

SAIMAAN AMMATTIKORKEAKOULU
Tekniikka Lappeenranta
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotantotekniikan ja kunnossapidon suuntautumisvaihtoehto

Mikko Kaarnaaja

MOMENTINMITTAUSPENKIN KÄYTTÖÖNOTTO JA KALIBROINTI

Opinnäytetyö 2009

TIIVISTELMÄ

Mikko Kaarnaaja

Momentinmittauspenkin käyttöönotto ja kalibrointi, 40 sivua, 06 liitettä

Saimaan ammattikorkeakoulu, Lappeenranta

Tekniikka, Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Tuotantotekniikan ja kunnossapidon sv.

Opinnäytetyö 2009

Ohjaajat: lehtori Eloranta Timo, toimitusjohtaja Vainio Kai

Opinnäytetyön tavoitteena oli saattaa Tehohydro Oy:ssä valmisteilla oleva momentinmittauspenkki käyttökuntoon ja tarkastella laitteen luotettavuutta hydrauliliikkamoottoreiden vääntömomentin määrittämiseen.

Opinnäytetyön kohteen ollessa konkreettinen tarvittiin paljon käytännön tutkimusta ja tiedonkeruumenetelmänä käytettiin älykästä väyläterminaalia, josta tiedot saatiin siirrettyä sähköiseen muotoon. Komponenttien valmistajien käyttöohjeista saatiin tietoa komponenttien ominaisuuksista.

Keskeneräisen mittauspenkin rakentaminen vaati esiselvitystä jo tehdyistä ratkaisuksista, mahdollisten epäkohtien selvittämistä ja työn tavoitteiden asettamista.

Ensivaiheen testauksen jälkeen havaittiin jarrun olevan liian tehokas. Rinnalle rakennettiin pneumaattinen levyjarru. Sitten tarkasteltiin hydrauliliikkapuolta, minkä jälkeen voitiin siirtyä kalibrointivaiheeseen. Voima-anturin näyttämä kalibroitiin käyttäen vipuvartta ja tunkkia.

Mittalaitteen valmistuskustannuksiin verrattuna tulokset ovat olleet positiivisia. Laitteen soveltuvuus usean eri vääntömomentin moottoreille teki työstä erittäin haastavan. Ensisijaisena tarkoituksena kyseisellä mittalaitteella ei niinkään ollut absoluuttisen vääntömomentin tutkiminen vaan saada likiarvo, jonka perusteella koneen korjaus voidaan todeta onnistuneeksi ja soveltuvaksi käyttöön.

Asiasanat: Hydraulikka, vääntömomentti, momentin mittaus, moottori, brake dyno

ABSTRACT

Mikko Kaarnaaja

Commissioning and calibration of a torque test measuring unit, 40 pages, 06 appendices

Saimaa University of Applied Sciences, Lappeenranta

Programme of Mechanical Engineering

Specialization in production techniques and Industrial maintenance

Final Year Thesis 2009

Mentors: lecturer Eloranta Timo, managing director Vainio Kai

The target of this final year thesis was to bring torque measuring unit to a feasible condition and to observe its reliability in the torque measurements of hydraulic motors.

Due to this work's nature, it was necessary to concentrate on practical study. The data collection unit was an intelligent channel terminal. The manufacturer's component manuals gave information of the chosen components. The unfinished torque measurement unit required revisioning of existing decisions, plausible faults and assigned targets.

After the first testing, it was obvious that the hydraulic brake was too effective. Therefore another, pneumatically applied brake was built. After that the inspection focused on hydraulics and lead to calibration. The force transducer was calibrated with a jack and lever.

Compared to the building costs, the results have been positive. The suitability of this equipment for different motor sizes made the work challenging. The primary meaning of this measuring unit is not an absolute torque rate but an approximate value that can be used to confirm successful maintenance.

Keywords: Hydraulic, torque, measuring torque, motor, brake dynamometer

SISÄLTÖ

1 JOHDANTO	6
2 LÄHTÖKOHDAT	7
2.1 Mittauslaitteiston lähtökohta.....	7
2.2 Jarrulaite	8
2.3 Mittausanturit	9
2.3.1 Voima-anturi.....	9
2.3.2 Pyörimisnopeusanturi	9
2.4 Tiedonkeruulaitteisto	10
3 TAVOITTEET	11
3.1 Käyttökohteet	11
3.2 Mittaustulokset	11
3.3 Vertailu saatavilla oleviin lähdetietoihin.....	12
4 MOMENTIN MÄÄRITELMÄ JA MOMENTINMITTAUSLAITTEITA	14
4.1 Voiman momentti	14
4.2 Vääntömomentti	14
4.3 Vääntömomentti hydraulikkamoottoreissa.....	15
4.4 Inertia-dynamometri	15
4.5 Jarrudynamometri	15
4.5.1 Kitkajarru	16
4.5.2 Pyörrevirtajarru	17
4.5.3 Magneettijauhejarru	18
4.5.4 Hystereesis-jarru	19
4.5.5 Vesipyörrejarru.....	20
4.6 Sähkömoottori/generaattori dynamometri	20
4.7 Hydraulinen jarru.....	21
4.8 Akselin väliin sijoitettavat mittalaitteet	21
4.9 Momenttilevy	22
4.10 Wheatstonen silta	23
5 LAITTEISTON TESTAUS JA KALIBROINTI	24
5.1 Ensimmäinen jarrulaite	25
5.2 Toinen jarrulaite	26
5.3 Pneumaattinen jarru.....	26
5.4 Pneumaattinen proportionaalipaineventtiili	27
5.5 Moottorintestaushydrauliikan tutkiminen	28
5.6 Korjaukset	29
5.7 Voima-anturin kalibrointi	30
5.8 Kierrosnopeusanturin kalibrointi.....	35
6 HYDRAULIMOOTTORIN KOEAJOJÄRJESTELYT	36
7 YHTEENVETO.....	37
KAAVIOT	38
KUVAT	38
TAULUKOT	39
LÄHTEET.....	39

LIITTEET

Liite 1. VKJ-650 Hydraulinen levyjarru

Liite 2. TS10-36 Proportionaalipaineensäätöventtiili

Liite 3. U9B Voima-anturi

Liite 4. Twiflex MR Pneumaattinen levyjarru
Liite 5. Pimatic Proportionaalipaineventtiili
Liite 6. MR 200 Function diagrams

1 JOHDANTO

Tämä opinnäytetyö liittyy Etelä-Karjalan ammattikorkeakoulussa tehtyyn opinnäytetyöhön Case Tehohydro momentinmittauspenkki hydraulisille moottoreille (Nurmi, 2004).

Opinnäytetyötä aloitettaessa testipenkkiä on rakennettu seuraavasti. Valmiina on momentinmittauspenkin runko, jossa on jarrulevy, hydraulinen jarru sekä voima-anturi. Tiedonkeruujärjestelmä on rakennettu, mutta ei asennettu.

Opinnäytetyön tarkoituksena on saattaa aloitettu projekti vaiheeseen, jossa huoltohenkilökunta Tehohydro Oy:ssä kykenee käyttämään itsenäisesti momentinmittauspenkkiä ja tuottamaan raportteja korjatuista hydraulikkamoottoreista. Työn saamiseksi tähän vaiheeseen on suoritettava anturikytkennät, tarkastettava niiden toiminta ja kalibrointi. Lisäksi on suunniteltava hydrauliset kytkennät niin, että halutun tyyppistä mittausgrafiikkaa saadaan aikaan. Työtä rajoittavat valitut komponentit, joiden puitteissa käyttöönottovalmisteluja tulee jatkaa.

Opinnäytetyössä keskitytään koepenkin saattamiseen edellä mainitulle valmiusasteelle. Jo rakennettuja asioita sivutaan vain, jos muutoksia esiintyy. Mittausautomaatiikkaa, jonka HM-Automaatio on toimittanut, käsitellään vain periaatteellisella tasolla.

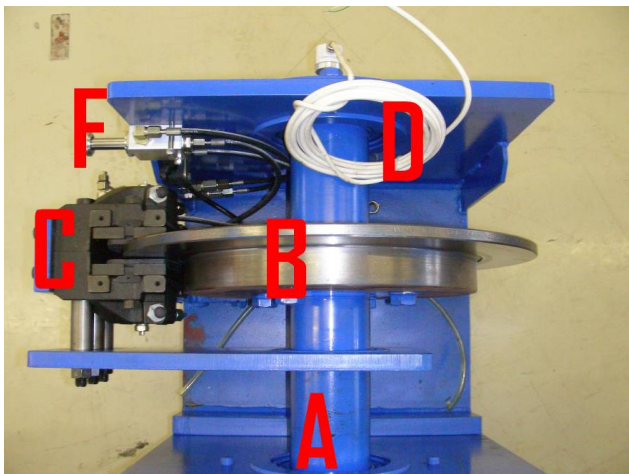
2 LÄHTÖKOHDAT

Tässä luvussa käsitellään käytännön työn kannalta oleelliset lähtökohdat ja mitauslaitteiston kannalta tärkeät komponentit. Nyt käyttöön otettava laitteisto on Teemu Nurmen opinnäytetyössään (Hydraulimoottoreiden momentinmittauspenkki; Case Tehohydro oy, 2004) suunnittelema hydraulikkamoottoreiden momentinmittauspenkki. Työn alkuvaiheessa ei ideointia ja suunnittelua juurikaan tarvita, sillä komponenttivalinnat on tehty, mikä raajaakin työn osuuden alkuun vain tarkastamiseen ja valittuihin komponentteihin tutustumiseen.

2.1 Mittauslaitteiston lähtökohta

Mittauspenkki on de Prony -tyyppinen kitkajarrulla toimiva laitteisto, jossa laakeroituun akseliin on liitetty 500 mm:n halkaisijalla oleva jarrukiekko (Kuva 1).

Työn alkaessa tukirakenteet ovat valmiit.



Kuva 1. Aiemmin valitut komponentit ja rakenteet

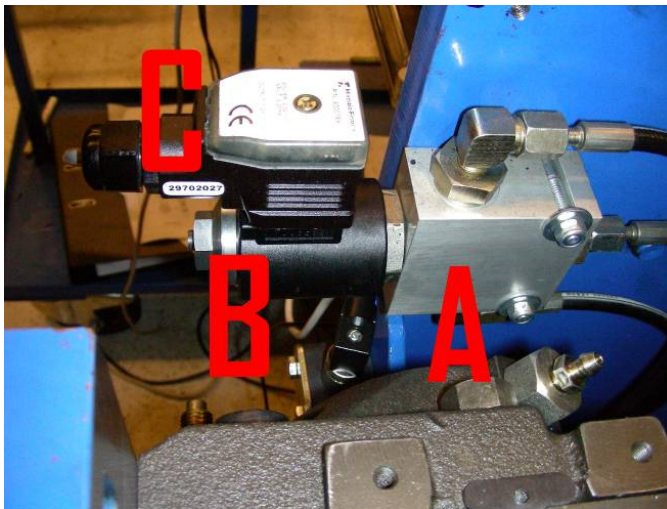
Opinnäytetyön alkaessa valmiit rakenteet ja komponentit ovat seuraavat: Laakeroitu akseli (A), jolla hydraulimoottorilla tuotettu voima välitetään jarrulevyyn (B). Laakeroituun tukilevyyn on kiinnitetty VKJ 650 -jarrulaite (C).

Jarrulaitteen alla on voima-anturi u9B mittaamassa jarrulaitteen tukivoimaa (ei havaittavissa kuvassa). Runkorakenteissa (D) on koneistetut sovitteet akselin (A) laakeroinnille. Lisäksi kuvassa näkyy paineensäätöproportionaaliventtiili (F).

2.2 Jarrulaite

Mittauspenkissä on työn alkaessa Konaflex Oy:n edustama VKJ 650 jarrulaite (Liite 1). Jarrulaitteessa hydraulinen paine muutetaan lineaarivoimaksi, jolla tuotetaan kitkavoima jarrupalojen ja jarrukiekon väliin.

Jarrulaitteen hydraulipainetta säätämään on asennettu Polarteknikin edustaman Hydraforcen paineensäätöproportionaaliventtiili (Liite 2), jossa säätöalue 207 baariin asti. Hydraulipaineen syöttöä varten on penkkiin asennettu pikaliittimet, joista voidaan syöttää painetta säätöventtiiliin kautta jarrulaitteelle (Kuva 2).



Kuva 2. Paineenalennusproportionaaliventtiili

Paineventtiileissä tuotettua korkeapainetta pyritään joko alentamaan tai rajoittamaan. Patruunatekniikalla toimivat paineenalennusventtiilit koostuvat tyypillisesti runko-osasta (A), joka kätkee sisäänsä venttiilin. Venttiilin avautumis-/sulkeutumispainetta vastaava voima tuotetaan kelalla (B). Kelan sähköiseen pistotulppaan on integroitu vahvistinkortti (C), jolla heikko ohjaussignaali vahvistetaan.

2.3 Mittausanturit

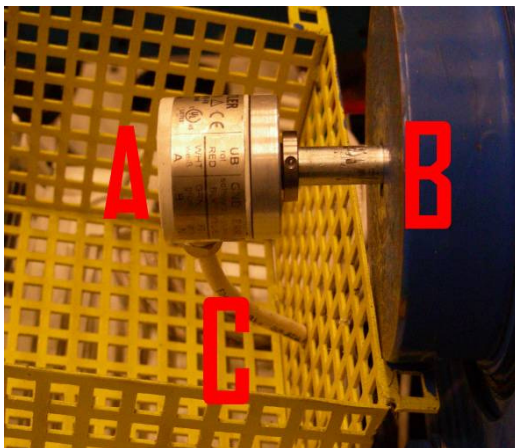
Tässä osiossa tarkastellaan jo tehtyjä anturivalintoja sekä tarkastellaan periaatteellisella tasolla tiedonkeruujärjestelmää.

2.3.1 Voima-anturi

Voima-anturiksi on asennettu HBMn u9B /20 (Liite 3). Mittaus kyseisen tyyppisessä venymäliuska-anturissa perustuu nk. Wheatstonen siltakytkentään (Valtanen 2009).

2.3.2 Pyörimisnopeusanturi

Kierrosluvun mittauksesta vastaa Hengstler pulssianturi (Kuva 3).



Kuva 3. Pyörimisnopeusanturi

Pyörimisnopeusanturi (A) on mittauslaitteiston voima-akselin (B) päädystä. Anturi välittää käyrän luonnissa tarvittavan, jokaista momenttiarvoa vastaavan pyörimisnopeustiedon.

Kyseisen tyyppisen pulssianturin toiminta perustuu yhden kierroksen aikana saataviin pulsseihin ja pulssien välisen ajan mittaamiseen. Kuvan 3 kaltaista anturia ei saa kiinnittää muualta kuin akselilta, sillä sisällä olevat hienomekaani-

set osat voivat vaurioitua mahdollisten vääntövaikutusten johdosta. Momenttitu-
kena anturille toimii vain johto (C).

2.4 Tiedonkeruulaitteisto

Tiedonkeruulaitteisto eli ns. datalokkeri tallentaa tietoa antureilta. Tehohydron momentinmittausyksikön datalokker on älykäs väyläterminaali, joka on koottu Bechoff-merkkisistä osista. Sen on rakentanut HM-Automaatio. Väyläterminaali sisältää Windows NT –käyttöjärjestelmän. Väyläterminaaliin on liitetty analogi-/digitaalikortteja, joilla tarvittavat tiedot kerätään ja tallennetaan. Käyttöjärjestelmässä on Bechoffin Twincat-sovellus, joka ohjaa väyläterminaalia. Käyttöliittymänä Twincat-sovellukseen on Microsoft Basicilla koodattu HM-datalokker, josta voidaan hallita jarrutusparametreja sekä tarkkailla anturi- ja ohjearvoja reaaliajassa. Anturitieto tallentuu TXT-muotoisena määrättyyn kansioon, josta se siirretään Excel-ohjelmistoon. Käytössä olevassa datalokker-tiedonkeruujärjestelmässä muistikapasiteetti on rajallinen, joten kyseiselle kovalevyille ei kannata asentaa Excel-ohjelmaa.

Datalokkerin tiedostot siirretään ulkoista muistia apuna käyttäen tietokoneeseen, jossa tiedot voidaan purkaa käyräksi. Tulevaisuudessa tuleekin todennäköisimmäksi vaihtoehdoksi liittää mittausjärjestelmä suoraan ethernet-yhteydellä kannettavaan tietokoneeseen, josta datalokkeria voidaan ohjata sekä siirtää tiedot graafiseen muotoon. Automaation jatkokehittelynä tulisi olemaan tietojen muuntaminen graafiseen muotoon käyttäen Microsoft Basic-ohjelmointia Excel-ohjelmistossa, jolloin Excelliin ladattavista tiedostosta muodostuisi momenttikäyrä.

