

Universitat de Lleida

## Desenvolupament d'equips per a la mesura d'esforços entre tractors i ormejos agrícoles per a la realització d'assajos en camp

Jordi Pijuan Cases

Dipòsit Legal: L.1440-2015

<http://hdl.handle.net/10803/311796>

**ADVERTIMENT.** L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

**ADVERTENCIA.** El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

**WARNING.** Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.

## 4. MODELITZACIÓ MECÀNICA DEL DINAMÒMETRE TRIPUNTAL

En aquest capítol es presenten les equacions del model per a l'anàlisi de les forces que intervenen en les unions entre el tractor, el dinamòmetre i l'ormeig determinades a partir del model mecànic del dinamòmetre tripuntal. El model relaciona cada una de les forces mesurades per les cèl·lules de càrrega del dinamòmetre tripuntal amb la resta de forces i moments d'interacció del dinamòmetre amb el tractor i amb l'ormeig.

El model desenvolupat permet obtenir les forces en els punts d'unió del tractor i l'ormeig a partir de les forces mesures per cada cèl·lula de càrrega del dinamòmetre tripuntal. També es calculen les components dels torsors d'enllaç reduïts als punts d'unió considerats dels diferents components del conjunt.

### 4.1. Consideracions per al model mecànic del conjunt tractor-dinamòmetre-ormeig

A continuació s'exposen les consideracions generals en la modelització del conjunt tractor-dinamòmetre-ormeig, aplicables tant en aquest capítol com en el Capítol 5 de l'estudi de l'efecte del dinamòmetre en el conjunt tractor-ormeig.

#### Anàlisi quasiestàtic

Per al desenvolupament d'aquest model s'aproxima l'anàlisi a un estudi quasiestàtic. Així, es suposa que el conjunt tractor-dinamòmetre-ormeig es desplaça a velocitat constant en una trajectòria rectilínia i per tant les acceleracions i les acceleracions angulars de tots els components del model són zero en tot instant de temps. En el cas del tractor movent-se en trajectòria curvilínia de radi gran i baixa velocitat, com és el cas en moltes de les operacions en camp, també es considera vàlida aquesta simplificació. Aquesta suposició simplifica considerablement el plantejament del model, però permet igualment portar a terme estudis prou interessants de tot el sistema.

#### Elements del sistema mecànic

El conjunt analitzat es divideix en 4 sòlids rígids més el terra (Figura 4.1). El tractor ( $t$ ) es modelitza com un únic sòlid, ja que per l'estudi que es pretén realitzar no és necessari dividir-lo, per exemple, en xassís i rodes. El dinamòmetre en canvi, es divideix en els dos marcs del qual està format ( $di$  i  $dt$ ), per tenir en consideració les forces mesurades per les cèl·lules de càrrega muntades entre els dos marcs. L'ormeig ( $i$ ) també es modelitza com un únic sòlid rígida.

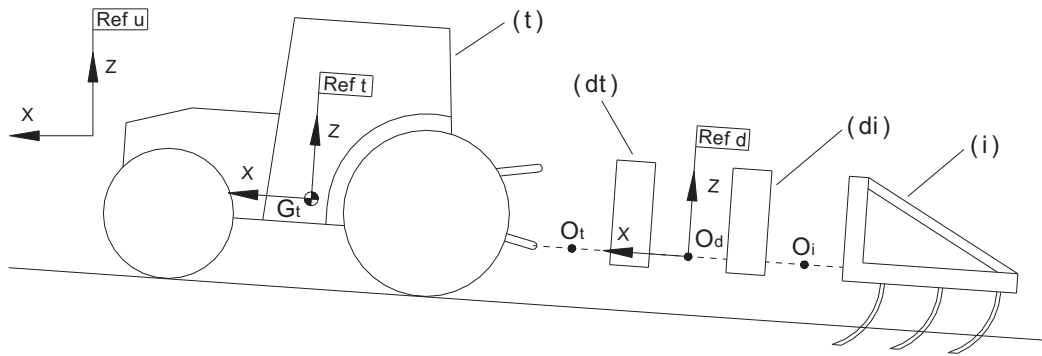


Figura 4.1: Diagrama dels diferents sòlids i sistemes de referència

En la unió dels diferents sòlids rígids, es consideren els punts  $O_d$ ,  $O_t$  i  $O_i$ , que són els punts on es redueixen els torsors d'enllaç entre els diferents sòlids rígids, on aquests torsors d'enllaç vindran definits per les tres components de força i les tres components de moment.

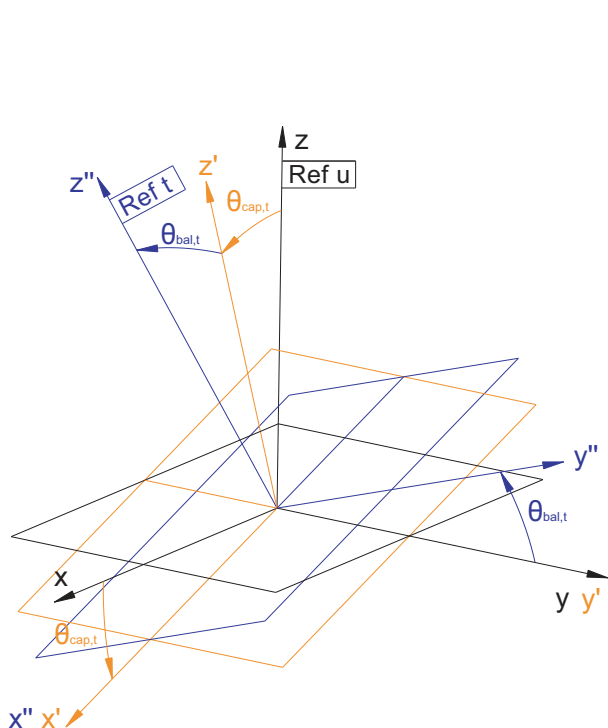
### Sistemes de referència utilitzats en el model

Donat que en els assajos en camp uns dels factors que afecten al comportament del tractor són els pendents longitudinal i transversal, és convenient contemplar l'efecte dels diferents pesos del conjunt. En el model desenvolupat, les forces i els moments sobre cada sòlid rígid s'expressen en referències solidàries a cada un d'aquests. També s'utilitza un sistema de referència universal (*Ref u*), que coincideix amb el del tractor (*Ref t*) quan aquest es troba en el pla horitzontal. Aquest es pren de referència per a definir els angles de balanceig i capcineig del tractor.

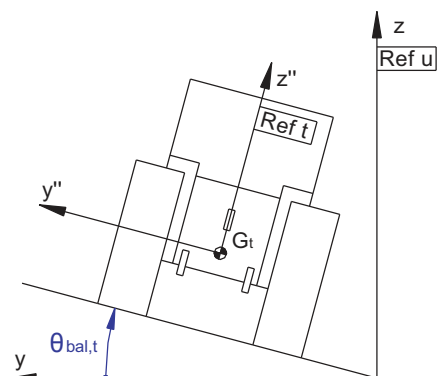
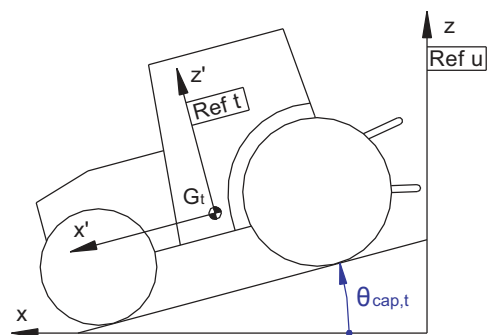
El sistema de referència del tractor es fixa solidari a aquest amb l'eix x en la direcció longitudinal i sentit positiu el d'avanç del tractor, l'eix y en la direcció transversal i sentit positiu cap a l'esquerra i l'eix z en la direcció vertical i sentit positiu cap amunt. Seguint el mateix criteri es defineix el sistema de referència per al dinamòmetre tripuntal (*Ref d*). A causa del moviment del mecanisme d'elevació de l'enganxall de tres punts, aquests eixos poden no ser coincidents, i la orientació relativa d'un respecte l'altre quedarà determinada per l'angle relatiu de capcineig.

### Definició de la orientació dels elements del sistema

Per definir la orientació dels diferents sòlids rígids respecte al sistema de referència universal s'utilitza la seqüència guinyada-capcineig-balanceig. Tot i això, l'angle de guinyada es considera nul ja que l'orientació en l'avanç del tractor no és significativa en l'estudi, i es fa coincidir l'eix longitudinal del tractor amb el de la referència universal. Sí que es consideren els girs de capcineig i de balanceig ja que les components dels pesos dels sòlids seran diferents en les bases corresponents a cada element del conjunt. Per tant, en la modelització s'admet que el 1r gir és el capcineig (gir positiu respecte l'eix y) corresponent al pendent longitudinal en l'avanç del vehicle. El 2n gir és el de balanceig (gir positiu respecte l'eix x') corresponent al pendent lateral en l'avanç del vehicle (Figura 4.2). A la Figura 4.3 es mostren els angles de capcineig i balanceig per al tractor ( $\theta_{cap,t}$  i  $\theta_{bal,t}$ ). En els assajos en camp aquests angles es mesuraran amb un inclinòmetre de dues direccions que s'instal·larà al tractor (les seves característiques es descriuen al Capítol 12).

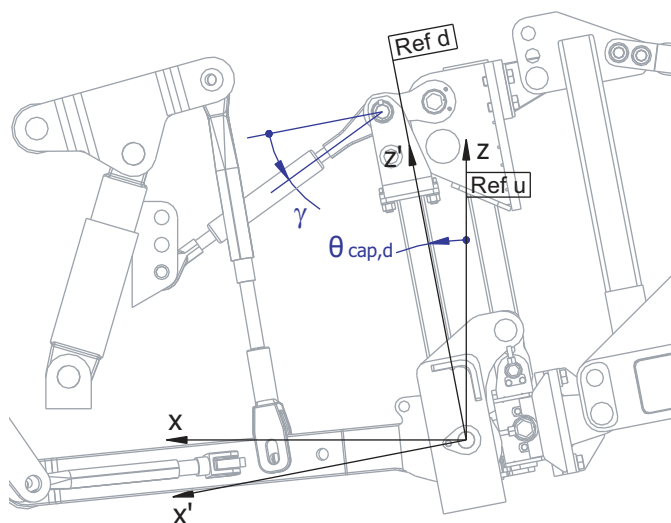


**Figura 4.2:** Seqüència i angles de rotació d'orientació per a la definició de l'orientació dels elements del sistema mecànic



**Figura 4.3:** Angles de capcineig i balanceig per al tractor

Donada la regulació en l'elevació de l'enganxall de tres punts del tractor, cal definir també la orientació del dinamòmetre tripuntal respecte al sistema de referència universal. L'ormeig, al estar fixat al dinamòmetre sempre manté la mateixa orientació respecte al dinamòmetre tripuntal. Com que la rotació del dinamòmetre respecte al tractor es dóna al voltant de l'eix transversal  $y$ , l'angle de capcineig del dinamòmetre serà diferent, mentre que l'angle de balanceig serà el mateix que el del tractor. Quan l'angle de balanceig del tractor és nul, l'angle de capcineig del dinamòmetre  $\theta_{cap,d}$  correspon a l'angle entre la vertical del dinamòmetre i la vertical de la referència universal (Figura 4.4).



**Figura 4.4:** Angle de capcineig del dinamòmetre tripuntal quan el balanceig és nul i angle de la barra superior de l'enganxall de tres punts del tractor

L'angle  $\theta_{cap,d}$  es mesurarà amb un inclinòmetre instal·lat al mateix dinamòmetre tripuntal (Capítol 12). L'angle  $\gamma$  és l'angle entre l'eix longitudinal del dinamòmetre i la barra superior de l'enganxall de tres punts. Aquest angle representa la direcció que adopta la força al punt superior de la part del tractor del dinamòmetre, i s'utilitza en el càlcul de les forces en l'enganxall del tractor.

### Components de les forces pes en els diferents sistemes de referència

Per expressar els pesos en les corresponents bases, tant del tractor com dels marcs de l'ormeig, s'aplica l'Equació 4.1. El vector pes  $\mathbf{W}$ , expressat de forma genèrica en components  $W_x$ ,  $W_y$  i  $W_z$  en la base corresponent al propi sòlid rígid (*Ref c*) es determina realitzant els canvis de base, corresponents als girs de capcineig i de balanceig, al vector pes, expressat en el sistema de referència universal (*Ref u*).

$$\mathbf{W}]_{Ref,c} = \mathbf{S}_{bal} \cdot \mathbf{S}_{cap} \cdot \mathbf{W}]_{Ref,u} \quad 4.1$$

$\mathbf{W}$  pot ser el pes del tractor  $\mathbf{W}_t$ , el pes del marc de l'ormeig del dinamòmetre  $\mathbf{W}_{di}$ , o el del marc del tractor del dinamòmetre  $\mathbf{W}_{dt}$ , cadascun expressat en la base corresponent a la referència del sòlid en qüestió, calculat a partir del pes en la base universal (*Ref u*). A l'Equació 4.2 es mostra l'equació anterior desglossada component a component, on  $m$  correspon a la massa del sòlid rígid estudiat i  $g$  és l'acceleració de la gravetat.

$$\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \\ W_z \end{Bmatrix}_{Ref,c} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_{bal} & \sin \theta_{bal} \\ 0 & -\sin \theta_{bal} & \cos \theta_{bal} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_{cap} & 0 & -\sin \theta_{cap} \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta_{cap} & 0 & \cos \theta_{cap} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m \cdot g \end{Bmatrix}_{Ref,u} \quad 4.2$$

Per al cas del tractor, l'angle de capcineig és  $\theta_{cap,t}$  i el de balanceig és  $\theta_{bal,t}$ . Per al dinamòmetre tripuntal l'angle de capcineig és el  $\theta_{cap,d}$ , que és la suma de  $\theta_{cap,t}$  i l'angle relatiu de capcineig entre tractor i dinamòmetre. Per al dinamòmetre tripuntal l'angle de balanceig és igual al de tractor  $\theta_{bal,t}$ .

## 4.2. Model mecànic del dinamòmetre tripuntal

A continuació es procedeix a exposar el model corresponent al dinamòmetre tripuntal, on es desenvolupen les equacions per al càlcul de les forces als punts d'unió i els torsors d'enllaç del dinamòmetre amb el tractor i amb l'ormeig a partir de les forces als bolons de mesura.

### 4.2.1. Descripció del model mecànic del dinamòmetre tripuntal

A la Figura 4.5 i a la Figura 4.6 es mostren els diagrames de sòlid lliure de les dues parts del dinamòmetre, el marc del costat del tractor (*dt*) i el marc del costat de l'ormeig (*di*), i les corresponents cotes que intervenen en els models (Taula 4.1 i Taula 4.2). S'han representat a cada un dels ancoratges del dinamòmetre les 3 components de força, tot considerant que no es té cap moment en aquests punts d'unió, ni al costat del tractor ni al costat de l'ormeig.

