

# Las tuneladoras de 3 carriles de la M-30

## Las mayores y más potentes jamás fabricadas

The three lane TBMs employed on the M-30 extension.  
The largest and most powerful TBMs ever used

**Manuel Melis Maynar.** Dr. Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos. M.Sc, MBA.  
*Catedrático de Geotecnia ETS Caminos Coruña (exced). Catedrático de Ferrocarriles, ETS Caminos Madrid.*  
*Coordinador de Infraestructuras, Ayuntamiento de Madrid. mmelism@terra.es*

**Resumen:** El éxito de las tuneladoras de la Ampliación del Metro de Madrid ha sido indudable. Se ha llegado a superar los 1.000 metros al mes, sin riesgo para los trabajadores ni para los edificios, y han permitido realizar en plazo las más ambiciosas obras de Metro nunca proyectadas en Madrid. Diez años después del diseño de esas máquinas de 9.4 m de diámetro y basado en la experiencia obtenida con ellas, se describe en este artículo el diseño y las especificaciones de las enormes tuneladoras de 15.2 m de diámetro que van a construir los túneles de 3 carriles del by pass Sur.

**Palabras Clave:** Tuneladora, EPB, Túnel, Par motor, Empuje

**Abstract:** The TBMs employed in the Extension of the Madrid Metro proved to be an undoubted success. Tunnelling lengths of over 1.000 metres a month were reached without any risk to workers or buildings and enabled the timely completion of the most ambitious metro works ever contemplated in Madrid. Ten years after these 9.4 m diameter machines were designed and on the basis of the experience gained from the same, giant 15.2 m diameter TBMs were built to build the 3 lane tunnels on the south by-pass of the M-30 ring road. This article describes the design and specifications of these enormous TBMs.

**Keywords:** TBM, EPB, tunnel, torque, thrust

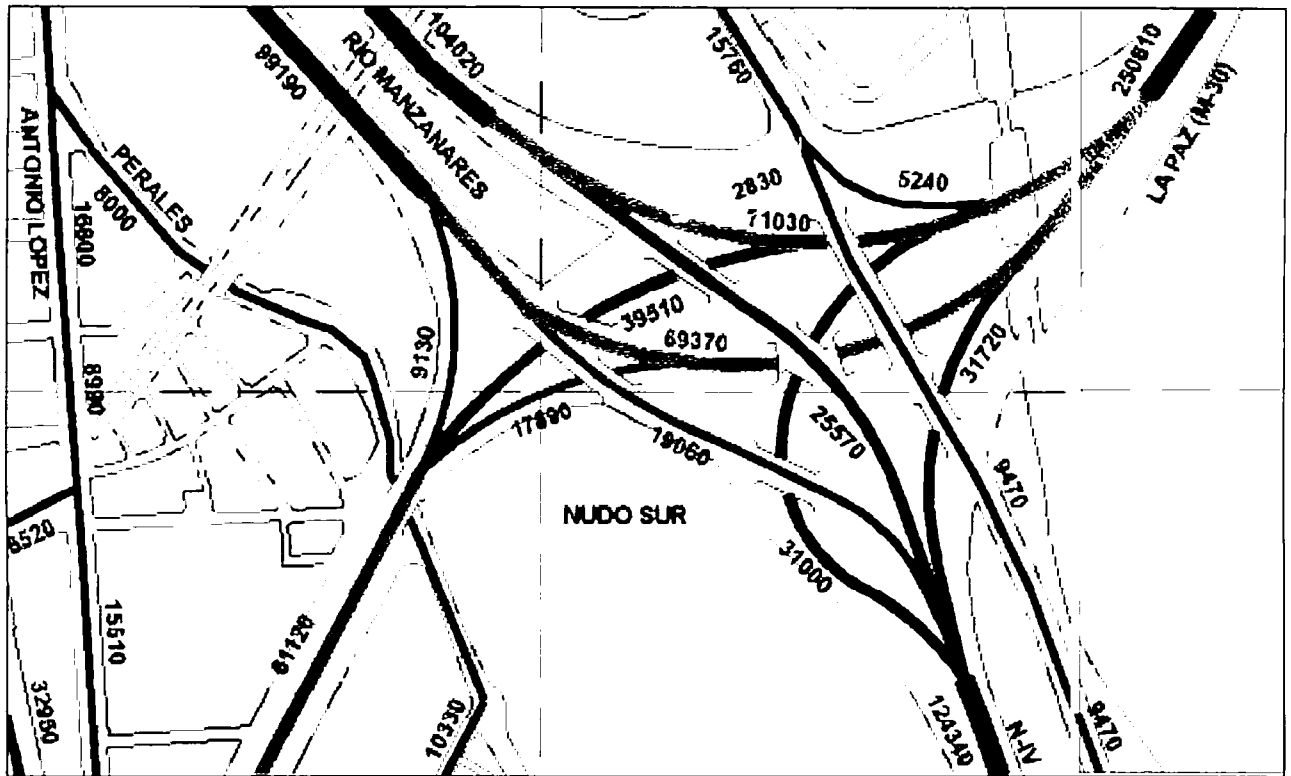
El Nudo Sur es la zona más congestionada de la M-30, y probablemente tiene la mayor densidad de tráfico de todas las carreteras españolas. El tramo comprendido entre la Carretera de Valencia N-III, en sentido horario, hasta la Carretera de Toledo N-401, tiene un tráfico de 250.610 vehículos/día en sus ocho carriles, cuatro por sentido. Al pasar el Nudo Sur y subir en sentido horario por la zona del Manzanares, la calzada interior, horaria, tiene 104.020 vehículos/día, y la exterior antihoraria 99.190 v/d, según los aforos de tráfico del Ayuntamiento de Madrid de 2002. La figura 1 es un mosaico de los planos de aforo, que el lector puede encontrar en [www.munimadrid.es](http://www.munimadrid.es).

En el Nudo Sur confluyen las dos carreteras de Andalucía, N-IV, la antigua que es ahora la Avenida de Córdoba y la actual. De estas se incorporan a la M-30 25.570 vehículos al día en sentido horario, y 31.720 en el antihorario. De los vehículos que bajan al Nudo desde la N-III, 70500 salen a las carreteras de Andalucía, y siguen 104.000 en sentido horario hasta la de Toledo N-401. Ha-

cia ésta esta salen 18.000 vehículos al día, y los mismos entran desde ella hacia la M-30 en sentido antihorario. La densidad de tráfico en la M-30 va disminuyendo conforme se alejamos del Nudo Sur, y en la parte norte, en la Avenida de la Ilustración, ya ha bajado hasta sólo 68.800 vehículos/día, llegando hasta los 33.540 vehículos día en el punto en que la Avenida de la Ilustración entra en la carretera de Colmenar N-601 para volver a unirse al arco Este de la M-30, punto en que existe un único carril. Naturalmente, el conductor madrileño no utiliza ese inadecuado tramo por el raquitismo con que se construyó y los semáforos que se le pusieron, y prefiere circular por el Nudo Sur aún pese a los constantes atascos de ese tramo. En el gráfico de la intensidad horaria en esta zona un día laborable cualquiera, el viernes 14 de Marzo de 2003, puede verse en la Fig. 2 en diferentes puntos de medida (PM).

La intensidad de tráfico supera los 7000 vehículos/hora en sentido horario en la punta de las 6:00 y luego prácticamente desde las 9:00 hasta las 22:00. Según opi-

Fig. 1. Aforos de tráfico en M-30. Nudo Sur, 1992.



niones autorizadas, como la del Catedrático Prof. S. Rocci, cada carril, en condiciones ideales, tiene una capacidad de  $(1\ 800 + 5 \cdot VL)$  veh/h, siendo VL (km/h) la velocidad libre que, en este caso, se puede tomar igual a 90 km/h (la velocidad máxima autorizada): en total, 2 250 veh./h que, por 4 carriles, da 9 000 veh./h. Es decir, la carretera en esta zona está prácticamente colapsada, al límite de su capacidad. Por el contrario, ese mismo día en la zona de la Avenida de la Ilustración las intensidades de tráfico tienen los valores reflejados en la Fig. 3 y como se ve, las intensidades no llegan a la mitad de las anteriores.

Con ello, como puede ver el lector, el desequilibrio de la M-30 es enorme.

La duplicación de la capacidad en ambas zonas norte y sur de la M-30 resulta ser una de las actuaciones fundamentales sobre la vía que resultan de todos los estudios y modelos de tráfico. La duplicación de la Avenida de la Ilustración no se está acometiendo en estos momentos por estar muy influida por la Operación Chamarín y las modificaciones de infraestructura que lleva consigo, pero sí se han comenzado los trabajos de duplicación de la capacidad del Nudo Sur. La duplicación de capacidad comien-

Fig. 2. Distribución horaria de tráfico en M-30. Zona Este.

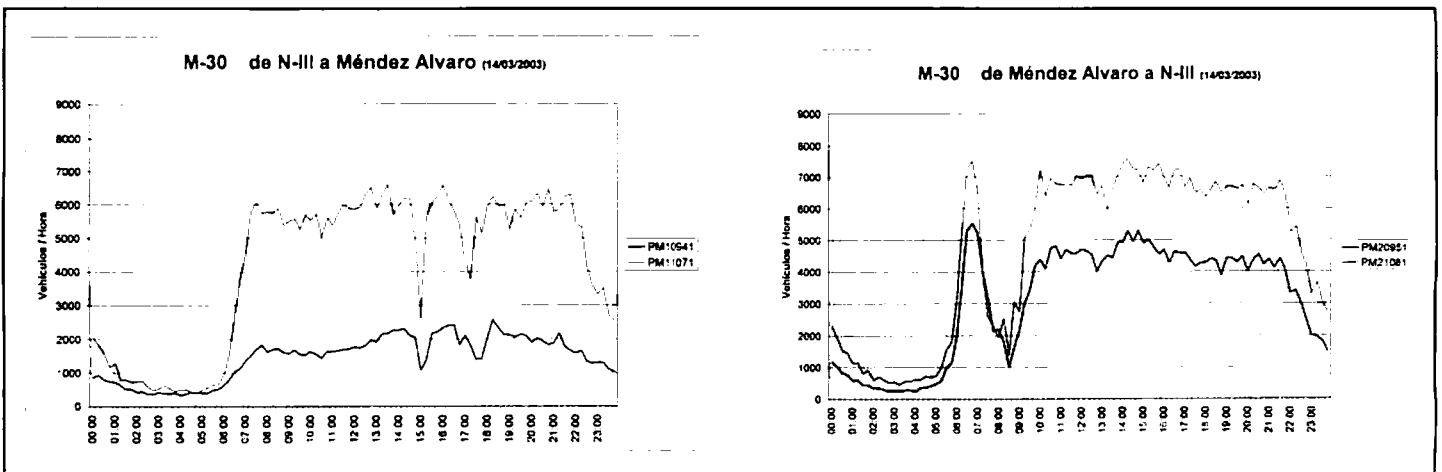




Tabla 1

Diámetro		9,4 m	9,4 m	9,4 m	9,4 m	9,4 m	7 m	7,4 m
Fabricante		Hkn	Hkn	Hkn	Mitsub	Mitsub	Hkn	Lovat
Propietario		Necso	ACS	Ferrovial	Dragados	FCC	Necso	Dragados
Nombre		Paloma	Almudena	Mares Sur	Chata	Adelantada	Puerta Sol	Cibeles
<b>Obra</b>								
Suma m 1995-99	26,051	3,426	3,524		5,048	8,418	1,939	3,696
Suma m 1999-03	39,195	6,197	7,439	6,467	6,282	6,723		6,089
Suma m Totales	65,246	9,623	10,963	6,467	11,330	15,141	1,939	9,785
<b>Metros/mes, media</b>		468	479	402	553	607		468
<b>Máximo, m/mes</b>						1.020		1230

número de tubos y conductos de inyección de grasa. Se detallaban también los cálculos del empuje de estas tuneladoras, analizando los métodos anteriormente utilizados en otras ciudades del mundo y que el autor consideró que debían ser mejorados, llegando a resultados de empujes mucho mayores. En concreto, de las 6.500 t de empuje habituales en este tipo de máquinas del mismo diámetro en 1995, como las del Metro de Lisboa, el autor fijó 10.000 t, frente al escepticismo e incredulidad de funcionarios, consultores y contratistas, deseosos de continuar con los métodos constructivos que conocían, e incluso frente a las negativas de los fabricantes de los equipos. Se detallaba también el nuevo método propuesto para la estimación del par motor de la cabeza de corte, llegando a 2.000 mt de par frente a los 1.400 que se utilizaban habitualmente para esos diámetros de túnel. Este enorme aumento de potencia sin duda ha sido lo que llevó a las máquinas al éxito en la construcción de los túneles de 9,3 metros de diámetro de la Ampliación del Metro de Madrid. Hoy, casi 10 años después, las máquinas han construido un total de más de 65 km, y quienes más las criticaron en su día están más orgullosos de poderlas utilizar.

Otras publicaciones sobre estas máquinas pueden verse en las referencias (2,3,4,5,6,7,8). En las dos grandes ampliaciones del Metro de Madrid 1995-99 y 1999-2003 los túneles construidos por las 6 máquinas Adelantada, Almude-

na, Chata, Paloma, Puerta del Sol, Cibeles y Mares del Sur han sido los 65,2 km reflejados en la tabla 1.

Como puede verse, se ha llegado a alcanzar 1020 metros al mes con las máquinas grandes y 1230 con la pequeña Lovat, y ello siendo máquinas que, como se sabe, paran la excavación para colocar el anillo de revestimiento, lo que reduce su rendimiento a la mitad. Estos rendimientos han sido los mayores de todo el mundo.

Con estos exitosos antecedentes, y con los equipos de los Contratistas españoles capaces de llegar a este dominio de las tuneladoras, no es imposible enfocar el diseño de las enormes máquinas de 15,2 m de diámetro. Empuje y par motor se dimensionan de acuerdo con la experiencia obtenida en las máquinas de las Ampliaciones de Metro, corrigiendo sus defectos, que pese a los rendimientos obtenidos son grandes. La enorme potencia instalada resultó escasa en alguna ocasión en situaciones críticas, y no pudo lograrse que los fabricantes llegaran a la potencia pedida en cabeza, ni los Directores de los Servicios de Maquinaria de los contratistas lo consideraban necesario. Las máquinas deben dimensionarse precisamente para las situaciones críticas. Empuje y potencia son la clave del éxito de las máquinas, y el resto de las características necesarias para las máquinas era ya suficientemente conocido.

Hay sin embargo un problema crítico, que afecta enormemente al rendimiento final, a los metros construidos al mes. Es el tiempo que se pierde en actividades tales como los cambios de cortadores, picas y otros elementos de corte de la cabeza, los tiempos perdidos en descarrilos y averías y otros tiempos perdidos. En las ampliaciones de Metro de Madrid un resumen típico de estos tiempos es el que se ve en la tabla 2.

Puede verse que el tiempo realmente útil de la máquina es solamente el dedicado a la excavación (17%) y a colocación del anillo (19%), es decir, un 36% del total. El resto, el 64%, es tiempo perdido, como puede verse en el esquema siguiente de la figura 5 y cuyo detalle está reflejado en la tabla 3.

