

250

220

190

160

130



**höga hastigheter
i SJ persontrafik**
tekniska förutsättningar

Rättelser till "Höga hastigheter i SJ persontrafik"

- sid 27 rad 20 står Japan National Railways, skall vara Japanese National Railways
- sid 34 rad 3 under fig 3-3 står 70 km/h, skall vara 75 km/h
- sid 45 Internt buller, rad 3 står avsnitt 4.1, skall vara 4.11
- sid 63 rad 1 i andra stycket står avsnitt 2.21, skall vara 4.22
- sid 84 sista raden i första stycket står kap 6, skall vara kap 7
- sid 111 första raden i andra stycket står .. högre än motsvarande kurvor i fig 7-2 .., skall vara i fig 7-1
- sid 112 rad 3, andra meningen skall lyda: För att uppnå detta krävs dels att hänsyn tas till den last som för tillfället ligger etc
- sid 121 inne i tabell 8-1 står under DB, spårvidd, + 3 mm i.g.
i.g. skall strykas
- sid 123 inne i fig 8-3, stapeln längst till höger, står 5.9, skall vara 59
- sid 143 fig 9-5 kurvmarkering samma som i fig 9-4
- sid 144 -
- sid 145 fig 9-6, 9-7 och 9-8 samt
- sid 148 -
- sid 149 fig 9-11, 9-12 och 9-13, betr markeringen av gångtiden vid konstant hastighet, se fig 9-14
- sid 163 rad 10 står rent inhemskt utveckling, skall vara rent inhemsk utveckling
- sid 178 ref (23) skall lyda:
Deischl, W V V : Linienverbesserung oder Gesteuerte Achsen?
Verkehrstechnische Woche 31, 9, 3 März 1937

bilaga 1:5

rad 11, formeln skall lyda:

$$Z = 0,645 \cdot v^2 \cdot A \left[0,40 + n (0,02 + 1 \cdot 0,0040) \right] + Q_s \left[0,019 + 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot v + 9,81 (i_v + i_k) \right]$$

bilaga 2:3

rad 7 nerifrån står Bdc, skall vara Bdn

bilaga 3:6

inne i figuren står NTL DAVIS n = 100, skall vara n = 10

bilaga 4:9

referens 1 är intagen som bilaga 3 i denna rapport

bilaga 5:4

rad 18-19 står tangetiella, skall vara tangentiella

bilaga 6:2

rad 7, andra stycket står skivbroms, skall vara friktionsbroms

HÖGA HASTIGHETER I SJ PERSONTRAFIK TEKNISKA FÖRUTSÄTTNINGAR

Utgivare: SJ Centraförvaltning
Utvecklingsavdelningen
Stockholm 1969

FÖRORD

Den 19 mars 1968 samlades i Stockholm representanter för AB Svenska Järnvägsverkstäderna, Saab Aktiebolag, SAB Bromsregulator och Statens Järnvägar. Närvarande var tekn. dir. B. Broberg och tekn. lic. B. Jonsson, ASJ, civiling. B. Koch, Saab, dir. E. Jeppsson och tekn. lic. B. Cavell, SAB, tekn. dir. A. Carlstedt och övering. S. Schäder, SJ banavdelning, tekn. dir. J. Frostberg, SJ maskinavdelning samt tekn. dir. Å. Karsberg och övering. G. Knall, SJ utvecklingsavdelning. Avsikten med sammankomsten var att utröna intresset för ett samarbete mellan industrin och SJ i en utredning om möjligheterna att med skilda tekniska lösningar skapa snabba tåg som passar SJ förhållanden. Då intresset för höghastighetsproblematiken befanns vara stort beslöt man sig för att bilda en arbetsgrupp för att behandla denna fråga. Gruppen fick följande sammansättning: tekn. lic. B. Jonsson, civiling. B. Koch, tekn. lic. B. Cavell, övering. S. Schäder och övering. G. Knall, sammankallande. Från oktober 1968 har ingått avdelningsdir. L. Sjöstedt, SJ utvecklingsavdelning, som tillika fungerat som gruppens sekreterare, samt från början av 1969 avdelningsdir. R. Lutz, SJ maskinavdelning. Arbetsgruppen skulle i första hand behandla frågor av teknisk art och endast översiktligt beröra frågor av driftmässig och marknadsmässig karaktär. Inom SJ har därför påbörjats separata undersökningar av dessa sistnämnda frågor, vilka kommer att redovisas senare. Gruppen skulle ej i detalj behandla frågan om ett utökat skydd vid vägkorsningar liksom ej heller frågan om automatisk hastighetsövervakning.

Föreliggande rapport är resultatet av gruppens arbete. Detta har bedrivits dels som diskussioner inom arbetsgruppen vid sju sammanträden, dels som fristående utredningsarbete inom de nämnda företagen. I oktober 1968 gjordes ett besök vid British Railways forskningsavdelning i Derby, där i första hand snabbtågsprojektet Advanced Passenger Train (APT) studerades. En sammanfattande beskrivning av detta projekt återfinns som bilaga 6. Skilda gruppmedlemmar har dessutom besökt symposier om höga hastigheter på järnväg i Wien och Pittsburgh samt studerat utvecklingsprojekt vid järnvägsförvaltningarna i Tyskland, Frankrike och Italien.

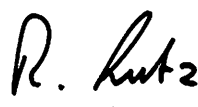
Linköping, Malmö och Stockholm den 10 september 1969.


Bo Jonsson
ASJ


Bertil Koch
Saab


Bo Cavell
SAB


Sven Schäder
SJ-ba


Rudolf Lutz
SJ-ma


Gösta Knall
SJ-ua


Lars Sjöstedt
SJ-ua

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	sid.
FÖRORD	3
INNEHÅLLSFÖRTECKNING	5
SAMMANFATTNING	9
DEL 1 ALLMÄNNA FÖRUTSÄTTNINGAR	23
KAP 1 INLEDNING	25
KAP 2 UTLÄNDSKA SNABBTÅGSPROJEKT	27
2. 1 Konventionella tåg	27
2. 11 Japan	27
2. 12 Frankrike	27
2. 13 England	28
2. 14 USA	28
2. 15 Övriga länder	29
2. 2 Icke konventionella tåg	29
KAP 3 MÅLSÄTTNING FÖR SJ	31
DEL 2 TEKNISK ANALYS	37
KAP 4 LISTNING AV TEKNISKA PROBLEM	39
4. 1 Behovsanalysskedet	40
4. 11 Ramar för de egenskaper hos tåget, som påverkar den yttre miljön	40
4. 12 Tågets driftmässiga prestanda	41
4. 13 Graden av komfort och service	41
4. 2 Förprojektskedet	46
4. 21 Traktionsform	46
4. 22 Grundläggande konstruktionsprincip	49
4. 23 Spårstandard	54

4.3	Konstruktions- och utprovningsskedet	59
4.31	Traktionsutrustning	59
4.32	Vagnskorg	61
4.33	Bromssystem	63
4.34	Löpverk	63
4.35	System för vagnslutning	64
4.36	Signalsystem och övriga säkerhetsanordningar	69
4.37	Övervakningsfunktion och reglersystem	71
4.4	Faktorer till vilka speciell hänsyn måste tas	72
4.41	Aerodynamiska egenskaper	72
4.42	Behov av fordonsunderhåll	77
4.43	Kollisionssäkerhet	77
KAP 5	STABILITETSPROBLEM	79
5.1	Styrande krafter mellan hjul och räil	79
5.2	Engelska stabilitetsundersökningar	80
5.3	Boggifordon	83
5.4	Gång utan flänskontakt i kurvor	84
5.5	Grundprinciper för APT	85
5.6	Användning av sliten hjulprofil	86
5.7	Stabilitet med enkelhjul	88
KAP 6	URSPÅRINGS- OCH VÄLTNINGSRISKER	91
6.1	Vältning	91
6.2	Klättring	96
6.3	Tillåtna värden på sidkraftvinkeln Φ	104
KAP 7	ADHESIONS- OCH BROMSFRÅGOR	107
7.1	Principer för bromsning	107
7.2	Adhensionsbromsning	107
7.3	Metoder för adhensionsbromsning	112
7.31	Blockbromsar	112
7.32	Skivbromsar	114
7.33	Elektrisk bromsning	114
7.34	Hydrostatisk eller hydrokinetisk bromsning	115
7.4	Magnetbroms och virvelströmsbroms	115
7.5	Luftmotståndsbroms	117
7.6	Manövrering av bromsar	117
7.7	Synpunkter på bromssystem i snabbt tåg	119
KAP 8	SPÅRFRÅGOR	121
8.1	Påkänningar i spåret	121
8.2	Risker för spårförskjutning	129
8.3	Spårunderhåll	130

DEL 3	SYSTEMLÖSNING	135
KAP 9	HUVUDRESULTAT FRÅN GÅNGTIDSBERÄKNINGAR	137
9.1	Utförda gångtidsberäkningar	137
9.2	Redovisning av gångtider	141
9.21	Stockholm - Göteborg	144
9.22	Stockholm - Eskilstuna - Västerås - Stockholm	148
9.23	Övriga linjer	153
9.3	Jämförelse mellan avancerat motorvagnståg och konventionella tåg	153
9.4	Produktionsförmåga	158
9.5	Höga hastigheters inverkan på linjekapaciteten	160
KAP 10	IDEUTKAST TILL SYSTEMLÖSNING MED SUMMARISK KOSTNADSBEDÖMNING	163
10.1	Former för anskaffning av snabba tåg	163
10.2	Huvuddragen hos ett snabbt tåg, lämpat för svenska förhållanden	163
10.3	Exempel på linjenät trafikerat med snabba tåg	166
10.4	Uppskattning av kostnader och utkast till tidplan för anskaffning	168
KAP 11	SYNPUNKTER PÅ INSATSEN AV FORSKNING OCH UTVECKLING	171
KAP 12	REKOMMENDERADE UNDERSÖKNINGAR UNDER FÖRPROJEKTSKEDET	173
	FÖRTECKNING ÖVER VIKTIGARE ANVÄNDA FÖRKORTNINGAR	175
	LITTERATURFÖRTECKNING	177
BILAGA 1	DATAMASKINSPROGRAM	
BILAGA 2	GÅNGTIDSBERÄKNINGAR	
BILAGA 3	GÅNGMOTSTÅND FÖR SNABBÅG	
BILAGA 4	LUFTMOTSTÅNDETS NEGATIVA OCH POSITIVA INVERKAN PÅ SNABBGÅENDE ÅG	
BILAGA 5	VARFÖR MINSKAR ADHESIONSKOEFFICIENTEN VID ÖKAD HASTIGHET?	
BILAGA 6	APT-PROJEKTET	

SAMMANFATTNING

ALLMÄNT

I föreliggande rapport behandlas frågor som är förknippade med höga hastigheter på järnväg. Detta är ett stort problemkomplex som berör många tekniska områden, varför framställningen har måst göras ganska omfattande. Av denna anledning har redovisningen delats upp i tre delar. Den första är en allmän del (kap 1-3), som belyser den internationellt snabba utvecklingen mot högre hastigheter i tågtrafik under senare år och ger den målsättning som för SJ måste te sig rimlig mot bakgrunden av trafikunderlag och banstandard i Sverige. Den andra delen (kap 4-8) är en teknisk del, som innefattar en genomgång av alla de tekniska problemkomplex, som inryms i ett projekt syftande till att skapa ett ekonomiskt konkurrenskraftigt tåg för höga hastigheter. Denna del har avsiktligt gjorts ganska fyllig för att ge det nödvändiga underlaget för en teknisk bedömning av ett sådant projekt. Den tredje delen (kap 9-12) slutligen ger en översiktlig redovisning av de vinster i restiden som kan nås med dylika snabba tåg och redovisar en ansats till linjenät för dessa. Den inkluderar också en summarisk kostnadsbedömning samt synpunkter på forskning och förslag till fortsatta utredningar.

Denna sammanfattning är avsedd att ge en allmän inblick i ämnet och kan därför läsas fristående.

UTLÄNDSKA PROJEKT

Järnvägarna världen över har under 60-talet nedlagt ett omfattande forskningsarbete för att utveckla den spårbundna trafiken för högre hastigheter. En pådrivande orsak har varit trafikutvecklingen i starkt befolkade områden t ex den s k Northeast Corridor Boston - New York - Washington i USA och Tokyo - Osaka i Japan (se kap 2). Inom dessa områden är motorvägarna mycket hårt belastade och trängseln i luften vid flygplatserna stor. Det har stått klart för myndigheterna, att det krävs rationella kollektiva landtransportmedel för att lösa framtida transportproblem. En effektivisering av järnvägarna har då legat nära till hands. Längst har man kommit i Japan, där man sedan oktober 1964 kör tåg med 210 km/h på den s k New Tokaido-Line (Tokyo - Osaka, 515 km). Man kör 60 tåg i vardera riktningen och har i medeltal 150.000 resande per dag. Beslut föreligger att bygga ytterligare 4.000 km bana för hög hastighet och arbetet pågår på San Yo Line, som byggs för 260 km/h. Som ytterligare exempel kan nämnas att fransmännen planerar en ny järnväg mellan Paris och Lyon för 260 km/h alt 300 km/h. En förstudie har visat, att denna linje förräntas vid en lägsta resandenivå av 5.000 resande per dag i vardera riktningen.

SVENSK UTVECKLINGSLINJE

I ovan nämnda områden är resandeunderlaget avsevärt större än i Sverige. Utefter New Tokaido Line bor t ex 50 miljoner människor jämfört med 3 miljoner i vår korridor Stockholm - Göteborg. Detta betyder, att vi ej kan gå samma väg som t ex japanerna för att nå de höga hastigheterna, d v s att bygga nya banor. Men det finns en annan möjlighet, nämligen att förändra fordonens konstruktion och behålla spårets tracé i huvudsak oförändrad. Detta kräver goda dynamiska egenskaper hos fordonet, låg axellast, liten ofjädrad massa och en möjlighet att automatiskt luta vagnskorgen inåt i kurvorna, alltsammans konstruktionsfrågor, som går att lösa med modern teknik. Framförallt United Aircraft (UAC) i USA och British Railways (BR) har gjort ansatser i denna riktning. UAC har konstruerat det s k Turbotrain, som nu är i drift mellan Montreal och Toronto i Canada samt Boston och New York i USA. Detta motorvagnståg har vagnskorgen pendelupphängd med vridningscentrum ovanför tyngdpunkten, varför man utan mekanisk påverkan erhåller utslag av vagnskorgen i kurvorna. Utslaget är dock endast 4° - 6° , vilket tillsammans med den höga axellasten (22 ton) gör tågsättet mindre lämpligt för svenska förhållanden i sin nuvarande form. BR har sedan år 1964 gjort omfattande studier av skilda fordonkombinationer och deras rörelse på spåret med matematiska beräkningar och simuleringar i datamaskin. Dessa studier har legat till grund för beslut om utveckling av ett "Advanced Passenger Train" (APT). Målsättningen har varit att få fram ett tågsätt, som på varje spår kan köra ca 50 % fortare än dagens största hastighet för spåret, vilket på de bästa sträckorna betyder en högsta hastighet av 250 km/h. Axellasten skall vara högst 11 ton och den ofjädrade massan på en axel högst 800 kg.

Förutsättningen för att man med ett sådant tåg skall kunna åstadkomma en väsentlig minskning av gångtiderna är att maximihastigheten på såväl raklinje som i kurvor ökas. Att öka hastigheten på rakspår innebär inga större problem. Svårare är det att öka hastigheten i kurvor. Den begränsas av att man vanligen ej vill utsätta passageraren för större sidacceleration än 0,05 g. Det är således inte påkänningarna på spåret, stjälpnings- eller urspåringsrisken som begränsar möjligheten att köra fort i kurvor, (se avsnitt 4.13 och kap 6). Det normala sättet att minska sidkraften på passagerarna är att dosera spåret i kurvorna genom förhöjning av den yttre skenan. Möjligheten att öka rälsförhöjningen är dock begränsad med hänsyn till obehaget att bli stående i en kurva och med hänsyn till det slitage godstågen ger på den inre skenan. Vid SJ är maximala rälsförhöjningen satt till 150 mm. Kvar står då möjligheten att dessutom luta vagnskorgen inåt i kurvorna. För att kunna köra fort på det jämförelsevis kurviga svenska spåret är automatisk vagnslutning en nödvändighet. Effekten av vagnslutning framgår av fig 1 a-c.

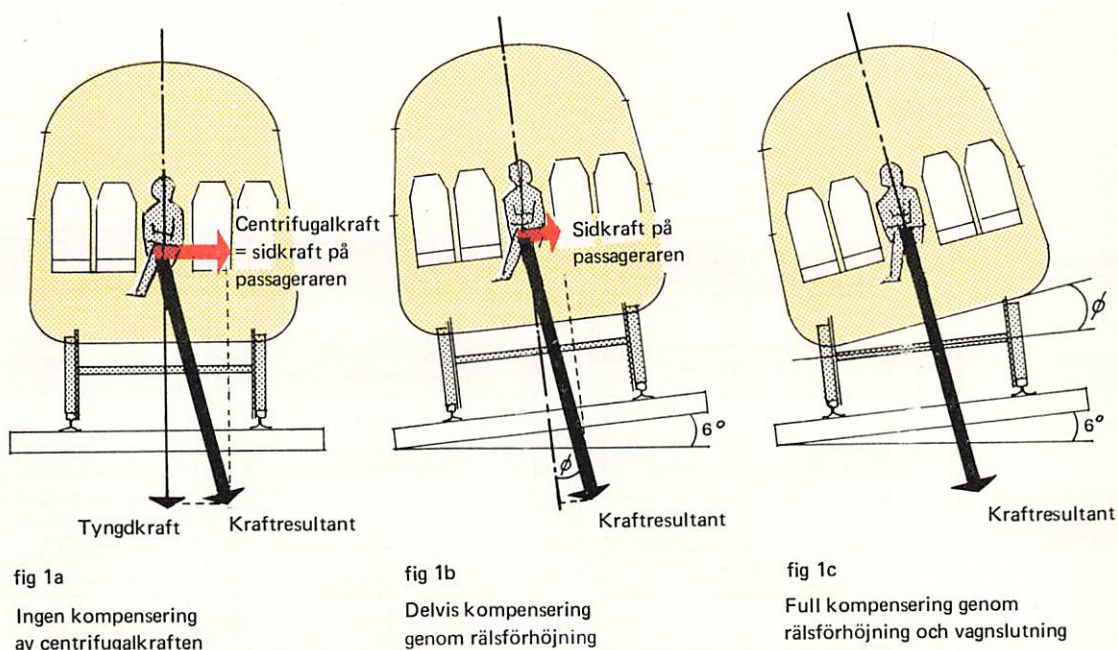


Fig 1 Krafter vid gång i kurva

Fig 1 a visar de krafter som påverkar passageraren i en kurva, nämligen tyngdkraften som verkar vertikalt på passageraren och den horisontella centrifugalkraften som strävar att slunga passageraren utåt i kurvan. Dessa båda krafter sammansätts till en resultant, vars riktning är oberoende av rälsförhöjning och vagnslutning.

Av fig 1 b framgår att rälsförhöjningen ensam ej är tillräcklig för att kraftresultanten skall bli riktad vinkelrätt mot vagnsgolvet, d v s att passageraren ej skall påverkas av en sidkraft. Härför erfordras dessutom en lutning av vagnskorgen enligt fig 1 c med vinkeln Φ som benämnes sidkraftvinkel. Som nämnts ovan kan passageraren utsättas för en sidacceleration på 0,05 g utan att komforten eftersätts. Detta värde motsvarar 3° , varför det blir tillräckligt att luta vagnskorgen med en vinkel, som med 3° understiger den angivna sidkraftvinkeln.

TEKNISKA ASPEKTER

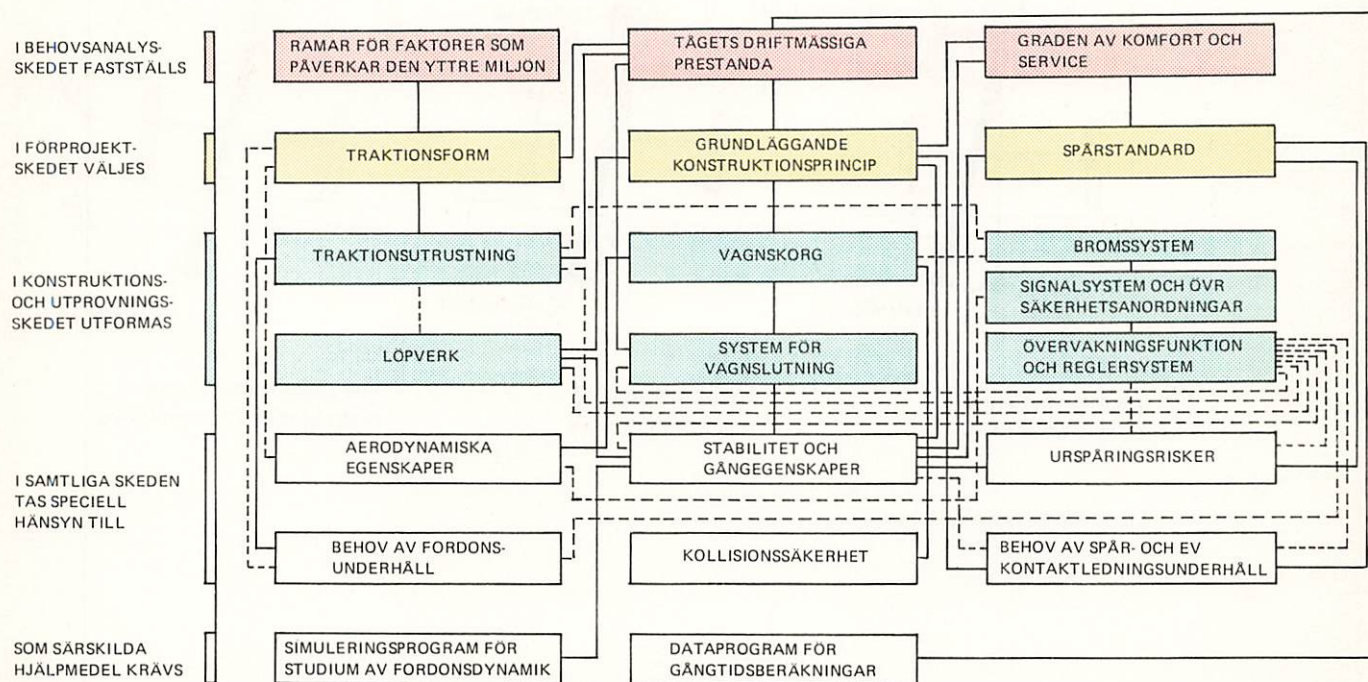


Fig 2

Förenklat blocksystem över tekniska problemkomplex vid utformning av ett tåg för höga hastigheter

Kapitel 4 rymmer en allmän genomgång av de uppgifter av teknisk art som måste lösas under olika etapper i ett snabbtågsprojekt. Ett försök att ordna dessa systematiskt har gjorts i fig 2, som utgör dispositionen för framställningen.

I återstoden av del 2 behandlas de problemkomplex som arbetsgruppen ansett viktigast med hänsyn till komfort, säkerhet och kostnader för spårunderhåll. Här skall endast sammanfattas de viktigaste slutsatserna.

- Det är tekniskt möjligt att tillverka ett järnvägsfordon med goda dynamiska egenskaper för hastigheter upp till 250 km/h.
- Hastigheten kan i kurvorna ökas med 50 - 60 % jämfört med nu tillåten hastighet utan att risk uppträder för vältnings, urspårning eller uttryckning av spåret.
- Genom att automatiskt luta vagnskorgen inåt i kurvorna minskas sidaccelerationens inverkan på passagerarna. En lutning av vagnskorgen med 12° syns tekniskt möjlig.
- Spårunderhållskostnaden blir lägre för det snabba avancerade motorvagnståget - goda dynamiska egenskaper, låg axellast, låg ofjädrad massa - än för ett lokdraget expreståg.
- Adhensions- och bromsproblemen är möjliga att lösa för de höga hastigheterna.
- Genom en rammsäker konstruktion kommer kollisionssäkerheten att kunna göras lika god som för dagens tåg.

GRUNDLÄGGANDE DATA

För att bestämma hur gångtiderna på det svenska järnvägsnätet påverkas av olika maximihastighet, motoreffekt och hastighet i kurvor har gjorts en serie beräkningar på datamaskin för ett antal bandelar. Därvid har använts ett hypotetiskt motorvagnssätt med nedanstående data.

Antal vagnar (inkl motorvagnarna)	4 st
Tåglängd	91 m
Tågvikt inkl passagerare	150 ton
Tågeffekt	3000 kW
Antal passagerare	ca 200 st
Vagnskorgens lutningsvinkel	max 12° ($\Phi = 15^{\circ}$)

Ett stort antal gångtidsberäkningar har gjorts för olika linjer och dessa redovisas närmare i kap 9 och bil 2. Här skall endast ges en kort sammanfattning.

En ökning av effekten hos dagens tåg inverkar mycket litet på restiden. En fördubbling av lokeffekten för tåg Stockholm - Göteborg ger endast tre minuters reduktion av gångtiden.

Av fig 3 a framgår vagnslutningens inverkan på ett spår med för svenska förhållanden god tracé, linjen Stockholm - Göteborg. Enbart genom att öka hastigheten erhålles måttliga restidsvinster, det är först då man även lutar vagnskorgen som det lönar sig att gå upp i högre hastigheter. Vidare framgår att vinsten i restid från 220 km/h till 250 km/h är liten. Detta talar för att även på de bästa bandelarna blir det knappast lönsamt att köra fortare än 220 km/h. Betraktas fig 3 b som representerar en kurvrik bana med radier ned till 300 m, ser man att vagnslutningen betyder mest för restidsförkortningen och att hastighetsresurser över 160 km/h inte kan nyttiggöras. Linjen Stockholm - Sundsvall som återges i fig 3 c är ett mellanting och ger en lämplig högsta hastighet på 190 km/h. Den största hastigheten hos tåget är således beroende av banstandarden och den optimala hastigheten varierar för olika linjer. Då det av tillverkningstekniska och driftmässiga skäl är önskvärt med endast en typ av snabba tåg, bör tåget dimensioneras för sth 220 km/h, oaktat att det på vissa delsträckor blir onödigt snabbt.

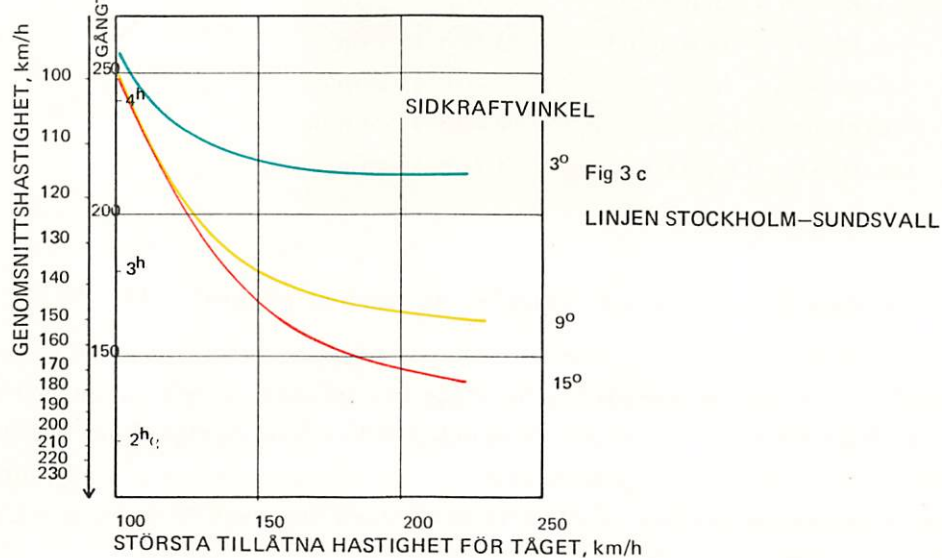
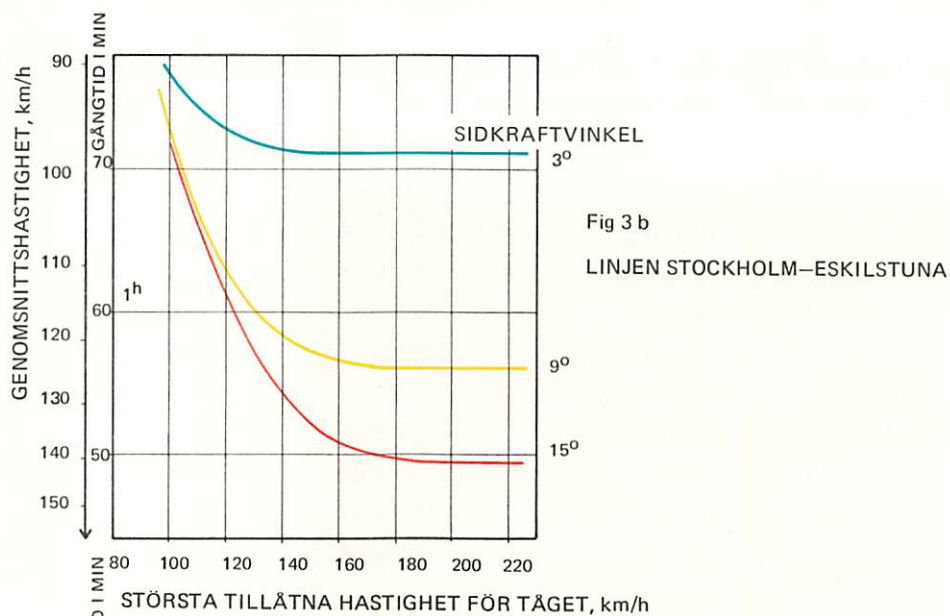
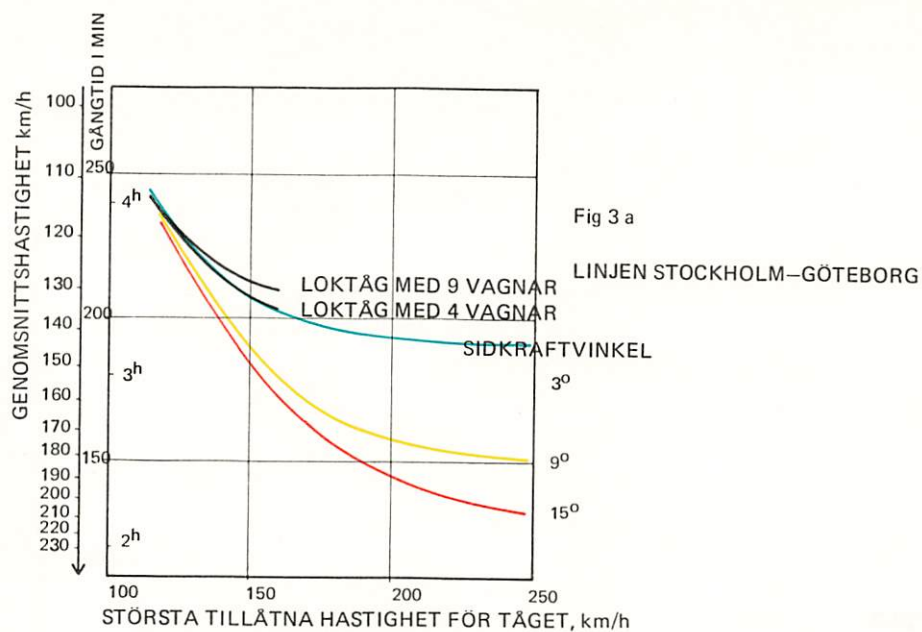


Fig 3 a-c Gångtider non-stop som funktion av sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

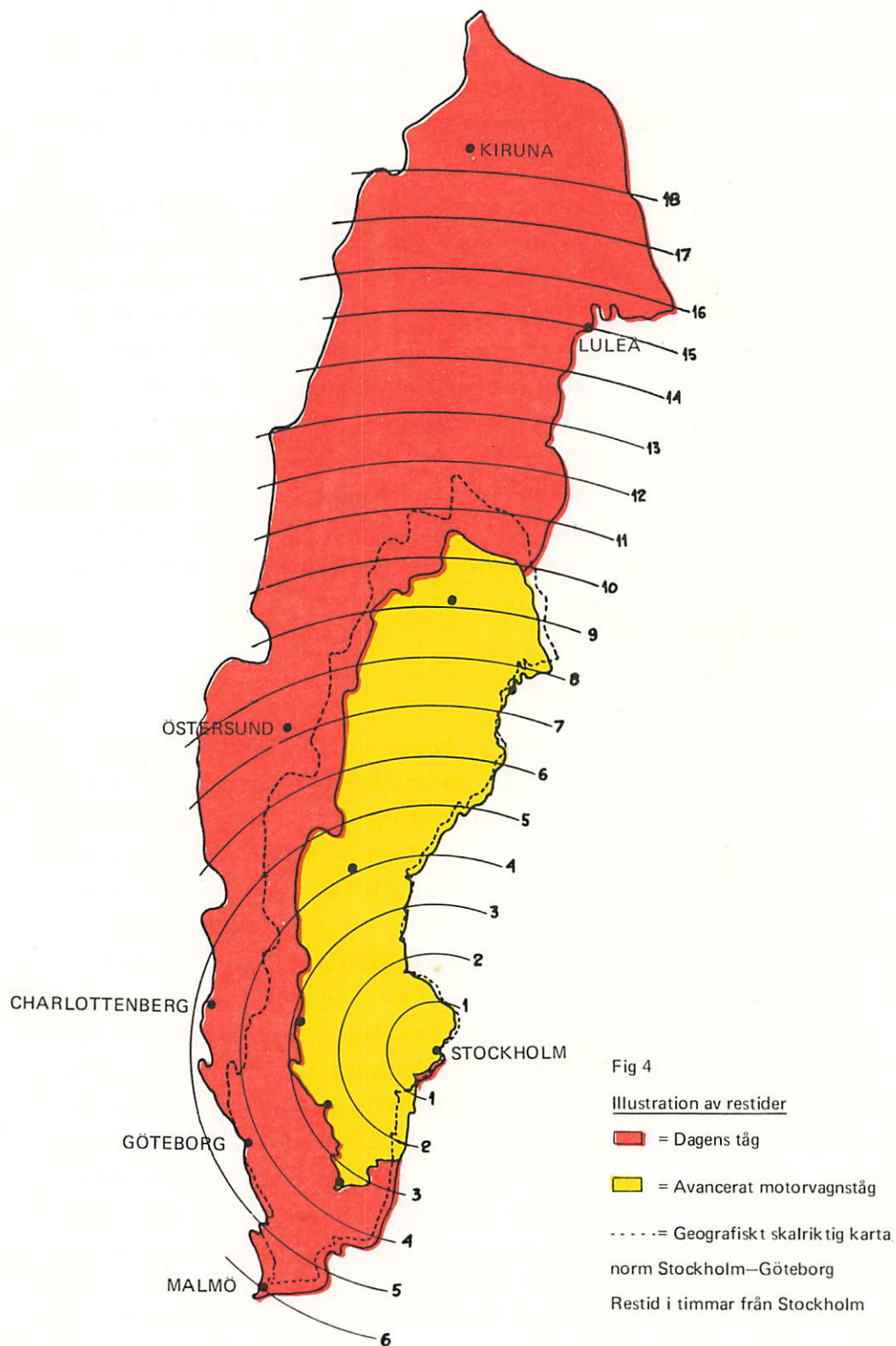
RESTIDER

Med topphastigheten 220 km/h erhålles för direktgående tåg följande restider (gångtid plus 4 % gångtidsreserv)

Stockholm - Göteborg	2 tim 26 min
Stockholm - Eskilstuna	51 min
Stockholm - Västerås	44 min
Stockholm - Södertälje S	15 min
Stockholm - Norrköping	1 tim
Stockholm - Linköping	1 tim 17 min
Stockholm - Malmö	3 tim 22 min
Göteborg - Malmö	1 tim 50 min
Stockholm - Uppsala	22 min
Stockholm - Gävle	1 tim
Stockholm - Sundsvall	2 tim 31 min
Stockholm - Östersund	3 tim 15 min
Stockholm - Umeå	5 tim 41 min
Stockholm - Luleå	7 tim 31 min
Sundsvall - Östersund	1 tim 18 min

Jämfört med dagens restider erhålles en tidvinst på mellan 40 - 50 %.

Fig 4 visar hur restiderna kommer att påverkas av ett mera allmänt införande av ett här skisserat tåg för höga hastigheter, innebärande 220 km/h på bandelar med vår bästa standard och 160 km/h på övriga delar. Krympningen av restiderna är epokgörande. I figuren har även inlagts med prickade linjer en geografiskt skalriktig karta med sträckan Stockholm - Göteborg som norm.



IDÉUTKAST TILL SNABBTÅGSFÖRBINDELSER

I fig 5 har skisserats ett förslag till uppläggning av turer för snabba tåg. Detta får tas som ett exempel på vad man kan åstadkomma och inte som en utarbetad lösning. Härför erfordras en omfattande resande- och marknadsanalys.

Inom parentes har angivits det ungefärliga tidavståndet i timmar mellan två tåg vid en i stort sett likformig fördelning under den utnyttjningsbara delen av dygnet. Siffran framför parentesen anger det antal tågsätt som erfordras för denna trafik. Turtätheten har avsiktligt gjorts hög, då den jämte den ökade hastigheten är av avgörande betydelse för den kommersiella attraktiviteten. Bland detaljer som inte tagits med i skissen kan nämnas alternativvägar, t ex Stockholm - Västerås - Örebro - Malmö eller Stockholm - Hässleholm - Hälsingborg - Malmö för vissa tåg. På gemensamma linjedelar kan tågsätten hopkopplas till en enhet för att sedan delas upp på skilda vägar. Detta är särskilt lämpligt på bandelar med ansträngd kapacitet. Utföres motorvagnståget med genomgång mellan tågsätten, kan omstigning ske under tågets gång.

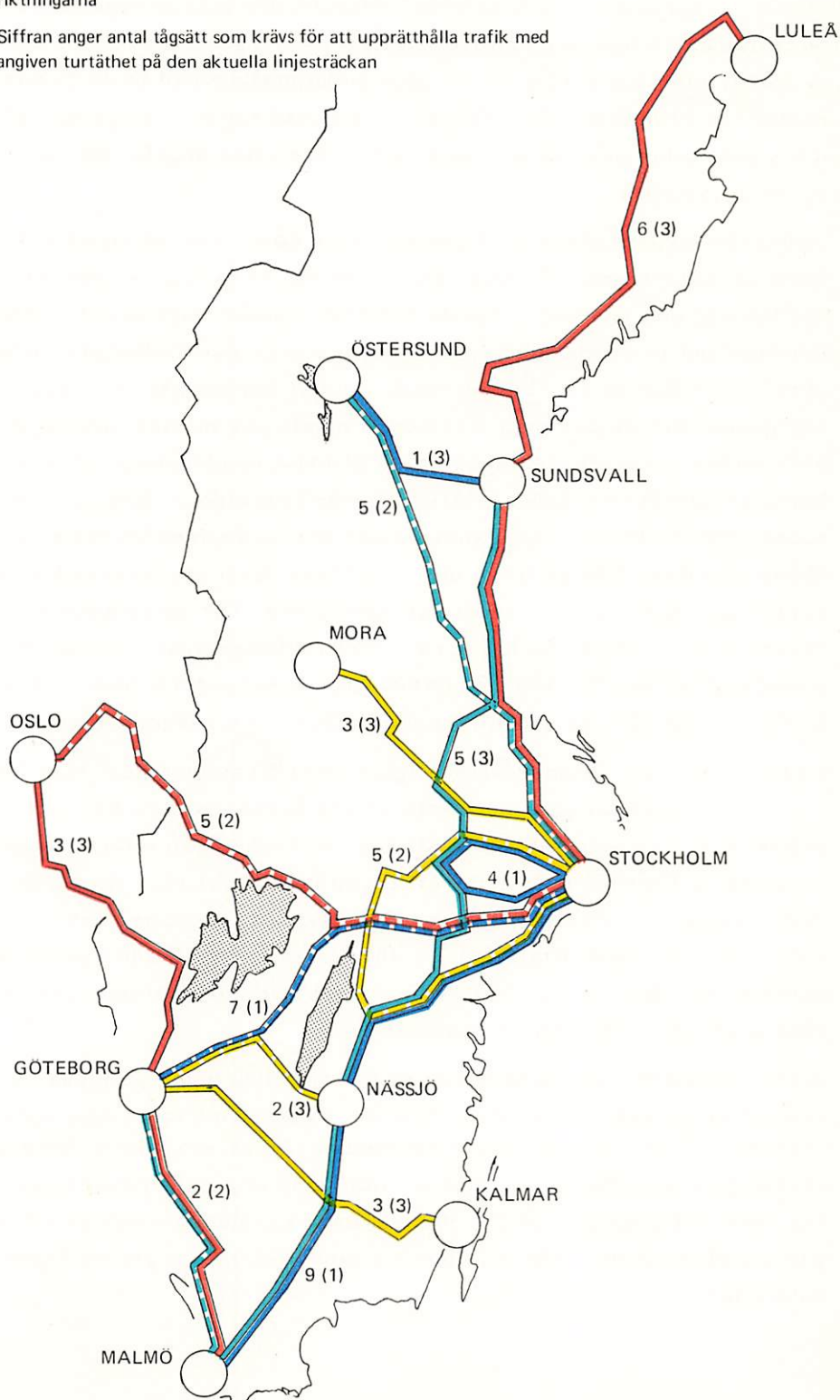
PRODUKTIONSFÖRMÅGA

De reducerade gångtiderna ger i sig en högre utnyttjningsgrad för det snabba motorvagnståget men produktionsförmågan blir proportionsvis ännu större. Orsaken härtil är främst, att man kan utnyttja den användningsbara delen av dygnet bättre för tågomloppen. Motorvagnstågets effektiva gångtider kan lågt räknat uppskattas till 12 timmar per dag och tillgängligheten 90 %, d v s 325 dagar per år. Av gångtidsberäkningarna kan man uppskatta den genomsnittliga reshastigheten till 160 km/h, vilket ger en produktionsförmåga hos tåget av drygt 600.000 km per år. Den genomsnittliga produktionsförmågan hos dagens expresståg är 750 km/dag, uträknat per år 275.000 km. Motorvagnstågets prestationsförmåga blir således 2,2 ggr så stor som prestationsförmågan för dagens expresståg. Totalt producerar express- och snälltågen 30 miljoner tåg-km per år. Med 60 st motorvagnståg enligt fig 6 presteras 36 miljoner tåg-km. Tillgängligt antal sittplatser är i dagens expresståg 3 miljarder platskm och i snälltågen 6 miljarder platskm. För det avancerade motorvagnståget har kalkylerats med ca 200 platser per tågsätt och totalt för 60 tåg erhålles då platskapaciteten 7 miljarder platskm. Detta är mer än dubbelt så stort utbud i platser som i dagens expresståg. Med hänsyn till de snabba tågens kommersiella attraktivitet och ett allmänt ökat resande bör dock förslaget med 60 motorvagnssätt vara en lämplig ansats.

Fig 5 Utkast till linjenät för trafik med 60 snabba motorvagnståg

(0) Siffran anger genomsnittlig tid mellan tåg under dagtid (7–22) i båda riktningarna

0 Siffran anger antal tågsätt som krävs för att upprätthålla trafik med angiven turtäthet på den aktuella linjesträckan



KOSTNADER

En fullständig ekonomisk kalkyl kommer att uppgöras separat. Här skall blott anges storleksordningen av de kostnader som är förknippade med projektet höga hastigheter på järnväg.

Anskaffningskostnaden för motorvagnståget har med ledning av liknande tillverkningar uppskattats till 5 miljoner kr. Räknas med 10 enheter för trafikreserv och underhåll blir totalkostnaden 350 miljoner kr. Läggas härtill utvecklings- och konstruktionskostnader inkl licenser med totalt 50 miljoner kr blir den erforderliga investeringskostnaden för den rullande materielen 400 miljoner kr. Med en kapitalkostnad på 10 % blir årskostnaden 40 miljoner kr. För denna kostnad får vi 7 miljarder platskm, d v s kostnaden per platskm blir ca 0,6 öre eller ungefär densamma som för expresstågen.

Införandet av den högre hastigheten kräver även viss komplettering av de fasta anläggningarna. Främst gäller det en översyn av plankorsningar mellan väg och järnväg. I första hand bör antalet korsningar minskas genom inlösen samt markbyte och anordnande av parallellvägar. Pågående utredning tyder på att 75 % av totala antalet korsningar (inkl ägovägar) härigenom kan slopas men återstoden måste ges ett ökat skydd. Att öka säkerheten vid plankorsningar är ett allmänt samhälleligt intresse med hänsyn tagen även till den kraftigt ökande biltrafiken. Normalt utgår statsbidrag för skydd vid vägkorsningar och det torde även bli fallet för det ökade skydd det här är fråga om. Vägkorsningsfrågorna utredes separat, varför kostnaderna här endast kan uppskattas. Det föreslagna höghastighetsnätet är 5.000 km och har ca 6.000 vägkorsningar. Räknas med en medelkostnad per korsning på 25.000 kronor erfordras totalt 150 miljoner kr för de åtgärder av olika slag som krävs vid plankorsningarna.