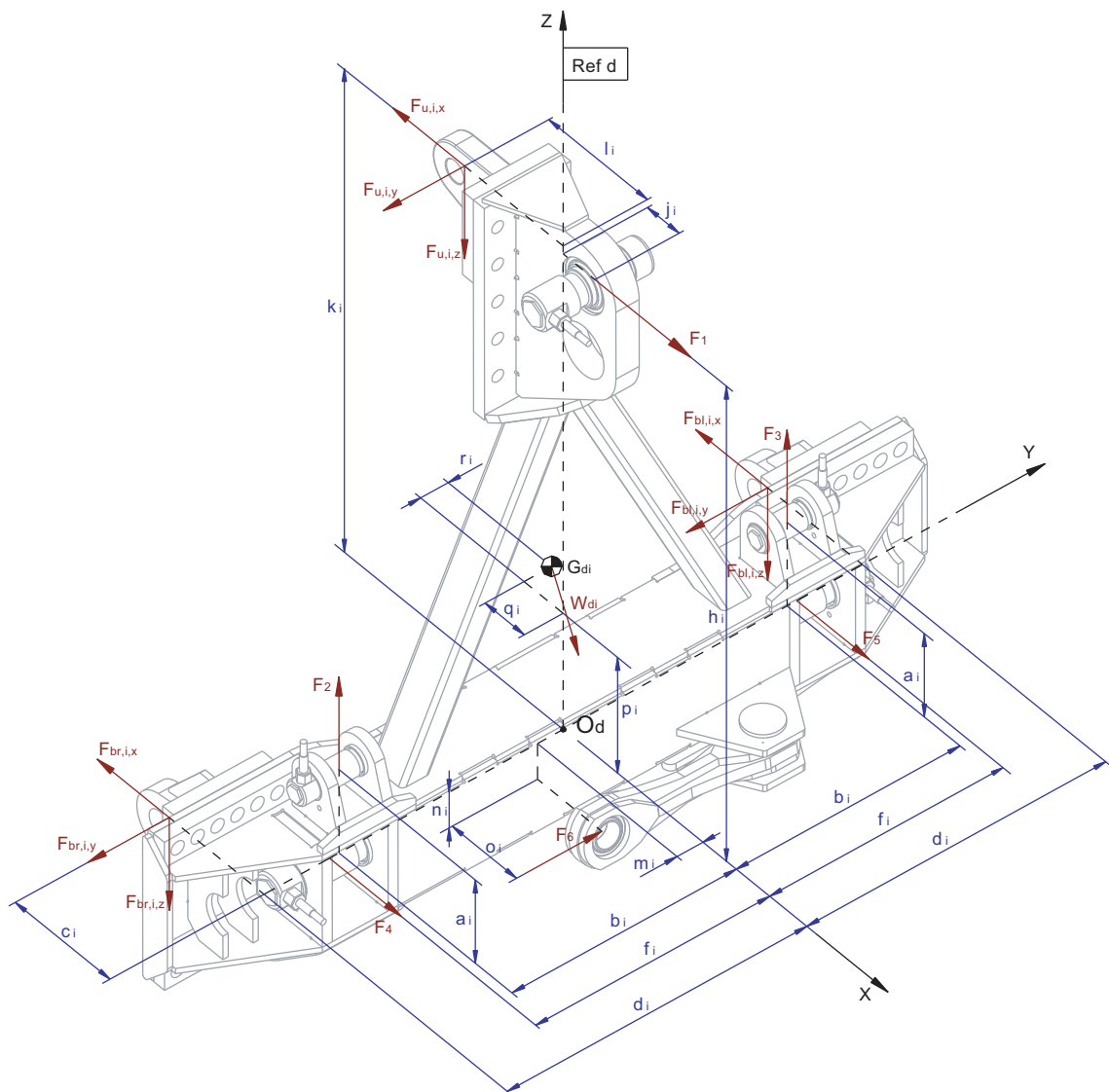
**Taula 4.1: Dimensions del marc del dinamòmetre de l'orbeig. Dimensions en mm**

$a_i$	130	$l_i$	179
$b_i$	337	$m_i$	31,5
$c_i$	173	$n_i$	63,75
$d_i$	480 - 325	$o_i$	108,5
$f_i$	351,5	$p_i$	166,075
$h_i$	742,5	$q_i$	27,391
$j_i$	59	$r_i$	8,829
$k_i$	740 - 540		

**Taula 4.2: Dimensions del marc del dinamòmetre del tractor. Dimensions en mm**

$a_t$	130	$l_t$	175
$b_t$	337	$m_t$	31,5
$c_t$	131	$n_t$	63,75
$d_t$	433,5	$o_t$	108,5
$f_t$	351,5	$p_t$	133,015
$h_t$	742,5	$q_t$	119,649
$j_t$	59	$r_t$	0,956
$k_t$	742,5		

Les cotes  $d_i$  i  $k_i$  són variables en funció de la regulació que s'adopti en els ancoratges del dinamòmetre a l'orbeig i a la Taula 4.1 s'indica el valor màxim i mínim. La massa del marc de l'orbeig del dinamòmetre és de 116,1 kg i la massa del marc de la part del tractor del dinamòmetre és de 110,3 kg. Per al càlcul dels pesos es pren l'acceleració de la gravetat de  $9,81 \text{ m/s}^2$ .



**Figura 4.5: Diagrama de sòlid lliure del marc del dinamòmetre corresponent a la part de l'orbeig**

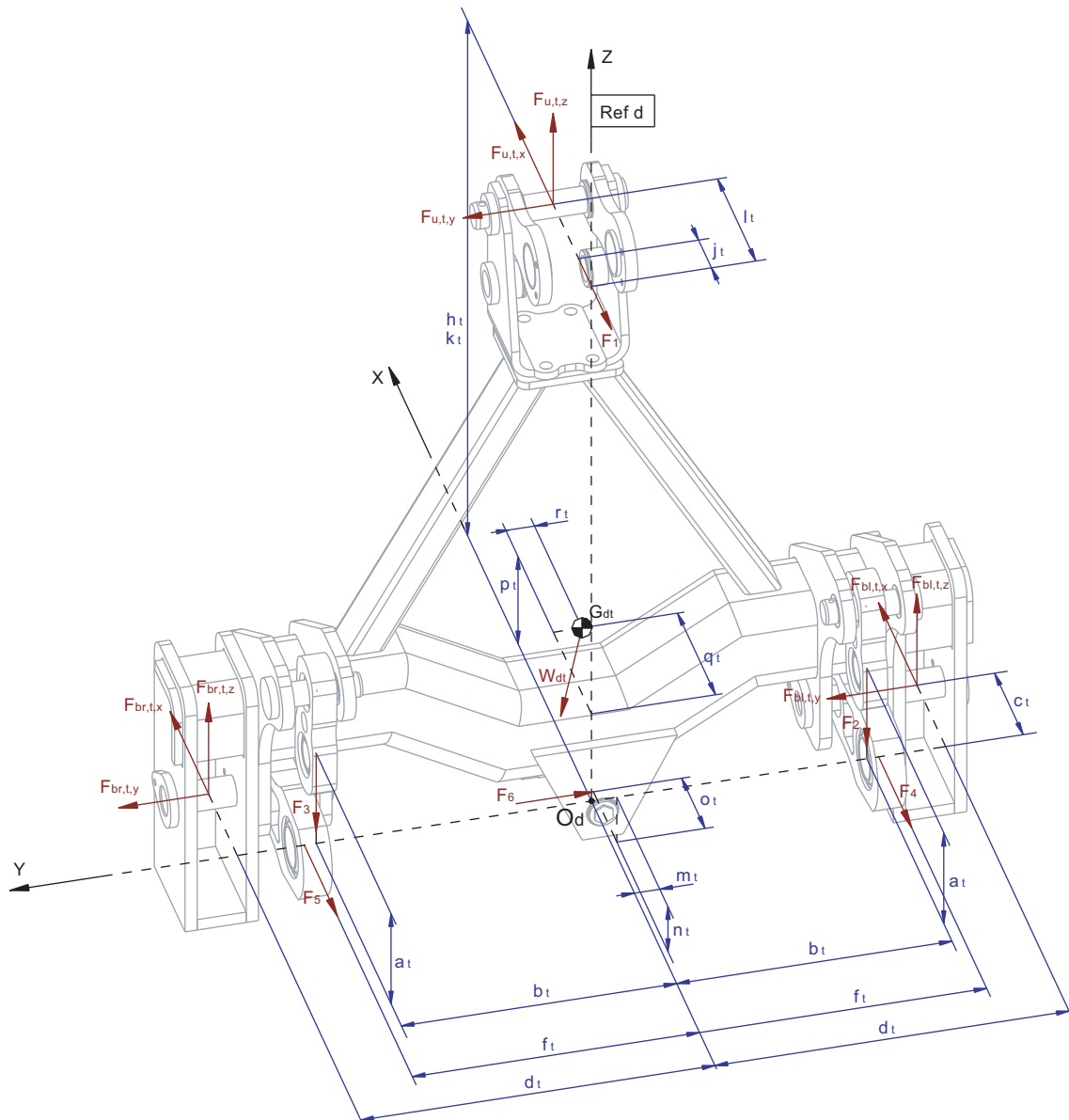


Figura 4.6: Diagrama de sòlid lliure del marc del dinamòmetre corresponent a la part del tractor

#### 4.2.2. Equacions del model del dinamòmetre tripuntal

A partir dels diagrames de sòlid lliure dels marcs del dinamòmetre es poden plantejar les equacions d'equilibri en les tres direccions  $x$ ,  $y$  i  $z$ . Les equacions d'equilibri de moments es plantegen respecte el punt  $O_d$ , que correspon al punt d'intersecció de l'eix que formen els dos bolons inferiors de mesura de força horitzontal (bolons de mesura 4 i 5) amb el pla vertical central del dinamòmetre. Aquest punt és coincident en els dos marcs del dinamòmetre i s'utilitza com origen de la referència en els dos marcs. Les equacions es presenten per ordre per a l'equilibri de forces en  $x$ ,  $y$ , i  $z$  i per a l'equilibri de moments en  $x$ ,  $y$  i  $z$  respecte el punt  $O_d$ . Aquestes equacions es mostren a la Taula 4.3 per al cas del marc del dinamòmetre de l'ormeig.

**Taula 4.3: Equacions d'equilibri en el marc del dinamòmetre de l'ormeig**

$$\begin{aligned}
 F_1 + F_4 + F_5 - F_{u,i,x} - F_{br,i,x} - F_{bl,i,x} + W_{di,x} &= 0 \\
 F_6 - F_{u,i,y} - F_{br,i,y} - F_{bl,i,y} + W_{di,y} &= 0 \\
 F_2 + F_3 - F_{u,i,z} - F_{br,i,z} - F_{bl,i,z} + W_{di,z} &= 0 \\
 -b_i \cdot F_2 + b_i \cdot F_3 + n_i \cdot F_6 + k_i \cdot F_{u,i,y} + d_i \cdot F_{br,i,z} - d_i \cdot F_{bl,i,z} - p_i \cdot W_{di,y} + r_i \cdot W_{di,z} &= 0 \\
 -h_i \cdot F_1 + k_i \cdot F_{u,i,x} + l_i \cdot F_{u,i,z} - c_i \cdot F_{br,i,z} - c_i \cdot F_{bl,i,z} + p_i \cdot W_{di,x} + q_i \cdot W_{di,z} &= 0 \\
 f_i \cdot F_4 - f_i \cdot F_5 + o_i \cdot F_6 + l_i \cdot F_{u,i,y} - d_i \cdot F_{br,i,x} + c_i \cdot F_{br,i,y} + d_i \cdot F_{bl,i,x} + c_i \cdot F_{bl,i,y} \dots \\
 \dots - r_i \cdot W_{di,x} - q_i \cdot W_{di,y} &= 0
 \end{aligned}$$

Si es realitza el mateix desenvolupament per al marc del dinamòmetre del tractor, s'obtenen les equacions d'equilibri en aquest sòlid. Aquestes es mostren a la Taula 4.4.

**Taula 4.4: Equacions d'equilibri en el marc del dinamòmetre del tractor**

$$\begin{aligned}
 -F_1 - F_4 - F_5 + F_{u,t,x} + F_{br,t,x} + F_{bl,t,x} + W_{dt,x} &= 0 \\
 -F_6 + F_{u,t,y} + F_{br,t,y} + F_{bl,t,y} + W_{dt,y} &= 0 \\
 -F_2 - F_3 + F_{u,t,z} + F_{br,t,z} + F_{bl,t,z} + W_{dt,z} &= 0 \\
 b_t \cdot F_2 - b_t \cdot F_3 - n_t \cdot F_6 - k_t \cdot F_{u,t,y} + d_t \cdot F_{br,t,z} - d_t \cdot F_{bl,t,z} - p_t \cdot W_{dt,y} - r_t \cdot W_{dt,z} &= 0 \\
 -h_t \cdot F_1 + k_t \cdot F_{u,t,x} - l_t \cdot F_{u,t,z} - c_t \cdot F_{br,t,z} - c_t \cdot F_{bl,t,z} + p_t \cdot W_{dt,x} - q_t \cdot W_{dt,z} &= 0 \\
 -f_t \cdot F_4 - f_t \cdot F_5 - o_t \cdot F_6 + l_t \cdot F_{u,t,y} - d_t \cdot F_{br,t,x} + c_t \cdot F_{br,t,y} + d_t \cdot F_{bl,t,x} \dots \\
 \dots + c_t \cdot F_{bl,t,y} + r_t \cdot W_{dt,x} + q_t \cdot W_{dt,y} &= 0
 \end{aligned}$$

En les equacions anteriors es tenen 6 equacions per a cada marc del dinamòmetre, que relacionen les forces en els bolons de mesura amb les forces als punts d'unió amb l'ormeig o amb el tractor. Els sistemes d'equacions exposats són adequats i suficients si el que es busca és determinar els valors de força en els bolons de mesura a partir de les forces als punts d'unió de l'ormeig o bé des de les forces als punts d'unió al tractor, ja que en els dos casos en resulta un sistema d'equacions de 6 equacions i 6 incògnites. Si es pretén realitzar el càlcul de les forces als punts d'unió de l'ormeig o del tractor a partir de les forces als bolons de mesura, en resulta un sistema de 6 equacions i 9 incògnites. Per resoldre aquesta indeterminació és necessari afegir 3 equacions addicionals per a cada marc.

#### 4.2.3. Consideracions en les equacions del model del dinamòmetre tripuntal

Del plantejament del diagrama de sòlid lliure de cada marc del dinamòmetre, en l'apartat anterior, en resulta un sistema d'equacions amb 9 incògnites corresponents a les components de força als punts d'unió i 6 equacions que les relacionen. Falten per tant, 3 equacions per a cada marc del dinamòmetre per poder resoldre el sistema d'equacions. Seguidament es descriuen les consideracions que permeten obtenir-les.