(Keskustelut Pekka Tujula, automaatio suunnittelija, HM-Automaatio, kevät 2009)

3 TAVOITTEET

Opinnäytetyön tavoitteena on saattaa mittauslaitteisto sellaiseen valmiusasteeseen, että sillä voidaan mitata luotettavasti kunnostettavana olevia hydraulimoottoreita ja muodostaa mittaustuloksista helpposelkoinen kaavio, jota voidaan verrata valmistajan antamiin ohjearvoihin. Mikäli moottori on käyntikuntoinen sen tullessa huoltoon, voidaan momentin tuottokykyä mitata ennen ja jälkeen korjaustoimenpiteiden. Mittauslaitteistolla tulee saavuttaa mittaustulokset 0 Nm:stä 5000Nm:iin, jotta eri kokoluokan hydraulimoottoreita voidaan jarruttaa. Mittausantureiden tulee vastata tuotettuja arvoja ja anturitiedot tulee saada tietokoneella käsiteltävään muotoon.

3.1 Käyttökohteet

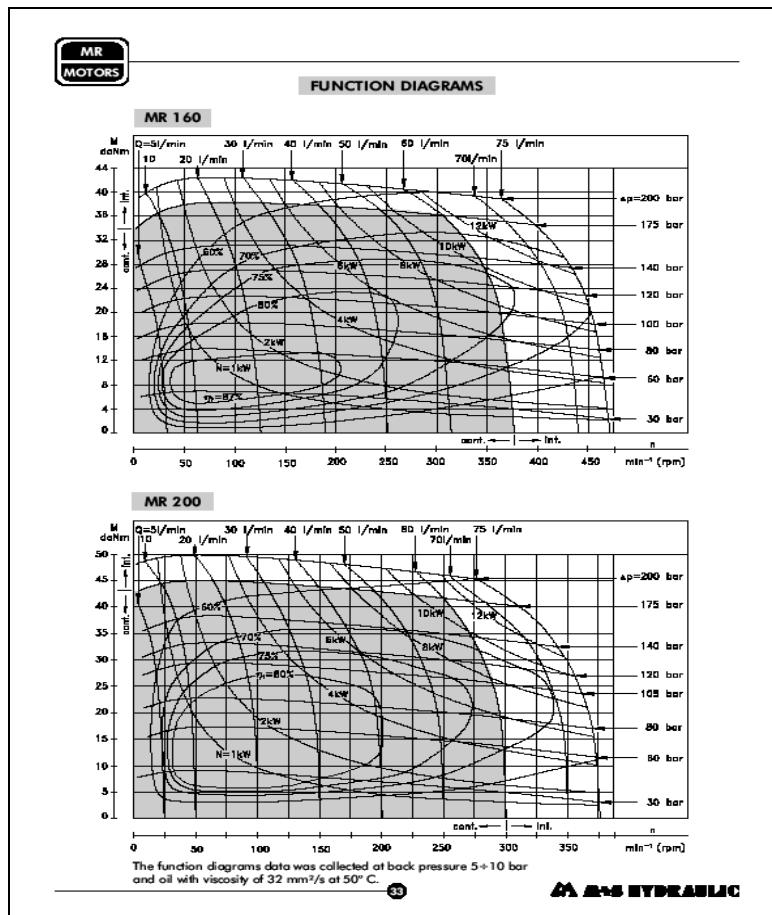
Pääasiallisena käyttökohteena mittauspenkille ovat hydraulimoottoreiden testaus. Laitetta voidaan käyttää minkä tahansa momenttia tuottavan kojeen mittaukseen asennusmahdollisuuksien näin salliessa, hydraulimoottoreista noin 200 Nm moottoreista aina 5000 Nm tuottaviin kojeisiin asti.

3.2 Mittaustulokset

Mittaustuloksena havainnollisin ja eniten kertovin on ehdottomasti momenttikäyrä kierrosnopeuden suhteen. Moottorityypistä riippuen käyrissä on vaihtelua, mutta ominaispiirteensä läpi kierrosalueen tietyllä paineella, käyrä on loivasti laskeva. Polttomoottoreihin verraten voitaisiin sanoa sen olevan jopa suora. Koska hydraulimoottoreiden tuottama momentti on liki suoraan verrannollinen paineroon moottorin yli, onkin moottoreita tarkoitus kojeistaa tietyllä painealueella muuttuvalla tilavuusvirralla, joka johtuu jarrutusvaikutuksesta.

3.3 Vertailu saatavilla oleviin lähdetietoihin

Hydraulimoottoreiden merkit ja jälleenmyyjät muodostavat laajan kirjon, johon maallikko ei edes törmää. Saatavilla on yleensä aina esite moottorista joko internetistä ladattavissa tai jälleenmyyjältä. Vertaamalla tietoja mitattavaan moottoriin, saadaan käsitys moottorin kunnosta. Näissä esitteissä on ilmoitettu momenttilukemat eri painearvoilla kierrosnopeuden suhteen, jotta hydraulikkajärjestelmäsuunnittelijat voisivat vaivattomasti valita tarvitsemansa moottorin. ”Simpukkakäyrät” (kuva 4) auttavat valitsemaan oikean hyötysuhteen koneen ja tehontarvekäyrät helpottavat jatkosuunnittelua. Momenttitiedot antavat mainion vertailutiedon myös tutkittaessa kulunutta moottoria.



Kuva 4. Tyypillinen esite valmistajan/jälleenmyyjän sivuilla(Pmcpolarteknik. 2009.)

Esitteeseen on koottu yleisesti useampi saman moottorityypin, mutta eri kierros-tilavuuden käsittävä kone. Kaaviodiagrammit perustuvat valmistajan tekemiin mittauksiin. Kuvan 4 kaaviodiagrammi esittää momentin tietyllä painearvolla kierrosnopeuden suhteen. Painearvokäyriä on useita, joista suunnittelija voi arvioida painetarvetta. Edellä mainittujen tietojen lisäksi kaaviodiagrammiin on lisätty hyötysuhdealueet, tehokäyrät ja tilavuusvirtakäyrät. Tilavuusvirtakäyrät osoittavat lisääntyneen tilavuusvirtatarpeen eri painealueilla johtuen paineen aiheuttamasta ohivuodosta moottorin sisällä. Esimerkkinä todettakoon MR 200 moottori, jossa tilavuusvirralla 50l/min paine-eron ollessa 80 bar, moottorin kierrosnopeus on 245 rpm. Nostettaessa paine-ero 175 bariin ja tilavuusvirran ollessa edelleen 50 l/min moottorin kierrosnopeus on vain 195 rpm. Tällöin osa 50 l/min tilavuusvirrasta on kulunut moottorin sisäisiin ohivuotoihin.

Kaaviodiagrammin tehokäyrät auttavat suunnittelijaa järjestelmän tehon tarpeen arvioinnissa. Käyrät on piirretty hyötysuhde huomioon ottaen, jolloin tehontarve lisääntyy mentäessä heikommille hyötysuhdealueille.

Energiatehokkuuden kannalta onkin oleellista valita oikean hyötysuhteen laite, jonka valinnassa auttavat hyötysuhdekäyrät. Käyrät osoittavat suoran hyötysuhteen sijoitetun energian ja tuotetun energian välillä.

4 MOMENTIN MÄÄRITELMÄ JA MOMENTINMITTAUSLAITTEITA

Tässä luvussa käydään läpi momenttiin ja sen syntymiseen liittyvät perusteet ja laskentakaavat. Lisäksi osiossa esitellään vääntömomentin mittaukseen suunniteltuja laitteita sekä selvitetään niiden toimintaperiaate. Momentinmittauslaitteet voidaan jakaa kahteen pääryhmään: inertiadynamometreihin ja jarrudynamometreihin. Erona kyseisillä mittaustavoilla on se, että inertiadynamometri mittaa hitausmomenttiin perustuvaa kiihtyvyyttä ja jarrudynamometrillä pyritään mittaamaan jarrutukseen tarvittavaa tukivoimaa. Kilpa-ajoneuvojen, esimerkiksi moottoripyörien, virityksessä voidaan nykyisellään käyttää telemetriatietoja ohjaamaan jarrudynamometriä tai lisätä inertiadynamometriin massaa, jolloin simuloidaan todellisia tilanteita radalla.

4.1 Voiman momentti

Voiman kiertovaikutusta kuvaava suure, voiman momentti määritellään:

Momentti = voima x voiman varsi $M = Fr$

M on voiman F-momentti kiertoakselin suhteen ja r on voiman vaikutussuoran kohtisuoraetäisyys kiertoakselista. Etäisyyttä r nimitetään voimanvarreksi eli momenttivarreksi. Voimanmomentin yksikkö on Newton-metri $[M]=[F][r]=Nm$.

Momentilla ja työllä on sama yksikkö Nm. Työ on voiman ja tämän suuntaisen siirtymän tulo. Momentti on voiman ja sen varren tulo. Momentin yksikkö Nm ei siis ole J (joule). (Lehto & Luoma 1995, 158.)

4.2 Vääntömomentti

Vääntömomentti eli kiertomomentti (tunnus T, englanninkielisessä tekstissä usein τ) kuvaa kiertävän liikkeen vääntövoimaa. (Vääntömomentti 2009)

4.3 Vääntömomentti hydraulikkamoottoreissa

Hydraulisen moottorin antama momentti riippuu moottorin kierrosluvusta ja sen yli vaikuttavasta paine-erosta (Freitag, sivu 75).

Pyörimisliike perustuu öljyn syrjäytysvaikutukseen. Hydraulimoottoreiden teoreettinen momentti voidaan laskea kaavasta: $M_t = \Delta p \times V_{rad}$

Todellinen momentti on kuitenkin riippuvainen hyötysuhteesta, johon vaikuttavat moottorin rakenne, kunto ja väliaineen viskositeetti

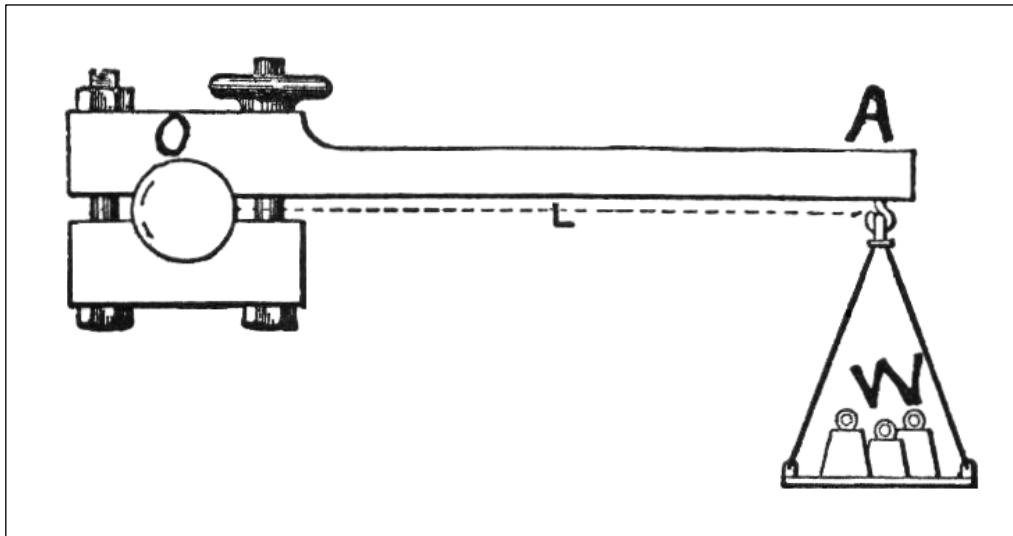
4.4 Inertia-dynamometri

Inertia-dynamometrit perustuvat tietyn hitausmomentin eli inertianmomentin omaavaan rumpuun. Mekaniikan II peruslain mukaan kappaleen kiihdyttämiseen tarvittava voima on suoraan verrannollinen kappaleen massaun. (Hitaus. 2009.)

Inertia-dynamometri perustuu pyörimisliikkeen perusyhtälöön $M = J\alpha$. Momentti M on tutkittava suure, hitausmomentti J on vakio, ja α on muuttuva kulmakiihtyvyys. Inertia-dynamometri vaatii jatkuvaa kiihdyttämistä, kiihtyvyyttä, jonka vuoksi kyseistä mittaussmallia ei voida soveltaa tasakierroksisten moottoreiden testaamiseen. Inertia-dynamometrit ovat enemmän käytössä kilpa-ajoneuvojen testauksessa, joissa pyritään parhaaseen mahdolliseen kiihtyvyyteen.

4.5 Jarrudynamometri

Jarrudynamometri on toiselta nimeltään de Pronyn jarru. Jarrudynamometri perustuu kitkan välittämään voimaan akselilta tietyn matkan etäisyydellä oleviin punnuksiin tai kitkavoiman tukivoimaan, josta voidaan tuotettu momentti mitata. Jarrupenkki on saanut nimensä keksijänsä Gaspard de Pronyn mukaan. (Dynamometer. 2009.)



Kuva 5. Alkeellinen, akselille sijoitettava momentinmittausjärjestelmä. (De Prony brake. 2009.)

Kuvassa 5 on esitetty alkeellinen, akselille O sijoitettava mittalaite, jossa punnus W vastaa kitkan tukivoimaa. Punnuksien nostoon kohdistuvaa voimaa lisätään kiristämällä väkipyörää, jolloin akselin O ja momenttivarren A välinen kitkavoima lisääntyy pyrkien nostamaan punnuksia.

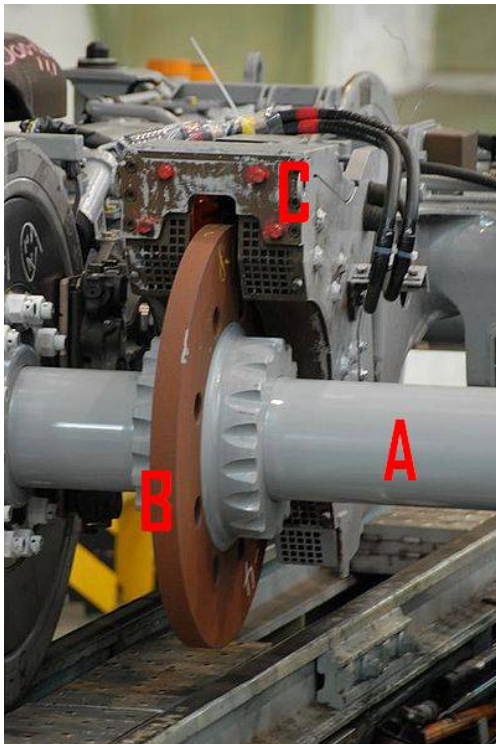
4.5.1 Kitkajarru

Kitkajarrussa jarrupalan ja jarrulevyn välinen kitkavoima jarruttaa kappaletta muuntaen suurimman osan energiasta lämmöksi. Järjestelmä on tuttu autojen jarrujärjestelmistä. Useimmiten se koostuu hydraulisesta tai pneumaattisesta puristimesta, jolla säädellään kitkavoimaa nostamalla ja laskemalla puristinta säätävän väliaineen painetta. Tämän järjestelmän etuja ovat yksinkertaisuus ja edullisuus sekä suhteellisen pieni koko tehoon nähden.

4.5.2 Pyörrevirtajarru

Pyörrevirtajarrun (kuva 6) toiminta perustuu voimakkaaseen sähkömagneetilla tuotettuun kenttään. Kun kenttään tuodaan sähköä johtavaa materiaalia, indusoi-
tuu siihen pyörrevirtoja, jotka pyrkivät vastustamaan liikettä magneettikenttään
ja siitä pois. Liike-energia muuttuu pyörrevirtajarruissa lämmöksi, jonka vuoksi
ne vaativat erittäin hyvän jäähdytyksen. (Dynamometer 2009.)

Pyörrevirtoja käytetään myös tekniikassa lämmittämiseen ja sulattamiseen.
Sähkömagneettien sijaan voidaan käyttää kestmagneetteja, jolloin jarrutus-
voimaa säädellään muuttamalla magneettien etäisyyttä toisistaan. Kesto-
magneetit tulevat kysymykseen kevyemmissä käytöissä ja ovatkin käytössä
muun muassa kuntopyörissä (Inkinen, Manninen & Tuohi 2002).



