

DIESELMOOTTORIN PAKOKAASUMELUN SIMULOINTI

Mats Braskén(1), Matias Aura(2)

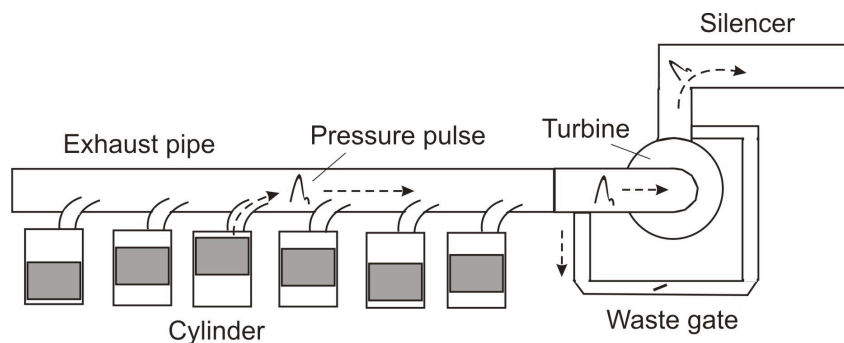
(1) Novia University of Applied Sciences, Vaasa, mats.brasken@novia.fi

(2) Wärtsilä Finland Oy, Research & Development, Vaasa, matias.aura@wartsila.com

1 JOHDANTO

Dieselmoottorin tuottamaa melua voidaan tarkastella äänensyntymekanismien perusteella. Moottorin pinnan säteilemä ääni syntyy sekä mekaanisista herätteistä että palotapahtuman aiheuttamista suorista ja epäsuorista voimista. Lisäksi fluidien virtauksen ja paineenvaihtelun aiheuttamat kuormat kytkeytyvät erinäisten rakenteiden kautta moottorin ympäristöön. Palotapahtumasta aiheutuva paineennousu sylinterissä purkautuu pakoventtiilin auetessa pakokanavistoon synnyttäen painepulssin. Pulssi etenee sylinterikanavasta pakosarjan kautta turboahtimen turbiinille. Turbiinin ulkopuolella pulssi etenee edelleen pakoputkistoon, jonka toteutus ja komponentit voivat vaihdella installaatioittain. Pakoputkisto suunnitellaan siten, että putkistosta ulostulevan pulsaation aiheuttama ympäristömelu ei ylitä asetettuja rajoituksia.

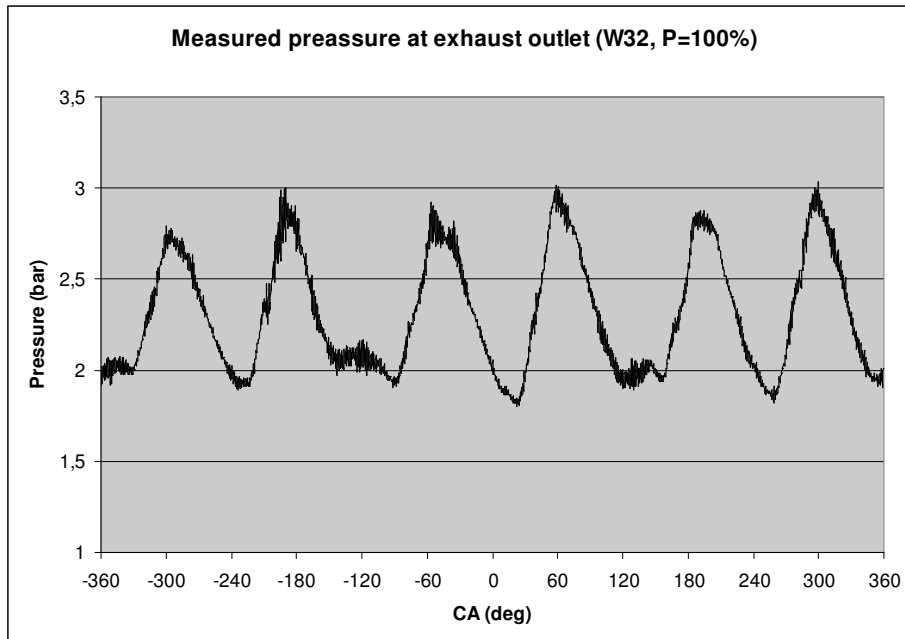
Tässä työssä tarkastellaan pulsaation etenemistä pakokanavistossa, sylinteristä turbiinin läpi. Tavoitteena on kehittää koko prosessin mallintava pulsaation etenemismalli, ymmärryksen parantamiseksi pakojärjestelmän toiminnasta akustisena systeeminä. Mallin avulla voidaan havainnollisesti tarkastella miten eri komponentit ja muutokset geometriassa vaikuttavat syntyvän melun taajuusjakaumaan sekä amplitudiin.