Frågan angående automatisk hastighetsövervakning utreds inom Internationella Järnvägsunionen och detta arbete beräknas vara klart år 1971. I och med att den automatiska hastighetsövervakningen införs, skapas signalmässiga förutsättningar för att framföra snabba tåg. Kostnaden för detta projekt är svår att beräkna, då några utrustningar ännu ej producerats, men har uppskattats till 3 - 400 miljoner kr. På de snabba tågen kommer att falla en liten del av denna kostnad, då systemet erfordras oberoende av införandet av snabba tåg.

Investeringskostnader krävs vidare för spårändringar på vissa bangårdar och för skydd vid plattformar. Enstaka broar och kurvor kan även behöva åtgärdas. Kostnaden för dessa arbeten beräknas snarare understiga än överstiga 100 miljoner kr. Räknar man med en total investeringskostnad för fasta anläggningar på 2 - 300 miljoner kr, betyder detta ca 0,4 öre per platskm. Denna kostnad uppvägs sannolikt enbart genom lägre driftkostnader.

Ovanstående överslagsberäkning tyder således på att de totala investeringskostnaderna som är förknippade med snabbtågsprojektet kompenseras av tågets större produktivitet.

BEHOVSANALYS



FÖRPROJEKTERING



KONSTRUKTION OCH UTPROVNING



TILLVERKNING



KOMMERSIELL DRIFT

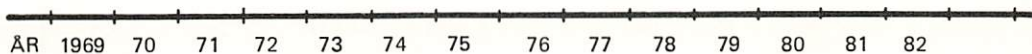
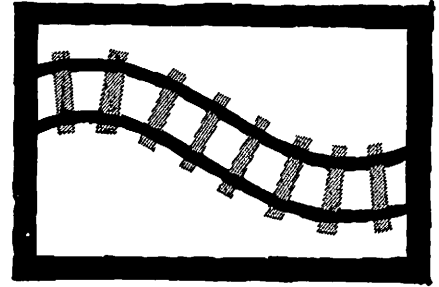


Fig 6 Utkast till tidplan för snabbtågsprojekt.

SLUTSATS

Arbetsgruppen har kommit till den slutsatsen att det är tekniskt möjligt att för rimlig kapitalinsats erhålla ett avancerat snabbgående motorvagnståg, anpassat till det svenska spåret. Tåget bör dimensioneras för maxhastigheten 220 km/h och förprojekteringsarbetet bör påbörjas utan dröjsmål. Man kan då räkna med att kommersiell drift med den nya tågtypen kan påbörjas år 1975 enligt den tidplan som återges i fig 6.

1. Allmänna förutsättningar



KAP 1. INLEDNING

Den exempellösa framgång som japanerna haft med sin Shin Kansen eller New Tokaido Line, som den japanska snabbjärnvägen kallas internationellt, har manat till efterföljd i en rad länder. I Stockholm bildades våren 1968 en arbetsgrupp med representanter för SJ och svensk industri för att utreda i vad mån tekniska förutsättningar existerar att även i Sverige introducera väsentligt högre hastigheter i järnvägstrafik.

På ett tidigt stadium i gruppens arbete diskuterades möjligheterna att utveckla ny rullande materiel, som med skilda påbyggnader skulle kunna utnyttjas för såväl passagerar- som godstrafik. Det visade sig emellertid att de krav som de båda trafikslagen ger upphov till i samband med en höjning av tåghastigheten är av så vitt skilda slag, att den rullande materiel som fyller dessa krav måste få helt olika utformning. En väsentlig skillnad är exempelvis att hastigheten för godstågen måste begränsas främst på grund av deras stora vikt, medan hastigheten för resandetåg i första hand beror av den sidkraft man vill utsätta passagerarna för vid gång genom kurvor.

Eftersom andra länders erfarenheter visar att höjningar av resandetåghastigheter är tekniskt möjliga, medan försök att väsentligt höja godståghastigheter leder till betydligt större svårigheter, har arbetsgruppen koncentrerat sitt arbete till utredningar om de tekniska problemen kring en höjning av resandetågshastigheten. Vi vill emellertid poängtera, att det forsknings- och utvecklingsarbete som krävs för att åstadkomma snabba resandetåg kan i stor omfattning nyttiggöras för en utveckling även på godstrafikområdet. Ingenting hindrar t ex att man med tillämpning av principer liknande dem som vi kommer att beskriva nedan och med användning av delvis samma komponenter bygger speciella godsexpresser för trafik i fasta relationer, enbart avsedda för så högvärdigt gods att detta kan bära de högre transportkostnaderna, förutsatt att en sådan utveckling skulle vara motiverad.

KAP 2. UTLÄNDSKA SNABBÅGSPROJEKT

2.1 Konventionella tåg

Nedan följer en kort sammanställning av utvecklingsläget beträffande konventionella tåg i några länder.

2.11 Japan

Beslutet att bygga New Tokaido Line godkändes av japanska regeringen i slutet av år 1958 efter en utredningstid av ca 2 år och i oktober 1964 påbörjades reguljär trafik. Den 13 juli 1967 befordrades den 100.000.000:te passageraren. Den 18 augusti 1968 nåddes rekordsiffran 307.561 passagerare under ett dygn. Den 515 km långa sträckan mellan Tokyo och Osaka tillryggäläggs på 3 tim 10 min med superexpresstågen "Hikari", vilket ger en reshastighet av 163 km/h. Den högsta hastigheten i reguljär trafik är 210 km/h, men tågen har provats för 250 km/h. De totala byggnadskostnaderna för New Tokaido-linjen inkl rullande materiel och all elektrisk utrustning uppgick till drygt 5 miljarder kr. Redan efter 3 1/2 års drift uppgick de ackumulerade intäkterna till mer än 70 % av detta belopp. År 1967 uppgick intäkterna till 1,5 miljarder kr. Driftkostnaderna var 400 miljoner kr och kostnaderna för avskrivning och kapital 650 miljoner kr. Det betyder att linjen lämnade ett rent överskott på närmare 500 miljoner kr. Förn bygger Japan National Railways (JNR) en förlängning av New Tokaido Line som kallas San yo Line. Den byggs genom mycket besvärlig terräng, vilket återspeglas i de höga totalkostnaderna, 2,5 miljarder kr, för en sträcka av 162 km. Maximal hastighet i reguljär trafik planeras bli 260 km/h.

2.12 Frankrike

Hastighetsrekordet för konventionella tåg innehas av franska SNCF, som redan 1955 med ett tåg bestående av 2 elektriska lok och 3 passagerarvagnar nådde hastigheten 331 km/h på delar av sträckan Bordeaux - Dax. Det snabbaste franska passagerartåget i trafik är "Le Capitole" mellan Paris och Toulouse. Det körs med 200 km/h på specialsträckan Les Aubrais - Vierzon och når reshastigheten 137 km/h på den 400 km långa sträckan mellan Paris och Limoges. Expresståget "Le Mistral" mellan Paris och Nizza har reshastigheten 133 km/h på delsträckan Paris - Dijon. Samma reshastighet nås av ett av de internationella TEE-tågen, nämligen det som trafikerar sträckan Paris - Bruxelles. Société Nationale des Chemins de fer Français (SNCF) prövar också ett experimenttåg bestående av 2 motorvagnar. Den ena av dessa är försedd med en dieselmotor - i första hand avsedd att användas för lägre hastigheter - medan den andra har utrustats med en modifierad gasturbinmotor, som ursprungligen konstruerats för

helikopterdrift. Med detta motorvagnståg har på den ovannämnda specialsträckan nåtts hastigheten 239 km/h. I slutet av 1968 beställdes 10 st tåg av denna typ. Dessa kompletteras med 2 mellanvagnar utan traktionsutrustning så att tågsätt om 4 vagnsenheter erhålles. Man har också planer på att tillverka 2 prototyper av ett gasturbintåg med lutningsbara vagnskorgar.

2.13 England

British Railways (BR) har på 2 av sina huvudlinjer, East-coast line och West-coast line, högsta hastigheten 160 km/h. Restiden för exempelvis sträckan London/Newcastle, som är 458 km lång, uppgår idag till 3 timmar och 50 min, vilket ger en genomsnittlig reshastighet av 120 km/h. F n byggs lok och vagnar för 200 km/h avsedda att sättas in på de nämnda avsnitten. Parallellt härmed arbetar man vid forskningsavdelningen i Derby med utveckling av ett "Advanced Passenger Train"(APT). Man räknar med att detta tåg skall kunna tas i trafik omkring 1973. Som målsättning har angivits att tåget skall kunna köras minst 40 - 50 % fortare än varje existerande tåg på alla linjer. Det betyder en högsta hastighet på huvudlinjer av 240 km/h.

2.14 USA

Järnvägstekniken har i Förenta Staterna i högre grad än i Europa under en längre tid varit satt på undantag. Krav på de federala myndigheterna att engagera sig i ansträngningar att skapa snabbare landtransporter framfördes med tyngd första gången av senator Claiborne Pell år 1962. Hans ansträngningar ledde till att medel beviljades till ett 5-årigt forsknings- och utvecklingsprogram om sammanlagt 90 miljoner dollars, det s k North East Corridor Project, vars syfte var att demonstrera vad som kunde göras för att revolutionera de markbundna transporterna längs den tätbefolkade östkusten i USA. I första hand för att pröva allmänhetens reaktion inför snabbare och bekvämare tåg beslöts att beställa 2 typer av tåg att sättas in i trafik på befintligt men upprustat spår. Det s k Turbo-train, som byggs av företaget United Aircraft (UAC) är i första hand avsett för sträckan New York - Boston, där reguljär trafik påbörjades våren 1969. Eftersom banan bitvis är starkt kurvig, har tåget utformats så, att vagnskorgarna genom sin upphängning pendlar utåt i kurvorna. Därigenom kan tåget köras fortare, utan att passagerarna utsätts för besvärande sidaccelerationer. Tåget har en topphastighet på drygt 250 km/h, vilket dock inte på långt när kan utnyttjas på den aktuella sträckan trots lutningsmöjligheten. Högsta tidtabellshastighet är ca 175 km/h, vilket innebär, att man kan köra den 369 km långa sträckan mellan de båda städerna på 3 timmar och 15 min. Det ger en genomsnittshastighet av 114 km/h. Det andra tåget kallas Metro Liner och byggs av Budd. Det har satts in i trafik mellan

New York och Philadelphia och New York och Washington. Tåget har experimentellt prövats i hastigheten 273 km/h. Båda dessa projekt blev starkt försenade, vilket främst torde bero på den korta tid som anslogs för utveckling och konstruktion av tågen. De hittills vunna kommersiella erfarenheterna är dock goda, och tågen går fullsatta varje dag, vilket är ovanligt för amerikanska förhållanden. Turbotrain har även sålts till Canada, där det kommer att trafikera sträckan Toronto - Montreal. Utöver Turbotrain har utförts även andra höghastighetsprov med gasturbin-drivna vagnar, bl a på Long Island Railroads.

2.15 Övriga länder

Experimentell verksamhet för att nå högre hastigheter i passagerartrafik utföres eller planeras av järnvägsförvaltningarna i en rad andra länder, såsom Sovjetunionen, Tyskland och Italien. Sedan den internationella trafikutställningen i München år 1965 köres med framgång tåg i 200 km/h på den 62 km långa sträckan mellan staden och Augsburg, f n två tågpar dagligen. På sträckorna Augsburg - Donauwörth och Hannover - Uelzen kommer fr o m vintertidtabellen 1970/71 att tillämpas en högsta tidtabellshastighet av 200 km/h, vilket från år 1972 även gäller sträckan Hannover - Hamm.

2.2 Icke konventionella tåg

Jämsides med den ovan skisserade verksamheten pågår främst i USA, England och Frankrike forskning och utveckling för att skapa nya former av rälsbundna persontransportmedel, som utnyttjar icke konventionell teknik. Det intressantaste av dessa är kanske det franska luftkuddetåget, som utvecklas av det franska företaget Bertin et Cié. Med en halvskalemodell av detta tåg har nåtts hastigheten 400 km/h. F n byggs mellan Paris och Orléans den första banan avsedd för reguljär personbefordran. Den läggs på pelare och kommer att trafikeras med propellerdrivna luftkuddefarkoster med hastigheter omkring 200 km/h. Ett annat intressant framdrivningssystem utgörs av den linjära elmotorn, som dock f n befinner sig på ett relativt tidigt utvecklingsstadium.

Som avslutning på detta avsnitt - som är avsett som en bakgrundsvinjett till den fortsatta framställningen - ges en tabell över de högsta hastigheter, som anses tekniskt möjliga med olika fordonstyper.

Den framlades vid ett internationellt symposium om höga hastigheter, som hölls i Wien sommaren 1968.

Loktåg	200 km/h
Motorvagnståg	300 km/h
Drift med linjär motor på räler	400 km/h
Drift med linjär motor och svävare- teknik	500 km/h
Luftkuddefarkoster med gasturbin- drift	1.000 km/h
Tubfordon	1.000 km/h

KAP 3. MÅLSÄTTNING FÖR SJ

Försöker man väsentligt nedbringa restiderna i tågtrafik, har man i stort sett att välja mellan två i princip skilda lösningar. Antingen väljer man att radikalt försöka förbättra spårstandarden genom att eliminera alla snäva kurvor och därtill kräva ett mycket gott spårläge. Ett sådan spår kan trafikeras med höga hastigheter med måttliga förändringar av den rullande materielen. Detta är den lösning man valt att tillämpa i Japan och även i någon mån i Frankrike. Den helt nybyggda New Tokaido Line har långa sträckor lagts på konstbyggnader och den minsta kurvradien är 2.500 m. På förlängningen San yo Line har kraven ytterligare skärpts, och ingen kurva får här vara snävare än 4.000 m. Den andra lösningen innebär, att man i huvudsak accepterar ett befintligt spår och inriktar sig på att utveckla rullande materiel, som kan trafikera detta spår i höga hastigheter.

Förutsättningen för att man med ett sådant tåg skall kunna åstadkomma en väsentlig minskning av gångtiderna är att hastigheten ökas såväl i kurvor som på rakspår. Att öka hastigheten på rakspår innebär inga större problem. Svårare är däremot att öka hastigheten i kurvor. Den begränsas av att man enligt ett internationellt rekommenderat värde vanligen ej vill utsetta passageraren för större sidacceleration än 0,05 g. Det är således inte påkänningarna på spåret, stjälpnings- eller urspåringsrisken, som begränsar möjligheten att köra fort i kurvor, utan omsorgen om passagerarnas komfort.

Det normala sättet att minska sidkraften på passagerarna är att dosera spåret i kurvorna genom förhöjning av den yttre skenan. Möjligheten att öka rälsförhöjningen är dock begränsad med hänsyn till obehaget att bli stående i en kurva och slitaget på den inre skenan, som godstågen genom sina lägre hastigheter ger upphov till. Vid SJ är maximala rälsförhöjningen satt till 150 mm. Kvar står då möjligheten att luta vagnskorgen inåt i kurvorna om man vill höja hastigheten.

Möjligheten att luta vagnskorgen utreddes i ett tyskt arbete redan år 1937. Det första försöket att bygga en vagn med lutningsbar korg gjordes av SNCF i Frankrike under 1950-talet. Proven ledde dock ej till några praktiska tillämpningar. Principen togs upp på nytt för ett helt tåg av UAC i Turbotrain och är likaså en av grundförutsättningarna i det engelska APT-projektet. Även SNCF och DB synes nu på väg att exploatera de möjligheter till hastighetsökningar, som yppar sig med lutningsbara vagnskorgar. DB utför f n prov med lutning av vagnskorgar på ett luftfjädrat dieselmotorvagnståg av typ 634.

I Sverige är den minsta kurvradien 1.000 m på större delen av dubbel-spårslinjerna, d v s de sträckor som nu är tillåtna för 130 km/h. Många andra linjer - i synnerhet Norrlands-linjerna - har emellertid en avsevärt lägre standard med kurvradier på 600 m, 450 m eller 300 m, beroende på vilken hastighet banan ursprungligen byggdes för. Ett införande av den ovan-nämnda japanska banstandarden skulle följaktligen innebära nästan total ombyggnad av det svenska järnvägsnätet. Det är givet, att en sådan ombyggnad, som skulle kosta ett tiotal miljarder kr, icke kan komma ifråga. SJ:s målsättning måste alltså vara, att införandet av högre hastigheter i persontrafiken skall ske genom att utveckla nya tågtyper, som tillåter dessa högre hastigheter på ett i stort sett befintligt spår.

Den omedelbara frågan blir då vilka hastigheter, som skall eftersträvas. Detta är naturligtvis en teknisk-ekonomisk fråga, som vi här huvudsakligen skall ge de tekniska aspekterna på. Som redan nämnts spelar härvidlag möjligheterna att luta vagnskorgen en dominerande roll. Som bekant doseras en kurva genom att den kurvyttre rälssträngen lägges högre än den kurvinre strängen. Höjdskillnaden mellan rälssträngarna kallas rälsförhöjning och den får med hänsyn till de långsamma godstågen och tåg som kan tvingas stanna i kurvan inte göras större än 150 mm på SJ normalspårnät enligt nuvarande bestämmelser. Låt oss införa benämningen sidkraftvinkel för vinkeln mellan den kraftresultant, som verkar på passagerare i gång i en kurva och normalen till spårplanet. Kraftresultanten består dels av den vertikalt riktade tyngdkraft, som verkar på passageraren, dels av den centrifugalkraft, som vill slunga honom/henne utåt i kurvan och således verkar i horisontalplanet. Jämför med principskissen i fig 3-1. Den högsta hastigheten i en kurva blir beroende på vilka värden på sidkraftvinkeln som kan tillåtas. I fig 3-2 har återgivits sambandet mellan tågets hastighet och sidkraftvinkeln för en 1.000 m-kurva med full rälsförhöjning. 1.000 m-kurvan är enligt ovan dimensionerande för SJ dubbel-spårnät och därför av särskilt intresse i det här sammanhanget. Rälsförhöjningen 150 mm betyder att vinkeln mellan spårplan och horisontalplan är $5,7^\circ$. Vid hastigheten 0 kommer därför sidkraftvinkeln att vara negativ och $= -5,7^\circ$. Om vi t v utan djupare motivering antar att den största sidkraftvinkel som kan godtagas är 15° kan vi ur diagrammet utläsa att det betyder en högsta hastighet av 220 km/h. Det ger en uppfattning om storleksordningen av den hastighet, man rimligen bör eftersträva. En topphastighet hos tåget, som ligger väsentligt över den hastighet, som den snävas-te kurvan på banavsnittet tillåter, kan nämligen endast utnyttjas till priset av ideliga snabba accelerationer och retardationer, vilket kan inverka menligt på passagerarnas komfort. Det krävs också en större motoreffekt, och beroende på tågvikten erhålles en större eller mindre ökning av energiförbrukningen. De gångtidsvinster som kan nås blir ändå ganska små, vilket närmare kommer att belysas i kap 9. Även om ökningen i energikostnad har liten inverkan på totalkostnaderna är det således tveksamt om ett sådant körsätt bör tillåtas.

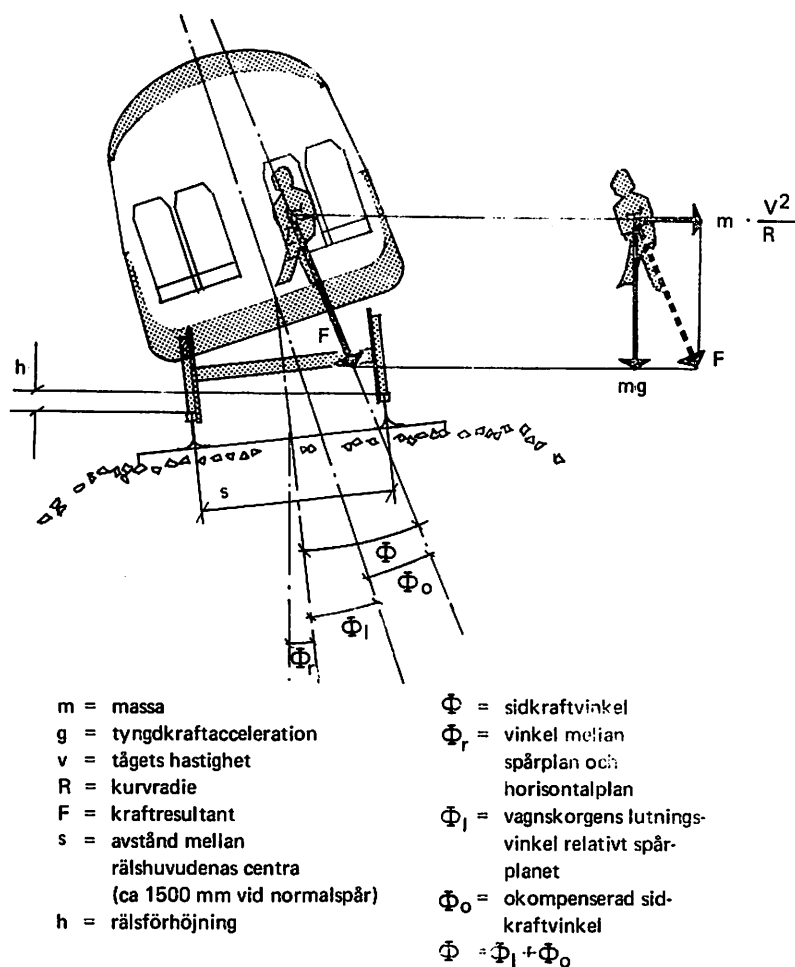


Fig 3-1 Skiss över krafter och vinklar som uppträder vid ett tågs gång i kurva

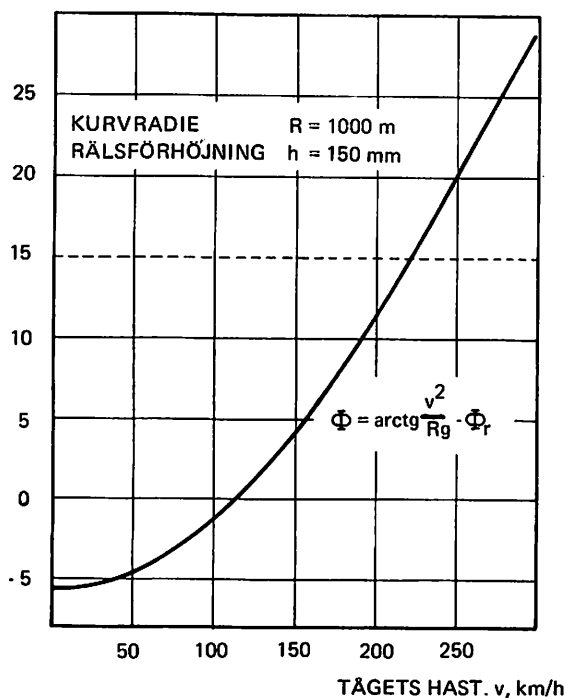
SIDKRAFTVINKEL Φ 

Fig 3-2

Samband mellan sidkraftvinkel (Φ) och hastighet för ett tåg i snävaste kurvan på bana av SJ dubbelspårsstandard.

För att tydligare klargöra hur mycket hastigheten kan höjas i kurva genom att luta vagnskorgen återges i fig 3-3 sambandet mellan den högsta hastighet v_T som i dag tillåtes med lokdragna tåg i kurvor med olika radier samt full rälsförhöjning och den tåghastighet v som blir möjlig om andra värden på sidkraftvinkeln Φ tillåtes. På en särskild skala har markerats för vilka kurvradier dessa högsta hastigheter gäller. Av figuren framgår vidare, att SJ för närvarande tillåter en sidkraftvinkel av knappt 3° , vilket motsvarar det tidigare nämnda värdet 0,05 g på sidaccelerationen i tåget.

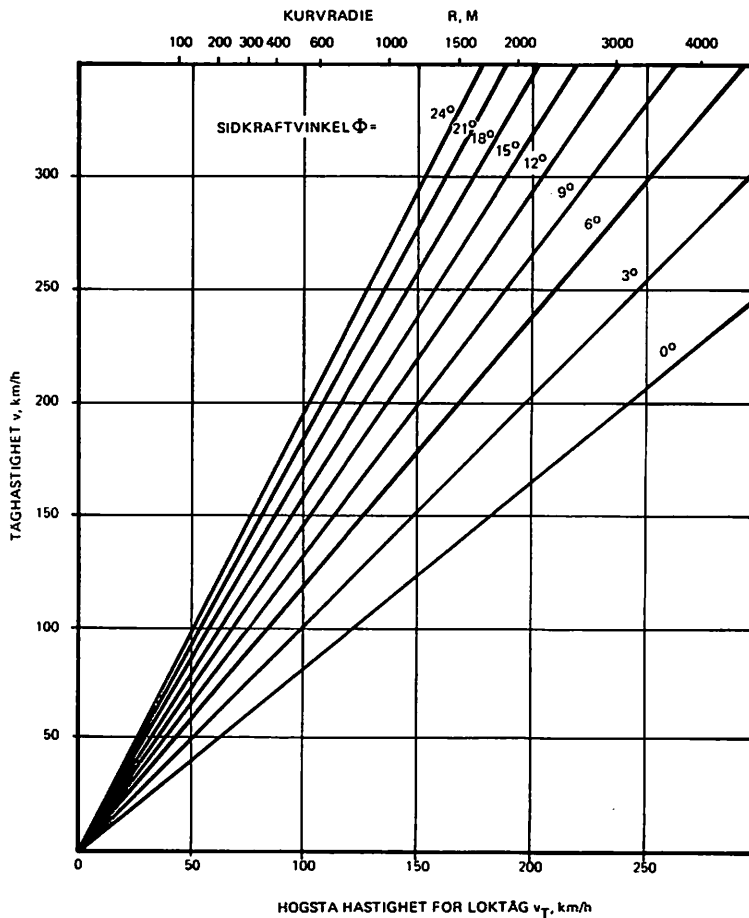


Fig 3-3

Samband mellan högsta hastighet i kurva med full rälsförhöjning $h = 150$ mm enligt SJ normer för loktåg och tåghastigheter vid andra värden på sidkraftvinkeln Φ

Som komplement till figuren ges följande formler, där beteckningarna överensstämmer med fig 3-1 och 3. För rälsförhöjningen i kurvor, där den största loktåghastigheten är högre än 70 km/h, tillämpas vid SJ följande formel:

$$h = \frac{8 s v_T^2}{11,8 R g}$$

Av figur 3-1 framgår vidare att $\text{tg}(\Phi + \Phi_r) = \frac{v^2}{Rg}$, vilket tillsammans med ovanstående formel ger

$$\frac{v}{v_T} = \sqrt{\frac{8}{11,8} \cdot \frac{s}{h} \cdot \text{tg}(\Phi + \Phi_r)}$$

som uttrycker förhållandet mellan tågets hastighet vid sidkraftvinkeln ϕ och den hastighet efter vilken kurvans rälsförhöjning fastlagts.

En av de starkast återhållande faktorerna i utvecklingen mot högre hastigheter har varit fruktan för ökade underhållskostnader för spåret. Såväl de dynamiska tillskotten i normalkraft som de laterala påkänningarna ökar naturligtvis med hastigheten, eftersom spårets ojämnheter framtvingar allt större accelerationer av tågets ofjädrade massor ju fortare tåget körs. I fig 3-4 återges efter engelsk källa ungefärliga samband mellan hastighet och påkänning i rälsen för dels konventionella tåg, dels tåg av APT-typ. Om det av andra skäl skulle visa sig ekonomiskt fördelaktigt att ej alltför mycket reducera axellast och vikt av ofjädrade massor, måste det - om även underhållskostnaderna för spåret tas med i bilden - existera en optimal axellast. Att beräkna denna är dock ytterligt svårt. Engelsmännen har därför vid utformningen av APT valt att begränsa axellasten så hårt, att tåget säkert kommer att medföra en mindre åverkan på spåret än det loktåg, som används i dagens trafik. Gränsen har satts vid 11 ton och av samma skäl får vikten av den ofjädrade massan på en axel inte överstiga 800 kg.

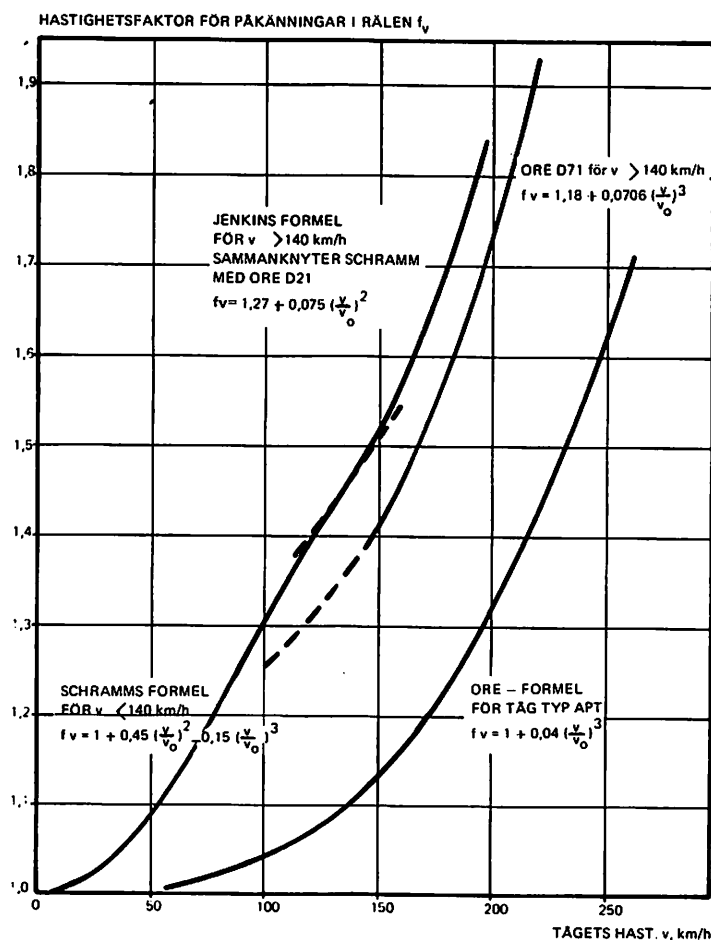


Fig 3-4

Samband mellan påkänningar i rälsen vid olika hastigheter och påkänningar vid statisk belastning enligt Chief Eng. Way & Works, BR. $v_0 = 100$ km/h.

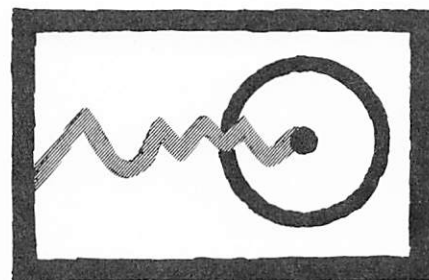
En annan återhållande faktor har varit, att en stor del av den rullande materiel, som hittills tillverkats, ej har haft sådana dynamiska egenskaper, att de lämpat sig för höga hastigheter. Orsaken är att de huvudsakligen dimensionerats för statiska krafter. De dynamiska förlopp, som uppträder i ett järnvägsfordon, är nämligen matematiskt så komplicerade, att det tidigare inte varit möjligt att lösa de uppträdande systemen av rörelseekvationer. Först i och med att under de senaste åren mycket stora analoga och digitala datamaskiner ställts till förfogande som hjälpmedel har förutsättningar skapats för att systematiskt angripa dessa problem.

Vi kan nu redan på detta stadium ställa upp några av de huvudkriterier, som bör ingå i SJ målsättning för snabba tåg:

- befintligt spår skulle kunna användas med mindre justeringar
- tågets högsta hastighet skall ligga i intervallet 200 - 250 km/h
- vagnarna skall vara försedda med ett system, som automatiskt lutar vagnskorgarna inåt i kurvorna
- tåget skall ha goda dynamiska egenskaper medförande hög passagerarkomfort och liten åverkan på spåret
- axellast och ofjädrad massa skall vara små för att erhålla låg underhållskostnad på spåret.

Dessa kriterier kräver sannolikt att tåget utformas som ett motorvagnståg, d v s det sammansätts av ett antal vagnsenheter, som är speciellt avpassade till varandra, och som därför normalt inte kopplas isär.

2. Teknisk analys



KAP 4. LISTNING AV TEKNISKA PROBLEM

I detta kapitel försöker vi göra en inventering av de skilda tekniska problemkomplexen, som är förknippade med tåg för höga hastigheter. I vart fall lämnas kortfattade kommentarer, varefter de frågor, som gruppen ansett sig böra utförligare diskutera, behandlas i separata kapitel. Många av de problem, som listas, är naturligtvis intimt beroende av varandra. I fig 4-1 har därför gjorts ett försök att i blockschemaform antyda de viktigaste av dessa beroenden. Heldragna linjer har använts mellan de block som starkast påverkar varandra, medan streckade linjer antyder ett svagare beroende. Figuren illustrerar även 3 tänkta skeden i ett snabbtågsprojekt. I behovsanalyskedet fastställs tågets önskade egenskaper mot bakgrund av den kommersiella marknaden och det tekniska utvecklingsläget. I förprojektskedet fixeras huvuddragen hos den slutliga produkten och i konstruktions- och utprovningsskedet formas de olika delsystemen.

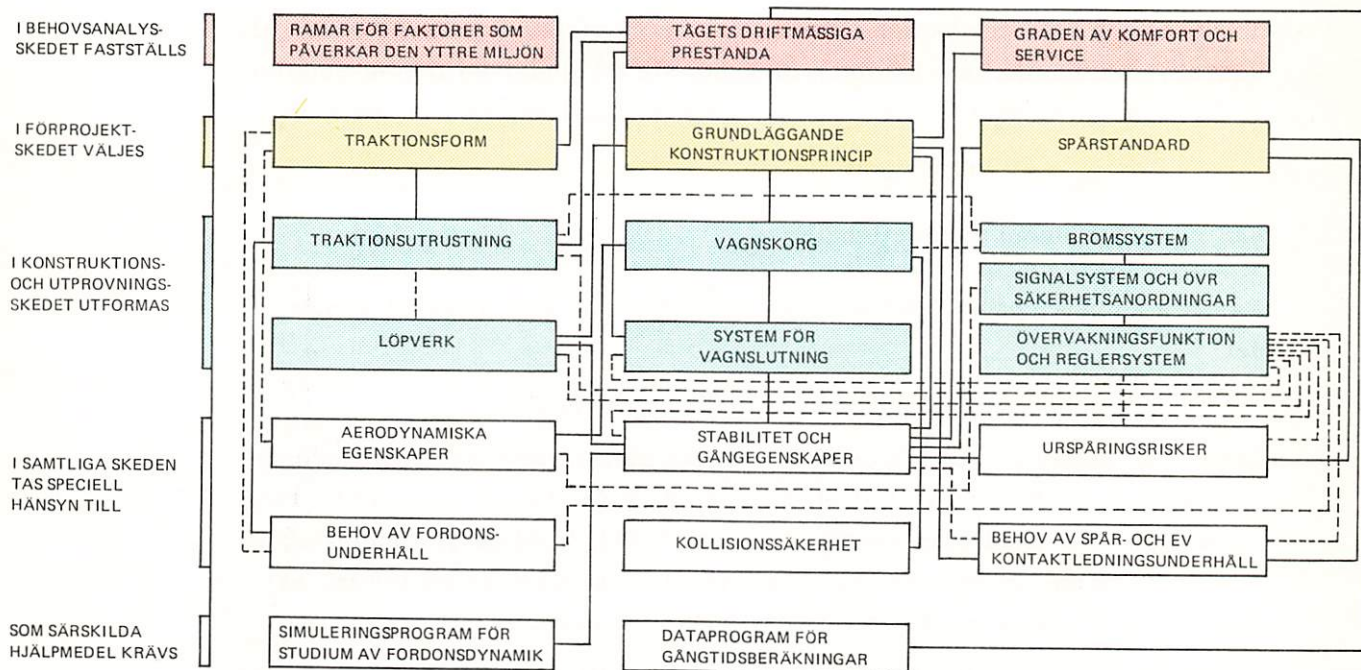


Fig 4-1

Förenklat blocksystem över tekniska problemkomplex vid utformning av ett tåg för höga hastigheter

4.1 Behovsanalyskedet

4.11 Ramar för de egenskaper hos tåget som påverkar den yttre miljön

De egenskaper som avses är i första hand buller och luftföroreningar och andra sk imissionsfrågor. Den senaste tidens miljödebatt, som inte enbart förs inom landet, antyder att tillåtna bullernivåer och föroreningshalter i framtiden kommer att sättas allt lägre, särskilt i tätbebyggda områden. I Sverige har vi en i detta avseende gynnsam situation genom den långt drivna elektrifieringen av järnvägsnätet, som ju medger användning av relativt tystgående och avgasfria lok. För framtida snabbtåg kan även andra drivkällor komma att aktualiseras, och det är då väsentligt att tillräcklig hänsyn tas till imissionsfrågorna i den valsituation som kan uppkomma. I första hand är gasturbindrift aktuell. Gasturbinen har ett dåligt rykte som stark bulleralstrare. Praktiska prov bl a hos SNCF visar dock att man kan behärska bullerproblemet med lämplig teknik, vilket främst beror på att kraven på hyperlätta traktionsutrustningar inte är särskilt uttalade i järnvägsdrift.

Vid högre hastigheter kan oberoende av traktionsformen rullningsljudet bli besvärande. Fysikaliskt kan man förvänta sig att ljudnivån L som funktion av hastigheten v , mätt på ett visst avstånd från spåret, ges av ekvationen

$$L = L_0 + 20 \log v/v_0 \text{ dB}$$

där L_0 är ljudnivån vid hastigheten v_0 .

Tyska mätningar på ett lokomotiv av typen E41 gav som resultat sambandet

$$L = 80 + 26,6 \log v/v_0 \text{ dB (A) med } v_0 = 40 \text{ km/h.}$$

Dessa mätningar och likartade amerikanska mätningar visar, att ljudnivån ökar med 8 - 9 dB (A) i stället för förväntade 6 dB (A) vid varje dubbling av hastigheten. Ljudnivån minskar med ca 3 dB (A) vid varje dubbling av avståndet mellan mätpunkten och tåget intill ett avstånd av ca 100 m, varefter minskningen successivt växer till 6 dB (A) per avståndsdubbling.

Enligt dessa mätresultat kan för ett konventionellt expresståg i hastigheten 200 km/h räknas med en ljudnivå av ca 100 dB (A) på ett avstånd av 7,5 m från ett väl underhållet helsvetsat spår. Denna nivå kan i vissa fall påfordra motåtgärder på fordonet och/eller i omgivningen. Av de möjligheter som står till buds för fordonet förefaller hjuldämpning intressantast. Detta kan åstadkommas genom användning av fjädrande hjul eller genom att bespruta hjulen med ljudabsorberande massa. Mätningar som utförts av San Francisco Bay Area Rapid Transit District (BARTD) visade, att ett fjädrande hjul av svensk konstruktion gav 5 dB reduktion av rullningsljudet. Särskild uppmärksamhet kan behöva riktas mot spår på järn- eller betongkonstruktioner, som förstärker rullningsljudet, om inga särskilda åtgärder vidtas. Likaså bör inverkan av tjälbildningen vintertid beaktas.

Som ytterligare exempel på externa ljudnivåer kan nämnas följande värden för det franska gasturbintåget, uppmätta på 7,5 m avstånd:

98 dB (A) vid 200 km/h och avstängd gasturbin

99 dB (A) " 218 " " belastad gasturbin

4.12 Tågets driftmässiga prestanda

Den slutliga specifikationen av prestanda för ett snabbgående tåg får naturligtvis ses som en sammanjämkning av kommersiellt grundade önskemål och tekniska och ekonomiska begränsningar. Starkt förenklat uttryckt gäller det att i vanlig ordning maximera en funktion av typen

$$V = I - K - D$$

där I representerar någon form av värdering av de intäkter, som kan förväntas genom insatsen av tåget, K är kapitalkostnaderna för dels tåget, dels de eventuellt nödvändiga följdinvesteringarna i bana och signalsystem och D är driftkostnaderna för tåget. Det faller helt utanför ramen för gruppens verksamhet att genomföra den ekonomiska kalkyl, som skall leda till ett slutligt ställningstagande beträffande tågets prestanda. För att göra en sådan kalkyl möjlig, krävs emellertid att så noggrant som möjligt har klarlagts vilka samband som råder mellan olika kombinationer av tågprestanda och de faktorer, som dels den kommersiella värderingen, dels organisationen av driften skall grundas på.

Den kanske väsentligaste av dessa faktorer är gångtiden och arbetsgruppen har uppfattat det som en central uppgift att belysa vilka gångtider som kan påräknas med ett snabbt tåg i olika relationer inom landet. Därför har genomförts ganska omfattande gångtidsberäkningar, som redovisas kortfattat i kapitel 9 samt utförligt i bilaga 2.

4.13 Graden av komfort och service

Tåget har av tradition betraktats som överlägset andra land- och luftburna transportmedel ifråga om den komfort som erbjuds passagerarna. Denna ställning börjar nu att hotas av de största och modernaste flygplanstyperna. I en tid av ökande levnadsstandard, där restiderna på de avstånd tågen i första hand betjänar successivt pressas ned, kommer med säkerhet komfort och service att tillmätas allt större betydelse. Det är därför väsentligt att se till att järnvägen behåller en tätposition i detta avseende.

Ur teknisk synpunkt är det viktigaste bidraget därtill att ge tåget en konstruktionsmässig utformning, som begränsar de tröghetskrafter som passageraren utsätts för i sidled samt i vertikal och longitudinell led. Det är emellertid svårt att med ett mått kvantifiera den grad av åkkomfort som passageraren

upplever. Den varierar inte enbart mellan individer utan beror också på om denne sitter, ligger i en sovvagn eller befinner sig under förflyttning i tåget. Som mått på åkkomfort har länge använts det s k WZ-talet. Eftersom det på senare tid blivit starkt kritiserat, återges inte definitionen här. På flera håll, inte minst inom bilindustrin, pågår undersökningar, där man bl a söker mäta den vibrationsenergi som vid olika frekvenser absorberas i människokroppen, för att den vägen söka skapa ett mått på åkkomforten.

Japanska undersökningar av åkkomfort

Synnerligen omfattande undersökningar av tröghetskrafternas inverkan på känslan av komfort har gjorts av Railway Technical Research Institute (RTRI), som är en del av JNR. Visserligen kan invändas att resultaten kanske inte är representativa för västeuropeer, men likartade experimentalpsykologiska studier har visat att skillnaderna mellan befolkningsgrupper som regel är små.

I tre skilda försöksserier bestämdes ett stort antal tågpassagerares reaktioner inför laterala tröghetskrafter, longitudinella tröghetskrafter samt vibrationer. I samtliga fall fick de studenter som utgjorde försökspersoner i formulär fylla i omdömen om följande psykologiska faktorer

känslighet enligt en 4-gradig skala från ej märkbar (= 0) till starkt märkbar påverkan (= 3)

upplevelse enligt en 5-gradig skala från komfortabel (= 0) till icke komfortabel (= 4)

omdöme enligt en 2-gradig skala innebärande godtagbar (= 0) eller icke godtagbar åkkomfort (= 1).

Laterala tröghetskrafter

I fig 4-2 beskrivs schematiskt hur den laterala accelerationen på en passagerares plats kan förlöpa vid gång i en kurva. I de japanska försöken registrerades och prövades den genomsnittliga accelerationen a_m , accelerationsförändringen per tidsenhet, som vi kan kalla ryck samt accelerationens varaktighet. Av mängden försöksresultat återges några i tabell 4-1. Som väntat visade sig stående personer mer känsliga för sidaccelerationer än sittande.

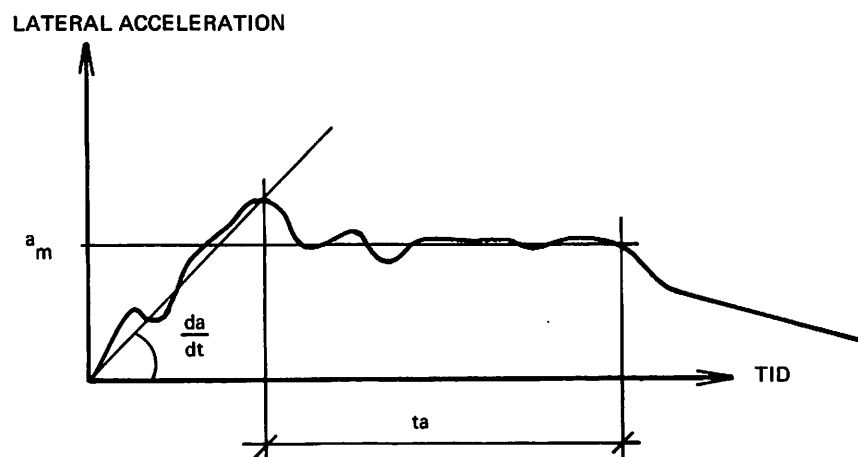


Fig 4-2

Schematiskt diagram över den laterala accelerationens variation vid gång genom en kurva.

Psykologisk faktor	Godtagbar in- bär betygen	Gränsvärden för		
		a_m, g	$da/dt, g/s$	t_a, sek
Känslighet	0, 1, 2	0,05 - 0,06	0,03 - 0,04	15 - 20
Upplevelse	0, 1, 2, 3	0,12	0,05 - 0,06	Ingen begräns- ning
Omdöme	0	0,07 - 0,08	0,03 - 0,04	10 - 20

Tabell 4-1. Övre gräns för de mått på laterala tröghetskrafter som anses godtagbara av minst 95 % av försökspersonerna

Longitudinella tröghetskrafter

Vid bromsning uppträder longitudinella tröghetskrafter. På helt analogt sätt uppmättes här medelacceleration och ryck i såväl början som slutet av inbromsningen. Några resultat återges i fig 4-3 och 4-4. Som synes är en stående person mera känslig för medelacceleration än en sittande, och en stående person har väsentligt svårare att klara ett ryck bakifrån än framifrån.