(2) IIF Jornadas Técnicas sobre la Ampliación del Metro de Madrid. Colegio Caminos, diciembre 2000

(3) "Reflexiones sobre la construcción de los túneles del Metro de Madrid". ROP 3359 1996

(4) "Los trabajos de la Ampliación del Metro de Madrid en Octubre de 1997". ROP 3369. 1997

(5) "Experiencias y resultados de la ampliación 1995-1999. 38 km de túnel y 34 estaciones en 40 meses". ROP 3405, Dic 00

(6) "Tuneladoras de Presión de tierra para el Plan 1999-2003 de ampliación del Metro de Madrid (1ª Parte: Máquinas del Plan 1995-1999)". M:Melis. ROP 3405, Dic 00

(7) "Tuneladoras de Presión de tierra para el Plan 1999-2003 de ampliación del Metro de Madrid (2ª Parte: Nueva tuneladora para el Proyecto Metro-sur)". M:Melis. ROP 3405, Dic 00

(8) "Nuevos datos sobre el comportamiento de las tuneladoras EPB en la ampliación 1995-99 del Metro de Madrid". M:Melis. ROP 3405, Dic 00

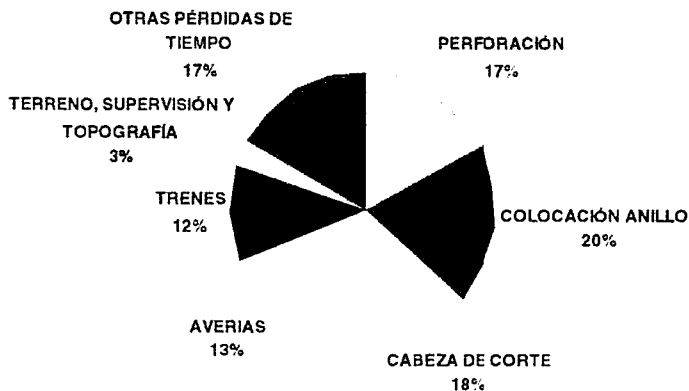
**Tabla 2. Desglose de tiempos en la construcción de la Línea 7**

Conceptos	Total (h)	%
Tiempo de perforación	1,300	17%
Mantenimiento, lubricación, inspección de cabeza de corte y extensiones	1,374	18%
Colocación de dovelas, P.P, mortero, carriles	1,438	19%
Limpiezas, problemas hidrogeológicos	155	2%
Fallos de: agua, aire y energía eléctrica	30	0%
Problemas con vagones y descarrilos	863	12%
Supervisión de trabajos, D&W, topografía	49	1%
Paradas debidas a TBM y BACKUP	827	11%
Averías especiales	143	2%
Otros	1,261	17%
<b>Total</b>	<b>7,440</b>	<b>100%</b>

**Tabla 3. Tiempo perdido en la construcción de los túneles con tuneladora de la ampliación del Metro de Madrid**

Conceptos	Total (h)	%
Mantenimiento cabeza. Cambio cortadores	1,374	18%
Averías de máquina o instalaciones	1,000	13%
Trenes y descarrilos	863	12%
Problemas debidos al terreno, supervisión y topografía	204	3%
Otras pérdidas de tiempo	1,261	17%
<b>Total</b>	<b>4,702</b>	<b>63%</b>

**PORCENTAJE DE HORAS ÚTILES PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UN TÚNEL DE LA AMPLIACIÓN DE METRO DE MADRID (37% DEL TOTAL: EL RESTO SON HORAS PERDIDAS)**



- PERFORACIÓN
- COLOCACIÓN ANILLO
- CABEZA DE CORTE
- AVERIAS
- TRENES
- TERRENO, SUPERVISIÓN Y TOPOGRAFÍA
- OTRAS PÉRDIDAS DE TIEMPO

Fig. 5. Horas útiles en la construcción de un túnel con EPB.

En definitiva, la realidad es que para 1.374 horas reales de excavación se pierden 6.140 horas en colocar el revestimiento, averías, descarrilos, mantenimiento y otras causas. Por tanto el diseño de las nuevas máquinas deberá tender a reducir estas pérdidas.

La mayor pérdida de tiempo, 1.438 horas, corresponde a la colocación del anillo de revestimiento. Esto puede evitarse diseñando una máquina EPB que, mientras coloque el revestimiento pudiera seguir excavando. La primera solución, obvia, es el doble escudo con doble juego de gatos, unos apoyados sobre la estructura de los grippers y otros normales apoyando en las dovelas anteriores, como los instalados en las máquinas del Metro. Pero esto exige la utilización de unos grippers saliendo del escudo lateralmente y apoyando en el terreno, lo que no puede hacerse en suelos y rocas blandas como es el caso de Madrid. La segunda solución es también obvia: aumentar la longitud de los émbolos de los gatos de empuje de la EPB en la longitud del anillo, 2 m en este caso. De esta forma, una vez colocado un anillo, la máquina puede volver a excavar como en la actualidad, pero una vez terminado el recorrido de 2 m de longitud, como los émbolos tienen la longitud de 2 anillos, puede ir colocando dovela a dovela el nuevo anillo de la siguiente forma: se retraen los dos gatos de la dovela que se va a colocar, mientras la máquina sigue excavando continuando el apoyo del resto de gatos en el anillo anterior, y piedra a piedra va terminándose el nuevo anillo hasta repetir el proceso. El autor lamenta no haber sido capaz de convencer a ningún fabricante para diseñar la máquina así, parece que los problemas derivados de la gran longitud de los gatos lo hacen inviable en estos momentos. Sin embargo el autor está seguro de que se llegará a utilizar esta solución en un futuro inmediato. Las máquinas de la M-30 seguirán, por tanto, perdiendo tiempo de excavación para colocar el anillo de revestimiento.

La segunda pérdida de tiempo más importante, 1.374 horas, corresponde al cuidado de la cabeza de corte y cambio de picas y cortadores. Se consume más tiempo en estos trabajos que en la propia perforación. Cuando diseñó las actuales máquinas de la Ampliación de Metro, allá en 1995, no era consciente de la importancia del problema. Y desde entonces no ha variado el diseño de este tipo de máquinas. La realidad es que el cambio de las herramientas de corte de la cabeza es una operación mal estudiada, mal diseñada y que consume un tiempo que debería reducirse a la cuarta parte. Las picas y cortadores llegan desde el almacén al frente de la máquina transportadas por los trenes. Desde allí, en el nivel inferior de la tuneladora, deben meterse dentro de la cámara por las aberturas dejadas a ese nivel o un poco superior, pero si la cámara está bastante llena de suelo, las piezas deben meterse por las aperturas superiores, las entradas

de hombre de las cámaras de descompresión. A su vez, los operarios que sustituyen las picas o cortadores y comprueban su desgaste deben subir a las entradas de estas cámaras por itinerarios no pensados en absoluto para una persona, con escalas incómodas y mal diseñadas, que están habitualmente llenas de grasa, y que, por delante del erector de dovelas, dejan huecos muy pequeños de paso entre los reductores y motores de la cabeza. Cuando el operario ha llegado allí debe meterse por un orificio circular de 60 cm de diámetro a la pequeñísima cámara de descompresión y abrir el portillo de acceso a la cámara del suelo, bajar haciendo difíciles equilibrios hasta apoyarse en alguno de los tetones de mezclado del terreno y allí, con más equilibrios, manejar las picas que dejó arriba en la cámara y que le baja un compañero. Desatornillar las picas usadas con las pistolas de aire, con todas las tuercas cubiertas de barro, y colocar las nuevas que le envían desde arriba por medio de un tractedal mal colocado en algún cuelgue soldado en la parte superior del escudo. Y el problema es mucho más complicado y dificultoso con las piezas más pesadas como los cortadores de disco dobles o los rastrillos o cortadores de borde, que llegan a pesar más de 200 kg cada uno y están sujetos por cuatro pernos o más cada uno.

El autor cree que esto no es forma de trabajar, y lamenta no haber identificado correctamente este problema en 1995. Las máquinas viejas de Metro deberían rediseñarse inmediatamente corrigiendo estos roblemas, y para las nuevas máquinas de la M-30 se ha pedido a los contratistas y a los fabricantes un estudio detallado del itinerario de las piezas desde que llegan al frente hasta que han sido instaladas en la cabeza dentro de la cámara del terreno. Se ha pedido un reestudio de los sistemas de elevación de las piezas hasta las cámaras superiores, en su caso, y de los sistemas de cuelgue de las mismas hasta que llegan al punto en que van a ser montadas, y se ha pedido también un reestudio de los medios de desmontaje de la pieza usada y su elevación hasta la cámara para su retirada. Se ha pedido un reestudio de las plataformas donde los operarios, perfectamente sujetos por cinturones de seguridad, estarán trabajando a 10 m de altura cambiando las piezas, y se ha pedido que todos los sistemas estén mecanizados para que los operarios no tengan que realizar apenas ningún esfuerzo manual. Se ha pedido que se estudie como ejemplo el tiempo que se tarda en cambiar una rueda en una carrera de fórmula 1.

La tercera pérdida de tiempo, 1000 horas, corresponde a averías en la máquina e instalaciones auxiliares. El autor cree que la mayor parte de estas averías se deben a ahorros durante el proyecto y construcción de la máquina, a reducción de calidades, ahorros de potencia en los motores, motores más pequeños, reductores y com-

Tabla 4

% de tiempo en cada actividad	Línea 7	Línea 8	Alcobendas	Línea 10	Metrosur
Perforación	17%	28%	31%	29%	29%
Colocación anillo	19%	19%	21%	20%	21%
Subtotal útil	36%	47%	52%	49%	50%
Mantenimiento cabeza	18%	7%	11%	5%	6%
Limpiezas	2%	6%	7%	2%	0%
Fallos agua, aire y energía	0%	1%	1%	0%	0%
Trenes y descarrilos	12%	9%	5%	9%	9%
Supervisión y topografía	1%	0%	0%	0%	0%
Paradas TBM y Backup	11%	8%	9%	11%	4%
Paso de estaciones	2%	8%	0%	0%	23%
Otros	17%	14%	14%	24%	8%

ponentes infradimensionados. Y ha dado las instrucciones necesarias para que los controles de calidad correspondientes supervisen estos puntos con especial atención.

La cuarta pérdida de tiempo, 864 horas, corresponde a problemas con la vía y los trenes, descarrilos y otras averías. Estas averías tienen lugar siempre con los trenes cargados con los residuos de la excavación, y muy pocas veces durante la entrada de los trenes vacíos. La solución es eliminar los trenes de extracción de residuos. En las nuevas máquinas los residuos de excavación se sacarán por cinta, y sólo se utilizarán los trenes para la entrada de las dovelas y del mortero de inyección y otros elementos.

El total de 4.702 horas perdidas por estos conceptos supone, como se ha dicho, el 63% de las 7.440 horas totales del proyecto. Si se lograra reducir a la mitad estas pérdidas, cosa que no parece imposible, los tiempos de excavación y colocación de dovela pasarían del 37% del tiempo total al 53% del mismo, con una mejora del rendimiento del 46%. Como prueba de que esto no es imposible, la tabla 4 muestra la evolución de estos tiempos en cinco obras sucesivas hechas con la misma máquina: la anterior de Línea 7, la siguiente de Línea 8 al Aeropuerto, la siguiente, el pequeño tunelillo de Cercanías de Alcobendas, donde el Ministerio utilizó esta máquina ante el fracaso de sus métodos de frente abierto con entibadora de sección plena, los túneles de prolongación de línea 10 y finalmente el tramo de Móstoles de Metrosur. El porcentaje útil de tiempo, el correspondiente a excavación y anillo, pasó de la primera obra a la última del 36% al 50%.

#### Características del terreno a perforar

No se entra en muchos detalles del terreno, que se describirá con extensión en posteriores artículos sobre el tema. Baste decir que el túnel a construir recorre toda su

traza en peñuelas y peñuelas yesíferas. Las características geotécnicas de la peñuela pueden resumirse como sigue:

Contenido de finos, pasa 200	.....	.85-95 %
Cohesión	.....	.60 kPa
Rozamiento interno	.....	.28°
Módulo elástico en compresión	.....	.220 MPa

#### Especificaciones fijadas a las EPB de la M-30

##### 1. Diámetro exterior de excavación

El diámetro del túnel viene fijado, como es natural, por la explotación de los 3 carriles necesarios. Los túneles se diseñan para 3 carriles de 3.5 m de ancho, con una acera de 0.80 m y un arcén de 0.50 m de ancho. Resulta así un ancho de 11.50 m a nivel de calzada. El gálibo mínimo fijado tiene una altura de 4.50 m. Obsérvese que el plano de calzada queda situado a 1.20 metros bajo el centro del círculo del túnel. Esto hace perder 50.86 m<sup>2</sup> de la sección, lo que frente a los 135.81 m<sup>2</sup> totales representa un 38.6%. Esta sección perdida es tan grande que ha permitido -como se ve en la figura 1- meter debajo de la calzada otro túnel de dimensiones 5.50 x 4.00 m, para dejar paso a vehículos especiales de ambulancias, bomberos y otros equipos de socorro o mantenimiento.

##### 2. Cabezas cortadoras y escudos

###### Máquina Mitsubishi

El esquema de la cabeza cortadora de la máquina Mitsubishi puede verse en la figura 6. Consta de 4 radios y