Les dues forces en la direcció y dels ancoratges inferiors de la part de l'ormeig del dinamòmetre,  $F_{br,i,y}$  i  $F_{bl,i,y}$ , tenen la mateixa línia d'acció i per tant són redundants a l'hora de plantejar el model. El mateix succeeix amb les forces en la direcció y dels



ancoratges inferiors de la part del tractor del dinamòmetre,  $F_{br,t,y}$  i  $F_{bl,t,y}$ . Per resoldre la indeterminació es considera que la força total transversal en la línia d'actuació es reparteix per igual entre els dos ancoratges (Equacions 4.3 i 4.4).

$$F_{br,i,y} = F_{bl,i,y} \quad 4.3$$

$$F_{br,t,y} = F_{bl,t,y} \quad 4.4$$

A la part del dinamòmetre del tractor, una altra consideració consisteix en relacionar les components de força  $F_{u,t,x}$  i  $F_{u,t,z}$ . Aquestes corresponen a la força que suporta la barra superior del 3r punt i com que disposa de ròtula als dos extrems es pot considerar que la resultant d'aquestes dues té la direcció de la barra. A partir d'aquesta consideració, i coneixent l'angle  $\gamma$  entre la barra i el dinamòmetre (Figura 4.4), és possible afegir una nova equació al model (Equació 4.5).

$$-\frac{F_{u,t,z}}{F_{u,t,x}} = \tan \gamma \quad 4.5$$

A més, amb la consideració de que la barra superior està articulada amb dos ròtules als extrems, es considera que la component transversal de força en aquest punt és igual a zero (Equació 4.6).

$$F_{u,t,y} = 0 \quad 4.6$$

Per al cas de la part de l'ormeig es suposa que el punt d'unió superior només rep força en la direcció longitudinal. Per tant es consideren zero els valors de les components transversal i vertical de força en aquest punt (Equacions 4.7 i 4.8)

$$F_{u,i,y} = 0 \quad 4.7$$

$$F_{u,i,z} = 0 \quad 4.8$$

Amb aquestes consideracions, s'afegeixen 3 equacions al conjunt de les equacions d'equilibri del marc de l'ormeig del dinamòmetre, i 3 equacions més al conjunt d'equacions corresponents a la part del dinamòmetre del tractor, resultant per a cada marc un sistema d'equacions de 9 equacions amb 9 incògnites.

#### 4.2.4. Equacions del model del dinamòmetre tripuntal en forma matricial

Un cop plantejades les equacions d'equilibri, i tenint en compte les consideracions que s'han realitzat a l'apartat anterior, es poden reescriure les equacions en forma matricial. Aquest pas es realitza per implementar un programa de càlcul mitjançant el software Matlab<sup>®</sup>, per a la resolució dels sistemes d'equacions per al càlcul de les diferents forces als punts d'unió.

A continuació s'indiquen els procediments de càlcul utilitzats. El primer permet determinar les forces als bolons de mesura del dinamòmetre a partir de les forces als punts d'unió del tractor o de l'ormeig segons el cas. El segon consisteix en determinar, a partir de les forces als bolons de mesura, les forces als punts d'unió de l'ormeig i del tractor.

### Determinació de les forces als bolons de mesura a partir de les forces a l'ormeig o al tractor

Per al model en forma matricial, les forces en els bolons de mesura, les components de força als punts d'unió de l'ormeig i les components de força als punts d'unió del tractor s'expressen en forma vectorial tal i com es descriu a les Equacions 4.9, 4.10 i 4.11.

$$\mathbf{F}_d = \{F_1 \quad F_2 \quad F_3 \quad F_4 \quad F_5 \quad F_6\}^T \quad 4.9$$

$$\mathbf{F}_i = \{F_{u,i,x} \quad F_{u,i,y} \quad F_{u,i,z} \quad F_{br,i,x} \quad F_{br,i,y} \quad F_{br,i,z} \quad F_{bl,i,x} \quad F_{bl,i,y} \quad F_{bl,i,z}\}^T \quad 4.10$$

$$\mathbf{F}_t = \{F_{u,t,x} \quad F_{u,t,y} \quad F_{u,t,z} \quad F_{br,t,x} \quad F_{br,t,y} \quad F_{br,t,z} \quad F_{bl,t,x} \quad F_{bl,t,y} \quad F_{bl,t,z}\}^T \quad 4.11$$

El sistema d'equacions per al marc del dinamòmetre de l'ormeig (Taula 4.3) es pot expressar de forma matricial segons l'Equació 4.12. De la mateixa manera, les equacions d'equilibri del marc del tractor (Taula 4.4) es pot expressar en forma matricial segons l'Equació 4.13.

$$\mathbf{C}_{Fd,i} \cdot \mathbf{F}_d + \mathbf{C}_{Fi} \cdot \mathbf{F}_i = \mathbf{b}_i \quad 4.12$$

$$\mathbf{C}_{Fd,t} \cdot \mathbf{F}_d + \mathbf{C}_{Ft} \cdot \mathbf{F}_t = \mathbf{b}_t \quad 4.13$$

En el cas on la incògnita és el vector de forces dels sensors, no és necessari l'ús de les equacions obtingudes en les consideracions per a les equacions del model del dinamòmetre tripuntal exposades a Apartat 4.2.3, doncs en aquest cas el número d'incògnites és 6.

La matriu corresponent als termes de les forces en les cèl·lules de càrrega del dinamòmetre (de  $F_1$  a  $F_6$ ) de les equacions d'equilibri del marc de l'ormeig del dinamòmetre es mostra a l'Equació 4.14. La matriu corresponent als termes de les forces del bolons de mesura del dinamòmetre (de  $F_1$  a  $F_6$ ) de les equacions d'equilibri del marc del tractor del dinamòmetre es mostra a l'Equació 4.15.

$$\mathbf{C}_{Fd,i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -b_i & b_i & 0 & 0 & n_i \\ h_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & f_i & -f_i & 0 \end{bmatrix} \quad 4.14$$

$$\mathbf{C}_{\text{Fd},t} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_t & -b_t & 0 & 0 & -n_t \\ -h_t & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -f_t & f_t & 0 \end{bmatrix} \quad 4.15$$

La matriu corresponent als termes de les forces de la part de l'ormeig (de  $F_{u,i,x}$  a  $F_{bl,i,z}$ ) de les equacions d'equilibri del marc de l'ormeig del dinamòmetre es mostra a l'Equació 4.16. La matriu corresponent als termes de les forces de la part del tractor (de  $F_{u,t,x}$  a  $F_{bl,t,z}$ ) de les equacions d'equilibri del marc del tractor del dinamòmetre es mostra a l'Equació 4.17.

$$\mathbf{C}_{\text{Fi}} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & k_i & 0 & 0 & 0 & d_i & 0 & 0 & -d_i \\ -k_i & 0 & l_i & 0 & 0 & -c_i & 0 & 0 & -c_i \\ 0 & l_i & 0 & -d_i & c_i & 0 & d_i & c_i & 0 \end{bmatrix} \quad 4.16$$

$$\mathbf{C}_{\text{Ft}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -k_t & 0 & 0 & 0 & d_t & 0 & 0 & -d_t \\ k_t & 0 & -l_t & 0 & 0 & -c_t & 0 & 0 & -c_t \\ 0 & l_t & 0 & -d_t & c_t & 0 & d_t & c_t & 0 \end{bmatrix} \quad 4.17$$

El vector de termes independents de l'equació matricial per al marc de l'ormeig del dinamòmetre, corresponent als coeficients on hi intervé el pes del propi marc es mostra a l'Equació 4.18. El vector de termes independents de l'equació matricial per al marc del tractor del dinamòmetre, corresponent als coeficients on hi intervé el pes d'aquest marc es mostra a l'Equació 4.19.

$$\mathbf{b}_i = \begin{bmatrix} -W_{di,x} \\ -W_{di,y} \\ -W_{di,z} \\ p_i \cdot W_{di,y} - r_i \cdot W_{di,z} \\ -p_i \cdot W_{di,x} - q_i \cdot W_{di,z} \\ r_i \cdot W_{di,x} + q_i \cdot W_{di,y} \end{bmatrix} \quad 4.18$$

$$\mathbf{b}_t = \begin{bmatrix} -W_{dt,x} \\ -W_{dt,y} \\ -W_{dt,z} \\ p_t \cdot W_{dt,y} + r_t \cdot W_{dt,z} \\ -p_t \cdot W_{dt,x} + q_t \cdot W_{dt,z} \\ -r_t \cdot W_{dt,x} - q_t \cdot W_{dt,y} \end{bmatrix} \quad 4.19$$

A partir de l'equació 4.12, per determinar les forces als bolons de mesura del dinamòmetre a partir de les forces als punts d'unió de l'ormeig, s'aïlla el vector de forces als bolons de mesura (Equació 4.20).

$$\mathbf{F}_d = \mathbf{C}_{Fd,i}^{-1} \cdot (\mathbf{b}_i - \mathbf{C}_{Fi} \cdot \mathbf{F}_i) \quad 4.20$$

Si es busca determinar les forces als bolons a partir de les forces en els punts d'unió del tractor, a partir de l'Equació 4.13, s'aïlla el vector de forces als bolons de mesura (Equació 4.21).

$$\mathbf{F}_d = \mathbf{C}_{Fd,t}^{-1} \cdot (\mathbf{b}_t - \mathbf{C}_{Ft} \cdot \mathbf{F}_t) \quad 4.21$$

### Determinació de les forces a l'ormeig o al tractor a partir de les forces als bolons de mesura

Per al càlcul de les forces als punts d'unió a l'ormeig i al tractor, donat que es tenen 9 incògnites, en aquest cas cal afegir les equacions obtingudes en les consideracions del model (Apartat 4.2.3). Llavors, el sistema d'equacions per al marc de l'ormeig del dinamòmetre, s'expressa segons l'Equació 4.22, i el sistema d'equacions per al marc del tractor del dinamòmetre segons l'Equació 4.23. En aquestes equacions els termes  $\mathbf{0}_{3,6}$  i  $\mathbf{0}_{3,1}$  corresponen a matrius de zeros.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Fd,i} \\ \mathbf{0}_{3,6} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_d + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Fi} \\ \mathbf{C}_{s,Fi} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_i \\ \mathbf{0}_{3,1} \end{bmatrix} \quad 4.22$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Fd,t} \\ \mathbf{0}_{3,6} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_d + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Ft} \\ \mathbf{C}_{s,Ft} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_t \\ \mathbf{0}_{3,1} \end{bmatrix} \quad 4.23$$

La matriu que en resulta de les consideracions del model per a la part del dinamòmetre de l'ormeig es mostra a l'Equació 4.24. La matriu equivalent per al model de la part del dinamòmetre del tractor es mostra a l'Equació 4.25.

$$\mathbf{C}_{s,Fi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad 4.24$$

$$\mathbf{C}_{s,Ft} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ \tan \gamma & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad 4.25$$

A partir de les forces bolons de mesura del dinamòmetre, per calcular les forces als punts d'unió de l'ormeig, a partir de l'Equació 4.22, s'obté l'Equació 4.26.

$$\mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Fi} \\ \mathbf{C}_{s,Fi} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \left( \begin{bmatrix} \mathbf{b}_i \\ \mathbf{0}_{3,1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Fd,i} \\ \mathbf{0}_{3,6} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_d \right) \quad 4.26$$

Per determinar les forces als punts d'unió del tractor a partir de les forces als sensors del dinamòmetre, partint de l'Equació 4.23, s'obté l'Equació 4.27.

$$\mathbf{F}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Ft} \\ \mathbf{C}_{s,Ft} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \left( \begin{bmatrix} \mathbf{b}_t \\ \mathbf{0}_{3,1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Fd,t} \\ \mathbf{0}_{3,6} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_d \right) \quad 4.27$$

#### 4.2.5. Equacions per al càlcul del torsor d'enllaç entre sòlids

A la Figura 4.7 es representen els diferents torsors d'enllaç entre els diferents sòlids lliures d'estudi.

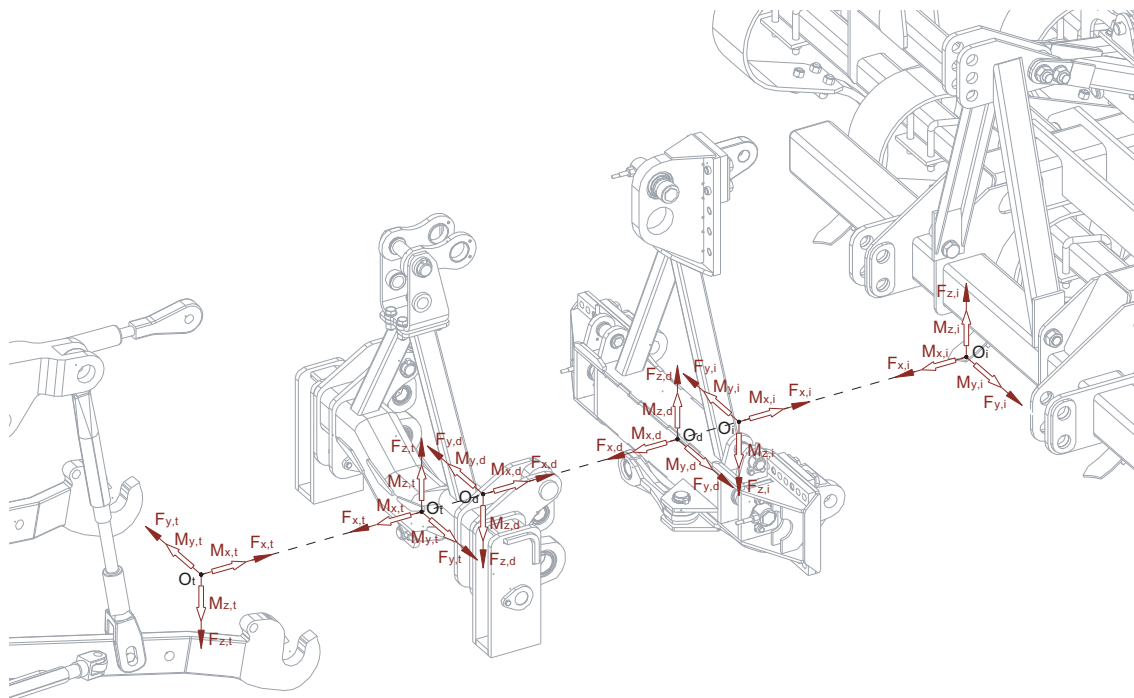


Figura 4.7: Torsors d'enllaç entre els diferents sòlids lliures d'estudi

L'objectiu del càlcul del torsor d'enllaç és poder expressar de manera sintètica el conjunt de forces i moments que actuen entre cada un dels sòlids del sistema tractor-dinamòmetre-ormeig. Cada torsor està format per 3 components de força i 3 components de moment i aquestes es calculen a partir de reduir les forces d'unió a cada

banda dels sòlids d'estudi als punts  $O_d$ ,  $O_i$  i  $O_t$ . Les components del torsor d'enllaç són la component longitudinal  $F_x$ , la component transversal  $F_y$ , la component vertical  $F_z$ , la component de balanceig  $M_x$ , la component de capcineig  $M_y$  i la component de guinyada  $M_z$ .

#### 4.2.5.1. Torsor d'enllaç entre els dos marcs del dinamòmetre

El torsor d'enllaç entre els dos marcs del dinamòmetre respecte al punt  $O_d$  es determina calculant la força resultant de sistema de les 6 forces dels bolons de mesura, i el moment resultant respecte a aquest punt. A la Taula 4.5 es mostren les equacions per a calcular aquestes components.

**Taula 4.5: Torsor d'enllaç entre els dos marcs del dinamòmetre a partir de les forces mesurades per les cèl·lules de càrrega del dinamòmetre**

$$\begin{aligned}
 F_{x,d} &= F_1 + F_4 + F_5 \\
 F_{y,d} &= F_6 \\
 F_{z,d} &= F_2 + F_3 \\
 M_{x,d} &= -b_i \cdot F_2 + b_i \cdot F_3 + n_i \cdot F_6 \\
 M_{y,d} &= h_i \cdot F_1 \\
 M_{z,d} &= f_i \cdot F_4 - f_i \cdot F_5 + o_i \cdot F_6
 \end{aligned}$$

Cal destacar que molts investigadors limiten l'estudi de les forces i els moments mesurats pel dinamòmetre de doble marc a aquest torsor entre els dos marcs, sense analitzar els canvis que el propi dinamòmetre provoca en el comportament del conjunt tractor-ormeig.