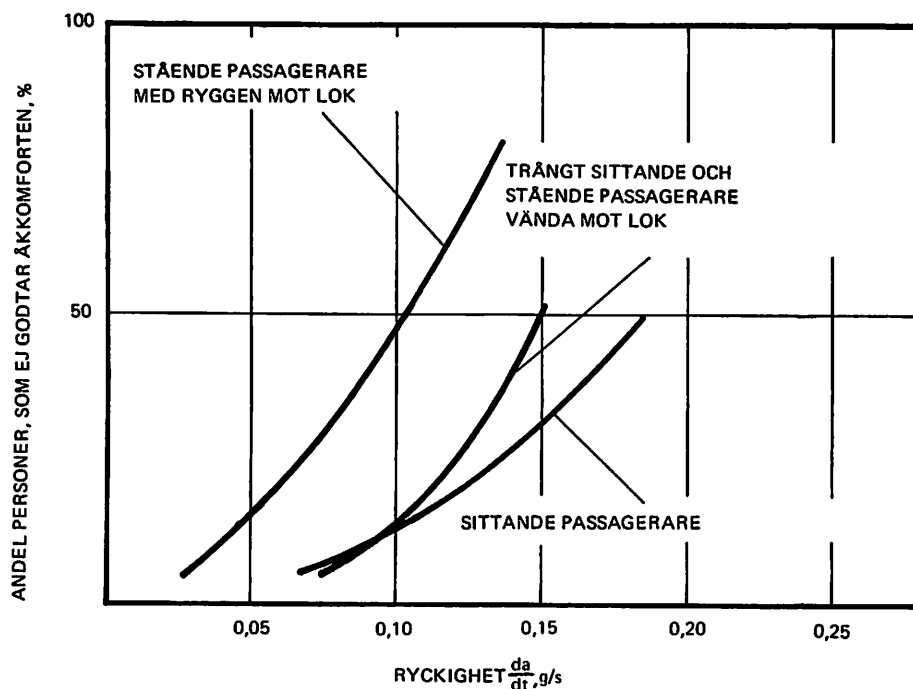


Fig 4-3 Ryckighetens betydelse för åkkomforten vid bromsning

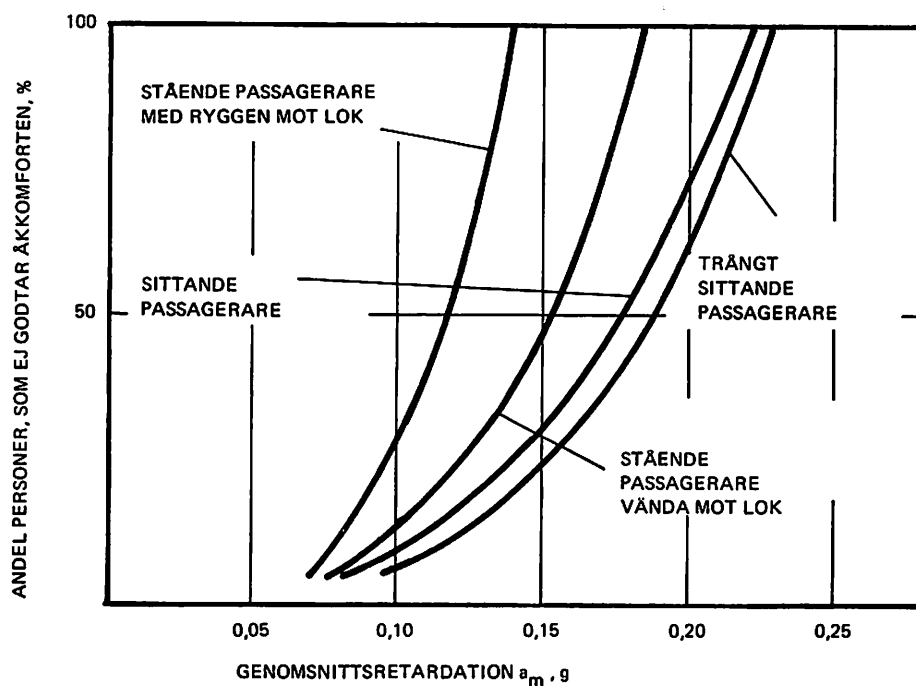


Fig 4-4 Genomsnittsretardationens betydelse för åkkomforten vid bromsning

Lateral vibrationer

Motsvarande vibrationsstudier gav som resultat att 10 % av försökspersonerna upplevde en lateral vibrationsacceleration av 0,065 g som stark och obekväm (d v s gav betygen 3 och 4 på känslighet resp upplevelse). Accelerationen 0,075 g ansågs av 10 % innebära en icke godtagbar åkkomfort. Vibrationerna var sinusformade och de angivna accelerationerna representerar toppvärden. Särskilt vid låga accelerationer (under 0,05 g) upplevdes frekvensen 1,5 Hz som särskilt obekväm, vilket förklaras av att resonansfrekvensen för huvudrörelser i sidled ligger omkring detta värde. Även andra kroppsorgan har sin egen frekvens i området 1-10 Hz.

Exempel på riktvärden för åkkomfort

Som nämnts i kapitel 3 gäller för Sverige såväl som flertalet andra länder att passagerarna i kurvor inte får utsättas för större sidacceleration a_m än 0,05 g. I Tyskland liksom i växelkurvor i Sverige tillåts dock 0,068 g till 0,086 g. Uppgifter om vilka accelerationer som i övrigt förekommer i olika tågtyper vid normal drift är sparsamma. Som exempel återger vi i tabell 4-2 de krav som specificerades i beställningen av det kanadensiska Turbotrain, och som avsåg gång på spår av viss standard.

Riktning	Resonansfrekvens	Största acceleration			Största ryckighet
		vanlig	sällsynt	vid resonans	
lateralt	< 1,2 p/s	0,02 g	0,04 g	0,04 g	0,1 g/s
vertikalt	< 1,2 p/s	0,03 g	0,05 g	0,05 g	0,1 g/s
longitudinellt*	får ej finnas	0,02 g	0,04 g	-	-

*avser ej vid start och stopp

Tabell 4-2. Specifikation av komfortkraven för den kanadensiska versionen av Turbotrain

Internt buller

Den interna bullernivån har naturligtvis också stor betydelse för komforten. Till den externa ljudnivån analoga tyska undersökningar ger ett funktions-samband mellan ljudnivå och hastighet likartat det som angavs i avsnitt 4.1. Det ringa mätunderlaget gör sambandet osäkert, men approximativt kan antas att den interna ljudnivån stiger med 1 - 1,5 dB (A) per 20 km/h hastighetsökning från 80 km/h. För att tillgodose kraven vid höga hastigheter måste således vagnskorgen utformas så att golv och väggar ger en hög dämpning. Som exempel på en extremt tystgående vagn kan nämnas den tyska Rheingold-vagnen, i vilken ljudnivån vid 80 km/h är så låg som 51 dB (A) mitt i vagnen. Typiska värden för svenska vagnar i 100 km/h är 65 - 70 dB (A).

4.2 Förprojektskedet

4.21 Traktionsform

Som framgår av kap 2 föreligger hittills praktiska erfarenheter av drift i höga hastigheter endast för två traktionsformer, nämligen eldrift via kontaktledningsnät och gasturbindrif. Det är också främst dessa båda traktionsformer som kan ifrågakomma för ett svenskt snabbtågsprojekt. I det följande begränsar vi därför diskussionen till dem utan att göra något ställningstagande i valet mellan dem.

Valet av traktionsform rymmer nämligen också en mängd tungt vägande driftmässiga aspekter, som faller utanför utredningens ram. I viss mån kan även kommersiella synpunkter spela en roll.

Eldrift

Sverige har sedan länge varit ett föregångsland vad gäller elektrifiering av järnvägsdriften och större delen av affärsbanenätet är numera elektrifierat. Det är därför naturligt att undersöka möjligheterna att utnyttja eldistributionsnätet som energikälla även för de framtida snabba tågen. Den höga hastigheten behöver inte i sig innebära ett starkt ökat energibehov, eftersom tåget förutsätts vara lätt och ha lågt fartmotstånd, varför de stora dragkraftsresurser som i och för sig är önskvärda endast behöver utnyttjas under korta accelerationsperioder. Möjligheten att luta vagnskorgarna i kurvorna bidrar också till att reducera energibehovet, eftersom hastigheten inte behöver varieras så starkt längs banan.

Övervägande antalet snabba tåg förutsätts befinna sig i trafik endast under dagtid mellan kl 7 och 23. Redan nu inträffar belastningsmaximum på ett flertal punkter i nätet under natten och med en väntad fortsatt koncentration av godstågstrafiken till nattetid kommer denna tendens säkert att förstärkas. Eldrift av snabba tåg kommer därför knappast att påverka dimensioneringen av distributionsnätet. En granskning av rådande belastningsvariationer på sträckan Stockholm - Göteborg ger att taxans effektdel sannolikt endast till hälften skulle slå igenom på dessa tåg, vilket betyder att energikostnaden vid tågets strömvtagare för denna bandel skulle bli ca 7,0 öre per kWh. Som illustration visas i fig 4-5 exempel på belastningens dygnsvariation för en omformarstation.

Användning av eldrift för emellertid med sig två speciella tekniska problem. Den ena orsakas av transformatorns stora vikt. Transformatorn representerar, var den än placeras i tåget, viktsmässigt en inhomogenitet, som medför svårigheter att klara kravet på en genomgående låg axellast, vilket som redan nämnts flera gånger är väsentligt ur underhållssynpunkt. Möjligheterna att reducera transformatorns vikt torde vara begränsade, så länge det saknas ett lätt material med lämpliga magnetiska egenskaper,

UTTAGEN EFFEKT, MW

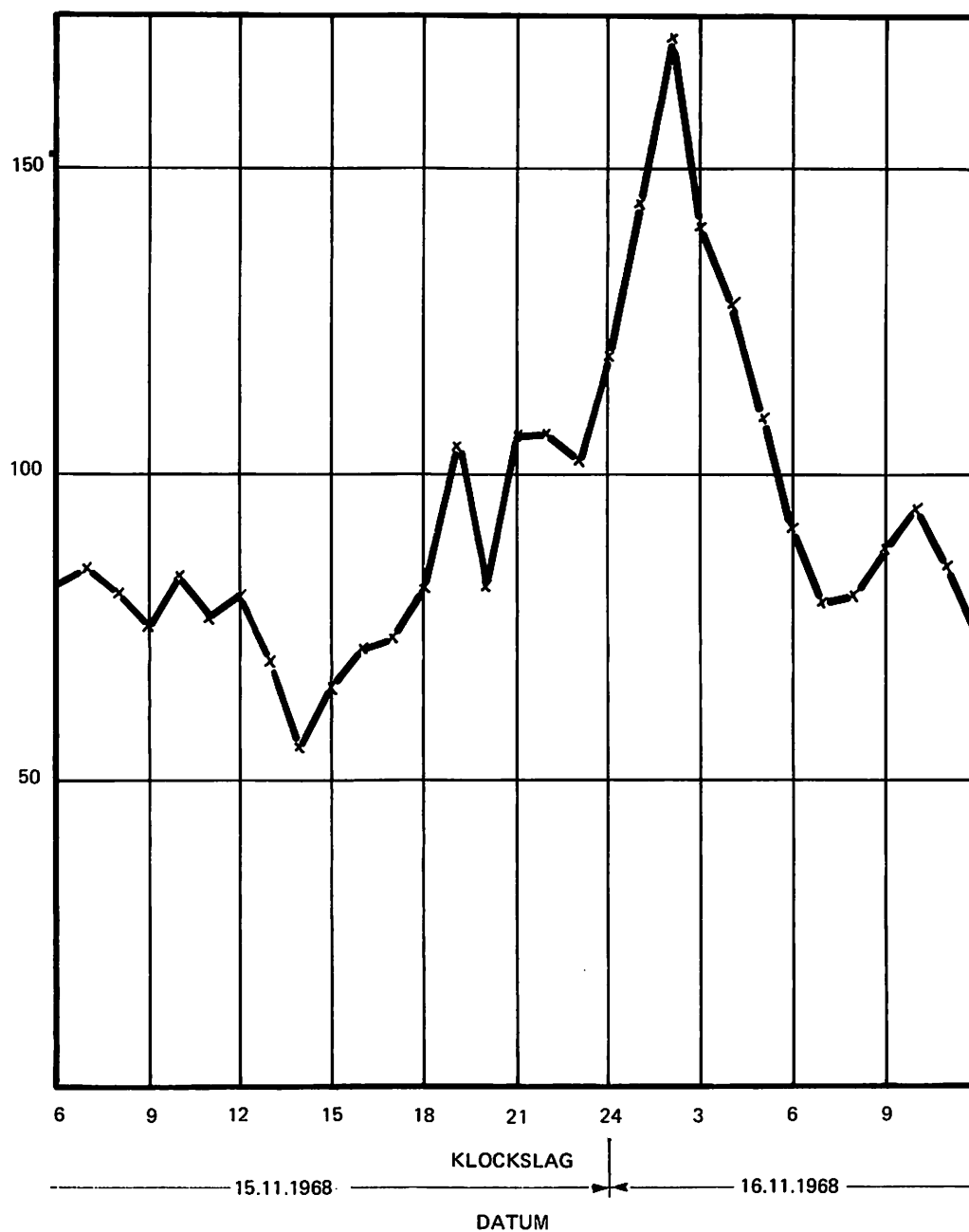


Fig 4-5

Exempel på variationer i uttagen effekt vid omformarstationen i Hallsberg

som kan ersätta järnet i kärnan. Lösningen är att använda flera mindre, parallellkopplade transformatorer eller att konstruera drivmotorer avsedda att utnyttja linjespänningen otransformerad. I det senare fallet kan dock isolationskraven bli svåra att bemästra.

Det andra problemet orsakas av strömvatagaren, som inte får följa med i vagnskorgens vridningsrörelse. Det gäller speciellt om vridningscentrum placeras lågt vilket är önskvärt. Eventuellt kan strömvatagaren för-

ankras direkt till löpverket, vilket dock medför att visst utrymme stjäls inne i vagnen. Dessutom överförs banans ojämnheter till strömvtagaren, varigenom anläggningen mot kontakttråden kan komma att försämrast.

Ännu så länge har ej presterats någon teknisk lösning som också prövats experimentellt. Det går därför inte att säkert säga hur stora svårigheter-na är att praktiskt lösa det konstruktionsproblem, som kombinationen lutningsbar vagnskorg och strömvtagare utgör. Alla elektriskt drivna tåg för hög hastighet, trafikerar förhållandevis raka sträckor, där vagnslutning ej erfordras, (ex New Tokaido Line, New York - Washington). Orsaken härtill torde dock främst vara att elektrifieringen ej framskridit lika långt i de berörda länderna som i Sverige, och att de bandelar som haft den högsta standarden elektrifierats först. Man har därför inte haft orsak att sätta in några resurser på att lösa det nämnda konstruktionsproblemet.

Den ursprungliga utformningen av kontaktledning och strömvtagare vid SJ tillåter inte särskilt höga hastigheter. Utländska erfarenheter visar emellertid att det är förhållandevis enkelt att modifiera kontaktledningens upphängning så att en god anläggning bibehålles även vid mycket höga hastigheter. Det kan ske genom att öka dragspänningen i kontakttråden och samtidigt tillse, att de mekaniska anordningarna för att ta upp de av temperaturen beroende variationerna i trådens längd utformas så, att tråden löper genom dessa med tillräckligt låg friktion. Den svenska kontaktledningen är på många sträckor mycket gammal. En successiv förnyelse måste ske oberoende av de krav som höga hastigheter reser och pågår därför kontinuerligt. Före 1975 beräknas enligt gällande planer triangeln Stockholm - Göteborg - Malmö vara försedd med kontaktledning dimensionerad för 180 km/h, som enligt prov visat sig klara även 200 km/h. Detta måste tas i beaktande när omfattningen av arbetet med att omdana kontaktledningen för högre hastigheter diskuteras.

Även strömvtagaren som sådan kan emellertid förbättras. Utförda prov har visat att man genom att ge strömvtagaren liten massa och använda dämpare avsevärt kan nedbringa antalet släppningar mellan kontakttråd och strömvtagare.

Gasturbindrift

Som främsta alternativ till eldrift står gasturbindrift. De senaste årens utveckling på området antyder att såväl buller- som avgasproblemen kommer att kunna bemästras på ett någorlunda tillfredsställande sätt. Gasturbinens främsta fördel är den mycket gynnsamma relationen mellan effekt och vikt. Genom att använda en gasturbin med friroterande turbin nås också fördelen av en hög dragkraft över ett mycket stort hastighetsregister utan att variabel utväxling behöver tillgripas. De gasturbiner som hittills har använts för snabba tåg är modifierade flygturbiner, vilkas tillförlitlighet genom lång tids driftserfarenhet är väl beprövad. I Turbotrain används

4-6 gasturbiner av fabrikat Pratt & Whitney med beteckningen ST6. Det är en standard flyggasturbin med maximal effekt 460 kW (625 hk), som dock i den för järnvägsdrift avsedda versionen reducerats med 25 %. I det franska experimenttåget används en helikopterturbin av fabrikat Turbomeca med effekten 840 kW (1150 hk). SNCF i Frankrike planerar ännu ett gasturbindrivet experimenttåg med möjlighet att luta vagnskorgen. För att möjliggöra drivning av alla axlar kommer kraftöverföringen att ske på elektrisk väg med separata drivmotorer på varje axel. För APT planeras en användning av ett antal lätta gasturbiner av fabrikat Leyland med direkt drivning av 2 axlar/motorvagn.

4.22 Grundläggande konstruktionsprincip

Kärnan till ett projekt, som syftar till att skapa ett nytt tåg, är givetvis att fastställa vilka grundläggande konstruktionsprinciper, som skall tillämpas. Det första val som därvid måste träffas är huruvida tåget skall vara lokdraget, dvs ha all traktionsutrustning samlad i en separat del längst fram i tåget med möjlighet att alltefter behovet koppla till ett varierande antal vagnar för passagerarna, eller om tåget skall ges formen av motorvagnståg, bestående av ett visst antal mer eller mindre fast sammankopplade enheter. Det finns en klar tendens att övergå från lokdragna tåg till motorvagnståg i snabb persontrafik. Motiveringarna kan huvudsakligen sägas vara två.

Den första är att ett snabbt tåg kräver hög dragkraft och eftersom friktionen mellan hjul och räl är begränsad, måste en stor del av tågets vikt laggas på drivande axlar. Om inte tåget skall bli alltför långt och ohanterligt, måste loket ges axellaster som är helt oförenliga med de hårda kraven på låg axellast som ur spårunderhållssynpunkt ställs på de snabba tågen.

Den andra motiveringen är en driftsmässig aspekt. För att erhålla godekonomi måste de snabba tågens omlopp göras så snäva som möjligt och därför ryms inte den tid, som för ett lokdraget tåg normalt tillmätts för rundgång av lok och bromsprovning av tåget, vilket ur säkerhetssynpunkt måste ske varje gång som loket tillfälligt kopplas bort från resten av tågsättet. Alla existerande eller projekterade snabba tåg för över 200 km/h är därför utformade såsom motorvagnståg. Endast i Frankrike och Tyskland körs lokdragna tåg enligt fast tidtabell i så höga hastigheter som 200 km/h, vilket emellertid ställer mycket stora krav på spårets stabilitet. De sträckor som är upplåtna för 200 km/h är därför ännu jämförelsevis korta.

Tre lika grundläggande frågor är fastläggandet av antalet axlar i tåget, dess placering samt längden av varje vagnsenhet. Den lösning man här väljer måste ses som en syntes av kraven på låg underhållskostnad, goda gångegenskaper och hög säkerhet mot urspårning. De önskemål, som följer av dessa krav och som vi kommer att närmare granska i påföljande avsnitt, är ofta svårförenliga och resultatet får därför ses som en kompromiss. Vi skall

här endast kortfattat beskriva några av de olika principer som har använts. Dessa skall ses som bakgrund av önskemålet att varje axel så långt möjligt alltid skall inta ett läge vinkelrätt mot tangenten till spåret. Utvecklingshistoriskt kan också påpekas, att det ur stabilitetssynpunkt är gynnsammare el-ler i varje fall enklare att arbeta med långa och tunga vagnsenheter.

Tvåaxlig vagn

Den tvåaxliga vagnen representerar den äldsta och enklaste formen av järnvägsfordon. Den måste göras kort för att kravet på rät vinkel mellan axel och spår skall kunna upprätthållas i kurvor. Den blir därmed i traditionellt utförande instabil (se kap 5) redan vid låga hastigheter, vilket gör att den numera helt slagits ut i den svenska personvagnsparken och är satt på undantag även i godstrafiken. Genom en från grunden avvikande konstruktionsfilosofi för löpverket kan dock instabilitet undvikas, och den 2-axliga vagnen har därför i modifierad form lagts till grund för APT-projektet.

Boggivagn

För att kunna förlänga vagnsenheten måste axlarna göras vridbara i förhållande till vagnskorgen. Det ledde till introduktionen av boggier, och standardvagnen inom såväl person- som godstrafik är numera försedd med två boggier vardera innehållande två axlar.

KLL-principen

En boggi kan i sig liknas vid en kort 2-axlig vagn, som genom samverkan mellan de båda axlarna ställer in sig så att varje axel står vinkelrätt mot spåret. En alternativ möjlighet är att göra axlarna på en 2-axlig vagn vridbara och låta varje axel styras av intilliggande vagns rörelser. Denna utväg prövades första gången i det svenska KLL-tåget som byggdes i experimentversion på 50-talet. KLL-tågets princip framgår av fig 4-6. Genom att kopplingsanordningarna är fast förbundna med intilliggande axlar, kommer dessa att parvis fungera som en boggi och påminner därför om den s k Jacobsboggin, som utmärks av att två vagnändar läggs upp på samma boggi. Denna är dock ej på sedvanligt sätt fritt rörlig i förhållande till vagnskorgarna utan tvångsstyrs in i rätt läge i förhållande till spåret. Konstruktionen är i detta avseende i viss mån besläktad med APT. Varje mellanliggande vagnsenhet är även i detta fall tvåaxlig och axlarna i intilliggande vagnsenheter styr varandra mekaniskt. Hur detta i detalj sker har man dock av patentskäl icke velat avslöja.

Även i skisser av det senaste franska projektet återfinns lösningen med tvåaxliga vagnsenheter, där axlarna parvis bildar en boggi. Detta illustreras i fig 4-7.

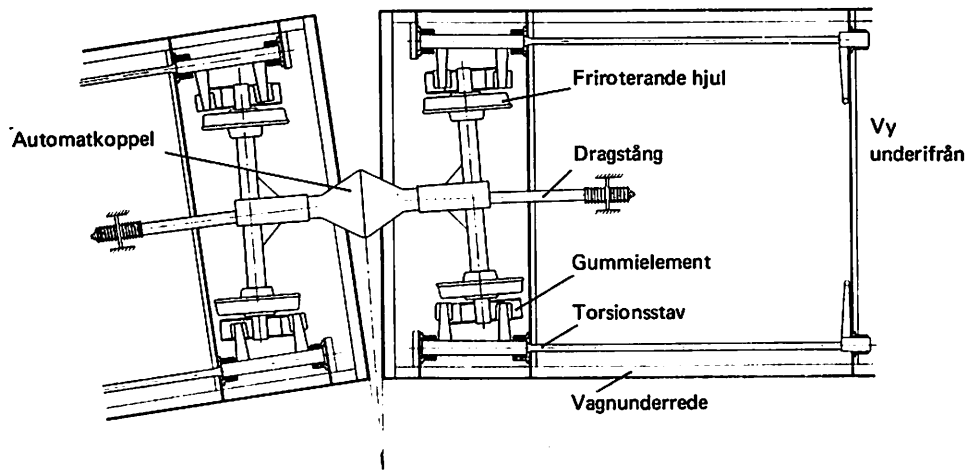


Fig 4-6 KLL-löpverkens avfjädring och deras ställning i kurva.

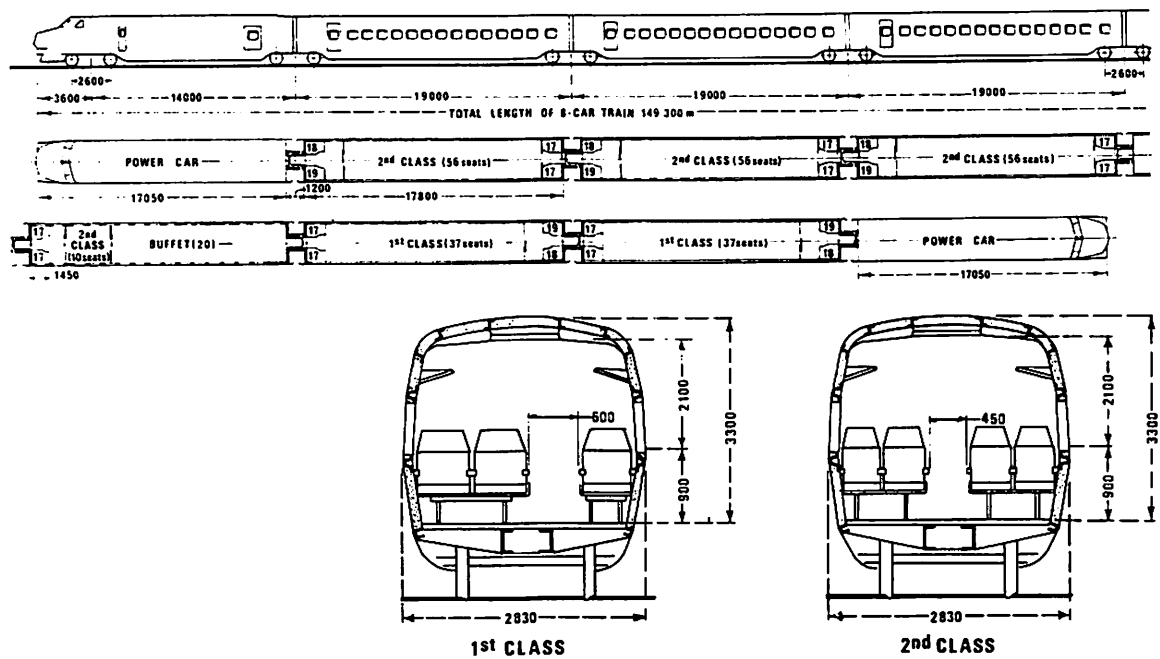
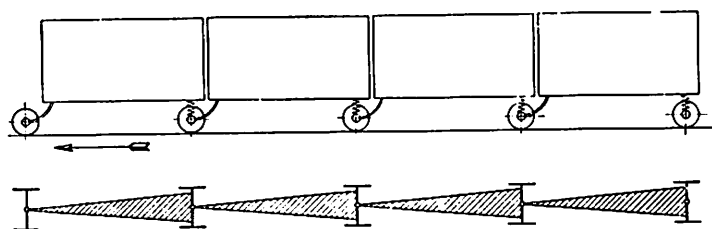
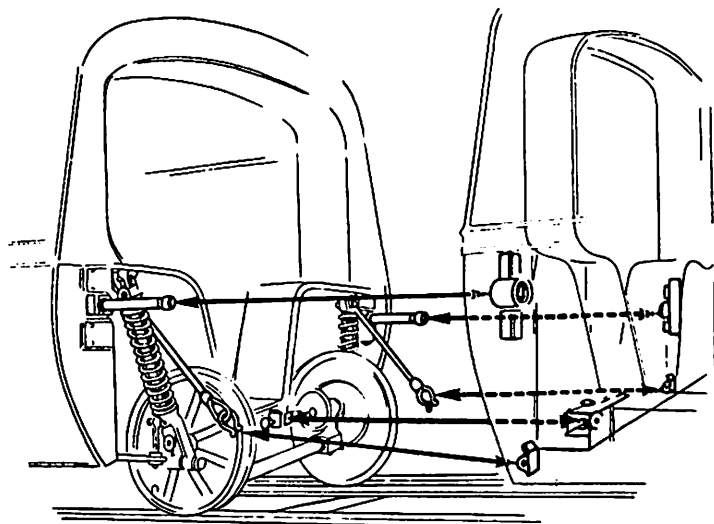


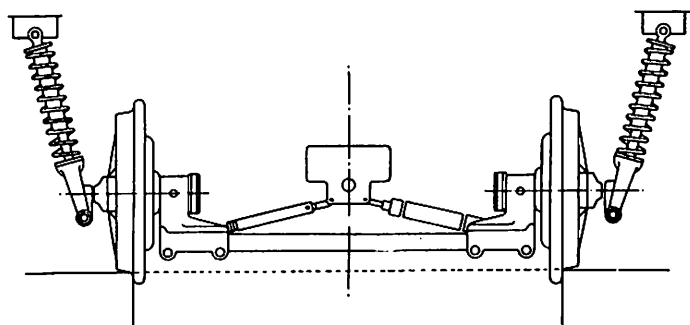
Fig 4-7 Franskt projekt till gasturbindrivet tåg med tvåaxliga vagnar och vridbara vagnskorgar



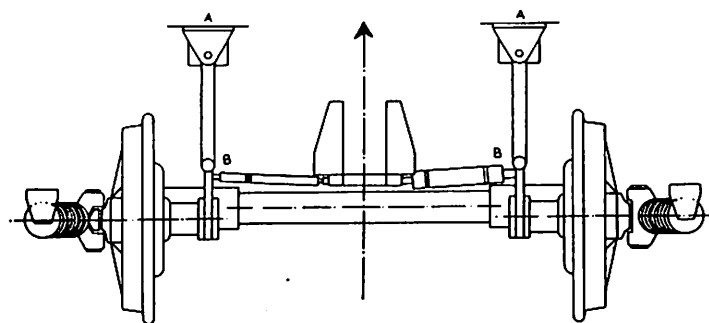
Principskiss över axelarrangemanget



Sammankoppling av två vagnsenheter



Löpverket sett bakifrån



Löpverket sett uppifrån

Fig 4 -8

Schematiska skisser som illustrerar det spanska TALGO-tågets konstruktion.

Talgo-principen

Det spanska Talgo-tågets uppbyggnad belyses i fig 4-8. Tåget består av endast 6,5 m långa enheter, vardera försedda med en axel. Den är placerad längst bak på vagnsenheten. Främre delen av vagnen är upphängd på framförvarande vagns axel på ett sådant sätt att vridningscentrum förläggs till axelns mittpunkt. Tåget får således karaktären av en serie släpvagnar kopplade efter varandra. Det blir därigenom osymmetriskt, och för att dess gångegenskaper skall komma till sin rätt, krävs, att all dragkraft placeras i främre änden av tåget, som därför är lokdraget. Osymmetrin gör att tåget endast kan köras med full hastighet i en riktning. Det kan alltså inte vändas genom att loket flyttas från den ena änden till den andra, vilket naturligtvis är en nackdel. Såväl KLL- som Talgo-tågen skiljer sig från konventionella tåg genom att hjulen gjorts frirullande. Därigenom har vagnsenheterna kunnat göras avsevärt lägre än vad som är vanligt, vilket bidrar till den extremt låga vikten. Dödvikten per resande för ett Talgo-tåg om 16 vagnsenheter med 192 resande är endast 280 kg, vilket är ca $1/3$ av motsvarande värde för ett konventionellt svenskt expresståg.

Turbotrain-principen

Även Turbotrain har endast en axel per mellanvagn. Den är placerad mellan vagnsenheterna och man har valt en konstruktion som garanterar, att axeln alltid intar ett läge vinkelrätt mot spårets längdriktning oavsett om tåget framföres i kurva eller inte. Som framgår av fig 4-9 uppnås detta med hjälp av två dubbelskruvar, vars båda ändar är gängade åt motsatt håll. Axeln styrs därigenom så att den alltid bildar en bissektris till vinkeln mellan de båda vagnarna. I fallet Turbotrain har emellertid det låga antalet axlar i tåget medfört att axellasten blivit så hög, att det är tveksamt om den ur underhållssynpunkt kan accepteras på det svenska järnvägsnätet med dess jämfört med amerikanska förhållanden svaga spår

Andra principer

Naturligtvis existerar en rad andra konstruktionsfilosofier. Vid utformning av ett motorvagnståg måste tåget betraktas som en helhet i dynamiskt avseende, och man får då en helt annan valfrihet i utformningen än vid konstruktion av en separat vagnsenhet, avsedd att kunna kopplas till ett godtyckligt lokdraget tåg.

En rad tänkbara konstruktioner erbjuder sig, om man på olika sätt gör vagnsenheterna dämpade och/eller avfjädrade i förhållande till varandra. Eftersom vi i arbetsgruppen syftat till ett tåg, som skall kunna realiseras på kort tid, har vi dock undvikit att analysera konstruktionsidéer, vars praktiska förverkligande syntes ligga relativt långt fram i tiden.

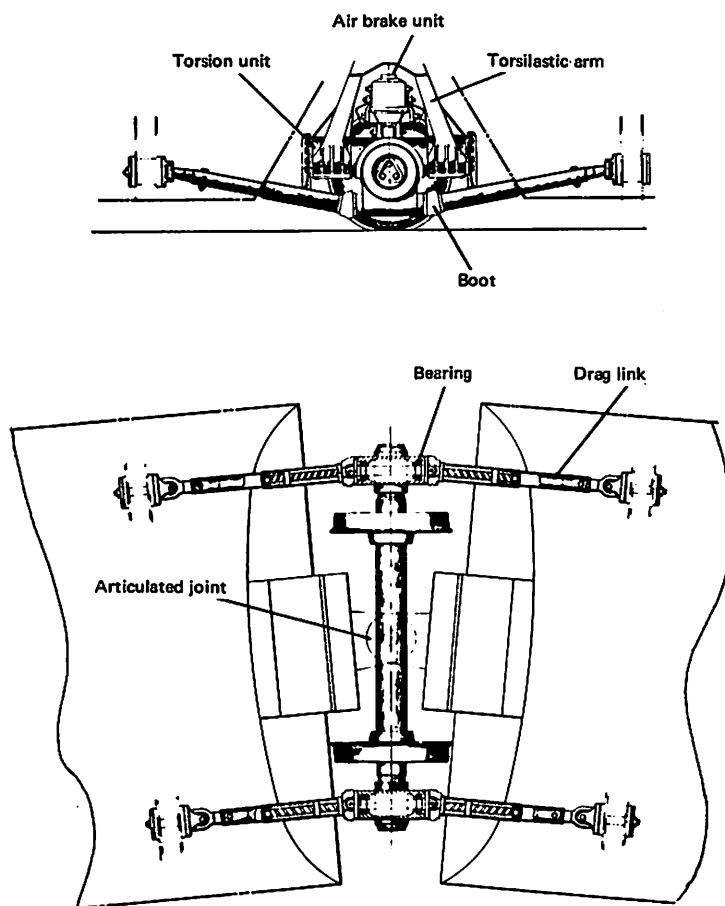


Fig 4-9 Illustration av axelarrangemanget på Turbotrain

4.23 Spårstandard

I enlighet med den uppställda målsättningen kan det inte bli fråga om att i någon väsentlig grad höja den standard som f n finns på SJ dubbelspårslinjer. Det betyder dels att vi måste acceptera den styrka spåret har idag och således se till att de spårförstörande krafterna inte blir större än dem som existerande tåg ger upphov till, dels att vi måste godta en avsevärd del av de ofullkomligheter i spåret som finns idag. Det innebär att de snabba tågens egenskaper måste vara sådana, att tillfredsställande gångegenskaper erhålles även på ett spår, som innehåller ojämnheter och oregelbundenheter i ungefär samma utsträckning som SJ dubbelspår. En alldeles speciell konsekvens härav är att tåget måste kunna köras på såväl ett upptinat sommar-spår som ett fruset vinterspår. Det reser speciella krav på tågets löpverk, eftersom ett fruset vinterspår har helt andra elasticitetsegenskaper än ett icke fruset spår.

Dock kan det bli aktuellt med smärre förändringar av spårstandarden. En sådan berör utformningen av övergångskurvor och rälsförhöjningsramper. Huvudregeln är att rälsförhöjningen och spårets krökning, d v s inverterade

värdet av kurvradien alltid skall följas åt. I en rent cirkulär kurva är krökningen konstant och alltså skall rälsförhöjningen vara konstant. Av praktiska skäl har man i rälsförhöjningsramperna brukat ändra rälsförhöjningen rätlinjigt, d v s med konstant värde per längdenhet spår. Då skall även krökningen ändras rätlinjigt, vilket medför att kurvan får formen av en klotoid. De övergångskurvor, som SJ hittills använt, är således i princip klotoider. De brytpunkter, som uppträder i början och i slutet av en rak rälsförhöjningsramp, medför emellertid att hjulens vertikala hastighet ändras språngvis, vilket kan inverka oroande på tåggången och dessutom ger onödigt stora påkänningar på hjul och räl. För att de vertikala accelerationerna skall bli så små som möjligt, bör därför vid höga hastigheter rälsförhöjningsramperna sammansättas av andragsgradskurvor. Övergångskurvan måste då ha motsvarande krökningsförlopp, vilket betyder att övergångskurvan inte längre är en klotoid utan en kombination av fjärdegradskurvor. Vid iordningställandet av den sträcka mellan Hallsberg och Töreboda, som SJ avser använda för prov med hastigheten 160 km/h, har använts sådana svängda rälsförhöjningsramper och övergångskurvor. Skillnader mellan kurvor av de båda olika typerna belyses i fig 4-10 a och b.

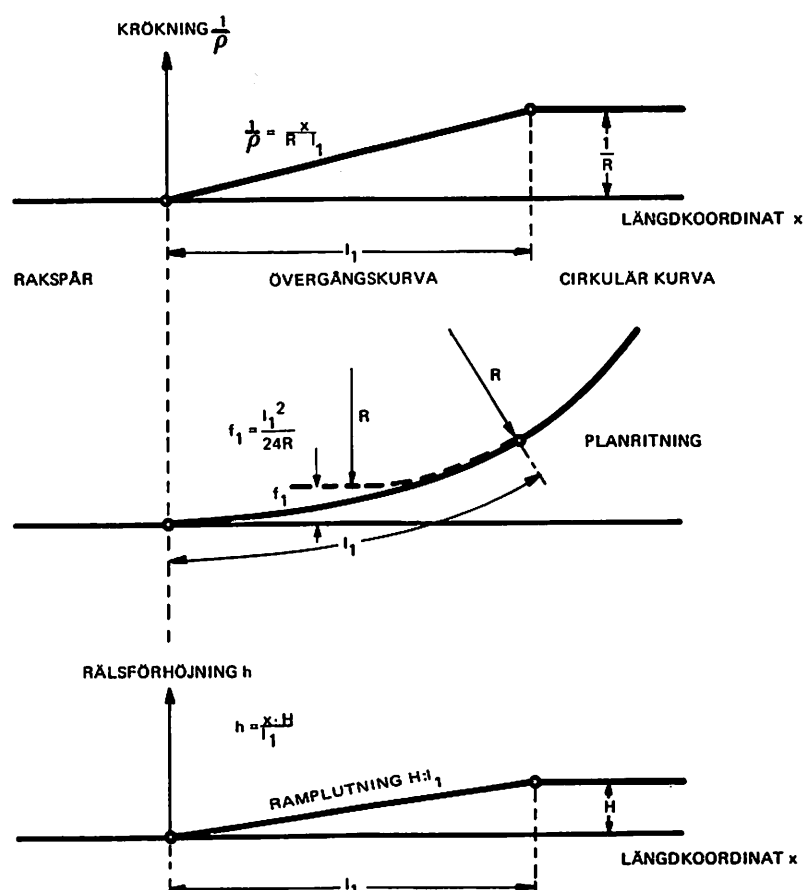


Fig 4-10 a

Övergångskurva av klotoid typ med rak rälsförhöjningsramp

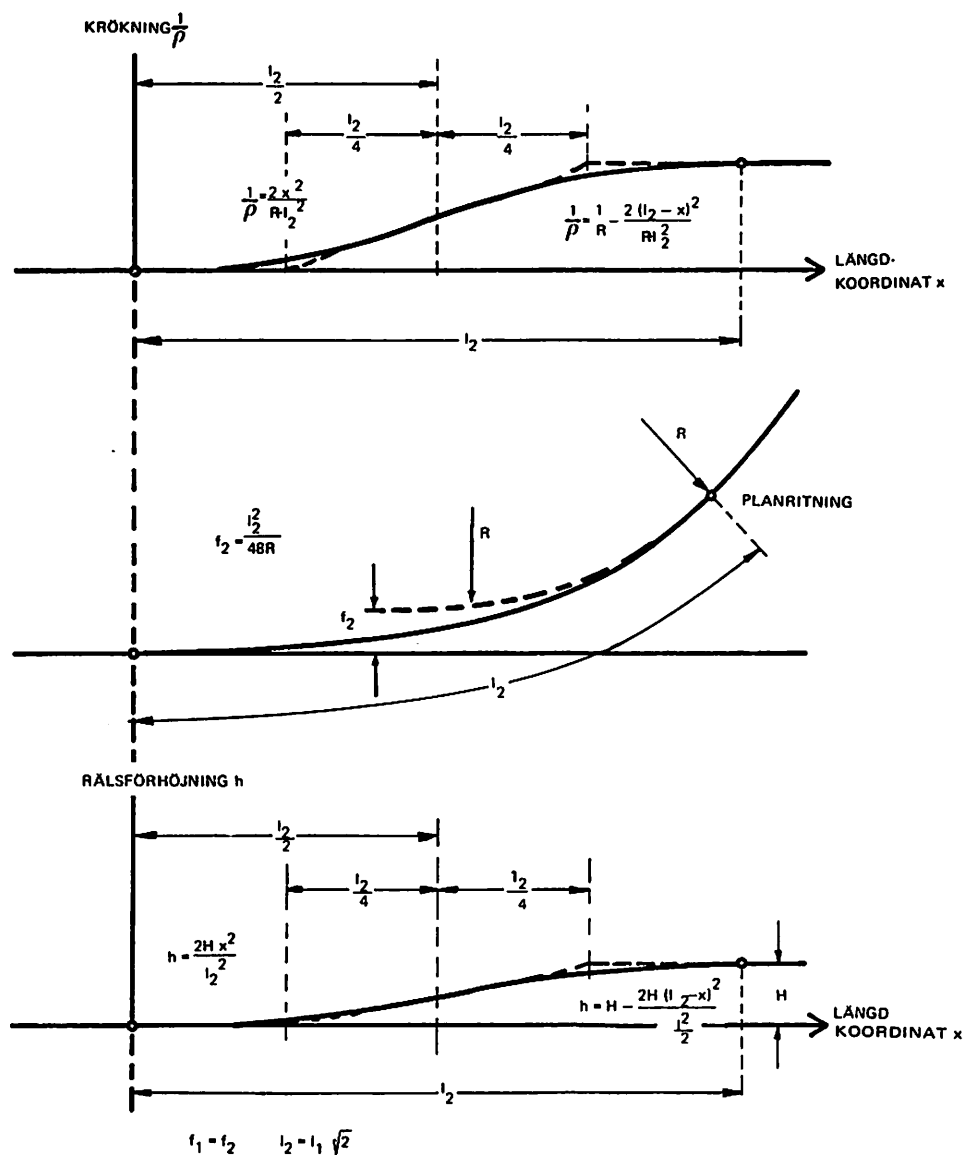


Fig 4-10 b

Övergångskurva av typ kvadratisk parabel med svängd rälsförhöjningsramp

En fråga som berör banstandarden är hur man på ett tillfredsställande sätt skall definiera egenskaperna hos ett spår i kvalitetshänseende. Ett spårs rymdgeometrisk tillstånd kontrolleras i dag i allmänhet med användande av mätvagnar, som via linsystem registrerar olika mätvärden på en pappersremsa. I Sverige används en mätvagn, system Mauzin, med vilken registreras 4 vertikala och 3 horisontella mått, nämligen

1. höjdfel i ena rälssträngen
2. " " andra "
3. rälsförhöjningens ojämnhet
4. " " ändring
5. pilhöjder i ena rälssträngen
6. " " andra "
7. spårvidden

Pilhöjden, som är avståndet mellan rälsens farkant och mittpunkten av en 10 m lång korda för samma farkant, uttrycker krökningsradien i horisontalplanet. Fig 4-11 ger exempel på en registrering med SJ Mauzin vagn.