Kuva 1. Mallinnuksen kohteena olevan moottorin pakokanavisto.

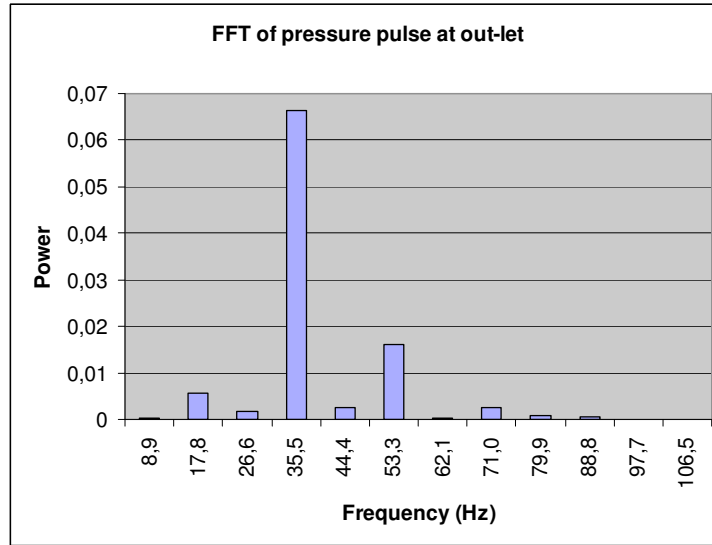
2 PAINEPULSAATION SYNTY JA ETENEMINEN

Polttoaine-kaasuseoksen puristus ja sytytys sylinterissä tapahtuu moottorin työtahdin aikana. Palamisen seurauksena kaasun laajentuminen työntää mäntää alaspäin. Ennen kuin mäntä saavuttaa alakuolokohdan, pakoventtiili aukeaa ja paineaalto vapautuu pakokanavaan. nelitah-
timoottorissa yksi sykli vastaa kahta kierrosta, eli 720° kammenkulman muutosta. simuloin-
timallin kuusisylinterisessä rivimoottorissa pyörimisnopeudella 750 rpm tämä tarkoittaa, että
uusi painepulssi syntyy pakokanavaan 120° kammenkulman välein (tk. Kuva 2).



Kuva 2. Mitattu paine pakokanavan päässä, lähellä turbiinia.

Kuten kuvasta nähdään kanavassa on jatkuva noin 2 bar ylipaine. Jatkuvan staattisen paineen lisäksi havaittavissa on noin 1 bar dynaaminen pulsaatio tasavälein. Peräkkäisten pulssien väli on 0,0267s, joka vastaa 37,5 Hz taajuutta (kts. Kuva 3). Tämä on moottorin sytytystaajuus.



Kuva 3. Painepulsaation taajuusvaste.

3 MALLINNUSPROSESSI

Pakokaasujärjestelmän akustisten ominaisuuksien mallinnusprosessi on jaettu kolmeen osaan: 1. Pulsaation lähde ja pakokanava. 2. Turbiini ja hukkaportti. 3. Pakoputkisto vaimentiminen. Tässä artikkelissa käsitellään kahta ensimmäistä osaa. Turbiini mallinetaan akustisesti yksinkertaistetusti passiivisena elementtinä.

3.1 Akustinen lähde ja pakokanava

Sylinterin ylipaineen purkautuminen pakoventtiilien kautta synnyttää painepulsaatio kanavassa, joka tulkitaan akustisena lähteenä. Ongelma on selvästi aikariippuvainen, koska lähteet ovat jakautuneet sekä sijainnillisesti että ajallisesti. Akustinen paine voidaan ratkaista aaltoyhtälöstä

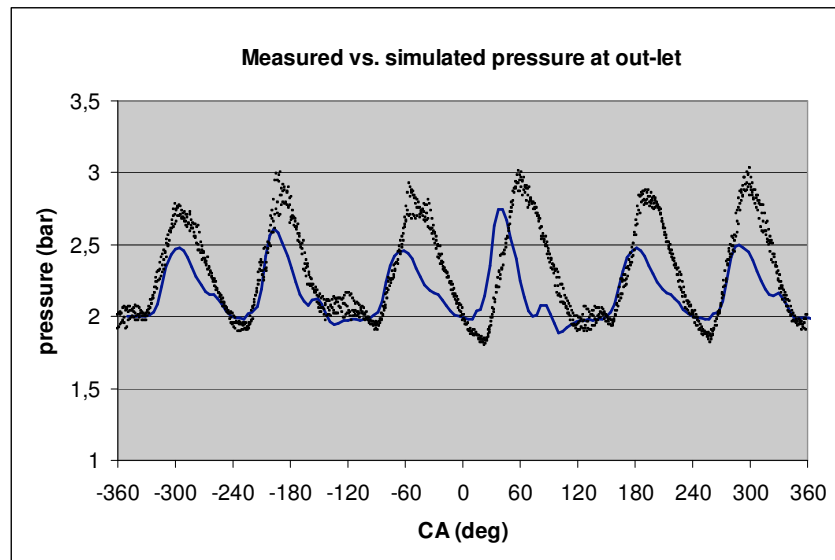
$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_s^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

Yhtälö 1 on ratkaistu FE-menetelmällä [1], käyttäen taulukon 1 reunaehtoja. Saatua ratkaisua on esitetty kuvassa 4. Simulointi tulokset vastaavat hyvin mitattuja tuloksia (kuva 2).