#### 4.2.5.2. Torsors d'enllaç de les forces als punts d'unió de l'ormeig i del tractor

Donats els estudis que es realitzen en aquesta tesi, és d'especial interès determinar el torsor d'enllaç de les forces als punts d'unió amb l'ormeig, ja que aquestes són les components de força i moment necessàries per accionar-lo. El torsor d'enllaç al tractor també s'analitza, ja que aquest determina el comportament del tractor i afecta al repartiment de les càrregues en les diferents rodes i a la capacitat de tracció d'aquestes. El fet d'utilitzar els torsors d'enllaç és interessant perquè no és necessari tenir en compte la disposició de les barres del tractor o les cotes dels ancoratges de l'ormeig.

#### Torsors d'enllaç amb l'ormeig i amb el tractor a partir de les forces d'unió

El torsor d'enllaç entre dinamòmetre i ormeig es calcula respecte el punt  $O_i$  utilitzant les components de força als punts d'unió entre el dinamòmetre i l'ormeig (Taula 4.6). De la mateixa manera que amb l'ormeig, es pot calcular el torsor d'enllaç amb el tractor reduït al punt  $O_t$  a partir de les forces als punts d'unió del tractor (Taula 4.7).

**Taula 4.6: Torsor d'enllaç a l'ormeig a partir de les forces als punts d'unió de l'ormeig**

$$\begin{aligned}
 F_{x,i} &= F_{u,i,x} + F_{br,i,x} + F_{bl,i,x} \\
 F_{y,i} &= F_{u,i,y} + F_{br,i,y} + F_{bl,i,y} \\
 F_{z,i} &= F_{u,i,z} + F_{br,i,z} + F_{bl,i,z} \\
 M_{x,i} &= -k_i \cdot F_{u,i,y} - d_i \cdot F_{br,i,z} + d_i \cdot F_{bl,i,z} \\
 M_{y,i} &= k_i \cdot F_{u,i,x} + (l_i - c_i) \cdot F_{u,i,z} \\
 M_{z,i} &= -(l_i - c_i) \cdot F_{u,i,y} + d_i \cdot F_{br,i,x} - d_i \cdot F_{bl,i,x}
 \end{aligned}$$

**Taula 4.7: Torsor d'enllaç al tractor a partir de les forces als punts d'unió del tractor**

$$\begin{aligned}
 F_{x,t} &= F_{u,t,x} + F_{br,t,x} + F_{bl,t,x} \\
 F_{y,t} &= F_{u,t,y} + F_{br,t,y} + F_{bl,t,y} \\
 F_{z,t} &= F_{u,t,z} + F_{br,t,z} + F_{bl,t,z} \\
 M_{x,t} &= -k_t \cdot F_{u,t,y} + d_t \cdot F_{br,t,z} - d_t \cdot F_{bl,t,z} \\
 M_{y,t} &= k_t \cdot F_{u,t,x} - (l_t - c_t) \cdot F_{u,t,z} \\
 M_{z,t} &= (l_t - c_t) \cdot F_{u,t,y} - d_t \cdot F_{br,t,x} + d_t \cdot F_{bl,t,x}
 \end{aligned}$$

**Torsors d'enllaç amb l'ormeig i amb el tractor a partir del torsor d'enllaç entre els marcs del dinamòmetre**

Un mètode alternatiu per a determinar els torsors d'enllaç amb l'ormeig o amb el tractor és calcular-los plantejant l'equilibri de forces i moments sobre el marc corresponent, a partir del torsor d'enllaç entre marcs del dinamòmetre, juntament amb les components del pes de cada marc. Per al cas del torsor d'enllaç de l'ormeig reduït al punt  $O_i$ , les components d'aquest es calculen a partir de les components del torsor d'enllaç entre marcs del dinamòmetre tenint en compte també les components del pes del marc de l'ormeig del dinamòmetre (Taula 4.8).

**Taula 4.8: Torsor d'enllaç a l'ormeig (punt  $O_i$ ) a partir del torsor d'enllaç al dinamòmetre**

$$\begin{aligned}
 F_{x,i} &= F_{x,d} + W_{di,x} & M_{x,i} &= M_{x,d} - p_i \cdot W_{di,y} + r_i \cdot W_{di,z} \\
 F_{y,i} &= F_{y,d} + W_{di,y} & M_{y,i} &= M_{y,d} - c_i \cdot F_{z,d} + p_i \cdot W_{di,x} - (c_i - q_i) \cdot W_{di,z} \\
 F_{z,i} &= F_{z,d} + W_{di,z} & M_{z,i} &= M_{y,d} + c_i \cdot F_{y,d} - r_i \cdot W_{di,x} + (c_i - q_i) \cdot W_{di,y}
 \end{aligned}$$

Si es fa el mateix plantejament respecte al punt  $O_t$  s'obtenen les components del torsor d'enllaç al tractor (Taula 4.9).

**Taula 4.9: Torsor d'enllaç al tractor (punt  $O_t$ ) a partir del torsor d'enllaç al dinamòmetre**

$$\begin{aligned}
 F_{x,t} &= F_{x,d} - W_{dt,x} & M_{x,t} &= M_{x,d} + p_t \cdot W_{dt,y} + r_t \cdot W_{dt,z} \\
 F_{y,t} &= F_{y,d} - W_{dt,y} & M_{y,t} &= M_{y,d} + c_t \cdot F_{z,d} - p_t \cdot W_{dt,x} - (c_t - q_t) \cdot W_{dt,z} \\
 F_{z,t} &= F_{z,d} - W_{dt,z} & M_{z,t} &= M_{y,d} - c_t \cdot F_{y,d} - r_t \cdot W_{dt,x} + (c_t - q_t) \cdot W_{dt,y}
 \end{aligned}$$

Aquest mètode de càlcul dels torsors d'enllaç al tractor i a l'ormeig té l'avantatge, respecte el mètode a partir de les forces als punts d'unió, que no cal determinar aquestes, i així s'evita haver de resoldre un sistema d'equacions. Mitjançant les mesures de les forces als bolons de mesura es determina el torsor d'enllaç entre marcs del dinamòmetre i amb aquest es calculen els torsors d'enllaç al tractor i a l'ormeig, sempre utilitzant equacions senzilles i d'aplicació directa per tal d'evitar la resolució de sistemes d'equacions lineals.

#### 4.2.6. Relació entre els torsors d'enllaç amb el tractor i amb l'ormeig

Per tal de valorar l'efecte del dinamòmetre en el comportament del conjunt (aspecte tractat en el Capítol 5), primerament és convenient desenvolupar les equacions que relacionin les components del torsor d'enllaç al tractor amb el torsor d'enllaç a l'ormeig.

Per al càlcul de les equacions que relacionen el torsor d'enllaç entre el tractor i l'ormeig es combinen les equacions que relacionen cadascun d'aquests amb el torsor entre els marcs del dinamòmetre (Taula 4.8 i Taula 4.9). Com a resultat s'obtenen les equacions que es mostren a la Taula 4.10.

**Taula 4.10: Equacions de les components del torsor d'enllaç del tractor en funció de les del torsor d'enllaç a l'ormeig**

$$\begin{aligned}
 F_{x,t} &= F_{x,i} - W_{di,x} - W_{dt,x} \\
 F_{y,t} &= F_{y,i} - W_{di,y} - W_{dt,y} \\
 F_{z,t} &= F_{z,i} - W_{di,z} - W_{dt,z} \\
 M_{x,t} &= M_{x,i} + p_t \cdot W_{dt,y} + r_t \cdot W_{dt,z} + p_i \cdot W_{di,y} - r_i \cdot W_{di,z} \\
 M_{y,t} &= M_{y,i} + (c_t + c_i) \cdot F_{z,i} - p_t \cdot W_{dt,x} - (c_t - q_t) \cdot W_{dt,z} - p_i \cdot W_{di,x} - (c_t + q_i) \cdot W_{di,z} \\
 M_{z,t} &= M_{z,i} - (c_t + c_i) \cdot F_{y,i} - r_t \cdot W_{dt,x} + (c_t - q_t) \cdot W_{dt,y} + r_i \cdot W_{di,x} + (c_t + q_i) \cdot W_{di,y}
 \end{aligned}$$

Per al cas on el dinamòmetre es troba en la disposició habitual de funcionament (de forma que el pes actua només en la direcció de l'eix z del sistema de coordenades del dinamòmetre), i substituint els valors, s'obtenen les següents components del torsor d'enllaç al tractor (Taula 4.11).

**Taula 4.11: Equacions del torsor d'enllaç del tractor en funció del torsor d'enllaç a l'ormeig per al dinamòmetre en la disposició habitual de funcionament (forces en kN i moments en kN·m)**

$$\begin{aligned}
 F_{x,t} &= F_{x,i} & M_{x,t} &= M_{x,i} + 0,009025 \\
 F_{y,t} &= F_{y,i} & M_{y,t} &= M_{y,i} + 0,304 \cdot F_{z,i} + 0,1927 \\
 F_{z,t} &= F_{z,i} + 2,2216 & M_{z,t} &= M_{z,i} - 0,304 \cdot F_{y,i}
 \end{aligned}$$

Es pot comprovar que les components longitudinal  $F_{x,t}$  i transversal  $F_{y,t}$  de força no es veuen afectades pel fet d'instal·lar el dinamòmetre entre el tractor i l'ormeig. La component vertical de força sobre l'enganxall del tractor  $F_{z,t}$  correspon a la component vertical provocada per l'ormeig més el pes del propi dinamòmetre. La component de balanceig  $M_{x,t}$  es veu afectada molt lleugerament pel desplaçament en la direcció transversal del centre de masses del dinamòmetre. Donat que aquesta cota és molt petita l'efecte és negligible. En la component de capcineig sobre el tractor  $M_{y,t}$ , a més del moment en el propi ormeig, apareix el moment provocat per la component vertical de força i la cota longitudinal del dinamòmetre i també per la component de moment provocat pel propi pes del dinamòmetre. Per a la component de ginyada  $M_{z,t}$ , es té, a més de la component de guinyada de l'ormeig, el moment provocat per la component transversal de força de l'ormeig.

Amb les equacions de la Taula 4.11 es comprova que, des del punt de vista del comportament del tractor, el pes del dinamòmetre provoca un increment de les



components vertical i de capcineig a l'enganxall, que modifica la resultant de les reaccions normals a les rodes i el repartiment de la càrrega en els eixos del tractor. La component de guinyada es veu modificada pel moment provocat per la component transversal de força a l'ormeig i la cota longitudinal de dinamòmetre. Aquesta component de guinyada afectarà a la direccionalitat de tractor i a les reaccions laterals en les rodes. La component de balanceig no es veu afectada, ja que el desplaçament lateral del centre de masses del dinamòmetre és negligible.

Donat que en principi hi ha diferències significatives entre les components del torsor d'enllaç a l'ormeig i al tractor, el comportament del conjunt tractor-dinamòmetre-ormeig pot diferir considerablement del conjunt sense dinamòmetre. Aquest efecte s'estudia en detall en el Capítol 5.

## **5. INFLUÈNCIA DEL DINAMÒMETRE TRIPUNTAL EN EL COMPORTAMENT DEL TRACTOR**

Un dels aspectes analitzats en aquesta tesi és l'efecte que té el propi dinamòmetre en el comportament del conjunt format pel tractor, el dinamòmetre i l'ormeig. Factors com la cota longitudinal i el pes del dinamòmetre afecten al pes total del conjunt tractor-ormeig i al repartiment d'aquest a les rodes del tractor, i per tant, al seu comportament. En aquest capítol, es desenvolupa un model mecànic del tractor per tal d'estudiar com canvien les forces entre aquest i el terra pel fet de disposar del dinamòmetre tripuntal entre el tractor i l'ormeig. Posteriorment es presenten diferents casos particulars amb diversos ormejos per a l'estudi de l'efecte del dinamòmetre.

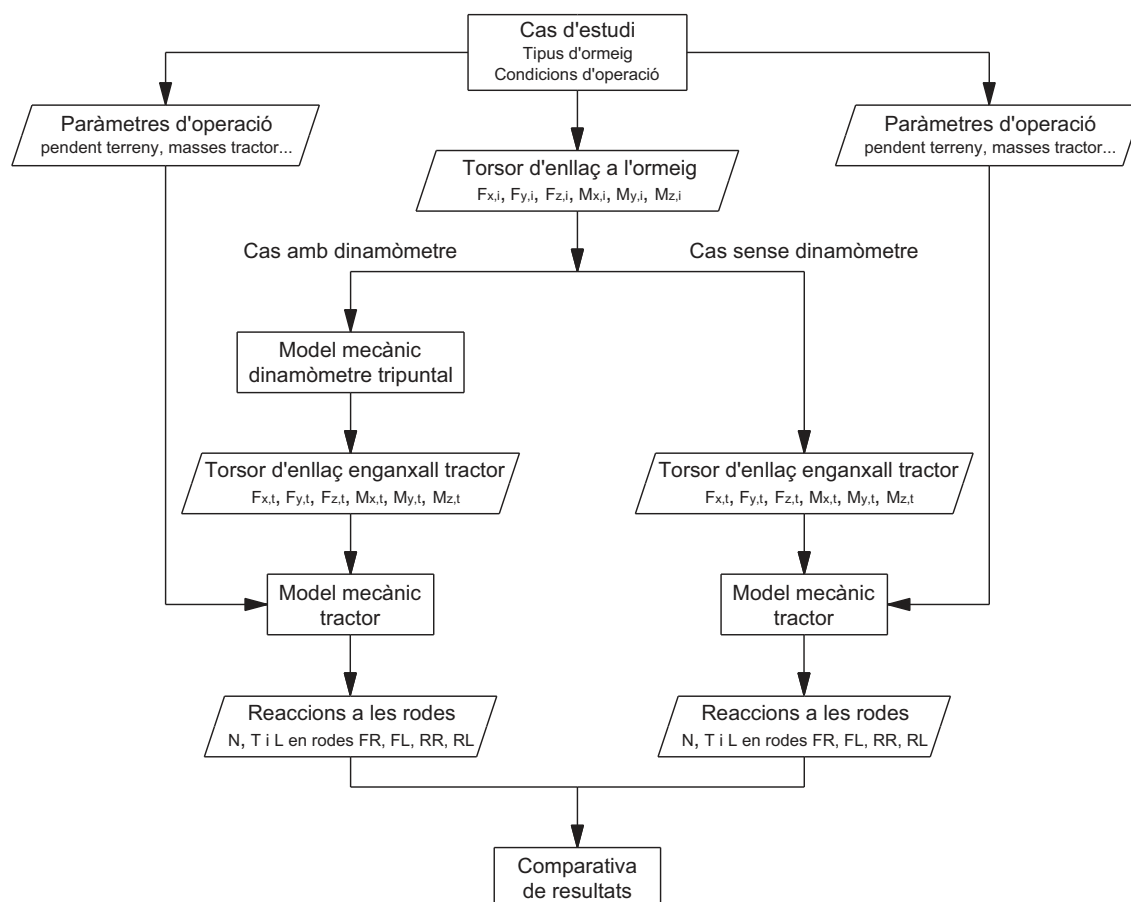
### **5.1. Consideracions per a l'estudi de la influència del dinamòmetre**

Amb el model mecànic del tractor, i a partir de les característiques de l'ormeig i dels requeriments per a l'accionament d'aquest, es pretenen estimar les forces en el contacte entre les rodes i el terra (les components de reacció normal, de tracció i lateral a cada roda). Aquestes components en les rodes condicionen el comportament del tractor, i per tant l'eficiència de tot el conjunt. Les components normals afecten a la resistència al rodolament, on a més càrrega més resistència a mantenir el moviment de la roda. Les components de tracció corresponen a la força útil total que actua sobre el tractor en el seu sentit d'avanç, i aquestes estan directament relacionades amb les reaccions normals i al lliscament en cada roda. Com més reacció normal i més lliscament, més tracció podrà desenvolupar la roda, tot i que el lliscament disminueix la velocitat d'avanç del tractor. Aconseguir un equilibri entre la capacitat de tracció i el lliscament és determinant a l'hora de garantir un rendiment òptim en l'operació del tractor [56]. Les components laterals afecten a la deriva transversal del tractor en l'avanç, i provoquen una desviació respecte la trajectòria desitjada, i pot ser necessari actuar sobre la direcció del vehicle per compensar aquest efecte.