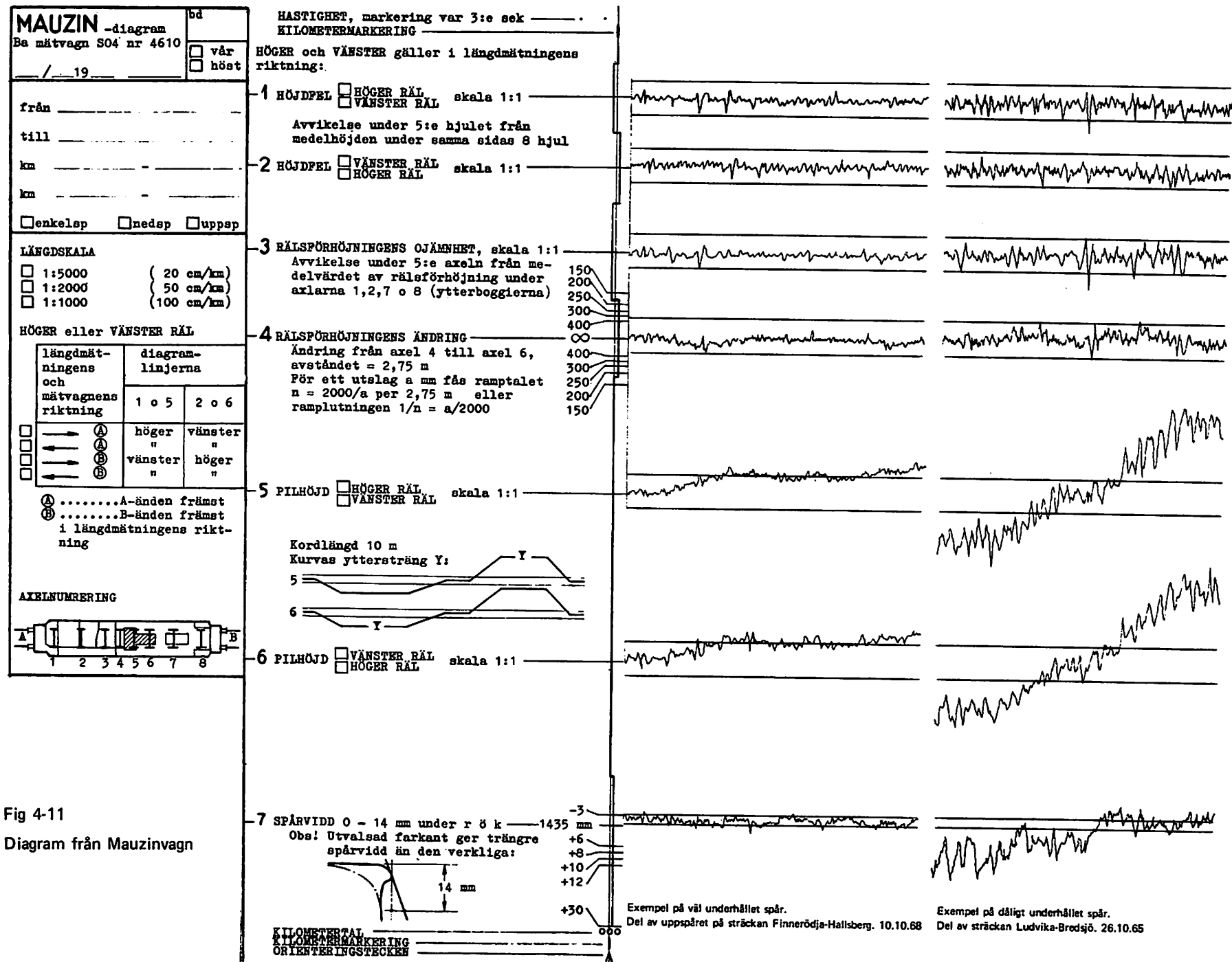


Fig 4-11

Diagram från Mauzinvagn

Mätfordon av något enklare utförande, men som har ungefär samma mätregister, är de s k Matisa- och Amslerdressinerna.

För normalt banunderhåll har man hittills nöjt sig med manuell bearbetning av diagramlinjerna, varvid hänsyn tagits till utslagets storlek, form och korrelation. En sådan bearbetning ställer stora krav på spårtekniskt kunnande hos bedömare, och ett därpå grundat kvalitetstal för spårläget löper alltid risken att bli subjektivt färgat.

Under senare år har man på olika håll i världen sökt utveckla apparatur för automatisk utvärdering av mätvagnsregistreringar. Olika system har därvid tillämpats men det är tveksamt om något ännu är fullt utprovat. De har därför ännu ej kommit till större användning. En arbetsgrupp inom UIC är sedan några år sysselsatt med att studera frågan.

Då spektralanalys är ett lämpligt sätt att studera tidsberoende förlopp, bör eftersträvas en mätutrustning, som medger att spårlägesfelen registreras på magnetband eller något annat medium som medger en direkt vidarebearbetning av materialet i analog eller digital datamaskin.

Vid engelska forskningsavdelningen i Derby har konstruerats en speciell mätvagn, som används för att insamla dataunderlag för spektralanalyser av spårets ojämnheter. För att beskriva spårets rymdkurva används de fyra spårkoordinaterna x , y , z och θ enligt fig 4-12, där x är spårets koordinat i längdriktningen och y , z och θ anger spårläget i punkten x , dvs skillnaden mellan den verkliga kurva som spåret beskriver i rymden och den ideala tänkta rymdkurvan. Med mätvagnen registreras på hållremsa avvikelser i koordinaterna y , z och θ för ekvidistanta punktpar längs spåret. De frekvensspektra som sålunda produceras används vid studium av olika tänkta fordons gångegenskaper i analogmaskin. Trots att avståndet mellan mätvagnens yttre axlar är 45 m medan motsvarande avstånd i Mauzinvagnen endast är 13,5 m anser man, att man skulle behöva en 3 ggr längre vagn för att möjliggöra en uppmätning av de mycket långa våglängder till vilka hänsyn måste tas vid höga hastigheter. För att även fånga in dessa våglängder är man för närvarande helt hänvisad till manuell uppmätning av spåret med teodolit.

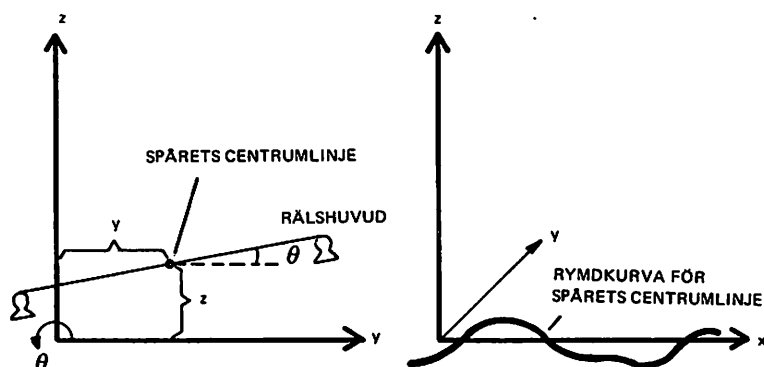


Fig 4-12

Engelskt koordinatsystem för beskrivning av spårets rymdkurva

Väsentligt för bedömning av spårets kvalitet är om spårlägesfel av olika typer uppträder samtidigt, d v s korrelerade med varandra eller ej. Om så är fallet tyder detta på åverkan av spåret från någon bestämd typ av fordon. Engelsmännen har studerat detta genom att även ta fram effektspektra för produkten av 2 av de 3 variablerna y , z och θ . Resultaten antydde, att i varje fall på det spår som uppmättes, korskorrelationsfrekvenserna var av liten betydelse. Spektralanalysmetoden kan i första hand tillämpas, när spårregelbundenheterna uppträder slumpmässigt, d v s på helsvetsat rakspår. Vid skenskarvar uppträder karakteristiska nedböjningar, varför en skarv kan betraktas som en isolerad oregelbundenhet. På skarvat spår bör därför spårlägesfelen kring skenskarvarna studeras separat.

En svårighet är att bedöma under vilka belastningsförhållanden spårlägesfelen skall uppmätas. Mauzinvagnen väger 49 ton, varför de kurvor den producerar kan sägas representera ett belastat spår. Amslerdressinen är däremot så lätt, 2,5 ton, att mätning med den kan sägas ske på obelastat spår. Matisadressinen som med ballast väger 12,5 ton, ger erfarenhetsmässigt en ganska god bild av ett belastat spårläge. Vid konstruktionen av ett nytt tåg finns skäl att beakta såväl de värsta avvikelserna vid obelastat spår, som då tänkes motsvara ett belastat fastfruset spår, som de största avvikelserna vid statiskt belastat spår. Mätningar på statiskt belastat spår över längre sträckor är dock inte praktiskt genomförbara på grund av den orimligt stora tidsåtgången, och man är därför hänvisad till mätningar på dynamiskt belastat spår, trots att mätresultaten därvid i viss mån påverkas av mätvagnens speciella gångegenskaper. Genom en samtidig uppmätning av höjdfelen vid belastat och obelastat spår skulle viss information om elasticitetsvariationerna längs spåret erhållas.

Mot bakgrund av ovanstående är det begripligt att jämförelser mellan spårets kvalitet på järnvägar i olika länder är mycket svåra att göra. Det är därför ofta inte meningsfullt att jämföra de uppgifter om olika tågs och vagnars gångegenskaper som publicerats.

Om man väljer att göra de snabba tågen eldrivna erfordras sannolikt såsom nämnts i avsnitt 4.21 en viss upprustning av kontaktledningsnätet.

4.3 Konstruktions- och utprovningsskedet

4.31 Traktionsutrustning

För att en hög topphastighet hos ett tåg skall effektivt kunna tillvaratas krävs att även tågets accelerationsförmåga är god. Om vi antar att ett tåg för 200 - 250 passagerare kommer att väga 150 ton inkl lasten och vidare att det dynamiska tillskottet som härrör från tågets roterande massor motsvarar 8 % av denna vikt, betyder detta att det krävs en dragkraft av 16,2 kN för att ge tåget en acceleration av $0,1 \text{ m/sek}^2$, vilket bör vara ett rim-

ligt minimikrav på accelerationen vid högsta hastighet. Gång- och luftmotståndet för ett strömlinjeformat tåg kan enligt bil 3 uppskattas till ca 21 kN. Om dessutom antas att transmissionsverkningsgraden är 85 % och att maximal effekt kan tas ut vid högsta hastighet, betyder detta att tåget måste ha en installerad motoreffekt av 3.100 kW (4.200 hk). Minimiaccelerationen $0,1 \text{ m/sek}^2$ kan jämföras med uppgivna accelerationen för ett fullastat Turbotrain i 250 km/h som är $0,06 \text{ m/sek}^2$. Minimiaccelerationen är emellertid inte kritisk eftersom man får förutsätta, att med de topphastigheter, som det här är fråga om, luft- och gångmotståndet blir dimensionerande.

Värdet 3.100 kW säger alltså något om storleksordningen av den motoreffekt som erfordras. För att en så hög effekt skall kunna utnyttjas även vid låga hastigheter krävs att dragkraften fördelas på ett relativt stort antal axlar i tåget. Låt oss göra ännu ett räkneexempel! Om vi antar att friktion mellan hjul och räl är sådan, att på varje driven axel kan läggas en dragkraft motsvarande högst 20 % av axellasten erfordras - vid en begränsning av axellasten till 11 ton - att 8 axlar i tåget göres drivna. Om all traktionsutrustning koncentreras till två vagnsenheter i ändarna av ett tåg, betyder detta att fyra axlar i vardera änden av tåget måste göras drivna. Denna lösning eftersträvades först i APT-projektet, men man anser nu att det är tillräckligt med 2 drivna axlar per motorvagn, vilket innebär att man avstår från att ta ut full effekt i låga hastigheter. I Turbotrain och de franska och tyska gasturbintågen har man likaså drivning på endast 2 axlar per vagnsenhet.

Väljer man eldrift för tåget synes inte föreligga några svårigheter att efter nedtransformering av spänningen i en eller två transformatorer fördela strömmen till drivmotorer på ett godtyckligt antal axlar. Vid gasturbindrift förefaller det däremot mera praktiskt att via en mekanisk eller hydraulisk transmission fördela dragkraften till endast ett begränsat antal axlar per turbin. En alternativ möjlighet är att installera flera små turbiner, där varje turbin driver en axel, även om därigenom risken för att en axel börjar slira blir större. Därigenom skulle kunna användas serieproducerade lastbilsmotorer, vilket ger låg anskaffningskostnad. Driftsäkerheten skulle bli hög eftersom bortfall av en motor endast i ringa grad skulle påverka tågets prestanda. Dock ökar sannolikt underhållskostnaderna kraftigt.

I Turbotrain har man valt lösningen att sammanföra dragkraften från tre eller fyra gasturbiner per motorvagn till en gemensam växellåda, varifrån kraften fördelas till 2 st axlar. I fig 4-13 visar en principskiss hur detta är löst i fallet 3 turbiner. Den elektriska motorn är avsedd för drift i tunnlar och med ström från en tredje skena. De franska och tyska gasturbintågen har däremot endast en gasturbin på ca 2.000 kW (2.700 hk) per motorvagn.

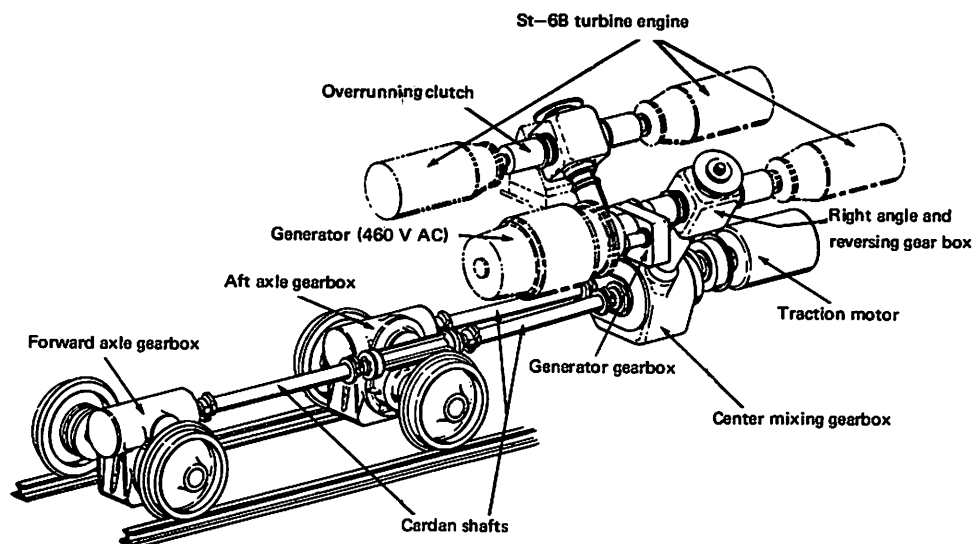


Fig 4-13 Traktionsutrustningen i Turbotrain

En alternativ lösning är att använda en kombination av gasturbindrift och elektrisk drift. Låt oss i analogi till begreppet diesel-elektriskt lok kalla detta för turbo-elektrisk drift. En eller flera gasturbiner driver då en generator från vilken på sedvanligt sätt strömmen fördelas till ett flertal drivmotorer. En sådan lösning har skisserats för det senaste franska projektet.

4.32 Vagnskorg

Vagnskorgens utförande blir naturligtvis starkt beroende av den grundläggande konstruktionsprincip man väljer för tåget och därmed en längd hos vagnsenheten, som av hänsyn till stabilitet och andra faktorer är den mest lämpade. Vagnsenheten förutsättes lägre och lättare än nuvarande konventionella personvagnar, vilket dock delvis står i konflikt med kraven på god dynamisk stabilitet, varför en kompromiss kan bli nödvändig. Vagnsgolvet kan lättare placeras lågt om tåget förses med enkelhjul, d v s friroterande hjul i stället för hela axlar. Vagnskorgens utformning påverkas vidare av att den måste helt rymmas inom den tillåtna lastprofilen även vid den maximala utslagsvinkel som vagnslutningssystemet tillåter. Med den i jämförelse med kontinenten generösa lastprofil som tillåtes vid SJ är detta inget problem, vilket belyses i fig 4-14. Där har skisserats en vagnsprofil som väl rymms inom lastprofilen även vid en så stor utslagsvinkel som 15° . Den är endast några cm smalare än en konventionell vagn på den höjd där breddutrymmet bäst behövs, d v s i passagerarnas armbågshöjd. För att åstadkomma detta har vagnens fönsterpartier lutats inåt 15° . En fördel med detta arrangemang är att mera ljus släpps in i vagnen samtidigt som man kan påräkna att passagerarnas intryck

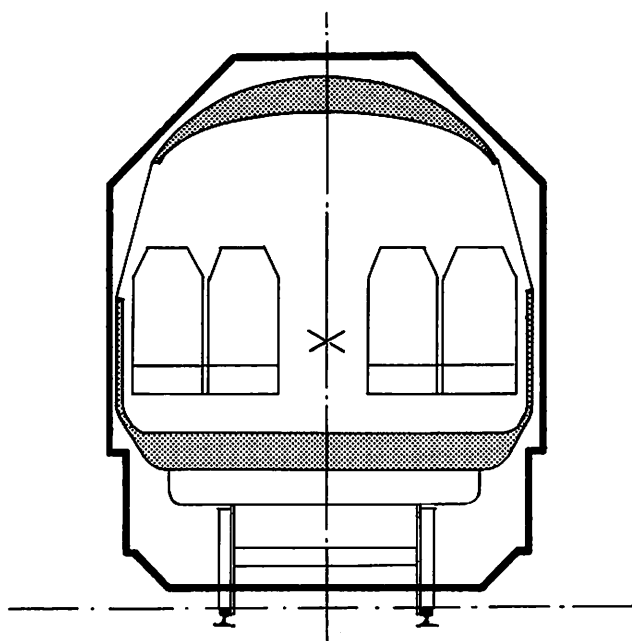


Fig 4-14

Tvårsnitt genom vagnskorg, inlagt i konstruktionsprofil (=lastprofilen L_B för SJ) x anger vridningscentrum. Vagnskorgen vridbar 15° utan att profilen överskrides.

av att stirra ner i marken vid gång genom tvära kurvor minskar. Om man på detta sätt önskar ta ut maximal bredd hos vagnen, kan emellertid denna inte göras alltför låg av hänsyn till de urtag som finns i lastprofilen i höjd med plattformskanterna. Om man i stället väljer att arbeta med den internationella lastprofilen som är $2\frac{1}{2}$ dm smalare, d v s 3.150 mm, måste naturligtvis vagnskorgen göras i motsvarande grad smalare. Samtidigt försvinner begränsningen i fråga om att sänka vagnsgolvet eftersom urtaget i lastprofilen för plattformskanten försvinner.

Vagnskorgen förutsättes byggas enligt de moderna konstruktionsprinciper med bärande skal, som tillämpas inom flygplanstekniken. Dock måste konstruktionen även ta hänsyn till kraven på fullgod dämpning av rullningsljudet såsom berördes i avsnitt 4.13. För att nedbringa luftmotståndet bör dörrar och fönster i möjligaste mån ligga i samma plan som vagnskorgens ytter- ytor. Alla dörrar - således även dörrarna mellan vagnsenheterna - göres lämpligen automatiska. Vagnens inredning har vi i arbetsgruppen icke diskuterat.

Ej heller vagnskorgens upphängning har diskuterats i detalj. Dess utformning dikteras dels av komfortkraven, dels av stabilitetskraven som naturligtvis är starkt kopplade till varandra men ingalunda behöver vara sammanfallande, eftersom en stabil vagn inte nödvändigtvis behöver vara komfortabel. Med användning av moderna konstruktionsprinciper, som utnyttjar icke linjära fjäderelement såsom luftbälgar och gummikuddar, bör önskade egenskaper kunna erhållas.

4.33 Bromssystem

Vid tåghastigheter i intervallet 200 - 250 km/h är en konventionell tryckluftsbroms ensam otillräcklig, varför någon annan form av bromssystem krävs. Ett flertal sådana existerar redan eller befinner sig under utveckling såsom magnetskenbromsen, den reostatiska bromsen och den hydrostatiska eller hydrokinetiska bromsen. Flertalet av dessa fungerar inte tillfredsställande i det lägre hastighetsregistret, varför den konventionella tryckluftsbromsen måste finnas kvar som komplement. Bromsfrågor kommer utförligare att diskuteras i kapitel 7.

4.34 Löpverk

Redan i avsnitt 2.21 diskuterades huruvida löpverket skall vara sammansatt av boggier eller enkelaxlar. En ytterst viktig fråga är, huruvida man skall använda stela hjulpar, såsom av tradition alltid skett inom järnvägs-tekniken, eller om man skall övergå till fritt roterande enkelhjul, som på ett mycket tidigt stadium skedde inom landsvägstrafiken. Denna fråga är tekniskt sett ytterst komplicerad, eftersom den berör järnvägens grundläggande princip, nämligen hur den mekaniska styrningen av hjulen längs rä-lerna skall tillgå. Förloppet är ingalunda så enkelt som att hjulen hålles kvar på spåret uteslutande med hjälp av hjulflänsarna. Eftersom järnvägs-hjul utföres koniska tillkommer nämligen andra krafter i sidled, som vi närmast skall diskutera i avsnittet om stabilitet. Här skall vi endast ge några allmänna och i brist på underbyggda fakta ganska spekulativa synpunkter. Väljer man att använda stela axlar blir uppgiften att framställa en lämplig hjulprofil tämligen enkel, eftersom det finns ett rikt erfarenhetsmaterial om hur förslitningen av hjulen på en stel axel fortlöper. Det är då naturligt att välja en hjulprofil, som så nära som möjligt överens-stämmer med den slitna hjulprofil, som man vet uppträder efter en viss tids förslitning. Förslitningen av hjulen kommer därigenom att ske myc- ket jämnare och perioderna mellan omsvarvning av hjul kan väsentligt förlängas, vilket ur tillförlitlighetssynpunkt är väsentligt. I arbetet med engelska APT har också uttalats att detta är en av de grundläggande för- utsättningarna.

Väljes i stället enkelhjulsdraft kommer ett flertal okända faktorer in i bil- den. Det är då inte längre självklart att hjulen skall vara parallellställda. Erfarenheterna från landsvägsfordon säger att om fordonet skall få goda köregenskaper skall framhjulen dels lutas svagt inåt i förhållande till ver- tikalplanet, dels vridas något inåt i förhållande till fordonets längdrikt- ning. Dessa vinklar, de s k Camber- och toe-in-vinklarna är välkända för varje bilägare. Det är sannolikt att det vid enkelhjul existerar någon opti- mal kombination av Cambervinkel och hjulets konicitet.

Speciellt intressant i detta sammanhang är det första hjulparet i tåget. Vid gång i kurvor kommer det kurvyttre hjulet att utsättas för stora sidokrafter, vilket också bekräftas genom mätningar på lok. Man kan något förenklat säga att första hjulparet styr återstoden av tåget genom kurvan och det fyller således i princip samma funktion som det främre hjulparet på en bil. Vågar man föra denna analogi vidare ytterligare ett steg, innebär detta, att vissa fördelar kanske kan nås om främre hjulparet förses med en viss toe-in. Möjligen minskar urspåringsrisken om den klättringsbefrämjande vinkeln mellan kurvyttre hjul och räl på detta sätt reduceras. För att närmare belysa detta erfordras dock omfattande fordonsdynamiska studier. Eftersom tåget förutsättes vara ett symmetriskt motorvagnståg får man då finna sig i att sista hjulparet i tåget rullar med en felaktig sådan vinkel, såvida man inte utrustar tåget med någon anordning som medger omställning av vinkeln i samband med att tåget byter körriktning.

Synpunkterna på valet mellan stelt hjulpar och enkelhjul sammanfattar vi på följande sätt.

1. Det stela hjulparet har ur stabilitetssynpunkt stora fördelar, som dock för att rätt kunna tillvaratas, ställer hårda krav på utformningen av löpverkets avfjädring och vagnskorgens upphängning.
2. Det stela hjulparet blir billigare eftersom det medför färre rörliga delar och därmed färre lager.
3. Enkelhjulet ger möjligheter till en lättare och framförallt lägre vagnskonstruktion.
4. Enkelhjulet ger i vissa avseenden större frihet i utformning av löpverkets avfjädring och vagnskorgens upphängning.
5. Erfarenheterna av enkelhjul i drift är begränsade, speciellt från fordon för höga hastigheter, vilket ökar omfattningen av utvecklingsarbetet och minskar möjligheterna att tidigt i konstruktionsstadiet förutse tågets gångegenskaper.

4.35 System för vagnslutning

Två system för att luta vagnskorgen har hittills presenterats i färdigt skick. Det ena finns i Turbotrain och är ett helt passivt system. Det avbildas i fig 4-15. Vagnskorgen är upphängd så att dess vridningscentrum ligger väsentligt högre än tyngdpunkten, vilket medför att den av sin egen tyngd pendlar utåt i kurvorna. Den största lutningsvinkeln Φ_1 relativt spårplanet kan varieras i intervallet $4 - 6^\circ$. Ungefär samma maximala lutningsvinkel presteras av ett dieseldrivet tyskt motorvagnståg med beteckningen WT 624. I detta fall utnyttjas vagnarnas luftfjädring och lutningen tillgås så att luft pumpas över från den ena sidan till den andra. Genom detta förfaringssätt kommer

vagnskorgens vridningscentrum att ligga lågt, vilket dels medför stora sidförskjutningar i vagnens överdel och därmed följande problem med konstruktionsprofilen, dels medför att förhållandevis mycket energi krävs för att utföra vagnslutningen. Principen illustreras i fig 4-16.

För att klara de relativt stora lutningsvinklar som föresvävar oss $\Phi_1 = 9 - 12^\circ$ - förefaller det nödvändigt att använda ett aktivt system, d v s ett system där vagnskorgens vridning sker tvångsmässigt med hjälp av ett pneumatiskt eller hydrauliskt system. Ett rent mekaniskt system med kulskruv eller dylikt kan också tänkas. Idealiskt förefaller vara om vridningscentrum kan förläggas till vagnskorgens tyngdpunkt eller något över denna. Dels utnyttjas därigenom lastprofilen effektivast och dels blir tröghetsmomentet i vridningsrörelsen litet. Vridningscentrum kommer då också att ligga ungefär i höjd med passagerarnas huvuden, vilket är önskvärt ur komfortsynpunkt. Läggas vridningscentrum över tyngdpunkten bidrar korgens pendlingstendens till att sänka energibehovet. Placeras den alltför högt bidrar emellertid det ökande tröghetsmomentet till att det blir svårare att göra reglersystemet tillräckligt snabbt och samtidigt eliminera översvängen. Det sistnämnda kravet är viktigt eftersom passagerarna annars skulle uppleva ett ryck vid ingången till kurvan.

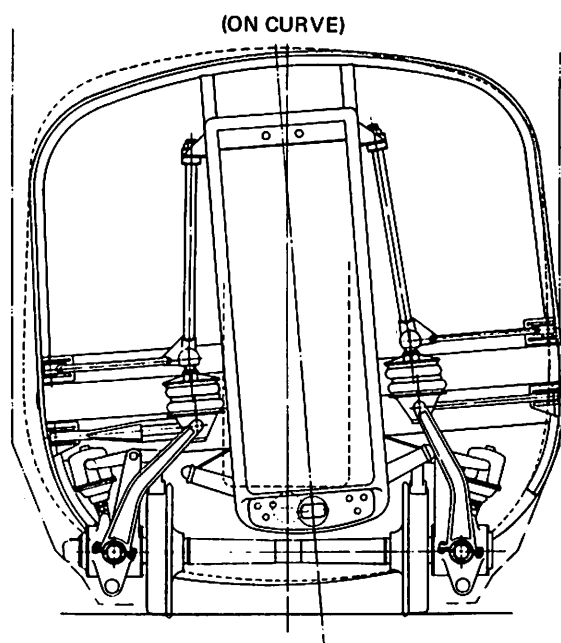


Fig 4-15 Turbotrains löpverk och system för vagnsupphängning

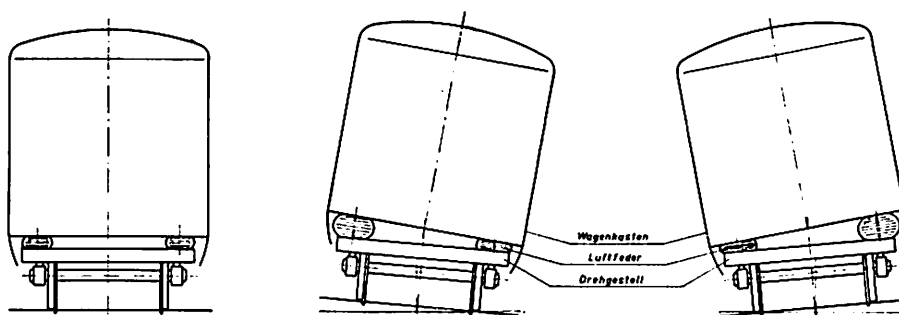
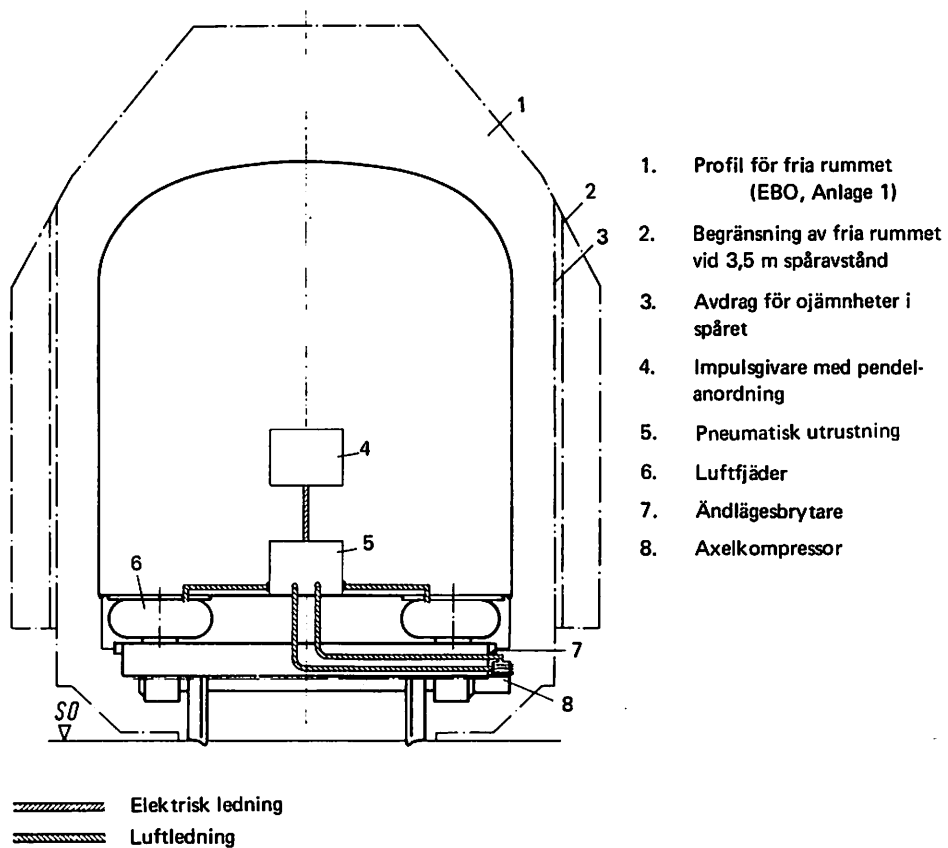


Fig 4—16 Principskiss över system för vagnslutning i det tyska dieseldrivna motorvagnståget VT 624.

Kraven på systemets snabbhet bestämmas av övergångskurvornas längd. Eftersom övergångskurvor och rälsförhöjningsramper följs åt, kommer längden att bestämmas av ramptalet n , som är det inverterade värdet av förändringen i rälsförhöjning per längdenhet av banan. Ramptalet görs vid SJ beroende av största loktågshastigheten v_T enligt formeln:

$$n = k \cdot \frac{v_T}{v_O}, \quad \text{där } v_O = 1 \text{ km/h}$$

Längden L av en övergångskurva med rak rälsförhöjningsramp, $d v s$ med konstant värde på ramptalet, blir då om övergångskurvan förutsätts ligga mellan rakspår och en cirkulär kurva med rälsförhöjningen h :

$$L = k \cdot h \cdot \frac{v_T}{v_O}$$

Tiden t_O att passera övergångskurvan med tågshastigheten v ges då av uttrycket

$$t_O = \frac{L}{v} = \frac{k \cdot h \cdot v_T}{v_O \cdot v} = \frac{k \cdot h}{v_O} \sqrt{\frac{11,8}{8,0} \cdot \frac{h}{s} \cdot \cot(\Phi + \Phi_r)}$$

där uttrycket för v_T/v tagits från kap 3.

I fig 4-17 återges t_O som funktion av sidkraftvinkeln Φ för fallet $h = 150$ mm, $d v s$ en övergångskurva mellan rakspår och en kurva med full rälsförhöjning. Tre kurvor erhålles beroende på vilket värde som ges åt faktorn k . För SJ linjenät används $k = 10$ (önskvärt), $k = 8$ (normalt) och $k = 6$ (minsta ramptal). Den uppskattade förekomsten av de tre typerna övergångskurvor har angivits i figuren. Man kan utläsa att i övergångskurvor med minsta tillåtna ramptal måste vridningen av vagnskorgen till maximalt utslag genomföras på ca 2 sek. Det innebär att systemets övre gränsfrekvens måste vara lägst av storleksordningen 0,15 Hz.

Om man även för ett tåg med möjlighet att luta vagnskorgarna håller fast vid kravet att den största sidacceleration passageraren får utsättas för är 0,05 g, innebär detta att den okompenserade sidkraftvinkeln $\Phi_O = \Phi - \Phi_1$ får vara högst 3° . I fig 4-18 har detta åskådliggjorts genom att ett band ritats in omkring den kurva, som anger, hur vinkeln $\Phi + \Phi_r$ mellan vertikalplan och kraftresultant F (jfr fig 3-1) varierar vid passage genom en kurva. Figuren avser ett fall med full rälsförhöjning $h = 150$ mm och sidkraftvinkeln $\Phi = 15^\circ$ i den cirkulära delen av kurvan. Det framgår att man utan risk för att hamna utanför detta vertikalt skuggade band, kan välja en största lutningsvinkel Φ_1 hos vagnskorgen, som underskrider Φ med 3° . En förutsättning härför är emellertid, att inget otillåtet stort ryck uppträder vid passage av övergångskurvan. I figuren motsvaras rycket av ändringen per tidsenhet i den okompenserade sidkraftvinkeln Φ_O , som har markerats med horisontell skuggning. Denna ges av vinkeln mellan tangenterna till kurvan för $\Phi_r + \Phi$ och kurvan för $\Phi_r + \Phi_1$. Dess största värde nås i bryt-

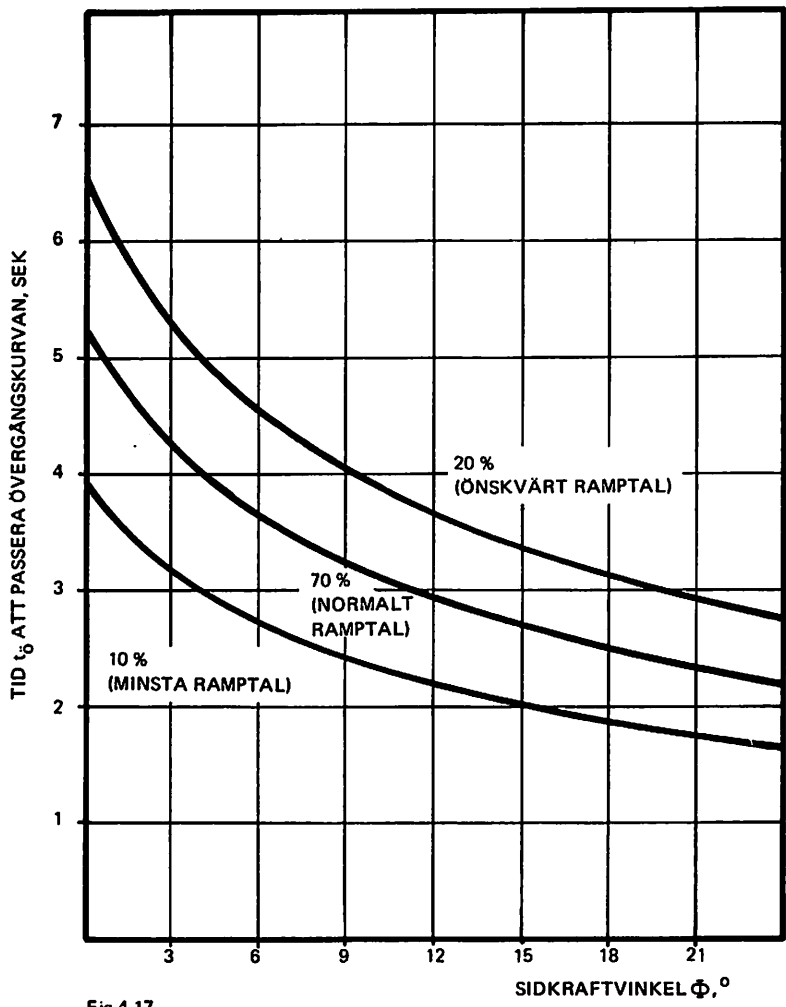


Fig 4-17
Tid att passera en övergångskurva mellan rakspår och kurva med full rälsförhöjning (150 mm) som funktion av sidkraftvinkel Φ . Procentsiffrorna anger hur stor del av övergångskurvorna på SJ linjenät som kan uppskattas falla på varje ramptal.

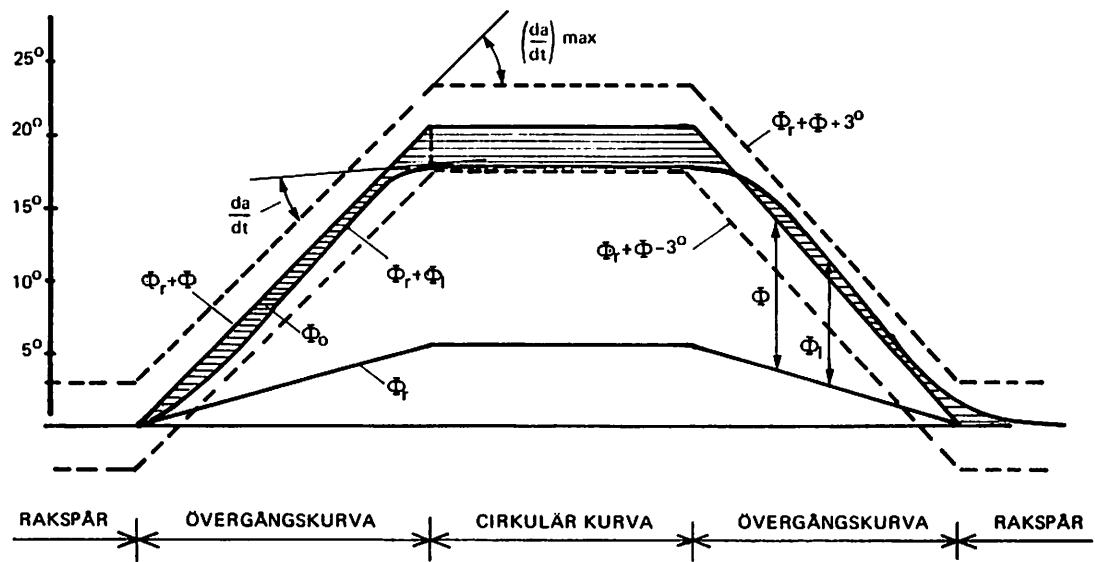


Fig 4-18
Variationen i olika vinklar vid passage genom en kurva med raka rälsförhöjningsramper i övergångskurvorna.

punkten mellan övergångskurva och cirkulär kurva. Vinkeln där, som markerats da/dt är emellertid säkert mindre än den vinkel som markerats med $(da/dt)_{\max}$. Med $\Phi = 15^\circ$, $\Phi_r = 5,7^\circ$ ($h = 150$ mm) samt tiden $t_0 = 2$ sek (motsvarande minsta ramptal) motsvarar denna största vinkel en ändring per tidsenhet i Φ_0 av $10,4^\circ/\text{sek}$. Omvandlas vinkeln till en sidacceleration erhålles således för rycket da/dt .

$$\frac{da}{dt} < \left(\frac{da}{dt}\right)_{\max} = 0,15 \text{ g/sek}$$

Detta värde skall jämföras med de största tolerabla värden på ryck som givits i tabell 4-1 och 2 och som är av storleksordningen $0,05 - 0,1$ g/sek. Med tanke på att maxvärdet ovan knappast uppnås och att antalet övergångskurvor med minsta ramptal är förhållandevis litet, förefaller det alltså som om sidkraftvinklar upp till 15° kan tillåtas utan att otillåtet stora ryck uppträder. Genom att svängda rälsförhöjningsramper och därmed mjukare övergångskurvor kan väntas bli successivt införda, kommer problemet att ytterligare reduceras.

För APT planeras ett hydraulsystem för vagnslutningen. Den största lutningsvinkeln kommer att vara 9° , men systemet utformas redan från början så att denna skall kunna ökas till 12° .

4.36 Signalsystem och övriga säkerhetsanordningar

Till de tyngst vägande kraven på ett snabbgående tåg måste räknas dem som omsorgen om passagerarnas säkerhet ger upphov till. Järnvägarna har alltid vinnlagt sig om att garantera passagerarna en hög säkerhet och under inga förhållanden vill man ge avkall på denna princip i samband med införandet av snabbare tåg. Ett absolut villkor för att högre hastigheter skall kunna tillämpas i reguljär trafik är alltså att säkerhetsfrågorna lösts på ett tillfredsställande sätt.

En kärnpunkt i detta sammanhang är signalsystemets utformning. Indelningen av banan i blocksträckor och avståndet mellan försignaler och huvudsignaler har valts med hänsyn till bromssträckorna hos de snabbaste tåg, som idag trafikerar de olika banavsnitten. Någon marginal för en förlängning av bromssträckorna i samband med en övergång till högre hastigheter finns alltså inte. Försignalavstånden på de linjer, där hastigheten 130 km/h tillåtes, är vid SJ 1.000 m, och som kommer närmare att belysas i kapitel 7, är det tveksamt om man kan bromsa ett tåg med hastighet i intervallet $200 - 250$ km/h till stopp på en så kort sträcka, särskilt som denna förutom den rena bromssträckan för tåget måste innefatta en rimligt tilltagen reaktionssträcka för föraren. Med hänsyn härtill skulle alltså införande av högre hastigheter kräva en förlängning av försignalavstånden.

Sannolikt kommer emellertid inte kombinationen mänsklig förare och optiska signaler att kunna godtas vid hastigheter över 160 km/h. Det finns då två

möjligheter att komplettera signalsystemet. Det ena är automatiskt tågstopp i ett utförande påminnande om det som f n finns i Stockholms tunnelbanenät. Det innebär att tågets nödbroms automatiskt träder i funktion, om föraren inte tillräckligt reducerat hastigheten på visst avstånd från en huvudsignal. Eftersom detta kräver att information om signalbilderna måste finnas tillgänglig på tåget, kompletteras systemet lämpligen med s k hytt-signaler, d v s skenet hos de närmast framförliggande signalerna upprepas i miniatyr-signaler på förarens instrumentpanel. Det medger också att man arbetar med andra blocksträckor för de snabba motorvagnstågen än för de konventionella tåg som trafikerar samma bana, vilket av kapacitetsskäl kan visa sig nödvändigt. Den andra möjligheten är automatisk hastighetsövervakning, som innebär att föraren i stort sett frikopplas från alla sina uppgifter, vilka i stället överlåtes till en tåg-computer. Denna övervakar och styr hastigheten hos tåget med hänsyn till dels framförvarande signaler, dels den största tillåtna hastigheten för det aktuella banavsnittet. Sedan ett flertal år tillbaka pågår inom Europa ett samarbete mellan de olika järnvägsförvaltningarna i syfte att skapa ett enhetligt system för automatisk hastighetsövervakning. Det förefaller därför rimligt att parallellt med framtagande av rullande materiel för höga hastigheter planera en utbyggnad av ett system för automatisk hastighetsövervakning. Dessa båda nya komponenter kan då på ett optimalt sätt anpassas till varandra och man undgår därigenom de svårigheter som en anpassning av signalsystemet till högre hastigheter skulle ge upphov till vid ett bibehållande av dagens teknik.

Den detaljerade utformningen av de framtida system för hastighetsövervakning och tågledning som införandet av höga hastigheter kommer att kräva är en stor och komplicerad uppgift, som vi dock ansett oss icke böra behandla inom arbetsgruppen.

En annan viktig säkerhetsfråga berör det stora antalet vägkorsningar i plan, som kännetecknar det svenska järnvägsnätet. Enbart mellan Stockholm och Göteborg finns över 550 korsningar i plan, varav 150 är försedda med någon form av skyddsanordning och återstoden således helt saknar skyddsanordningar. Generellt måste sägas att höga hastigheter på järnväg och vägkorsningar i plan rimmer illa med varandra, och det är därför angeläget att ett systematiskt arbete snarast igångsättes i syfte att eliminera merparten av dessa korsningar. Slutmålet - som emellertid av kostnads-skäl troligen visar sig svårt att uppnå - måste vara att järnvägen i likhet med motorvägarna göres helt fri från korsningar i plan. En svårighet i sammanhanget har varit att SJ inte i likhet med vägmyndigheterna haft rätt att begära förhandlingar med markägare i syfte att genom markbyten eller på annat sätt eliminera vägkorsningar. Sannolikt kommer dock riksdagen att under 1969 besluta om att SJ skall tillförsäkras sådana rättigheter.

