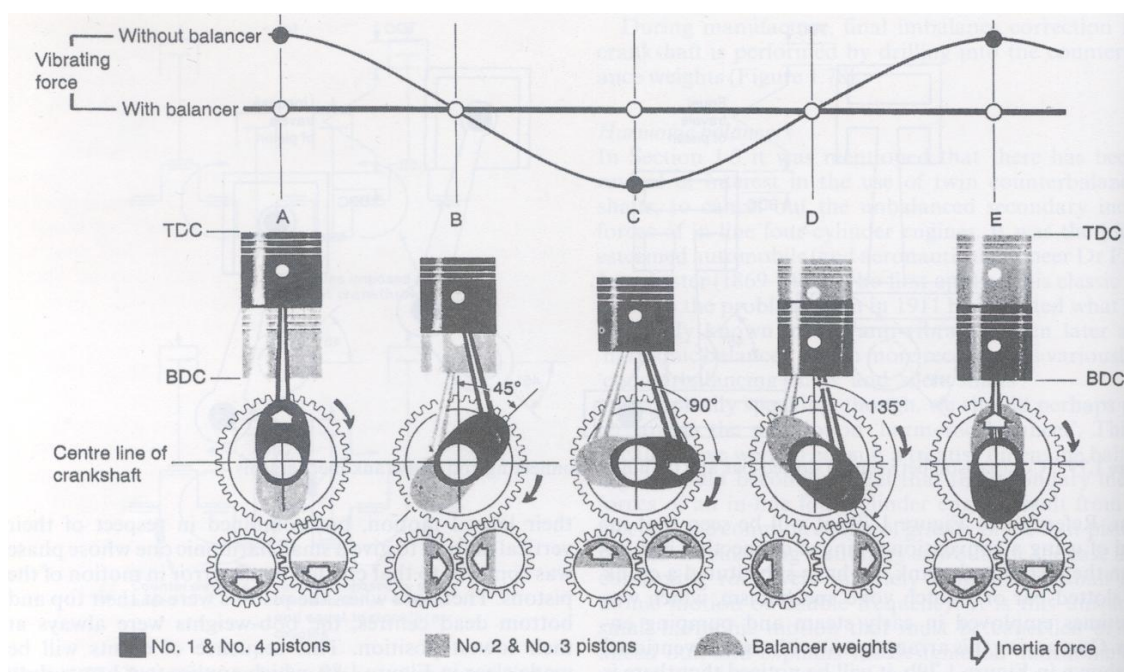
KUVA 36. Tasapainoakselilla varustettu V6-moottorin sylinterilohko (28)

Toisen kertaluvun tasapainotustarpeesta hyvä esimerkiksi on 180° kammenkulmalla varustettu nelisylinterinen rivimoottori, joka on autonvalmistajien yksi eniten käyttämä moottorityyppi, mutta niistä varsin pieni osa on varustettu tasapainoakseleilla. Niitä on käytetty lähinnä vain kalleimpien autojen raskarakenteisien moottoreiden käynnin tasaamiseksi, esimerkiksi Mitsubishin ja Mercedesen dieselmoottoreissa, sekä Saabin ja Fiatin isoissa bensiinimoottoreissa.



KUVA 37. Nelisylinterisessä moottorissa syntyvät 1. ja 2. kertaluvun massavoimien syntyminen (18)

Nelisyylinterisen rivimoottorin tasapainotukseen käytetään yleisesti kahta tasapainoakselia, joilla kumotaan 2. kertaluvun aiheuttamia massavoimia, koska muut ulkoiset voimat ja momentit kumoutuvat 180° kammenkulmalla varustetuissa 4 sylinterisissä moottoreissa itsestään. Kuten liitteen 2 taulukosta ja kuvasta 37 havaitaan, 1- ja 4-sylinterin ensimmäisen kertaluvun voimia kumoaa 2- ja 3-sylinterin voimat mutta toisella kertaluvulla kaikkien sylinterien massavoimat ovat samansuuntaiset. Nämä 2. kertaluvun massavoimat tasapainotetaan kahdella vastakkaisiin suuntiin kaksikertaisella moottorinpyörintänopeudella pyörivillä tasapainotusakseleilla, joiden toimintaa kuvataan kuvassa 38. Kahden akselin erisuuntaisella pyörimisellä saavutetaan myös akselien keskinäinen tasapaino, koska massapainojen ollessa 90° kulmassa sylinterien pystylinjaan nähden, massojen aiheuttamat voimat ovat toisiinsa nähden vastakkaisusuuntaiset. /12, s. 98–99./



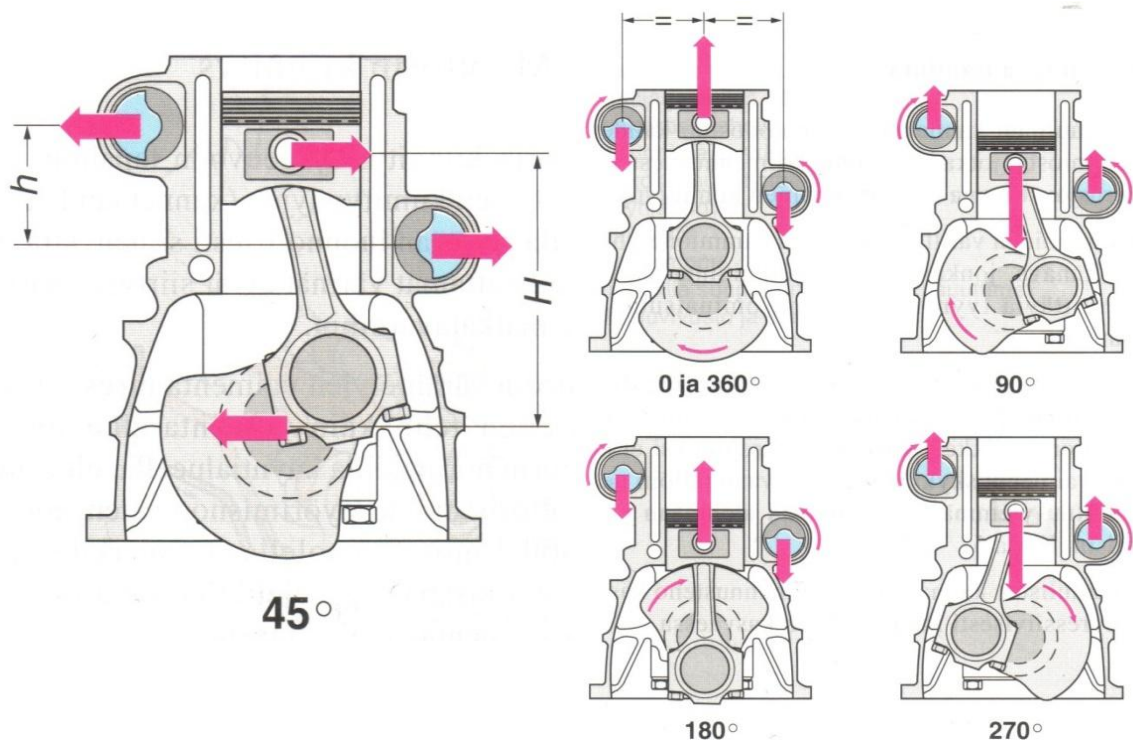
KUVA 38. 4-sylinterisen rivimoottori 2. kertaluvun tasapainotus (23)

3.4.2 Tasapainoakselien sijoitus moottorissa

Tasapainotusakselien sijoituksella on merkitystä myös akselin tasapainotusvaikutukseen, ja sen vuoksi ne täytyy suunnittelussa pyrkiä sijoittamaan aina moottoriin siten, että moottorin pyörivien ja edestakaisin liikkuvien massavojien aiheuttamien liike-energioiden keskipiste tulisi mahdollisimman tarkasti moottorin keskelle. Tällaisella oikealla akselien sijoittelulla tasataan siis moottorin vääntömomentin tukireaktiovaihtelua. Tämän vaihtelun olemassaolo aiheuttaa yleisesti moottoreille esimerkiksi niiden taipumuksen kääntyä kiinnitysijoiillaan kippausmomentin johdosta kallistumal-