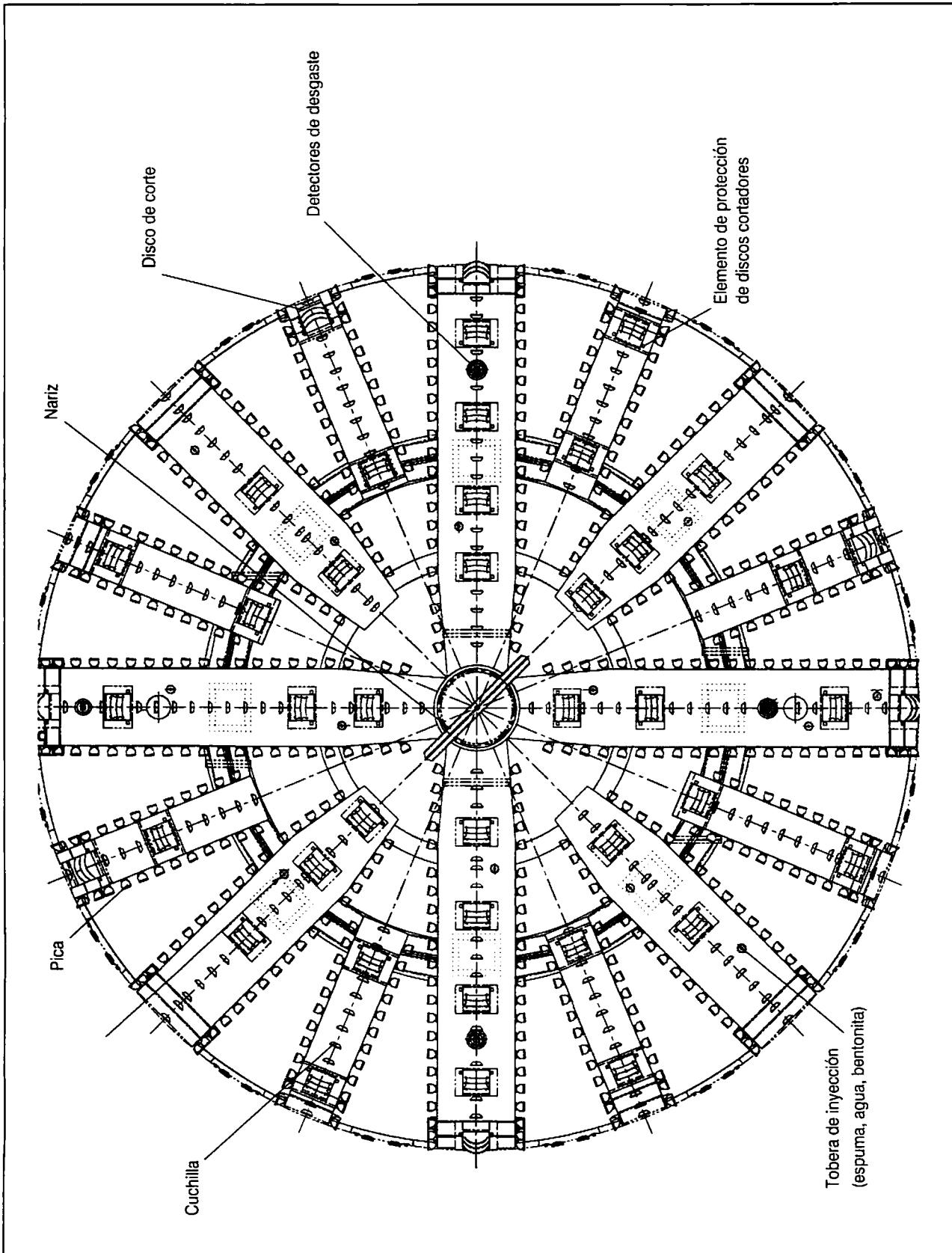
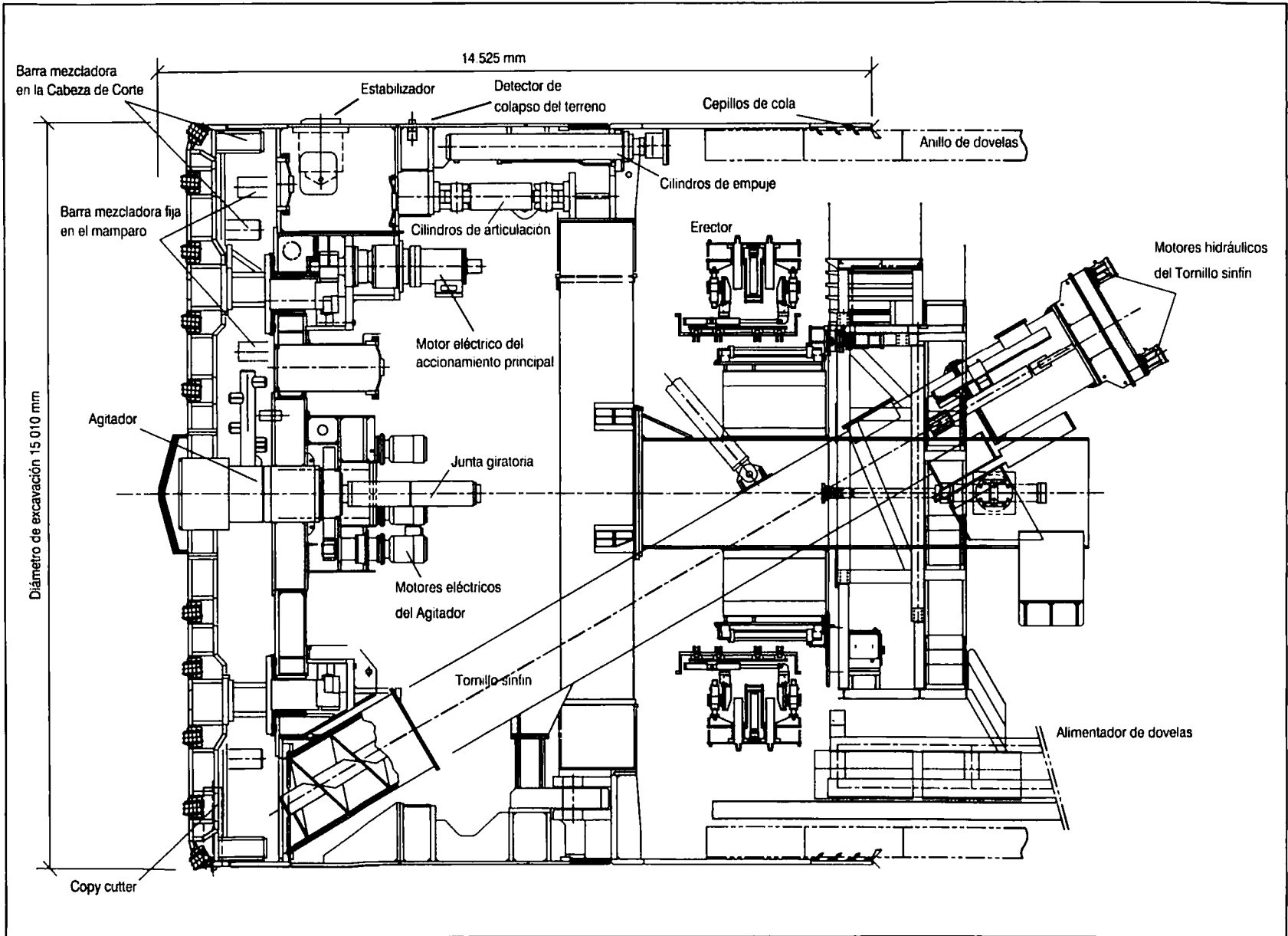


Fig. 6. Máquina Mitsubishi. Esquema de la cabeza cortadora.



Fig. 7. Máquina Mitsubishi. Sección de CODESA y escudo.



4 semiradios bisectrices. En la parte exterior y entre los radios y semiradios se colocan otros 8 brazos cortadores, de forma que la distancia entre cuchillas cortadoras no sea excesiva. La abertura de cabeza es del 30%. La cabeza tiene 504 picas cortadoras y 40 discos de 17", que pueden sustituirse por picas cortadoras.

Como puede verse en la figura 7, el escudo -contando la longitud de la cabeza de corte, unos 80 cm hasta el filo de los cortadores- tiene una longitud de 14.5 m, de forma que es más corto que ancho, lo que permite tomar curvas de radio pequeño, aunque ello no sea necesario en el proyecto de la M-30.

### Máquina Herrenknecht

El esquema de la cabeza cortadora de la máquina Herrenknecht puede verse en la figura 8. El principio de diseño es totalmente distinto al anterior, ya que dispone de dos cabezas, una interior de 7 m de diámetro que cortando la parte interior del terreno, permite un avance más sencillo a la excavación posterior del resto de la sección por el anillo de la cabeza grande. Este anillo exterior consta de 12 semiradios cortadores, y la cabeza interior lleva 6 radios cortadores. El escudo puede verse en la figura 9, es más corto que el anterior y mide 11.51 m hasta la cabeza

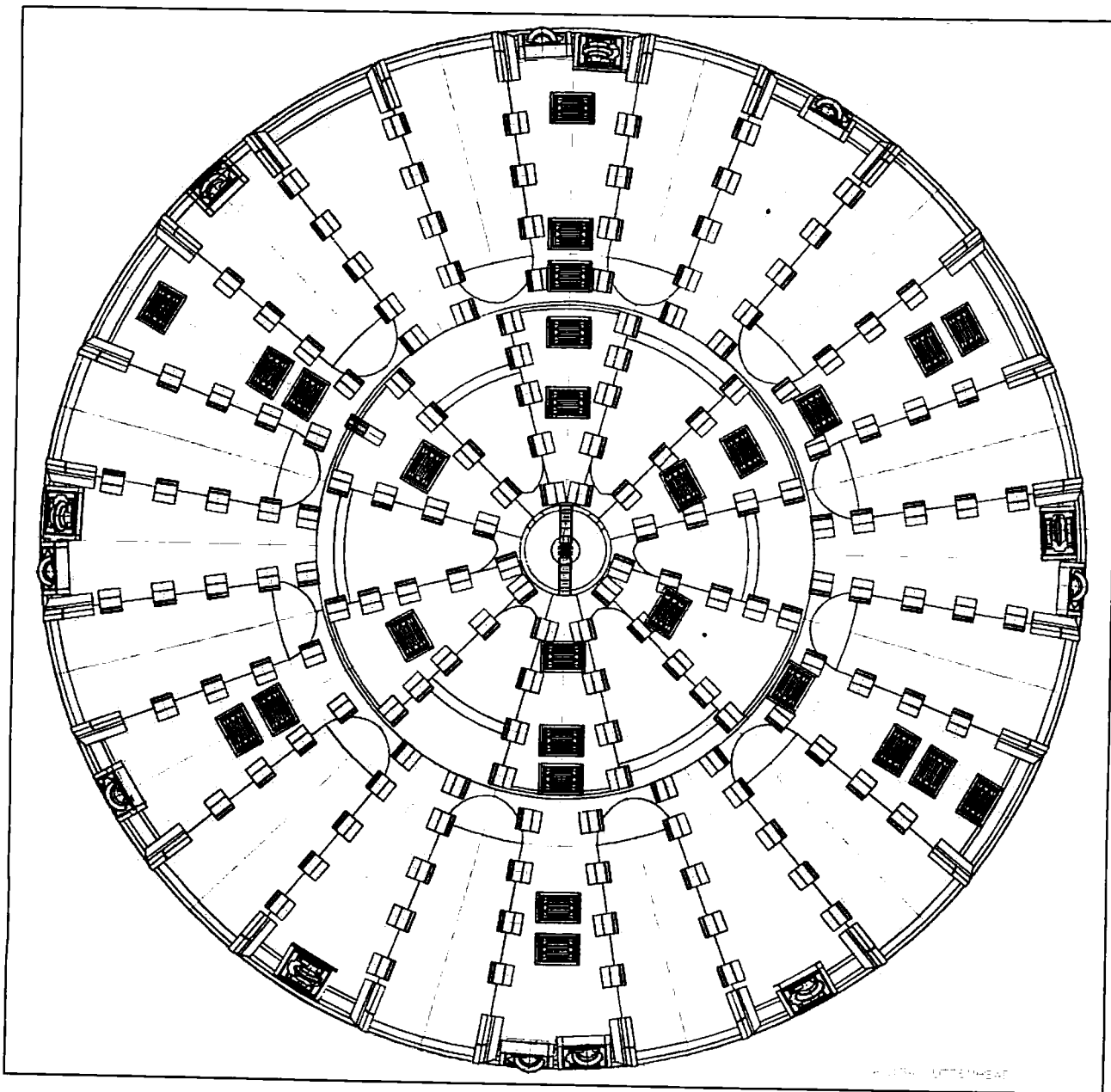


Fig. 8. Máquina Herrenknecht. Esquema de la cabeza cortadora.

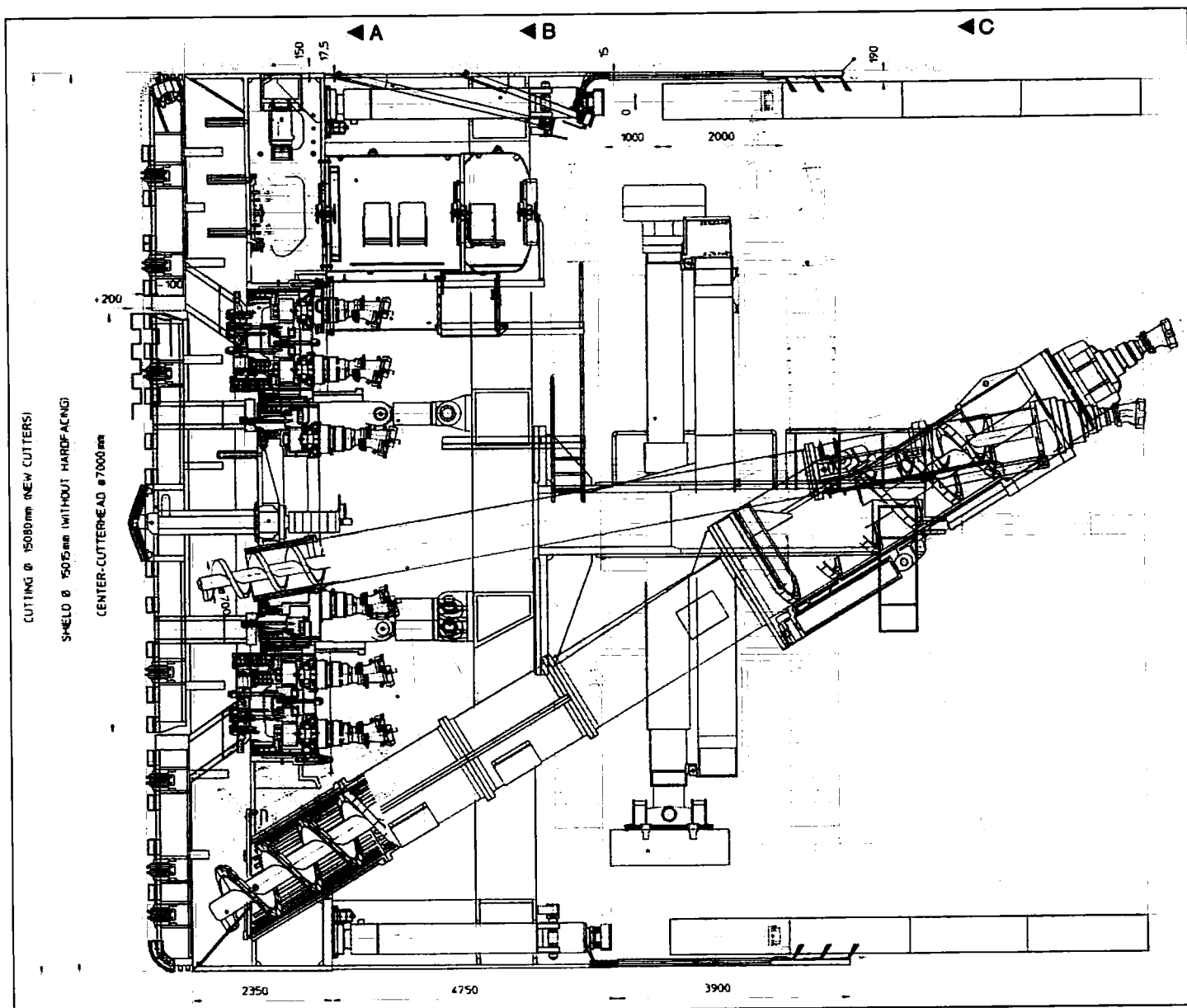


Fig. 9. Máquina Herrenknecht. Sección de cabeza y escudo.

de corte. La parte anterior mide 6.5 m hasta la junta. Esta es junta activa, con gatos activos, y el escudo de cola mide 5 m. está dotado de 4 anillos de cepillos de cola, para evitar entradas de la lechada de inyección del gap que tanto se sufrieron en las máquinas viejas de Metro.

### 3. Espesor y despiece del anillo. Brazo erector

El diseño del anillo se ha hecho de la forma habitual, que puede verse en detalle en la referencia (9). Dadas las dimensiones del túnel y de la máquina el anillo está

formado por 10 dovelas de hormigón armado de 60 cm de espesor, de las que 9 son grandes de  $37.9^\circ$  de sector y la restante es la clave, de  $18.9^\circ$  de sector. La longitud del anillo es de 2 m. La longitud transversal de las piedras grandes es de 4.76 m en su cara exterior, y su peso es de 13.1 t. El diámetro exterior del anillo es de 14.65 m, y el interior de 13.45 m. La unión entre dovelas se diseña por medio de 2 bulones roscados de 28 mm de diámetro, con la hembra taco tipo 28-160 embebida en la dovela opuesta, dos unidades por cada cara transversal de dovela. Se disponen también 2 biconos de centrado en cada cara transversal de la dovela. En total cada dovela larga lleva 14 pernos de unión con las adyacentes y cuatro biconos de centrado.

(9) Oteo, C y Mendaña, F. "Criterios de diseño del anillo de revestimiento de los túneles con tuneladora del Metro de Madrid" II Jornadas Técnicas sobre la Ampliación del Metro de Madrid 1995-99. Colegio de Caminos.

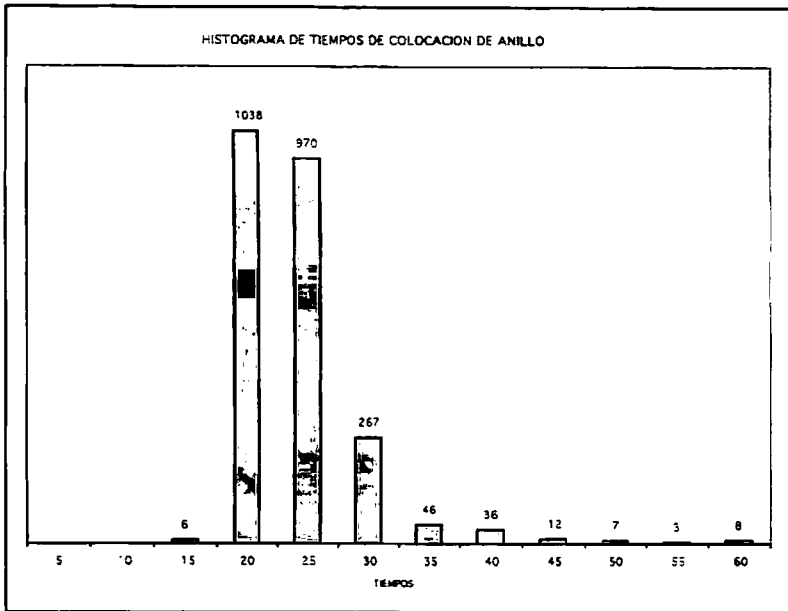


Fig. 10. Tiempos de colocación de un anillo en la Ampliación de Metro.