Una de les consideracions en aquest estudi és que s'admet que els requeriments d'accionament per a l'ormeig són independents de si hi ha el dinamòmetre interposat entre aquest i el tractor o no. Així, el fet d'instal·lar un dinamòmetre de doble marc entre el tractor i l'ormeig, com és el cas d'aquesta tesi, afecta només a les condicions d'operació i al comportament del tractor, però no a les de l'ormeig.

### **5.2. Procediment en l'estudi de la influència del dinamòmetre**

En aquest estudi s'analitzen, per a un tractor concret, diferents tipus d'ormejos, on es calculen les diferències entre el comportament del tractor accionant aquests ormejos amb i sense el dinamòmetre interposat entre ells. A continuació es mostra l'esquema general del procediment per a l'anàlisi de l'efecte del dinamòmetre tripuntal en un conjunt de tractor-ormeig, per tal d'identificar les variacions en les reaccions a les rodes del tractor (Figura 5.1).



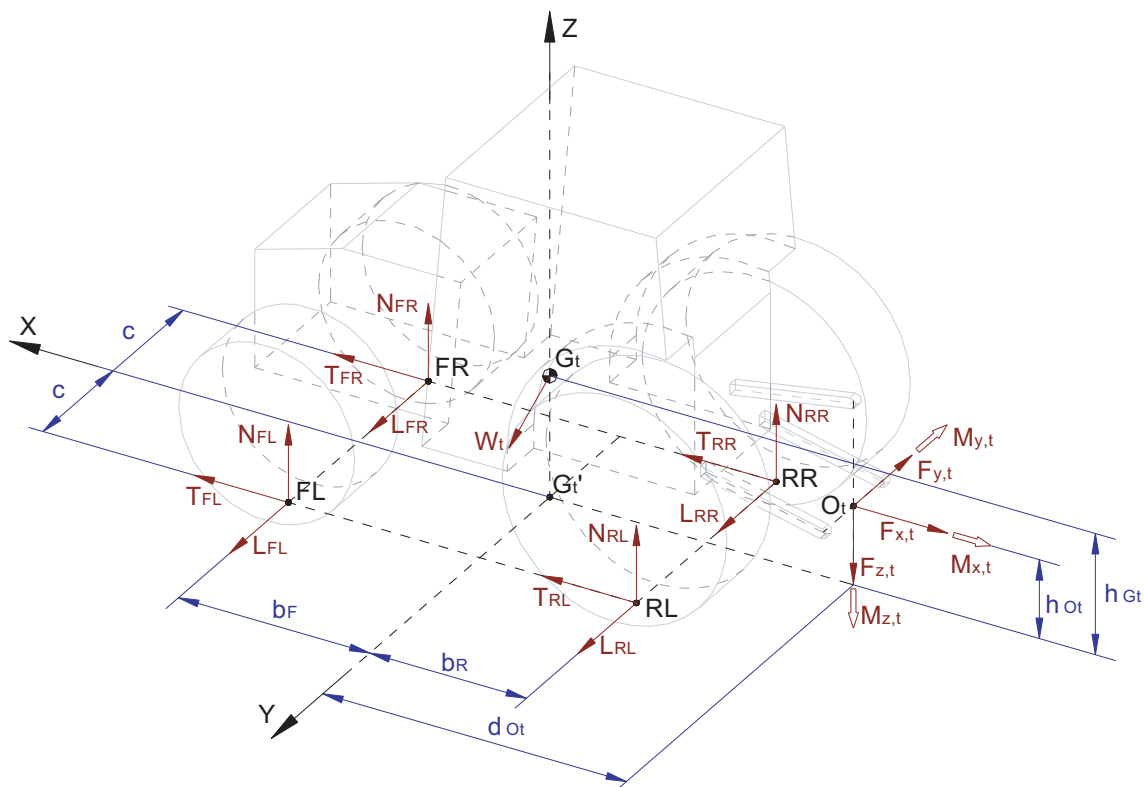
**Figura 5.1: Diagrama per a l'anàlisi de l'efecte del dinamòmetre tripuntal**

A partir de les dades dels requeriments per a l'accionament d'un ormeig (definides pel torsor d'enllaç a l'enganxall aquest), es determinen els corresponents requeriments al tractor. Per al cas sense dinamòmetre aquests requeriments són iguals i per al cas amb el dinamòmetre instal·lat entre tractor i ormeig s'aplica el model obtingut en l'Apartat 4.2.6. Posteriorment, aplicant el model mecànic del tractor, es determinen les reaccions a les rodes en els dos casos, i així es poden comparar els canvis entre instal·lar o no el dinamòmetre.

### 5.3. Model mecànic del tractor per a l'estudi de les reaccions en les rodes

A la Figura 5.2 es mostra el diagrama de sòlid lliure del tractor amb les corresponents cotes utilitzades en la modelització matemàtica d'aquest.

A cada punt de contacte roda-terra es considera que hi actuen tres components de força: la component normal ( $N$ , en direcció  $z$ ), la component de tracció ( $T$ , en direcció  $x$ ) i la component lateral ( $L$ , en direcció  $y$ ).



**Figura 5.2: Diagrama del sòlid lliure del tractor amb les cotes principals per a la modelització**

En relació al pes del tractor, aquest és variable segons el llast utilitzat. Un dels llasts modelitzats és utilitzar un llast o contrapès a la part davantera del tractor. L'altre tipus de llast és el llast hidràulic a les rodes davanteres i el llast hidràulic a les rodes posteriors, que consisteix en omplir totalment o parcialment d'aigua la cavitat interior del pneumàtic, en comptes d'omplir-la d'aire. Un altre tipus de llast utilitzat en les rodes consisteix en fixar contrapesos en forma de disc a les llantes. Aquests llasts s'afegiran o no al model depenent del tipus d'ormeig que es considera que s'està utilitzant en cada cas. Ajustar aquests llasts permet, a més de canviar el pes total del tractor, canviar el repartiment del pes sobre els eixos d'aquest, i així es modifiquen, depenent del cas d'estudi, les cotes  $b_F$  i  $b_R$  de posició del centre de massa del tractor.

Per al càlcul de les reaccions a les rodes del tractor a partir del torsor d'enllaç amb l'ormeig es té un model amb 12 incògnites, corresponents a totes les components de força entre roda i terra, i 6 equacions, corresponents a les equacions d'equilibri del sistema. Per tal de resoldre aquesta indeterminació cal fer certes consideracions i es proposa seguir el següent procediment. Les forces que actuen sobre el sòlid tractor, a part de les reaccions a les rodes, es redueixen als torsors corresponents al punt  $G_t'$  (que correspon a la projecció normal sobre el terra del punt  $G_t$ ). Aquestes forces són les que es tenen a l'enganxall tripuntal i el pes del tractor. Llavors, s'estudia la contribució de cadascuna de les components d'aquests dos sistemes de forces, reduïts al punt  $G_t'$  sobre cada component de reacció a les rodes, aplicant certes consideracions en cada cas. Finalment es sumen les contribucions de totes les components i així es determinen les reaccions estimades a les rodes.

Primer es determinen les reaccions normals totals i després es determinen les reaccions de tracció i laterals. S'utilitza aquesta seqüència perquè per al càlcul de les reaccions de

tracció i laterals, s'utilitzen els valors obtinguts de les reaccions normals per tal d'afegir les equacions necessàries per a l'eliminació de la indeterminació en el model. Aquest procediment es mostra a la Figura 5.3, i els diferents passos del procediment de càlcul de les reaccions a les rodes del tractor s'expliquen en els següents subapartats.

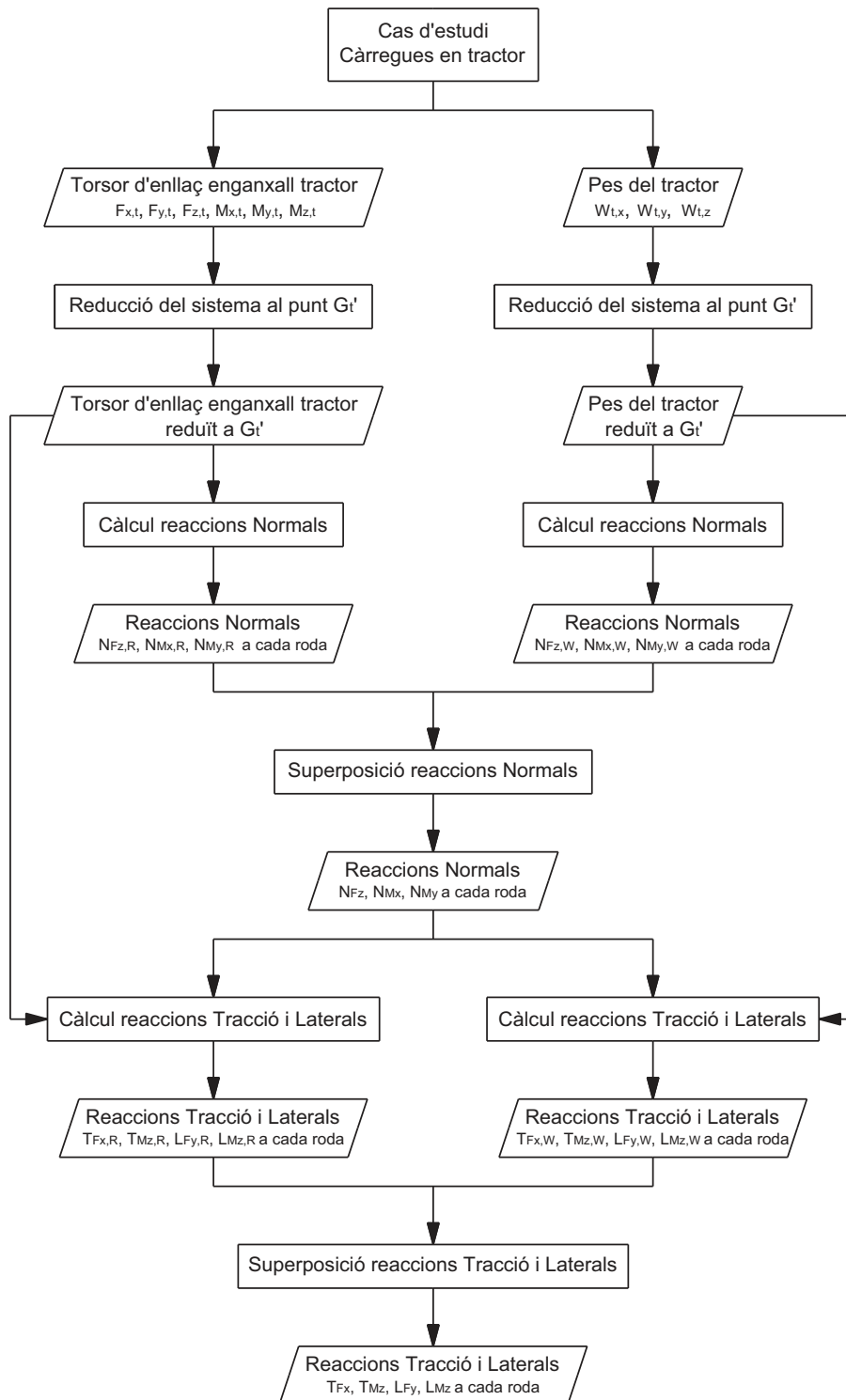


Figura 5.3: Diagrama del càlcul de les reaccions en les rodes del tractor

### 5.3.1. Reducció del sistema de forces i moments als punts d'estudi

Tant el torsor d'enllaç a l'enganxall del tractor com el pes del tractor es redueixen al punt  $G_t'$ , corresponent a la projecció normal sobre el terra del centre de masses del tractor, per simplificar el posterior càlcul de les reaccions en les rodes i facilitar el plantejament de les consideracions per eliminar les indeterminacions.

#### Determinació del torsor equivalent al pes del tractor reduït al punt $G_t'$

Els pes del tractor s'expressa en la base de la referència solidària al tractor, mitjançant les dades de l'angle de capcineig i de balanceig. Cal tenir present que aquest pes correspon a la massa en buit del tractor més els corresponents llasts sobre el tractor. Per al càlcul de les reaccions a les rodes degudes al pes de tractor es busca l'equivalent del pes en el punt d'estudi  $G_t'$ . A la Figura 5.4 es mostren les components del pes en  $G_t$  i l'equivalent al punt  $G_t'$ . Les components del pes del tractor en la base de la referència del tractor reduïdes al punt  $G_t'$  es mostren a la Taula 5.1. Aquestes es representen en sentit negatiu seguint amb el criteri de signes definit en el Capítol 4.