Kuva 6. Sovellus pyörrevirtajarrulle (Uzu-brake.JPG 2009)

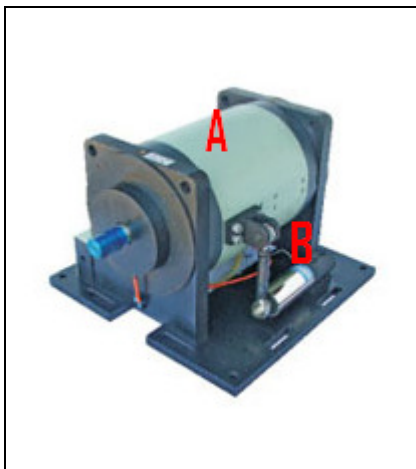
Jarru on sijoitettu junavaunun akselille. Kuvassa on havaittavissa teräksinen
jarrulevy (B). Levy (B) on asennettu kiinteästi akseliin (A).

Akseli on laakeroitu ja siihen on keskitetysti kiinnitetty junan pyörät. Pyörrevirtajarru on sijoitettu siten, että levy (B) pyörii jarrusatulan (C) välissä, johon sähkömagneetit on sijoitettu.

4.5.3 Magneettijauhejarru

Magneettijauhejarru on periaatteeltaan kuin edellä esitetty pyörrevirtajarru, mutta sillä erotuksella, että sähkömagneettien ja levyn väliin jäävään ilmarakoon lisätään magneettijauhetta, joka pyrkii järjestäytymään magneettikenttien muotoon ja kehittää metallisista hiukkasista ketjuja, jotka rakentuvat ja katkeilevat jatkuvasti. (Dynamometer. 2009.)

Tämä jarru soveltuu hyvin suurille voimille ja alhaisille kierrosnopeuksille sen suuresta lämmöntuotannosta johtuen. Magneettijauheesta johtuen jarru on hystereesis-tyyppinen, jotta jauhe ei karkaa(vrt. kohta 4.5.4).

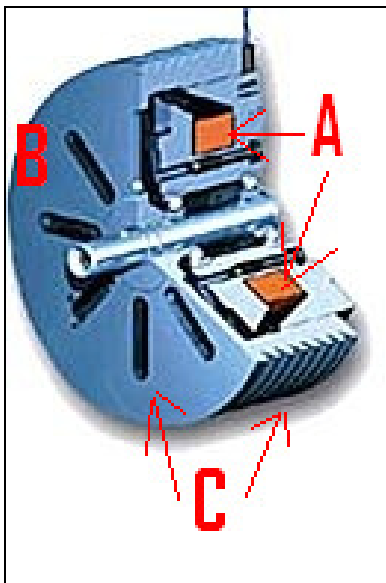


Kuva 7. Kaupallinen magneettijauhejarru(Dynaspede 2009)

Magneettijauhejarru, jossa sähkömagneetin käämit on sijoitettu tiiviin rummun (A) sisään. Tiivis rumpu estää magneettijauheen karkaamisen. Hiukkasista syntyvät ketjut muodostuvat sylinterin ja sähkömagneettien väliin lisäten jarrutusvaikutusta. Laakeroitu sylinteri on varustettu tukivoiman mittauksella (B).

4.5.4 Hystereesis-jarru

Hystereesis-jarru, joka samoin kuin pyörrevirtajarrukin, perustuu sähköä johtaviin materiaaleihin ja indusoituviin pyörrevirtoihin. Hystereesis-jarrun perinteisestä levyvärtevirtajarrusta erottaa se, että sähkömagneetit ovat sijoitettuina sisäpuolelle sylinteriä, joka on sähköä johtavaa materiaalia ja jäähdytys-elementeillä varustettu. Hyötynä levyvärtevirtajarruun voidaan mainita pienentynyt roottorin säde ja näin ollen laajempi mittausalue pyörimisnopeuden suhteen. (Dynamometer 2009.)



Kuva 8. Hystereesisjarrun halkileikkaus (Directindustry 2009)

Halkileikkauksesta voidaan todeta jarrun idea. Akseliin liitetyt magnetointikäämit (A) muodostavat rumpua vastustavan magneettikentän. Sylinterimäinen rumpu (B) on varustettu jäähdytysaukoilla ja jäähdytyspinta-alaa lisäävällä rivoituksella (C).

4.5.5 Vesipyörrejarru

Vesipyörrejarru perustuu roottorin aiheuttaman pyörteisen vesimassan vaikutukseen pyrkiä siirtämään staattoria, joka on kiinnitetty punnukseen tai voimamittausanturiin. Jarru ei sovellu pysäytystestiin, sillä roottorin hidastuessa pyörteilyn vaikutus lakkaa. Lisäksi ongelmaksi voi tulla jätevesi, jota syntyy jarrun sisältä vaihtuvasta vesimassasta. Veden vaihtamista tarvitaan lämpöenergian poissiirtoon. (Dynamometer 2009.)

4.6 Sähkömoottori/generaattori dynamometri

Kyseisillä laitteilla momentin mittaaminen perustuu tuotetun ja käytetyn sähköenergian suhteeseen. Tiedettäessä moottorin ja generaattorin hyötysuhde, voidaan momentti laskea sähkötekniikan kaavojen avulla. Kun mitattava laite yhdistetään generaattoriin, täytyy generaattorin tuottama sähköenergia kuluttaa. Tähän voidaan käyttää suuren ohmisäätöalueen omaavaa, säädettävää vastusta, jotta generaattorille saadaan kuormaa ja näin ollen jarruttava ominaisuus.

Toinen keino on lisätä generaattori ja sähkömoottori, jolloin sähkömoottoria jarrutetaan mekaanisesti ja näin ollen saadaan generaattorille kuormaa. Moottoria voidaan käyttää myös momenttihäviöiden mittaamiseen esimerkiksi pumpuissa tai kitkahäviöiden mittaamiseen esimerkiksi auton moottorissa.

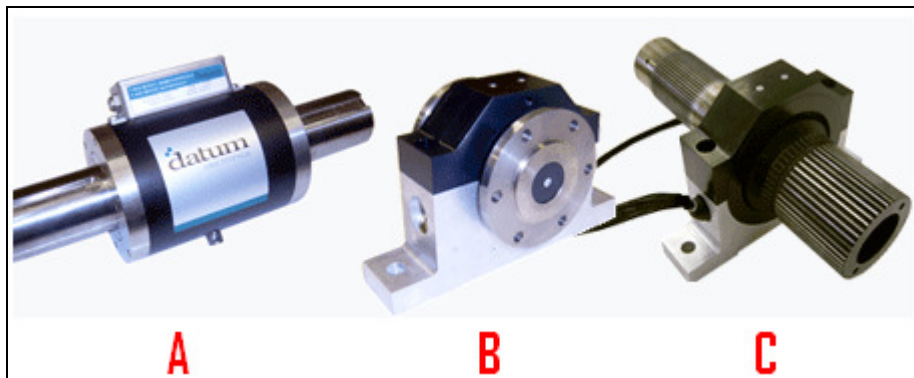
Laajempaa käyttöaluetta haettaessa järjestelmä säätöpiireineen muodostuu hinnaltaan kalliiksi ja suurikokoiseksi huolimatta siitä, että pääkomponenttien hinnat ovat edullisia ja mahdollisuuteen käyttää laitteita universaaliin momenttimittaukseen suurilla kierrosnopeusalueilla. (Dynamometer 2009.)

4.7 Hydraulinen jarru

Hydraulinen jarru toimii samoin kuin sähköinen generaattorisysteemi, väliaineena on vain neste, yleensä öljy. Mittaus tapahtuu kuristamalla pumpun painelinjaa, jolloin paine pyrkii vastustamaan pumpun pyörimisliikettä. Käyttöön soveltuu parhaiten kiinteätilavuuksinen hammaspyöräpumppu. Laitteistoon tuovat epätarkkuutta hyötysuhteen muutokset erilaisilla kierrosalueilla sekä pumpun sisäiset vuodot. Laitteisto vaatii myös säiliön ja mahdollisesti myös lauhduttimen, sillä kuristettaessa öljy lämpenee voimakkaasti. (Dynamometer 2009.)

4.8 Akselin väliin sijoitettavat mittalaitteet

Seuraavat mittalaitteet sopivat hyvin käytönaikaiseen monitorointiin käytettävää momentista. Käyttökohteita voivat olla laivojen potkurin akselit ja vaikkapa karkean aineksen pumput, kuten sellu tai betoni, jossa voidaan tarkkailla juoksupyörän kuntoa sen ottaman momentin perusteella



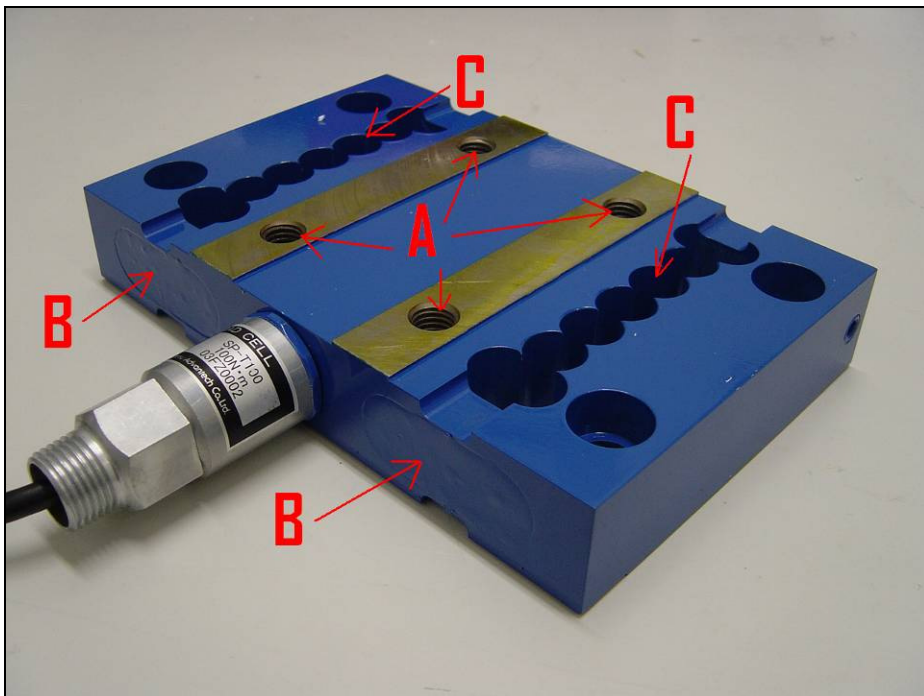
Kuva 9. Markkinoilla olevia akselin väliin sijoitettavia mittauslaitteita (Datum-electronics 2009)

Akselin väliin sijoitettavissa mittalaitteissa mittaus perustuu roottorin kiertymän tarkkailuun. Mittauslaitteisto koostuu staattorista ja kiertyvästä roottorista tai pelkästä roottorista. Kiertymää voidaan mitata ilman kontaktia, jolloin mittausarvo siirtyy langattomasti tiedonkeruulaitteistoon.

Voimansiirtoakselin korvaava mittari on A. B ja C mittalaitteet muodostavat lisäksi laakeroidun tukipisteen, jolloin kyseisiä mittareita voidaan käyttää pidemmissä voimansiirtoakseleissa.

4.9 Momenttilevy

Momenttilevy on tyypillisesti sähkömoottorin alle sijoitettava anturein varustettu joustava levy. Kuorman kasvaessa käyttömoottori pyrkii vääntämään itseään ja tarvittava tukivoima voidaan mitata. Levy on matala ja se onkin helppo sijoittaa erinäisiin sovelluksiin.

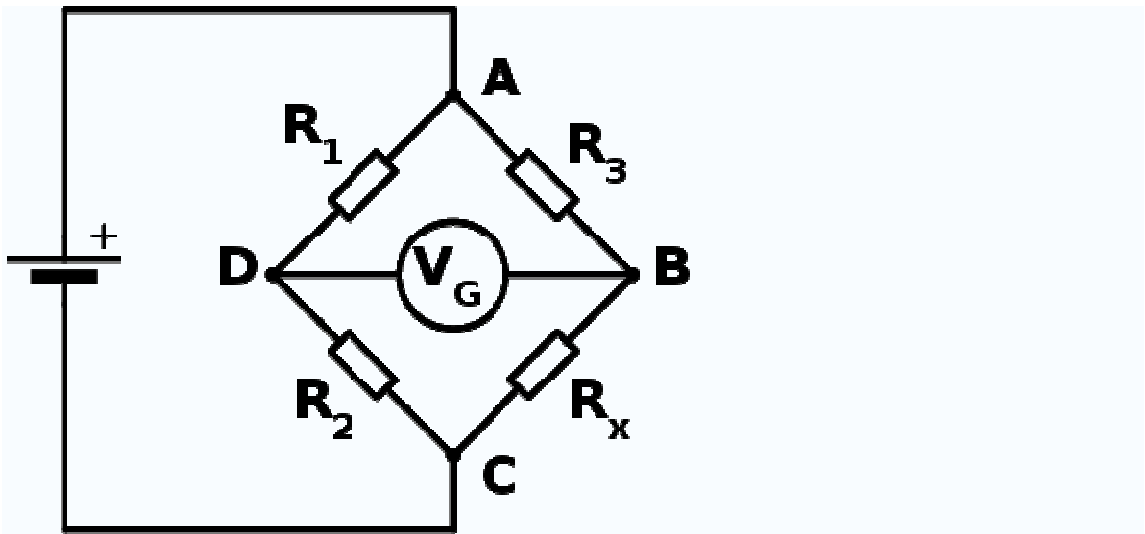


Kuva 10. Markkinoilla oleva momentinmittauslevy (Straintech 2009)

Momentinmittauslevyssä on kiinnitysmahdollisuus sähkömoottorille (A). Venymäliuskat on sijoitettu ohuempiin kohtiin (B) ja levyä on heikennetty reikiä (C) poraamalla, jotta vääntövaikutus näkyisi paremmin.

4.10 Wheatstonen silta

Suoritettaessa momenttimittausta jarruttamalla tulee eteen Wheatstonen siltaan perustuva venymäliuskamittaus. Mittausanturi liitetään tukivoimalinjaan, jolloin manuaaliselta punnuksien lisäämiseltä vältytään. Samalla voidaan etuna todeta tukivoiman helppo jälkikäsitteily sähköisessä muodossa.



Kuva 11. Siltakytkentä eli nk. Wheatstonen silta (Wheatstonen silta 2009)

Wheatstonen silta on kaksihaarainen piiri, jossa kummassakin haarassa on kaksi vastusta. Toisen haaran vastuksista toinen on tuntematon ja sen resistanssi voidaan määrittää tunnettujen vastusten resistansseista, kun ne on säädetty niin, että piirin haarojen välillä ei kulje virtaa.

Kuvassa 11, R_x on tuntematon resistanssi, joka halutaan määrittää. R_1 , R_2 ja R_3 ovat tunnettuja resistansseja ja resistanssia R_2 voidaan säätää. Tämän arvoa säädetään, kunnes piirin haarojen välillä ei ole enää jännite-eroa ja näin niiden välillä ei kulje virtaa. Tällöin tuntemattoman vastuksen arvo on

$$R_x = \frac{R_3 \cdot R_2}{R_1} .$$

5 LAITTEISTON TESTAUS JA KALIBROINTI

Mittauslaitteiston testaus jakautui viiteen eri testaukseen. Ensimmäisessä vaiheessa oli tärkeää testata mittauslaitetta jo valittujen komponenttien pohjalta, joista tärkeimpänä hydraulinen jarrulaite. Jarrulaitteen tuote-esitteessä (liite1) ei jarrutusarvoja edes annettu alle 20 barin paineella, jolloin mittauslaitteistoon valitulla jarrulevyllä jarrutusmomentti olisi noin 1200 Nm. Tämän vuoksi oli tärkeää tarkastella jarrun toimintaa pienemmillä jarrutusarvoilla.

Jarru osoittautui liian tehokkaaksi pienille ja keskisuurille moottoreille. Tämän vuoksi päädyttiin hankkimaan toinen jarrulaite, joka jarrutuskykynsä puolesta olisi sopiva täyttämään matalammat momentit. Jarrulaitteeksi valikoitui pneumaattinen jarrulaite, joka kokonsa puolesta oli sopiva pienemmille jarrutusmomenttiarvoille. Väliaineen ollessa ilma eikä öljy jouduttiin hankkimaan pneumaattinen paineensäätöproportionaaliventtiili ohjaamaan jarrulaitetta. Toisessa testausilanteessa jarru osoittautui toimivaksi ratkaisuksi.

Anturikytkennät suoritettiin HM-Automaation avustuksella, joka oli rakentanut tiedonkeruujärjestelmän. Kytkentöjen yhteydessä kierrosnopeusanturin tarkkuus tarkastettiin kaupallisella kierrosnopeusmittarilla.

Kolmannessa testausvaiheessa tarkasteltiin anturitiedoista saatavaa taulukko-diagrammin muotoa, jotta kyettäisiin tuottamaan lähtötietoja vastaavia momenttikäyriä. Koeajo osoitti jonkin olevan pielessä ja syyksi paljastuikin viallinen hydraulipumpun säädin. Työn yhteydessä päädyttiin modernisoimaan pumppu nykytekniikan mukaiseksi, minkä myötä myös ongelma poistui.