El peso total del anillo de revestimiento, de 2 m de longitud, es de 125 t. El peso del terreno que ocupaba el anillo es de aproximadamente 606 t, de forma que el túnel flota en el terreno, descargándole de unas 482 t en dos metros de longitud, es decir, descargando 241 t/m, lo que se tiene en cuenta para los cálculos de subsidencias, por la fuerte descompresión de los niveles de terreno situados bajo la contrabóveda del túnel.

En las tuneladoras viejas de la Ampliación de Metro los tiempos empleados en colocación del anillo, con 7 piedras, oscilaron entre 20 y 25 minutos, con el histograma de la figura 10. En la máquina que hizo 5 obras los tiempos medios bajaron de 40 minutos en la primera obra a 25.2 en la segunda, 22.8 en la tercera, 22.0 en la cuarta y 21.7 en la última obra, el tramo de Móstoles de Metrosur.

Para 9 piedras los tiempos esperados con el mismo equipo humano y la misma máquina serían en principio de  $25 \cdot (9/7) = 32$  minutos como media. Pero es una máquina enorme y nueva, y en lugar de subir las piedras a 8.5 m como en las pequeñas máquinas de la ampliación de Metro, hay que subirlas ahora 14.6 metros. No parece probable que estos tiempos puedan bajar de unos 40 minutos por anillo.

En consecuencia la solución óptima es sin duda disponer en estas grandes máquinas un doble erector, de forma que cada uno de los dos brazos coloque la mitad de las piedras. Pero lamentablemente todavía no existe en los fabricantes la tecnología necesaria. En los diseños actuales el erector está sujeto en voladizo a la mampara de proa, y doblar la carga en el extremo del voladizo no es posible aún. Además el movimiento longitudinal que tiene que tener el erector para colocar la piedra, especialmente la de cierre, hace imposible compatibilizar dos

brazos independientes. Lo que se ha hecho es disponer un erector de un solo brazo, pero que tiene un equipo de agarre y colocación de dovela en cada extremo, en lugar de uno sólo en un extremo como en las tuneladoras pequeñas del Metro. De esta forma los movimientos de giro del erector se reducen a la mitad, dado que terminada de colocar una determinada piedra, en la zona superior por ejemplo, el otro extremo del brazo está abajo, junto a la nueva piedra que acaba de llegar de la mesilla portadora, y se ganan así unos pocos minutos de giro y posicionamiento del erector. Un esquema puede verse en la figura 11.

#### 4. Empuje total máximo

El empuje total que puede dar la máquina es, junto con el par motor de la cabeza de corte, una de las características más importantes. El empuje debe ser capaz de absorber los empujes del terreno en cabeza, en el frente del túnel, de forma que éste no venga dentro ni siquiera se deforme, además de absorber los rozamientos entre escudo y suelo y el rozamiento con los anillos que van saliendo. Debe también disponer de una reserva de empuje que sea capaz de desbloquearlo si se acodala. Resumiendo, puede decirse que el empuje de la máquina debe ser capaz de:

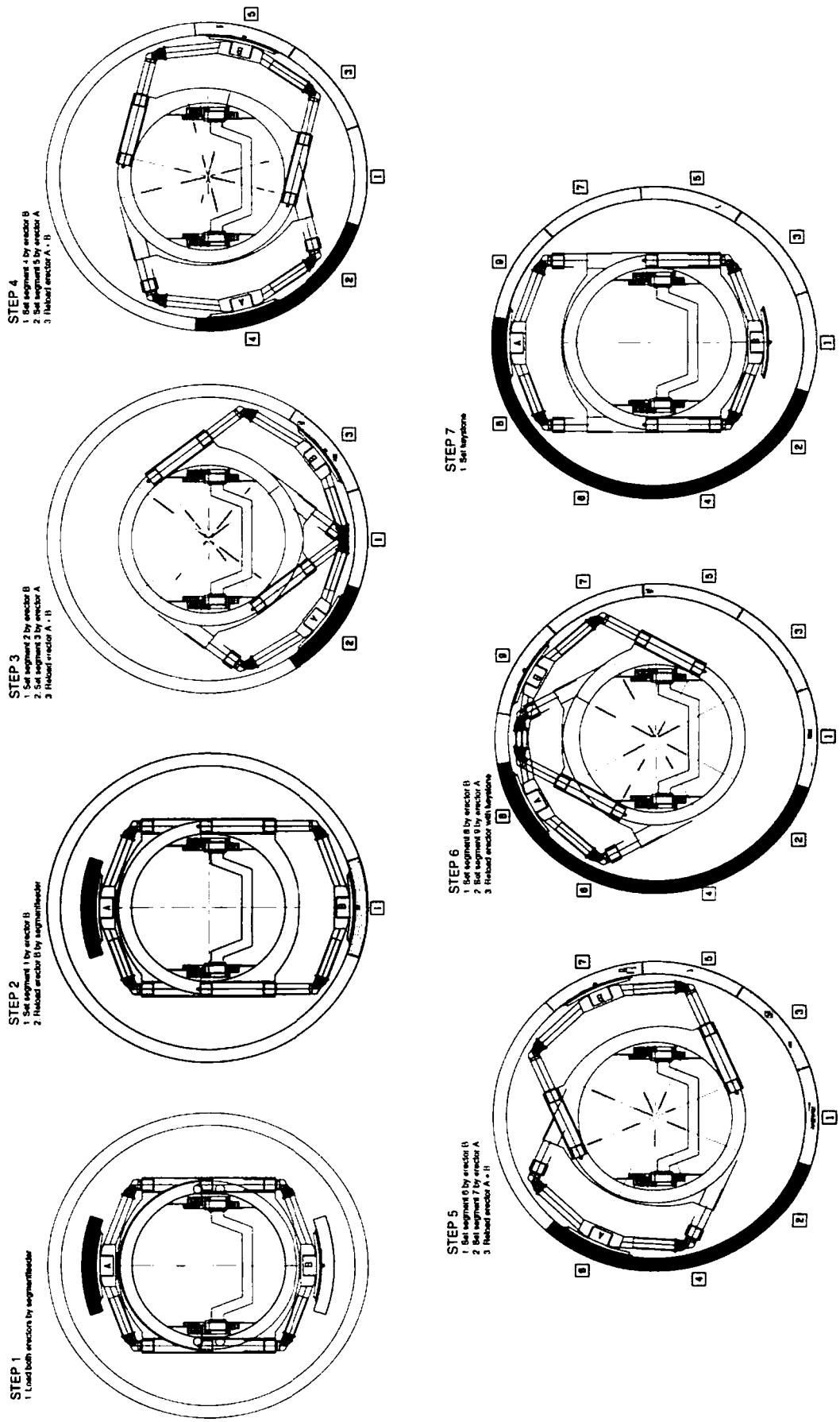
- 1.- Eliminar las deformaciones horizontales del terreno en el frente del túnel
- 2.- Sostener el empuje efectivo horizontal del suelo (activo, en reposo o incluso pasivo)
- 3.- Sostener la presión intersticial del agua en el terreno
- 4.- A veces, como ha ocurrido alguna vez, es conveniente poder empujar al terreno en cabeza para anular las deformaciones verticales en el eje del túnel, en superficie, delante de la máquina, e incluso para crear levantamiento en esa zona. En este caso debe ser capaz de llegar a superar el empuje pasivo del terreno.
- 5.- Superar el rozamiento entre terreno y escudo en toda la superficie de éste.

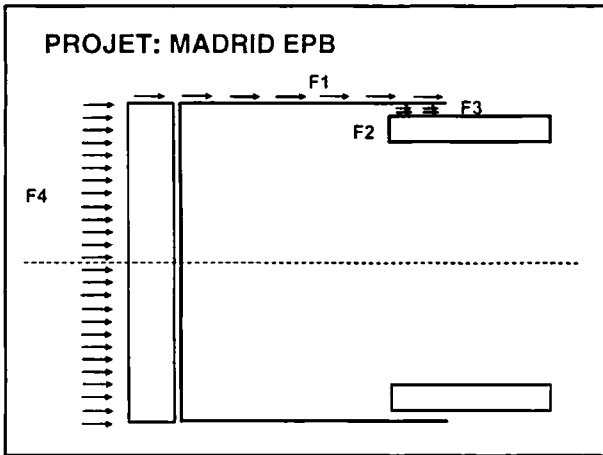
En la referencia 1 se presentaron diversos métodos de cálculo o estimación del empuje necesario en la máquina, que no van a repetirse aquí.

#### Empuje de las tuneladoras pequeñas de las ampliaciones de Metro

Como se ha dicho, en el caso de las máquinas de Metro el autor decidió prescindir de los métodos utilizados hasta 1995, basados en estimaciones empíricas como la

Fig. 11. Máquina Herrenknecht:  
Funcionamiento del  
erector de doble  
cabeza.





de 100 t por m<sup>2</sup> de superficie. Otra estimación que se desechó fue la de uno de los fabricantes, resumida como sigue:

$$\text{Empuje necesario } F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

F<sub>1</sub> = Rozamiento escudo-terreno, que calcula de la forma siguiente:

$$F_1 = \mu_1 (2 (P_v + P_h) L D + W)$$

donde  $\mu_1$  es el correspondiente coeficiente de rozamiento, que estiman en 0.30 sin más detalles. P<sub>v</sub> es la tensión vertical en el eje del escudo, que para una profundidad de 18.6 m y un terreno arenoso de peso específico aparente 1.82 t/m<sup>3</sup> calculan ser 43.4 t/m<sup>2</sup>. P<sub>h</sub> es la tensión horizontal, que obtienen directamente de la vertical aplicando el coeficiente de empuje activo que estiman en 0.33 para un ángulo de rozamiento interno de 30°. L y D son la longitud y el diámetro del escudo, que eran de 10.14 m y 9.35 m respectivamente para las máquinas pequeñas, y W es el peso del escudo, que toman como 850 t. Obtenían así F<sub>1</sub> = 3549 t.

F<sub>2</sub> es el rozamiento entre el escudo y las dovelas que van a salir de él ya montadas en su anillo. Lo calculan por medio de la expresión F<sub>2</sub> = 3 μ<sup>2</sup> Ws, donde μ<sup>2</sup> es el rozamiento entre anillo y dovela, que toman 0.30. Ws es el peso de un anillo completo, que toman como 36 t. Obtienen así F<sub>2</sub> = 32.4 t.

Finalmente, la fuerza sobre el frente F<sub>4</sub> (suponen F<sub>3</sub> = 0) es obtenida por la expresión F<sub>4</sub> = A (P<sub>h</sub> + P<sub>w</sub>), donde A es el área del escudo, P<sub>h</sub> es la tensión horizontal anterior y P<sub>w</sub> es la presión intersticial. Obtienen así F<sub>4</sub> = 1.834 t. De acuerdo con estas estimaciones proponían para las tuneladoras pequeñas de Metro un escudo cuyo empuje total en servicio fuera de F = 3.549 + 32 + 1834 = 5.415 t. Esta estimación fue también rechazada por parecernos sumamente simplista. La estimación del empuje necesario se

realizó de acuerdo con las hipótesis siguientes. En la Hipótesis 1 se considera una profundidad de 30 metros en el eje del túnel, y una densidad sumergida del terreno de 0,8 T/m<sup>3</sup>. Se considera también el nivel freático en superficie, porque aunque no lo esté siempre pueden aparecer bolsadas arenosas con niveles freáticos, como ha ocurrido en muchas ocasiones en el Metro de Madrid. El coeficiente K de empuje se considera al reposo, K<sub>0</sub>, e igual a 0,8. De esta forma el empuje necesario para soportar el frente es de 3.500 Tn. El rozamiento entre suelo y escudo actúa en una superficie de casi 300 m<sup>2</sup> y se considera un rozamiento o adhesión metal-terreno igual al 60% de la cohesión. Tomando como cohesión el valor de 10 T/m<sup>2</sup> resulta un rozamiento total de unas 1.800 Tn. De esta forma resulta un empuje necesario total de 5.300 Tn, y si se especifica, debe hacerse, una reserva de desbloqueo del 20%, el empuje horizontal necesario resulta ser de 6.334 Tn. Obsérvese que el rozamiento es mucho menor, en casi 2.000 t, que el estimado por el fabricante. Si se aceptamos como válido, el empuje necesario sería del orden de las 8.000 t. En la Hipótesis 2 se considera una densidad sumergida de 1,2 T/m<sup>3</sup>; y un coeficiente de empuje al reposo de 1,2, valor que ha sido medido o estimado in situ en varias zonas de Madrid. El empuje así obtenido resulta ser del orden de las 7.000 Tn estrictas, y de 8.400 Tn con la reserva del 20%. Si además se considera el caso en que la máquina debe alcanzar o incluso superar el empuje pasivo para anular subsidencias en el frente, caso que puede ocurrir y ha ocurrido, el coeficiente de empuje pasivo K<sub>p</sub> es como sabemos superior al activo y al reposo. Para un suelo sin cohesión sabemos que la teoría nos da para el coeficiente de empuje pasivo el valor K<sub>p</sub> = (1+sen φ)/(1-sen φ), que para n = 30° vale K<sub>p</sub> = 3. En caso de terreno con cohesión y rozamiento interno, el coeficiente de empuje pasivo, o mejor dicho, la tensión horizontal sh a la profundidad h viene dada por la conocida expresión clásica de Geotecnia básica

$$\sigma_h = K_p \sigma_v + 2c \sqrt{K_p}$$

donde  $\sigma_v$  es la tensión vertical en el punto estudiado. Esto quiere decir que el coeficiente de empuje será incluso mayor que el K<sub>p</sub> correspondiente a los suelos sin cohesión. Por ejemplo, para un tosco con una cohesión de 10T/m<sup>2</sup> y un rozamiento de  $\nu = 30^\circ$ , a 25 metros de profundidad  $\sigma_v = \gamma_h = 25m \cdot 2 T/m^3 = 500 \text{ kg/cm}^2$ . Por tanto la tensión horizontal a vencer es  $\sigma_h = 3 \cdot 500 + 2 \cdot 10 \cdot \sqrt{3} = 1500 + 34.6 = 1534.6 \text{ kg/cm}^2$ , es decir, el coeficiente de empuje pasivo casi vale 4. Para estos casos, y tomando un coeficiente de empuje de 3, el resultado es el reflejado en la tabla 5.