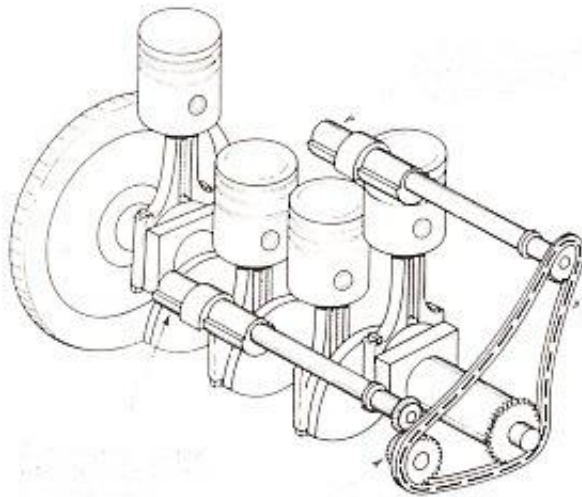
la. Akseleiden sijoitus moottoriin suunnitellaan aina moottorikohtaisesti ja siihen vaikuttaa moottorin perusrakenteen ja massatekijöiden lisäksi se, missä niistä saadaan paras tasapainovaikutushyöty suhteessa järjestelmän valmistuksessa ja käytössä aiheuttamiin lisäkustannuksiin. /5, s. 441./

Kaksi tasapainotusakseli sijoitetaan 4-sylinterisissä rivimoottoreissa eripuolille sylinterilinjaa saman etäisyyden päähän sylinterien keskipisteestä, jotta niiden sijainti ei lisäisi momenttivarrellaan vääntömomenttivaihtelua. Akselit kumoavat toistensa vääntömomentin vaakasuunnassa. Sen sijaan oikein valitulla akseleiden pystysuuntaisella sijoituksella voidaan 2. kertaluvun vääntömomenttivaihtelua tasata, kuten kuvan 39 halkileikatussa Saabin B234-moottorissa on tehty. /5, s. 441./

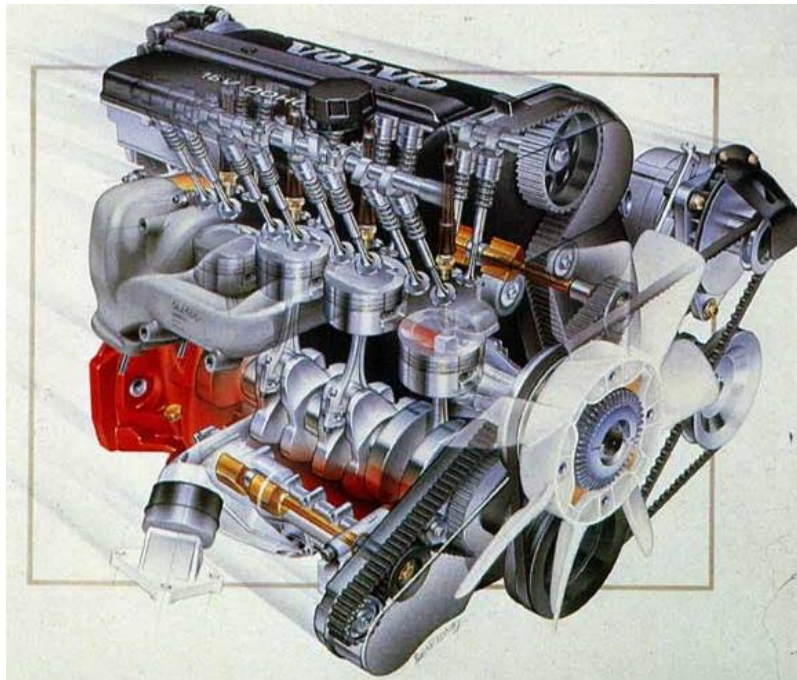


KUVA 39. Saabin B234-moottorin tasapainotusakseleilla (12)

Saabin moottorissa tasapainotusakselit on sijoitettu epäkeskeisesti kampiakselin yläpuolelle vaimentamaan moottorin sivuittain vaikuttavia voimia, jolloin vääntömomenttivaihtelu vaimenee. Akseleiden etäisyyden suuruus ja suunta kampiakselin keskilinjasta määräytyy sivuttaisvoimien aiheuttamien vääntömomenttien suuruuksista. Näin ollen, akselien synnyttämien voimien etäisyyksien tuottamien momenttivarsien pitää olla niin pitkät, että molempien tuottamat vääntömomentit ovat yhtä suuret ja näin myös kumoavat toisensa. Saabin kaltainen sijoitus on myös Mitsubishi Coltissa (kuva 40). Edellä mainituista poiketen Volvon moottorissa (kuva 41) on toinen akseli sijoitettu kampiakselin keskilinjan alapuolelle. /12, s.98–99./



KUVA 40. Mitsubishi Coltin tasapainoakseilla varustettu kampikoneisto (28)



KUVA 41. Tasapainoakseilla varustettu Volvon B234F-moottori (13)

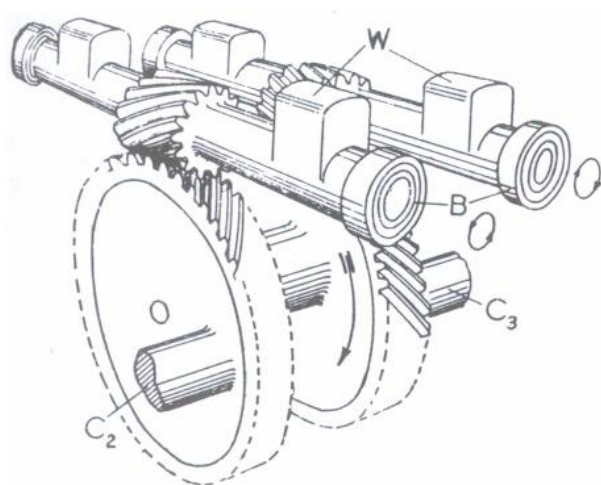


KUVA 42. BMW:n tasapainotusakseilla varustettu kampikoneisto (14)



KUVA 43. Wärtsilä 4L20 moottorin tasapainotusakselit (1)