Seuraavaksi oli vuorossa mittalaitteen voima-anturin toiminnan tarkastaminen. Anturi antoi arvoja jo ennen kuin sitä rasi. Nollapisteen arveltiin olevan sivussa vääränlaisen kiinnityksen vuoksi. Kiinnitys korjattiin, mutta nollapiste ei muuttunut. Anturin testausta jatkettiin tuottamalla anturille voimaa sylinterillä. Anturin ja siihen tuotetun voiman lineaarisuus olivat kuitenkin kohdallaan, ja näin ollen anturin rikkoutuminen vääränlaisen kiinnityksen vuoksi oli pois suljet-

tu. Anturin nolapisteen siirron onnistuttua ohjelmallisesti oli viimeisenä tarkastelun kohteena kokonaisvaltainen mittaus. Laitteistolla jarrutettiin moottoria ja tuloksia verrattiin valmistajan antamiin laskennassa käytettäviin momenttikäyriin.

5.1 Ensimmäinen jarrulaite

Ensikoeajossa haluttiin selvittää jo valitun VKJ 650 -jarrulaitteen toiminta ja käytettävyys. Penkkiin kiinnitettiin 200 cc³ M+S -merkkinen geroottori-moottori, joka kokoonsa ja pyörimisnopeuteensa nähden on tehokas. Tässä vaiheessa koepenissä ei ollut kuin hydraulinen jarru, jota käytettiin käsipumpulla ja mittarista seurattiin paineen nousua. Hydraulinen jarru sallii suurimmillaan käyttöpaineeseen 100 bar, mutta jo 14 barin kohdalla 200 cc³ moottori pysähtyi. Jarrun käyttöalueen havaittiin olevan liian ylhäällä vaikkakin laajalla. Lisäksi hydraulista jarrua säättävä proportionaalipaineenlennusventtiili alkaa säätää vasta 6.9 barista. Koska koeajossa käytetty moottori on momentin tuottokykynsä kannalta jo yleisimmin käytettyjen moottoreiden keskitasoa, täytyi myös heikompi moottoreita voida jarruttaa.

5.2 Toinen jarrulaite

Mittauslaitteiston jarrutyypin oli valikoitunut hintaperustaisesti kitkajarruun. Valinnassa tuli ottaa huomioon soveltuvuus sekä tehokkuuden että fyysisen mitoituksen kannalta, jotta jarru mahtuisi toimimaan penkissä. Tehokkuuden laskennallinen lähtökohta oli VKJ 650 –esite (Liite1), jossa annetaan jarrutusmomentti paineen suhteen tietyllä jarrulevyn halkaisijalla.

Taulukon 1 perusteella valinnaksi saatiin pneumaattisesti puristettava jarrulaite. Ero hydrauliseen jarruun on pieni, mutta saatavuus pienille jarrutustehoille teolliselta puolelta huono.

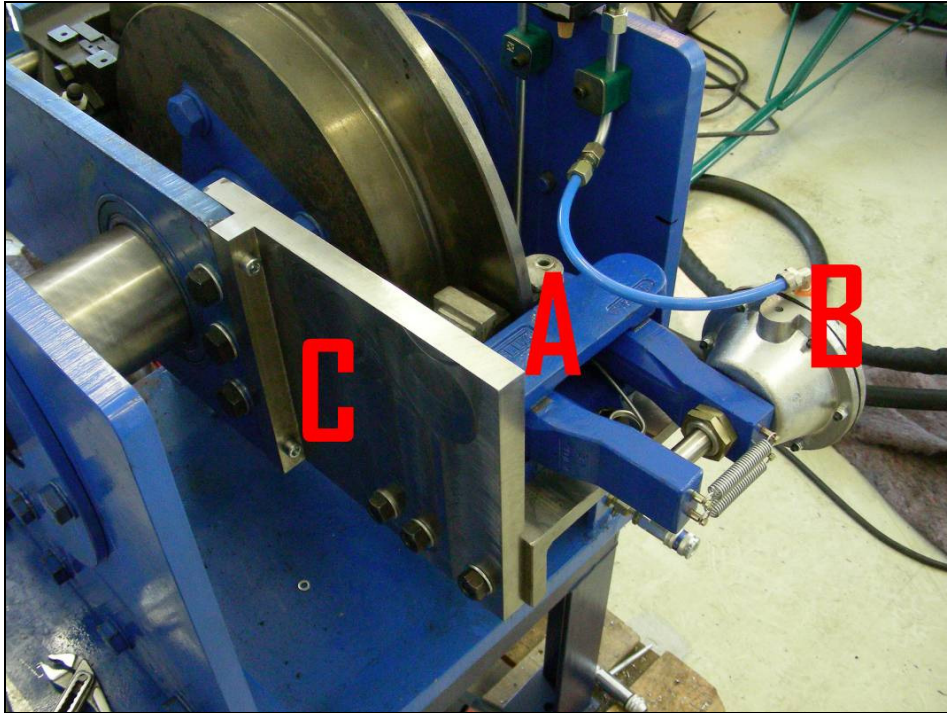
Taulukko 1. Painoarvotaulukko jarrulaitteen valintaan

Painoarvo	2	1	4	3	
	saatavuus	väliaine	soveltuvuus	ohjattavuus	pisteet
Hydraulinen	1	5	5	5	42
Pneumaattinen	3	3	5	5	44
mekaaninen	3	5	4	1	30

Ajoneuvokäytössä olevista jarrulaitteista olisi voinut löytyä sopiva laite, mutta tiivisteiden kestosta hydraulikkaöljyn suhteen ei ollut luotettavaa tietoa saatavilla, joten riskiä ei haluttu ottaa. Mekaanisen jarrupuristimen käyttö ei olisi mahdollistanut automaation liittämistä jarrutustapahtumaan.

5.3 Pneumaattinen jarru

Pneumaattinen jarru löytyi samalta toimittajalta kuin hydraulinenkin jarru, Konaflexin edustaman britannialaisen Twiflexin valikoimista. Pneumaattinen jarrulaite valittiin täyttämään momenttialuetta 0–700 Nm, jolloin jarrulaitteeksi valikoitui MRD (Liite 4). MRD tuottaa 460 mm:n levyyn noin 700 Nm 7 bar:n ilmanpaineella.



Kuva 12. Pneumaattinen jarrulaite asennettuna

Pneumaattinen puristin (A) asennettiin mittauslaitteistoon. Jarrussa on nk. kello (B), joka pyrkii puristamaan jarrupaloja levyn pyöriessä palojen välissä. Jarrun kiinnityksen ja toiminnan vuoksi koneistutettiin kuvan kaltaiset levyrakenteet (C), jotka välittävät jarrutusvoimat hydraulisen jarrulaitteen alla olevalle voimanturille.

5.4 Pneumaattinen proportionaalipaineventtiili

Pneumaattista jarrua säätämään löytyi Polarteknik Oy:ltä SRE -sarjan proportionaalipaineventtiili (Liite 5). Koska venttiili oli säätöalueensa 0–10bar ja ohjauksen 4–20 mA osalta soveltuva, ei vaihtoehtoja tarvinnut punnita.

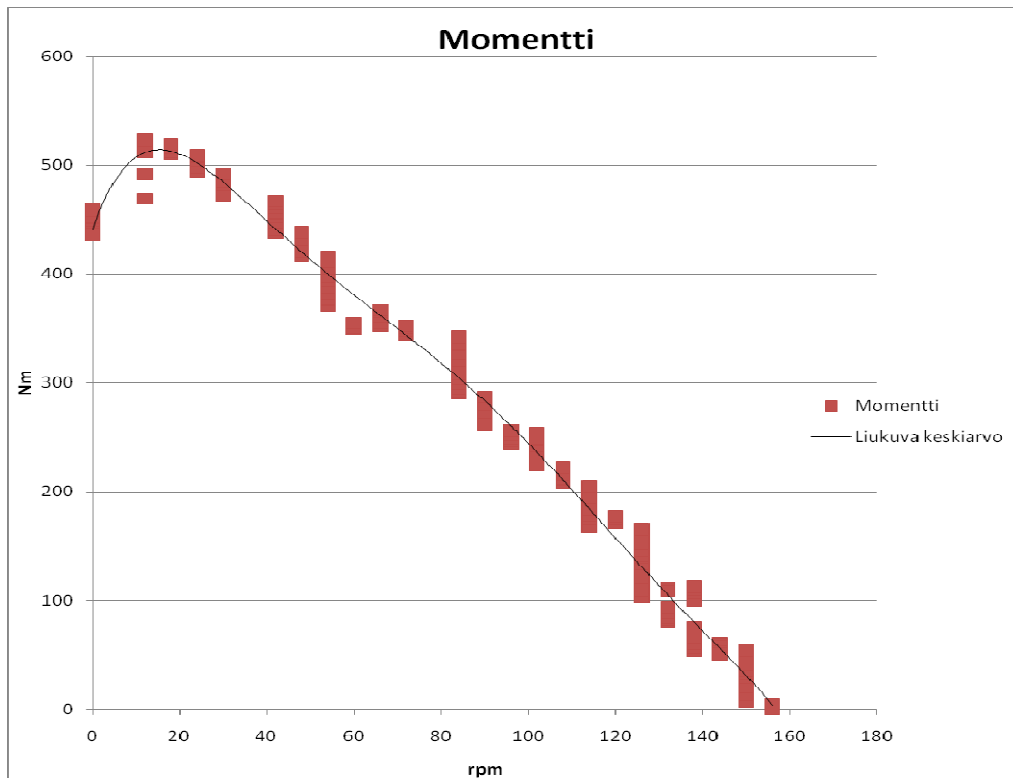
5.5 Moottorintestaushydrauliikan tutkiminen

Koeajolaitteistona käytettiin Tehohydro Oy:n hydrauliikan testauspenkkiä, jolla pyrittiin tuottamaan valittu paine/tilavuusvirta-arvopari moottoritaulukosta. Koe-
penkki on varustettu pumpulla Vickers PVE 35 QIR sekä paineen ja tilavuusvir-
ran kaukosäädöllä. Paineistettu öljy otettiin letkuilla mitattavana olevalle mootto-
rille.

Hydrauliikkaan liitettiin paine-/tilavuusvirtamittaus, jotta voitiin seurata paine-
tilavuusvirta-arvoparin muuttumista. Koeajossa havaittiin tilavuusvirran putoa-
van välittömästi jarrituksen alkaessa, vaikka paine ei ollut noussut säädettyyn
arvoonsa. Toisin sanoen pumpu kompensoi ja vieläpä liian voimakkaasti.

Suuri kompensointi johtui pumpun säätimestä, joka toimi ikään kuin tehosäädin,
vaikka kytkentä oli vakiopainetilavuusvirran kaukosäädöllä. (Keskustelu Kai
Vainio, toimitusjohtaja, Tehohydro, 5/09). Pumpun säätötavan muuttamisen ja
säätimen kiristämisenkään jälkeen ei huomattavaa eroa syntynyt. Pumpun sää-
timessä epäiltiin olevan vikaa.

Kaaviossa1 on havainnollistettu viallisesta pumpunsäätimestä aiheutunut on-
gelma.



Kaavio 1. Jarrutusmomenttikäyrä viallisella pumpulla

Kaavion 1 käyrän muoto ei vastaa hydraulimoottoreille tyypillistä momenttikäyrää. Kierrosluvun tulisi pysyä tilavuusviran tuottamassa arvossaan kunnes suurin säädetty painearvo on saavutettu. Näin ollen ei kyetä tutkimaan suurinta tuotettua momenttia eri kierrosnopeus alueilla.

5.6 Korjaukset

Tulevan koeajolaitteiston modernisointia silmälläpitäen päätettiin tulevan pumpun hankintaa aikaistaa, jotta momenttimittauspenkin koeajot saataisiin suoritettua. Pumpuksi asennettiin Moogin radiaalimäntäpumppu (Kuva 13), jossa painetta ja tilavuusvirtaa säädetään sähköisesti ohjatulla proportionaaliventtiilillä. Pumpun vaihdon jälkeen suoritetussa koeajossa voitiin todeta laitteiston toimivan halutulla tavalla ja jarrutusmomenttikäyrän muoto vastasi haluttua.



Kuva 13. Moogin radiaalimäntäpumpun halkaisukuva (Moog 2009)

Kuvassa näkyvät pumpun sisällä olevat pumppaavat elimet (A), säätömäntä (B) sekä tuotonsäätöventtiili (C). Pumppaavissa elimissä A-akselilla oleva momentti muunnetaan hydrauliseksi voimaksi. Säätömäntä B tottelee tuotonsäätöventtiiliä C siirtäen epäkeskeistä ieskehää keskeiseksi paineen noustessa ja poikkeuttanen paineen laskiessa.

5.7 Voima-anturin kalibrointi

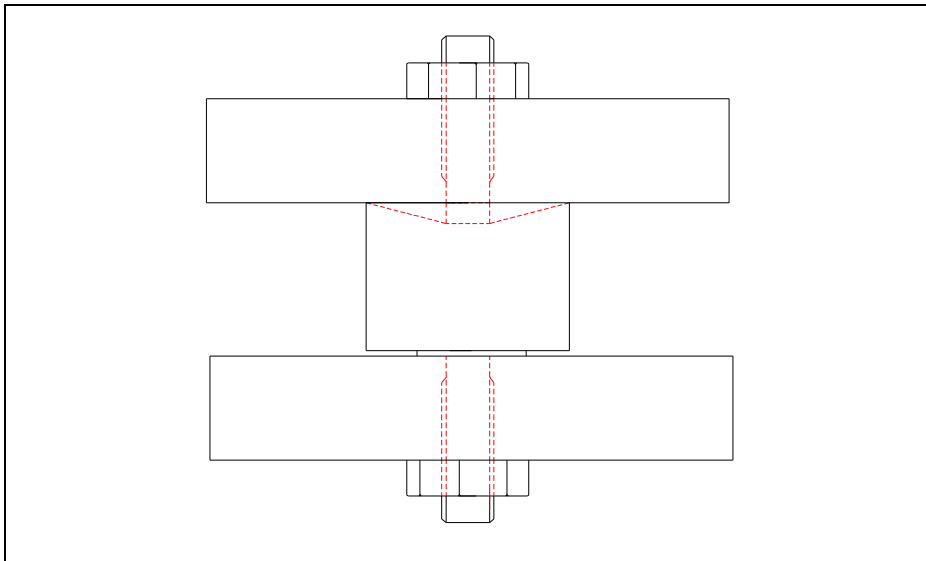
Voima-anturin kalibrointiin käytettiin uppomäntäsylinteriä, joka sijoitettiin mittauspenkin laakeroidun jarruvarren alle, tietylle matkalle akselin keskilinjasta.

Excelissä muokattujen lukuarvojen jälkeen kaksi lukusarjaa, voima-anturin näyttämä ja laskennallinen anturiin tuotettu voima, tulisivat olla liki toisiaan.

Koska momentin mittaus kyseisessä tapauksessa ei ole ”äärettömän” tarkka, lukujen ei tarvitse aivan vastata toisiaan. Eroavaisuuksia syntyy voima-anturiin sille sallitun virhemarginaalin vuoksi (vain 0,5 % näyttämästä), kuin myös paineenmittauksen, sylinterin palautusjousen ja etäisyyksien epätarkkuuden vuoksi.

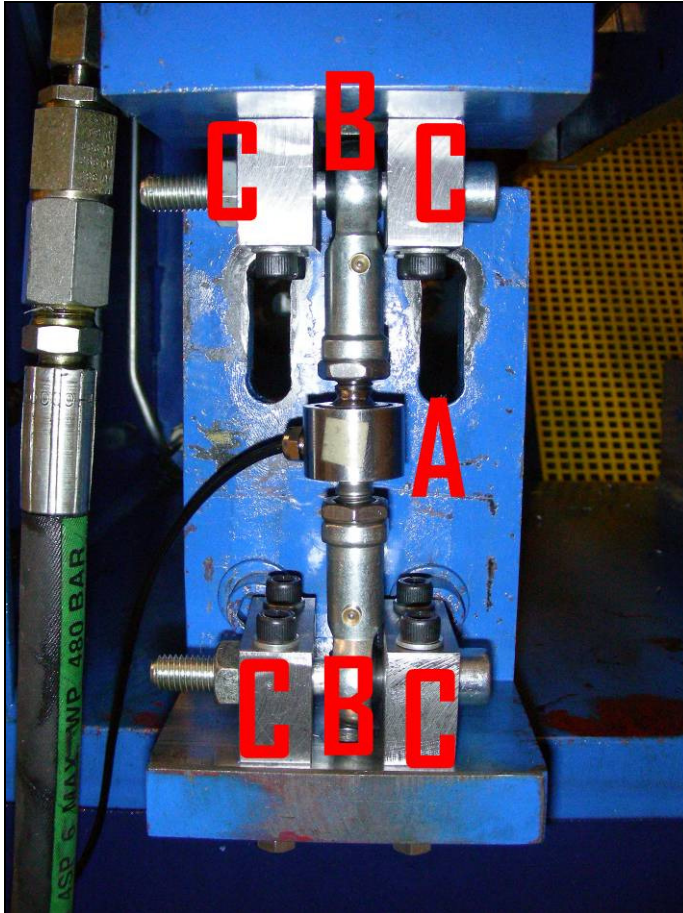
Kun anturi oli kytketty tiedonkeruulaitteistoon, todettiin sen näyttävän jonkinasteista binääristä arvoa. Pekka Tujulan säädettyä anturin näyttämää asettamalla lukuarvolle kerroin saatiin anturi näyttämään Newtonia. Samalla havaittiin arvon olevan suuri, jopa 400 Newtonia, vaikkei anturi ollut edes rasituksen alaisena.