El autor decidió finalmente especificar para las tuneladoras de las Ampliaciones de Metro de Madrid un em-

Tabla 5

Tuneladoras de  $\varnothing 9.4$  m de la ampliación del Metro  
Empuje horizontal necesario

Altura de tierras sobre el eje	30,0 m
Densidad sumergida	1,2 t/m <sup>3</sup>
Presión efectiva vertical	36,0 t/m <sup>2</sup>
K. Coeficiente empuje pasivo	3,0
Presión efectiva horizontal	108,0 t/m <sup>2</sup>
Presión intersticial	30,0 t/m <sup>2</sup>
Presión horizontal total	138,0 t/m <sup>2</sup>
Diámetro escudo	9,5 m
Área corte	70,9 m <sup>2</sup>
Fuerza horizontal	9.782,0 t
<hr/>	
Cohesión	10,0 t/m <sup>2</sup>
Adhesión	6,0 t/m <sup>2</sup>
Perímetro escudo	29,8 m
Longitud escudo	10,0 m
Superficie total	298,5 m <sup>2</sup>
Fuerza rozamiento	1.791,0 t
<hr/>	
Fuerza total	11.572,0 t
Empuje necesario con reserva del 20%	13.887,0 t
<hr/>	
Número de gatos	26,0
Empuje necesario por gato, Tn	534,0 t

puje horizontal máximo de desbloqueo de 10.000 Tn. De acuerdo con ello las tuneladoras Mitsubishi transmiten un empuje máximo de desbloqueo de 100.000 kN y un empuje máximo nominal en modo excavación de 80.000 kN a la cabeza de corte. Este empuje se transmite por medio de 26 gatos de 340 mm de diámetro de pistón y 280 mm de diámetro de vástago, y con una carrera total de 2.30 metros para el ancho de anillo de 1.5 metros. La presión máxima de los circuitos hidráulicos es de 340 bares en modo excavación y de 425 bares en modo desbloqueo. Las tuneladoras Herrenknecht de 9.50 tienen un empuje máximo de 10.000 t que se transmite por medio de 26 gatos dobles.

La presión que los gatos pueden aplicar a los 70.9 m<sup>2</sup> de superficie de la cabeza es por lo tanto de 14.1 kp/cm<sup>2</sup>, es decir, 141 N/cm<sup>2</sup> o 1410 kN/m<sup>2</sup>.

#### Empuje de las tuneladoras grandes de la M-30

De acuerdo con la experiencia de estas tuneladoras de Metro y a la vista de que en varias ocasiones hubiera sido conveniente disponer de un empuje aún mayor, especialmente en las situaciones de bloqueo de la máquina, las grandes tuneladoras de la M-30 se dimensionan con un empuje que aplique al menos la misma presión

media de contacto de 14 k/cm<sup>2</sup>. Para el diámetro de 15.07 m el área de cabeza resultante es de 178.3 m<sup>2</sup> y con la misma presión media para empuje máximo el empuje total necesario resulta ser de como mínimo 25.170 toneladas. Y como en algunos momentos de la construcción de los túneles de la Ampliación de Metro se observó que hubiera sido muy bueno disponer de más empuje, esta cifra debía aumentarse si era posible.

#### Máquina Mitsubishi

El fabricante Mitsubishi finalmente ha llegado a una estimación del empuje necesario de 28.500 t, empuje proporcionado por 57 gatos de 500 t cada uno. La estimación se basa en las hipótesis siguientes:

El empuje máximo necesario F es la suma de las componentes siguientes

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

donde:

F<sub>1</sub> es la resistencia por rozamiento entre el suelo y el escudo

F<sub>2</sub> es la resistencia por rozamiento entre el anillo y el escudo

F<sub>3</sub> es la resistencia debida al arrastre del backup

F<sub>4</sub> es la resistencia debida a la presión en el frente

y se estiman de la forma siguiente.

F<sub>1</sub> resistencia por rozamiento entre el suelo y el escudo

$$F_1 = \mu_1 \left[ \frac{\pi}{2} (P_v + P_h) LD + W \right]$$

donde:

D = diámetro exterior del escudo

L = longitud total del escudo

W = peso total del escudo

P<sub>v</sub> = carga vertical

P<sub>h</sub> = carga horizontal

$\mu_1$  = coeficiente de rozamiento entre escudo y terreno

F<sub>2</sub> resistencia por rozamiento entre el anillo y el escudo

$$F_2 = 2\mu_2 W_S$$

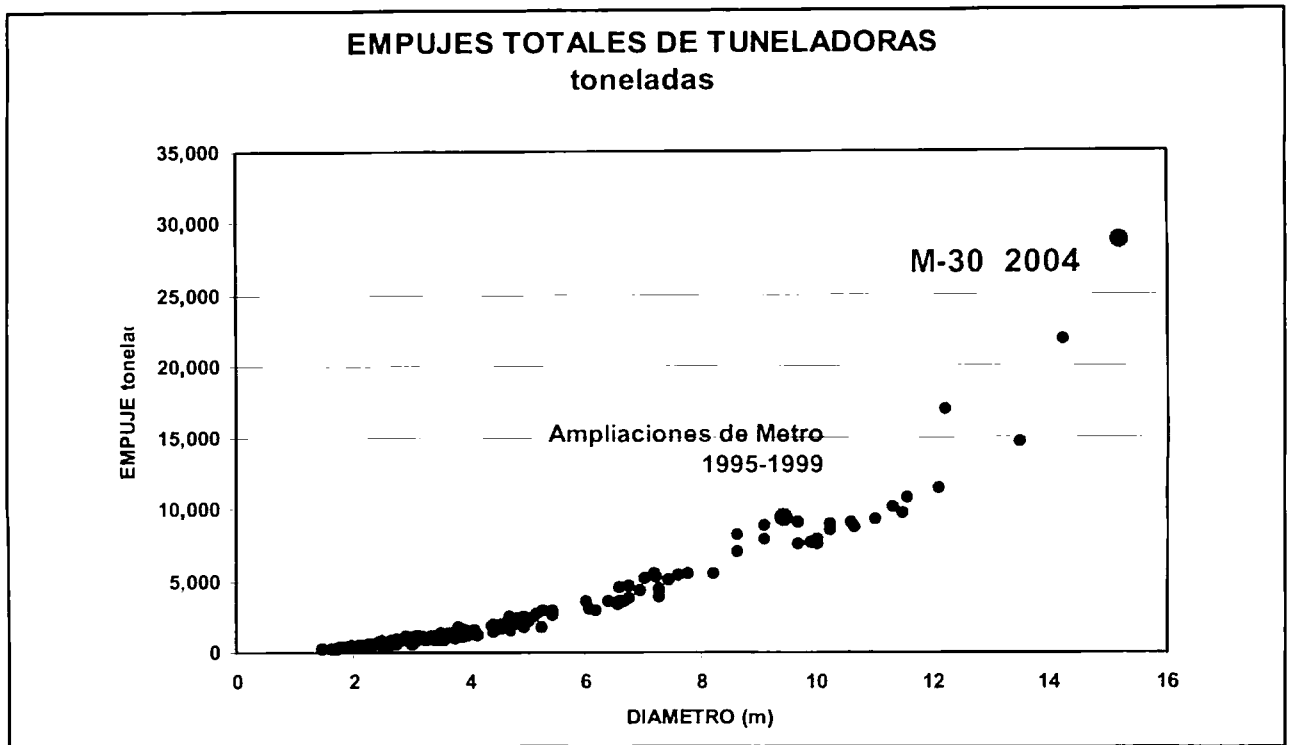
donde W<sub>S</sub> = peso de un anillo

F<sub>3</sub> resistencia debida al arrastre del backup

$$F_3 = \mu_3 W_G$$

donde W<sub>G</sub> = peso del backup

Fig. 12. Empuje total de las máquinas de la M-30.



$F_4$  resistencia debida a la presión en el frente

$$F_2 = \pi D^2 \frac{P_W}{4}$$

donde  $P_W$  = presión hidrostática en el frente

Los datos son los siguientes:

Altura de tierras sobre clave, m	.....	.60
Altura del nivel freático sobre clave, m	.....	.20
Rozamiento interno del terreno,°	.....	.30
Cohesión del terreno, kPa	.....	.0
Peso específico del terreno seco, kN/m³	.....	.18000
Peso específico sumergido	.....	.8000
Carga en la superficie, kN/m²	.....	.294000
Diámetro exterior, m	.....	14.93
Longitud total del escudo, m	.....	13.08
Peso total del escudo, kN	.....	.27000
Peso total del backup, kN	.....	.15000
Peso de un anillo, kN	.....	.1450
Rozamiento escudo-terreno	.....	.0.3
Rozamiento anillo-escudo	.....	.0.5
Rozamiento rueda-carril	.....	.0.2

El empuje total necesario resulta entonces a Mitsubishi

$$F = f (F_1 + F_2 + F_3 + F_4)$$

donde "f" es el coeficiente de seguridad adoptado.

Con una altura H de terreno sobre clave, una cohesión c y un peso específico g, la altura de tierras  $H_1$  y el ancho B que se consideran para el cálculo de los esfuerzos vertical y horizontal sobre el escudo se toman de la teoría de Terzaghi, donde  $P_0$  es la sobrecarga en superficie.

$$B = \frac{D}{2} \left[ \operatorname{tg} \left( 45 - \frac{\phi}{2} \right) + \frac{1}{\cos \left( 45 - \frac{\phi}{2} \right)} \right]$$

$$H_1 = \frac{B - \frac{C}{K_0 \operatorname{tg} \phi}}{\gamma} \left( 1 - e^{-K_0 \gamma \frac{H}{B}} \right) + \frac{P_0}{4} e^{-K_0 \gamma \frac{H}{B}}$$

Y finalmente, siendo  $\gamma'$  el peso específico sumergido y  $K_1$  el coeficiente de empuje activo, las presiones vertical  $P_V$  y horizontal  $P_H$  que actúan sobre el escudo resultan ser

$$P_V = \gamma' \left( H_1 + \frac{D}{2} \right)$$

$$P_H = K_1 \gamma' \left( H_1 + \frac{D}{2} \right)$$

En la figura 12 puede verse, en ejes coordenados diámetro-empuje total, la situación de las máquinas de la M-30 con respecto a otras máquinas.



## Máquina Herrenknecht

El fabricante Herrenknecht ha llegado a una estimación similar del empuje necesario, que ha fijado en 276.390 kN, obtenido con 57 gatos de 3 m de carrera.

### 5. Par motor y potencia en la cabeza de corte

En 1996, al estimar el par motor y la potencia necesaria para las tuneladoras de las ampliaciones de Metro, se estudió el estado del arte correspondiente, y se analizaron los estudios efectuados por algunos de los ofertantes, estudios de los que las partes más importantes se resumen a continuación.

#### Estimación n° 1 de 1996

A continuación se resume la estimación del par motor necesario en la cabeza de corte, realizada por un Ing. Consultor de túneles, incluida en las ofertas recibidas en su momento en la licitación de las obras de aquella primera gran ampliación de Metro de Madrid.

"La velocidad de rotación de la cabeza de corte conviene que sea moderada ya que la mayor parte de la energía consumida en su accionamiento es consumida por el rozamiento de la masa de tierras dentro de la cámara de la cabeza de corte. La velocidad de rotación es aquella que mantiene en agitación la mezcla de la masa de tierras, agua y espuma de modo que la mezcla permanezca homogénea. Aunque este valor depende de muchos factores, como son: tipo de suelo, humedad, tipo de espuma, forma de la cámara, etc., en la práctica suele considerarse una velocidad de rotación tal que, al menos, se alcance una velocidad periférica de unos 18 m/minuto. En nuestro caso, esto supone que la velocidad de rotación debe ser al menos de 0,6 RPM.

El espesor de la rebanada del suelo excavada por los elementos de corte viene determinado por la altura de las picas o cuchillas sobre el borde de la cabeza de corte. Esta altura  $h$  depende del diseño constructivo, pero no puede ser grande, pues aumentaría el peligro de rotura de las picas por flexión. Por esta razón no suele pasar de 8 a 10 cm. Vamos a tomar un valor muy usual  $h = 8$  cm. Considerando, como es habitual, que en la cabeza se disponen las herramientas de corte de forma que se vayan arrancando simultáneamente dos capas y que los dientes se introduzcan un 80 % de su altura, resulta un espesor de arranque por vuelta de la cabeza de corte de:  $E = 2 \times 8 \times 0,5 = 8$  cm. La velocidad de avance impuesta por los cilindros de empuje, en realidad, es la que impone el espesor de corte. Viene ligado su valor con el del espe-

sor de corte deseado y la velocidad de rotación de la cabeza. Así pues, para conseguir un espesor de 8 cm por vuelta, con una velocidad de rotación de 0,6 rpm la velocidad de avance deberá ser  $V = N \times E = 0,6 \times 8 = 5$  cm/min.

El par motor necesario para accionar la cabeza de corte tiene dos componentes principales: el primero es el par necesario para el arranque del material. Este depende de la resistencia del suelo, del espesor arrancado y del diámetro de la cabeza. La fuerza de arranque depende del factor de resistencia por  $m^2$  de sección arrancada. En nuestro caso, y dados los suelos que se espera encontrar, este factor no pasará de los 80 t/ $m^2$  con lo que la fuerza para el arranque será:

$$FA = 80 \times 0,08 \times 9,12 = 58,4 \text{ t}$$

Y el par necesario para vencer esta fuerza será  $P_1 = 58,4 \times 9,12 / 4 = 133 \text{ t m}$

El segundo componente del par es el necesario para vencer los rozamientos y asegurar la mezcla en la cámara de la cabeza de corte, y depende de la forma de la cámara, de su tamaño y de la "fluidéz" de los materiales en el interior de la cámara. Para su estimación se suele utilizar la siguiente fórmula empírica:

$$P_2 = 2 D^3 = 2 \times 9,12^3 = 1517 \text{ t m.}$$

Con lo que el par motor a 0,6 RPM. será  $P_m = 1650 \text{ t m.}$

A la velocidad de rotación considerada y con un factor de rendimiento entre motor eléctrico y cabeza de corte de valor 0,70, la potencia necesaria para accionar la cabeza de corte será:

$$P = (2 \times 3,14 \times 0,6 / 60) \times (1650 \times 10) / 0,7 = 1481 \text{ kW.} "$$

Esta estimación no nos pareció adecuada, pese a que los equipos de Lisboa, del mismo diámetro que las EPB de 1996 de Madrid, tenían este par motor.

#### Estimación n° 2 de 1996

Alguno de los fabricantes nos indicó que la estimación del par motor necesario en la cabeza de corte se hacía regularmente por medio de la expresión empírica

$$P_2 = 2 D^3 = 2 \times 9,4^3 = 1660 \text{ t m.}$$

y que efectivamente, esa era la potencia instalada y el par motor de las máquinas del Metro de Lisboa, que en esa época llevaban tiempo construyendo el Metro en esa ciudad.

PAR MOTOR (kNm) EN LINEA 9 A BARAJAS

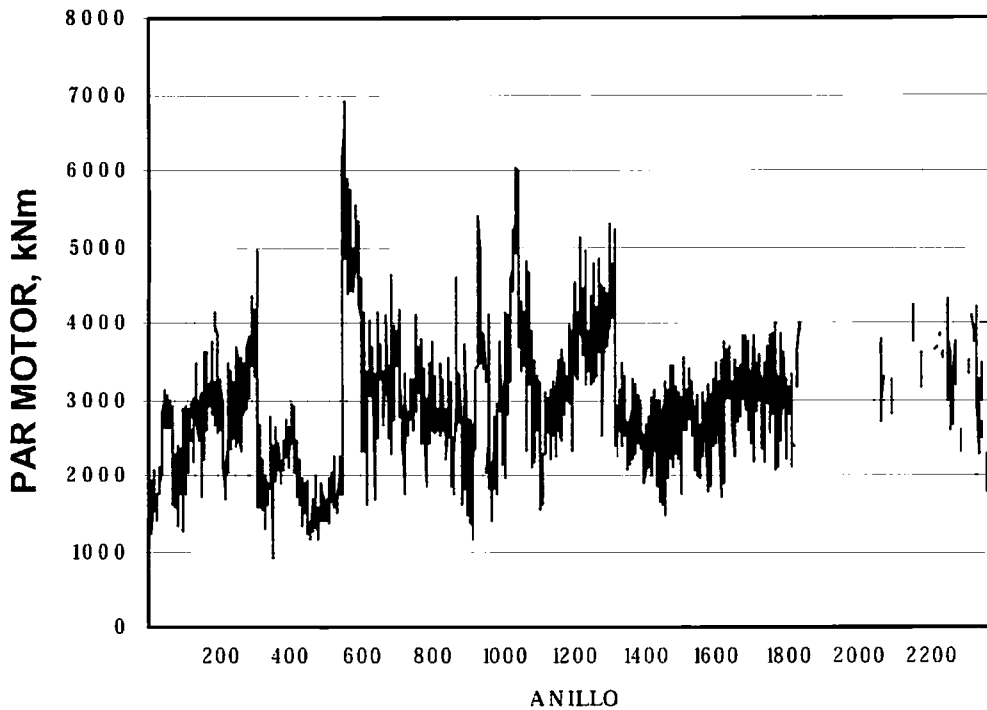


Fig. 13. Par motor absorbido en trabajo normal. Línea 8 a Barajas.