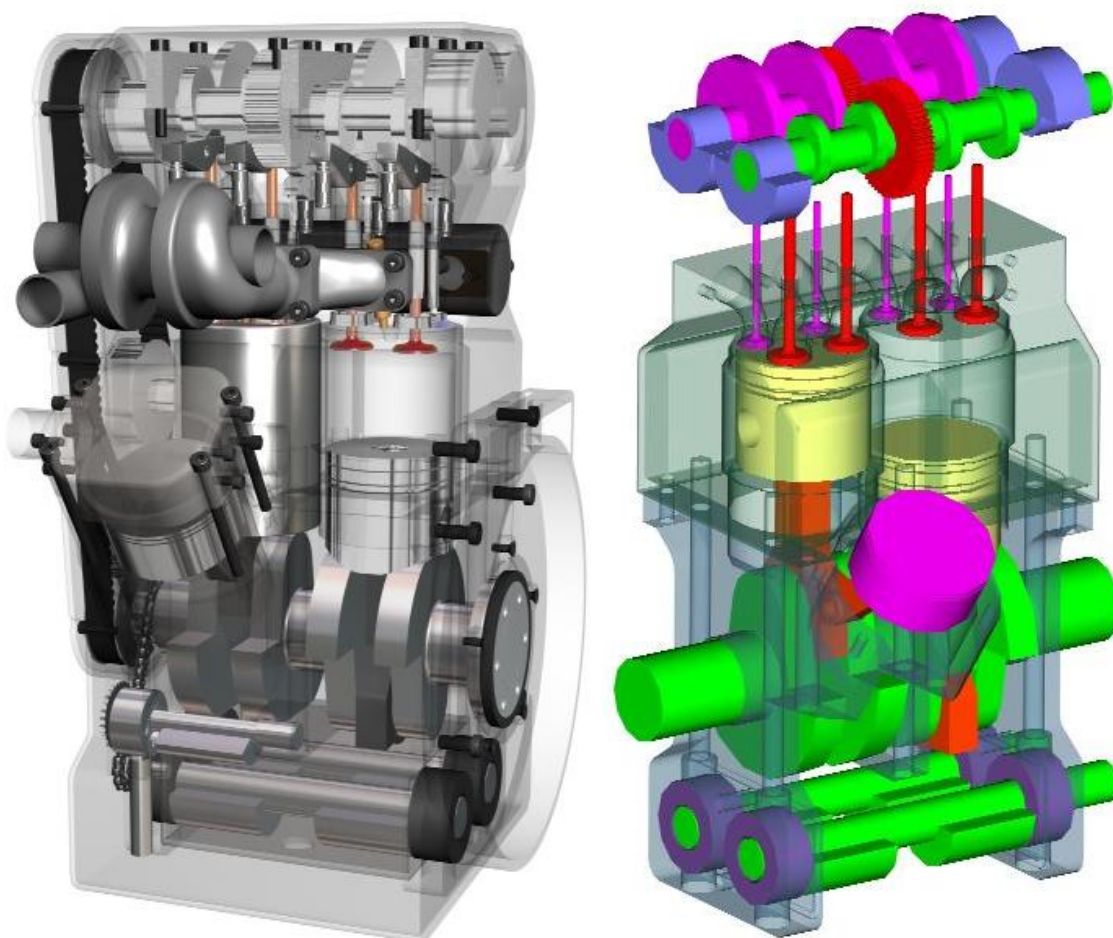
Nykyisin usea moottorivalmistaja on käyttänyt moottoreissaan, kuvien 42 ja 43 moottoreiden rakenneratkaisua. Näissä moottoreissa tasapainotusakselit sijaitsevat moottorin kampiakselin alapuolella öljypohjan yhteydessä. Tässä ratkaisussa akseleiden käyttökoneisto on helppo toteuttaa hammaspyörä välityksellä suoraan kampiakselilta tai niin kuin BMW:ssä suoraan öljypumpun käyttöakselilta. Lisäksi tämä rakenne ei kasvata moottorin leveyttä, joten moottori pystytään sijoittamaan paremmin kapeaan tilaan.



KUVA 44. Lanchesterin poikittainen tasapainotusakseli (22)

Tasapainotusakselit ovat yleensä samansuuntaiset kampiakselin kanssa, mutta muitakin ratkaisut ovat mahdollisia, kuten kuvan 44 tapaus, jossa tasapainotusakselit ovat kampiakselin suhteen 90° kulmassa. Tämä rakenne mahdollistaa akseleiden asentamisen suoraan kampiakselin yläpuolelle rajoittamatta kiertokankien liiketilaa. Lisäksi tämä rakenne mahdollistaa moottorin perusrakenteesta mahdollisesti johtuvien pitkitäissuuntaisten vääntömomenttivaihtelujen tasaamisen akseleille sopivasti valituilla asennus korkeuksilla.

Kaksitahtimoottoreissa voidaan käyttää nokka-akseleita myös tasapainoakseleina, kuten kuvan 45 Z-moottorin rakenteessa, jossa nokka-akselien yhteyteen on lisätty lisäpainot tasapainottamaan moottorin 1. kertaluvun massavoimia. Lisäksi kuvan moottorissa on moottorin kampiakseliin yhdistetty kompressorin sylinteri, joka vaikuttaa omalta osaltaan moottorin tasapainotukseen ja tarvitsee tässä tapauksessa itselleen oman massatasapainoakselin tasapainottamaan sen tuottamat 1. kertaluvun massa voimat. Z-moottorin 2. kertaluvun massavoimat on tasapainotettu kokonaisuudessaan kahdella kampiakselin alapuolelle sijoitetulla tasapainotusakselilla. /4./

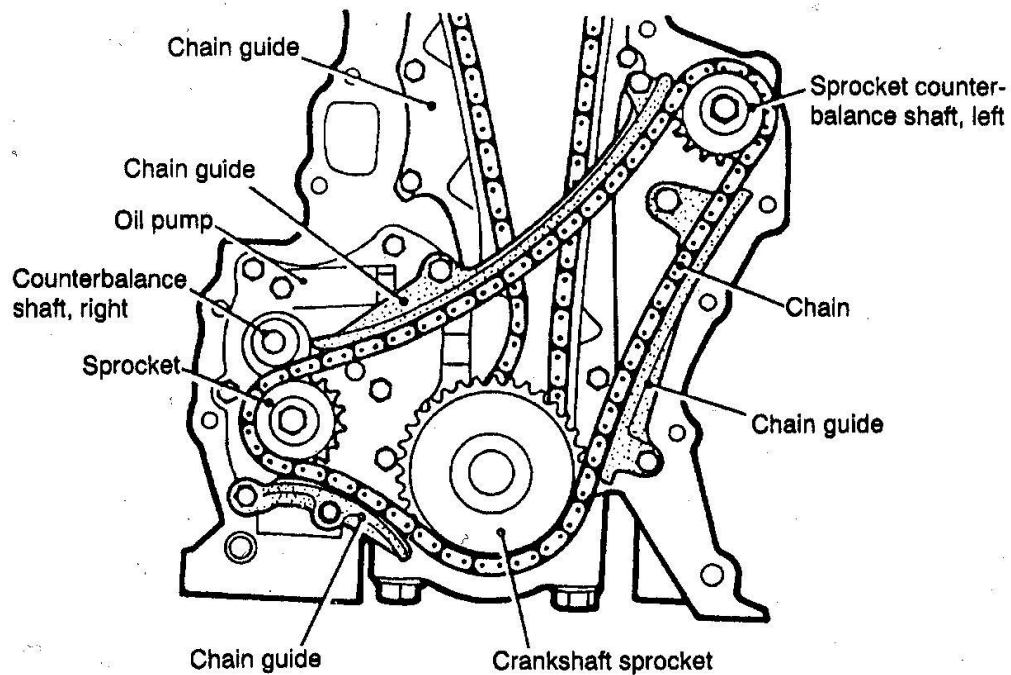


KUVA 45. Z-moottorin rakenne (4)

3.4.3 Tasapainoakselien käyttökoneisto

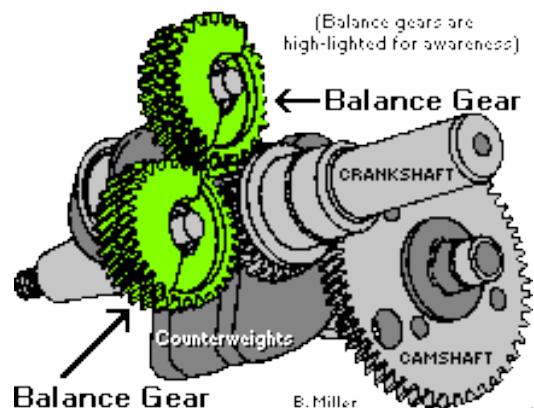
Tasapainotusakselien käyttökoneiston toteutukseen moottoreissa on yleensä käytetty ketju-, hammashihna- ja hammaspyörävälitystä sekä näiden kolmen eri yhdistelmiä. Hammashihna- ja ketjuvälitteistä käyttökoneistoa käytetään moottoreissa yleisesti silloin, kun akselit on sijoitettu moottorin sivuille etäälle kampiakselista. Se, kumpi menetelmä on käytössä missäkin moottorissa, määräytyy useimmiten sen mukaan,

kumpi menetelmä käyttää moottorin nokka-akseleita (kuva 41 ja 46), mutta näissäkin on poikkeuksia, kuten kuvien 28 ja 45 moottoreissa, joista VW:n moottorissa ketju käyttää nokka-akseleita ja hammashihna tasapainotusakseleita, kun taas Z-moottorissa nämä ovat päinvastoin. Kolmatta, eli hammaspyörävälitysratkaisua, käytetään useimmiten raskaissa moottoreissa ja silloin, kun akselit on sijoitettu lähellä kampiakselia, jolloin akseleiden pyöritysvoiman välitys voidaan toteuttaa vähäisellä määrällä hammaspyöriä.