Tutkittaessa asiaa havaittiin anturin kiinnityksen olevan vääränlainen, se soveltuu vain vedon mittaamiseen (kuva 14). Anturin venymäliuskaan vaikuttavat elementit eivät pääse puristumaan, sillä anturin runko ottaa voiman vastaan.



Kuva 14. Väärin kiinnitetty anturi

Anturiin asennettiin silmälaakerit vääntövoimien minimoimiseksi. Samalla anturiin kiinnitystä muutettiin vastaamaan uutta kiinnitysmittatapaa. Silmälaakereiden molemmin puolin koneistutettiin kiinnityspukit, joihin silmälaakeri kiinnittyy pultin välityksellä.



Kuva 15. Anturiin asennetut silmälaakerit

Silmälaakerit estävät vääntövoimia ja välittävät ainoastaan vetoa ja puristusta (kuva15). Uudessa kiinnityksessä anturiin (A) on liitetty silmälaakerit (B). Anturi on kiinnitetty jarrulaitteen ja mittauspenkin rungon väliin käyttäen koneistettuja laakeripukkeja (C).

Muutoksista huolimatta anturin nolllapiste oli sivussa. Ongelmalliseksi nolllapisteen siirtymisen tekee se, ettei anturi erottele puristumista tai vetoa vaan mittaa ainoastaan resistanssin muutosta, jonka johdosta anturia puristettaessa arvot lähtevät ensin laskuun. Nolllapisteen saavutettuaan arvot alkavat nousta.

Vaikka datamuodossa voidaankin laskea voiman muutokset yhteen, jolloin muutos voi olla negatiivinen, mahdollisen hetkellisen jarrutuskitkan putoamisen vuoksi, ei kyseisiä arvoja voida erottaa automaattisesti nolllapisteen siirtymästä.

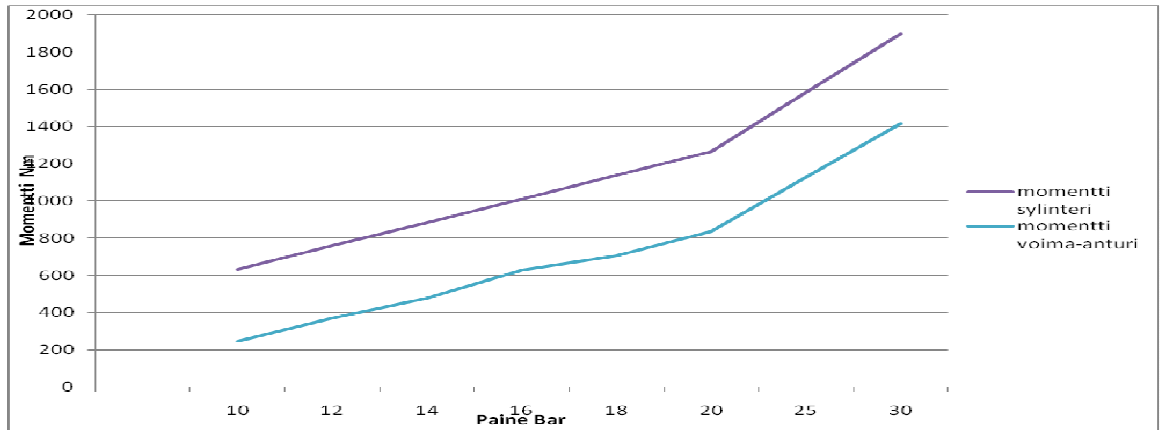
Sylinterille painetta tuottamaan liitettiin hydraulijarrun jarrupaineen säädin, jotta voitaisiin tehdä tarkka paineen nosto 6,5 bar:sta ylöspäin, eli ohjaukseen käytettiin jarrun ohjauslogiikkaa. Tämän jälkeen tehtiin ajo, jonka tuloksia tarkasteltiin tietokoneella. Testaus osoitti anturin olevan lineaarinen sylinteriin lisätyn voiman kanssa. Oheisessa taulukossa 2 on esitetty käsin suoritettujen testauksien arvot.

Taulukko 2. Käsin suoritettujen testauksien arvot

Sylinterin paine	voima -anturi	momentti sylinteri	momentti voima-anturi
Bar		Nm	Nm
10	799	632	248
12	1190	759	369
14	1544	885	479
16	2027	1012	628
18	2276	1138	706
20	2700	1265	837
25	3637	1581	1127
30	4564	1897	1415

Taulukon 2 sarakkeessa sylinterin paine, arvot vastaavat sylinteriin tuotettua painetta. Voima-anturi on Wheatstonen sillasta saatu binäärinen arvo. Momentti sylinteri- ja momentti voima-anturi -arvot edustavat mittauspennin akselille tuotettua momenttia, joista graafinen esitys on kaaviossa 2.

Kaavio 2. Käsien suoritetun testauksen momenttiarvot

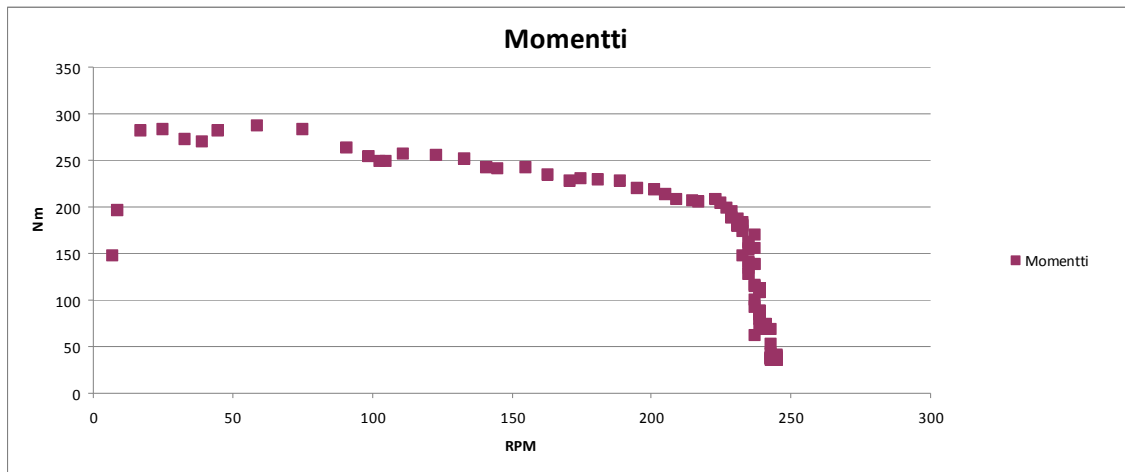


Kaavio 2 havainnollistaa eron tuotetun voiman ja mitatun voiman välillä, mikä johtuu voiman-anturin nollapisteen siirtymisestä. Käyrien lineaarisuus on tarkkuudeltaan hyvä.

Asiasta otettiin yhteyttä HBM Finlandiin, sillä anturin epäiltiin olevan epäkuntoinen aiemmin suoritetun väärinkytkenän vuoksi. HBM Finlandilla kehoitettiin varmistamaan, ettei nollapistettä voisi säätää ohjelmallisesti. (Puhelinkeskustelu HBM Finland 23.10.2009)

Anturin nollapisteen siirto onnistui ohjelmallisesti, jonka jälkeen mittausta kehoitettiin käytännössä jarruttaen uutta M+S MR200-geroottorimootoria.

Moottorin tuottama momentti/kierrosnopeus (Kaavio 3) vastasi valmistajan antamia arvoja. Paine-ero moottorin yli testaustilanteessa 80 bar



Kaavio 3. Mitattu momentti MR 200

Kaaviossa 3 jarrituksen alkaessa moottori pyörii nopeudella 250 rpm. Jarruttaessa pumppu havaitsee tilavuusvirran alenevan ja pyrkii nostamaan paineen sille säädettyyn maksimiarvoonsa. Paineen noustua säätöarvoonsa moottorin nopeus alkaa laskea ja voima-anturi antaa datalokkerille tiedon tukivoimasta moottorin hidastuessa. Verrattaessa käyrää liitteen 6 arvoihin voidaan todeta moottorin olevan hyvä. Eroavaisuuksia käyriin syntyy myös lämpötilan aiheuttamista muodon muutoksista, paluulinjan paineesta sekä öljyn viskositeetistä.

5.8 Kierrosnopeusanturin kalibrointi

Kierrosnopeusanturin toiminta tarkastettiin vertaamalla tuotettua arvoa tehdasvalmisteisen kannettavan kierrosnopeuslaskurin arvoihin. Anturin todettiin olevan kunnossa ja näyttämät vastasivat toisiaan.

6 HYDRAULIMOOTTORIN KOEAJOJÄRJESTELYT

Hydraulimoottorin koeajoa varten tulee selvittää paine- ja tilavuusvirta-arvot, joilla moottori tekee työtä. Näiden arvojen perusteella voidaan laskea teoreettinen momentti, johon moottorin suorituskyvyn tulisi yltää. Mikäli kyseisiä arvoja ei ole käytettävissä, voidaan tukeutua jo edellä mainittuihin valmistajan antamiin momenttikäyriin.

Pumppu tulee kiinnittää asianmukaiseen, kyseiselle kiinnitykselle valmistettuun levyyn ja kytkimen linjaus on tarkistettava.

Moottorin pyöriessä on suositeltavaa hakea käsiohjauksella suurin jarrutusohje ja säätää se automaatin suurimmaksi arvoksi. Tämän jälkeen jarrutetaan momenttikäyrä testattavasta moottorista, jonka jälkeen tiedot käsitellään Microsoft Excel ohjelmistolla, jonka tiedoista muodostetaan käyrä.

7 YHTEENVETO

Työtä rajoittivat jo valitut komponentit. Näin ollen ideoinnin osuus jäi minimiin. Silti työssä riitti haastetta ja momentinmittaus -käsitteen sisäistäminen onkin ehkä suurin henkilökohtainen voittoni. Työtä aloittaessa olisi ollut tarvetta keskittyä huomattavasti enemmän jo tehtyihin valintoihin. Näin olisi ilmiselviä virheitä voitu välttää työn aikana. Asiallinen suunnittelu ja hankintadokumentointi työtäni edeltävänä aikana olisi ollut toivottavaa, jottei kaikkia tietoja olisi tarvinnut etsiä uudestaan.

Mittauspenkin valmistuttua se on voitu todeta riittävän tarkaksi mittauslaiteeksi hydraulikkamoottoreiden kunnon mittaukseen. Testipenkin käytännöllisyys tulee vaikuttamaan kustannustehokkuuteen. Mittauspenkki soveltuu käyttöominaisuuksiltaan monentyyppisten moottoreiden tutkimiseen, mikä tarjoaa asiakkaille mittauksen tehokkuutta ja taloudellisuutta.

Kytkenän käytännöllisyyttä tullaan jatkokehittämään lisäämällä kiinnityslaippojen määrää.

Tietojen käsittelyssä on vielä parannettavaa, jotta mittaustulokset saadaan yksinkertaisin menetelmin tuotettua graafiseen muotoon. Tämän osalta kehitystyö jatkuu. Myös nykyinen ulkoisella muistilla tapahtuva tiedonsiirto jää pois, kun mittaustietokoneelle rinnakkaisesti asennetaan kannettava PC, jolloin tiedon siirto Excel-ohjelmistoon onnistuu hiirtä klikkaamalla.

KAAVIOT

Kaavio 1. Jarrutusmomenttikäyrä viallisella pumpulla, s. 28

Kaavio 2. Käsien suoritetun testauksen momenttiarvot, s. 33

KUVAT

Kuva 1. Aiemmin valitut komponentit ja rakenteet, s.6

Kuva 2. Paineenalennusproportionaaliventtiili, s.7

Kuva 3. Pyörimisnopeusanturi, s.8

Kuva 4. Tyypillinen esite valmistajan/jälleenmyyjän sivuilla (Pmcpolarteknik 2009), s.11

Kuva 5. Alkeellinen, akselille sijoitettava momentinmittausjärjestelmä. (De Prony brake 2009), s.15

Kuva 6. Sovellus pyörrevirtajarrulle (Uzu-brake.JPG 2009), s.16

Kuva 7. Kaupallinen magneettijauhejarru (dynaspede 2009), s.17

Kuva 8. Hystereesisjarrun halkileikkaus (directindustry 2009), s.18

Kuva 9. Markkinoilla olevia akselin väliin sijoitettavia mittauslaitteita (datum-electronics 2009), s.20

Kuva 10. Markkinoilla oleva momentinmittauslevy (Straintech 2009), s.21

Kuva 11. Siltakytkenä eli nk. Wheatstonen silta (Wheatstonen silta 2009), s.22

Kuva 12. Pneumaattinen jarrulaite asennettuna, s.26

Kuva 13. Moogin radiaalimäntäpumpun halkaisukuva (Moog 2009), s.29

Kuva 14. Väärin kiinnitetty anturi, s.30

Kuva 15. Anturiin asennetut silmälaakerit, s.31

TAULUKOT

Taulukko 1. Painoarvotaulukko jarrulaitteen valintaan, s.25

Taulukko 2. Käsin suoritettujen testauksien arvot, s.32

LÄHTEET

Datum-electronics.2009. <http://www.datum-electronics.co.uk/torque-transducers.aspx> (Luettu 26.11.2009)

Directindustry. 2009. <http://www.directindustry.com/prod/zf-maschinenantriebe/hysteresis-electromagnetic-brake-16154-41767.html> (Luettu 26.11.2009)

Dynamometer. 2009. <http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer> (Luettu 26.11.2009)

Dynaspede. 2009. http://www.dynaspede.com/003_01_049.htm (Luettu 26.11.2009)

Freitag, R. Hydraulitekniiikan perusteet ja komponentit. Mannesmann Rexroth GmbH

Hitaus 2009. <http://fi.wikipedia.org/wiki/Hitaus> (Luettu 26.11.2009)

Inkinen, P. Manninen, R. & Tuohi, J. 2002. Momentti 2 insinöörifysiikka, Otava

Lehto, H. & Luoma, T. 1995. Fysiikka 3. Kustannusosakeyhtiö Tammi,

Nurmi, T. 2004. Hydraulimoottoreiden momentinmittauspenkki; Case Tehohydro oy. Opinnäytetyö, Etelä-Karjalan ammattikorkeakoulu, tekniikka, Lappeenranta

Pmcpolarteknik. 2009.
http://www.pmcpolarteknik.com/files/brochures/m/ms_euro_spoolvalve_EN.pdf
(Luettu 26.11.2009)

Straintech. 2009. <http://www.straintech.fi/img/TorquePlate006.jpg> (Luettu 26.11.2009)

Uzu-brake.JPG. 2009. <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Uzu-brake.JPG> (Luettu 26.11.2009)

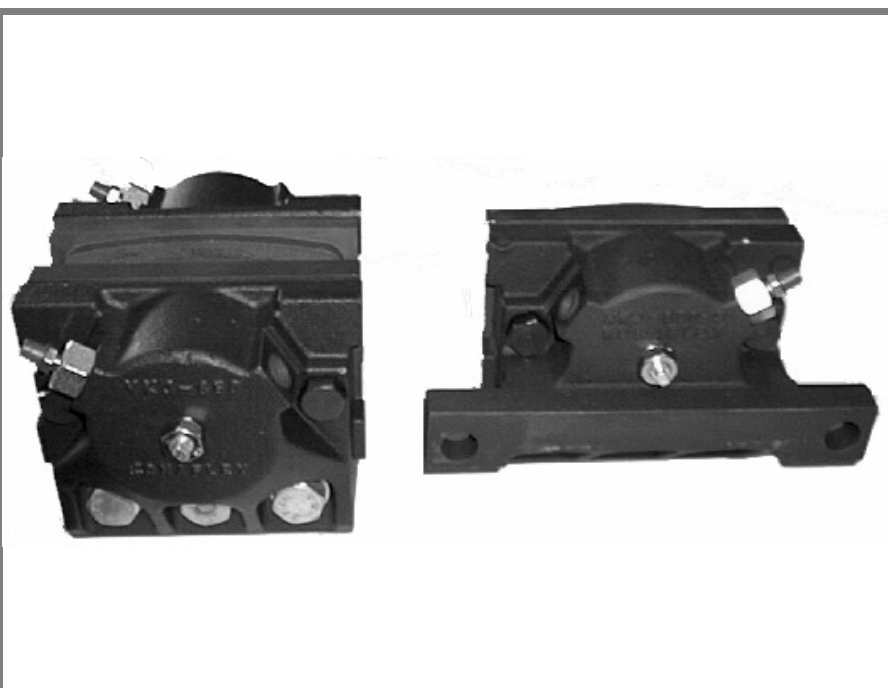
Valtanen, E. 2009. Tekniikan taulukkokirja. Genesis-kirjat Oy,

Vääntömomentti. 2009. <http://fi.wikipedia.org/wiki/Vääntömomentti> (Luettu 26.11.2009)

Wheatstonen silta. 2009. http://fi.wikipedia.org/wiki/Wheatstonen_silta (Luettu 26.11.2009)

VKJ-650

Hydraulinen levyjarru



KONAFLEX OY

Pyymosantie 4, 01720 VANTAA
puh. 09-2532 3100
fax 09-2532 3177

Hermiankatu 6 G, 33720 TAMPERE
puh. 09-2532 3190
fax 03-318 0344

e-mail: konaflex@konaflex.fi

Internet: www.konaflex.fi

KONAFLEX VKJ-650 HYDRAULINEN LEVYJARRU

VKJ-650 on kotimaassa valmistettu, tukevarakenteinen ja luotettava suoraan hydraulipaineella toimiva levyjarru. Kahdesta identtisestä jarrupuoliskosta koostuvassa jarrussa on käytetty hydraulipaine suoraan suhteessa saavutettuun jarrutusmomenttiin. Jarrua voidaan käyttää eri vahvuisten jarrulevyjen kanssa. Vakiona jarru on tarkoitettu asennettavaksi 12 mm (min) vahvalle jarrulevylle, mutta puolikkaiden väliin asennettavalla palalla voidaan jarrulevyn vahvuus valita suuremmaksikin.