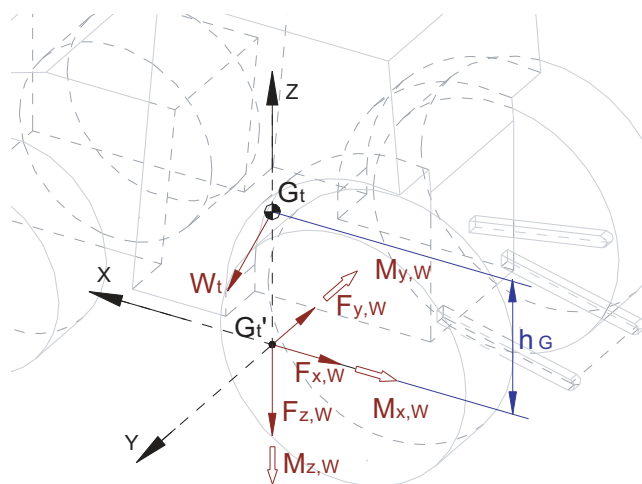


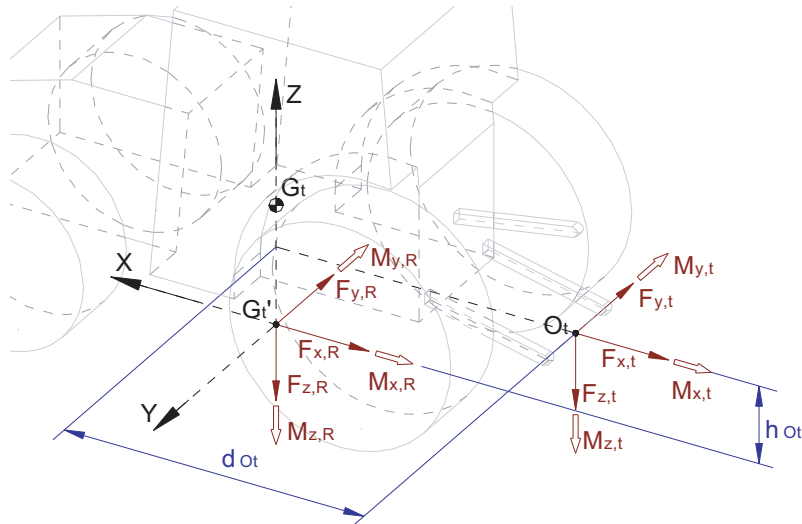
Figura 5.4: Reducció de les components del pes per al càlcul de les reaccions a les rodes del tractor

Taula 5.1: Equacions per a la reducció de les components del pes per al càlcul de les reaccions a les rodes del tractor

$F_{x,W} = -W_{t,x}$	$M_{x,W} = h_G \cdot W_{t,y}$
$F_{y,W} = -W_{t,y}$	$M_{y,W} = -h_G \cdot W_{t,z}$
$F_{z,W} = -W_{t,z}$	$M_{z,W} = 0$

#### Determinació del torsor equivalent al torsor d'enllaç entre el tractor i el dinamòmetre o entre el tractor i l'ormeig reduït al punt $G_t'$

De la mateixa manera que en les components del pes, el torsor d'enllaç en l'enganxall de tres punts del tractor reduït al punt d'estudi es mostra a la Figura 5.5 i es calculen amb les equacions de la Taula 5.2.



**Figura 5.5: Reducció del torsor d'enllaç a l'enganxall de tres punts per al càlcul de les reaccions a les rodes del tractor**

**Taula 5.2: Equacions per a la reducció del torsor d'enllaç a l'enganxall de tres punts per al càlcul de les reaccions a les rodes del tractor**

$F_{x,R} = F_{x,t}$	$M_{x,R} = -h_{Ot} \cdot F_{y,t} + M_{x,t}$
$F_{y,R} = F_{y,t}$	$M_{y,R} = h_{Ot} \cdot F_{x,t} + d_{Ot} \cdot F_{z,t} + M_{y,t}$
$F_{z,R} = F_{z,t}$	$M_{z,R} = -d_{Ot} \cdot F_{y,t} + M_{z,t}$

### 5.3.2. Càlcul de les reaccions a les rodes del tractor

Un cop reduïdes les càrregues al punt  $G_t'$ , el següent pas és calcular les reaccions a les rodes a partir de la superposició de les reaccions provocades individualment per cada component de força o moment reduïda. Aquest procediment per a la determinació de les reaccions es segueix tant per les components reduïdes del pes del tractor com per a les components reduïdes del torsor d'enllaç a l'enganxall.

Per al càlcul de les reaccions a les rodes del tractor, el primer pas consisteix en determinar les reaccions normals. Amb aquests sistemes de forces reduïts al punt  $G_t'$ , les normals depenen únicament de la component de força  $F_z$  i de les components de moment  $M_x$  i  $M_y$ . Per al cas de les components de força  $F_z$  i de moment  $M_y$  es considera que la reacció normal és igual per a les dues rodes davanteres, i també entre les dues rodes posteriors. Per al cas de la component  $M_x$  es considera que les normals són iguals en les dues rodes de la dreta, i també en les dues rodes de l'esquerra. Les equacions utilitzades per al càlcul de les reaccions normals degudes a la component reduïda  $F_z$  es mostren a la Taula 5.3, per a la component  $M_x$  es mostren a la Taula 5.4 i per a  $M_y$  a la Taula 5.5.

**Taula 5.3: Equacions per al càlcul de les reaccions en les rodes del tractor corresponents a  $F_z$**

$N_{FR,Fx} + N_{FL,Fx} + N_{RR,Fx} + N_{RL,Fx} = F_z$	$N_{FR,Fx} = N_{FL,Fx}$
$-b_F \cdot N_{FR,Fx} - b_F \cdot N_{FL,Fx} + b_R \cdot N_{RR,Fx} + b_R \cdot N_{RL,Fx} = 0$	$N_{RR,Fx} = N_{RL,Fx}$

**Taula 5.4: Equacions per al càlcul de les reaccions en les rodes del tractor corresponents a  $M_x$**

$$\begin{aligned} N_{FR,Mx} + N_{FL,Mx} + N_{RR,Mx} + N_{RL,Mx} &= 0 & N_{FR,Mx} &= N_{RR,Mx} \\ -c \cdot N_{FR,Mx} + c \cdot N_{FL,Mx} - c \cdot N_{RR,Mx} + c \cdot N_{RL,Mx} &= M_x & N_{FL,Mx} &= N_{RL,Mx} \end{aligned}$$

**Taula 5.5: Equacions per al càlcul de les reaccions en les rodes del tractor corresponents  $M_y$**

$$\begin{aligned} N_{FR,My} + N_{FL,My} + N_{RR,My} + N_{RL,My} &= 0 & N_{FR,My} &= N_{FL,My} \\ -b_F \cdot N_{FR,My} - b_F \cdot N_{FL,My} + b_R \cdot N_{RR,My} + b_R \cdot N_{RL,My} &= M_y & N_{RR,My} &= N_{RL,My} \end{aligned}$$

Per a la determinació de la reacció normal total a cada roda, es sumen les normals calculades per a cada una de les components reduïdes mitjançant l'Equació 4.23.

$$N_i = N_{i,Fz,R} + N_{i,Mx,R} + N_{i,My,R} + N_{i,Fz,W} + N_{i,Mx,W} + N_{i,My,W} \quad i = FR, FL, RR, RL \quad 5.1$$

Un cop determinats els valors de normals es procedeix al càlcul de la resta de reaccions, que són les components de tracció i les laterals per a cada roda. Les components reduïdes  $F_x$  provoquen reaccions a les rodes en la direcció longitudinal. Per resoldre la indeterminació ( $T_{FR}$  és col·lineal amb  $T_{RR}$  i  $T_{FL}$  és col·lineal amb  $T_{RL}$ ), es considera que la relació entre la component de tracció i la normal total en la roda és igual per a les dues rodes de la dreta, i el mateix per a les rodes de l'esquerra. Les equacions per al càlcul d'aquestes components es mostren a la Taula 5.6.

**Taula 5.6: Equacions per al càlcul de les reaccions en les rodes del tractor corresponents a  $F_x$**

$$\begin{aligned} T_{FR,Fx} + T_{FL,Fx} + T_{RR,Fx} + T_{RL,Fx} &= F_x & T_{FR,Fx}/N_{FR} &= T_{RR,Fx}/N_{RR} \\ c \cdot T_{FR,Fx} - c \cdot T_{FL,Fx} + c \cdot T_{RR,Fx} - c \cdot T_{RL,Fx} &= 0 & T_{FL,Fx}/N_{FL} &= T_{RL,Fx}/N_{RL} \end{aligned}$$

La component reduïda  $F_y$  ha de ser contrarestada per les components laterals en les rodes. En aquest cas per resoldre la indeterminació s'utilitza el mateix criteri que per a la component reduïda  $F_x$ , però en aquest cas s'imposa que la relació sigui igual en les rodes davanteres i també en les posteriors. Les equacions per aquest cas es mostren a la Taula 5.7.

**Taula 5.7: Equacions per al càlcul de les reaccions en les rodes del tractor corresponents a  $F_y$**

$$\begin{aligned} L_{FR,Fy} + L_{FL,Fy} + L_{RR,Fy} + L_{RL,Fy} &= F_y & L_{FR,Fy}/N_{FR} &= L_{FL,Fy}/N_{FL} \\ b_F \cdot L_{FR,Fy} + b_F \cdot L_{FL,Fy} - b_R \cdot L_{RR,Fy} - b_R \cdot L_{RL,Fy} &= 0 & L_{RR,Fy}/N_{RR} &= L_{RL,Fy}/N_{RL} \end{aligned}$$

Per al cas de les reaccions provocades per la component reduïda  $M_z$ , respecte l'eix perpendicular al terra, apareixen tant reaccions de tracció com laterals. La contribució a l'equilibri de moments  $M_z$  es divideix entre les components de tracció i les laterals, de forma que les de tracció compensen una part del moment i les laterals la resta. Aquesta proporció es considera que ve definida per les cotes total longitudinal i transversal entre rodes del tractor. Així, el moment compensat per les forces de tracció és proporcional a la cota transversal mentre que el moment compensat per les forces laterals és proporcional a la cota longitudinal. Les condicions per eliminar la indeterminació per a les components amb la mateixa línia d'acció són equivalents als casos de les components reduïdes  $F_x$  i  $F_y$ . Totes les equacions per al càlcul de les components de tracció i laterals corresponents a la component  $M_z$  es mostren a la Taula 5.8.



**Taula 5.8: Equacions per al càlcul de les reaccions en les rodes del tractor corresponents a  $M_z$**

$$\begin{aligned}
 T_{FR,Mz} + T_{FL,Mz} + T_{RR,Mz} + T_{RL,Mz} &= 0 \\
 L_{FR,Mz} + L_{FL,Mz} + L_{RR,Mz} + L_{RL,Mz} &= 0 \\
 c \cdot T_{FR,Fx} - c \cdot T_{FL,Fx} + c \cdot T_{RR,Fx} - c \cdot T_{RL,Fx} &= M_z \cdot 2 \cdot c / (b_F + b_R + 2 \cdot c) \\
 b_F \cdot L_{FR,Fy} + b_F \cdot L_{FL,Fy} - b_R \cdot L_{RR,Fy} - b_R \cdot L_{RL,Fy} &= M_z \cdot (b_F + b_R) / (b_F + b_R + 2 \cdot c) \\
 L_{FR,Mz} / N_{FR} = L_{FL,Mz} / N_{FL} & \qquad L_{RR,Mz} / N_{RR} = L_{RL,Mz} / N_{RL} \\
 T_{FR,Mz} / N_{FR} = T_{RR,Mz} / N_{RR} & \qquad T_{FL,Mz} / N_{FL} = T_{RL,Mz} / N_{RL}
 \end{aligned}$$

Un cop calculats els diferents termes, les reaccions de tracció i laterals a cada roda es determinen a partir de la suma de les reaccions individuals de cada component reduïda al punt  $G_t'$  (Equacions 5.2 i 5.3).

$$T_i = T_{i,Fy,R} + T_{i,Mz,R} + T_{i,Fy,W} + T_{i,Mz,W} \quad i = FR, FL, RR, RL \quad 5.2$$

$$L_i = L_{i,Fy,R} + L_{i,Mz,R} + L_{i,Fy,W} + L_{i,Mz,W} \quad i = FR, FL, RR, RL \quad 5.3$$

## 5.4. Casos d'estudi particulars plantejats per analitzar la influència del dinamòmetre

Per tal d'exemplificar l'efecte del dinamòmetre es proposen un conjunt de casos de tractor amb diferents ormejos, mitjançant l'anàlisi del comportament tant en l'operació al camp com en el transport. Es vol analitzar el canvi en les reaccions a les rodes del tractor per als casos amb i sense dinamòmetre. Aquests són casos individuals, com a mostra representativa de la gran quantitat d'ormejos i de variabilitat en les càrregues possibles. En tots els casos es considera terreny pla sense irregularitat, amb o sense inclinació.

### 5.4.1. Model de tractor i característiques

El tractor modelitzat per a aquest estudi és un John Deere 6910. Es tracta d'un tractor d'uns 100 kW de potència i de dimensions més o menys estàndards per aquesta potència. S'ha elegit aquest tractor perquè és el que s'utilitza en diferents assajos en camp exposats en aquesta tesi (Capítol 13) i es disposa de les seves característiques tècniques.

Es pot considerar que un tractor com aquest estaria en la franja dels de menys potència entre els que s'utilitzen normalment per realitzar la majoria de les tasques de llaurat primari (llaurat a elevada profunditat). En aquest tipus de tractor es preveu observar millor les diferències provocades pel dinamòmetre que no pas en un tractor de potència i pes més elevats, ja que proporcionalment l'efecte del propi pes del dinamòmetre i de la cota longitudinal en aquest tipus de tractor serà més significativa.

A la Taula 5.9 es mostren els paràmetres considerats per a la modelització del tractor en aquesta anàlisi, definits a la Figura 5.2.

**Taula 5.9: Dimensions principals i masses en buit i màximes per al tractor JD 6910**

$b_{R,0}$	1,192 m	$h_{Gt}$	0,922 m	Massa en buit ( $m_0$ )	6100 kg
$b_{F,0}$	1,458 m	$h_{Ot}$	0,420 m	Massa màx. autoritzada	10000 kg
$c$	0,922 m	$d_{Ot}$	2,312 m		

Per a l'estudi es considera que l'alçada de l'enganxall de tres punts és igual en tots els casos, prenent com a valors els especificats a la Taula 5.9. També es considera que la orientació del dinamòmetre és igual a la del tractor, de forma que els angles de capcineig del tractor, del dinamòmetre i de l'ormeig són iguals.

Donada la variabilitat d'ormejos utilitzats, per al correcte funcionament del tractor cal ajustar adequadament el llast. A la Taula 5.10 es mostren els valors màxims que poden assolir aquests, i també la cota a la que es situen respecte l'eix posterior del tractor. Es considera que la cota vertical del centre de massa del tractor, amb i sense llast, no canvia. Sí que ho fa la cota longitudinal, i es calculen les cotes  $b_R$ ,  $b_F$  i  $d_{Ot}$  per a cada cas. El llast màxim vindrà limitat per la massa màxima autoritzada, on a més s'ha de tenir en compte la massa de l'ormeig suspès a l'enganxall.

**Taula 5.10: Dades de masses màximes del llast per al tractor JD 6910**

	Valor màxim admissible	Cota longitudinal respecte eix de les rodes posteriors
<b>Llast davanter</b>	1000 kg	4,868 m
<b>Llast en eix davanter</b>	600 kg	2,650 m
<b>Llast en eix posterior</b>	1600 kg	0 m

#### 5.4.2. Tipus d'ormejos i característiques

Per tal de definir els casos d'estudi, en el tractor descrit a l'apartat anterior s'hi acoblen diversos ormejos per a la realització de diferents tasques. Les característiques d'aquests ormejos s'ajusten a les capacitats que pot desenvolupar el tractor. Per tal de valorar l'efecte del dinamòmetre s'analitza el cas del tractor on s'instal·la directament l'ormeig i el cas on hi ha instal·lat el dinamòmetre tripuntal entre ells (Figura 5.1).

Els casos d'estudi analitzats són el d'una sembradora en posició de transport (Figura 5.6), un cultivador de cisells (Figura 5.7), un subsolador (Figura 5.8) i una arada de volteig (Figura 5.9). També s'analitza el cas del tractor sense cap ormeig, amb i sense dinamòmetre.