KUVA 46. Mitsubishi Coltin ketjuvälitteinen käyttökoneisto (23)

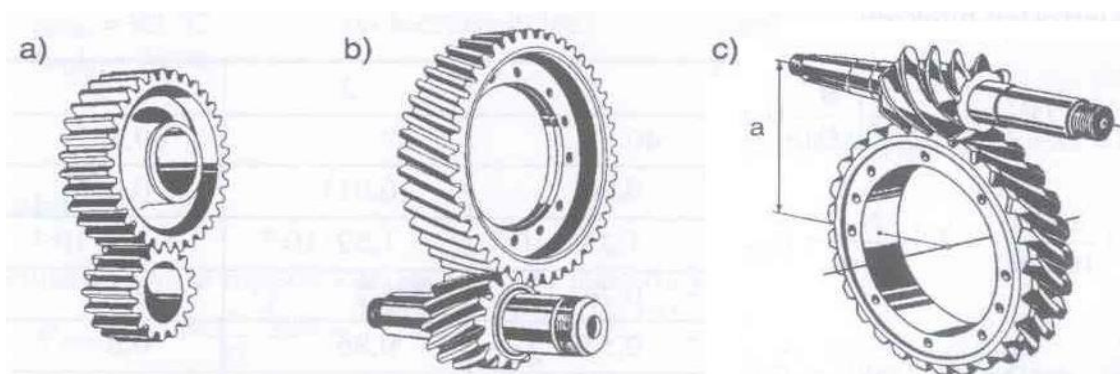
Hammaspyörävälitys mahdollistaa myös kuvan 47 tavan toteuttaa moottorin tasapainotus. Kuvan rakenne ei edellytä erillisiä massapainoja tai akseleita, vaan hammaspyörät toimivat itsessään tasapainoina. Tämä kaltainen rakenne tarvitsee vain vähän tilaa ja aiheuttaa pienemmät tehohäviöt moottorille verrattuna perinteisiin akseleihin.



KUVA 47. Tasapainotushammaspyörät (21)

Tasapainoakselien käytössä käytettävien hammaspyörrien lajina ja muotona on käytetty lähes poikkeuksetta kosketus pinnalta suoraa Evolventtihammastusta. Evolventtihammastus ei ole herkkä akselivälin muutoksille, ja sen valmistus on yksinkertaista. Evolventtihammaspyörävalitys ei välttämättä tarvitse voitelua, mutta autokäytössä hammaspyörät ovat lähes aina voideltuja, koska silloin niille saadaan hyvin pitkä käyttöikä ja toimintavarmuus. /5, s. 332; 17, s. 286./

Tasapainoakselien käyttöön Evolventtihammaspyörillä on sovellettu pääsääntöisesti kolmea eri hammastustyyppiä, ja nämä on esitelty kuvassa 47. Suorahampainen lieriöpyörävalitys (a) on yksinkertaisin ja halvin valmistaa sekä hyötysuhteeltaan paras hammasvälitys. Vinohampainen lieriöpyörävalitys (b) on suorahampaista hiljaisempi, mutta niissä esiintyy aksiaalivoima, joka pyrkii siirtämään akseleita akselin pituus suunnassa. Lieriöhammaspyörrien täytyy olla aina keskenään samansuuntaisilla aksleilla, mutta käytettäessä kierukkapyöräparia (c) voidaan akselit asentaa toisiinsa nähden vaikka 90° kulmaan. /5, s. 332; 17, s. 282./



KUVA 47. Hammaspyörävalitys tapoja tasapainoakselille (17)

Ketjuvälityksellä on jousto-ominaisuutensa ansiosta hammaspyörävalitusta halvempi toteuttaa pitkiä akselivälityksiä, koska se ei vaadi hammaspyörrien kaltaista asennustarkkuutta, mutta vaativat usein erilliset ohjaimet, kuten kuvasta 46 havaitaan. Ketjun huonoina puolina verrattuna hammasvälitykseen on pienempi voiman välityskyky ja matalampi kehänopeuden sietokyky, eikä sitä voida soveltaa muuta kuin yhden suuntaisiin aksleihin. Lisäksi ketjussa ilmeneviä välyksiä ei voida kokonaan poistaa, vaan ne lisääntyvät kulumisen myötä, josta johtuu lyhyempi käyttöikä. /17, s. 308./

Hammashihnavälitys on ominaisuuksiltaan ketjuvälityksen kaltainen, koska voima välittyy sillä yhtä tarkasti kuin ketjulla, mutta rakenteeltaan se on samanlainen kuin muutkin hihnat. Hammashihnan etuna ketjuun verrattuna on koneiston keveys, joka

mahdollistaa suurempia kehänopeuksien käytön, eikä se tarvitse voitelua tai huoltoa. Lisäksi pienillä nopeuksilla se on ketjuvälitteistä koneistoa hiljaisempi. Hammashihnalla on myös huonoja puolia, sillä se tarvitsee yleensä vaihtaa ketjua useammin ja sen käyttölämpötila on ketjua kapeampi, eikä se pysty välittämään ketjun kanssa yhtä suuria vääntömomentteja (taulukko 5). /17, s. 314–316./

Ominaisuus	Hammas- vaihde	Ketju	Hammas- hihna
Maksimiteho [kW] normaalisti erikoistapaus	10 000 100 000	500 1 000	500 1 000
Suurin momentti [Nm]	10^8	10^6	10^4
Suurin kehänopeus normaalisti [m/s] erikoistapaus [m/s]	50 100	15 30	60 100
Maksimivälitys normaalisti erikoistapaus	15:1 50:1	6:1 15:1	15:1 50:1
Tarkkuus	hyvä	hyvä	hyvä
Hyötysuhde [%]	94...98	94...98	93...98
Käyttölämpötila [°C]	-30...+150	-30...+150	-40...+80
Käyntiääni	voimakas	voimakas	meluisa
Voitelu	kyllä	kyllä	ei

TAULUKKO 5. Perusvaihteiden ominaisuusvertailu (17)

3.4.4 Tasapainoakselien laakerointi

Tasapainoakseleissa käytettävien laakereiden valinta ja mitoitus on symmetrisiin akseliin verrattuna hankalampaa, koska tasapainoakselilla vaikuttava epäkeskeinen pyörivä massavoima aiheuttaa laakereihin toisenlaisen aksiaalisen rasituksen, kuin mitä staattisesti ja dynaamisesti tasapainossa oleva akseli. Autokäytössä olevissa moottoreissa on tasapainotusakselit laakeroitu useimmiten sammalla tavalla kuin moottoreiden runko- ja kiertokankilaakerointi eli hydrodynaamisilla säteisliukulaakereilla. Toinen ja etenkin pienissä moottoreissa yleisesti käytössä oleva laakerointiratkaisu on rulla- tai kuulalaakereilla toteutettu säteisivierintälaakerointi. Tällaisesta laakeroinnista on yksi esimerkki kuvassa 48, missä BMW-moottorin tasapainotusakselien laakerointi on toteutettu rullatyypisillä vierintälaakereilla.