Vid hastigheter över 200 km/h måste samtliga återstående vägkorsningar förses med någon form av skyddsanordningar. Enbart ljud- och ljussignaler kommer därvid sannolikt att bedömas såsom otillräckligt. Samtliga korsningar som har tillräckligt stor trafik för att idag vara försedda med bommar eller signaler måste då förses med helbomsanläggningar. För att få största möjliga uppmärksamhetsvärde bör bommar och signallyktor utformas i samråd med psykologisk expertis. Bommarna bör fällas medan tåget ännu är så långt borta att det hinner bromsas in helt före korsningen och bommarna övervakas av signalsystemet så att en påkörning av bommen omedelbart utlöser en nödbromsning av tåget. Eventuellt övervakas området mellan bommarna av en fordonsdetektor, som om den förblir belagd efter det att bommarna fällts, också utlöser en nödbromsning av tåget. Alla övergångar, som inte kunnat skyddas på detta sätt, bör stängas av med sk anropsbommar. Dessa skall normalt vara stängda och låsta, och öppnas och stängas av den, som önskar passera korsningen, endast efter medgivande från närmast liggande tågledningscentral. Anropsbommarna förses lämpligen med elektriska lås, som fjärrmanövreras från tågledningscentralen. Signalsystemet förutsättes övervaka att bommen är låst, när tåg passerar.

Bland övriga säkerhetsfrågor kan här nämnas skyddet av passagerare på plattformar och övergångar i anslutning till stationer. Övergångarna bör naturligtvis helst göras planskilda, men kan eventuellt skyddas med automatiska grindar och akustiska signaler. För personer och gods som befinner sig nära plattformskanten kan tryckvågen från det passerande tåget innebära en säkerhetsrisk. Genom att de snabba tågen förutsättes få en aerodynamisk utformning, som är avsevärt bättre än de nuvarande lokdragna tågens, är det emellertid inte säkert att tryckvågen kommer att bli starkare än att den kan tolereras. Snarare än att föreskriva en högsta hastighet för tåg vid passage av en plattform, där passagerare tillåts uppehålla sig, bör angivas maximivärden för den tryckvåg, som kan tolereras från ett sådant tåg. Uppfyller det projekterade tåget inte dessa normer, måste någon form av avspärrning tillgripas för sådana förbigångsstationer, där genomfartsspåret måste bibehållas intill plattformskant,

4.37 Övervakningsfunktion och reglersystem

Ett snabbt avancerat motorvagnståg kommer att innehålla en komplicerad reglerutrustning och reser i likhet med moderna flygplan krav på en rad övervakande och kontrollerande funktioner i tåget. Med hänsyn till nuvarande utveckling inom elektronikindustrien syns det utan tvekan mest rationellt och ekonomiskt att samla alla dessa funktioner till en central tåg-dator, som tillika kan utnyttjas i hastighetsövervakningssystemet. Denna kan handha bland många andra följande viktiga uppgifter

1. Reglering av traktions- och bromsutrustning
2. Reglering vid multipelkörning av flera tågsätt
3. Reglering av vagnskorgarnas lutningsutrustning
4. Reglering av dörrar, belysning, högtalarutrustning och luftkonditionering
5. Automatisk hastighetsövervakning inklusive säkerhetsfunktioner vid informationsutbyte med fast signalinrättning jämte utvärdering av informationen
6. Övervakning av varmgång i lager, tjuvbroms o d
7. Övervakning av ojämnheter i spåret och/eller onormala avvikelser i vagnarnas gångegenskaper
8. Testning av viktiga funktioner i tågets utrustning och automatisk felsökning

Ovanstående frågor är mycket viktiga för ett tåg för höga hastigheter och särskilt framhålls möjligheterna enligt punkt 7 att få en kontinuerlig övervakning av spårläget. Förändringar i spåret sker oftast successivt och genom att överföra varje tågs information om spårläget till en stationär större datamaskin kan fortlöpande göras jämförelser och besked erhållas om väsentliga förändringar. Härigenom bör man kunna undvika en tätare patrullering på sträckor för högre hastigheter jämfört med dagens förhållanden. Man får även ett säkert underlag för bedömning av behovet av punktjusteringar, mellanårsarbeten och revisioner.

4.4 Faktorer till vilka speciell hänsyn måste tas

Hittills har i detta kapitel diskuterats de olika bitarna i ett tänkt tågprojekt enligt den indelning som gjordes i fig 4-1. I figuren har också medtagits ett antal specifika problemområden, som träder i förgrunden i samband med höga hastigheter och därför har diskuterats separat av arbetsgruppen. Av dessa kommer stabilitets- och gångegenskaper, urspåringsrisker och behov utav spår och kontaktledningsunderhåll att behandlas i fristående kapitel och ges därför inga egna underrubriker här.

4.41 Aerodynamiska egenskaper

Vid konstruktion av ett tåg för höga hastigheter måste den aerodynamiska utformningen ägnas stor omsorg av främst två skäl. Dels måste för att kraven på motoreffekt skall begränsas luftmotståndet göras så litet som möjligt, dels måste tåget utföras så strömlinjeformat att tryckvågen som utbildas intill tåget inte innebär fara för mötande tåg eller för personer i närheten av spåret.

Om ett tåg av nuvarande aerodynamisk standard skall köras i hastigheter på 200 - 250 km/h åtgår enbart för att övervinna luftmotståndet en effekt av 3.000 - 3.500 kW (4.000 - 5.000 hk). Med en väl avvägd aerodynamisk utformning bör emellertid luftmotståndet kunna minskas åtminstone till hälften. För att uppnå detta krävs en rundad front utan skarpa kanter som kan ge upphov till avlösningar och därmed turbulenser i luften. Vagnsidorna skall vara så släta som möjligt, vilket betyder att fönstren bör ligga i samma plan som väggens utsida. De förutsättes därför ej vara öppningsbara och all ventilation i stället ske genom ett luftkonditionerings-system. Vidare måste vagnens underrede vara väl inklätt.

Luftmotståndet kan för ett tåg antas proportionellt mot kvadraten på hastigheten i de fartområden där luftmotståndet är av betydelse.

Det allmänna uttrycket för luftmotståndet D blir då

$$D = \frac{1}{2} \rho v^2 A C_D$$

där ρ = luftens täthet

v = hastigheten, dvs i detta fall summan av vind- och tåghastigheterna

A = tågets referensarea, lämpligen frontarean

och C_D = dimensionslös motståndskoefficient svarande mot referensarean.

För ett väl strömlinjeformat tåg kan som ansats för motståndskoefficienten användas uttrycket

$$C_D = 0,40 + n(0,02 + 1 \cdot 0,0040)$$

där n = antalet mellanvagnar i tåget, dvs totala antalet vagnar minus två

l = längden av en mellanvagn.

Häri innefattas ej det motstånd som eventuella strömvagtagare ger upphov till. Om tåget har 4 mellanvagnar, vardera med längden 20 m, blir således luftmotståndskoefficienten $C_D = 0,8$. Önskar man utnyttja luftmotståndet för bromsning, kan emellertid motståndskoefficienten ökas starkt genom någon form av luftbromsar. Med hänsyn till konstruktionsprofilen förefaller det rimligt att anta att en totalmotståndskoefficient om $C_D = 2,5 - 3,0$ kan realiseras. Eventuellt kan för luftbromsarna någon form av gränsskiktsskontroll eller ren sugning tillämpas, varvid en del av tågets motoreffekt tas i anspråk för inbromsningen.

I fig 4-19 visas luftmotståndets beroende av hastigheten för det valda exemplet. För jämförelsens skull har inlagts den bromskraft som behövs för att ge ett tåg retardation av 0,1 g, varvid antagits att tågets dynamiska massa är 160 ton. Den dynamiska massan är summan av tågets egentliga massa

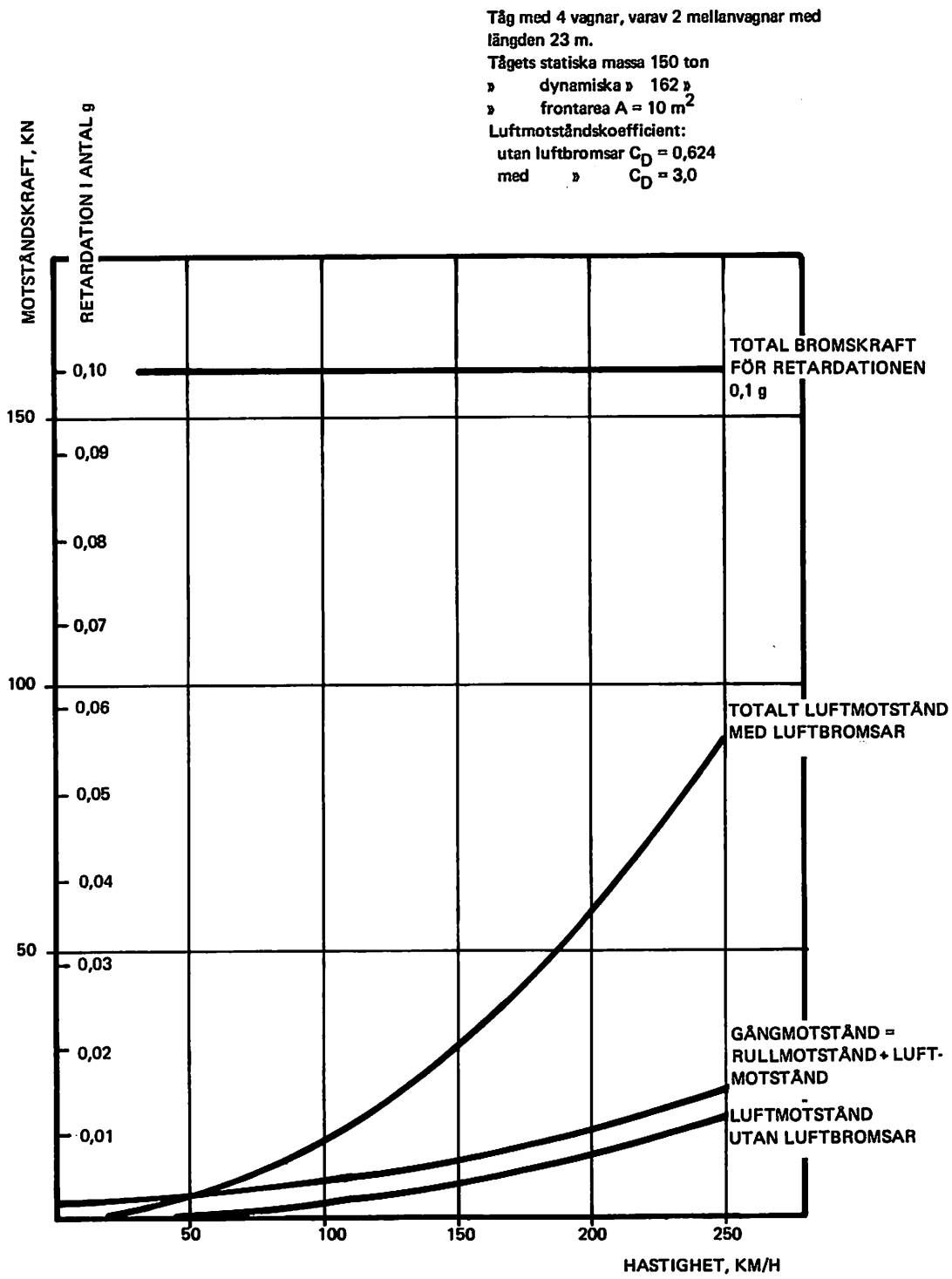


Fig 4-19
Rollmotstånd samt luftmotstånd med och utan luftbromsar

och det tillskott som alla roterande massor i tåget ger upphov till. Figuren återger även rullmotståndets beroende av hastigheten enligt följande formel som angivits av Sauthoff

$$D_R = Q (C_1 + C_2 v)$$

där D_R = rullmotståndet på rakspår, d v s summan av lagerfriktion, rullningsmotstånd och flänsfriktion

Q = tågets massa

C_1, C_2 = konstanter, $C_1 = 0,019 \text{ N/kg}$, $C_2 = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot \text{s}^{-1}$

Denna formel har använts vid gångtidsberäkningarna trots att den numera börjar anses föråldrad. Rullmotståndet är emellertid så litet att detta saknar praktisk betydelse.

I övrigt hänvisas till bil 3, där utförligare behandlas hur detaljer i ett tågs utformning påverkar luftmotståndets storlek.

En alltför tvär utformning av tågets front ökar inte endast luftmotståndet utan ger också upphov till en tryckvåg, som kan vara farlig för personer, som befinner sig alltför nära spåret. Med en aerodynamiskt väl utformad front blir inte den första tryckvågen så dominerande. Det framgår av fig 4-20, som återger registreringar av vindhastigheten i en punkt vid sidan av ett passerande tåg på New Tokaido Line. Eftersom vindhastigheten fluktuerar stokastiskt har ett flertal registreringar överlagrats på varandra.

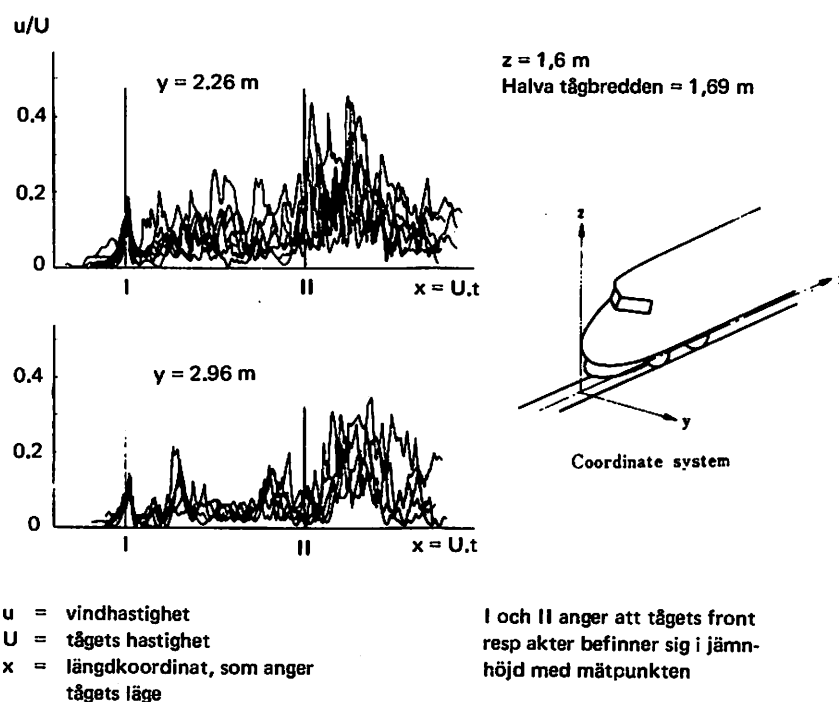


Fig 4-20 Vindhastigheter vid sidan av passerande tåg på New Tokaido Line

Det framgår att vindhastigheten ökar gradvis, medan tåget passerar. I en punkt på avståndet 2,26 m från spårmit, d v s 57 cm från tågets sida överskrider vindhastigheten till en början inte 20 % av tåghastigheten, men kan vid passagen av senare delen av tåget uppgå till över 40 % av tåghastigheten. Om den undre gränsen för fara sättes vid 17 m/sek vilket motsvarar den övre gränsen av klass 7 i Beaufort-skalan, och tåget antas ha en hastighet av 250 km, kan man av figurerna sluta sig till att en person inte bör befinna sig närmare än 80 cm från fordonets sida, när detta passerar. DB (Tyskland) anger att man skall uppehålla sig minst 5 m från snabbtrafikspår, då snabbtåg passerar. SNCF (Frankrike) anger 1,7 m från närmaste räl.

Den aerodynamiska utformningen påverkar även förhållandena vid tågmöten och passager genom tunnlar, vilket noggrant studerats i Japan. Av hänsyn till passagerarna måste dels de laterala accelerationer som uppträder i tåget vid möten begränsas, dels måste luftkonditioneringssystemet utformas så, att inga häftiga tryckvariationer förekommer i kupéerna. På New Tokaido Line har detta lösts genom att luftintagen på varje vagn förses med automatiska ventiler, som stänger i det ögonblick tåget passerar in i en tunnel och öppnar efter att tåget lämnat tunneln. De laterala accelerationer som uppträder vid tågmöten överstiger inte 0,1 g ens när båda tågen har hastigheten 200 km/h.

Japanerna har studerat hur snabba tryckförändringar människan kan utsättas för utan känsla av obehag. Med ledning av resultaten har konstruerats ett provningsförfarande för vagnarnas lufttätethet. Dessa pumpas upp till ett övertryck av 500 kp/m², varefter trycksänkningen som funktion av tiden registreras. I fig 4-21 åskådliggöres hur snabbt trycksänkningen får ske utan att komforten äventyras.

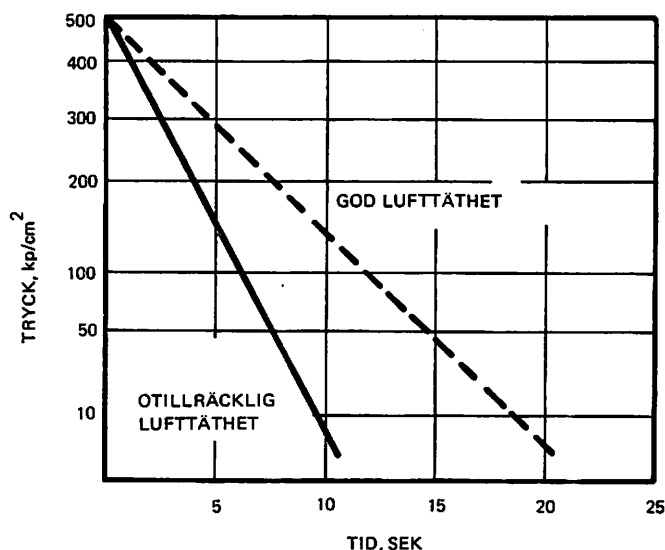


Fig 4-21

Tryckprovning av japanska personvagnar

4.42 Behov av fordonsunderhåll

För att ett snabbt tåg skall ge god ekonomi krävs förutom korta omloppstider även att stilleståndstiderna på grund av underhåll nedbringas till ett minimum. All underhållskrävande utrustning förutsättes därför uppbyggd i form av moduler som ingår i ett långt drivet utbytessystem. Principerna för detta blir likartade dem som sedan länge tillämpats vid flygplanskonstruktioner.

En lika viktig förutsättning för god ekonomi är att tillräcklig driftsäkerhet erhålles. Särskilt viktigt är naturligtvis att alla delsystem i tåget, vars korrekta funktioner är nödvändiga för att tåget överhuvudtaget skall kunna köras, göres tillräckligt tillförlitliga. Att ett tåg blir stående ute på linjen utan möjlighet att för egen maskin ta sig därifrån måste göras till en utomordentligt sällsynt händelse på grund av de ytterst svåra störningar som en sådan händelse skulle ge upphov till i ett framtida högkapacitativt spårnät. Den tillförlitlighetsteknik, som måste komma till användning vid konstruktionen av tåget, kan likaså i stor utsträckning övertas från flyget.

4.43 Kollisionssäkerhet

Länge hävdades att man för att göra en bil så kollisionssäker som möjligt skulle placera en tung massa i främre änden för att skydda passagerarna. Det skydd, som därigenom erhålles, har emellertid endast effekt så länge det föremål med vilket bilen kolliderar har en mindre massa än den skyddande massan. Eftersom detta sällan är fallet vid bilkollisioner bygger man numera bilar enligt den dubbla principen att

1. Passagerarutrymmet skall vara mycket motståndskraftigt mot deformationer.
2. Front- och akterpartierna skall vara deformationbara och så utformade att största möjliga energi kan upptas under deformationen samtidigt som deformationsvägarna är så långa som möjligt.

Övervägande antalet kollisioner i järnvägstrafik sker mellan ett tåg och ett som regel väsentligt lättare landsvägsfordon. I detta fall är det en klar fördel att ha en tung massa i främre änden av tåget, som så att säga skjuter hindret av spåret utan att några större retardationer uppträder i tåget. Enligt vad som tidigare sagts förutsättes emellertid att vid hastigheter över 200 km/h vägskyddet så kraftigt förstärks, att kollisioner mellan tåg och landsvägsfordon blir sällsynta. Den konstruktiva utformningen av det snabba tåget blir därmed i minst lika hög grad en fråga om hur man skall på bästa sätt skydda passagerarna vid en kollision mellan två tåg eller vid en kollision med fast hinder efter en urspårning. I en sådan situation har man liten nytta av en tung massa i tågets främre del, eftersom det hinder med vilket sammanstötningen sker har en massa av samma storleksordning eller större.

Dessa tankar är inte nya inom järnvägstekniken. Redan på 1930- och 1940-talet resonerade man i form av publikationer och patent om att introducera deformationszoner i vagnarnas ändpartier utöver ett formstyvt passagerarutrymme. Att idéerna ej omsattes i praktik berodde bl a dels på att man tveklade inför de ökade konstruktions- och tillverkningskostnaderna, dels på avsaknad av erforderlig konstruktions- och materialteknik. Dock har JNR gjort utförliga deformationsprov med vagnar i skala 1:1.

Konstruktionen av ett snabbt tåg måste således ske enligt den beskrivna dubbla skyddsprincipen. Det innebär, att vagnskorgen åtminstone måste uppfylla de internationellt accepterade normer, som rekommenderats av en kommitté inom UIC (Union Internationale des Chemins de fer). Enligt dessa måste en personvagn klara nedanstående horisontella belastningar i longitudinell riktning utan kvarstående deformationer.

- Sammanpressning över buffertarna	200 ton
- Diagonal sammanpressning i höjd med buffertplanet	50 "
- Sammanpressning 350 mm över buffertplanet	40 "
- Sammanpressning i midjehöjd	30 "
- Sammanpressning vid takets undre kant	30 "

Moderna, konventionella personvagnar uppfyller ovanstående krav men saknar deformationszoner. I ett snabbgående tåg är alltså inte detta tillräckligt, utan det är önskvärt att utanför det centrala formstyva passagerarutrymmet förlägga energiupptagande deformationszoner med deformationssträckor som åtminstone bör vara några meter långa. Vardera änden av vagnsenheten bör kunna absorbera hälften av vagnens maximala rörelseenergi, vilket med en högsta tåghastighet av 250 km/h och vagnvikt av 20 ton betyder en energiupptagningsförmåga av $24 \cdot 10^6 \text{ J} = 6,7 \text{ kWh}$. Med en sådan utformning av vagnsenheterna måste naturligtvis de ovan givna rammsäkerhetsnormerna omformuleras till att gälla den centrala formstyva delen. En känslig fråga är naturligtvis huruvida i deformationszonerna skall få ingå utrymmen, där passagerare kan tänkas uppehålla sig, såsom vestibuler och toaletter. Om man vill erhålla de önskvärda långa deformationsvägarna utan att göra vagnsenheterna alltför klumpiga, är det sannolikt svårt att undvika, att vissa passagerarutrymmen hamnar i deformationszonerna. För APT där man avser att tillämpa de här skisserade principerna har angivits, att toaletterna skall komma att ingå i deformationszonerna.

KAP 5. STABILITETSPROBLEM

5.1 Styrande krafter mellan hjul och räl

Karakteristiskt för all spårbunden trafik är att fordonen styrs rent mekaniskt längs en förutbestämd bana. De krafter som åstadkommer detta är av principiellt tre olika slag. Vi skall närmast söka klargöra vad som skiljer dessa åt.

Gravitationsfjädring

Ett järnväghjul svarvas traditionellt med en profil, där löpytan består av två raka delar med svag konstant lutning, vilket gör hjulen något koniska. Löpytan övergår via en hålkäl med förhållandevis liten radie till en fläns med likaledes rak profil. Efter en tids användning slits hjulen emellertid till en annan profil. Den raka delen ersätts av en krökt del inom vilken lutningen successivt ökar så att en mjuk övergång till flänsens tvära lutning uppstår. Om en axel med två sådana hjul svagt sidförskjuts ur sitt jämviktsläge uppstår den situation, som visas i fig 5-1. Kontaktytorna mellan hjul och räl har ej längre samma lutning mot horisontalplanet, och därför blir de komponenter F_1 och F_2 av tyngdkraften, som verkar i kontaktyternas plan, ej lika stora. Om axeln vore i vila skulle friktionen räcka till för att balansera skillnaden mellan F_1 och F_2 . När axeln rullar sker däremot en krypning i sidled, som medför att axeln återvänder mot jämviktsläget. Detta fenomen har kallats gravitationsfjädring.

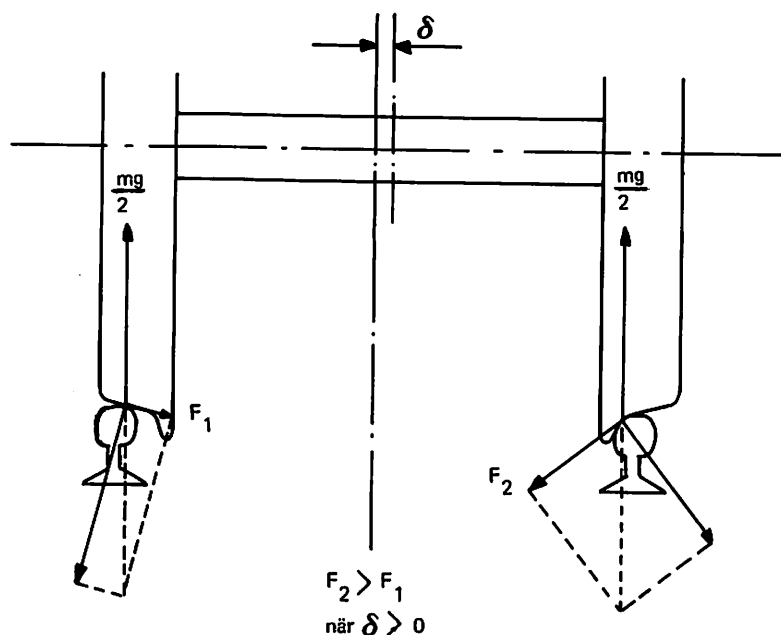


Fig 5-1

Illustration av gravitationsfjädring

Girmoment

Om en stel axel sidförskjuts ur sitt jämviktsläge kommer de båda hjulen på grund av sin koniska form att få skilda rullningsradier. Det ena hjulet strävar därför att rulla fortare än det andra men hindras av den stela axeln genom utbildning av krypkrafter. Därigenom uppkommer ett girmoment, som strävar efter att vrida axeln så att den rullar tillbaka i riktning mot jämviktsläget. Girmomentet ger ett incitament till en svängningsrörelse. Fordonets dynamik och dess hastighet kommer att bli avgörande för om denna är dämpad eller inte. Vid det senare fallet utbildas snabbt en kvarstående svängning hos hjulparet. Denna typ av rörelse kallas vanligen sinusgång och beskrevs redan år 1883 av Klingel.

Flänskontakt

Normalt finns endast en kontaktyta mellan varje hjul och rälen. Om emellertid en hjulaxel förflyttastillräckligt långt i sidled, uppträder dessutom en kontaktyta mellan hjulflänsen och rälsens sida. Genom den laterala kraft, som utbildas i denna nya kontaktyta hejdas sidförskjutningen och axeln hindras från att spåra ur. Flänskontakten är den form av mekanisk styrning, som man i första hand förknippar med järnvägsfordon. Om axeln står exakt vinkelrät mot spåret och speciellt om hjulen är slitna uppträder inte nödvändigtvis två kontaktytor vid flänskontakt. I stället vandrar den befintliga kontaktytan ut mot flänsen, varvid gravitationsfjädringen snabbt tilltar. De återförande krafter, som uppträder vid flänskontakt, kan alltså sägas vara en form av gravitationsfjädring fastän med väsentligt större värden på fjäderkonstanten, än när axeln befinner sig i sitt jämviktsläge.

Tänkes den samlade effekten av gravitationsfjädring, girmoment och flänskontakt representerad av en fiktiv återförande kraft F , erhålles mellan axelns sidförskjutning δ och F ett principiellt samband av den typ som visas i fig 5-2. I F har då inte inräknats några tröghetskrafter utan endast de statiskt verkan- de krafterna. Sambandet mellan F och δ är således starkt olinjärt, vilket bidrar till att det är en synnerligen kvalificerad uppgift att teoretiskt exakt analysera ett järnvägsfordons dynamiska stabilitet. Ett järnvägsfordon anses i detta sammanhang såsom dynamiskt stabilt, när en godtycklig störning från en ojämnhet i spåret så småningom dämpas ut i stället för att ge upphov till en kvarstående rörelse.

5.2 Engelska stabilitetsundersökningar

Vid BR forskningsavdelning i Derby har nedlagts ett omfattande arbete för att ställa upp och bli med analogimaskinteknik lösa de komplicerade ekvationssystem som beskriver ett järnvägsfordons dynamik. Arbetet har letts av en flygtekniker, Mr A H Wickens. Om man till en början studerar en

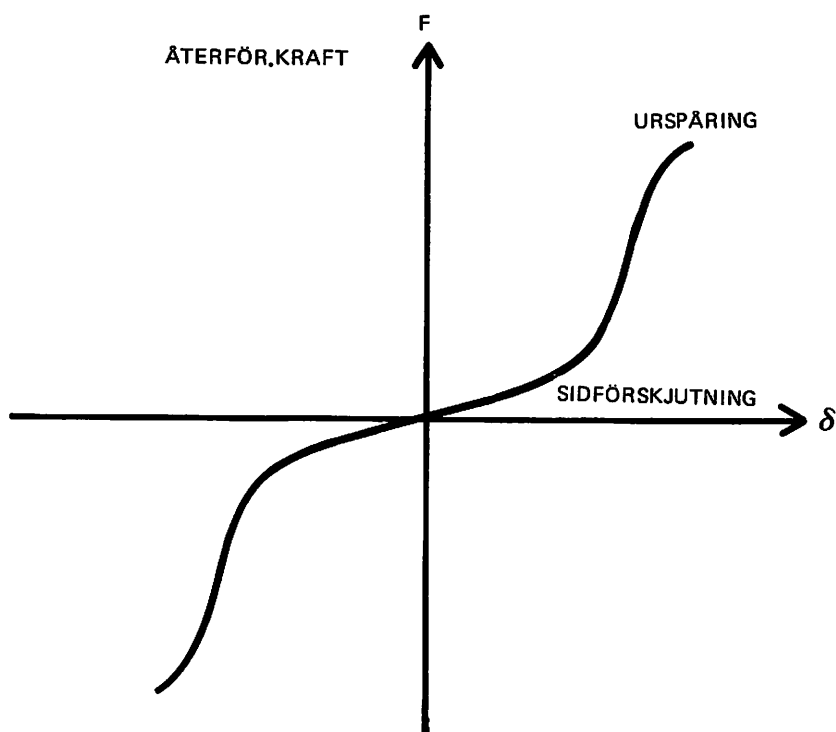


Fig 5-2

Principiellt samband mellan en axels sidförskjutning δ och den återförande kraften F .

axels uppträdande på ett perfekt spår och begränsar sig till små avvikelser från jämviktsläget, kan den centrala delen av kurvan i fig 5-2 approximeras med en rät linje. Axels rörelse kan då beskrivas av ett system av linjära differentialekvationer med hanteringsbara lösningar. Det visade sig att två parametrar, som var för sig bestämmer gravitationsfjädringens och girmomentets storlek, är av betydelse. Det är den effektiva koniciteten λ , som för en godtycklig hjulprofil definieras som derivatan av löpcirkelns radie med avseende på laterala koordinaten för hjulparets läge, samt storheten ϵ , som anger vinkelförändringen mellan kontaktytans plan och spårplanet med avseende på samma laterala koordinat. Följande formler gäller:

$$\lambda = \frac{R u_0}{R - r} \quad , \quad \epsilon = \frac{1}{R - r}$$

där R = hjulprofilens krökningsradie

r = rälshuvudets " "

u_0 = kontaktytans lutning, när axeln befinner sig i det centrala jämviktsläget

l = halva avståndet mellan kontaktytorna (d v s ungefär halva spårvidden)

Lösningen till ekvationssystemet visar att hjulparet om masskrafterna försummas har en egenfrekvens som är proportionell dels mot hastigheten, dels mot kvadratroten ur den effektiva koniciteten, vilket bekräftar Klingels resultat, som återges nedan.

$$W_o = v \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{R l}}$$

där W_o = sinusgångens egenvinkelfrekvens

v = fordonets hastighet

R = hjulradien

När hastigheten är liten är dämpningskonstanten tillräcklig för att förhindra att sinusgång utbildas. Eftersom tröghetskrafterna ökar med hastigheten kommer de så småningom att dominera rörelsen och göra systemet instabilt. Den kritiska hastighet, vid vilken detta inträffar, är omvänt proportionell mot kvadratroten ur den effektiva koniciteten. Den ökning av de återförande krafterna, som kan erhållas genom att öka koniciteten, försämrar alltså den dynamiska stabiliteten.

Den linjära teori, som berörts ovan, har av Wickens använts för att studera ett tvåaxligt fordons laterala rörelser. Ett sådant kan approximativt beskrivas av ett system med sex frihetsgrader. Den karakteristiska ekvationen blir av 14:e graden och kan följaktligen endast lösas med hjälp av datamaskin. Lösningen visar att i huvudsak två typer av instabilitet uppträder, nämligen korginstabilitet och hjulparsinstabilitet. Korginstabiliteten, som är förbunden med stora rörelser och amplituder hos korgen, har tre kritiska hastigheter, varav två motsvarar en kombination av lateral translation och roll och den tredje motsvarar gir hos korgen. Hulparsinstabiliteten är förbunden med stora rörelser och amplituder hos hjulparen och uppträder liksom hos det enstaka hjulparet, när hastigheten växer över en viss kritisk nivå.

Genom att systematiskt variera de ingående parametrarna kan stabiliteten hos ett tvåaxligt fordon i olika utformningar studeras. Resultaten bekräftar att många tvåaxliga fordon av äldre konstruktion har en låg kritisk hastighet men visar också att man genom lämpligt val av parameterkombination kan åstadkomma ett tvåaxligt fordon, som är stabilt även vid mycket höga hastigheter. Det är den sistnämnda egenskapen, som gör att engelsmännen vid utformningen av sitt APT stannat för lösningen med två axlar per vagn. Fig 5-3 ger exempel på resultat från de engelska beräkningarna.

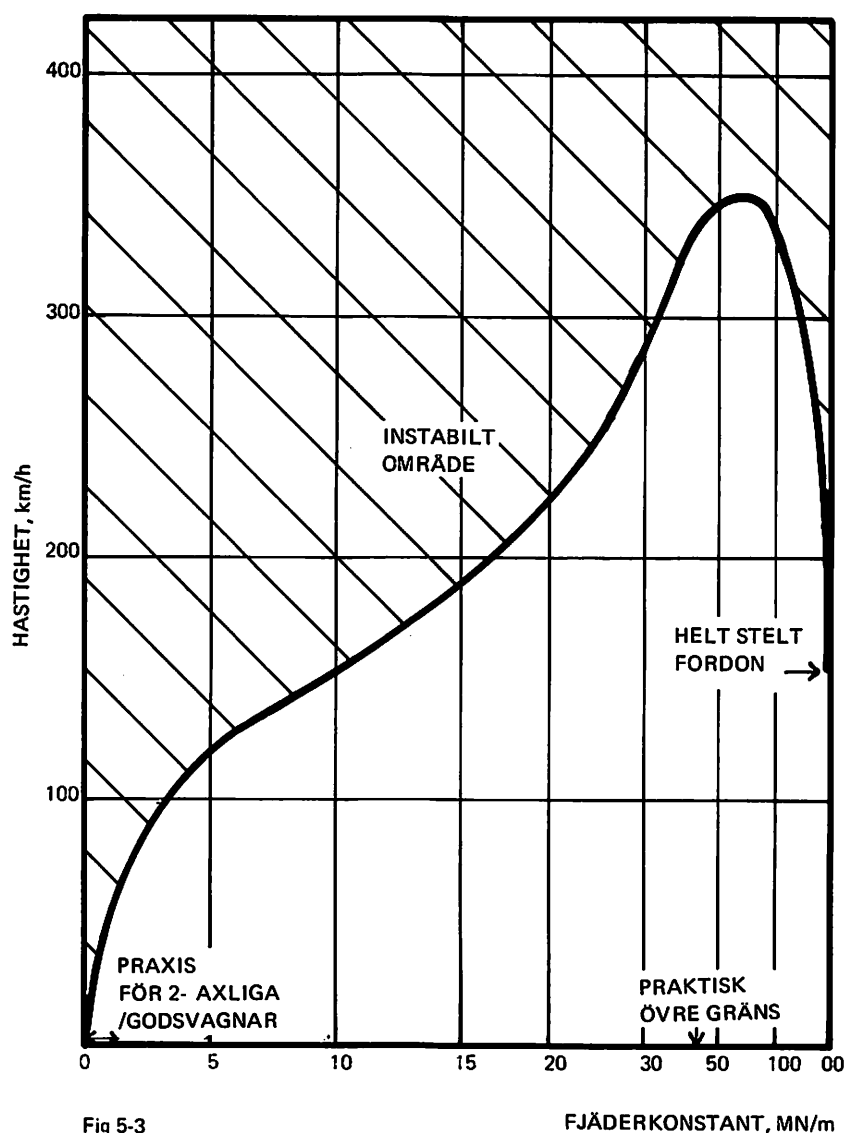


Fig 5-3

FJÄDERKONSTANT, MN/m

Kritisk hastighet som funktion av lateral fjäderkonstant för ett försöksfordon utan dämpning och longitudinell fjädring och med lika fjäderkonstanter i lateral och longitudinell riktning.

5.3 Boggifordon

Även boggifordon har studerats ingående ur stabilitetssynpunkt, särskilt av BR och JNR. Beräkningarna kompliceras av det stora antalet frihetsgrader. För att beskriva de laterala rörelserna hos ett fordon med två boggier om vardera 2 axlar krävs system med 17 frihetsgrader. Vid lösningen därav har man emellertid haft god hjälp av de digitala datamaskinprogram, som sedan ett flertal år används inom flygindustrien för att lösa den karakteristiska ekvationen till ett andra ordningens differentialekvationssystem med en parameter, nämligen hastigheten. Resultaten bekräftar att konventionella boggifordon har en mycket högre kritisk hastighet än äldre typer av två-axliga fordon, vilket torde vara en av orsakerna till att man på ett tidigt stadium gick över till boggifordon.

Det existerar en anmärkningsvärd enhetlighet vid utformningen av moderna boggifyrdon vad gäller valet av parametervärden i upphängningen. I allmänhet är styvheten mot lateral rörelse och gir ganska stor i den primära upphängningen av axeln i boggiramen. Genom att använda dragstänger erhålles likaledes en stor styvhet mot gir i den sekundära upphängningen mellan boggiram och vagnskorg. Denna konstruktion, som även användes på fordonen på New Tokaido Line, ger ganska höga kritiska hastigheter. Eftersom den totala styvheten mot gir blir stor, uppträder emellertid oundvikligen flänskontakter vid gång i kurvor. En ytterligare konsekvens av den stela upphängningen är att fordonet blir känsligt för spårlägesfel, vilka ger upphov till glidningar och hjulslitage. De koncentrerade krafter, som uppträder vid flänskontakten, kan också misstänkas ge stora påfrestningar på spåret. Detta synes bekräftas av att man på New Tokaido Line har ett omfattande spårunderhåll och tvingas till täta omsvarvningar av hjulen. Det är också möjligt att denna okänslighet i hjulupphängningen är en bidragande orsak till att den tillgängliga adhesionen minskar med ökande hastighet, till vilket vi skall återkomma i kap 6.

5.4 Gång utan flänskontakt i kurvor

Traditionellt har man antagit, att ett järnvägsfordon inte kan passera igenom en kurva utan flänskontakt. Detta är emellertid inte nödvändigtvis sant. Den linjäriserade teorien enligt avsnitt 5.2 kan modifieras till att gälla för ett hjulpar i en kurva. Lösningen visar, att ett obelastat hjulpar tenderar att sidförskjutas, så att de båda löpcirklarna bildar tvärsektioner i en kon, vars spets sammanfaller med spårkurvans krökningscentrum. Om hjulparet utsätts för en lateral kraft genom att centrifugalkraften inte balanseras av rälsförhöjningen, girar det. Den krypning i sidled, som därigenom inträffar, ger upphov till en kraft, som balanserar den laterala kraften.

Eftersom ett hjulpar således möter en lateral kraft genom att gira inses att möjligheterna för ett tvåaxligt fordon att passera en kurva utan flänskontakt är beroende av hur elastisk upphängningen är med avseende på girrörelser. Eftersom axelns tendens att gira motverkas av den fjädrande upphängningen, svarar axeln med att sidförskjutas i en sådan riktning att skillnaderna i rullningsradie hjälper till att snedställa axeln. I jämviktsläget balanseras sålunda de fjäderkrafter som motverkar gir av longitudinella krypkrafter, medan den laterala kraften på grund av olämplig rälsförhöjning balanseras av laterala krypkrafter. Om de erforderliga krypkrafterna är större än den tillgängliga friktionskraften, kommer glidning att inträffa och först då uppträder flänskontakt. Som redan nämnts har boggifyrdon en sådan styvhet mot girrörelser att glidning med åtföljande flänskontakt inträffar redan i kurvor med mycket måttlig krökning.

5.5 Grundprincip för APT

Som framgått av diskussionen spelar den krypning, som äger rum i kontakt-ytan mellan hjul och räil, en stor roll för stabiliteten. Krypningen kan beskrivas med samband av den typ, som återges i fig 5-4, som vi skall utförligare diskutera i kap 6. Den grundläggande princip, som tillämpas vid utformningen av APT, är att fordonen endast skall behöva utnyttja den linjära delen av krypkurvan under normala förhållanden även vid höga hastigheter. Detta kommer att medföra små vinkelförändringar och sidförskjutningar för axlarna, vilket i sin tur medför att den linjäriserade teorien kan användas för att lösa konstruktionsproblemen. Förutsättningen att detta skall fungera även i kurvor är som nämnts att styvheten mot gir ej är alltför stor. Man fann att detta är lättare att realisera med tvåaxliga fordon än med boggifordon vid hastigheter i området 250 - 500 km/h. I den lösning som skisserats har valet av parametrar stor betydelse. Den laterala dämpningens vikt framgår exempelvis av fig 5-5. För att gång utan flänskontakt skall erhållas, krävs också att man arbetar med en hjulprofil med större lutning och således större värden på effektiv konicitet, än vad den traditionella hjulprofilen med en lutning i storleksordningen 1:40 erbjuder.

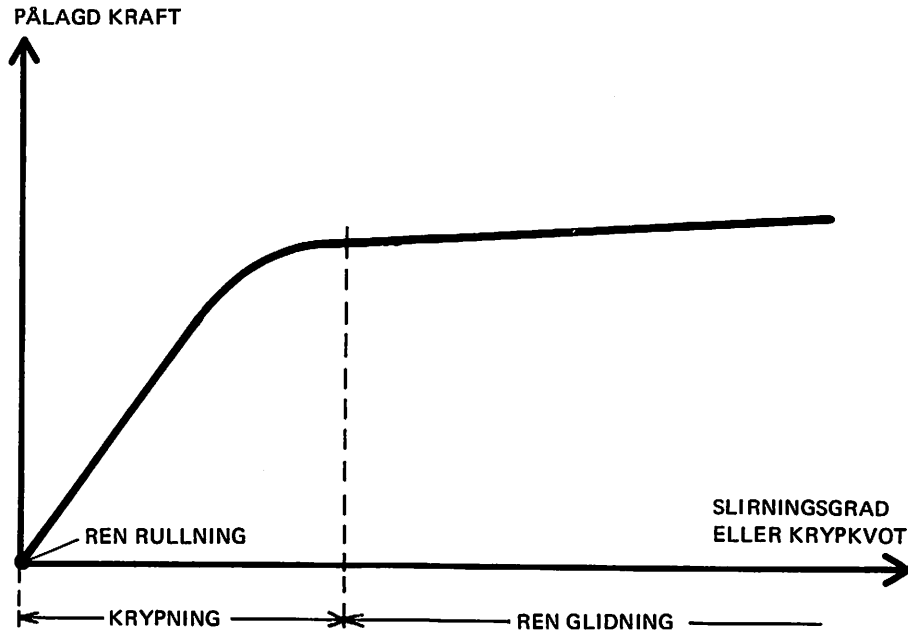


Fig 5-4

Samband mellan longitudinell kraft och slirningsgrad eller longitudinell krypkvot.

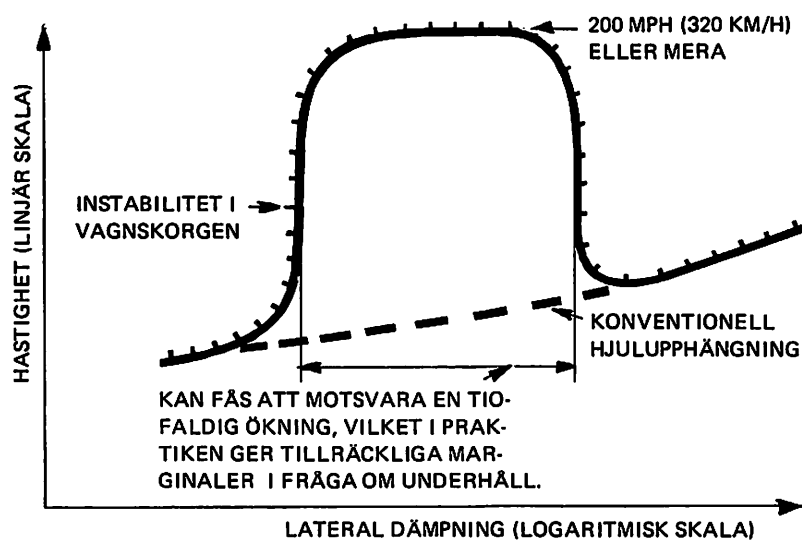


Fig 5-5

Samband mellan lateral dämpning och kritisk hastighet för ett fordon av APT-typ.