Taulukko 1. Reunaehdot sisääntulolle, seinämälle sekä ulostulolle.

Putken seinämä	Sisäänmeno	Ulostulo
$\hat{n} \cdot \nabla p = 0$	$p = p_0(t)$	$\hat{n} \cdot \nabla p = -\frac{1}{c_s} \frac{\partial p}{\partial t}$
\hat{n} = seinämän normaali vektori	Sisäänmenevä painepulssi	Impedanssi ehto

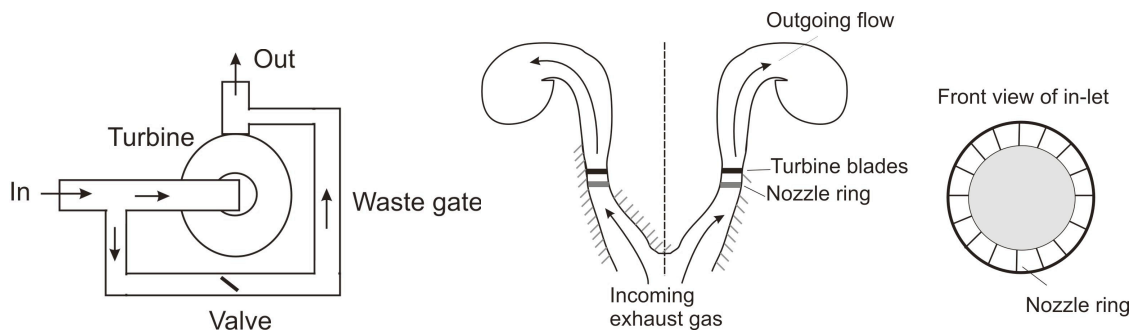
Painesignaalista saadaan taajuusjakauma sekä akustinen paine ulostulossa.



Kuva 4. Simuloitu painepulsaatio ulostulossa.

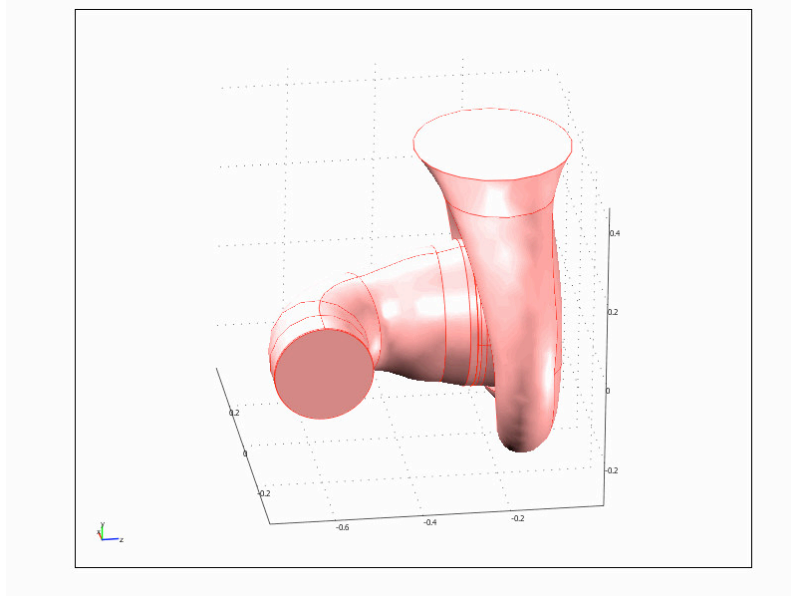
3.2 Passiivinen turbiinimalli

Seuraavassa vaiheessa kuvassa 4 esitetyt painepulssit etenevät turbiiniin, tai ohittavat turbiinin hukkaportin kautta. Siinä missä hukkaportin geometria muistuttaa yksinkertaista putkea, turbiinin monimutkaisen geometrian kuvaamiseen tarvitaan tarkka 3D malli.



Kuva 5. Pakoputken ulostulo on kytketty turbiiniin ja hukkaporttiin.