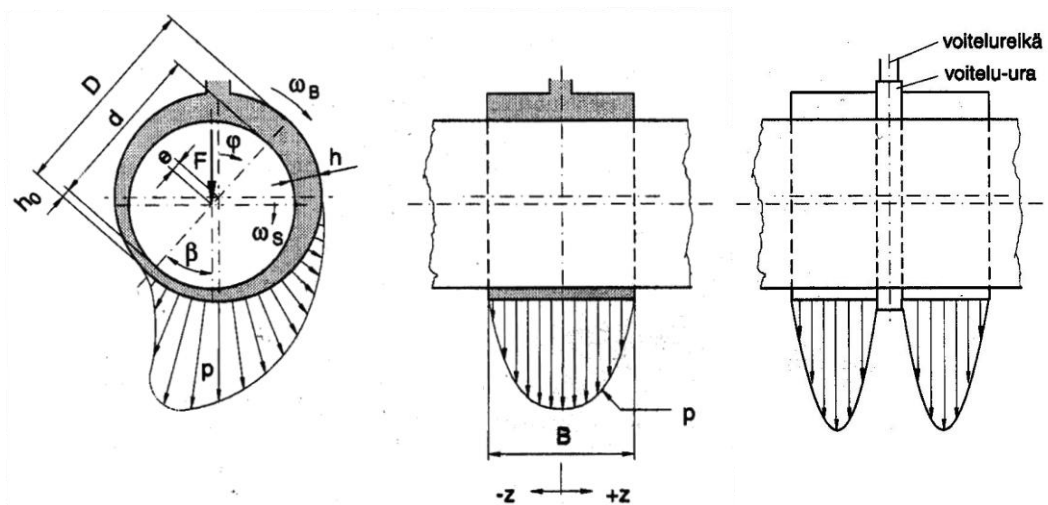
KUVA 48. Rullalaakereilla varustettu tasapainoakselien laakerointi (14)

Tasapainoakseleissa käytettävien laakereiden valintaan moottorisuunnittelussa vaikuttaa useat eri tekijät, kuten esimerkiksi akselin laakerille aiheuttama kuormitus, pyörintänopeus, käyttölämpötila ja voitelutapa. Taulukossa 6 on vertailtu liuku- ja vierintälaakereiden käyttöön liittyviä peruseroja, mutta suurimpina syinä vierintälaakereiden käyttöön pienissä moottoreissa ovat erillisen painevoitelun ja öljynsuodattimen tarpeettomuus sekä liukulaakerointia pienempi kitkakerroin. /17, s. 233./

Käyttötilanne	Vierintälaakerit	Hydrodynaamiset laakerit
Korkealämpötila	100 °C asti ei ongelmia, 100 - 250 °C lämpölaajeneminen stabiloitava	voiteluaineen hapettuminen otettava huomioon
Matalalämpötila	Alle -30 °:ssa käynnistysmomentti huomioitava	Voiteluaine rajoittaa, käynnistysmomentti huomioitava
Tilavaatimukset	Valinnan varaa, pieni aksiaalinen tilantarve	Pieni radiaalinen tilan tarve
Likaiset ja pölyiset olosuhteet	Tiivistys välttämätöntä	Tyydyttävä, voiteluaineen suodatus välttämätöntä
Pienikäynnistys momentti	Hyvä	Tyydyttävä
Aksiaalinen ja radiaalinen kuormitettavuus	Useat mallit toimivat kummassakin suunnassa	Aksiaalikuormille tarvitaan erillinen kuormankantopinta
Voitelun yksinkertaisuus	Erinomainen	Hyvä ellei tarvita runsasta öljykiertoa
Saatavuus standardiosina	Erinomainen	Hyvä
Käyttökustannukset	Alhaiset	Riippuu voitelujärjestelmästä

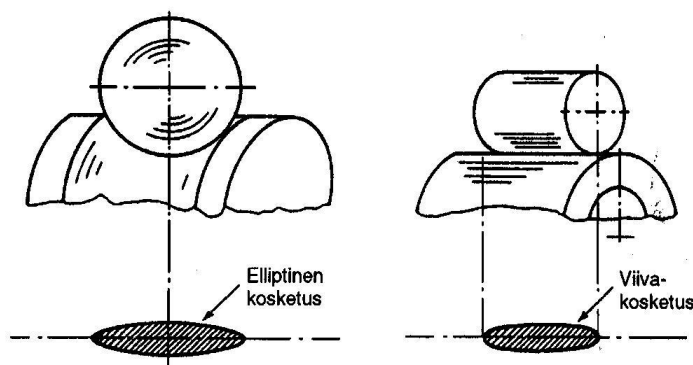
TAULUKKO 6. Laakerityyppien ominaisuudet (17)

Tasapainoakselien laakereiden voitelu on useimmiten toteutettu voitelukanavilla, jotka tulevat öljypumpulta yhteen akselin laakeripukkiin, josta öljy sitten välitetään akseliin porattua kanavaa pitkin muille tasapainoakselin laakereille. Liukulaakerit tarvitsevat öljyn erottamaan laakeripinta ja akseli toisistaan, sillä muuten laakerin kuluminen lisääntyisi merkittävän suureksi. Kuvasta 49 nähdään, kuinka tasapainoakselin massavoimasta johtuva paine (p) jakautuu liukulaakerin pinnalle ja mikä vaikutus voitelu-uralla on jakautumiselle. Tämän paineen vaikutussuunta pyörii laakeripinnalla tasapainoakselin pyörinnän mukaisesti ja suurenee pyörintänopeuden kasvaessa suhteessa akselin keskipakovoiman kasvuun. /17, s.260./

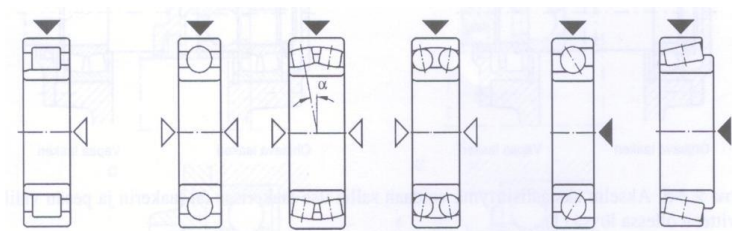


KUVA 49. Pintapaineen jakautuminen liukulaakerissa (17)

Vierintälaakereiden voitelu on toteutettu usein samalla periaatteella kuin liukulaakereissa paitsi silloin, kun moottori ei ole varustettu öljypumpulla, tällöin laakereiden voitelu on toteutettu roiske- tai uppovoitelulla. Vierintälaakerit poikkeavat liukulaakereissa myös laakerointiperiaatteeltaan, sillä ilman voitelua niiden laakerointiperiaate perustuu liikkuvaan kosketukseen, joka on rullilla viivamaista ja kuulilla elliptistä pistekosketusta (Kuva 50). /17, s.246./

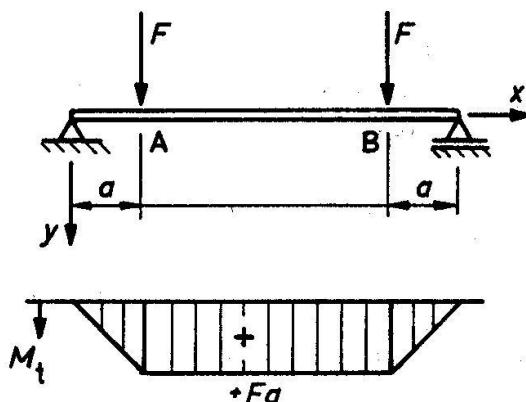


KUVA 50. Vierintälaakereiden kosketus (17)



KUVA 51. Vierintälaakerityyppien mahdolliset kuormitussuunnat (17)

Vierintälaakereiden käytössä on yksi selkeä etu verrattuna liukulaakereihin, sillä vierintälaakerityypin sopivalla valinnalla voidaan toteuttaa myös akselisuuntainen tukeminen, jonka toteutukseen liukulaakerin yhteydessä tarvitaan erillinen tuki. Kuvassa 51 on kuvattuna vierintälaakerityyppejä, jotka kykenevät vastaanottamaan näitä akselisuuntaisia kuormituksia. Kuvassa mustat nuolet osoittavat pääasialliset kuormitussuunnat ja valkoiset vähäistä kuormitusta vastaanottavat suunnat, kuten esimerkiksi akseleita pyörittävän vinohammaspyörän aiheuttaman akselisuuntaisen kuormituksen. /17, s.239./