Figura 5.6: Sembradora



Figura 5.7: Cultivador de cisells



Figura 5.8: Subsolador [91]



Figura 5.9: Arada de volteig [77]

### Dinamòmetre tripuntal instal·lat sense ormeig

Es proposa aquest cas per analitzar l'efecte del dinamòmetre en el tractor sense ormeig. En aquest cas es visualitza l'efecte per si sol del dinamòmetre i les dades obtingudes serviran de referència per a la resta d'estudis. Aquesta anàlisi es realitza per als casos de pla horitzontal, amb pendent longitudinal de  $15^\circ$ , amb pendent transversal de  $15^\circ$  i en una pendent combinada a  $15^\circ$  cadascuna ( $\theta_{cap,t} = -15^\circ$  i  $\theta_{bal,t} = 15^\circ$  segons la definició de la Figura 4.3). A la Taula 5.11 es mostren els valors del llast i de les cotes variables amb aquest, juntament amb els valors del torsor d'enllaç a l'enganxall utilitzats per aquest cas.

Taula 5.11: Dades per al cas d'estudi sense ormeig

Llast en tractor (kg)		Cotes amb llast (m)		Torsor d'enllaç a l'ormeig (kN i kN·m)			
Llast davanter	0	$b_R$	1,192	$F_{x,i}$	0	$M_{x,i}$	0
Llast rodes davant	0	$b_F$	1,458	$F_{y,i}$	0	$M_{y,i}$	0
Llast rodes darrera	0	$d_{O_i}$	2,312	$F_{z,i}$	0	$M_{z,i}$	0

### Màquina suspesa en transport – Sembradora

Aquest cas representa la situació d'una màquina de pes elevat, com ho és una màquina sembradora, suspesa al tractor i corresponent a la situació de transport. També podria tractar-se d'una adobadora o un equip per a l'aplicació de fitosanitaris, però l'estudi es basa en una sembradora pel fet de disposar de les dades obtingudes en un assaig en camp realitzat amb el dinamòmetre tripuntal (Apartat 13.4). L'objectiu principal d'aquest cas d'estudi és determinar com afecta el pes de l'ormeig a les reaccions a les rodes del tractor.

Es planteja el cas d'una màquina sembradora carregada de gra, considerant una massa total de 2500 kg. Es considera que el centre de masses està situat a 1 m del pla d'unió amb l'enganxall, on aquesta dada s'ha estimat a partir dels valors de l'assaig realitzat en camp, i a la mateixa alçada respecte el terra que el punt  $O_t$ . Donada la geometria d'aquest es calcula el torsor d'enllaç a l'ormeig, on els resultats es mostren a la Taula 5.12. El llast està disposat de tal forma que compensi el moment provocat per la càrrega posterior, per tal d'evitar que les rodes davanteres perdin el contacte amb el terra. Per això es carrega completament amb llast metàl·lic a la part davantera del tractor. En aquest cas també s'analitza el conjunt en la situació en pla horitzontal, en pendent longitudinal, en pendent transversal i en pendent combinat, tots ells amb un valor d'angle de  $10^\circ$  ( $\theta_{cap,t} = -10^\circ$  i  $\theta_{bal,t} = 10^\circ$  segons la definició en la Figura 4.3).

Taula 5.12: Dades per al cas d'estudi de la sembradora en transport

Llast en tractor (kg)		Cotes amb llast (m)		Torsor d'enllaç a l'ormeig (kN i kN·m)			
Llast davanter	1000	$b_R$	1,710	$F_{x,i}$	0	$M_{x,i}$	0
Llast rodes davant	0	$b_F$	0,940	$F_{y,i}$	0	$M_{y,i}$	25
Llast rodes darrera	0	$d_{O_t}$	2,830	$F_{z,i}$	25	$M_{z,i}$	0

### Cultivador de cisells

El cultivador de cisells és un ormeig utilitzat per a la preparació del sòl com a alternativa a altres mètodes de llaurat a elevada profunditat, on pel fet de treballar a menor profunditat permet una velocitat d'accionament més gran. Es caracteritza per ser un ormeig format per un conjunt de cisells, simètric, amb requeriments moderats de component longitudinal i component vertical de força, donada la profunditat de treball d'entre 150 i 250 mm, i que l'ormeig disposa d'un corró que es recolza sobre el terra.

Per al cas d'estudi es considera un cultivador amb 12 cisells, amb una massa total de 1700 kg, que treballa a una profunditat de 20 cm i a una velocitat de 7 km/h. Els requeriments de força i moment a l'ormeig s'han obtingut de les dades adquirides en un assaig en camp realitzat amb el dinamòmetre amb un cultivador similar (Apartat 13.2). Per aquest cas s'utilitza un llast a la part davantera del tractor de 500 kg. Les dades per al cas d'estudi es mostren a la Taula 5.13.

Taula 5.13: Dades per al cas d'estudi del cultivador de cisells

Llast en tractor (kg)		Cotes amb llast (m)		Torsor d'enllaç a l'ormeig (kN i kN·m)			
Llast davanter	500	$b_R$	1,471	$F_{x,i}$	20	$M_{x,i}$	0
Llast rodes davant	0	$b_F$	1,179	$F_{y,i}$	0	$M_{y,i}$	-8
Llast rodes darrera	0	$d_{O_t}$	2,591	$F_{z,i}$	12	$M_{z,i}$	0

### Ormeig amb elevada transferència de càrrega - Subsolador

El subsolador s'utilitza per realitzar un llaurat profund, per tal de descompactar la capa més profunda del sòl. Aquest tipus d'ormeig requereix una força longitudinal elevada, a més de provocar càrregues elevades en la direcció vertical. En el cas que en aquest ormeig no s'utilitzi cap element accessori de recolzament, com rodes o corròns, tota la càrrega vertical es transmet al tractor. Donada l'elevada profunditat de treball que provoca components vertical i longitudinal de força elevades, s'aconsegueix

incrementar les reaccions normals en les rodes i millorar la capacitat de tracció del tractor.

Per al cas d'estudi es considera un subsolador de 5 relles, amb una massa de 1000 kg. Es considera que treballa a una profunditat de 50 cm i a una velocitat de 3 km/h. Les càrregues s'han estimat en base als requeriments habituals d'aquests ormejos [92]. Les dades per al cas d'estudi es mostren a la Taula 5.14. El llast utilitzat és el màxim disponible a instal·lar (sense sobrepassar el límit de massa màxima autoritzada), com és habitual en els ormejos que requereixen d'una elevada component longitudinal de força per a l'accionament.

**Taula 5.14: Dades per al cas d'estudi del subsolador**

Llast en tractor (kg)		Cotes amb		Torsor d'enllaç a l'ormeig			
		llast (m)		(kN i kN·m)			
Llast davanter	900	$b_R$	1,442	$F_{x,i}$	50	$M_{x,i}$	0
Llast rodes davant	500	$b_F$	1,208	$F_{y,i}$	0	$M_{y,i}$	-32
Llast rodes darrera	1500	$d_{O_i}$	2,562	$F_{z,i}$	18	$M_{z,i}$	0

En alguns subsoladors s'utilitzen rodes de recolzament a la part posterior. Per analitzar aquest ormeig, a la Taula 5.15 es presenten les dades per aquest cas d'estudi.

**Taula 5.15: Dades per al cas d'estudi del subsolador amb roda de recolzament**

Llast en tractor (kg)		Cotes amb		Torsor d'enllaç a l'ormeig			
		llast (m)		(kN i kN·m)			
Llast davanter	900	$b_R$	1,442	$F_{x,i}$	50	$M_{x,i}$	0
Llast rodes davant	500	$b_F$	1,208	$F_{y,i}$	0	$M_{y,i}$	-54
Llast rodes darrera	1500	$d_{O_i}$	2,562	$F_{z,i}$	9	$M_{z,i}$	0

### Ormeig amb càrregues asimètriques – Arada de volteig

L'arada de volteig és també un ormeig per al llaurat primari, utilitzat per al volteig de la capa superior del sòl. És un ormeig que també requereix una component longitudinal de força elevada per a l'accionament, tot i que aquesta és inferior al dels subsoladors. A diferència de la resta d'ormejos analitzats, es tracta d'un ormeig on la component longitudinal de la resultant de la força del terra sobre l'ormeig actua descentrada respecte el pla longitudinal-vertical del tractor. A més, també apareix una component transversal de força del terra sobre l'ormeig. Per tant, aquestes components de força provoquen un moment de ginyada sobre el tractor, que haurà de ser compensat per les reaccions a les rodes del tractor.

Per al cas d'estudi es considera que l'ormeig disposa d'una roda a l'extrem final que es recolza durant el treball en el sòl. S'han estimat els valors del torsor d'enllaç en l'enganxall de tres punts per a una arada de volteig que disposa de 4 arades de 45 cm d'amplada cadascuna, amb una massa total de 1200 kg. Es considera que la profunditat de treball en el cas d'estudi és de 35 cm i la velocitat de treball de 5,5 km/h [92]. Els valors de les components del torsor d'enllaç a l'enganxall per aquests cas d'estudi es mostren a Taula 5.16, i es considera el tractor completament llastat, donat els elevats requeriments de tracció per aquest ormeig.

Taula 5.16: Dades per al cas d'estudi de l'arada de volteig

Llast en tractor (kg)		Cotes amb llast (m)		Torsor d'enllaç a l'ormeig (kN i kN·m)			
Llast davanter	800	$b_R$	1,420	$F_{x,i}$	30	$M_{x,i}$	3,5
Llast rodes davant	500	$b_F$	1,230	$F_{y,i}$	7,5	$M_{y,i}$	-7
Llast rodes darrera	1400	$d_{Ot}$	2,540	$F_{z,i}$	10	$M_{z,i}$	-7

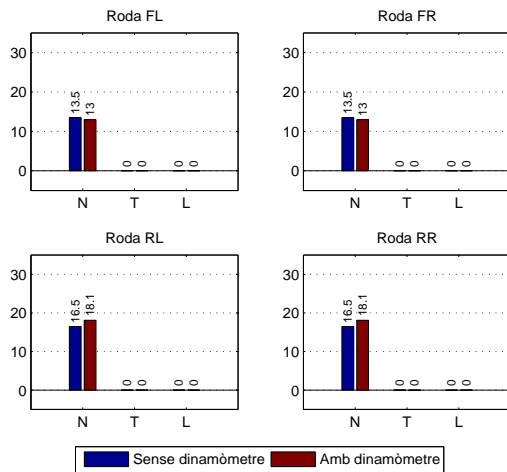
## 5.5. Resultats en l'estudi de l'efecte del dinamòmetre

En aquest apartat es mostren els resultats obtinguts en els casos d'estudi de l'efecte del dinamòmetre en el comportament del tractor. Per a la visualització dels resultats es mostren per a cada cas estudiat, 4 gràfics de barres, un per a cada una de les rodes del tractor (rodes *FL*, *FR*, *RL* i *RR*) (de la Figura 5.10 a la Figura 5.21). A cada gràfic es mostren els valors de força normal, de tracció i lateral de cada roda, on es representa en color blau el cas sense dinamòmetre i en vermell el cas amb dinamòmetre.

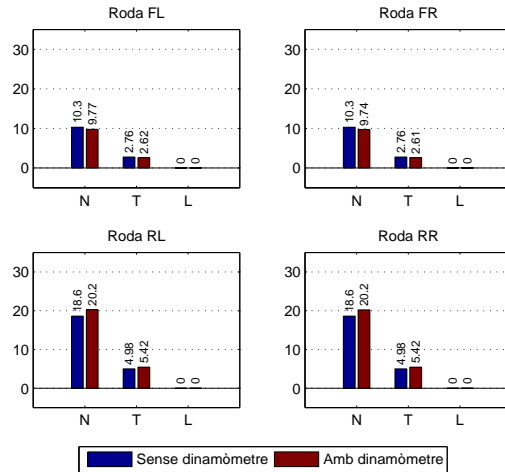
### Dinamòmetre sense ormeig

Si es comparen els resultats per al cas sense ormeig en pla horitzontal (Figura 5.10) es comprova, com és d'esperar, que el fet d'instal·lar el dinamòmetre provoca un lleuger increment en les reaccions normals, provocat per l'increment del pes del conjunt. L'increment de la càrrega normal total és del 3,7% amb un valor resultant sense dinamòmetre de 57,80 kN i amb dinamòmetre de 59,95 kN. Pel que fa a la distribució d'aquestes, al incorporar el dinamòmetre tripuntal hi ha una disminució de la càrrega sobre l'eix davanter que passa cap a l'eix posterior. El repartiment de la càrrega en els eixos davanter-posterior passa de 45%-55% sense dinamòmetre a 41,8%-58,2% amb dinamòmetre. (variació del 3,2% a cada eix).

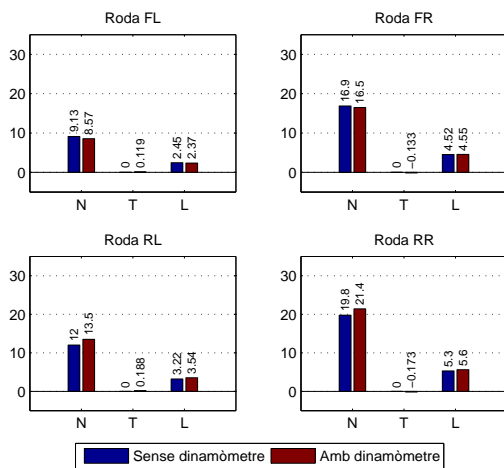
En el cas amb pendent longitudinal (Figura 5.11) apareixen les reaccions de tracció a les rodes, i la resultant d'aquesta és lleugerament més elevada en el cas amb dinamòmetre, a causa del propi pes d'aquest. Per al cas de pendent transversal (Figura 5.12), no s'observen canvis significatius en la força lateral entre el cas amb dinamòmetre i sense. Per al cas de pendent combinada (Figura 5.13) s'obté un efecte equivalent al cas de pendent longitudinal, amb increments en els valors de força de tracció i lateral al utilitzar el dinamòmetre. Tot i això, les diferències entre els casos amb i sense dinamòmetre són poc significatives en les forces de tracció i laterals.