För att inte fordonets dynamiska egenskaper skall förändras, är det väsentligt att hjulprofilen bibehålles i huvudsak oförändrad, även när hjulen blivit slitna. Man avser därför att gå den omvända vägen och dimensionera fordonet efter den slitna hjulprofil, som statistiskt kan uppmätas på hjul, som varit i drift en lång tid utan omsvarvning. En försvårande faktor är emellertid att man vid fordonets dimensionering måste ta hänsyn till de variationer i effektiv konicitet och gravitationsfjäderkonstant, som uppstår på grund av spårviddsförändringarna längs banan. Man anser dock att dessa problem är överkomliga och med tillämpning av den antydda konstruktionsfilosofin kunna bygga ett tåg, som trots väsentligt högre hastigheter ger ett lägre behov av spårunderhåll och mindre risker för urspårning än dagens tåg.

5.6 Användning av sliten hjulprofil

I föregående avsnitt nämndes att man vid dimensioneringen av APT utgår från den slitna hjulprofilen. Det kan nämnas att även inom ORE (forskningsorgan för UIC) pågår arbete i syfte att förändra den gängse hjulprofilen. Bakgrunden är emellertid här en annan, nämligen att minimera hjulslitage och öka intervallet mellan hjulsvartningar. En av de alternativa hjulprofiler som diskuterats har beteckningen DB1 och har nyligen börjat användas för SJ vagnpark. Den har ett utseende som betydligt mer påminner om det slitna hjulets profil, än tidigare använd profil.

Orsaken till den här antydda problematiken är att historiskt sett hjul- och rälsprofil aldrig optimerats i förhållande till varandra. Det framgår tydligt av fig 5-6 där den vanligaste rälsprofilen återges tillsammans med den

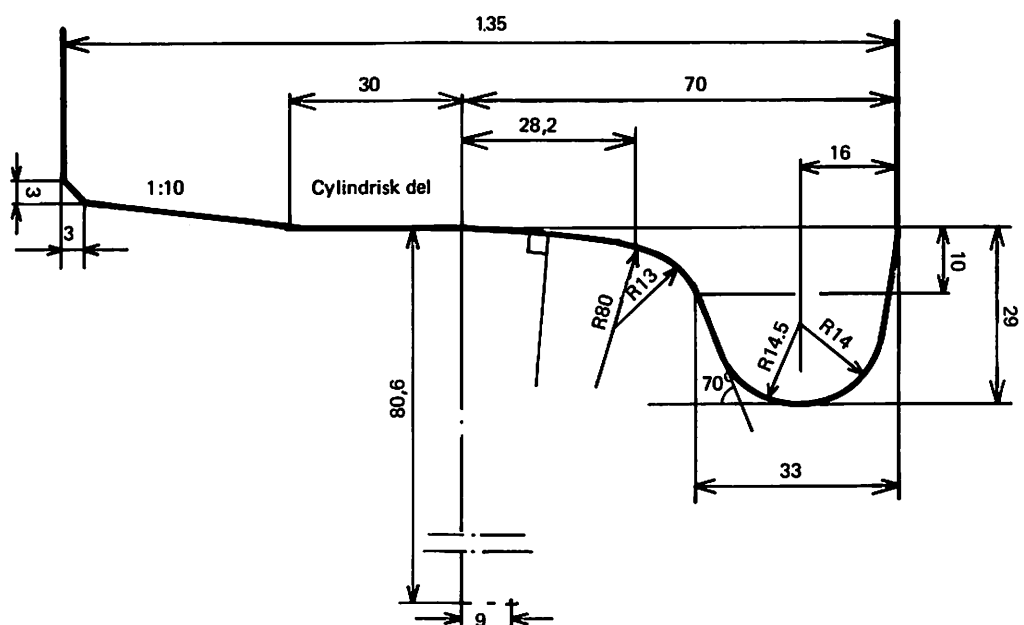
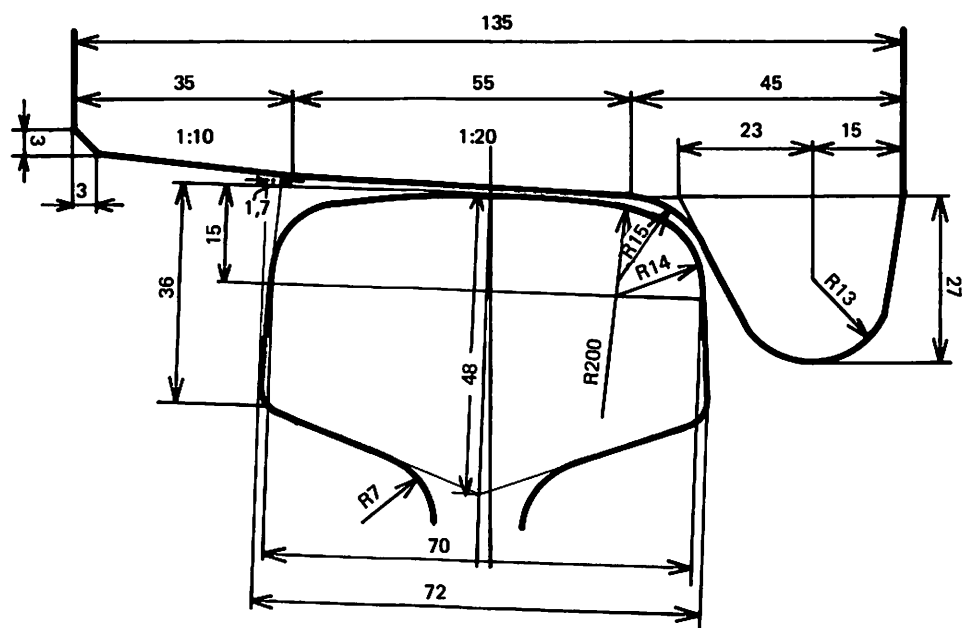


Fig 5-6

Förutvarande SJ hjulprofil samt räls huvud av 1940 års modell (överst)
samt nuvarande SJ hjulprofil (underst)

tidigare inom SJ tillämpade hjulprofilen. Observera att rälen alltid ställes i lutning 1:30 inåt på SJ linjenät. I figuren återges också den ändrade hjulprofil som nu börjat användas på flera vagnstyper vid SJ. Det kan alltså i framtiden bli aktuellt att välja en annan form på både hjul- och rälsprofil, där båda väljes så att med hänsyn till den existerande vagnparken minsta möjliga slitage erhålles.

5.7 Stabilitet med enkelhjul

Hela det hittills förda resonemanget beträffande stabilitet förutsätter att järnvägsfordonet är försett med stela axlar. Alternativet är att övergå till enkelhjul, som då eventuellt kan göras individuellt avfjädrade. Tyvärr har alltför litet såväl teoretiskt som experimentellt arbete nedlagts på enkelhjul för att man skall våga göra några generella uttalanden beträffande dess lämplighet ur stabilitetssynpunkt. När den stela axeln tas bort, elimineras också den återförande kraft, som de koniska hjulen genom girmomentet ger upphov till. I gengäld kan ett hjulpar passera genom en kurva utan glidning oberoende av hjulens läge i sidled. Om fordonet genom olycklig kombination av hastighet och rälsförhöjning utsätts för en lateral kraft kan således denna motverkas utan att glidning uppstår, genom att hjulen sidförskjuts så att gravitationsfjädringen träder i funktion. För att fjäderkraften därvid skall bli tillräckligt stor, krävs emellertid att hjulprofilen har en tillräckligt snabbt varierande konicitet i området intill flänsen. Teoretiskt finns alltså möjlighet att även i detta fall passera en kurva utan flänskontakt i egentlig mening. Det är dock tveksamt, om dämpningen vid rörelser i sidled är så stor, att flänskontakt undviks även vid höga hastigheter. Dessutom är det tveksamt, om gravitationsfjädringen ger en tillräckligt stor återförande kraft, innan kontakt med själva flänsen uppstår. Med normal hjulprofil är gravitationsfjäderkraften nämligen avsevärt mindre än de motsvarande krafter, som den stela axeln genom girmomentet ger upphov till.

Införande av enkelhjul är ett sätt att undvika tendensen till sinusgång vid höga hastigheter. Det är också intressant att notera att japanerna i anslutning till förstudierna inför ännu en New Tokaido Line skisserat ett rälsgående fordon med enkelhjul och linjär elmotordrift. Den nya banan, som man avser att trafikera med hastigheter omkring 500 km/h, kommer att behöva realiseras före år 1980, då man beräknar att den fulla kapaciteten hos den nuvarande New Tokaido Line är helt utnyttjad. Fordonet ifråga avbildas i genomskärning i fig 5-7. Som synes är spårvidden dubbelt så stor som den normala och hjulen försedda med dubbla flänsar.

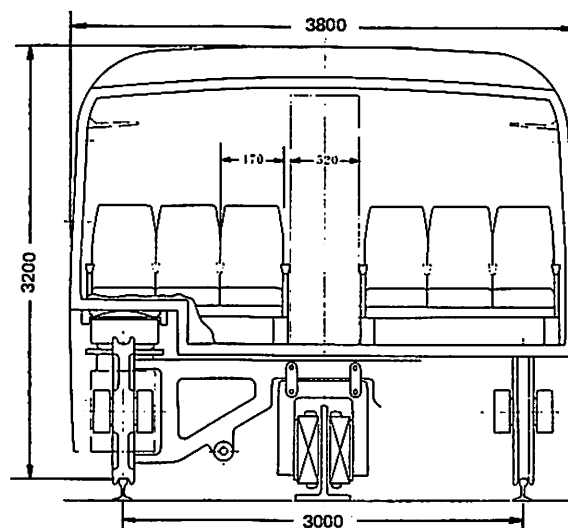


Fig 5—7 Japanskt utkast till hypersnabbt tåg med enkelhjul och linjär elmotordrift.

KAP 6. URSPÄRINGS- OCH VÄLTNINGSRISKER

Innan man bygger ett motorvagnståg avsett för höga hastigheter måste naturligtvis skapas garantier för att säkerheten mot tågurspårning blir tillfredsställande över tågets hela hastighetsregister. För att kunna bedöma om detta är möjligt, skall vi ganska ingående granska de mekanismer, som leder till att ett tåg kan spåra ur. Vi tänker då inte på sådana urspårningar, som orsakas av utpressning av ytterrälen vid otillräcklig rälsbefästning, rälsbrott, solkurvor, fel på den rullande materielen eller främmande föremål i banan. I stället skall vi intressera oss för sådana urspårningar, som orsakas av en olämplig kombination av de krafter, som verkar på tåget och som kan ha sitt upphov i den höga hastigheten. Man kan då skilja mellan två urspåringsmekanismer, nämligen vältning kring den yttre rälen och klättring över den yttre rälen.

6.1 Vältning

I fig 6-1 representerar TP fordonets tyngdpunkt på höjden H över spårplanet. Tyngdpunkten antages förskjuten måttet e i förhållande till spårmitt. I tyngdpunkten verkar den vertikala tyngdkraften mg och den horisontella centrifugalkraften F_1 . Genom att dela upp dessa båda krafter i komponenter som är parallella med, respektive vinkelräta mot spårplanet kan man ställa upp en momentekvation för rotation kring yttersträngen Y . Om man önskar att säkerheten mot vältning skall vara n -faldig erhålles sambandet

$$n (F_1 \cos \Phi_r - mg \sin \Phi_r) H = (mg \cos \Phi_r + F_1 \sin \Phi_r) (s/2 - e)$$

Härur löses lätt följande formel för vältningsfaktorn n

$$\begin{aligned} n &= \frac{s - 2e}{2H} \cdot \frac{mg + F_1 \operatorname{tg} \Phi_r}{F_1 - mg \operatorname{tg} \Phi_r} = \frac{s - 2e}{2H} \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} (\Phi + \Phi_r) \operatorname{tg} \Phi_r}{\operatorname{tg} (\Phi + \Phi_r) - \operatorname{tg} \Phi_r} = \\ &= \frac{s - 2e}{2H \operatorname{tg} \Phi} \end{aligned}$$

som också kan härledas direkt ur fig 6-1.

Sidförskjutningen e är beroende av hur löpverkets och vagnskorgens upphängning har utformats. Den kan väntas växa tämligen linjärt med resultanten till de krafter, som verkar på vagnskorgen parallellt med spårplanet. Hos ett fordon med tvångslutad vagnskorg kan man vinna en ökad säkerhet genom att förlägga vridningscentrum under tyngdpunkten, som därigenom förskjuts i riktning från den yttre rälssträngen. Som berördes i avsnitt 4.35 kan det emellertid av andra skäl vara önskvärt att placera vridningscentrum så att det antingen ligger över eller sammanfaller med tyngdpunkten. Om det länkstativ, i vilket vagnskorgen är upphängd, göres av fjädrat i förhållande till hjulen, erhålles dessutom en sidförskjutning ge-

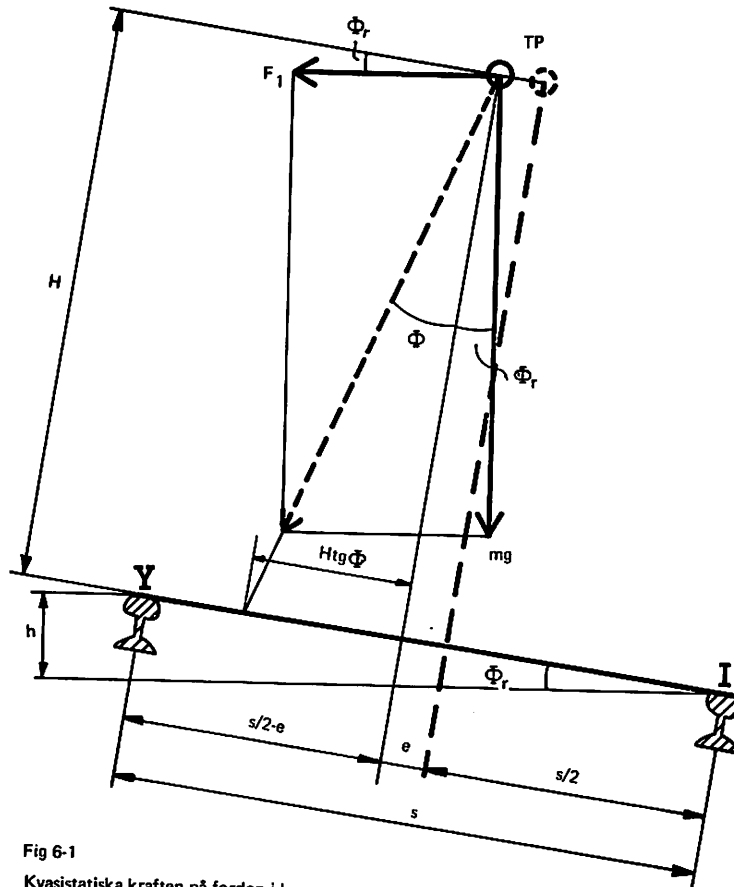


Fig 6-1
Kvasistatiska krafter på fordon i kurva

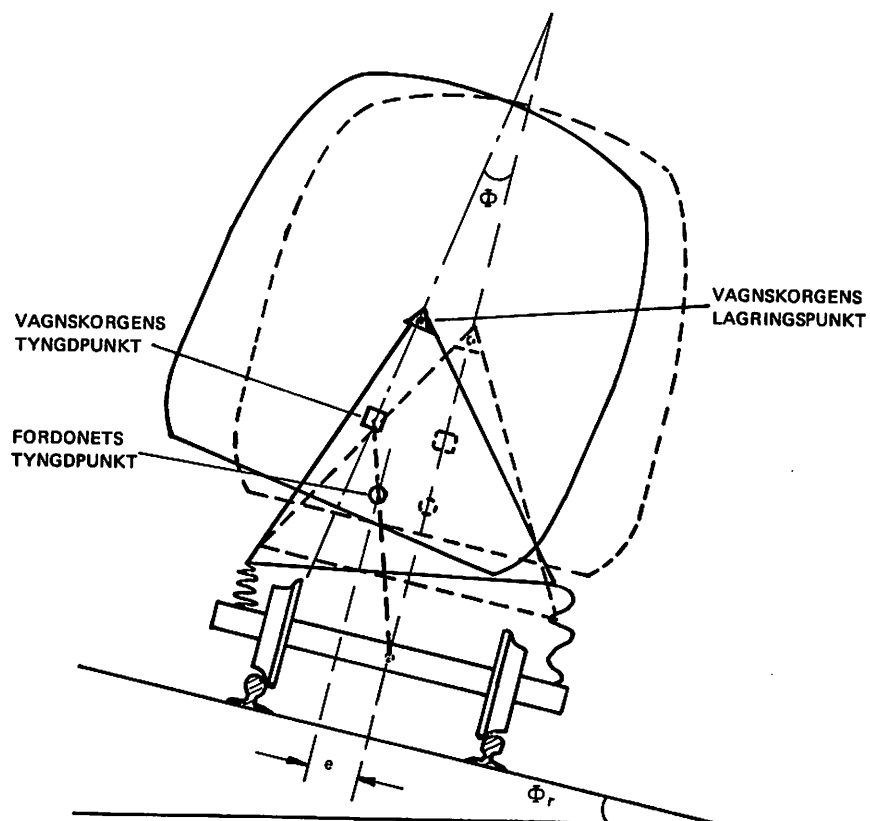


Fig 6-2
Vridningsvinklar för fordon i kurva

nom att länkstativet strävar efter att vridas utåt. Det är därför svårt att ange ett fixerat värde på e . I fortsättningen användes två alternativa värden på den största förekommande sidförskjutningen, nämligen $e = 0$ och $e = 5$ cm. Fig 6-2 är en skiss som illustrerar de vridningsvinklar som berörts ovan.

Den laterala kraften F_1 kan anses sammansatt av den kvasistatiska centrifugalkraft som uppträder i kurvor, tröghetskraften som orsakas av krängningar i övergångskurvor och vid spårlägesfel samt vindlasten på tågets sida. Vid dimensioneringen av ett tåg måste alla dessa tre krafter beaktas. Ju noggrannare detta sker, desto lägre kan värdet på säkerhetsfaktorn n väljas. Som exempel kan nämnas att med den gällande utformningen av APT har beräknats, att den vind som kan välta ett tåg vid värsta kombinationen av kurva, rälsförhöjning och hastighet, måste ha styrkan 138 km/h (38,5 m/s) och vara riktad vinkelrätt mot tåget. En undersökning av vindförhållandena i England gav vid handen, att om kritiska vindstyrkan för tåget låg vid 136 km/h skulle statistiskt sett 1 tåg per 84 år blåsa av spåret och om den låg vid 120 km/h 1 tåg per 15 år.

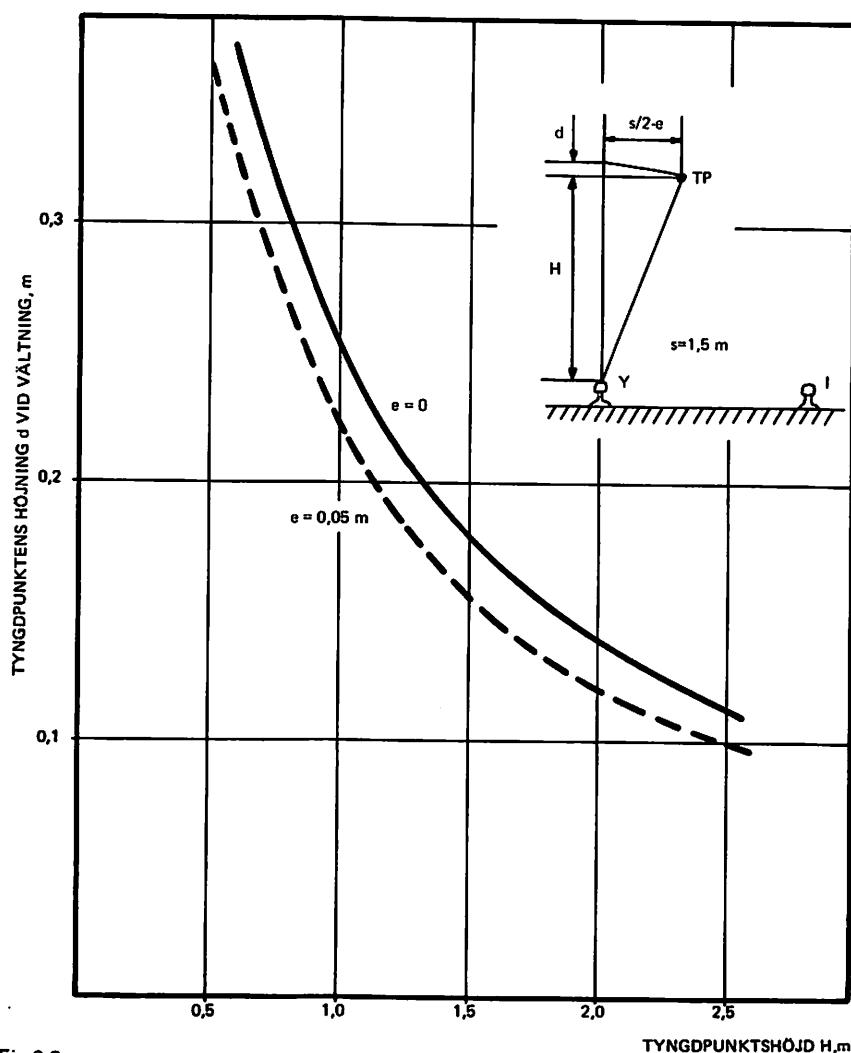


Fig 6-3

Sträcka d som tyngdpunkten måste lyftas under ett vältningsförlopp som funktion av tyngdpunktshöjden H . e = tyngdpunktsförskjutning

Tar man endast hänsyn till centrifugalkraften kommer för lok med tyngdpunkten ca 2 m över rälsens övre kant säkerheten mot vältnings att bli nio- till tio-faldig i kurvor med normal rälsförhöjning och vid normala hastigheter. Enligt SJ nuvarande bestämmelser får säkerhetsfaktorn mot vältnings definierad på detta sätt inte bli mindre än 4,5. Vid dimensioneringen av ett snabbgående tåg kan dock knappast ett så schematiskt tillvägagångssätt användas. I stället bör vindlastens storlek och angreppspunkt, som inte behöver sammanfalla med tyngdpunktens läge i höjddled, noggrant bestämmas genom vindtunnelförsök. Inverkan av krängningar studeras lämpligen med simuleringsteknik. Eftersom den sträcka d , som tyngdpunkten måste lyftas under vältningsförloppet, ökar snabbt när tyngdpunkten sänks, blir nämligen inverkan av krängningar starkt beroende av tyngdpunktens höjd H över rälsens övre kant. Det framgår av fig 6-3, som visar sambandet mellan d och H . Eftersom d är ett mått på det arbete, som måste uträttas av sidkrafterna för att vända tåget, innebär detta att den kritiska sidkraften verkar under en längre tid för att vända ett tåg med låg tyngdpunkt. Det antyder att man skulle kunna acceptera något mindre värden på säkerhetsfaktorn för tåg med extremt låg tyngdpunkt.

I brist på simuleringsresultat ges i fig 6-4, det samband mellan vältningsfaktorn n och sidkraftvinkeln Φ , som erhålles om hänsyn endast tas till centrifugalkraften. Fordonets tyngdpunktshöjd H har givits två alternativa värden, nämligen 1,0 m och 0,7 m.

Ett vanligt sätt att tillgodose säkerheten mot urspårning är att kräva, att kraftresultantens verkningslinje ej får passera spårplanet närmare den yttre rälen än en tredjedel av spårvidden, vilket innebär att följande villkor måste vara uppfyllt (jfr fig 6-1):

$$s/2 - e - H \tan \Phi > s/3$$

varur kan lösas

$$\Phi < \arctg \frac{s - 6e}{6H}$$

vilket för de tidigare studerade fallen ger följande största värden på Φ :

$H = 1,0 \text{ m},$	$e = 0$	:	$\Phi = 14,0^\circ$
$H = 1,0 \text{ m},$	$e = 0,05 \text{ m}$	:	$\Phi = 11,3^\circ$
$H = 0,7 \text{ m},$	$e = 0$	:	$\Phi = 19,7^\circ$
$H = 0,7 \text{ m},$	$e = 0,05 \text{ m}$	:	$\Phi = 15,9^\circ$

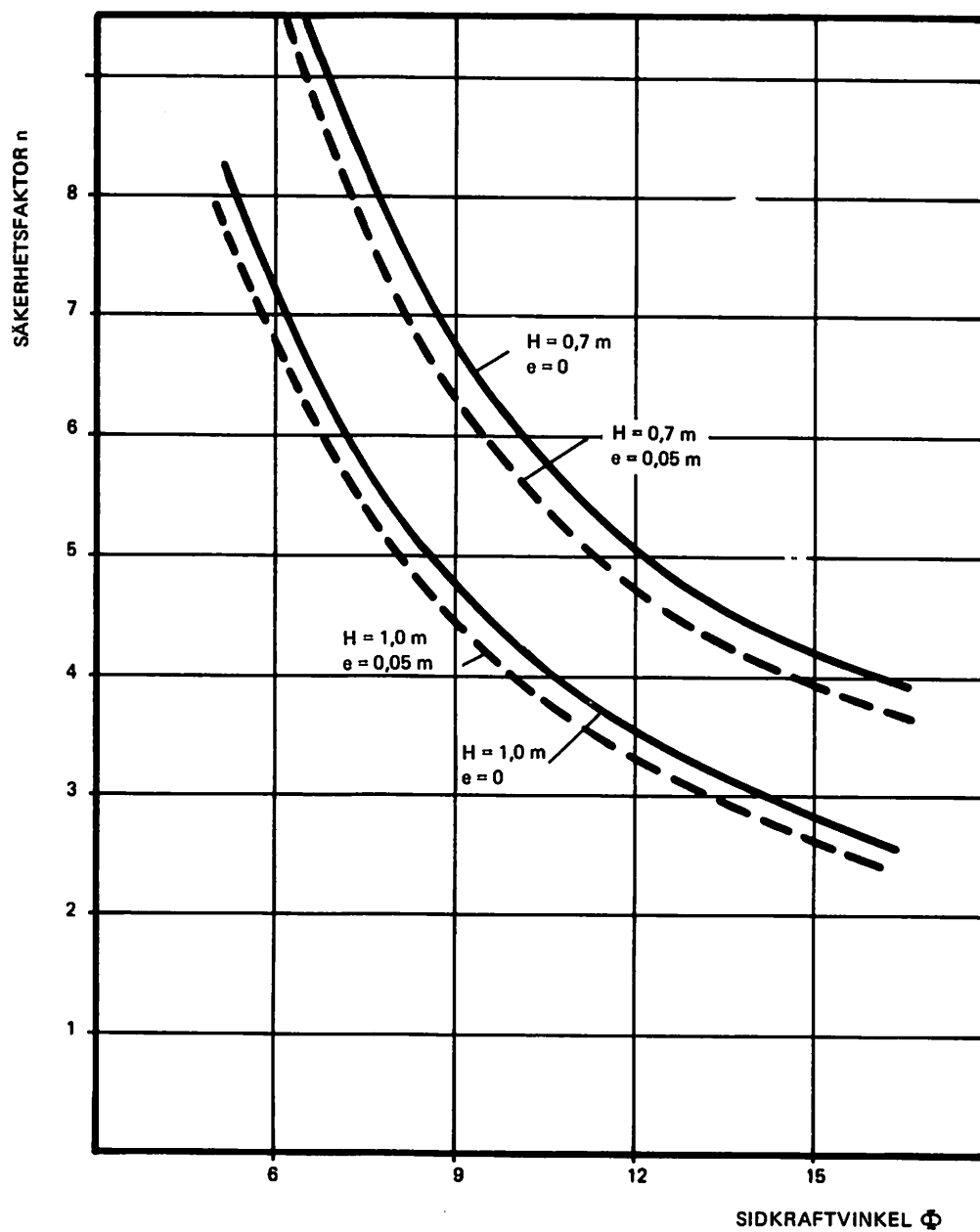


Fig 6-4

Säkerhetsfaktorn n mot vältningsfunktion av sidkraftvinkel Φ .
Hänsyn tagen endast till centrifugalkraften.

H = tyngdpunktshöjd.

e = tyngdpunktsförskjutning.

6.2 Klättring

Om axeln i ett hjulpar intar ett sådant läge att båda hjulen rullar exakt parallellt med spåret, kommer endast kvoten mellan lateral och vertikal kraft samt flänsens lutningsvinkel att bestämma vardera hjulets benägenhet att klättra över flänsen. Om däremot axeln ställer sig snett så att angreppsvinkeln ψ mellan hjul och räl blir positiv, d v s hjulet tenderar att rulla utåt i förhållande till spårmitten kommer kontaktpunkten A mellan hjulfläns och räl enligt fig 6-5 att ligga något framför punkten B mitt under hjulets centrum. Eftersom hjulets momentana rotation i förhållande till spåret sker kring punkten B, kommer punkten A att tvingas röra sig i det närmaste vertikalt. Om den friktionskraft, som därvid utbildas, är tillräckligt stor för att hindra denna nedåtgående rörelse överflyttas den momentana rotationen till punkten A, varvid hjulet börjar klättra över rälen.

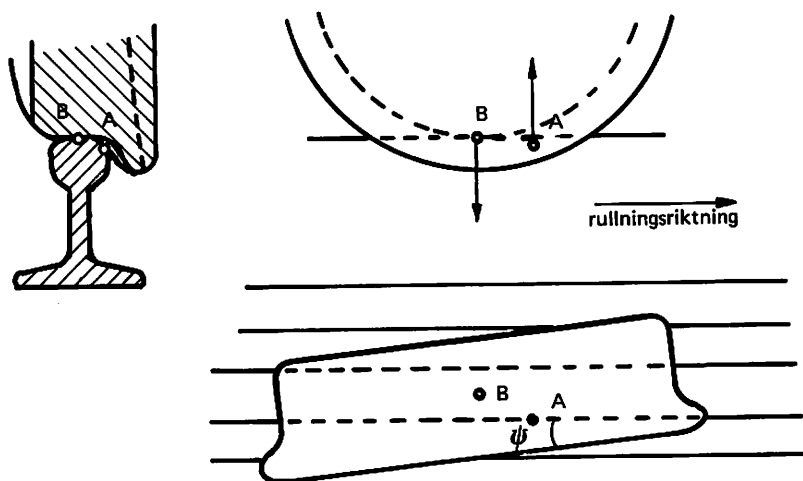


Fig 6-5

Kontaktytor och angreppsvinkel ψ för ett hjul med flänskontakt.

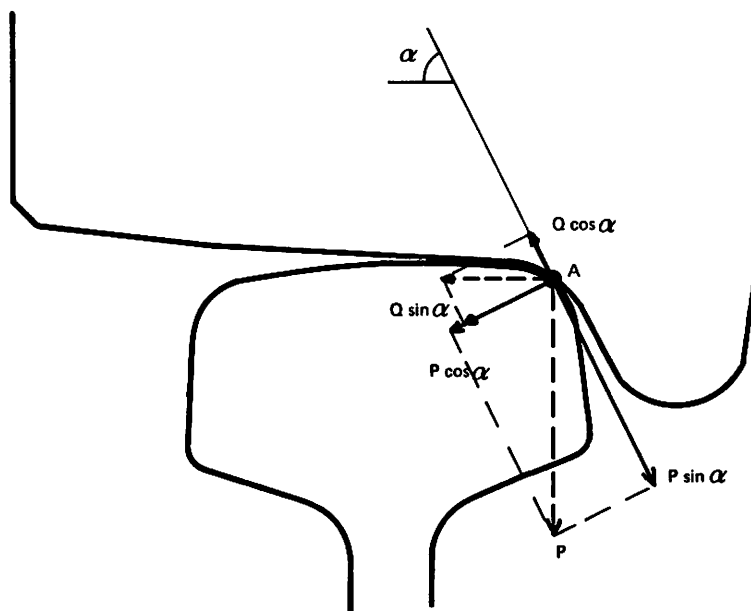


Fig 6-6

Krafter som verkar i punkten A vid begynnande klättring.

De verkande krafterna finns markerade i fig 6-6. Villkoret för att hjulet hindras från att klättra upp på rälen får följande lydelse

$$P \sin \alpha - Q \cos \alpha - \mu (P \cos \alpha + Q \sin \alpha) > 0$$

Om angreppsvinkeln ψ i stället är negativ, hamnar punkten A bakom punkten B. Den relativa rörelsen i A ändrar därvid riktning, varvid även friktionskraften riktas åt motsatt håll. Sammanfattas de här båda fallen erhålles den s k Nadals formel, som återges nedan samt i fig 6-7.

$$\frac{Q}{P} < \frac{\tan \alpha \pm \mu}{1 \pm \mu \tan \alpha}$$

Det övre tecknet i formeln gäller när ψ är positiv och det undre tecknet när ψ är negativ. Som väntat är risken för att hjulet skall klättra över rälen väsentligt större när ψ är positiv, d v s hjulet rullar i riktning mot rälen än när hjulet rullar i riktning från rälen.

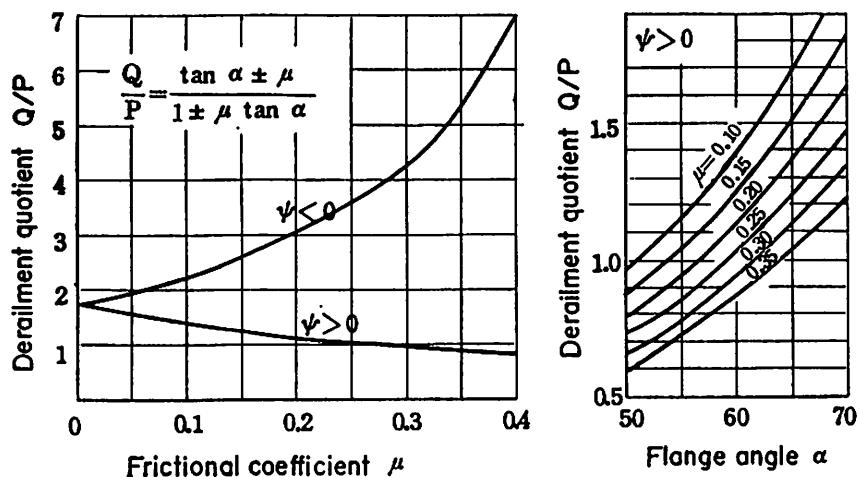


Fig 6-7

Samband mellan urspåringskoefficient Q/P , flänsvinkel α och friktionskoefficient μ

Den modell, som beskrivits ovan, ger en starkt förenklad bild av de krypningsfenomen, som uppträder när hjul klättrar över rälen. Vid japanska järnvägsforskningsinstitutet har utvecklats en noggrannare modell, som arbetar med följande förutsättningar.

1. Krypkoeficienterna för flänsytan och hjulets löpyta är desamma och likaså är de longitudinella och laterala krypkoeficienterna lika stora.
2. Det finns inget samband mellan den statiska friktionskoefficienten i kontaktytan och angreppsvinkeln.
3. Den vertikala lasten T förändras inte när hjulet förflyttas i lateral led under klättringsförloppet. Med utgångspunkt härifrån har härletts ett samband som skiljer sig från Nadals formel endast genom att friktionskoefficienten μ ersatts med en sk effektiv friktionskoefficient μ_e .

$$\left\{ \begin{array}{ll} \psi > 0, & \frac{Q}{P} < \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_e}{1 + \mu_e \operatorname{tg} \alpha} \\ \psi = 0, & \frac{Q}{P} < \operatorname{tg} \alpha \\ \psi < 0, & \frac{Q}{P} < \frac{\operatorname{tg} \alpha + \mu_e}{1 - \mu_e \operatorname{tg} \alpha} \end{array} \right.$$

Den effektiva friktionskoefficienten μ_e ges av ett ganska komplicerat uttryck, där som parametrar ingår bl a hjulprofilens och rälens krökningsradie samt krypkoeficienten. Som visas i fig 6-8 är den starkt beroende av angreppsvinkeln ψ . Med denna modell kommer urspåringsrisken att variera kontinuerligt med ψ . Man får alltså inte den språngvisa förändring av urspåringsrisken vid övergången från positiva till negativa angreppsvinklar som Nadals formel ger. Detta illustreras i fig 6-9 som ger sambandet mellan angreppsvinkeln och den kvot mellan sidkraft och vertikal kraft, som ger upphov till klättring. De erforderliga parametervärdena är karakteristiska för en godsvagn som används i Japan. För att testa modellen tillverkades ett antal modellaxlar med vilka gjordes kontrollerade urspåringsförsök, varvid laterala och vertikala krafter i hjulen uppmättes med trådtöjningsgivare. Fig 6-10 visar den goda överensstämmelsen mellan teoretiskt beräknade och observerade värden. Det är uppenbart att redan vid mycket små värden på angreppsvinkeln närmar sig den största tillåtna kvoten mellan lateral och vertikal kraft sitt asymptotiska värde. Önskar man dra fördel av den lägre klättringsrisken vid liten angreppsvinkel, får denna alltså endast tillåtas variera inom ett mycket snävt område. Genom att begränsa angreppsvinkeln bör man emellertid lyckas kapa bort de högsta värdena på den laterala kraften Q , vilket också bidrar till att minska klättringsrisken.

Om ett hjul börjar klättra sker naturligtvis inte en urspårning omedelbart. Som tumregel brukar anges att klättringen skall pågå under ett halvt varv, innan urspåringsrisken blir akut. En större kvot mellan lateral och vertikal kraft kan därför tillåtas under förutsättning att den har kort varaktighet t_1 . Som säkerhetsnorm vid arbetet med New Tokaido Line valdes därför följande uttryck för största tillåtna värdet på urspåringskoefficienten Q/P , d v s den momentana kvoten mellan lateral kraft Q och vertikal kraft P .

$$\frac{Q}{P} = \left\{ \begin{array}{ll} 0,8 \cdot \frac{t_0}{t_1} & , \text{ om } t_1 < t_0 \\ 0,8 & , \text{ om } t_1 \geq t_0 \end{array} \right. , t_0 = 0,05 \text{ sek}$$

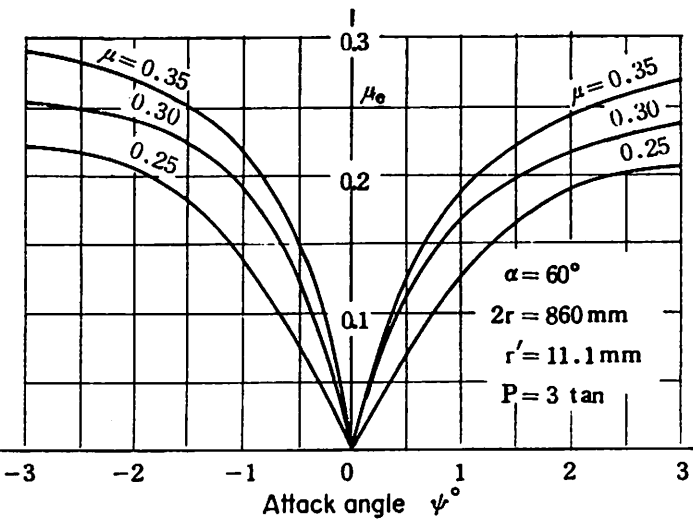


Fig 6-8
Samband mellan angreppsvinkel ψ och effektiv friktionskoefficient μ_e

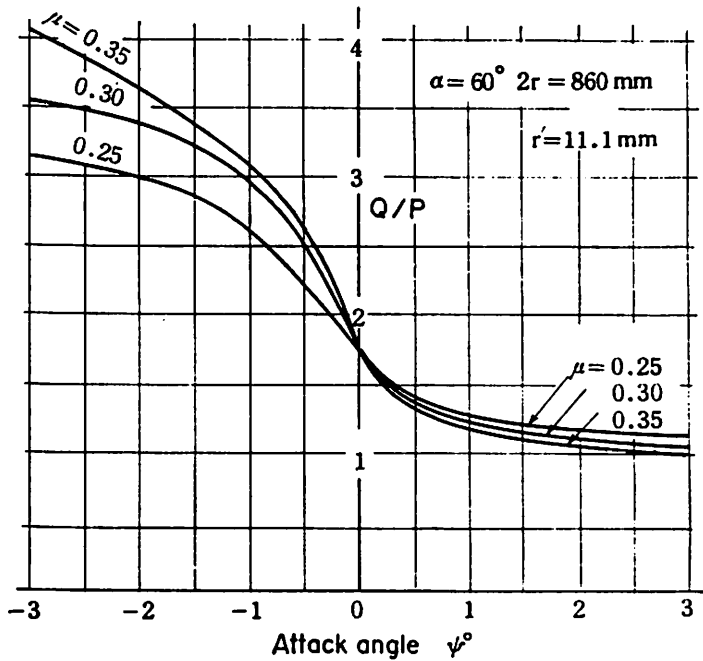


Fig 6-9
Samband mellan angreppsvinkel ψ och urspåringskoefficient Q/P

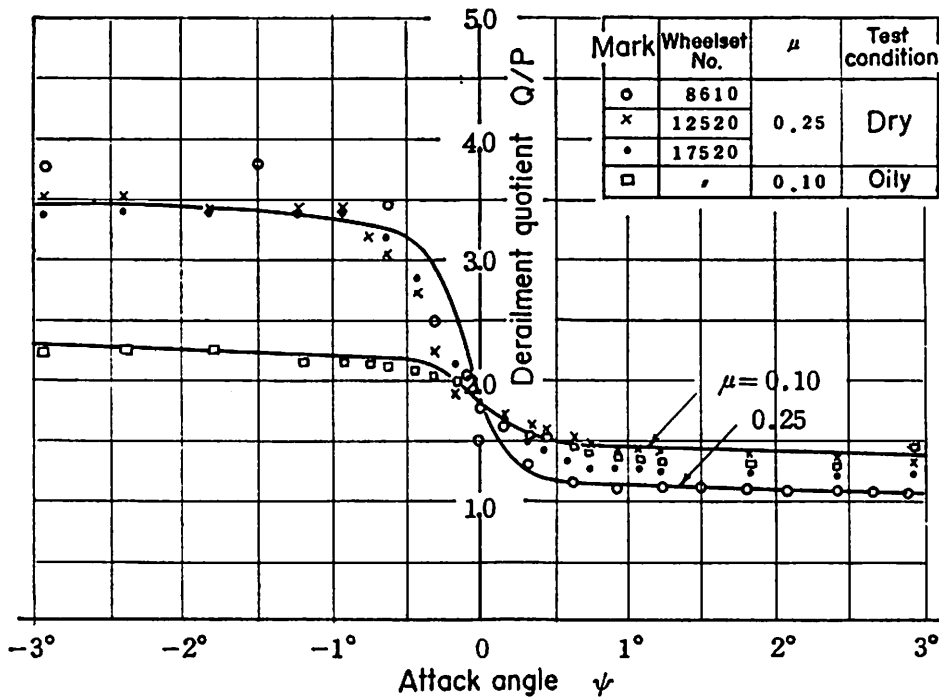


Fig 6-10
Jämförelse mellan teoretiskt och experimentellt bestämda värden på urspåringskoefficienten Q/P , som ger upphov till urspårning. Avser modellaxel i tiondels skala.

Sambandet visas i fig 6-11. I figuren finns även inlagda ett antal största observerade värden från provkörningar med två vagnar i hastigheter mellan 180 och 250 km/h. Säkerhetsnormen är baserad på en flänsvinkel av 60° . Som framgår av fig 5-4 är flänsvinkeln för den hjulprofil, som nu används vid SJ 70° , vilket åtminstone teoretiskt skulle innebära att en något högre urspåringskoefficient kan tillåtas. Vid mätningar som SJ gjort på svenska lok har även vid ett flertal fall observerats värden på kvoten mellan lateral och vertikal kraft som överstigit 1,0. Av fig 6-12 framgår sannolikheten för att en viss urspåringskoefficient överskrides enligt mätningar gjorda på New Tokaido Line.

För att bestämma urspåringskoefficienten används i Japan ett speciellt mät-hjul med rektangulära ekrar. Genom att på lämpligt sätt applicera trådtöjningsgivare på dessa ekrar kan såväl den laterala kraften Q som den vertikala kraften P bestämmas med godtagbar noggrannhet.

Sedan en tid pågår även vid JNR urspåringsförsök i full skala på en nedlagd järnvägssträcka, som speciellt iordningstälts för ändamålet. Försöksvagnen får i en utförlöpa accelerera till en förutbestämd hastighet, innan den passerar en mätsträcka, där spåret avsiktligt givits vissa deformationer. Mätdata överförs till en mätvagn kopplad framför försöksvagnen. I urspåringsögonblicket frikopplas vagnarna automatiskt från varandra. För att säkerställa att mätvagnen inte skall spåra ur, har den bl a försetts med höghastighetsboggier och hjul med en flänshöjd av 35 mm och flänsvinkeln 73° (jfr fig 5-6). För att helt eliminera risken för personskador är mätvagnen obemannad vid försöken. Alla mätdata överförs med radio till en markfast station. Mätresultat har ännu endast i begränsad utsträckning publicerats på engelska. Resultaten visar dock, att vertikal avlastning av ett hjulpar har större betydelse för uppkomsten av en urspårning än tillfälliga ökningar av den laterala kraften. Den farligaste situationen uppstår om ett hjul kvarstår vertikalt avlastat till dess en punkt nås, där flänskon-takt uppträder och den laterala kraften abrupt stiger. Den viktigaste faktorn är således varaktigheten hos reduktioner i den vertikala kraften P . Det innebär med andra ord att de dynamiska variationerna i vertikal kraft bör göras så högfrekventa som möjligt, förutom att de rent allmänt bör begränsas så långt som möjligt.