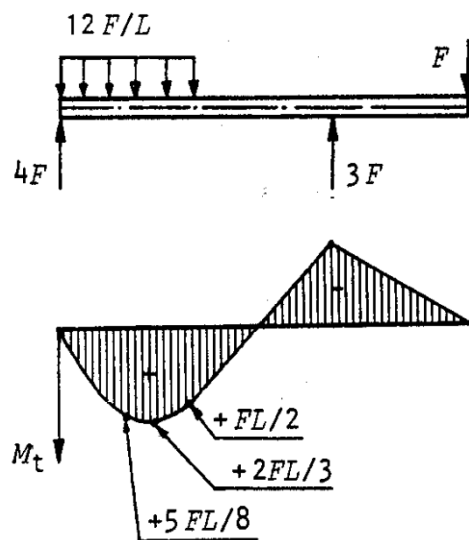
KUVA 52. Kahden yhtä suuren pistemäisen voiman vaikutusakselin taivutusmomenttiin (24)

Tasapainotusakselien laakereiden sijoituksella ja määrällä sekä akselin massapainojen etäisyydellä laakereista on merkitystä laakereihin kohdistuviin voimiin, kuten kuvien 52 ja 53 piirrokset osoittavat. Kuvassa 52 kahden massapainon taivutusmomentti jakautuu tasaisesti painojen väliin ja vähenee lineaarisesti kohti laakeritukipisteitä. Painojen etäisyys tukipisteistä on massan lisäksi taivutusmomentin suuruuteen vaikuttava tekijä, sillä momentti on riippuvainen massan momenttivarresta.

Kuvassa 53 on kuvattu taivutusmomentin jakautumista kolmella laakerilla varustetussa akselissa, jonka massapaino sijaitsee akselin toisessa päässä. Kuvan tilanteessa laakereiden ja massapainon keskinäinen sijoittelu aiheuttaa yhdelle laakerille muihin

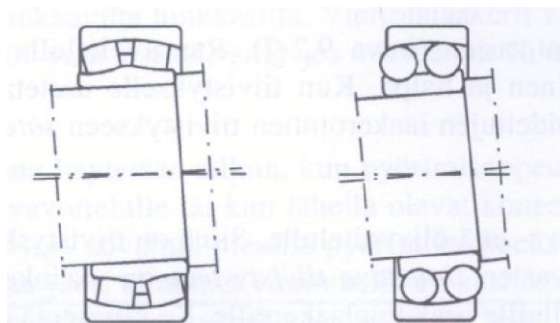
verrattuna vastakkaissuuntaisen voiman sekä laakereiden väleihin erisuuntaiset taivutusmomentit. Erisuuntaiset taivutusmomentit lisäävät myös keskimmäisen laakerin rasitusta verrattuna muihin laakereihin, sillä tällöin laakerin keskellä vaikuttava voima siirtyy vaikuttamaan enemmän laakerin reunoille.

Kuvan 52 ja 53 tilanteet huomioivat vain massapainojen vaikutuksen. Todellisessa tilanteessa taivutusvoimakuvioon vaikuttaisi myös akseliin käyttökoneistosta välittyvät voimat, joiden vaikutusmuoto on riippuvainen käyttökoneiston ominaisuuksista sekä sen sijoittumista tasapainoakselille. Näistä moottorikohtaisista käyttökoneistojen sijainti eroista nähdään muutamia esimerkkejä kuvissa 40–44.



KUVA 53. Akselin päähän sijoitetun massapainon taivutus vaikutus kolmen laakerin välissä (24)

Tasapainotusakselien pyrkimys taipua epäkeskeisen massan voimasta aiheuttaa haasteita myös käytettävien laakereiden valinnalle. Liukulaakerit eivät siedä akseleilta kovin suurta taipumaa, mutta vierintälaakerin oikealla valinnalla, kuten kuvan 54 laakereilla, pystytään akselille sallimaan liukulaakereita suurempi taipuma. /17, s. 239./



KUVA 54. Vierintälaakerit, jotka sallivat akselin taipumisen (17)

4 POHDINTA

Työn tarkoituksena oli tutkia polttomoottorin sisäisiä palotapahtumasta ja liikkuvista massoista syntyviä voimia sekä näiden voimien tasapainotusmenetelmiä. Työn aiheen taustalla oli toimeksiantajana laiva- ja voimakonevalmistaja Wärtsilä Oyj ja heidän tarpeensa selvittää, mitä tasapainotusmenetelmiä eri polttomoottoreissa on käytetty. Lisäksi Wärtsilä Oyj halusi työssä käsiteltävän tasapainotusmenetelmien eri käyttö-koneistototeutuksia ja -rakenteita.

Työn tekeminen oli varsin haastavaa alusta alkaen, sillä aihealueen asioita käsitellään yleisesti monissa polttomoottoreihin liittyvissä teoksissa, mutta yhtään suoraan samaa aihetta käsittelevää kirjaa tai muuta lähdettä en löytänyt. Tästä syystä työssä käytetty materiaali on muodostettu käyttäen useita eri kirja- ja sähköisessä muodossa olevia lähteitä. Työn tekeminen eteni hyvin sujuvasti materiaalin kokoamisen jälkeen, ja materiaali täydentyi vielä useamman kerran työn edetessä.

Työn edetessä ja eri polttomoottorien tasapainotusmenetelmiä tutkiessa tuli suurena yllätyksenä se, että suurempia moottoreita valmistavien yritysten polttomoottoreissa ei juuri ollut moottorin perusrakenteesta eräviä tasapainotustoteutuksia, lukuun ottamatta Wärtsilän käyttämää tasapainoakselitoteutusta. Pienempikokoisista moottoreista löytyi useampia tasapainotustoteutuksia, joiden käyttötapa tosin riippui paljon moottorin perusrakenteesta.

Työtäni tehdessä opin hyvin, mitkä kaikki tekijät vaikuttavat moottorin sisällä syntyviin voimiin, sekä kuinka niiden ei-toivottuja vaikutuksia voidaan vähentää. Lisäksi työssä selvisi hyvin se, että läheskään kaikki ajoneuvokäytössä olevat polttomoottorit eivät ole suunniteltu tasapainotuksen kannalta parhaalla mahdollisella tavalla. Ne ovat enemmän kompromisseja, joihin ovat vaikuttaneet valmistuskustannukset, moottorin tuleva käyttötarkoitus, olosuhteet ja elinkaari. Näitä asioita kovin moni ajoneuvojen moottoreita virittelevä ei muista ottaa huomioon moottorirakennetta ja osia muutellessaan. Esimerkiksi pelkästään mäntien ja vauhtipyörän painon muuttuminen alkuperäisestä saattaa horjuttaa moottorille suunniteltua tasapainotilaa ja aiheuttaa moottorin ennen aikaisen rikkoutumisen. Tästä siis voidaan loppuyhteenvedoksi todeta, että jokaisen polttomoottorin tasapainotus on suunniteltava moottorikohtaiset osatekijät huomioon ottaen.