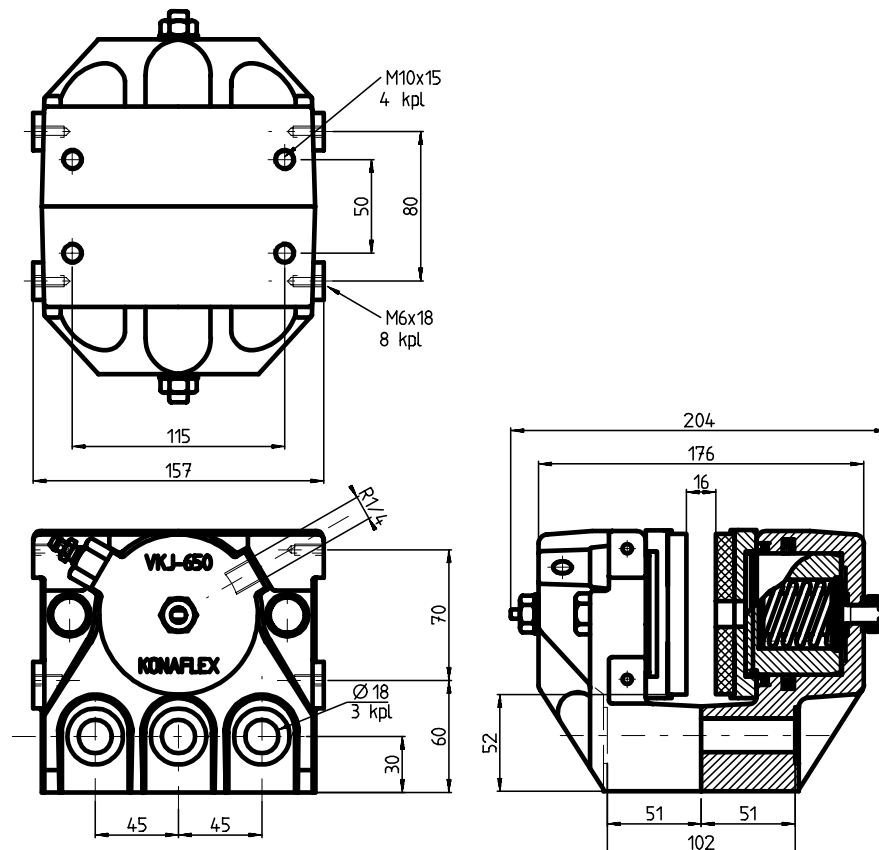
Kummassakin jarrupuoliskossa on paineliitäntä. Asbestittomissa kitkapaloissa on lieriömäiset ohjaustapit jotka estävät sivuttaisvoimien vaikutuksen mäntään.

Asbestittomien kitkapalojen kuluminen kompensoituu automaattisesti mäntien iskunpituuden lisääntyessä. Männän sisään asennetun palautusjousen ansiosta voidaan jarru myös asentaa vaakatasoon. Jousen voimakkuus on valittu siten, että se sallii täysin avattuna pienen putkistopaineen (< 2 bar).

VKJ-650 jarrun suurin sallittu käyttöpaine on 100 bar. Jokainen jarru koeponnistetaan 150 bar paineella ennen toimitusta asiakkaalle.

Jarru on pintakäsitelty ja soveltuu sellaisenaan käytettäväksi normaaleissa teollisuusympäristöissä.

Lisäksi jarrua on saatavana myös sivustakiinnitettynä mallina, jolloin toinen jarrupuolisko korvataan sivustakiinnitettävällä rungolla.



TEKNISET ARVOT

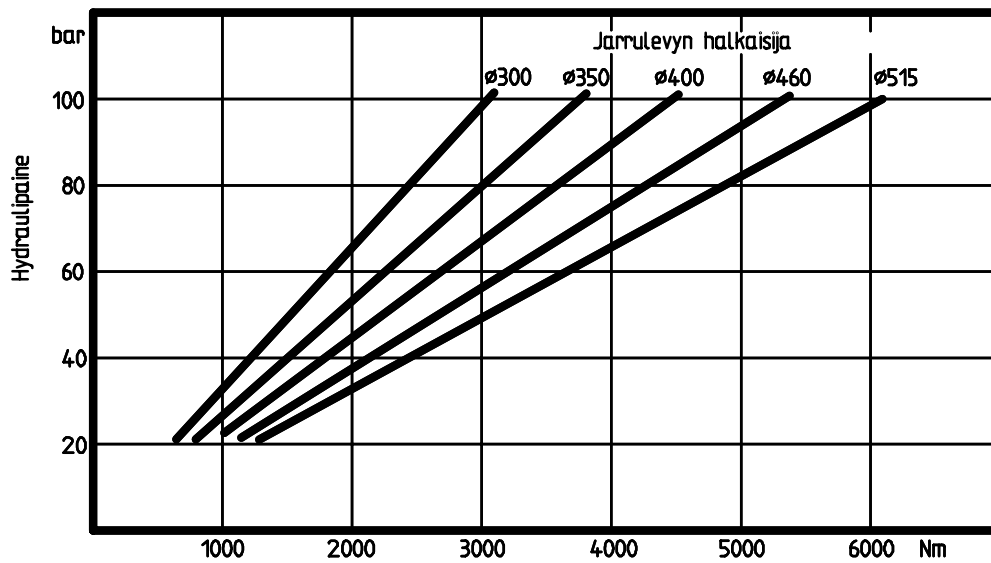
Männän pinta-ala	Kitkapalan pinta-ala	Kitkapalan tilavuus	Kitka-kerroin	Maksimi työpaine	Jarrutusvoima	Paino
33 cm ²	110 cm ²	110 cm ³	0,42	100 bar	280 N/bar 28000 N max	15 kg

Jarrutusmomentin laskenta:

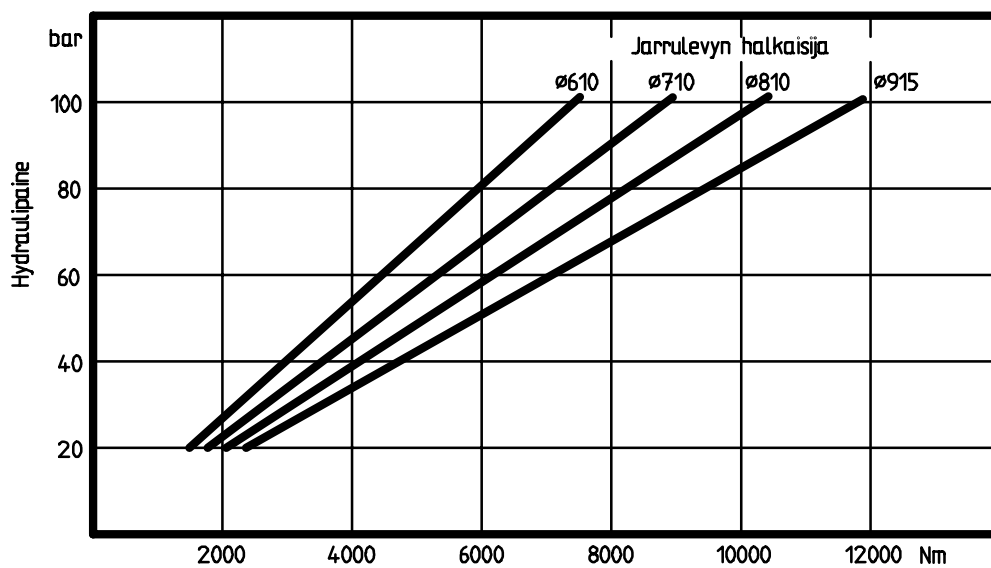
M_j =jarrutusmomentti (Nm)
 $M_j = a \times F \times (D - 0,084) / 2$

F =jarrutusvoima (N)
 D =jarrulevyn halkaisija (m)
 a =jarrujen lukumäärä

VKJ-650 LEVYJARRU



Huomioi, että pitäjarrukäytössä jarrumomenttiarvoja pitää pudottaa 50 %

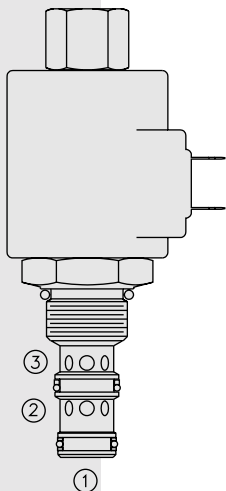


Huomioi, että pitäjarrukäytössä jarrumomenttiarvoja pitää pudottaa 50 %

ELECTRO-PROPORTIONAL VALVES—PRESSURE CONTROLS

TS10-36 Proportional Electric Reducing/Relieving

Patent Pending



DESCRIPTION

A screw-in, cartridge-style, pilot-operated, spool-type reducing/relieving valve, which can be infinitely adjusted across a prescribed range using a variable electric input. Pressure output is proportional to DC current input. This valve is intended for use as a pressure limiting device in demanding applications.

OPERATION

The TS10-36 allows flow from ② to ① until sufficient pressure is present at ① to open the pilot section by offsetting the electrically induced solenoid force. Increasing electric current will increase the control (reduced) pressure at ①. With no current applied to the solenoid, the valve will maintain pressure at ① at approximately 100 psi, regardless of pressure at ②.

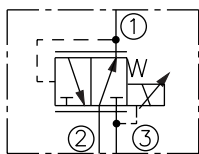
The TS10-36 has an optional manual override feature. This allows the valve to be set when the electric supply is lost. The manual setting is added to the electric setting, so when using the manual override feature to establish a minimum setting, care is required to prevent the system from becoming over-pressurized.

FEATURES

- Manual override option.
- Industry common cavity.
- Airbleed option.
- Optional waterproof E-Coils rated up to IP69K.
- 12 and 24 volt coils standard.

SYMBOLS

USAS/ISO:



RATINGS

Maximum Operating Pressure: 241 bar (3500 psi)

Maximum Control Current: 1.10 amps for 12 VDC coil; 0.55 amps for 24 VDC coil

Relief Pressure Range from Zero to Maximum Control Current:

A: 6.9–207 bar (100–3000 psi); **B:** 6.9–159 bar (100–2300 psi)

C: 6.9–117 bar (100–1700 psi)

Rated Flow: 56.8 lpm (15 gpm), $\Delta P=22.8$ bar (330 psi), Cartridge only, ① to ③ coil de-energized

Maximum Pilot Flow: 0.76 lpm (0.2 gpm)

Flow Path: Free Flow: ① to ③ coil de-energized; Reduced: ② to ① coil energized; Relieving: ① to ③ coil energized

Temperature: -40 to 120°C (-40 to 250°F), with standard Buna N seals

Filtration: See page 9.010.1

Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 7.4 to 420 cSt (50 to 2000 ssu)

Installation Recommendation: When possible, the valve should be mounted below the reservoir oil level. This will maintain oil in the armature preventing trapped air instability. If this is not feasible, mount the valve horizontally for best results.

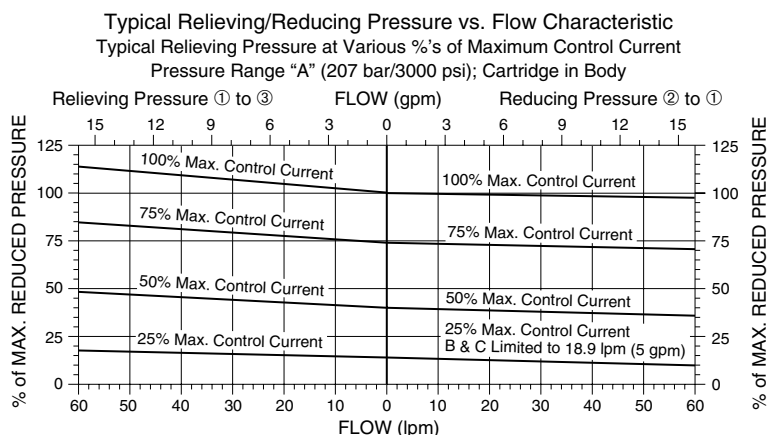
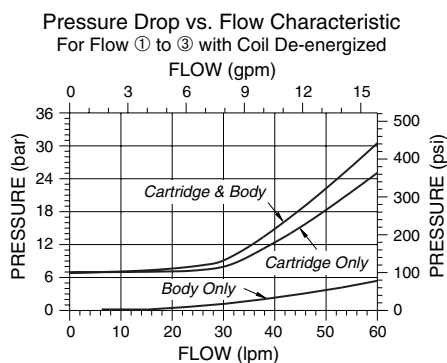
Cavity: VC10-3; See page 9.110.1; **Cavity Tool:** CT10-3XX; See page 8.600.1

Seal Kit: SK10-3N-BM; See page 8.650.1

Coil Nut: Part No. 4540560;

For E-coils manufactured prior to 1-1-04, see page 3.400.1 for coil nut info.