Snabba dynamiska förlopp kräver en relativt sett liten massa, som ger hög egenfrekvens. Det gäller därför att uppnå en så hög kvot som möjligt mellan de helt ofjädrade massor, som befinner sig i kontakt med rälen och övriga massor i tåget. I landsvägstrafik löste man tidigt det analoga problemet genom att införa luftfyllda gummihjul. En möjlighet att på detta sätt flytta den primära avfjädringen närmare underlaget är att avfjädra hjulringen i förhållande till hjulskivan med gummielement, såsom skett i det sk fjädrande hjulet.

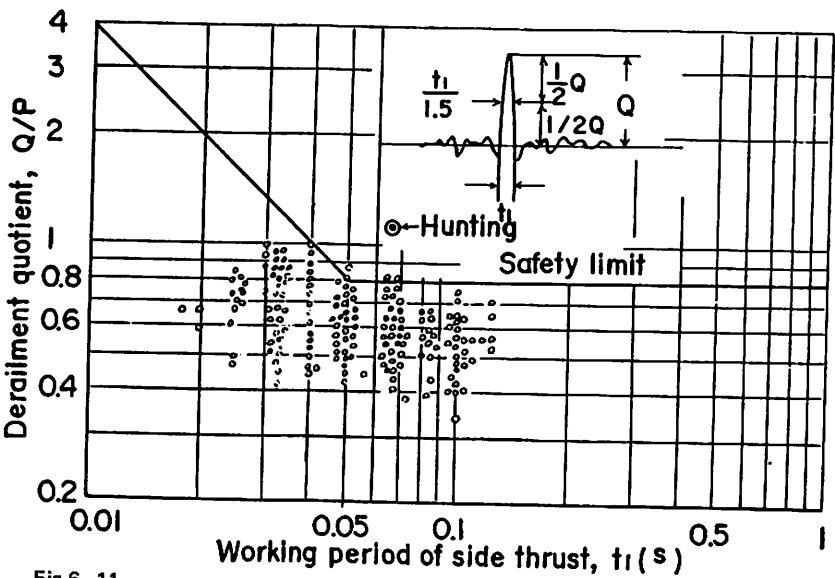


Fig 6-11
Uppmätta värden på urspåringskoefficienten Q/P vid prov med hastigheter i intervaller 180-250 km/h. I diagrammet är inlagt den säkerhetsnorm som JNR tillämpar.

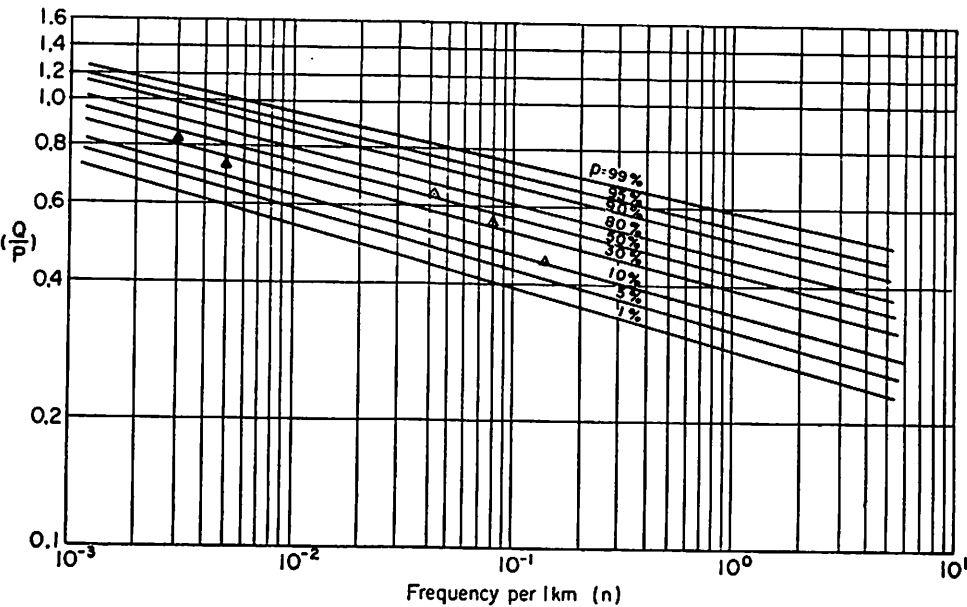


Fig 6-12
Diagram över sannolikheten p att en viss urspåringskoefficient Q/P överskrides med frekvensen n ggr per km. Enligt mätningar på vagnar i normal trafik på New Tokaido Line.

För att kunna bedöma urspåringsrisken i kurvor krävs att man känner till hur urspåringskoefficienten Q/P påverkas av sidkraftvinkeln Φ . Låt oss därför återigen bortse från vindlasten och dynamiska tröghetskrafter och enbart studera inverkan av tågets tyngd och den kvasistatiska centrifugalkraften. Krafterna, som verkar i ett hjulpars kontaktytor, illustreras i fig 6-13. För enkelhets skull antar vi att kontaktytan för det kurvinre hjulet befinner sig på en cylindrisk del av hjulet och bortser till en början från friktionskraften F^1 . Följande ekvationssystem kan då uppställas:

$$QH + P' (s/2 - e) = P (s/2 - e)$$

$$Q = mg \frac{\sin \Phi}{\cos (\Phi + \Phi_r)}$$

$$P + P' = mg \frac{\cos \Phi}{\cos (\Phi + \Phi_r)}$$

Härur löses ett uttryck för urspåringskoefficienten

$$\frac{Q}{P} = \frac{s \operatorname{tg} \Phi}{H \operatorname{tg} \Phi + s/2 - e}$$

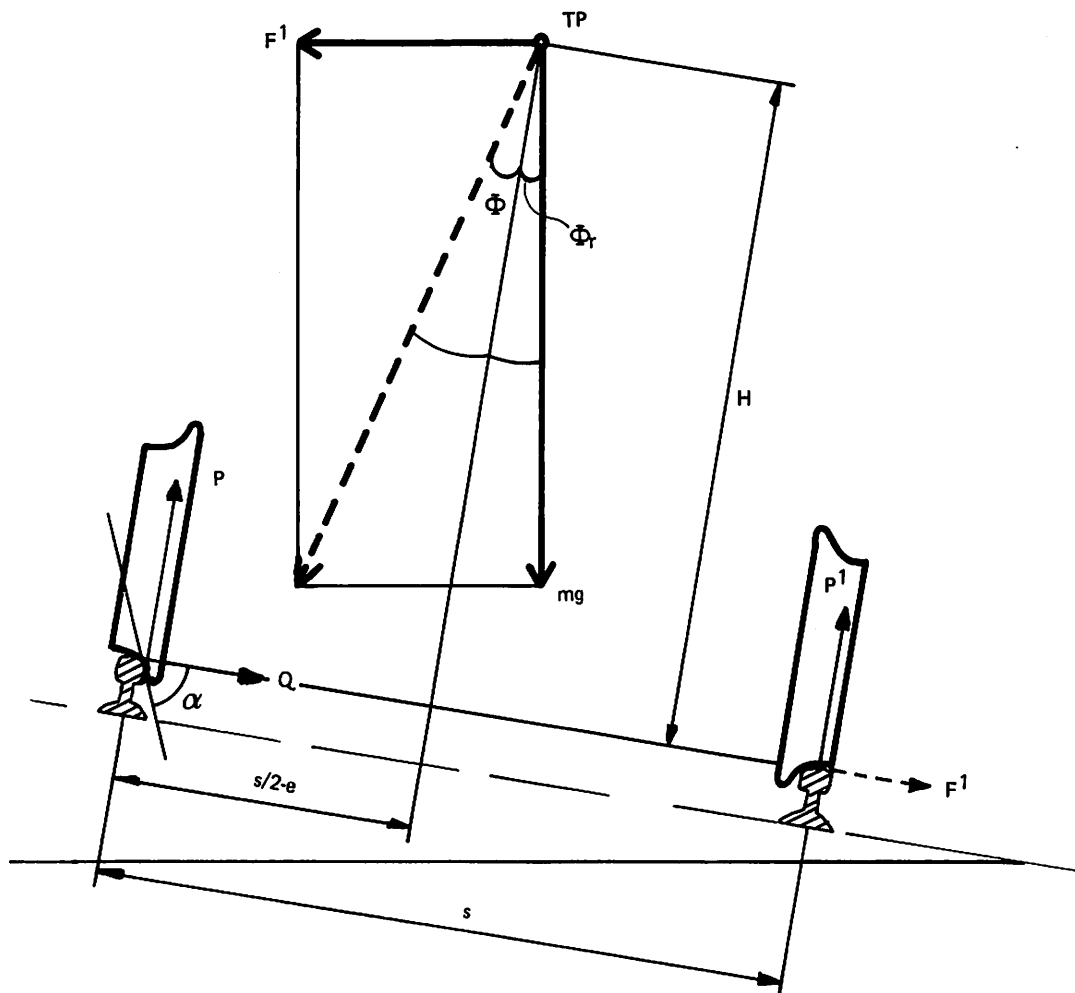


Fig 6-13

Skiss över krafter som verkar i ett hjulpars kontaktytor

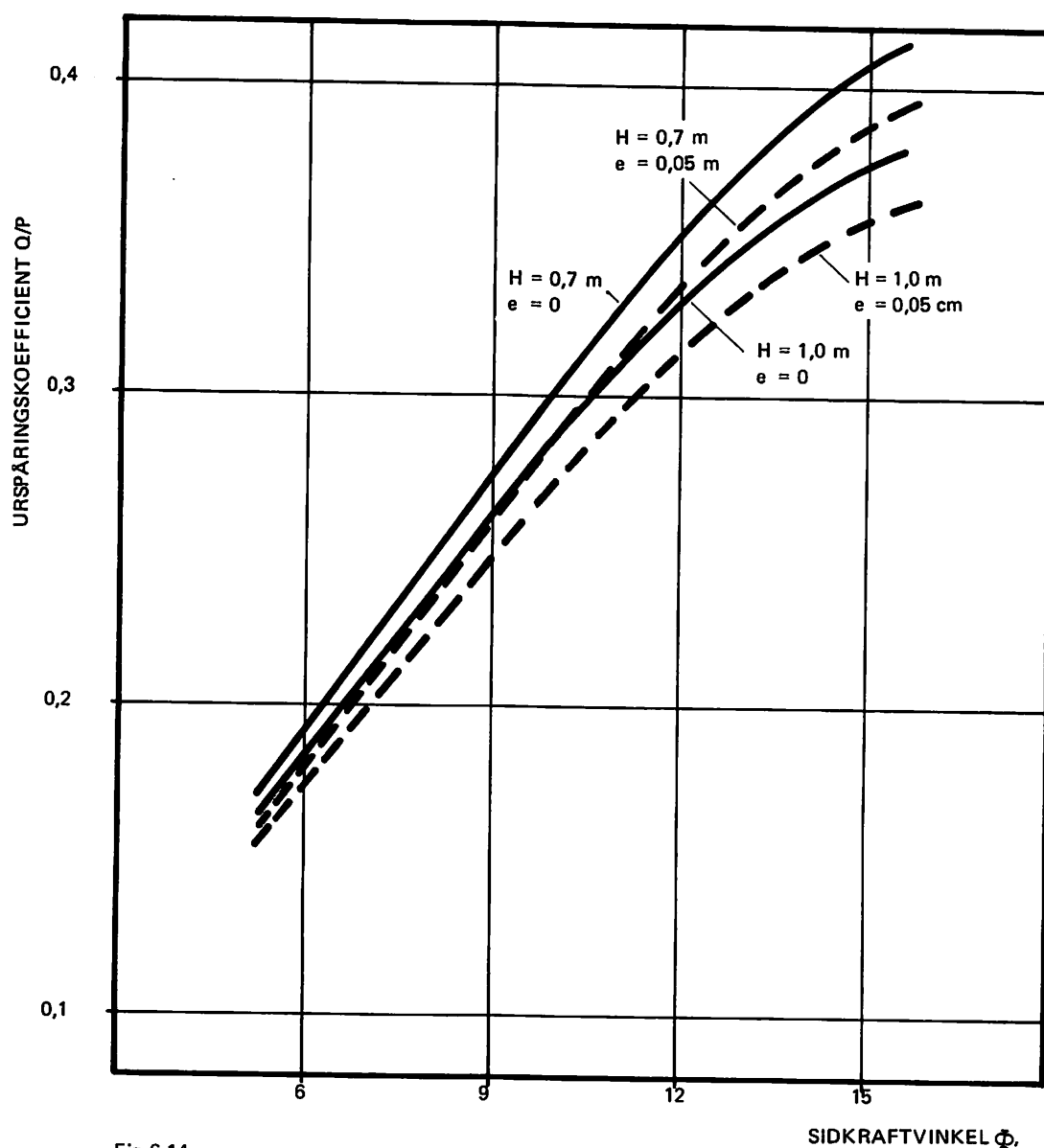


Fig 6-14

Ursprungskoefficienten $\frac{Q}{P}$ som funktion av sidkraftvinkel om hänsyn endast tas till centrifugalkraften och krypkrafter försummas

Det kan noteras att liksom i uttrycket för vältnings säkerheten försvinner rälsförhöjningsvinkeln Φ_r ur räkningarna, vilket naturligtvis beror på det sätt på vilket vi infört sidkraftvinkeln Φ . I fig 6-14 har uppritats $\frac{Q}{P}$ som funktion av Φ för samma värden på tyngdpunktshöjd H och förskjutning e som i fig 6-4.

I verkligheten kan inte inverkan av friktionskraften eller rättare sagt krypkraften F^1 försummas. Beroende på om angreppsvinkeln ψ är positiv eller negativ kommer F^1 att vara riktad åt motsatt resp samma håll som Q och därmed förstärka resp försvaga Q . Genom att införa samma antaganden om krypkrafterna som i den ovan beskrivna japanska modellen, skulle ett noggrannare uttryck för Q/P kunna härledas, där angreppsvinkeln ψ ingår

som parameter. Det skulle överensstämma med den enklare formeln ovan för $\psi = 0^\circ$ men ge högre värden på urspåringskoefficienten för positiva angreppsvinklar, vilket ytterligare accentuerar att risken för urspårning starkt beror av angreppsvinkeln. En sådan analys genomförs dock ej här. Den är för övrigt exakt giltig endast för ett idealt spår.

6.3 Tillåtna värden på sidkraftvinkeln Φ

Som diskuterats i kap 3 måste man för att på allvar kunna utnyttja ett motorvagnståg för höga hastigheter förse vagnarna med ett system, som automatiskt lutar vagnskorgen inåt i kurvor. Därigenom kompenseras passage-rarna för den ökade centrifugalkraft, som följer av den höga hastigheten. Vagnen som helhet kommer emellertid att utsättas för en större lateral kraft i kurvan än ett konventionellt tåg, vars hastighet i regel avpassas så att centrifugalkraften i det närmaste balanseras av rälsförhöjningen i kurvan. Vid högre hastigheter kompenserar rälsförhöjningen endast en del av centrifugalkraften, och det är naturligtvis väsentligt att visa, att man inte därigenom får en otillåten ökning av vältnings- eller klättringsriskerna. I kap 3 antogs utan motivering att den största sidkraftvinkel som kan godtas är 15° . Vi ska här försöka visa rimligheten i det antagandet. I fig 6-15 har därför uppritats säkerhetsfaktorn n mot vältnings- och urspåringskoefficienten Q/P som funktion av tyngdpunktshöjden H för värdena 12° och 15° på sidkraftvinkeln. Tyngdpunktsförskjutningen e har antagits vara 0° . Figuren illustrerar vad som redan tidigare framgått av formlerna, nämligen att önskemålen att minimera vältnings- och klättringsriskerna ställer motstridiga krav på valet av tyngdpunktsläge i tåget. Sänkes tyngdpunkten, ökar säkerheten mot vältnings- men också samtidigt klättringsriskerna. Det framgår emellertid tydligt att säkerhetsfaktorn mot vältnings- är avsevärt känsligare för en förändring i tyngdpunktshöjden än urspåringskoefficienten. Det är därför naturligt att vid konstruktionen av ett snabbt tåg först tillgodose säkerheten mot vältnings- genom att tillräckligt sänka tågets tyngdpunkt. Säkerheten mot klättring får därefter tillgodoses genom en lämplig utformning av löpverk och vagnupphängning. Denna skall ge fordonet så goda dynamiska egenskaper att den tillåtna urspåringskoefficienten, som den exempelvis givits i fig 6-11 inte överskrides.

Fig 6-15 visar att man för att kunna tillåta en sidkraftvinkel $\Phi = 15^\circ$ inte bör förlägga tyngdpunkten högre än 0,7 - 1,0 m. Begränsas sidkraftvinkeln till 12° kan tyngdpunkten placeras ca 0,2 m högre. För att mera exakt fastställa den största tyngdpunktshöjden måste vindlasten på varje vagnsenhet noggrant beräknas för olika vindstyrkor och angreppspunkten i vart fall bestämmas.

Detta val av tyngdpunktshöjd betyder att kvasistatiska värden på urspåringskoefficienten uppkommer, som är ca hälften av den största tillåtna. De dynamiska variationerna hos Q och P måste därför hållas inom väsentligt snävare gränser än för ett konventionellt tåg.

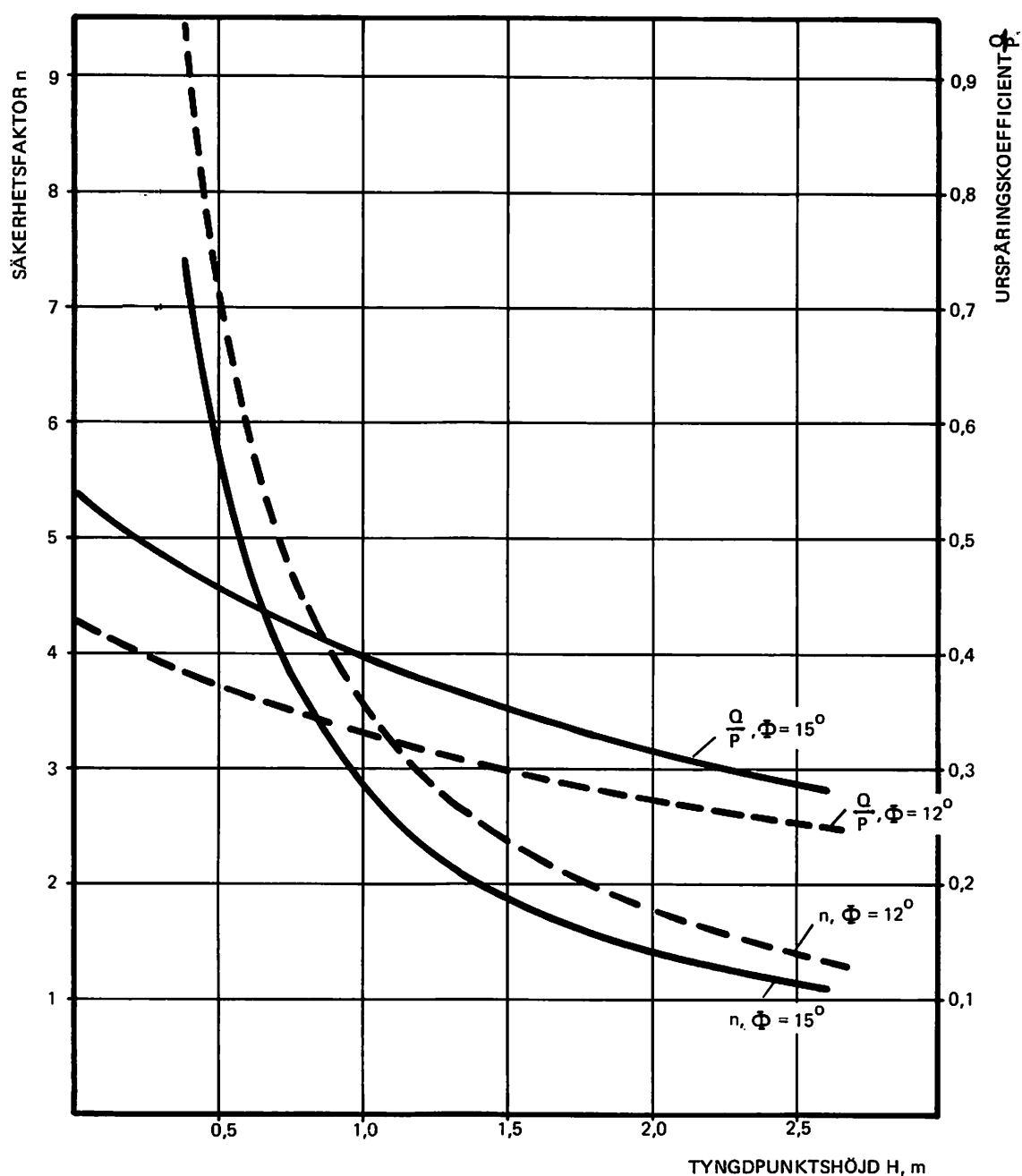


Fig 6-15 Säkerhetsfaktor n mot vältning och urspåringskoefficient $\frac{Q}{P}$ som funktion av tyngdpunkts-höjden H . Tyngdpunktsförskjutningen $e = 0$.

Karaktäristiskt för APT är att man räknar med att uppfylla detta krav på två sätt - genom användning av fjädrande hjul reduceras de dynamiska variationerna i P och genom tillämpning av principerna för gång utan flänskontakt begränsas variationerna i Q . För att säkerställa att tåget får dessa nödvändiga goda egenskaper, är det nödvändigt att redan på konstruktionsstadiet utföra omfattande simuleringar av hur fordonet samverkar med den bana, som det är avsett att trafikera.

KAP 7. ADHESIONS- OCH BROMSFRÅGOR

7.1 Principer för bromsning

Ett tåg för höga hastigheter måste naturligtvis ha högklassiga bromsar, som dessutom måste vara absolut tillförlitliga. Vi skall i detta kapitel något studera vilka möjligheter, som finns att åstadkomma detta. Efter en kortfattad genomgång av olika principer för bromsning, diskuteras vilka bromsvägar som kan anses rimliga med hänsyn till de tekniska förutsättningarna och passagerarnas bekvämlighet.

I huvudsak kan särskiljas fyra principer att bromsa ett tågsätt:

1. utnyttjande av adhesionen mellan hjul och räl
2. mekanisk bromsning direkt mot rälerna
3. alstrande av virvelströmmar i rälerna
4. avsiktlig ökning av luftmotståndet.

Av dessa principer används i praktisk drift ännu så länge bara de båda förstnämnda. Bland de bromssystem som utnyttjar adhesionen mellan hjul och räl är den klassiska tryckluftmanövrerade blockbromsen i varierande utformning fortfarande helt dominerande, och för flertalet av dagens konventionella tåg gäller tillika, att tryckluftbromsen är det enda bromssystemet. Under senare år har dock som komplement - särskilt på motorvagnståg - börjat användas magnetskenbroms, där bromskraften alstras genom friktion direkt mot rälerna.

7.2 Adhensionsbromsning

Alltsedan järnvägens barndom har adhesionen mellan hjul och räl utnyttjats både för att accelerera och bromsa tåg och det är därför naturligt att adhesionsproblemen tilldragit sig starkt intresse. Man har därvid i första hand eftersträvat att maximera den dragkraft, som kan tas ur ett lok med given vikt och således blir dimensionerande för de tågvikter, som kan tillåtas med hänsyn till stigningar längs banan. Under senare år har emellertid i takt med ökade tåghastigheter adhesionsproblemen vid bromsning fått lika stor aktualitet. Ett besvärande faktum är nämligen att den maximalt uttagbara bromskraften tenderar att minska vid ökande hastighet, vilket ytterligare ökar de långa bromssträckor, som orsakas av den höga hastigheten i sig. Detta illustreras av figurerna 7-1, 2, 3. Adhensionskoefficienten ν definieras som kvoten mellan maximalt uttagbar bromskraft och statisk axellast för ett hjulpar. Fig 7-1 är en sammanställning ur skilda källor och representerar som regel värden som erhållits vid mätningar på hela tågsätt. Resultaten är därmed beroende av bromssystemens konstruktion och fordonens dynamiska egenskaper. Fig 7-2 och 3 är värden som erhållits vid försöksserier i en japansk provmaskin.

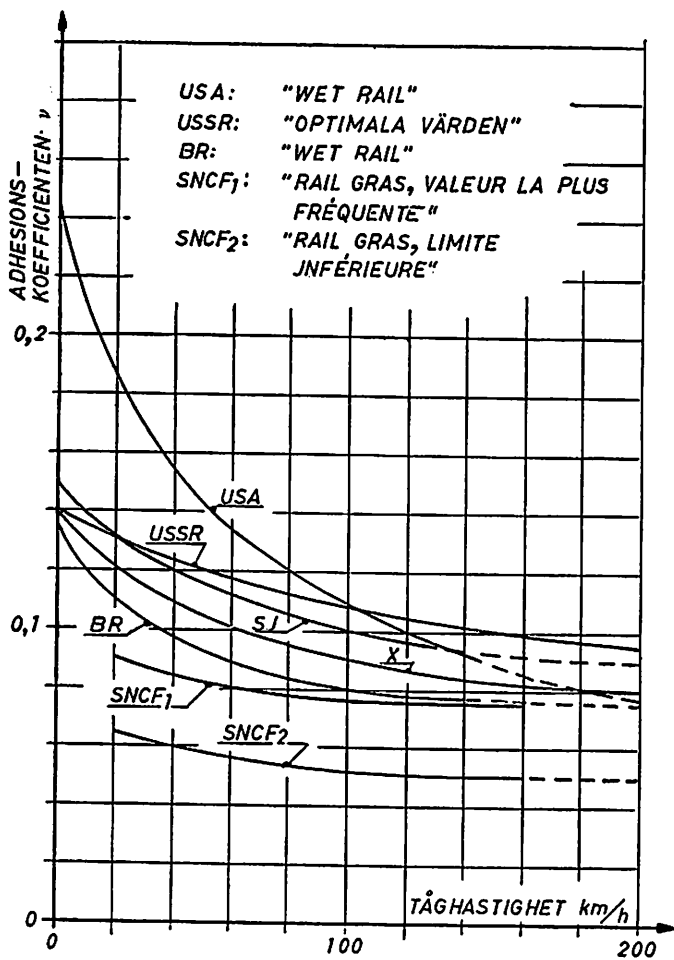


Fig 7-1
Uppgifter om adhesionskoefficientens beroende av hastigheten hämtade från skilda källor.

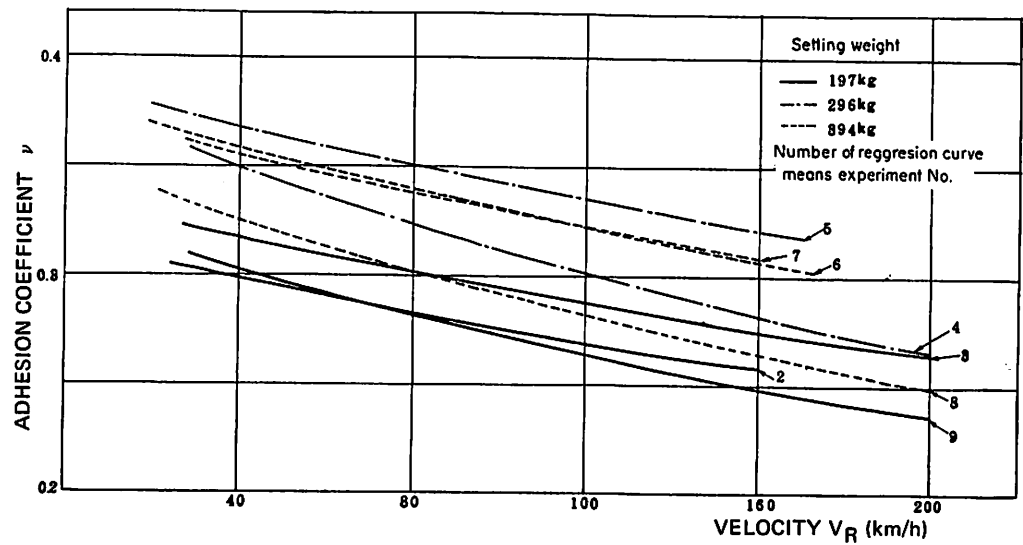


Fig 7-2
Adhesionskoefficientens beroende av hastigheten enligt resultat i japansk provmaskin. Torra räler.

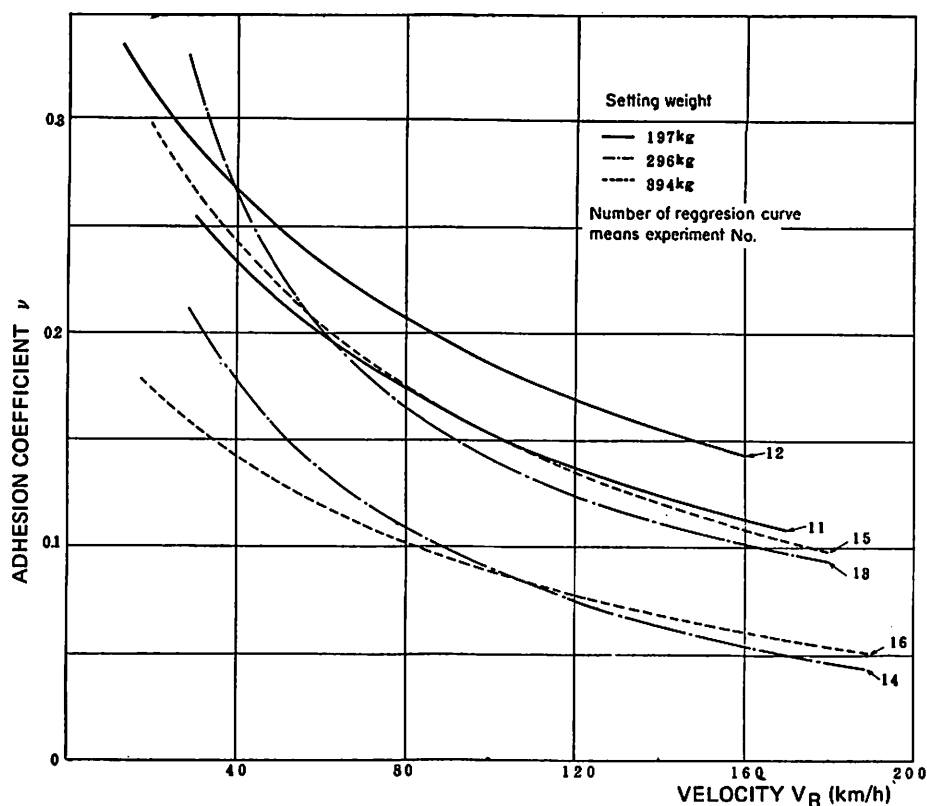


Fig 7-3

Adhensionskoefficientens beroende av hastigheten enligt resultat i japansk provmaskin. Våta räler.

Den består av två hjul med profil motsvarande hjul och räl i naturlig storlek och bör därför ge en någorlunda realistisk avbildning av verkliga förhållanden fastän med alla dynamiska förlopp bortfiltrerade.

Kurvorna i fig 7-1 ligger starkt spridda, vilket återspeglar förhållandet att adhesionen varierar kraftigt mellan skilda järnvägslinjer och också mellan skilda tidpunkter på samma linje. Det beror inte enbart på om rälerna är torra eller våta, utan också på mängden organiska föroreningar på spåret, luftfuktigheten och flera andra faktorer. I Sverige har observerats, att mycket låga adhesionsvärden kan förekomma genom kombinationen lövfällning och nattfrost, som gör att löven binder fuktighet och fastnar på rälerna. Den förhållandevis stora spridningen mellan kurvorna i fig 7-2, 3 uppges bero på att olja från lager i provmaskinen i varierande grad kunnat dunsta över till hjulens kontaktyta.

Adhensionen kan således om man så vill betraktas som en slumpvis varierande storhet och det är då naturligt att fastslå, att kriteriet på ett bra system för adhesionsbromsning är att det vid behov av snabb inbromsning skall kunna utnyttja den förhandenvarande adhesionen maximalt.

En viktig fråga är om minskningen i uttagbar bromskraft vid ökande hastighet är en naturlag eller om den går att motverka genom ändrad konstruktion av tåget. Frågan diskuteras utförligt i bilaga 5. Svaret blir att

man genom en konstruktion som ger små dynamiska variationer i normalkraft och litet antal flänskontakter sannolikt uppnår en viss ökning av den uttagbara bromskraften. En viss del av minskningen vid ökande hastighet kan dock förklaras med att de förlopp som utspelas i kontaktytan i sig själva är hastighetsberoende, och den delen av minskningen kan alltså inte påverkas genom konstruktionsändringar. Nyare forskningsresultat antyder att vibrationer i kontaktytan kan vara en bidragande orsak.

Adhesionen uppvisar ett starkare hastighetsberoende för våt räl än för torr räl enligt fig 7.2 och 3. Det kan förklaras om kontaktytan tänkes bestå av två delar, en yta med metallisk kontakt och adhesionskoefficienten ν_m och en yta, där kontakten förmedlas av vattnet med adhesionskoefficienten ν_v . Om proportionerna av dessa ytor är β resp $(1 - \beta)$ erhålles för den resulterande adhesionskoefficienten

$$\nu = \beta \nu_m + (1 - \beta) \nu_v$$

Om ν_m sättes lika med koefficienten för torr räl och ν_v ges ett lågt värde ($\nu_v = 0,01$), eftersom en vätska har ett obetydligt friktionsmotstånd, kan värden på ν beräknas bakvägen ur diagrammen, som visar att ν avtar vid ökande hastighet. Det beror på att vattnet inte hinner pressas undan i samma omfattning och att därför en större del av normalkraften bärs upp av vattenansamlingar i kontaktytans ojämnheter.

Som medel att förbättra adhesionen har sedan länge använts sandning. Förbättringen uppnås genom att sandkornen överför en stor del av normalkraften mellan hjul och räl och därvid genom plastiska deformationer tränger så långt in i de båda kontaktytorna att de förmår ta upp betydande bromskrafter. För närvarande används dock inte sandning i någon större utsträckning vid SJ.

Som medel att bränna bort olja och smuts från rälen har BR i Derby utvecklat den s k plasmafacklan (plasma torch). Den består av en elektrisk ljusbåge i en gas, som under tryck blåses mot rälshuvudet och ger upphov till en flamma med en temperatur överstigande 10.000°C . Facklan monteras på en vagn som köres längs spåret. Facklan måste naturligtvis släckas så fort vagnen stannats, eljest smältes rälen ner. En fackla täcker en bredd av 0,75 cm och eftersom det är önskvärt att behandla en ca tre cm bred remsa längs rälshuvudet, skulle det krävas fyra sinsemellan sidförskjutna facklor för vardera rälen. En prövas två förskjutna facklor. Effektbehovet är 20 kW per fackla vid 15 km/h, som är den högsta hastighet som hittills uppnåtts. Goda resultat har erhållits vid åtta km/h. Effektbehovet tenderar öka med roten ur hastigheten.

Behandlingsresultatet förefaller enligt laboratorieprov ha livslängden av ca 24 timmar. Det kvarstår i det närmaste oförändrat två-tre timmar och trappar sedan successivt av. I första hand tänker man sig köra med spe-

cialtåg kanske en eller två gånger om dagen eller utrusta endast vissa tåg med plasmafackla i stället för att förse varje tåg med en sådan. För att spara effekt övervägs att pröva fotocellstyrning av facklan, som då skulle användas för att styra facklan längs den bana hjulen följer på rälerna. För närvarande används argon som medium, men man prövar även gasblandningar, ex med 10 % vätgas eller med kväve. Större mängder vätgas, 20 % eller mer, skulle medföra risk för sprödhet i rälsytan efter behandlingen.

Kurvorna i fig 7-2 och 3 ligger högre än motsvarande kurvor i fig 7-2. Det illustrerar svårigheterna att åstadkomma ett system för adhesionsbromsning, som verkligen utnyttjar den lokalt tillgängliga adhesionen maximalt. Om en axel bromsas för hårt sjunker nämligen den uttagbara bromskraften snabbt, vilket leder till att axeln låses. Efter en kort sträcka utbildas då genom glidning mot rälen skadade hjulplattor. Dessa ger lätt upphov till rälsbrott och en vagn med hjulplattor måste därför snarast möjligt tas ur trafik och hjulen svarvas om. I fig 7-4 ges ett exempel på hur bromskraften i kontaktytan kan variera med slirningsgraden. Den vänstra delen av figuren är i princip identisk med fig 5-4. I krypningsområdet förekommer relativa rörelser endast i bakre delen av kontaktytorna medan i slirningsområdet hela kontaktytorna glider över varandra. Att maximal bromskraft inte uppnås förrän ett stycke in i slirningsområdet, beror dels på att den plastiska omformningen av ojämnheter i kontaktytan kräver att en viss energi tillföres, vilket blir fallet vid slirning, men också på att slirningen bidrar till att rengöra kontaktytan från olja och andra kontaminanter och därmed frilägga ett större parti av den rena metallen.

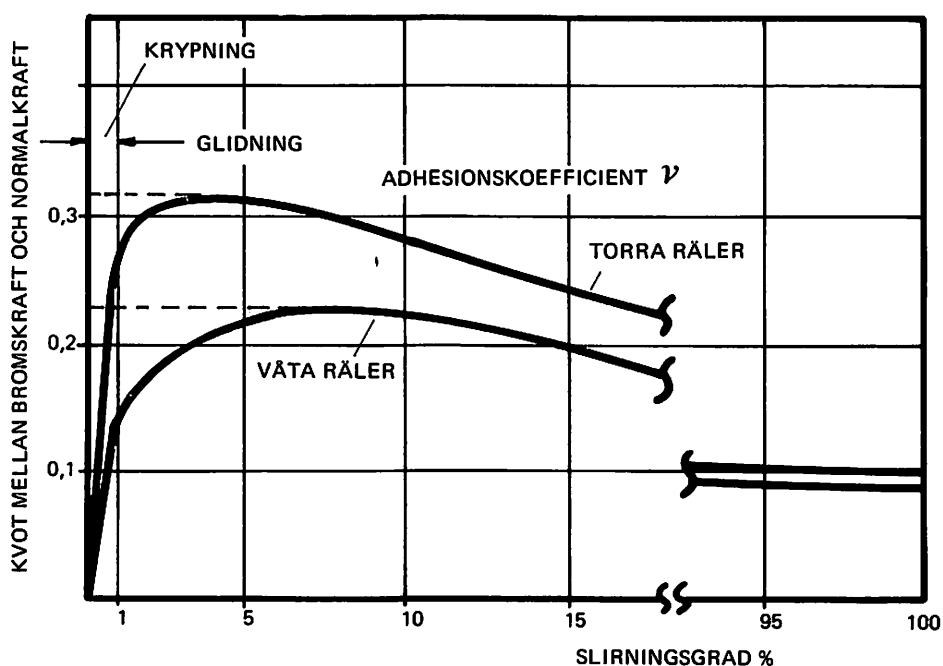


Fig 7-4 Principiellt samband mellan bromskraft och slirningsgrad

Maximalt utnyttjande av adhesionen kräver alltså att axeln bromsas precis så mycket, att man hamnar nära bromskraftsmaximum i fig 7-4. För att uppnå detta krävs dels att hänsyn tas till den last för tillfället ligger på den aktuella axeln, och som särskilt för godsvagnar kan variera kraftigt, dels till lokala variationer i adhesionskoefficienten. Det förstnämnda kan åstadkommas med s k lastbromsautomater. Däremot existerar ingen tillfredsställande metod att direkt mäta adhesionen och reglera bromsningen därefter. I stället kan användas s k fastbromsningsreglerare, som tillfälligt avbryter bromsningen när begynnande låsning av axeln detekteras.

7.3 Metoder för adhesionsbromsning

7.31 Blockbromsar

Blockbromsen är den äldsta typen av bromssystem. Block av gjutjärn eller fibermaterial pressas mot hjulens löpytor av en pneumatiskt aktiverad bromscylinder. Utformningen av ett modernt blockbromssystem visas i fig 7-5. Friktionen mellan gjutjärnsblock och hjulring är starkt hastighetsberoende och därför används en tryckomsättare som reducerar bromstrycket i det lägre hastighetsregistret, så att en bromskraftskaraktäristik enligt fig 7-6 erhålles. Med fiberblock erhålles en jämnare karaktäristik utan tryckomsättare, men fiberblocken har tyvärr visat en tendens att ge upphov till sår i hjulens löpytor, och dessutom är friktionskoefficienten väderleksberoende, vilket i vissa situationer kan ge starkt förlängda bromsvägar.

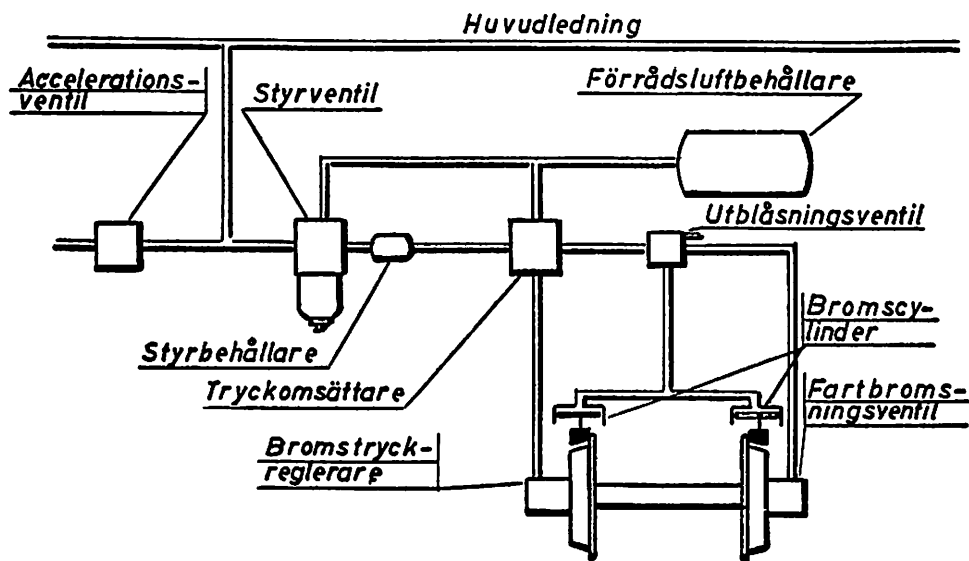


Fig 7-5

Schema över en snälltågsbroms

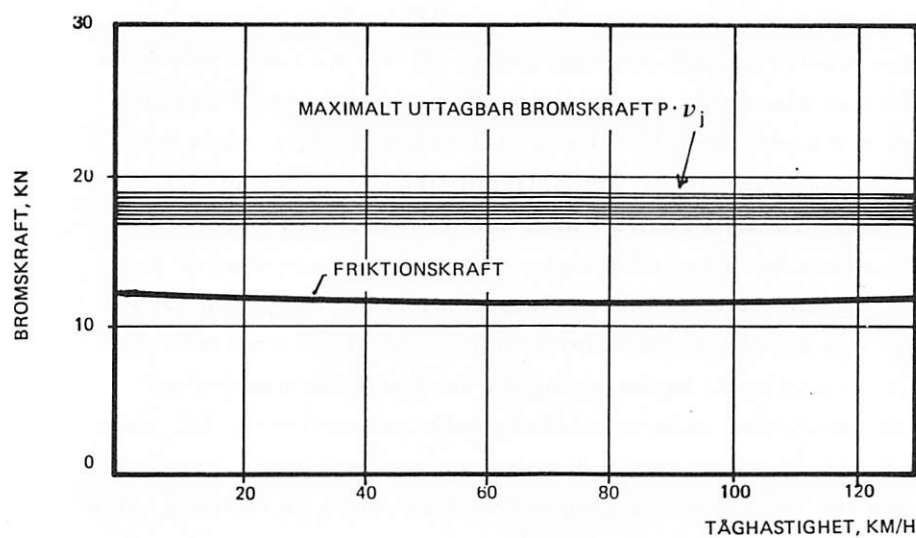
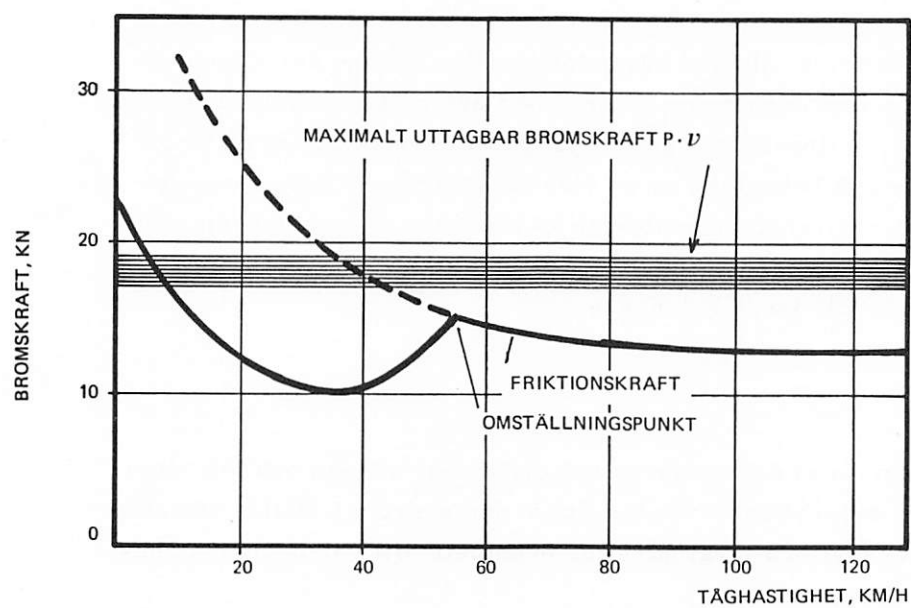
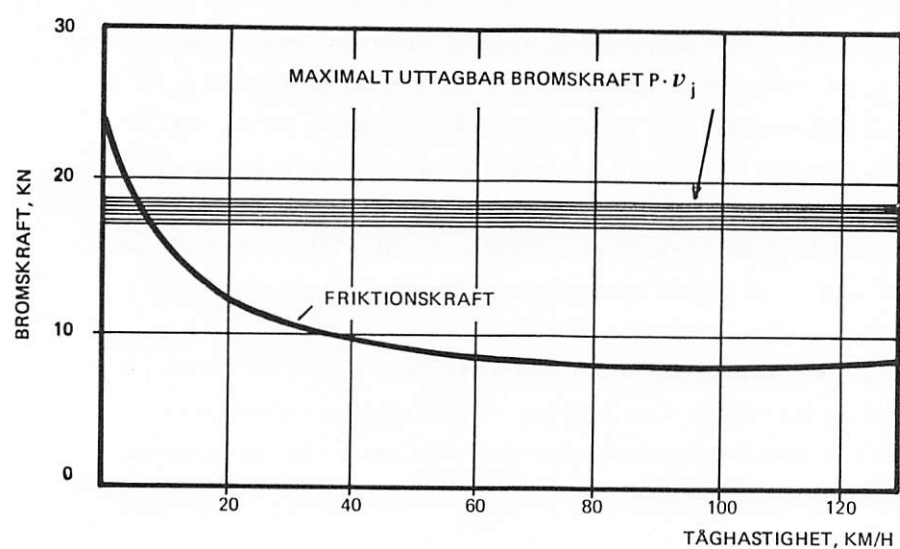


Fig 7-6

Samband mellan bromskraft och hastighet för helt tillslagen tryckluftsbroms.
Axellast $P = 10$ ton.