Estimación del autor en 1996

El par motor de la cabeza de corte es la característica más importante, con el empuje, de las tuneladoras. Una estimación rápida, intuitiva y sencilla de las condiciones de trabajo pésimas puede hacerse suponiendo que en toda la superficie de la cabeza actúa una fuerza que se opone al movimiento, fuerza que englobe tanto al rozamiento suelo-frente del escudo como a las fuerzas de rotura del suelo por los dientes o picas. Y esta sencilla estimación arrojaba valores muy superiores a los anteriores que se recomendaban para Madrid.

Suponiendo que estos esfuerzos pueden representarse por una fuerza tangencial  $t$  que actúa en toda la superficie de la cabeza y que es la cohesión del terreno o la adhesión acero-terreno, el par motor necesario puede estimarse integrando a lo largo del radio el par elemental a vencer en un anillo de ancho  $dr$  situado a la distancia  $r$  del eje. Puede comprobarse por una simple integración que el par total resulta ser

$$M = (2/3) \pi \tau R^3$$

Para el caso de las tuneladoras de 1996 de Madrid  $R = 9.4/2 = 4.7$  m y una  $\tau$  de 10 t/m<sup>2</sup> resulta un momento a ven-

cer de 2175 mT. Se decidió en consecuencia especificar para el par motor de esas tuneladoras un mínimo de 2000 mT.

Las tuneladoras Mitsubishi de Madrid transmiten a la cabeza de corte un par motor nominal máximo de 16.730 mkN, y un par de desbloqueo de 21.750 mkN. Este par se transmite por medio de 10 motores de 200 kW, con un motor-reductor con relación corona/piñón de 15/158. Los 10 motores dispnen de 5 variadores de frecuencia de 0 a 123 Hz que permiten variar su velocidad de 750 (nominal) a 1.850 rpm.

Estimaciones para las grandes tuneladoras de D = 15 m de la M-30

Siendo proporcionales al cubo del diámetro tanto el par motor como la potencia instalada en la cabeza de corte, la potencia necesaria para el par de desbloqueo en estas tuneladoras para que se comporten mejor que las diseñadas en 1996 será, como mínimo, en opinión del autor,

$$M_{2004} = M_{1996} \left( \frac{15.1}{9.4} \right)^3 = 4.12 \quad M_{1996} = 8240 \text{ mt}$$

En condiciones normales de trabajo y en terreno no muy suelto, las cuchillas de las picas van cortando el te-

rreno y éste, ya suelto, entra en la cámara por las aberturas de la cabeza. En estas condiciones el par necesario no es muy alto, como se ve en la figura 13 en el gráfico del par consumido por La Adelantada en la línea 8 a Barajas, donde en general se mantuvo por debajo de los 400 mT.

Pero en las condiciones excepcionales, que son las que deben mandar en el diseño de la máquina, el terreno fluye en el frente que está siendo cortado por las picas, y llega a entrar en contacto con la superficie de la cabeza cortadora. En estas condiciones el par motor debe ser el suficiente para vencer la adhesión terreno-aceero y el rozamiento entre los mismos. Este es el caso pésimo de funcionamiento de la máquina, y lamentablemente es el más frecuente.

### Máquina Mitsubishi

Según los cálculos de la casa Mitsubishi el par motor necesario es la suma de los componentes siguientes:

- T<sub>1</sub> = corte del terreno
- T<sub>2</sub> = rozamiento entre terreno y cabeza cortadora
- T<sub>3</sub> = rozamientos internos, radiales, de la máquina (rozamiento principal)
- T<sub>4</sub> = rozamientos internos, longitudinales, de la máquina
- T<sub>5</sub> = sellos de la cabeza
- T<sub>6</sub> = movimiento y batido del terreno dentro de la cámara

#### T<sub>1</sub> par debido al corte del terreno

El esquema del corte del terreno por una pica, según el fabricante, es el dado en la figura 14.

La resistencia al corte H<sub>a</sub> que actúa en una pica de ancho B<sub>0</sub> varía según el suelo sea friccional o cohesivo, de acuerdo con las expresiones empíricas siguientes obtenidas por el fabricante.

- Suelo friccional (arenoso)  $H_a = 1.8 E_s B_0 t^2 10^{-0.56\alpha}$
- Suelo cohesivo (arcilloso)  $H_a = 2.1 E_c B_0 t^2 10^{-0.22\alpha}$

donde t es el volumen cortado, a el ángulo de ataque de la pica, y los módulos medios de los suelos son los siguientes:

	ES (N/cm <sup>2</sup> )	EC (N/cm <sup>2</sup> )
arena seca suelta	0.08 - 0.1	arcilla arenosa 1 - 3
arena sumergida blanda	0.1 - 0.2	arcilla 4 - 12
arena sumergida densa	0.2 - 0.4	arcilla dura 8 - 20
grava	0.2 - 0.4	

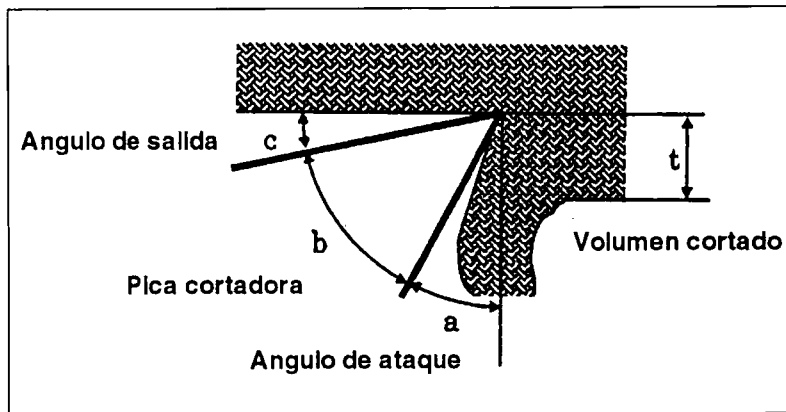


Fig. 14. Esquema de corte de una pica.

El volumen de corte t viene dado por la expresión

$$t = \frac{v}{KN}$$

donde v es la velocidad de avance del escudo, K el número de cortes por vuelta y N la velocidad angular de la cabeza. Con estos valores, el par T<sub>1</sub> necesario para el corte viene dado por la expresión

$$n = K \frac{D}{2B_0}$$

siendo n el número de picas de corte y R<sub>m</sub> el radio medio de la posición de las picas en la cabeza

$$R_m = \frac{D}{4}$$

Para V = 6.6 cm/minuto, N=1.05 rpm, K=8, E<sub>c</sub> = 12 N/cm<sup>2</sup>, B<sub>0</sub> = 15 cm, α = 0.35 radianes, n = 398, R<sub>m</sub> = 373 cm y D=14.93 m resulta

$$T_1 = 370 \text{ m kN}$$

#### T<sub>2</sub> par debido al rozamiento entre terreno y cabeza cortadora

La altura de terreno H<sub>1</sub> y el ancho B que se considera que actúan sobre el escudo son, como se ha visto en el empuje,

$$B = \frac{D}{2} \left[ \operatorname{tg} \left( 45 - \frac{\phi}{2} \right) + \frac{1}{\cos \left( 45 - \frac{\phi}{2} \right)} \right]$$

$$H_1 = \frac{B - c}{K_0 \operatorname{tg} \phi} \left( 1 - e^{-K_0 \operatorname{tg} \phi \frac{H}{B}} \right) + \frac{P_0}{4} e^{-K_0 \operatorname{tg} \phi \frac{H}{B}}$$

La presión  $P_F$  del terreno en la cabeza excavadora es

$$P_F = K_1 \left[ \gamma(H_1 - H_W) + \gamma \left( H_W + \frac{D}{2} \right) \right]$$

y donde  $K_1$  es el coeficiente de empuje activo

$$K_1 = \frac{1 - \text{sen}\varphi}{1 + \text{sen}\varphi}$$

El par motor necesario para vencer esta fuerza será

$$T_2 = \mu_1 \left( 1 - \frac{A_s}{100} \right) \frac{2}{3} \pi \left( \frac{D_c^2}{2} \right)^3 P_F 1.5 + \mu_1 \frac{1}{2} \pi D_c^2 L_3 P_F$$

donde  $\mu_1$  es el coeficiente de rozamiento cabeza-terreno.  $A_s$  es el porcentaje de cabeza abierto,  $D_c$  es el diámetro exterior máximo de la cabeza de corte y  $L_3$  es la longitud de la cabeza de corte en su perímetro de contacto con el terreno.

Para  $H=60$  m,  $H_W = 40$  m,  $\gamma = 18000$  kN/m<sup>3</sup>,  $\gamma' = 8000$  kN/m<sup>3</sup>,  $\varphi=30^\circ$ ,  $c = 0$  kN/m<sup>2</sup>,  $P_0=294$  kN/m<sup>2</sup>,  $K_1=0.33$ ,  $D=14.93$  m,  $D_c = 14.93$  m,  $L_3=0.85$  m,  $\mu_1 = 0.3$  y  $A_s = 41\%$ . resultan los valores  $H_1 = 21.9$  m,  $B=12.9$  m,  $P_F = 176.5$  kN/m<sup>2</sup>,  $P_c = 353$  kN/m<sup>2</sup> y de todo ello

$$T_2 = 72353 \text{ m kN}$$

*T<sub>3</sub> par debido a los rozamientos internos, radiales, en el rodamiento principal*

El fundamental es el par necesario para vencer las cargas sobre el rodamiento principal. Si  $W_1$  es el peso de todo el equipo que mueve el rodamiento, fundamentalmente la cabeza de corte, el momento será

$$T_3 = \mu_2 W_1 \frac{D_d}{2}$$

donde  $\mu_2$  es el rozamiento en el rodamiento principal (muy pequeño, aprox. 0.001) y  $D_d$  el diámetro interior del mismo.

Para  $W_1 = 3700$  kN,  $\mu_2 = 0.001$  y  $D_d = 7.5$  m, el par resultante es

$$T_3 = 13.9 \text{ m kN}$$

*T<sub>4</sub> par debido a rozamientos internos, longitudinales, de la máquina*

La fuerza  $P_F$  anterior que actúa sobre la cabeza cortadora origina a su vez una resistencia en el rodamiento

longitudinal de la cabeza de corte. Si el diámetro de éste es  $D_f$ , el par necesario para vencerla es

$$T_4 = \mu_3 \frac{\pi}{4} D_c^2 P_F \frac{D_f}{2}$$

Para  $\mu_3 = 0.001$ ,  $P_F = 176.5$  kN/m<sup>2</sup> y  $D_f = 7.6$  m, el par resultante es

$$T_4 = 117.43 \text{ m kN}$$

*T<sub>5</sub> par debido al rozamiento de los sellos del rodamiento*

Si el diámetro de cada uno de los círculos de sellado es  $D_{Si}$ , y la fuerza en cada sello es  $P_S$  el par necesario se calcula por la expresión siguiente

$$T_5 = \sum \mu_4 \pi D_{Si} P_S \frac{D_{Si}}{2} = \frac{1}{2} \mu_4 \pi P_S \sum D_{Si}^2$$

En la máquina de la M-30 se tiene  $\mu_4 = 0.2$ ,  $P_S = 1$  kN/m, y los sellos son los siguientes

DS (ms)	n°
8.50	1
8.25	2
7.55	2
7.30	1

El par resultante es

$$T_5 = 118.02 \text{ m kN}$$

*T<sub>6</sub> par debido al movimiento y batido del terreno dentro de la cámara*

Siendo  $a_U$  la resistencia a compresión del terreno,  $d_{kn}$  el diámetro de las barras mezcladoras,  $L_{kn}$  su longitud y  $R_{Kn}$  el radio del punto donde están situadas, la expresión del par es

$$T_6 = a_U \sum d_{kn} L_{kn} R_{kn}$$

El fabricante ha tomado el valor  $a_U = 0.025$  MPa = 25000 kN/m<sup>2</sup>,  $d_k = 0.4$  m,  $L_k = 0.9$  m, y 4 barras de mezcla situadas con  $R_k = 7.1$  m más otras 4 con  $R_k = 5.3$  m. El par necesario resulta

$$T_6 = 398.7 \text{ m kN}$$

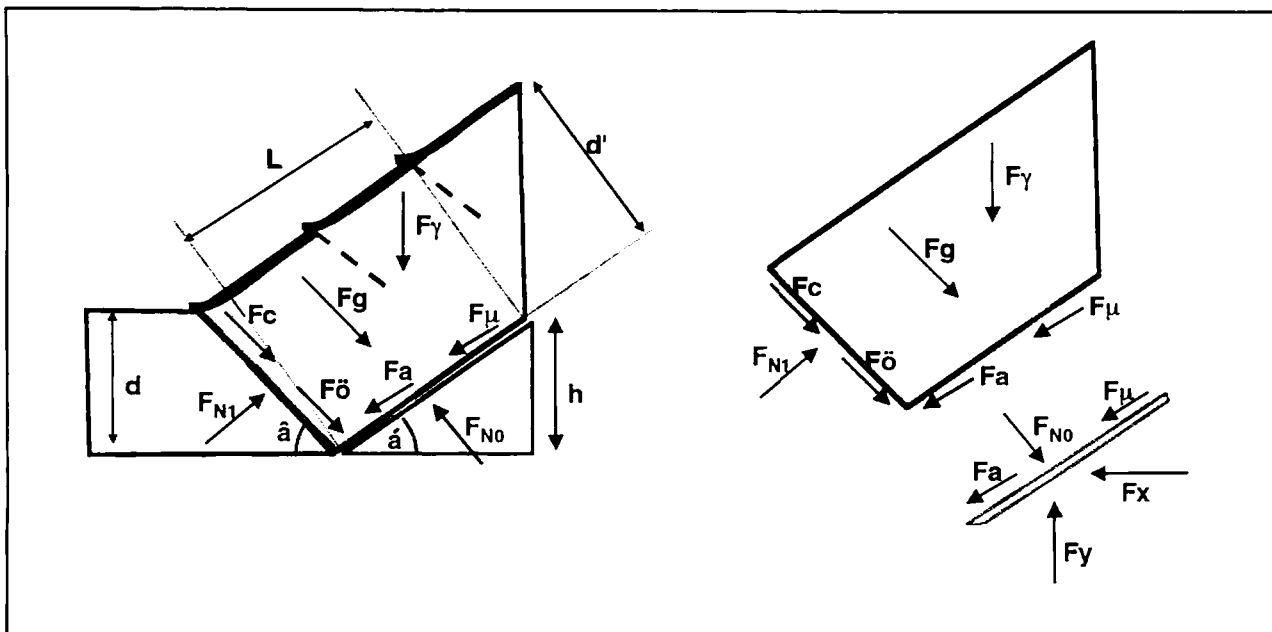


Fig. 15. Esquema de Rowe para cálculo del esfuerzo de corte.