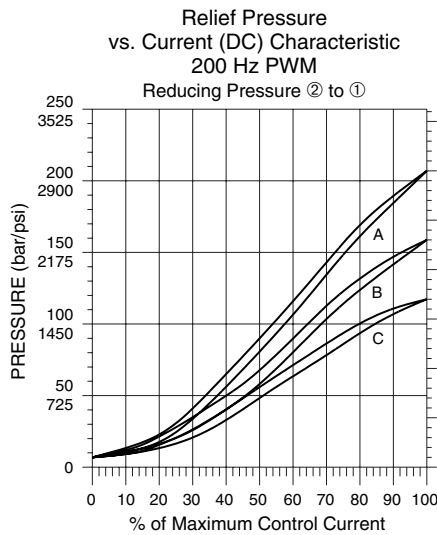
PERFORMANCE



Valve w/Internally Piloted Spool

TS10-36

PERFORMANCE (continued)

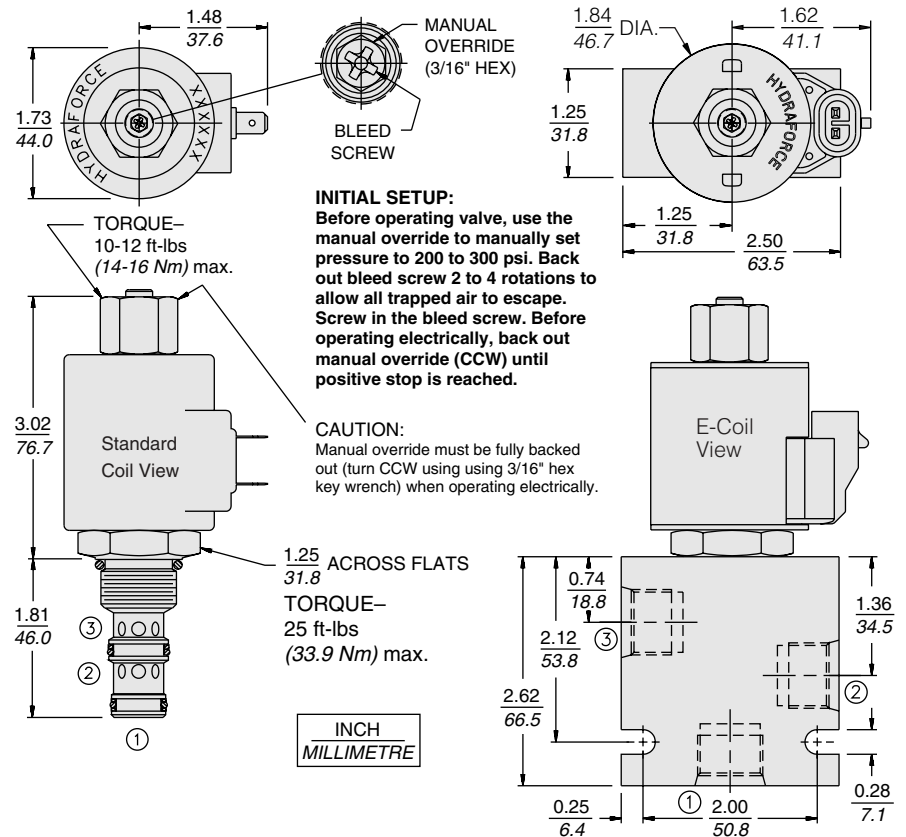


Recommended Controllers (See Section 3)

Input Sig. w/12V or 24V Coil	DIN Coil Mount	PCB Board	Metal Box	DIN Rail Mount
0-5 VDC	4000161	4000194	4000174	4000136
0-10 VDC	4000165	4000141	4000182	4000137
4-20 mA PWM	4000169	4000143	4000186	4000139
	—	4000144	4000133	4000140

DIMENSIONS

Patent Pending



MATERIALS

Cartridge: Weight: 0.25 kg. (0.55 lbs.); Steel with hardened work surfaces. Zinc-plated exposed surfaces. Buna N O-rings and polyester elastomer back-ups standard. Optional polyurethane seals with fluorocarbon back-up recommended for pressures over 240 bar (3500 psi).

Standard Ported Body: Weight: 0.16 kg. (0.35 lbs.); Anodized high-strength 6061 T6 aluminum alloy, rated to 240 bar (3500 psi); See page 8.010.1. Ductile iron and steel bodies available; dimensions may differ; consult factory.

Standard Coil: Weight: 0.27 kg. (0.6 lbs.); Unitized thermoplastic encapsulated, Class H high temperature magnet-wire; See page 3.200.1.

E-Coil: Weight: 0.41 kg. (0.9 lbs.); Fully encapsulated with rugged external metal shell; Rated up to IP69K with integral connectors; **Note: See page 3.400.1 for all E-Coil retrofit applications.**

TO ORDER

TS10-36

Maximum Relief Pressure
207 bar (3000 psi) **A**
159 bar (2300 psi) **B**
117 bar (1700 psi) **C**

Option
None (Blank)
Manual Override **M**

Porting
Cartridge Only **0**
SAE 6 **6T**
SAE 8 **8T**
3/8 in. BSP* **3B**
1/2 in. BSP* **4B**

*BSP Body; U.K. Mfr. Only

Seals
Buna N (Std.) **N**
Fluorocarbon **V**

Termination Std. Coil

DS Dual Spades
DG DIN 43650
DL Leadwires (2)
DL/W Leads w/Weatherpak® Connectors
DR Deutsch DT04-2P

Termination E-Coil

ER Deutsch DT04-2P (IP69K Rated)
EY Metri-Pack® 150 (IP69K Rated)

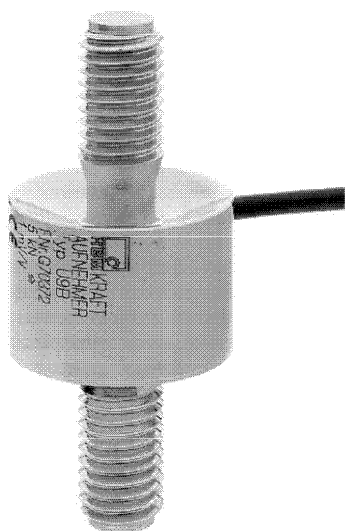
Coils with internal diode are available. Consult factory.

Voltage

0 Less Coil
10 10 VDC (1.30 amps max.)
12 12 VDC (1.10 amps max.)
20 20 VDC (0.65 amps max.)
24 24 VDC (0.55 amps max.)

U9B

Force Transducers

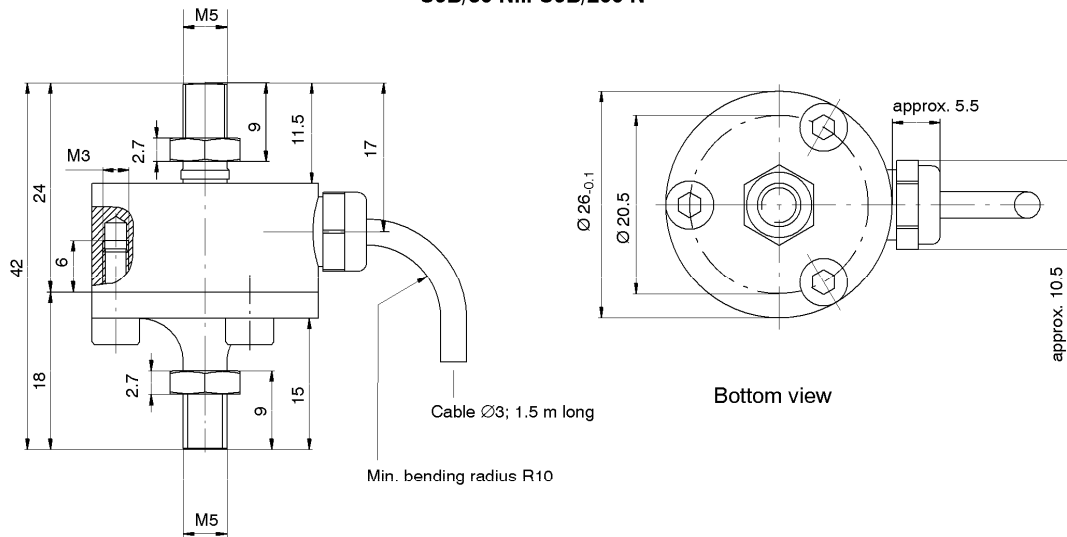


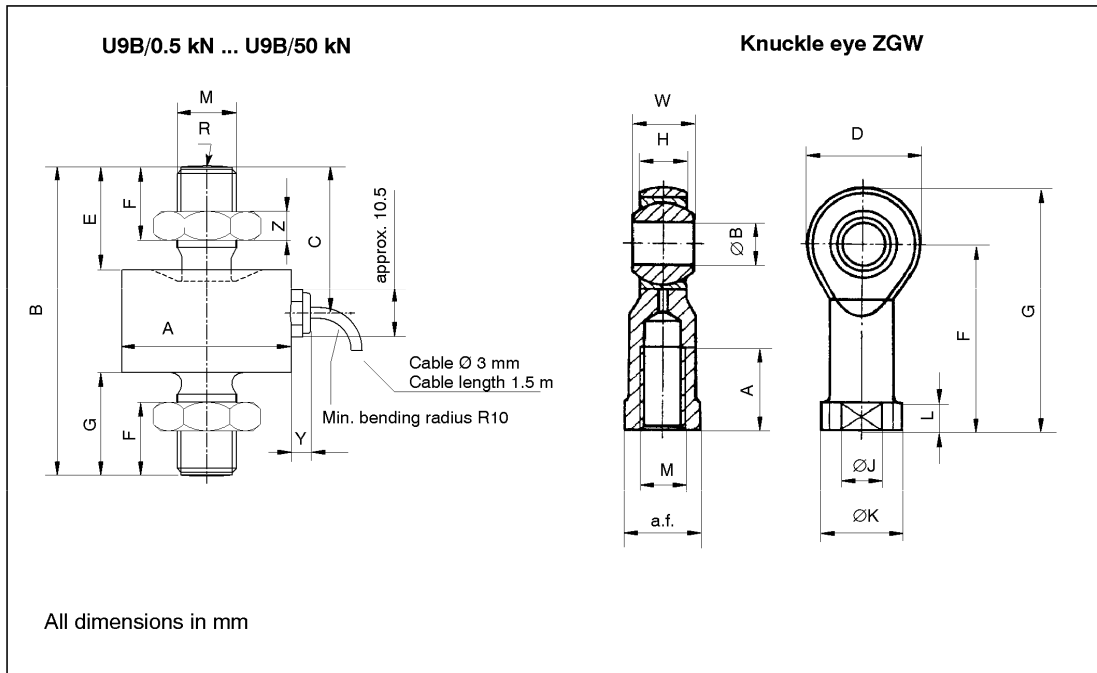
Special features

- Tensile / compressive force transducer in non-rusting material
- Nominal (rated) forces 50 N ... 50 kN
- Small size
- Accuracy class 0.5
- Maintenance-free knuckle eye as force-introduction aid

Dimensions (in mm; 1 mm= 0.03937 inches)

U9B/50 N... U9B/200 N



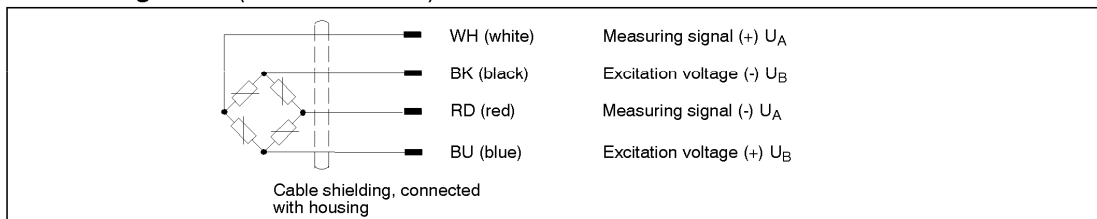


Nominal (rated) force U9B	A _{0.1}	B	C	E	F	G	M	R	Y	Z
0.5...1 kN	26	44.5	20.5	13	9.5	13.5	M5	20	approx. 5.5	2.7
2...20 kN	26	60	28.5	21	16	21	M10	40	approx. 5.5	5
50 kN	46	84	40	28	21.5	28	M16x1.5	80	approx. 5.5	8

Knuckle eye:

Nominal (rated) force ZGW	A	B	D	F	G	H	J	K	L	M	a.f.	W
50 N...1 kN	10	5 ^{H7}	18	27	36	6	9	11	4	M5	9	8
2...20 kN	20	10 ^{H7}	28	43	57	10.5	15	19	6.5	M10	17	14
50 kN	28	16 ^{H7}	42	64	85	15	22	27	8	M16x1.5	22	21

Cable assignment (Four wire-circuit)



Specifications

Type			U9B											
Nominal (rated) force	F _{nom}	N	50	100	200									
			kN					0.5	1	2	5	10	20	50
Accuracy class			0.5											
Nominal (rated) sensitivity	C _{nom}	mV/V	1											
Rel. sensitivity deviation	d _c	%	≤ ± 1 tension / ≤ ± 2 compression											
Temperature effect on the sensitivity per 10 K in the nominal (rated) temperature range in the operating temperature range	TK _C	%	≤ ± 0.5											
		%	≤ ± 0.8											
Temperature effect on the zero signal per 10 K in the nominal (rated) temperature range in the operating temperature range	TK ₀	%	≤ ± 0.5											
		%	≤ ± 0.8											
Linearity	d _{lin}	%	≤ ± 0.5											
Rel. reversibility error	U	%	≤ ± 0.5											
Rel. repeatability error without rotation	brg	%	≤ ± 0.5											
Creep over 30 min	d _{crF+E}	%	≤ ± 0.2											
Input resistance	R _e	Ω	> 345											
Output resistance	R _a	Ω	300-400											
Insulation resistance	R _{is}	GΩ	> 1 × 10 ⁹											
Operating range of supply voltage	B _{U,G}	V	0.5...12											
Reference supply voltage	U _{ref}	V	5											
Reference temperature	t _{ref}	°C [°F]	+ 23 [+73.4]											
Nominal (rated) temperature range	B _{t,nom}	°C [°F]	-10...+70 [+14...+158]											
Operating temperature range	B _{t,G}	°C [°F]	-30...+85 [-22...+185]											
Storage temperature range	B _{t,S}	°C [°F]	-30...+85 [-58...+185]											
Protection to DIN EN 60 529			IP 67											
Nominal (rated) measuring displacement ± 15 %	S _{nom}	mm	< 0.1											
Natural frequency ± 15 %			6.3	9.2	14.5	15.5	23.7	18.7	20	23	27.8	20		
Working force	(F _G)	%	300				120							
Breaking force	(F _B)	%	> 500				> 200							
Relative static lateral limit force ¹⁾	(F _C)	%	100				40				20			
Permissible vibration amplitude to DIN 50 100	F _{rb}	%	70											40
Weight, approx.			75			65		100				400		
Cable length			1.5											

¹⁾ referred to the 2 mm force introduction point above diaphragm

Order numbers:

Force transducer

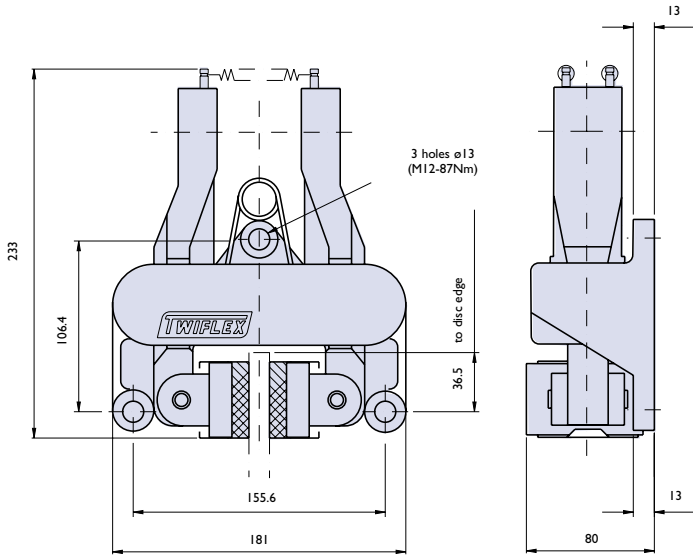
Order code	Nominal (rated) force											Unit
	50	100	200	0,5	1	2	5	10	20	50		
1-U9B/ ...												N
												kN

Ordering numbers: 1-U9B/2kN

Accessories (to be ordered separately)

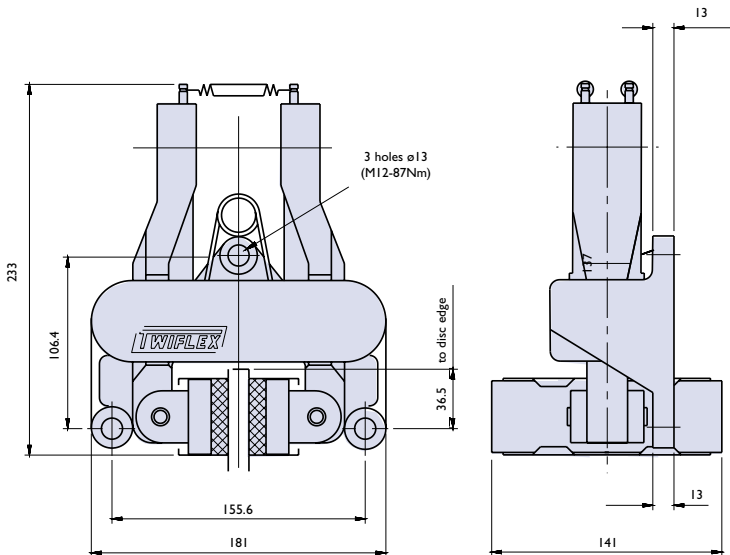
1-Z8/100kg/ZGW	Knuckle eye 50 N ... 1 kN
1-U9/20kN/ZGWR	Knuckle eye 2 kN ... 20 kN
1-U9A/50kN/ZGW	Knuckle eye 50 kN
D-15D/MONT	15pin D-connector, mounted to transducer cable
D-MS/MONT	MS3106PEMV-connector, mounted to transducer cable

▼ MR Disc brake caliper



[View Data Sheet](#)

▼ MR2 Disc brake caliper



The Twiflex MR disc brake calipers are used with brake discs of 12.7mm and 25mm thick. They may be used with any of the Twiflex series of actuators. The range of pneumatically operated brakes, use dry and filtered compressed air at pressures up to 7 bar. Pneumatic brakes require a control valve, which may be operated either manually, or by pneumatic or electrical signal.