LÄHTEET

1. A&D Sales 2010. Yrityksen WWW-sivut. <http://www.adsalesltd.com/wartsila-4l20-balancing-shafts.html>. Päivitetty 20.4.2011. Luettu 20.4.2011
2. Alfa bulletin board 2007. WWW-keskustelu foorumi. <http://www.alfabb.com/bb/forums>. Päivitetty 4.4.2011. Luettu 4.4.2011.
3. Ash Kevin 2008. WWW-julkaisu. http://www.ashonbikes.com/bmw_engine_balancer. Päivitetty 6.4.2011. Luettu 6.4.2011.
4. Aumet Oy 2010. Yrityksen WWW-sivut. <http://www.aumet.fi/html/sivu7.htm>. Päivitetty 01.08.2005. Luettu 21.4.2011
5. Bauer Horst. Bosch. Autoteknillinen taskukirja. Jyväskylä. Gummerus. 2003.
6. BLM 2011. Yrityksen WWW-sivut. <http://www.gasgas.at/ducati/history>. Päivitetty 15.5.2009. Luettu 6.4.2011.
7. Chopsueygarage 2011. WWW-julkaisu. <http://chopsueygarage.blogspot.com/search/label/Triumph>. Päivitetty 29.3.2011. Luettu 6.4.2011.
8. Djatshehko N.H. Konstruirouanije i rastshet, Dvigatelij vnutrehnevo sgoranija, Leningrad. Mashinstrojenija. 1979.
9. DTM VMS 2009. Yrityksen WWW-sivut. <http://www.dtrvms.com/default.asp>. päivitetty 25.3.2011. luettu 25.3.2011.
10. Eerola Oiva. Polttomoottorit 2. Jyväskylä. Gummerus. 1978.
11. Hotrodder 2005. WWW-keskustelu foorumi. <http://www.hotrodders.com/forum/2pc-1pc-chevy-148263.html>. Päivitetty 4.4.2011. Luettu 4.4.2011.
12. Huhtamaa Pauli. Auto- ja kuljetusalan erikoistumisoppi 2. Moottori. Keuruu. Ota-va. 1996.
13. Hyde Anthony 2007. WWW-julkaisu. <http://people.physics.anu.edu.au>. Päivitetty 28.06.2010. Luettu 20.4.2011
14. Ilir Dibrani 2011. WWW-julkaisu. <http://www.bmwheaven.com>. Päivitetty 20.04.2008. Luettu 20.4.2011
15. Johansson Thomas 2005. W-9 engine design. Luulajan teknillinen yliopisto. Opin-näytetyö. PDF-dokumentti. <http://www.atomracing.se>. Päivitetty 30.12.2010. Luettu 11.4.2011.
16. Jurgenson William 2010. WWW-Blogi. <http://cembalobill.blogspot.com/>. Päivitet-ty 21.3.2011. Luettu 4.4.2011.
17. Kivioja Seppo. Tribologiakitka - kuluminen ja voitelu. Helsinki. Hakapaino. 2004.
18. Kleimola Matti. Autotekniikan käsikirja. Diesel moottorit. Helsinki. Tammi. 1981
19. Laukkanen Reino 2007. WWW-julkaisu. http://www.studiolumi.com/koke/uaitkn/w_motors.html. Päivitetty 18.6.2007. Luettu 11.4.2011.
20. Lewis Bill. 1999. The Ford V-8 Engine Workshop. WWW-dokumentti <http://www.wrljet.com/fordv8/50.html>. Päivitetty 4.4.2011. Luettu 4.4.2011.
21. Miller's Brian 2011. <http://gardentractorpullingtips.com/balance.htm>. Päivitetty 16.04.2011. Luettu 21.4.2011.
22. Newton K. The motor vehicle. Manchester. Butterworth & Heinemann. 1996.
23. Nunnery M.J. Light & Heavy Vehicle Technology. Manchester. Butterworth & Heinemann. 1998.
24. Outinen Hannu. Lujuusopin perusteet. Tampere. Klingendahl Paino. 2007.
25. Rantala Jouko. Auto- ja kuljetusalan perusoppi 6. Moottori. Keuruu. Otava. 2002.
26. Scootdawgm 2009. WWW-keskustelu foorumi. <http://scootdawg.proboards.com/>. Päivitetty 4.4.2011. Luettu 11.4.2011.
27. Steeves Thomas 2009. WWW-kotisivut. <http://www.radford.edu/tsteeves/Web site/Cars/cars.html>. Päivitetty 15.3.2009. Luettu 4.4.2011.
28. Wan Mark 2001. WWW-julkaisu. http://www.autozine.org/technical_school/engine/smooth5.htm. Päivitetty 11.10.2008. Luettu 20.4.2011.

TAULUKKO 2.6.3—1c. V-moottorin massavoimat. 1)

Yhden rivin sylinterien lukumäärä	Kammenpolvien järjestys	Sylinterivien väl. kulma	Massavoima						Momentti						Huomautuksia (vertaa taulukkoa 2.6.3 — 1a) Kertaluku = taajuuksien kerrannaisluku (= järjestysluku)		
			Ensimmäinen kertaluku (pyörivä)			Toinen kertaluku			Ensimmäinen kertaluku (pyörivä)			Toinen kertaluku					
			$\Sigma F_I / r_{Ivi}$	pyörivä K	pystysuora	pyörivä ja vaakataso	$\Sigma F_{II} / r_{Ivi}$	pystytaso	vaakataso	$\Sigma M_I / r_{Ivi}$	pyörivä K	pystytaso	pyörivä ja vaakataso	$\Sigma M_{II} / r_{Ivi}$		pystytaso	vaakataso
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
3		45°	0	—	0	0	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	1,125	$4,90 \cdot F_I \cdot l$	$2,46 \cdot F_I \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_{II} \cdot l$	$2,26 \cdot F_{II} \cdot l$	$0,935 \cdot F_{II} \cdot l$	Massavoimat tasapainotetut. Sisäiset momentit jäävät pieniksi lyhyen rakenteen takia. Tasapainotus hyvä. Sisäinen momentti suhteellisen suuri, suurilla pyörimisnopeuksilla vastapainot tarpeelliset.
6		60°	0	—	0	0	0	0	0	0	—	0	0	0	0	0	Tasapainotus hyvä. Vääntöväärähtely 6. ja 12. kertaluvulla suurempi kuin vast. rivimoottorissa. Sisäinen momentti suhteellisen suuri, vastapainot tarpeelliset.
6		45°	0	—	0	0	0	0	0	0	—	0	0	0	0	0	Tasapainotus hyvä. Sisäinen momentti suhteellisen suuri, vastapainot tarpeelliset.
8		45°	0	—	0	0	0	0	0	0	—	0	0	0	0	0	Tasapainotus hyvä. Sisäinen momentti suhteellisen suuri, vastapainot tarpeelliset.

$$K = \frac{\Sigma F_{pyör.}}{\Sigma F_I / r_{Ivi}} \text{ sekä } = \frac{\Sigma M_{pyör.}}{\Sigma M_I / r_{Ivi}} \cdot \Sigma F_{pyör.} = K \cdot \Sigma F_I / r_{Ivi} \text{ sekä } \Sigma M_{pyör.} = K \cdot \Sigma M_I / r_{Ivi}$$

1) Voiman ja momentin muuttumisnopeuden (taajuuden) kerrannaisalueet on merkitty alaindeksilla I ja II.

4- ja 2-tahtisen rivimoottorin kampiakseleita ja massavoimia

TAULUKKO 2.6.3—1a. Nelitahtisen rivimoottorin kampiakseleita ja massavoimia 1) Vert. taul. 1 c