**Par motor necesario. Resumen**

En resumen, el par motor estimado para la gran máquina de la M-30 resulta

Par necesario	m kN	
Corte del terreno con las picas	370.0	0.50%
Rozamiento entre terreno y cabeza	72.353.0	98.61%
Esfuerzos radiales en el rodamiento	13.9	0.02%
Esfuerzos longitudinales en el rodamiento	117.4	0.16%
Rozamiento de los sellos	118.0	0.16%
Batido del suelo en la cámara	398.7	0.54%
Par total necesario	73.371.0	

Se da a la máquina un par motor de 85.700 m kN, con un coeficiente de seguridad de 1.17. Este valor es superior en un 4% al par de 8240 mt estimado por el autor en base al comportamiento de las tuneladoras diseñadas para el Metro en 1996.

Para poder disponer de este par motor a una velocidad de giro de 1 rpm (2π/60 rad/s), que es la habitual en las máquinas de presión de tierras, es necesaria un potencia instalada de

$$P = M \omega = 85700 \text{ m kN} \cdot 2\pi/60 \text{ (1/s)} = 8975.5 \text{ kW} = 9 \text{ MW}$$

**Máquina Herrenknecht**

En el caso del equipo Herrenknecht se llega a un valor similar del par motor necesario, pero la estimación del esfuerzo de corte de cada pica se lleva a cabo con otra

metodología. El Dr.-Ing. Ulrich Rehm, de la casa Herrenknecht, la estima de acuerdo con el esquema presentado por Rowe y Barnes (10) de la figura 15.

La fuerza horizontal  $F_x$  y vertical  $F_y$  de la cuchilla para cortar el espesor "d" de suelo vienen dadas por las expresiones

$$F_x = F_{NO} (\text{sen}\alpha + \mu_{BS}\text{cos}\alpha) + F_c \text{cos}\alpha$$

$$F_y = F_{NO} (\text{cos}\alpha - \mu_{BS}\text{sen}\alpha) - F_c \text{sen}\alpha$$

y la fuerza normal a la cuchilla,  $F_{NO}$ , resulta ser

$$F_{NO} = \frac{F_y (\text{sen}\beta + \mu_{BS} \text{cos}\beta) + F_c + F_g + F_a [-\text{cos}(\alpha + \beta) + \mu_{BS} \text{sen}(\alpha + \beta)]}{\text{sen}(\alpha + \beta)(1 - \mu_{BS}\mu_{BB}) + (\mu_{BS} + \mu_{BB}) \text{cos}(\alpha + \beta)}$$

La fuerza de inercia  $F_g$  es

$$F_g = \frac{\gamma}{g} b d v^2 \frac{\text{sen}\alpha}{\text{sen}(\alpha + \beta)}$$

La fuerza debida a la cohesión es

$$F_c = \frac{c b d}{\text{sen}\beta}$$

La fuerza de adhesión  $F_a$  es

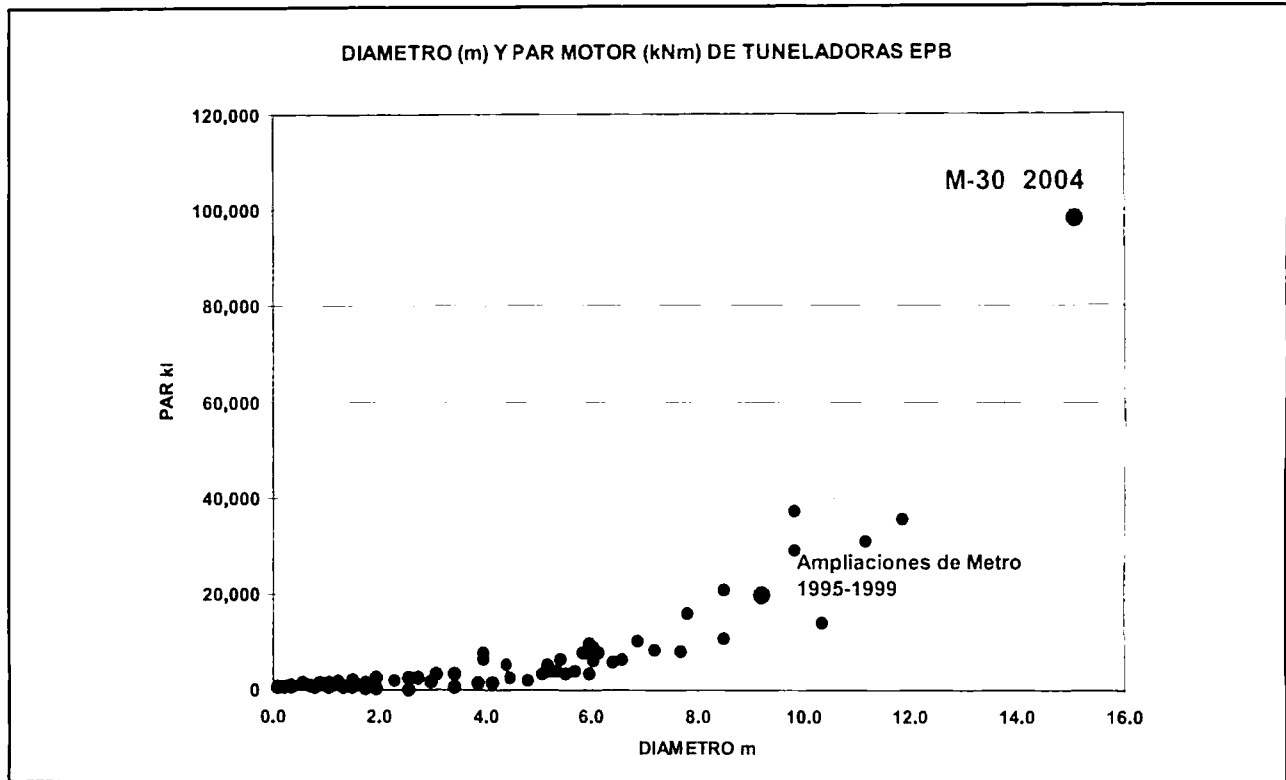
$$F_a = c b l$$

El peso del volumen arrancado es

$$F_y = \gamma b d \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\text{sen}\beta} \left[ L + d \frac{\text{cos}(\alpha + \beta) + \text{sen}(\alpha + \beta) \text{tg}\alpha}{2 \text{sen}\beta} \right]$$

(10) Rowe, R y Barnes, K (1961). Influences of speed on elements of a tillage tool. Transactions of ASAE, Vol 4.

Fig. 16. Par motor de las máquinas de la M-30.



donde  $\mu_{BS}$  es el rozamiento acero-suelo, que toman como  $\text{tg } \delta = 0.34$ ,  $\mu_{BB}$  es el rozamiento interno del suelo ( $\text{tg } \phi = 0.53$ ),  $c$  la cohesión ( $c_U = 85 \text{ kN/m}^2$ ),  $a$  la adhesión ( $59.5 \text{ kN/m}^2$ ) y  $v$  la velocidad de corte ( $1.27 \text{ m/s}$ ). Toman los valores de  $\gamma = 23 \text{ kN/m}^3$ ,  $b$  (ancho de la pica) =  $0.1 \text{ m}$ ,  $L$  (longitud de la pica) =  $0.17 \text{ m}$ , y  $d$  (penetración) =  $0.15 \text{ m}$ . El ángulo de corte  $\alpha$  es de  $60^\circ$  y la inclinación de la superficie  $\beta$  de  $31^\circ$ . Con estas hipótesis y para una presión vertical del suelo de  $\sigma_v = 273.5 \text{ kN/m}^2$  obtiene Herrenknecht los valores siguientes para una pica:

$$F_G = 0.28 \text{ kN}, F_A = 1.03 \text{ kN}, F_C = 2.48 \text{ kN}, F_D = 0.05 \text{ kN}, \\ F_{N0} = 4.73 \text{ kN}, F_Y = 0.09 \text{ kN} \text{ y finalmente } F_x = 13.4 \text{ kN}.$$

Herrenknecht toma el valor de  $13.4 \text{ kN}$  por pica, y el momento que obtiene al integrar para las 264 picas, con un radio medio equivalente al 80% del radio de la máquina, es de  $8684 \text{ kNm}$ .

Como comparación, si calculamos la rotura por empuje pasivo de un elemento de suelo de  $\phi=28^\circ$  y  $c=85 \text{ kN/m}^2$  de  $15 \text{ cm}$  de altura y  $10 \text{ cm}$  de largo, para una presión vertical de  $\sigma_v = 273.5 \text{ kN/m}^2$ , el empuje pasivo en rotura viene dado por la conocida expresión de Rankine

$$\sigma_p = \sigma_v \text{tg}^2 \left( 45 + \frac{\phi}{2} \right) + 2c \text{tg} \left( 45 + \frac{\phi}{2} \right) = 1040.5 \text{ kN/m}^2$$

y para un ancho de pica de  $0.1 \text{ m}$  y una profundidad de corte de  $0.15 \text{ m}$ , suponiendo la misma tensión en toda esa pequeña superficie, resulta un esfuerzo de rotura de

$$F = 0.1 \times 0.15 \times 1040.5 = 15 \text{ kN por pica}$$

Este sería el esfuerzo necesario para que un plano vertical infinitamente rígido rompiera el suelo por empuje pasivo. El esquema de Herrenknecht basado en los trabajos de Rowe, teniendo en cuenta la forma afilada del elemento cortador y sus ángulos de ataque y de corte llega a reducir este valor a la tercera parte.

#### Rozamiento suelo-cabeza

Cuando el suelo ha entrado ya en contacto con la superficie de la rueda cortadora, hay que vencer el momento debido a esta resistencia. La tensión tangencial entre terreno y cabeza viene dada por la expresión

$$\tau_1 = \sigma \mu + a = 400 \text{ kN/m}^2 \times 0.07 + 8.5 \text{ kN/m}^2 = 36.5 \text{ kN/m}^2$$

Y el momento resultante es, en cada cara de la cabeza de corte

$$M_2 = M_3 = (1 - A_0) \int_{R_{ext}}^{R_{int}} 2\pi r^2 \tau_1 dr = 20.994 \text{ kNm}$$

El resto de los componentes del par motor necesario es análogo al visto en el caso del otro fabricante.

### Comparación del par con el de otros equipos

En la figura 16 puede verse, en ejes coordinados diámetro-par motor, la situación de las máquinas de la M-30 con respecto a otras máquinas.

### Motores de accionamiento eléctrico

Las máquinas Mitsubishi tienen accionamiento por motores eléctricos, y las Herrenknecht por motores hidráulicos. Los motores en la máquina Mitsubishi atacan, a través de sus correspondientes reductores, a los dientes de la corona situada en el rodamiento principal, pero en su borde exterior para que el par motor sea mayor, en lugar de en la parte interior como ocurre en las tuneladoras de Metro. Se instalan 28 motores de 358 kW y 6 polos, alimentados a 690V. De esta manera se dispone en cabeza de una potencia total de  $28 \cdot 358 = 10.0$  MW. La máquina lleva también en la parte central unos brazos agitadores accionados asimismo por motores eléctricos.

### Motores de accionamiento hidráulico

Como se ha dicho antes, la máquina Herrenknecht es de doble cabeza. La exterior, que es un anillo de 4.1 m de espesor, lleva un doble círculo de motores que atacan al rodamiento, 24 por dentro y 32 por fuera. La interior, de 7 m de diámetro, lleva 10 motores hidráulicos atacando el rodamiento inferior por el interior. El grupo de bombeo hidráulico que alimenta estos motores tiene una potencia instalada de 15.8 MW, que con el rendimiento del 68% de estos sistemas hidráulicos, lleva 10.7 MW a las cabezas de corte. Las pérdidas de rendimiento del sistema de tracción hidráulica pueden verse en la figura 17.

### Otros métodos de estimación del par necesario

El problema de la estimación del par necesario en las máquinas de presión de tierras, o de todos, es un problema geotécnico de enorme complejidad. Pero hoy tenemos disponibles métodos numéricos también de enorme potencia que, bien aplicados, podrán ayudarnos a estimar con gran rapidez este y otros parámetros necesarios para la construcción de los túneles. En estos momentos el autor está trabajando, junto con los Profs. José M<sup>o</sup> Rodríguez Ortiz y L. Medina, en esto métodos, partiendo del esfuerzo de corte de las picas hasta obtener la expresión del par motor necesario en cada

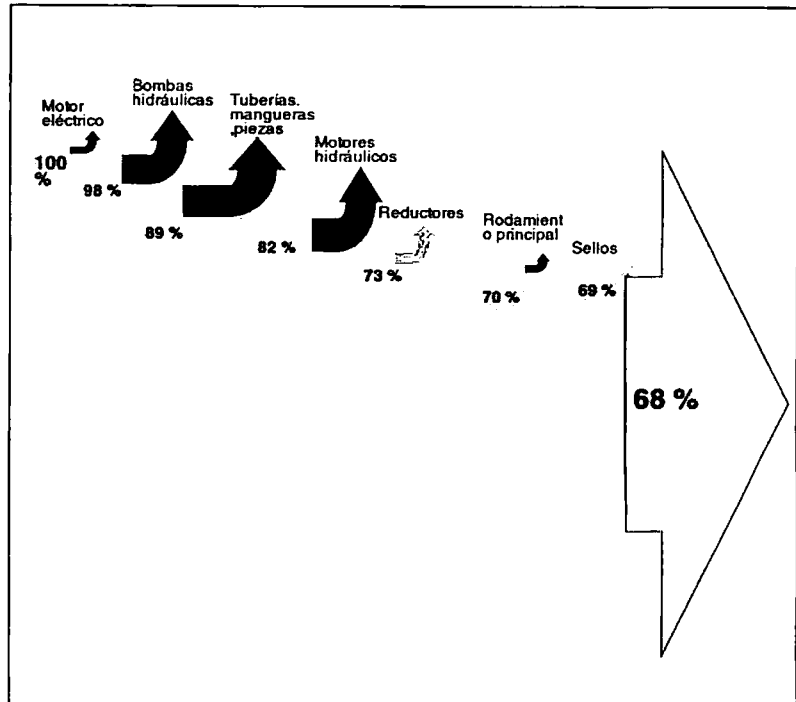


Fig. 17. Pérdidas de potencia en la transmisión hidráulica.

caso. Estos trabajos, que serán publicados próximamente, llevan a valores similares a los obtenidos por los fabricantes, pero permiten ver más gráficamente los fenómenos físicos subyacentes en el problema, y valorar la sensibilidad de cada uno de los parámetros que intervienen. Se incluye como ejemplo alguno de los esquemas obtenidos con los programas comerciales FLAC 3D y PFC para el corte del terreno por las picas.

### 6. Sistema antigiro del escudo

Este elevado par motor exige naturalmente que la máquina no gire, para lo que el escudo debe tener totalmente bloqueada su posibilidad de giro. En caso contrario, si la resistencia del terreno hace que la cabeza se bloquee, será el resto del escudo el que girará en sentido contrario, y naturalmente esto llevaría a la ruina de la máquina, que aún tras ser reparada ya nunca quedará en las condiciones óptimas de trabajo.

Las tuneladoras de cabeza de roca, con cortadores de disco, no tienen ese problema porque el apoyo de los grippers en la roca impide el contragiro. Por ello en general las cabezas de roca giran en un sólo sentido. Pero en las máquinas EPB o slurry de suelo y rocas blandas no existen los grippers, que se hundirían en el terreno, y por ello las cabezas giratorias giran en los dos sentidos. Lo que se ha hecho en la construcción del Metro con las tuneladoras pequeñas es ir invirtiendo el sentido de giro en función del ángulo de contragiro del escudo, y dejarlo así reducido siempre al mínimo.