Toistaiseksi mallissa käytetään passiivista turbiinimallia [2][3], eli turbiinisiipien pyörimisliikkeestä aiheutuva painepulsaatio sivuutetaan kokonaan. Myös kaasun massavirtauksen ja hukkaportin vaikutus on jätetty huomioimatta, jälkimmäinen siksi, että toiminta on riippuvainen moottorin käyttöolosuhteista. Käytetty turbiinin geometria on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Turbiinin geometria (sisäänmeno eteenpäin ja ulostulo ylöspäin).

Olettaen painevaihtelu aika-harmoniseksi $p = \bar{p}e^{i\omega t}$, yhtälöstä (1) tulee Helmholtz yhtälö. Turbiinin seinämille käytetään jäykkää reunaehtoa, $(\nabla p) \cdot \hat{n} = 0$, ja sisäänmenossa sekä ulostulossa käytetään tasoaaltoratkaisua, jolloin saatavista yhtälöistä saadaan FEM:llä ratkaistua paineen \bar{p} amplitudi.

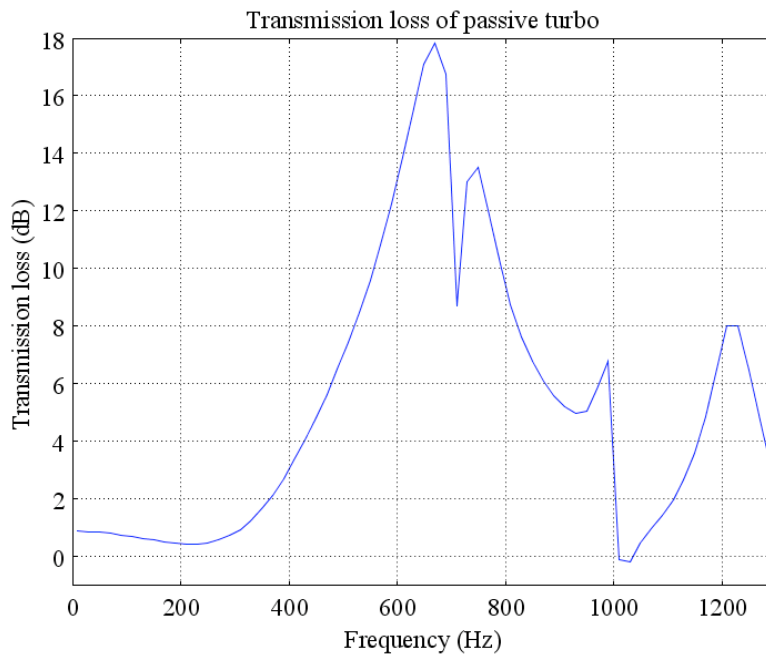
Tulos edustaa turbiinin akustista siirtohäviötä d [dB]

$$d = 10 \log \left(\frac{W_{in}}{W_{out}} \right), \quad (2)$$

missä sisääntuleva teho W_{in} ja vastaavasti ulostuleva teho W_{out} , saadaan pinta-alaintegraalilla ko. pinnan A yli.

$$W = \int_A \frac{|\bar{p}|^2}{2\rho c_s} dA. \quad (3)$$

Kuvassa 7 on esitetty turbiinin akustinen siirtohäviö taajuuden funktiona. Pienillä taajuuksilla (<100 Hz), joita tarkasteltiin kappaleessa 3.1, vaste on hyvin tasainen. Tästä voidaan päätellä, että turbiini vaikuttaa hyvin vähän pienitaajuiseen pakomeluun.



Kuva 7. Turbiinin akustinen siirtohäviö [dB].

4 JOHTOPÄÄTÖKSET

Simulointimallin tulokset ovat lupaavia. Erot mallinnuksen ja mittaustulosten välillä selittyvät osittain hieman toisistaan poikkeavilla lähtötiedoilla, ja että ulostulon impedanssi ehto on käytetty avoimen putken reunaehto. Myös korkeataajuiset komponentit puuttuvat ymmärrettävästi mallinnuksen tuloksista, koska ne syntyvät pääasiassa virtauksen vaikutuksesta.

Aktiivisen turbiinimallin ja hukkaportin lisääminen akustiseen malliin on aloitettu. Pakokaasun massavirtaus jätettiin mallintamatta, koska sillä ei oletettavasti ole radikaalia vaikutusta analyysin tulokseen pakokanavan osalta. Turbiinin osalta tosin merkitys saattaa muuttua, koska virtausnopeudet lähestyvät äänennopeutta kaasussa eikä oletamus paikallaan pysyvistä kokoonpuristumattomasta väliaineesta ole enää pätevä.

LÄHTEET

1. COMSOL Multiphysics (www.comsol.com).
2. PEAT, K.S., et al. An investigation into the passive acoustic effect of the turbine in an automotive turbocharger. *Journal of Sound and Vibration* 295 (2006) 60-75.
3. RÄMMAL, H. & ÅBOM, M. Acoustics of turbochargers. Paper presented at SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 2007.