Sylinterien lukumäärä	Kammenpolvien järjestys	Syttytysjärjestys	Ulkoisen massa-voima			Ulkoisen massavoimien momentti			Sisäinen momentti		Huomautuksia l = sylinterien välimatka $F_R = m_R r \omega^2$ $F_I = m_O r \omega^2$ $F_{II} = \lambda m_O r \omega^2$ Kertaluku, vert. taul. 1 b Sisäinen momentti kohdistuu kampiakammioon, eliminoidavissa vastapainoilla
			Pyörivä	F_I	F_{II}	Pyörivä M_R	Oskilloiva M_I	Oskilloiva M_{II}	Pyörivä	Oskilloiva	
1		1	F_R	F_I	F_{II}	0	0	0	—	—	Momentteja ei synny. Massavoimien tasapainotus huono.
2		1-2	$2F_R$	$2F_I$	$2F_{II}$	0	0	0	—	—	—,,—
3		1-2-3	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_{II} \cdot l$	$0,5 \cdot F_R \cdot l$	$0,5 \cdot F_I \cdot l$	Massavoimien momentin tasapainotus huono
4		1-3-4-2	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	$4 \cdot F_{II} \cdot l$	$0,745 \cdot F_R \cdot l$	$0,745 \cdot F_I \cdot l$	Tärinää varsinkin suurilla pyörimisnopeuksilla.
4		1-3-4-2	0	0	$4 \cdot F_{II}$	0	0	0	$1,0 \cdot F_R \cdot l$	$1,0 \cdot F_I \cdot l$	Toisen kertaluvun massavoima suuri. (Hyvä kiinnitys tarpeellinen)
5		1-2-4-5-3	0	0	0	$0,449 \cdot F_R \cdot l$	$0,449 \cdot F_I \cdot l$	$4,98 \cdot F_{II} \cdot l$	$1,309 \cdot F_R \cdot l$	$1,309 \cdot F_I \cdot l$	Massavoimat pienet. K. vääntöväärähtely 5 ja 7,5 kertaluvuilla tarkistettava (suuret moottorit)
6		1-3-5-6-4-2	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	
6		1-4-2-6-3-5	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	Kampiakselin vääntöväärähtely epäedullinen 4,5, 7,5 ja 10,5 kertaluvuilla
7		1-2-4-6-7-5-3	0	0	0	$0,267 \cdot F_R \cdot l$	$0,267 \cdot F_I \cdot l$	$1,0 \cdot F_{II} \cdot l$	$2,524 \cdot F_R \cdot l$	$2,524 \cdot F_I \cdot l$	Tasapainotus huono. K. vääntöväärähtely 3,5 ja 7 kertaluvuilla tarkastettava.
8		1-4-2-6-8-5-7-3	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	K. vääntöväärähtely epäedullinen 5,5 ja 6,5 kertaluvuilla. Sisäiset momentit pienet.
8		1-5-7-3-8-4-2-6	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	K. vääntöväärähtely 3,5 ja 4,5 kertaluvuilla vähäinen, 5,5 ja 6,5 kertaluvuilla suuri.
8		1-2-4-6-8-7-5-3	0	0	0	0	0	0	$3,26 \cdot F_R \cdot l$	$3,26 \cdot F_I \cdot l$	Sisäiset momentit suuret, vastapainot tarpeelliset.
9		1-2-4-6-8-9-7-5-3 $\alpha = 37^\circ 44'$ $\beta = 41^\circ 08'$	0	0	0	0	0	$0,19 \cdot F_{II} \cdot l$	$4,15 \cdot F_R \cdot l$	$4,15 \cdot F_I \cdot l$	Sisäiset momentit suuret, vastapainot tarpeelliset.
9		1-8-5-3-9-6-2-7-4	0	0	0	$0,92 \cdot F_R \cdot l$	$0,92 \cdot F_I \cdot l$	$1,28 \cdot F_{II} \cdot l$	$2,2 \cdot F_R \cdot l$	$2,2 \cdot F_I \cdot l$	Kampiakselin vääntöväärähtely epäedullinen 5 ja 6 kertaluvuilla.
10		1-6-2-8-4-10-5-9-3-7	0	0	0	0	0	0	$1,328 \cdot F_R \cdot l$	$1,328 \cdot F_I \cdot l$	Tasapainotus hyvä

4- ja 2-tahtisen rivimoottorin kampiakseleita ja massavoimia

TAULUKKO 2.6.3—1b. Kaksitahtisten rivimoottorin kampiakseleita ja massavoimia. 1)

Sylinterien lukumäärä	Kammpien järjestys	Syttyjäjärjestys	Ulkoisen massavoima			Ulkoisen massavaimien momentti			Sisäinen momentti		Huomautuksia (vertaa taulukkoa 2.6.3—1a) Kertaluku = taajuuksien kerrannais-luku (= järjestysluku)
			F_R	F_I	F_{II}	M_R	M_I	M_{II}	Pyörivä	Oskilloiva	
1		1	F_R	F_I	F_{II}	0	0	0	—	—	Massavaimien tasapainotus huono. Momenteja ei synny.
2		1-2	0	0	$2F_{II}$	$F_R l$	$F_I l$	0	—	—	Tasapainotus parempi kuin nelitahti-moottorissa
3		1-2-3	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_{II} \cdot l$	$0,5 \cdot F_R \cdot l$	$0,5 \cdot F_I \cdot l$	Massavaimien momenttien tasapaino-tus huono
4		1-3-2-4	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	$4,0 \cdot F_{II} \cdot l$	$0,745 \cdot F_R \cdot l$	$0,745 \cdot F_I \cdot l$	—, —
5		1-5-2-3-4	0	0	0	$0,449 \cdot F_R \cdot l$	$0,449 \cdot F_I \cdot l$	$4,98 \cdot F_{II} \cdot l$	$1,309 \cdot F_R \cdot l$	$1,309 \cdot F_I \cdot l$	—, —
6		1-6-3-4-2-5	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	Tasapainotus hyvä, vääntömomentin vaihtelu suhteellisen suuri, kampi-akselin vääntöväärähtely epäedullinen.
6		1-5-2-4-3-6 $\alpha = 30^\circ$ $\beta = 90^\circ$	0	0	0	$0,89 \cdot F_R \cdot l$	$0,89 \cdot F_I \cdot l$	$1,74 \cdot F_{II} \cdot l$	$1,65 \cdot F_R \cdot l$	$1,65 \cdot F_I \cdot l$	Suhteellisen tasainen vääntömomentti. Tasapainotus suhteellisen hyvä, kampiakselin vääntöväärähtely epäedullinen 3. kertaluvulla.
6		1-6-2-4-3-5	0	0	0	0	0	$3,464 \cdot F_{II} \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	Vääntömomentin vaihtelu pieni, momentit epäedulliset, k. vääntö-väärähtely huono 6. kertaluvulla.
6		1-6-4-2-5-3	0	0	0	$2,0 \cdot F_R \cdot l$	$2,0 \cdot F_I \cdot l$	$6,928 \cdot F_{II} \cdot l$	$0,917 \cdot F_R \cdot l$	$0,917 \cdot F_I \cdot l$	Tasapainotus huono, k. vääntö-väärähtely huono 4. ja 6. kertaluvulla.
7		1-7-2-5-4-3-6	0	0	0	$0,267 \cdot F_R \cdot l$	$0,267 \cdot F_I \cdot l$	$1,0 \cdot F_{II} \cdot l$	$2,524 \cdot F_R \cdot l$	$2,524 \cdot F_I \cdot l$	Momenttitasapaino huono, vaatii vastapainot, k. vääntöväärähtely huono 3. ja 4. kertaluvulla.
7		1-7-4-2-6-3-5	0	0	0	$0,85 \cdot F_R \cdot l$	$0,85 \cdot F_I \cdot l$	$5,53 \cdot F_{II} \cdot l$	$1,2 \cdot F_R \cdot l$	$1,2 \cdot F_I \cdot l$	Sisäiset momentit pienet, massa-vaimien momentti suuri toisella kertaluvulla, k. vääntöväärähtely huono 3. ja 4. kertaluvulla.
8		1-8-2-6-4-5-3-7 $\alpha = 53^\circ 10'$ $\beta = 36^\circ 50'$	0	0	0	0	0	0	$3,162 \cdot F_R \cdot l$	$3,162 \cdot F_I \cdot l$	Hyvä tasapainotus, sisäiset momentit suhteellisen suuria, k. vääntöväärähtely huono 3. ja 4. kertaluvulla.
8		1-8-2-6-4-5-3-7	0	0	0	$0,448 \cdot F_R \cdot l$	$0,448 \cdot F_I \cdot l$	0	$3,154 \cdot F_R \cdot l$	$3,154 \cdot F_I \cdot l$	Suuri sisäinen momentti, vastapainot tarpeelliset, ulkoinen momentti pieni. K. vääntöväärähtely epäedullinen 3. ja 4. kertaluvulla.
9		1-9-2-7-4-5-6-3-8	0	0	0	$0,194 \cdot F_R \cdot l$	$0,194 \cdot F_I \cdot l$	$0,548 \cdot F_{II} \cdot l$	$4,15 \cdot F_R \cdot l$	$4,15 \cdot F_I \cdot l$	Sisäiset momentit suuret, vastapainot siten välttämättömät, vääntöväärähtely epäedullinen 4. kertaluvulla.