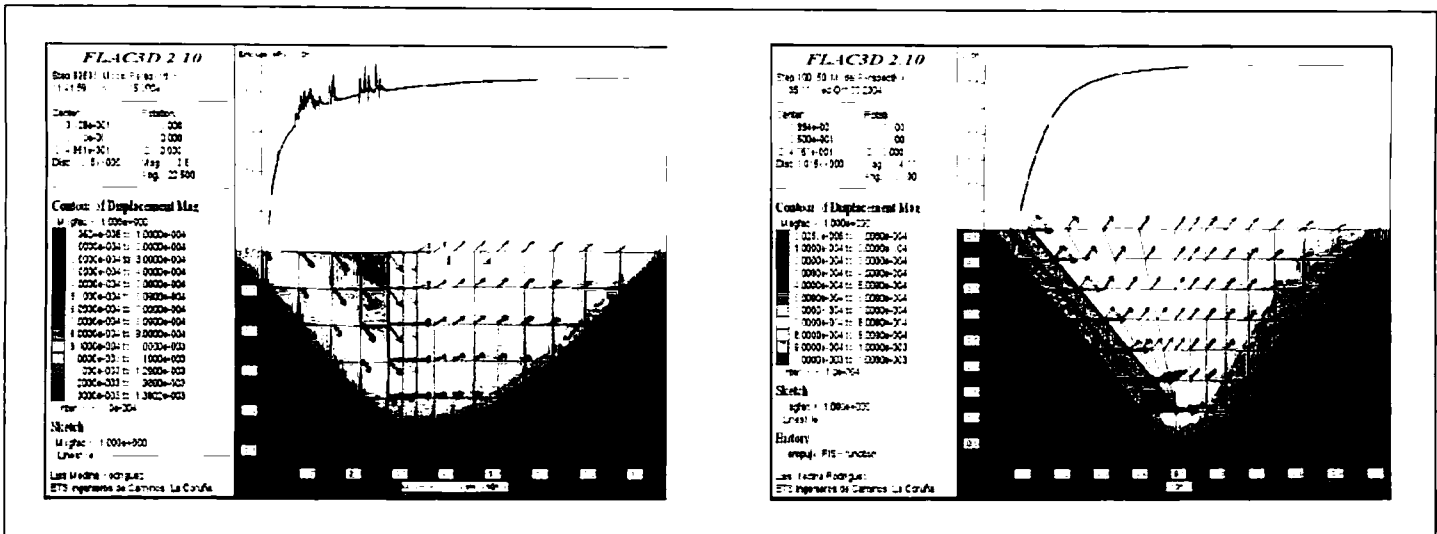


Fig. 18. Modelo FLAC 3D del corte del terreno con una pica.

El problema del contragiro ocurre a menudo, especialmente en los arranques del túnel, cuando el escudo está fuera del túnel y no tiene soporte lateral del terreno que impida su giro. Todas las máquinas sufren este problema al comenzar el túnel, y el caso más extraordinario de los conocidos es el de una máquina del Metro de Oporto, donde según nuestras informaciones verbales, el escudo contragiró bastante más de 30°, destruyendo naturalmente los gatos de empuje y otros equipos y obligando a costosas reparaciones y retrasos en las obras.

En las ampliaciones de Metro de Madrid el problema del contragiro apareció frecuentemente, fundamentalmente en los arranques. Se resolvió en alguna de las seis máquinas de forma muy sencilla sencilla, colo-

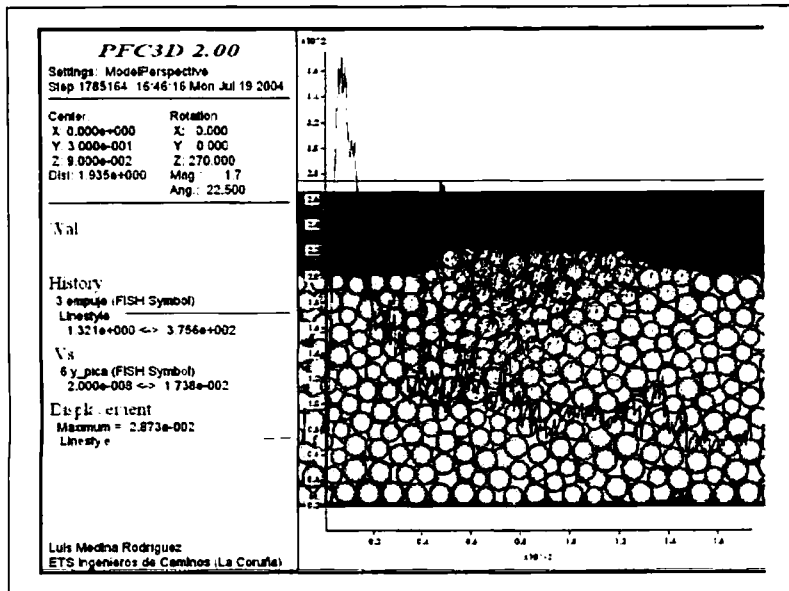
cando en la parte inferior del escudo unos pequeños cuadradillos metálicos, de 45 mm, que actúan a modo de quillas de balance e impiden el giro del escudo por el propio peso de la máquina. Con este tipo de soluciones va a resolverse el contragiro en la máquina Mitsubishi de la M-30.

**La doble cabeza Herrenknecht de giro inverso**

Para máquinas tan grandes como las de la M-30 el Dr. Martin Herrenknecht, fabricante de una de ellas, ha considerado que el problema puede ser grave, y lo ha resuelto instalando dos cabezas cortadoras concéntricas, como se ha comentado más arriba. La interior, de 7.00 m de diámetro y un área de 38.5 m<sup>2</sup>, gira en sentido contrario al anillo exterior, de 143 m<sup>2</sup> de área. Esto obliga naturalmente a una mayor complejidad de la máquina, ya que hay que disponer de dos rodamientos principales y dos diferentes grupos motores, como puede verse en la figura. Es necesario también disponer de un sinfín de extracción en la cámara interior. En el caso de Madrid, además de este sinfín interior, la máquina lleva dos sinfines en la cámara exterior.

Las máquinas de doble cabeza no son muy frecuentes, pero la casa Herrenknecht ha fabricado algunas, entre las que destaca la de slurry del 4º túnel bajo el Elba, en Hamburgo, que tras este está terminando otro túnel para el Metro de Moscú. Esta máquina, de 14.2 m de diámetro, tiene una cabeza interior de 2.5 m de diámetro. El par motor total nominal es de 2.600 mt y el empuje total de 12.000 t, frente a los 8.600 mt de par y las 28.500 t de empuje total. Otra máquina similar de doble cabeza es la utilizada en el S-bahn en Berlín, con un diámetro de 8.65 m y una cabeza interior de 1.2 metros. La máquina del túnel Westerschelde, en Holan-

Fig. 19. Modelo PFC del corte del terreno con una pica.





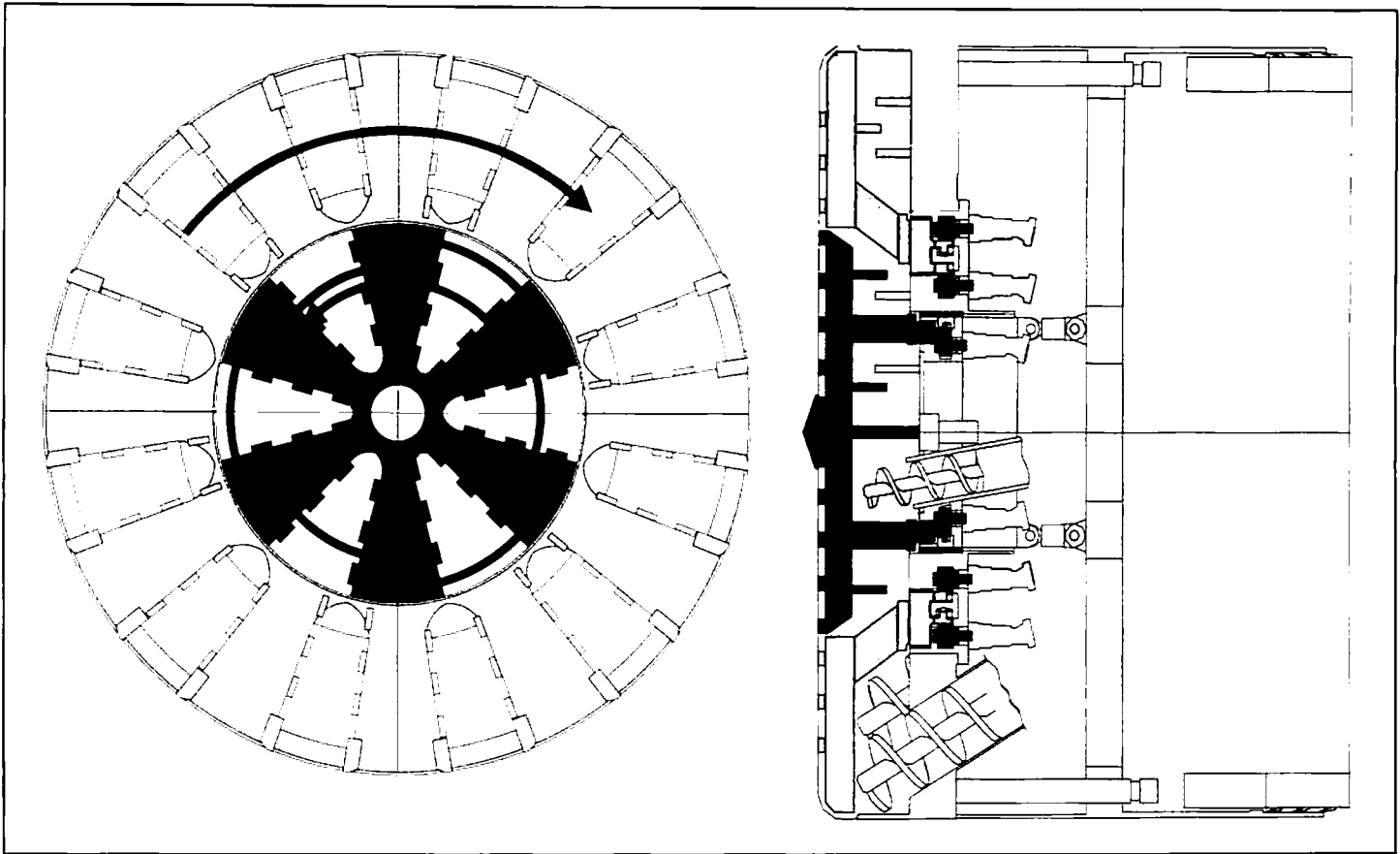


Fig. 20. Máquina Herrenknecht. Esquema de funcionamiento de la doble cabeza

da, de 11 m de diámetro, tiene una cabeza interior de 2 m de diámetro. La del Wesertunnel, en Alemania, con 11.5 m de diámetro, tiene una cabeza interior de 2.27 m de diámetro. La máquina de los túneles de Levortovo y Silverwald, en Moscú, de 13.75 m, una cabeza interior de 3.1 m. La del tunel Herren, en Lübeck, de 11.5 m de diámetro, tiene una cabeza interior de 2.27 m. Todos estos equipos son de presión de lodos, slurry. La Máquina de la M-30 es la primera del mundo de presión de tierras (EPB) con cabeza interior con giro inverso. Su esquema puede verse en la figura 20, y en la figura 21.

### 7. Otras características de los equipos

Para diseñar el resto de las características de las máquinas se ha seguido el mismo proceso que se ha descrito hasta aquí, teniendo muy presente que el éxito del túnel depende del diseño de estas máquinas. El éxito de un túnel se mide en:

- Ausencia de accidentes
- Ausencia de colapsos
- Plazo de ejecución

El plazo de ejecución depende de la velocidad de excavación y de la reducción de los tiempos perdidos. En las máquinas que se han descrito la velocidad de avance de los gatos llega a los 60 mm por minuto, de forma que un avance de 2 metros puede en teoría hacerse en 34 minutos. La colocación del anillo puede hacerse, como se ha visto más arriba, en unos 40 minutos, de forma que el ciclo total será de unos 74 minutos para excavar y revestir 2 metros de túnel.

En condiciones teóricas ideales y sin ninguna pérdida de tiempo ni avería, en 24 horas podrían hacerse 38 metros de túnel, y 1140 metros al mes.

#### Minutos

Excavación .....	34
Colocación de anillo .....	40
Total ciclo .....	74

Ciclos posibles en 24 horas .....	19
Metros posibles en 24 horas .....	38

Metros posibles en 30 días .....	1140
----------------------------------	------

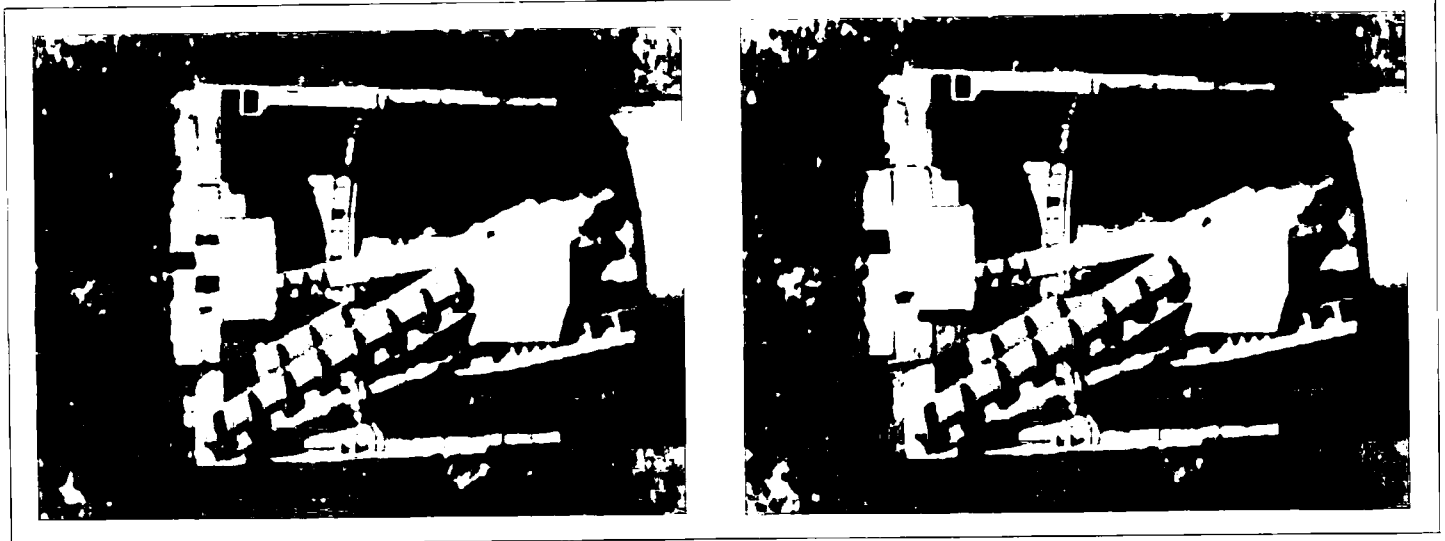


Fig. 21.  
Máquina  
Herrenknecht  
Avance de la  
cabeza  
interior.

Como se ha dicho al principio de este artículo, el porcentaje de tiempo realmente útil en las máquinas pequeñas de las ampliaciones de Metro ha llegado a ser un máximo del 50%, en un equipo que había construido ya 4 túneles antes. Del tiempo perdido, el 23% corresponde al paso de estaciones, que no existen en el bypass sur. Por tanto, y a igualdad del resto de los factores, en estas máquinas el tiempo útil debería ser del 65%, lo que lleva a prever que puedan construirse 741 metros al mes en condiciones óptimas, si las máquinas y sus equipos hubieran construido 4 obras similares anteriormente.

El reto de estas grandes máquinas es por lo tanto igualar o superar los 741 metros de túnel al mes. Estos túneles de 3.600 metros deberían por tanto terminarse en 5 meses, y ello teniendo en cuenta que simultáneamente a la construcción del túnel debe irse construyendo por detrás de la tuneladora la plataforma de calzada, el túnel inferior y los túneles laterales de interconexión con el otro túnel, a realizar por el método clásico de Madrid desmontando las correspondientes dovelas en ambos túneles. Pero estas son actividades que pueden hacerse simultáneamente al túnel y que no deben retrasar los trabajos del túnel si las obras están adecuadamente organizadas. ♦