Normally one or two brakes will be used per disc, but the number may be increased, depending on disc size.

The brake units can be positioned at any angle around the periphery of the disc, but ideally they should be mounted horizontally (in 3 or 9 o'clock positions) in relation to the disc. If a caliper is mounted at an angle greater than 10° from the horizontal it should be fitted with an equalising link. This applies also to calipers used on vertical shaft installations.

Ranges of standard discs are available from Twiflex, (see section 4).

Minimum disc diameter for the MR caliper is 250mm and the MR2 is 300mm.

The ratings shown on the graphs are based on fully bedded and conditioned brake pads with nominal friction coefficient $\mu = 0.4$.

Twiflex disc brakes must be used with Twiflex asbestos free brake pads.

Effective Disc Radius = Actual Disc Radius (m) - 0.03m

MR
series



3

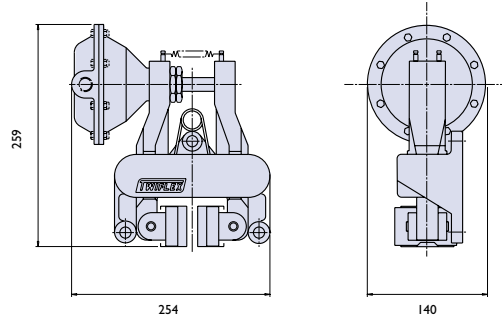
Brake caliper range

MR series

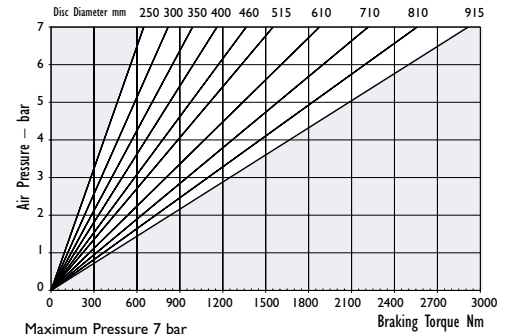


▼ MRA

Pneumatically applied – Spring released



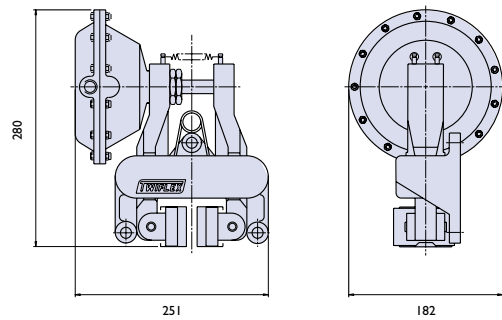
View data sheet



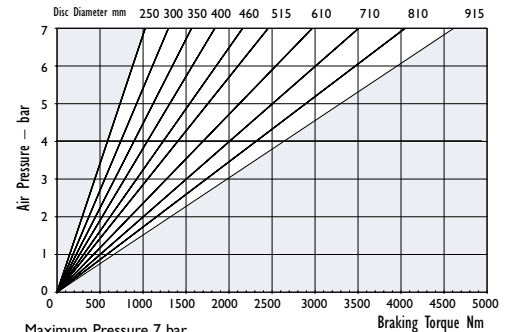
Maximum Pressure 7 bar
Maximum Braking Force = 6.9kN @ 7 bar
Weight of MR caliper and thruster - 8.0kg
Weight of MR2 caliper and thruster - 8.5kg
Weight of thruster only - 1.5kg
Volume displacement of thruster at full stroke = 300ml

▼ MRB

Pneumatically applied – Spring released



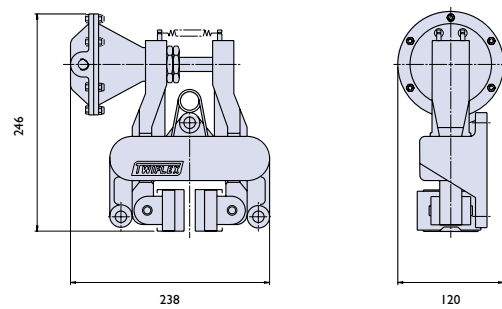
View Data Sheet



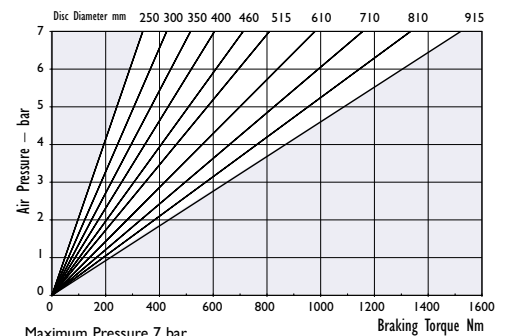
Maximum Pressure 7 bar
Maximum Braking Force = 10.8kN @ 7 bar
Weight of MR caliper and thruster - 8.56kg
Weight of MR2 caliper and thruster - 9.06kg
Weight of thruster only - 2.06kg
Volume displacement of thruster at full stroke = 426ml

▼ MRD

Pneumatically applied – Spring released



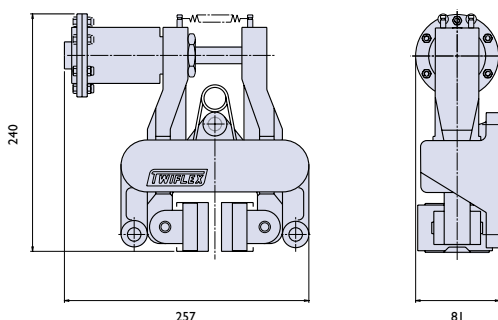
View Data Sheet



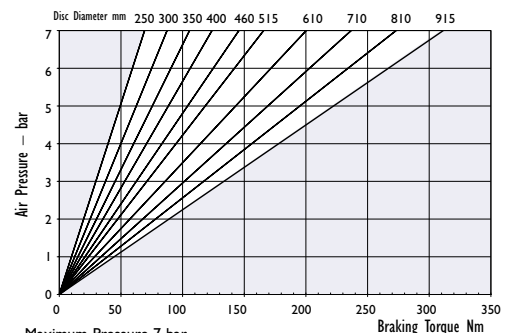
Maximum Pressure 7 bar
Maximum Braking Force = 3.6kN @ 7 bar
Weight of MR caliper and thruster - 8.0kg
Weight of MR2 caliper and thruster - 8.5kg
Weight thruster only - 1.5kg
Volume displacement of thruster at full stroke = 150ml

▼ MRE

Pneumatically applied – Spring released



View Data Sheet



Maximum Pressure 7 bar
Maximum Braking Force = 0.74kN @ 7 bar
Weight of MR caliper and thruster - 6.84kg
Weight of MR2 caliper and thruster - 7.34kg
Weight of thruster only - 0.34kg
Volume displacement of thruster at full stroke = 25ml

TEKNISET TIEDOT

Elektronisesti ohjattu paineensäätöventtiili sisäisellä takaisinkytkennällä
Ohjaus virta- tai jänniteviestillä
Venttiilissä on analoginen toisiopaineen osoittava lähtö

Painealue: SRE: syöttö 0-10 bar, lähtö 0-10 bar
 CRE: syöttö 0-16 bar, lähtö 0-10 bar

Nimellisvirtaus: SRE: G 1/4 2200 Ndm³/min, G 3/8 2500 Ndm³/min
 CRE: G 3/8 4500 Ndm³/min, G 1/2 6000 Ndm³/min
 (syöttö 10 bar, lähtö 6,3 bar)

Suosittelun maksimivirtaus: SRE: G 1/4 550 Ndm³/min, G 3/8 850 Ndm³/min
 CRE: G 3/8 850 Ndm³/min, G 1/2 1900 Ndm³/min
 (syöttö 6,3 bar, virtausnopeus 25 m/s)

Lämpötila-alue: 0...+50 °C
Väliaine: kuivattu tai voideltu paineilma
Käyttöjännite: 24 VDC ± 10 %
Virrankulutus: 0,15 A
Lähtöviesti: 0-10 V, maksimi 20 mA
Suojausluokka: IP65 DIN 40050 pistoke kiinnitettynä

Hystereesi: < 1*

Toistotarkkuus: < 0,5**

Erottelukyky: < 0,5**

Lineaarisuus: < 1*

* % toisiopaineesta

** % maksimi toisiopaineesta


TILAUSNUMEROT

Liitännätkoko	Ohjaus	Tilausnumero
SRE G 1/4	0-10 V Normaalisti suljettu	SRE-U-1/4-NC
SRE G 3/8		SRE-U-3/8-NC
CRE G 3/8		CRE-U-3/8-NC
CRE G 1/2		CRE-U-1/2-NC
SRE G 1/4	0-20 mA Normaalisti suljettu	SRE-I-1/4-NC-001
SRE G 3/8		SRE-I-3/8-NC-001
CRE G 3/8		CRE-I-3/8-NC-001
CRE G 1/2		CRE-I-1/2-NC-001
SRE G 1/4	4-20 mA Normaalisti suljettu	SRE-I-1/4-NC-002
SRE G 3/8		SRE-I-3/8-NC-002
CRE G 3/8		CRE-I-3/8-NC-002
CRE G 1/2		CRE-I-1/2-NC-002

PNE 2-16

Kaikki mallit ovat saatavissa myös **NORMAALISTI AVOIMINA** versioina.
 Tilattaessa merkinä NC korvataan merkinnällä NO.

SRE-proportionaaliset paineensäätöventtiilit voidaan asentaa moduuliksi
 AIRFIT SWING- ja AIRFIT COMFORT-huoltolaitesarjaan paineensäätimen sijaan.
 Katso sivu 3-7 ja 3-8

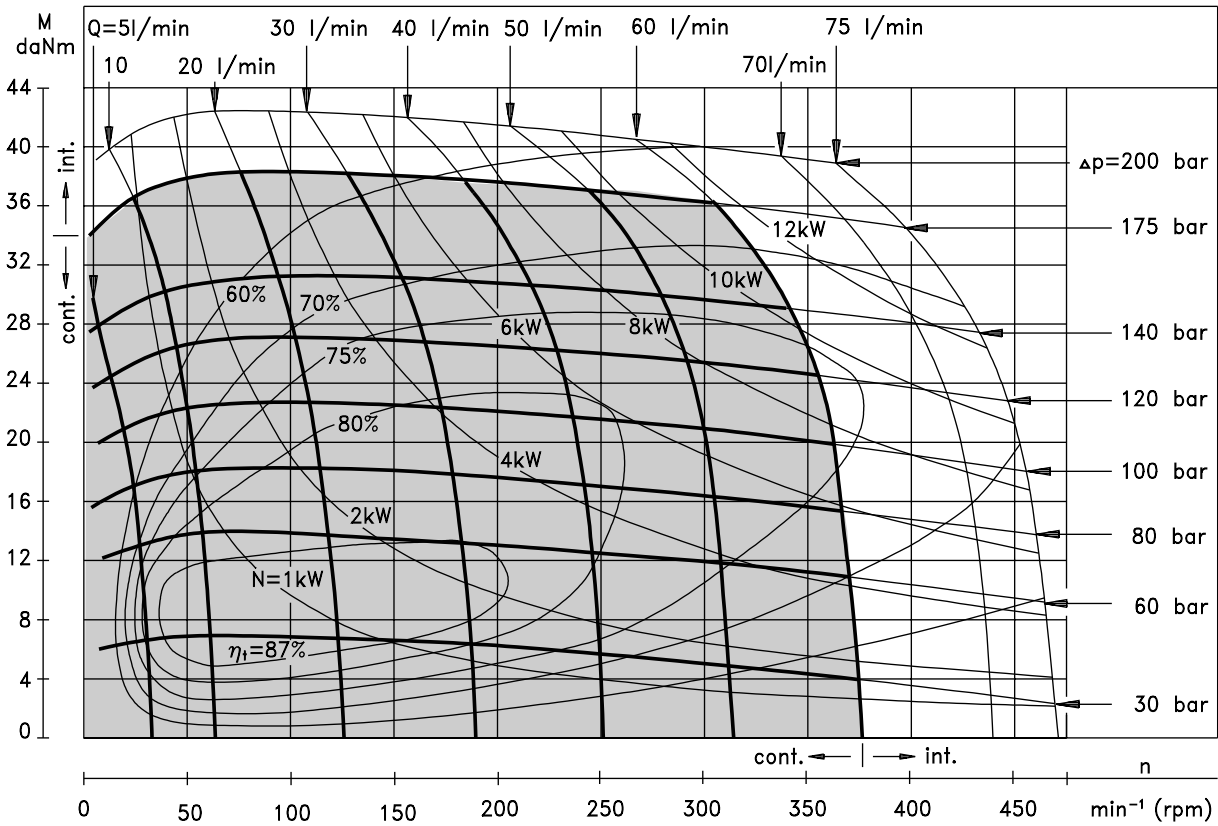
Asennussarjojen tilausnumerot:

SRE: PL 16956

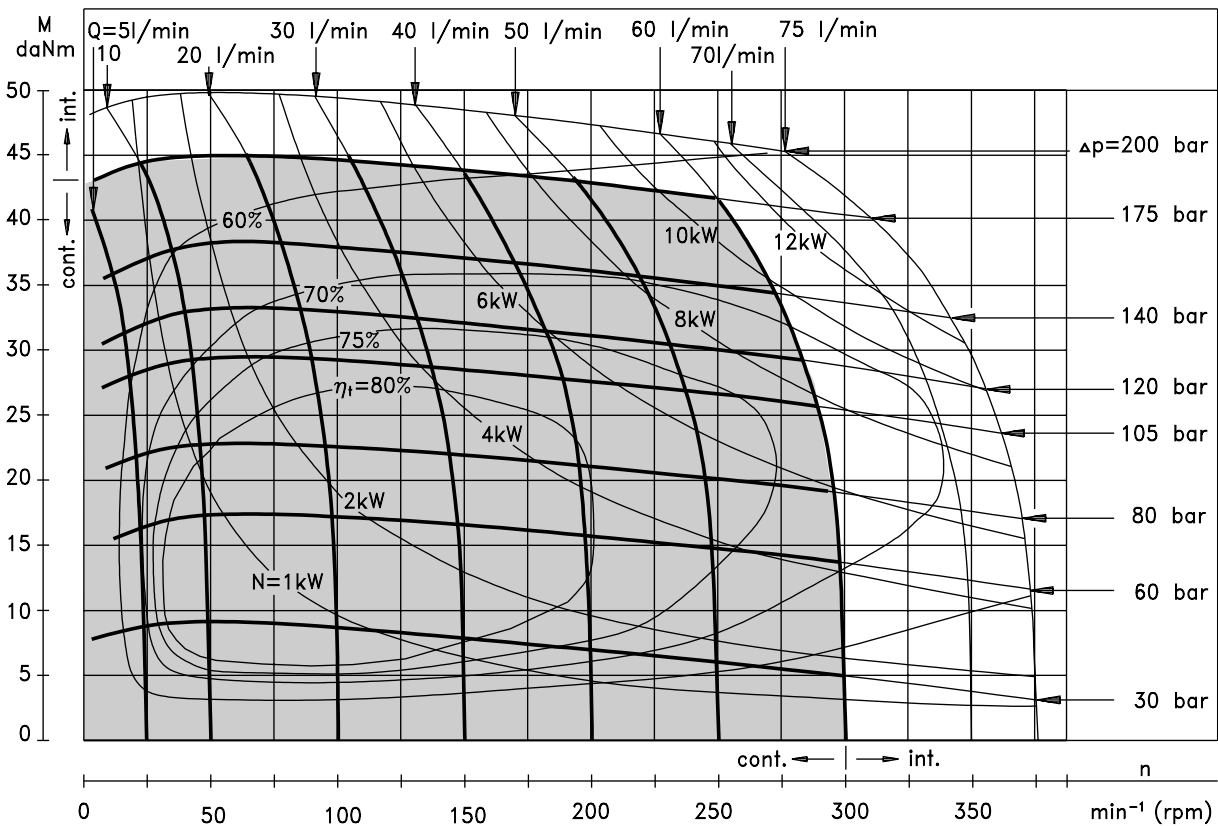
CRE: PL 17518

FUNCTION DIAGRAMS

MR 160



MR 200



The function diagrams data was collected at back pressure 5 ÷ 10 bar and oil with viscosity of 32 mm²/s at 50° C.