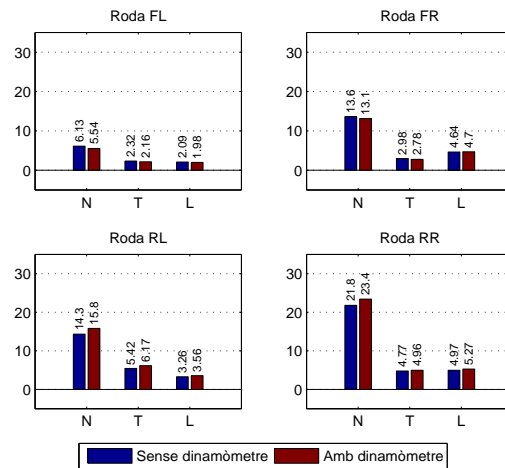
**Figura 5.10: Reaccions a les rodes en el cas sense ormeig i amb terreny horitzontal**



**Figura 5.11: Reaccions a les rodes en el cas sense ormeig i amb pendent longitudinal de 15°**



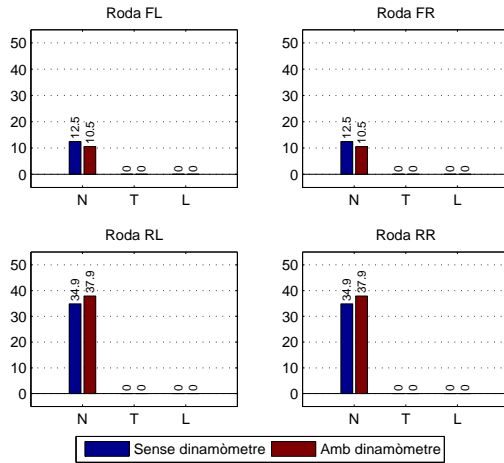
**Figura 5.12: Reaccions a les rodes en el cas sense ormeig i amb pendent lateral de 15°**



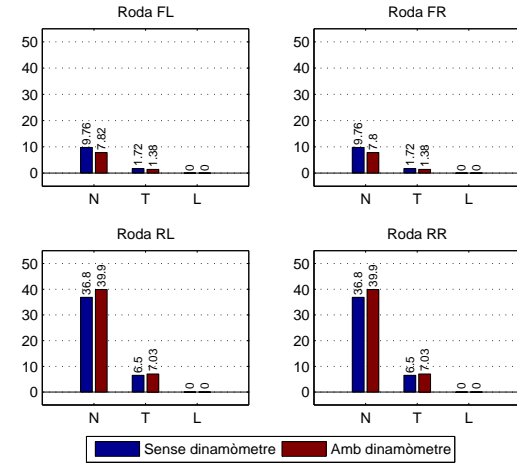
**Figura 5.13: Reaccions a les rodes en el cas sense ormeig i amb pendent longitudinal de 15° i lateral de 15°**

### Sembradora en posició de transport

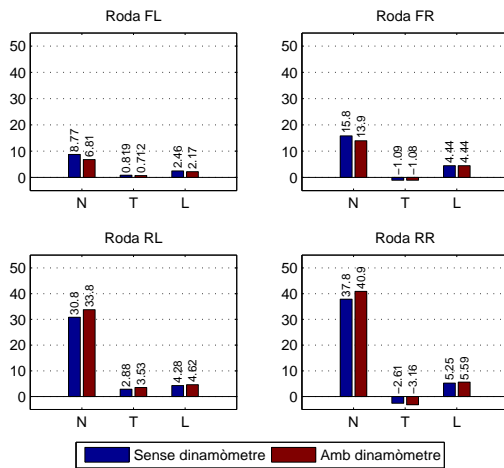
Per al cas de la sembradora en posició de transport i en pla horitzontal (Figura 5.14), si es compara aquest cas respecte al del tractor sense ormeig, es comprova una reducció considerable de la càrrega en l'eix davanter i un augment encara més important de la càrrega a l'eix posterior. Aquest efecte és degut al propi pes de l'ormeig suspès en l'enganxall de tres punts. Si s'analitzen els resultats amb i sense dinamòmetre, per al cas de la sembradora, es comprova que per al cas on hi ha el dinamòmetre, com a conseqüència de la seva dimensió longitudinal, aquest efecte s'accentua encara més. En aquests dos casos el repartiment del pes en els eixos davant-darrera passa de 26,4%-73,6% per al cas sense dinamòmetre a 21,8%-78,2% per al cas amb dinamòmetre (variació del 4,6% a cada eix). També hi ha un increment de la força normal total donat el pes addicional del dinamòmetre, que passa de 94,65 kN de resultant sense dinamòmetre a 96,87 kN pel cas amb dinamòmetre.



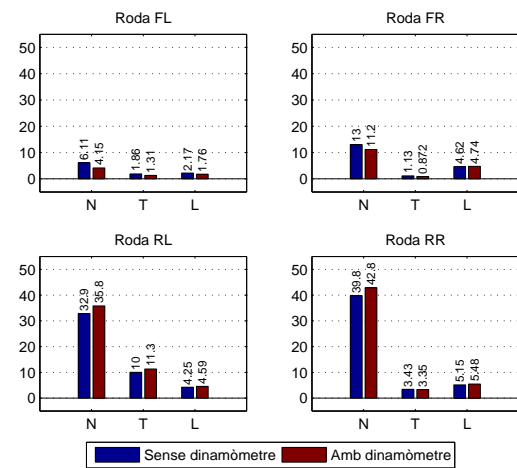
**Figura 5.14: Reaccions a les rodes en el cas de sembradora en transport i amb terreny horitzontal**



**Figura 5.15: Reaccions a les rodes en el cas de sembradora en transport i amb pendent longitudinal de 10°**



**Figura 5.16: Reaccions a les rodes en el cas de sembradora en transport i amb pendent lateral de 10°**



**Figura 5.17: Reaccions a les rodes en el cas de sembradora en transport i amb pendent longitudinal de 10° i lateral de 10°**

En el cas de pendent longitudinal on apareix reacció a tracció (Figura 5.15) es comprova que per al cas amb dinamòmetre s'incrementa la reacció a les rodes posteriors amb una lleugera disminució en les davanteres. Per al cas de pendent transversal (Figura 5.16), a més de les reaccions laterals a cada roda, apareixen també reaccions de tracció, per compensar el moment de ginyada provocat pel pes de l'ormeig. En les reaccions laterals en l'eix posterior, per al cas amb dinamòmetre, aquestes són en valor absolut lleugerament més grans que en el cas sense dinamòmetre. En el cas de pendent combinat (Figura 5.17) es comprova en general un increment de les reaccions en l'eix posterior, en detriment de les reaccions a l'eix anterior, per al cas on s'utilitza el dinamòmetre tripuntal. Igual que en el cas sense ormeig, les diferències en les reaccions són poc significatives, sobretot en les forces de tracció i laterals.

### Cultivador de cisells

En els resultats obtinguts per al cas del cultivador de cisells (Figura 5.18), la normal resultant sense el dinamòmetre és de 76,75 kN i amb dinamòmetre de 78,97 kN. El repartiment de la càrrega entre els eixos davanter i posterior sense el dinamòmetre és



40%-60% mentre que amb el dinamòmetre instal·lat entre el tractor i el cultivador de cisells el repartiment passa a ser de 35,9%-64,1% (variació en els eixos de 4,1%). Per tant es comprova un cop més que el dinamòmetre tendeix a reduir la càrrega sobre l'eix davanter. En les reaccions de tracció s'observa la mateixa tendència que en les reaccions normals, amb una disminució de la força de tracció a l'eix davanter i un augment a l'eix posterior per al cas on s'instal·la el dinamòmetre tripuntal.

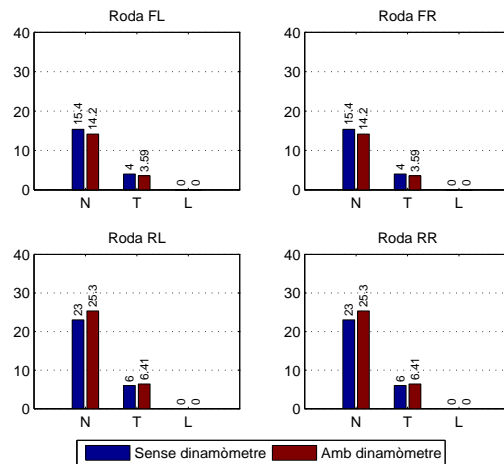


Figura 5.18: Reaccions a les rodes en cas del cultivador de cisells

### Subsolador

En els resultats de les reaccions per al cas del subsolador (Figura 5.19), es comprova que amb aquest ormeig la càrrega normal a les rodes és elevada, com també ho són les forces de tracció per tal de poder fer avançar el conjunt. La component normal resultant sense dinamòmetre és de 106,29 kN i amb dinamòmetre de 108,51 kN, o es posa de manifest una elevada transferència de càrrega provocada per la força vertical que apareix entre el subsolador i el terra. El repartiment de la càrrega en els eixos sense dinamòmetre és de 42%-58% i amb el dinamòmetre passa a ser de 38,3%-61,7% (variació del 3,7% a cada eix). De la mateixa manera que per al cas del cultivador de cisells, el dinamòmetre provoca un increment de les forces de tracció a les rodes posteriors i una disminució a les davanteres.

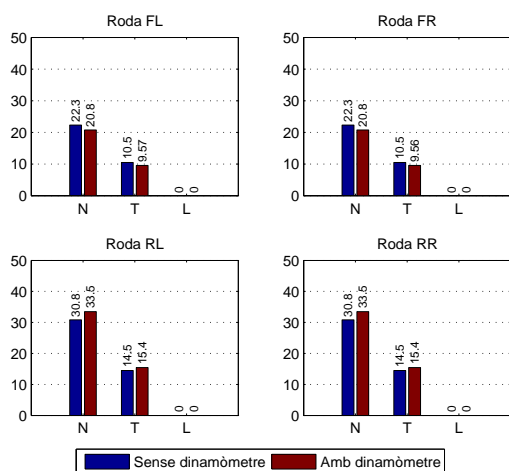


Figura 5.19: Reaccions a les rodes en subsolador

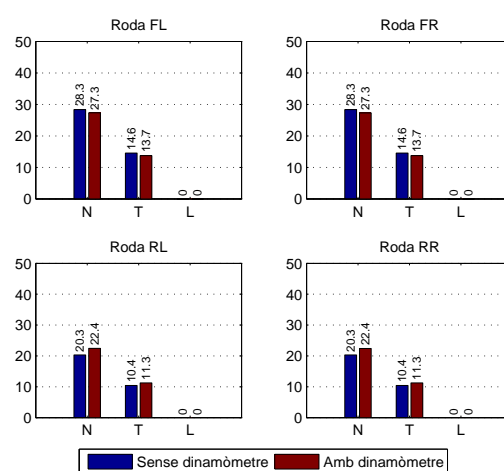


Figura 5.20: Reaccions a les rodes en subsolador amb roda de recolzament

Per al cas d'estudi del subsolador amb roda de recolzament (Figura 5.20) es comprova una disminució de la normal total respecte al cas sense roda de recolzament, que passa a una normal total de 97,29 kN sense dinamòmetre i de 99,51 kN amb dinamòmetre. En aquest cas, les rodes davanteres reben més càrrega normal que les posteriors, provocada per la disminució del moment provocat per la component vertical de força del terra i que contraresta l'efecte de la component longitudinal de força del terra. El repartiment de la càrrega normal en els eixos passa de 58,3%-51,7% a 54,9%-45,1% amb el dinamòmetre instal·lat (variació del 3,4%). Si es comparen els casos amb i sense dinamòmetre s'arriben a les mateixes conclusions que per al cas sense roda de recolzament.

### Arada de volteig

L'últim cas analitzat correspon a les reaccions en les rodes del tractor amb una arada de volteig (Figura 5.21). Sense el dinamòmetre el repartiment de càrrega en l'eix davanter i l'eix posterior és 41,4%-58,6%, i passa a ser de 38,3%-61,7% amb el dinamòmetre instal·lat, el que suposa un canvi del 3,1% a cada eix. Des del punt de vista lateral, el repartiment dreta-esquerra de les normals és de 49,8%-50,2%, tant amb dinamòmetre com sense, i per tant no s'observen canvis significatius pel fet d'instal·lar el dinamòmetre.

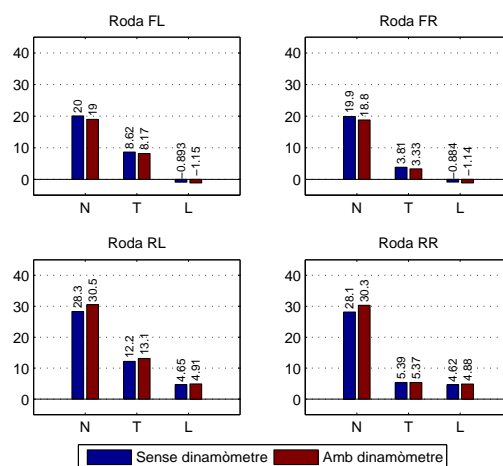


Figura 5.21: Reaccions a les rodes en arada de volteig

Al tractar-se d'un ormeig asimètric, s'observa que les forces de tracció en un costat del tractor són significativament més grans que les de l'altre. Si es comparen els casos amb i sense dinamòmetre, igual que en els altres casos d'estudi, s'observa que, a l'instal·lar el dinamòmetre, la força de tracció creix lleugerament en les rodes posteriors en detriment de les davanteres. El fet d'utilitzar el dinamòmetre incrementa l'efecte del moment de guinyada on, en valor absolut, hi ha un increment en les reaccions laterals en les rodes davanteres i posteriors per al cas on aquest està instal·lat entre el tractor i l'ormeig.

## 5.6. Conclusions de l'efecte del dinamòmetre en les reaccions en el tractor

El primer aspecte a comentar és que el dinamòmetre actua com un llast que fa incrementar la força normal resultant a les rodes sobre el tractor. La posició on es troba el dinamòmetre és en general desfavorable pel que fa al repartiment de pes en els eixos, ja que provoca una disminució de la càrrega a l'eix davanter. Aquest aspecte és un inconvenient, sobretot en els casos del transport dels ormejos. L'increment del pes també és desfavorable en aspectes com la càrrega màxima autoritzada del conjunt.

En els diferents estudis realitzats, s'observen variacions de la càrrega en els eixos que van del 3,1% al 4,6%, atribuïbles al propi pes del dinamòmetre i també a la seva cota longitudinal. Aquest efecte, en principi té una afectació reduïda en casos on el tractor no suporta sol·licitacions elevades de treball del sòl, però pot tenir una gran importància en determinades situacions, com és el cas d'un ormeig pesat en posició de transport. En aquest cas, cal garantir almenys un 15% de la càrrega total a l'eix davanter per garantir la direccionalitat del tractor, i donat el cas, si s'utilitza el dinamòmetre, s'haurà de tenir en compte quin és el pes màxim suportat per l'enganxall de tres punts i el seu efecte en l'eix davanter.

Per últim, l'increment de la normal a les rodes provoca que hi hagi una major resistència al rodolament. Caldrà valorar en cada assaig concret el valor d'aquesta en els casos amb i sense el dinamòmetre i com afecta al rendiment del conjunt. Tot i això, el pes del dinamòmetre comparat amb el pes total del tractor i l'ormeig té poca importància (un increment del 3,6% del pes en buit del tractor) i l'efecte serà en principi reduït.

Pel que fa a les forces de tracció es comprova que aquestes experimenten uns canvis equivalents als comentats per a les reaccions normals. Així, es comprova que amb el dinamòmetre instal·lat hi ha la tendència a augmentar la tracció en les rodes posteriors en detriment de les davanteres, a causa del nou repartiment de càrregues en els eixos del tractor.

En referència a les reaccions laterals, per al cas analitzat on aquestes prenen importància, que correspon a la l'arada de volteig, s'ha detectat un canvi poc important en aquestes pel fet d'utilitzar el dinamòmetre tripuntal. Atès que les càrregues laterals en general són reduïdes, fins i tot en ormejos on en principi apareixen aquestes càrregues, es conclou que l'efecte de la cota longitudinal del dinamòmetre en les càrregues transversals és molt reduït.

En resum es pot considerar que l'efecte que té el propi dinamòmetre en el comportament del conjunt tractor-ormeig és poc important en general. Tot i això, en alguns assajos amb el dinamòmetre tripuntal caldrà tenir-ho en compte a l'hora d'analitzar les dades i fer els càlculs per estimar, a partir d'aquestes dades, quin seria el comportament del conjunt tractor-ormeig sense el dinamòmetre.