Blockbromsen skiljer sig från övriga adhesionsbromssystem genom att bromsningen av axeln sker mot sammayta, som efter ytterligare rotation kommer i kontakt med rälen. Yttemperaturen i ett gjutjärnsblock blir så hög att materialet i själva ytskiktet övergår till halvflytande form. Det är därför sannolikt att blocken bidrar till att bränna bort olja och andra organiska ämnen från löpytan. Detta styrks av praktiska erfarenheter, som visar att blockbromsade hjul inte tenderar att låsa sig lika lätt som hjul, som bromsats på annat sätt. Vid högre hastigheter blir emellertid värmeutvecklingen på grund av bromsarbetet alltför stor för att kunna upptas enbart i hjul och block. Ett kompletterande bromssystem måste då finnas, men ovanstående talar för att en viss höjning av den genom adhesionsbromsning uttagbara bromskraften kan nås, om viss del av bromsarbetet fortfarande utföres av blockbromsar.

7.32 Skivbromsar

Skivbromsar har kommit till ökad användning under senare år. Man bromsar därvid antingen mot båda sidor av separata skivor eller mot insidan av hjulet. Användning av fiberbelägg ger en jämnare bromskraftkurva än för blockbromsen, men på bekostnad av en viss försämring av adhesionen på grund av den uteblivna rengöringseffekten av blocken. Även skivbromsen kan med rimliga dimensioner endast uppta en del av bromsarbetet vid hastigheter omkring 200 km/h och högre.

7.33 Elektrisk bromsning

Både block- och skivbroms ger upphov till mekaniskt slitage och blir därför förhållandevis underhållskrävande. Om bromsenergin i stället omvandlas till elektrisk energi och först därefter eventuellt till värmeenergi undviks mekaniskt slitage.

Den elektriska bromsen kan göras reostatisk, varvid den elektriska energi som alstras av generatorer på axlarna omvandlas till värme i ett motståndsbatteri. Om tåget drivs elektriskt via ett kontaktledningsnät, kan bromsen göras regenerativ, d v s utformas så att den elektriska energin, som frigörs vid bromsningen, återmatas till kontaktledningsnätet. I det senare fallet kan man emellertid råka i konflikt med den princip, som säger att ur säkerhetssynpunkt måste den rörelseenergi, som varje vagn maximalt har, kunna upptas inom vagnen själv. Denna princip är självklart uppfylld för ett mekaniskt system. För att elektrisk bromsning ur ekonomisk synpunkt skall anses försvarbar att installera, krävs sannolikt att den kombineras med framdrivningen, så att samma enheter används dels som drivmotorer, dels som bromsgeneratorer. Detta är också den lösning som används i praktiken, exempelvis för tågen på New Tokaido Line och i Stockholms tunnelbana, vilka har varje axel driven och elektriskt bromsad.

7.34 Hydrostatisk eller hydrokinetisk bromsning

För APT planeras ett hydrostatiskt bromssystem. Varje axel förses med en pump, som cirkulerar vatten i ett slutet system via en förrådstank och en kylare. Vid bromsning ökas med lämplig åtgärd trycket i det slutna systemet så att pumpens arbete markant stegras. Bromsenergin tas då upp genom temperaturstegring hos vattnet. Vattenmängden per axel måste således vara tillräcklig för att kunna ta upp den energi som frigöres vid en inbromsning från högsta hastighet. Följande formel för temperaturstegringen $\Delta \theta$ vid en inbromsning härledes lätt

$$\Delta \theta = \frac{m}{2 m' \gamma} v^2$$

där m = axellast inkl den s k dynamiska tillskottsmassan för axeln

m' = kylvattnets massa

v = tåghastigheten

γ = vattnets specifika värme, $\gamma = 4,18 \text{ J/g grad}$.

Om som exempel väljs axellasten 11 ton, vilka data nämnts för APT, hastigheten 250 km/h och vattenmängden 120 l per axel, erhålles temperaturstegringen 53° . I verkligheten blir dock temperaturstegringen mindre, eftersom en del av energin kylv bort redan under inbromsningen och det lägre hastighetsregistret måste tas om hand av ett annat bromssystem.

Även en broms av hydrokinetisk typ kan tänkas. I detta fall absorberas bromsenergin genom häftig omrörning av vätskan i ett slutet utrymme.

Som bromsvätska används även hydraulikolja både för hydrostatiska och hydrodynamiska bromssystem. Det senare utförandet används sedan flera år t ex på dieselhydrauliska lok.

Den största fördelen med den hydrostatiska bromsen är kanske möjligheten att omhänderta stora energimängder utan att behöva nämnvärt öka de ofjädrade massorna i tåget. Bromsturbין och erforderlig vinkelväxel uppskattas väga 50 kg per axel för APT. Förrådstank och kylare placeras på vagnskorgen.

7.4 Magnetskenbroms och virvelströmsbroms

En magnetskenbroms av den typ som används på exempelvis lokaltågen (typ XI) i stockholmsområdet visas i fig 7-7. När bromsen aktiveras, sänkes magneterna mot rälerna och samtidigt slutes strömmen till dessa.

I stället för att alstra bromskraften genom friktion mellan magnet och räl kan magneterna utformas, så att ett starkt magnetfält koncentreras mot rälen. Genom virvelströmmar i rälen alstras då en bromskraft. Denna typ av broms har föreslagits komma till användning i tågen på New San Yo Line i Japan. Den normala luftspalten mellan broms och räl, som alltså kvarstår

oförändrad vid bromsningen, uppges till 6,5 mm. Strömmen som krävs för att skapa magnetfältet erhålles genom elektrisk bromsning och en vagn är alltså inte beroende av energiutbyte med andra enheter i tåget vid bromsningen. För det lägsta hastighetsregistret planeras enligt senaste uppgifter en magnetskenbroms, vilket betyder att tåget helt kommer att sakna konventionellt bromssystem. I fig 7-8 visas fördelningen av bromskraften mellan de olika bromstyperna vid skilda hastigheter hos tåget.

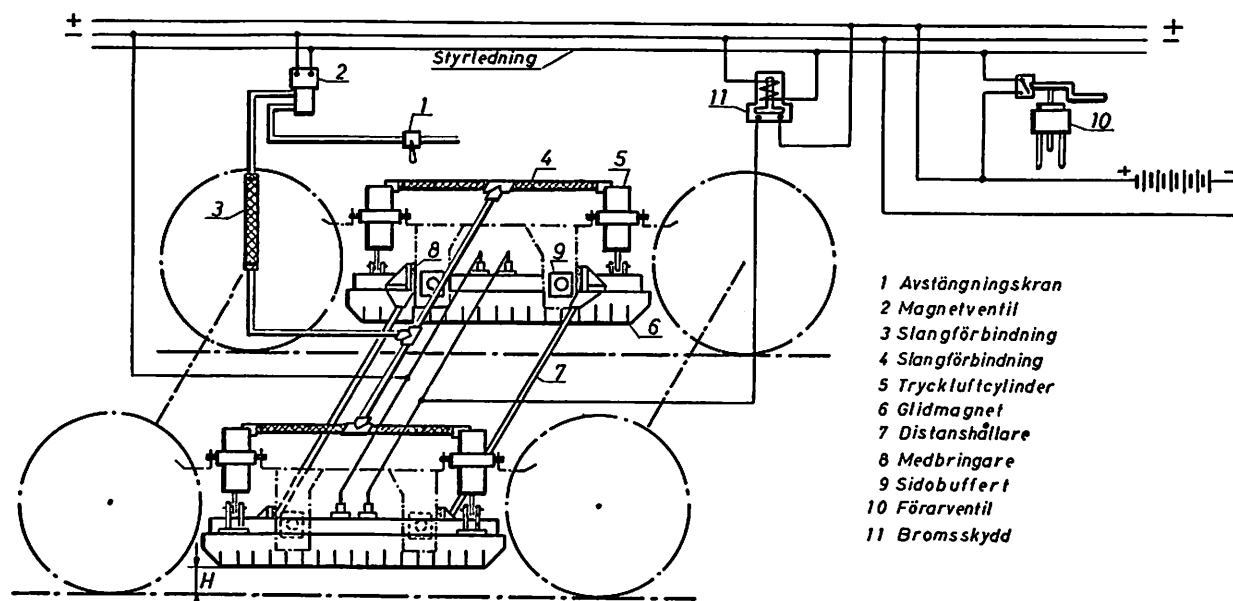


Fig 7-7

Principschema för en magnetskenbroms

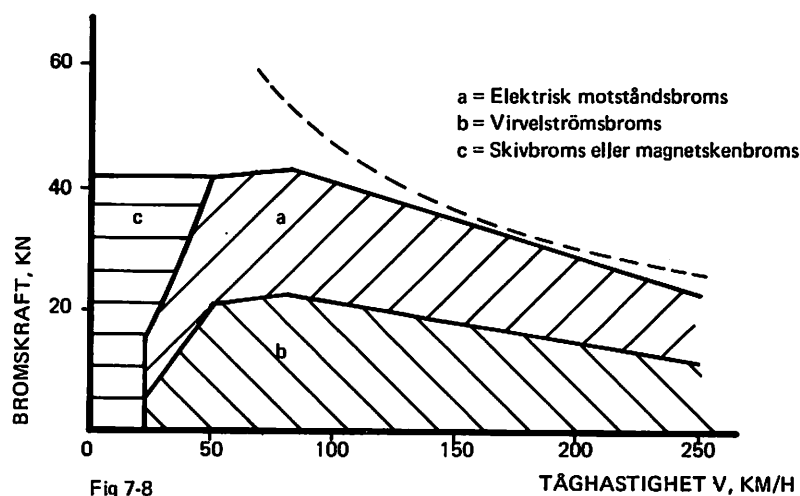


Fig 7-8

Bromskraft för en driven vagn på New San Yo Line
som funktion av hastigheten

7.5 Luftmotståndsbröms

Såsom nämnts i avsnitt 4.41 och bilaga 3 kan luftmotståndet i högre hastigheter med fördel utnyttjas för bromsning, särskilt om tåget är kort och lätt. Med hjälp av lämpligt utformade bromsklaffar kan luftmotståndet åtminstone tredubblas. En nackdel med luftbromsar är dock att de medvetet skapade turbulenserna kan ge upphov till vibrationer i tåget, som gör att passagerarna upplever inbromsningen som okomfortabel. Dessutom höjs den yttre bullernivån. Systemet har dock fördelen att vara billigt och om passagerarutrymme saknas i motorvagnarna minskar obehaget för passagerarna.

7.6 Manövrering av bromsar

För att manövrera ett konventionellt bromssystem används en tryckluftsledning, som samtidigt försörjer förrådsbehållaren på varje vagnsenhet med tryckluft. Bromsningen utlöses genom att luft tappas ur ledningen i locket, så trycket sänks. Detta manöversystem är långsamt, eftersom det tar en avsevärd tid, innan trycket i sista vagnen reducerats så mycket att full bromseffekt erhålles. Detta illustreras i fig 7-9. Beroende på om särskilda accelerationsapparater används eller ej, blir tiden för att nå maximalt bromscylindertryck i sista vagnen för ett tåg med 20 fyraxliga vagnar 6,5 resp 12 sekunder.

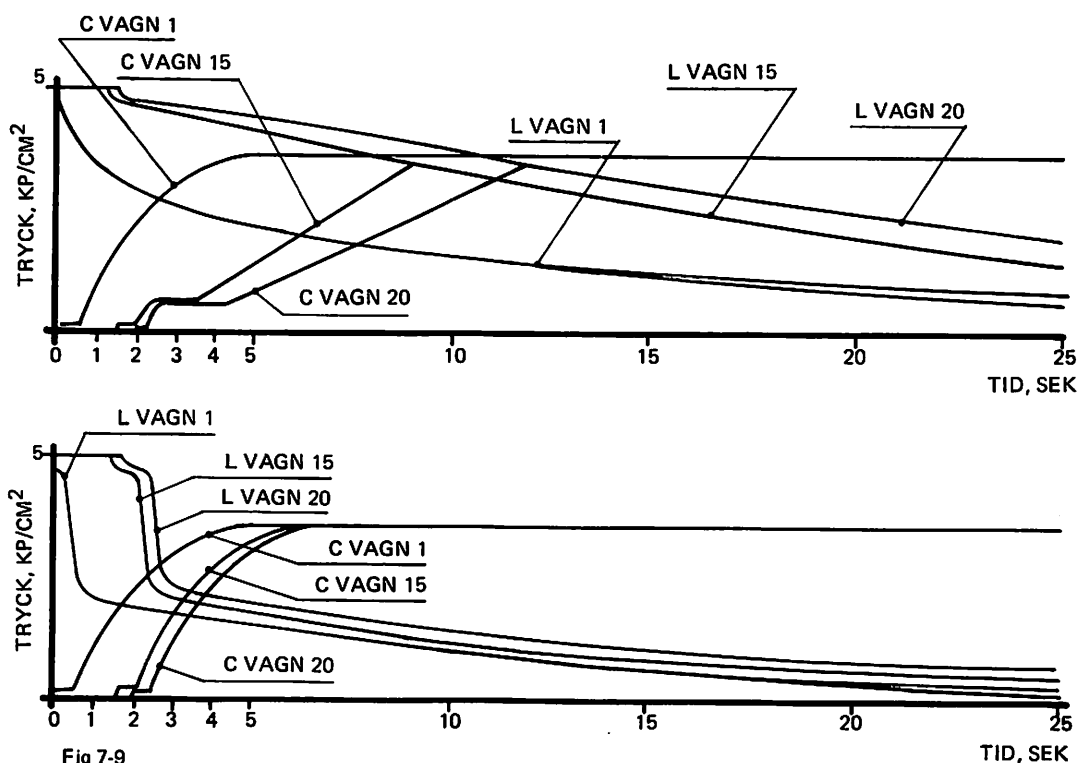


Fig 7-9

Huvudledningstryck L och bromscylindertryck C vid nödbromsning i ett expresståg med 20 vagnar med (undre) och utan (övre) speciella accelerationsventiler

För att få bort dessa stora fördröjningar har flera varianter av det s k elektropneumatiska systemet skapats. I detta utnyttjas elektriskt manövrerade broms- och lossningsventiler i varje vagn. Ur säkerhetssynpunkt arbetar dock det konventionella systemet parallellt med det elektriska. Vinsten i bromsväg visas i fig 7-10.

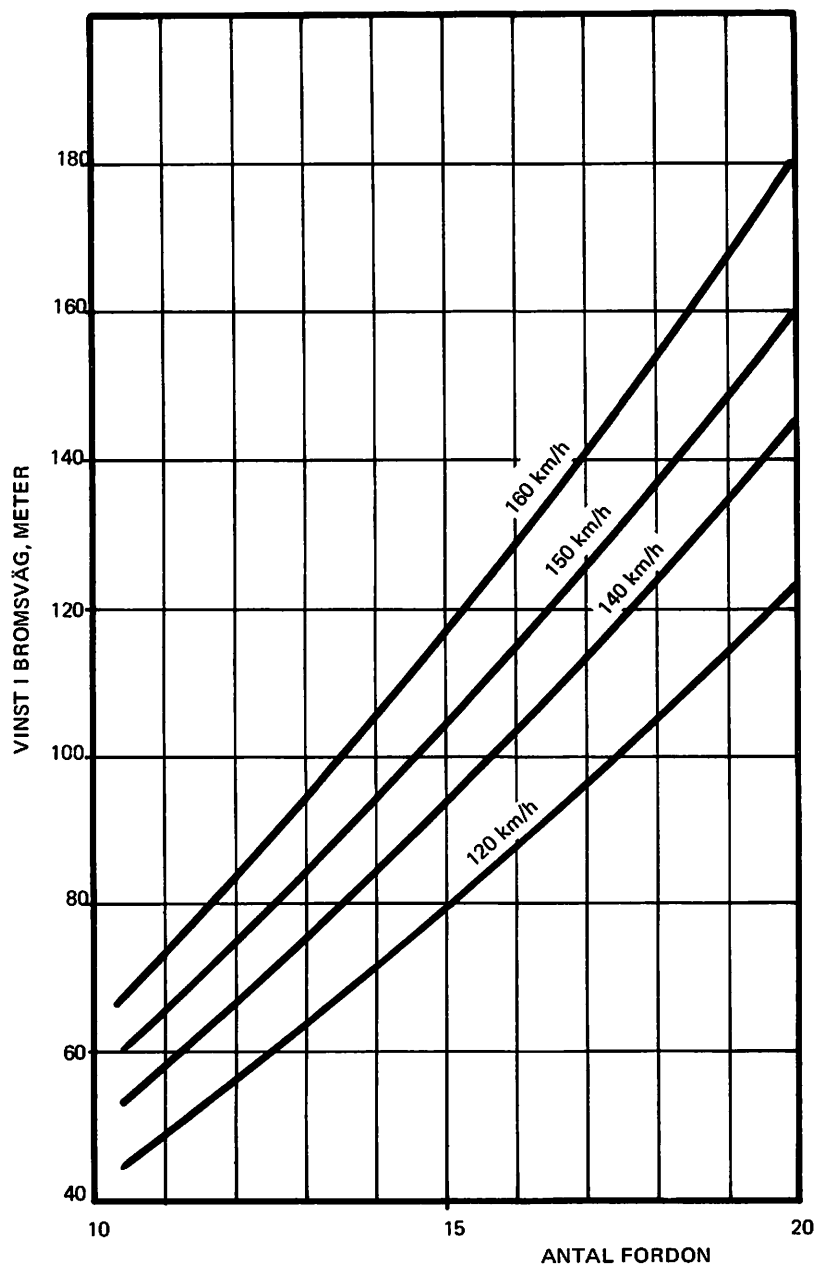


Fig 7-10 Vinst i bromsväg med elektropneumatisk broms som funktion av antalet fordon och tåghastighet vid bromsningens början

Det erbjuder emellertid inte längre några svårigheter att konstruera rent elektriska manöversystem, som fyller kraven på tillförlitlighet och säkerhet. Som nämdes i föregående stycke planeras ett sådant system komma till användning i tågen på New San Yo Line.

7.7 Synpunkter på bromssystem i snabbt tåg

Som framgått av föregående avsnitt vållar det inga svårigheter att utforma kombinationer av bromssystem, som ger önskad retardationsförmåga hos ett snabbgående tåg. I fig 7-11 har uppritats vilka bromsvägar som erhålles vid olika retardationsnivåer, och där har också inlagts bromsvägarna för några tåg med olika bromssystem. För närvarande har SJ, på de linjer som tillåter 130 km/h, försignalavstånd, som beroende på lutningen varierar mellan 800 och 950 m. En inbromsning på denna sträcka från 250 km/h skulle med rimliga marginaler för reaktionstid ge retardationer i storleksordningen $3,5 \text{ m/sek}^2$, vilket är orealistiskt med hänsyn till passagerarna.

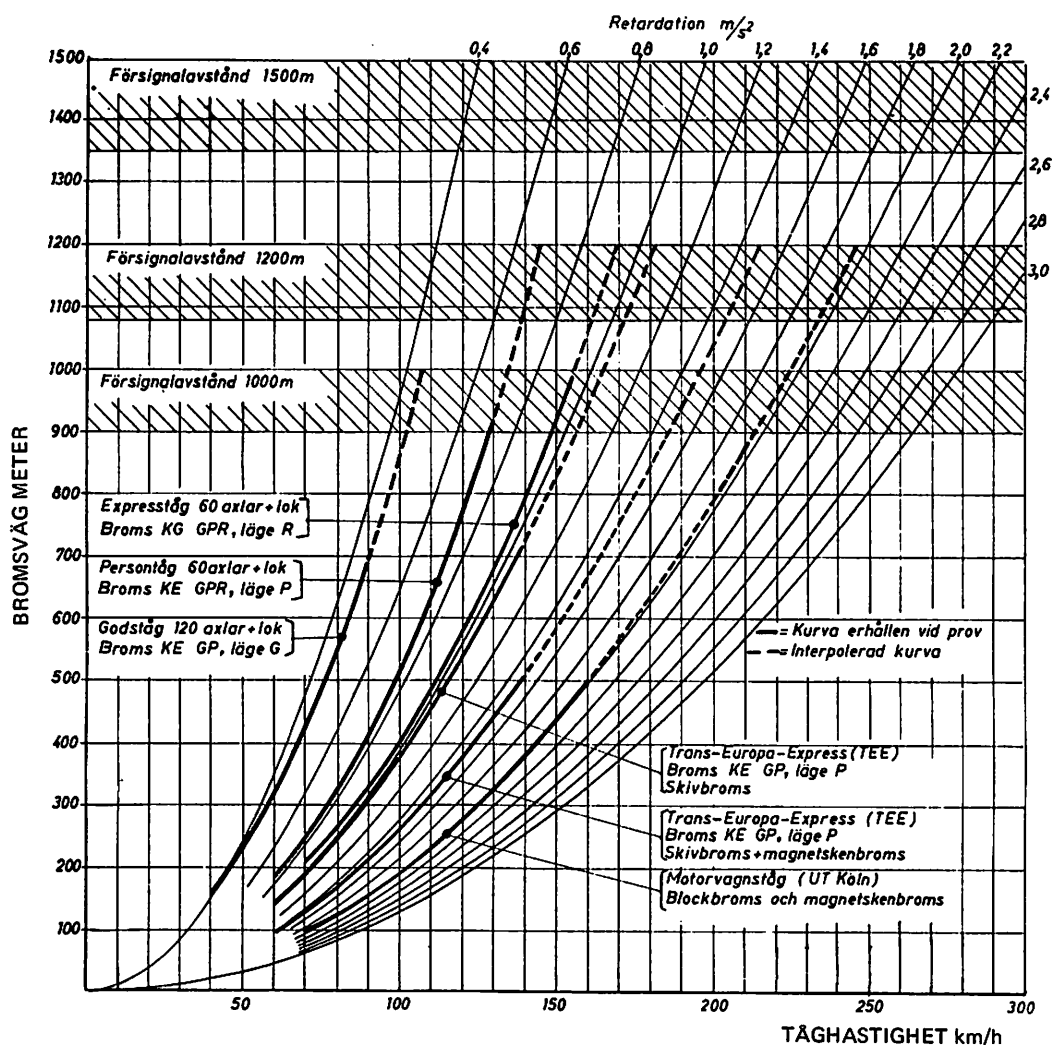


Fig 7-11

Bromsvägar vid konstant retardationsnivå samt uppmätta bromsvägar för skilda tåg enligt tyska mätningar

Som nämnts i kap 4 måste man emellertid räkna med att automatisk hastighetsövervakning erfordras för hastigheter över 160 km/h, och om sådan genomföres, förlorar ändock dagens försignalavstånd sin betydelse. Man kan alltså räkna med en betydande frihet, när det gäller valet av retarda-

tionsnivåer för driftbromsning. Som jämförelse ges data för driftbromsning av tåg på New Tokaido Line i nedanstående tablå. De uppges valda som en kombination av hänsyn till passagerarnas komfort och önskemålet att endast använda adhesionsbroms. Hänsynen till passagerarna blir därmed dimensionerande endast i det lägre hastighetsregistret.

Hastighetsområde, km/h	0-70	70-110	110-160	160-210
Retardation, m/sek ²	0,75	0,67	0,53	0,42

Trots de höga hastigheterna används alltså mycket måttliga retardationer, vilket ger en lång bromsväg, nämligen 3.300 m. För APT har angivits att retardationen 1,4 m/sek² övervägs för driftbromsning.

Återstår kraven på bromsresurser i en nödsituation, som naturligtvis är svåra att avväga. Önskemålet att kunna stanna på en kort sträcka, risken för skador eller obehag bland passagerarna och kostnaderna för olika bromssystem måste balanseras mot varandra. New Tokaido Line saknar korsningar i plan och har fullständig hastighetsövervakning, varför man där ansett sig kunna ställa måttliga krav på snabb inbromsning. Bromsvägen vid nödbromsning är ca 2.300 m, vilket motsvarar en medelretardation av 0,75 m/sek². Amerikanska Turbotrain har en 1.700 m lång bromsväg vid en utgångshastighet av 200 km/h, vilket ger en något större medelretardation, nämligen 0,9 m/sek². BR har för APT uppsatt målsättningen 1.100 m bromsväg vid nödbromsning.

KAP 8. SPÄRFRÅGOR

Målsättningen för projektet är att köra snabbt på befintligt spår utan att göra nämnvärda ändringar på detsamma. Detta betyder, att spårets geometri, konstruktionsstandard och kvalitet bibehålles oförändrad. Vi skall därför här ej nämnvärt gå in på dessa frågor, utan endast i nedanstående tabell 8-1 jämföra vid SJ tillämpade toleranser för spårläggning och spårunderhåll på de bästa bandelarna med några utländska järnvägsförvaltningars.

Mätobjekt	JNR Japanese National Railways		DB Deutsche Bundes- bahn		SNCF Société Nationale des Chemins de fer Fran- çais		SJ Statens Järnvägar	
	200 km/h		200 km/h		200 km/h		130 km/h	
	Toleransvärden		Toleransvärden		Toleransvärden		Toleransvärden	
	Nyreviderat spår	Underhåll	Nyreviderat snår	Underhåll	Nyreviderat spår	Underhåll	Nyreviderat spår	Underhåll
Rälernas inbördes höjdläge	2 mm	5 mm	± 2 mm	± 5 mm	± 3 mm	± 5 mm	± 3 mm	± 4 mm/ca 10 m
Rälsförhöjningens ändring	1,5 mm/ 2,5 m	3 mm/2,5 m ± 5 mm/2,5 m	-	-	1 ‰/3 m mätbas	1,5-2 ‰/3 m mätbas	-	± 4 mm/2 m (2,75 m mätbas)
Längdprofil (höjdfel)	2 mm	5 mm	2 mm/5 m	-	-	-	± 2 mm/ 6,5 m	± 4 mm/ca 10 m
Pilhöjder (rakspår)	-	± 3 mm/10 m linlängd	-	± 2 mm/16 m linlängd	-	-	± 3 mm/ 10 m linlängd	± 8 mm/10 m linlängd
Pilhöjder (kurva)	2 mm	4 mm ± 3 mm/10 m linlängd	2 mm/16 m linlängd	3 mm/16 m linlängd	± 1 mm/ 10 m linlängd	± 3-4 mm/ 10 m linlängd	± 3 mm/ 10 m linlängd	± 8 mm/10 m linlängd
Ojämnhet	-	± 7 mm/10 m	-	-	-	-	-	-
Spårvidd	-	+ 5 mm - 3 mm	-	+ 3 mm i.g. - 2 mm i raksp + 10 mm i kurvor	-	-	± 3 mm	{ + 6 mm } rakspår - 3 mm } { + 12 mm } kurvor - 3 mm }

Tabell 8-1. Toleransvärden för nyreviderat spår och spårunderhåll.

I det följande kommer framställningen att koncentreras till behandling av de påkänningar, som uppträder i spåret genom fordonens inverkan och de höga hastigheternas inverkan på spårunderhållskostnaderna.

8.1 Påkänningar i spåret

Fordonen påverkar spåret i vertikal led genom dynamiska hjullaster och horisontellt genom hjulens styrkrafter. Dessa fordonskrafter varierar främst med axellasten, fordonets hastighet och dynamiska egenskaper samt spårets elasticitet och justeringsgrad (höjd- och riktningsfel). Mindre inverkan har andra faktorer såsom axelavstånd, hjuldiameter samt rälsens och hjulytans jämnhet. Samspelet mellan fordon och spår är mycket komplicerat och en rad mätningar har gjorts i ORE regi för att klarlägga de olika parametrarnas inflytande på spårkrafterna.

Vertikal dynamisk hjullast

Vid ett fordon's gång sker ständiga förändringar i fördelningen av axellasten till hjulen och därmed varierande tryck på resp räl. Dessa variationer sammanhänger med spårlägesfel, fordonets dynamiska egenskaper och hastigheten. I fig 8-1 och 2 gjord sammanställning av mätdata från en mätpunkt i spåret framgår variationen i hjullasten på resp räl. Förhållandet att medelvärdena ej sammanfaller med märklasten beror på spårlägesfel,

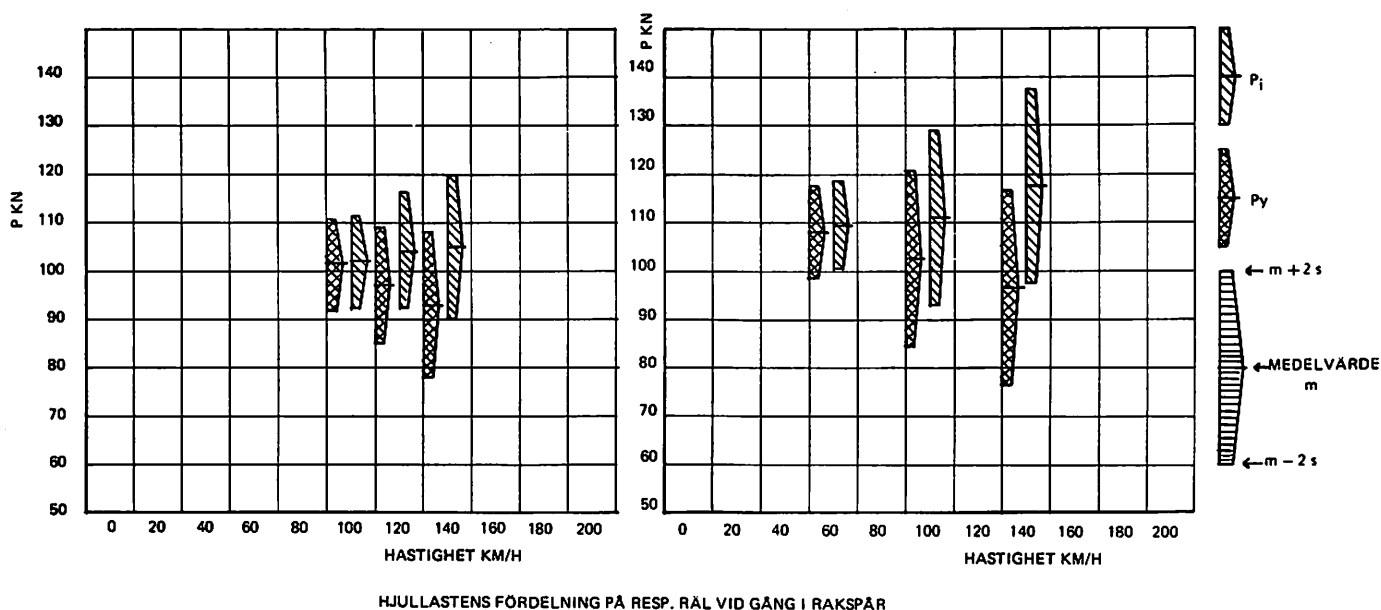


Fig 8 - 1
BB 9200

Fig 8 - 2
Lok 2D2 9100

Vid jämförelse av de båda figurerna ser man även att de båda loktyperna har olika goda dynamiska egenskaper. Samma förhållande kan utläsas ur fig 8-3, som visar hjullastens variation för tre lok och en personvagn vid 200 km/h. För lok E 10299 och E 03 stiger den dynamiska hjullasten till 1,35 gånger den statiska lasten och varierar med $\pm 35\%$ kring medelvärdet. Rheingoldvagnen däremot får ett dynamiskt tillskott på endast 17 %.

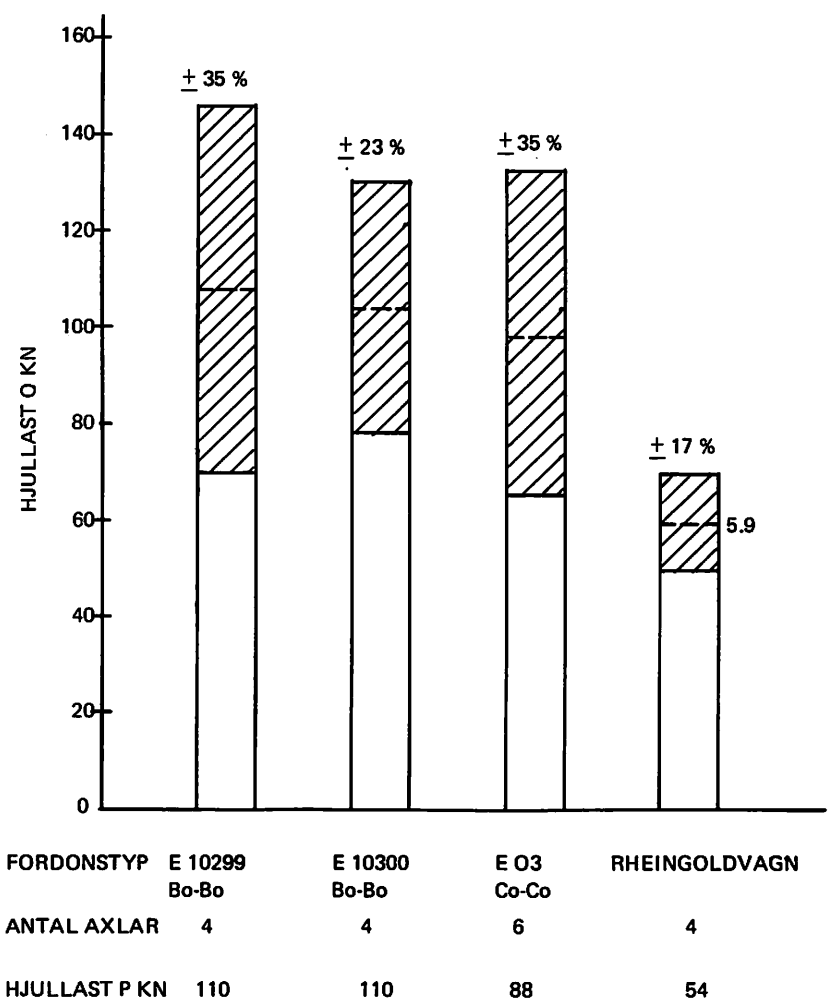


Fig. 8-3.
Hjullastens variation vid medelgott spår och 200 km/h.

Fig 8-4 visar inverkan av spårets justeringsgrad. Ett väl justerat spår utan lösa sliprar ger vid 200 km/h ett dynamiskt tillskott på 35 %, men ett dåligt underhållet spår med spårlägesfel och lösa sliprar ger en dynamisk hjullast på 1,75 gånger den statiska. Det framgår vidare av figuren, att en lägre hastighet ger ett mindre dynamiskt tillskott.

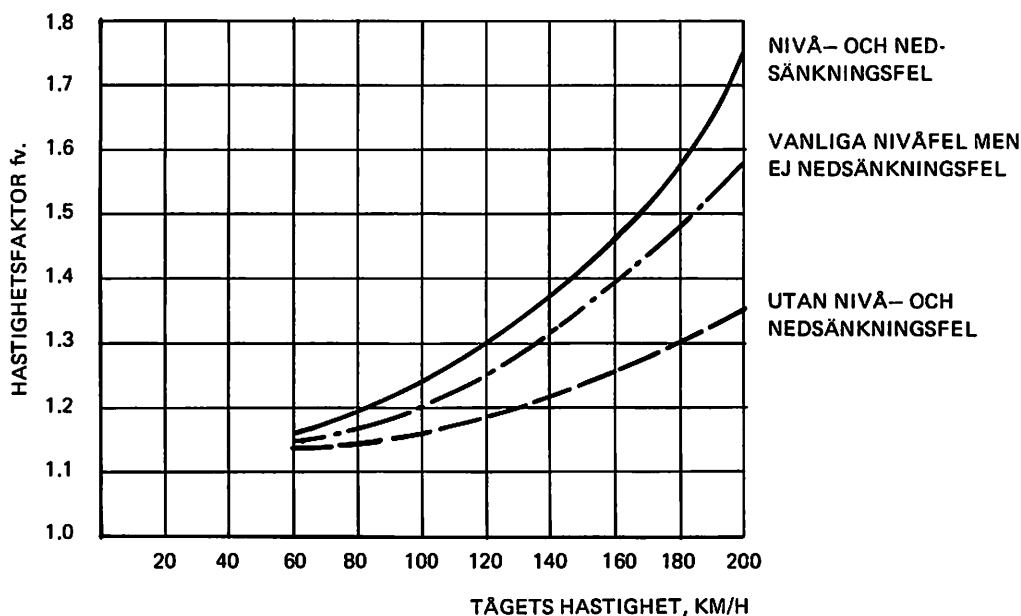


Fig 8-4.

Sambandet mellan påkänningar i spåret och tågets hastighet vid olika underhållskvalitet

Genom bearbetning av en stor mängd mätdata har empiriskt framtagits en formel för beräkning av den dynamiska hjullasten vid olika hastigheter.

$$P = f_v \cdot P_s \dots\dots\dots (1)$$

där f_v = hastighetsfaktorn

P_s = statisk hjullast

P = dynamisk hjullast

f_v kan skrivas under följande allmänna form

$$f_v = 1 + \alpha + \beta + \gamma$$

α är ett uttryck för medelvärdet på lastförändringen, spårets höjdläge, fordonets fjädring och hastigheten. För ett lok typ BB erhålles

$$\alpha = 0,04 \left(\frac{v}{v_0} \right)^3$$

v = hastighet i km/h, $v_0 = 100$ km/h

β är ett uttryck för hjullastens ökning vid gång i kurva genom centrifugalkraften, och kan härledas ur fig 8-5. Härvid fås

$$\beta = \frac{P_y - P_i}{mg} = \frac{H}{s} \cdot \frac{\sin \Phi}{\cos (\Phi + \Phi_r)}$$

för $H = 0,7 \text{ m}$; $\Phi = 15^\circ$; $\Phi_r = 5,7^\circ$ blir

$$\beta = 0,13$$

alltså en lastförskjutning till ytterrälen på 13 %.

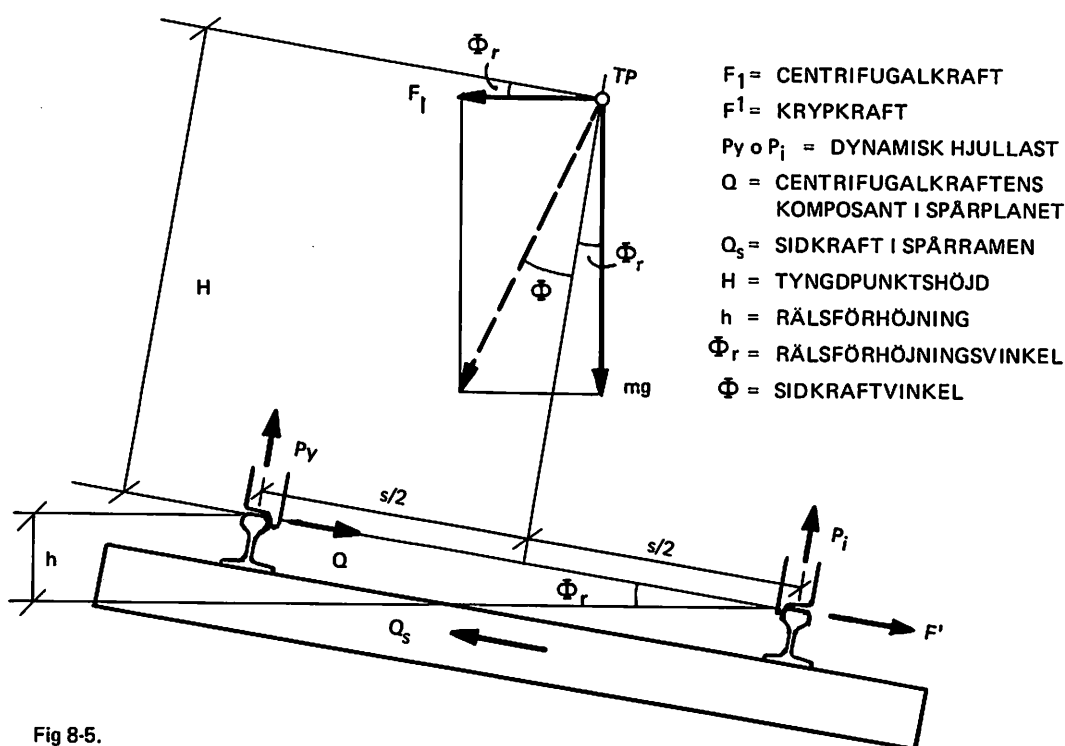


Fig 8-5.

Krafter på fordon i kurva

Av mätningarna har framkommit, att centrifugalkraften ger fordonen en lugnare gång i kurvorna och att α i rakspår är större än $\alpha + \beta$ i kurvor. Då det är största värdet på det dynamiska tillskottet som söks, behöver man endast räkna med α för rakspår.

γ uttrycker spridningen i mätvärdena och beror av flera faktorer såsom hastigheten, spårets underhållstillstånd, lösa sliprar, fordonstyp och fordonets underhållstillstånd. Mätningarna har givit vid handen, att γ kan ges följande uttryck

$$\gamma = a \cdot b \left[0,10 + 0,017 \left(\frac{v}{v_0} \right)^3 \right]$$

a beror av fordonets underhållstillstånd och varierar mellan
1,5 - 2

b beror av spårunderhållet och varierar mellan 1,2 - 1,3

Insättes värdena för ett väl underhållet fordon och spår blir för loktåg

$$f_{v_1} = 1,18 + 0,0706 \left(\frac{v}{v_0} \right)^3 \dots\dots\dots(2)$$

För fordon med goda dynamiska egenskaper, typ APT, har av ORE hastighetsfaktorn beräknats till

$$f_{v_2} = 1 + 0,04 \left(\frac{v}{v_0} \right)^3 \dots\dots\dots(3)$$

I tabell 8-2 jämföres hastighetsfaktorn för ett loktåg och ett avancerat motorvagnståg.

Tabell 8-2

Hastighetsfaktorn f_v för loktåg typ BB och ett avancerat motorvagnståg

Fordon	130 km/h	220 km/h
Loktåg	1,34	1,93
Motorvagnståg	1,09	1,43

Med ledning av ekv 2 och 3 har i fig 8-6 uppritats sambandet mellan den maximala, vertikala hjullasten och den statiska hjullasten vid olika hastigheter. I dagens trafik är det önskvärt, att i loktåg begränsa hjullasten till 90 kN (9 ton, axellast 18 ton) vid 130 km/h. Detta betyder för det i figuren uppritade loktåget en högsta hjullast på 120 kN (12 ton) en ökning med 33 %.

Minskar man hjullasten från 90 till 70 kN, d v s med 22 %, kan för samma vertikala påkänning i spåret hastigheten ökas från 130 till 195 km/h eller med 50 %. Väljes för det avancerade motorvagnståget den statiska hjullasten 55 kN, erhålles vid 220 km/h en dynamisk högsta last på 80 kN. Jämfört med loktåget (130 km/h och 90 kN) betyder detta en minskning av påkänningen på spåret från 120 till 80 kN eller med 33 %. Det avancerade motorvagnståget kommer således att bli betydligt skonsammare mot spåret än dagens loktåg.

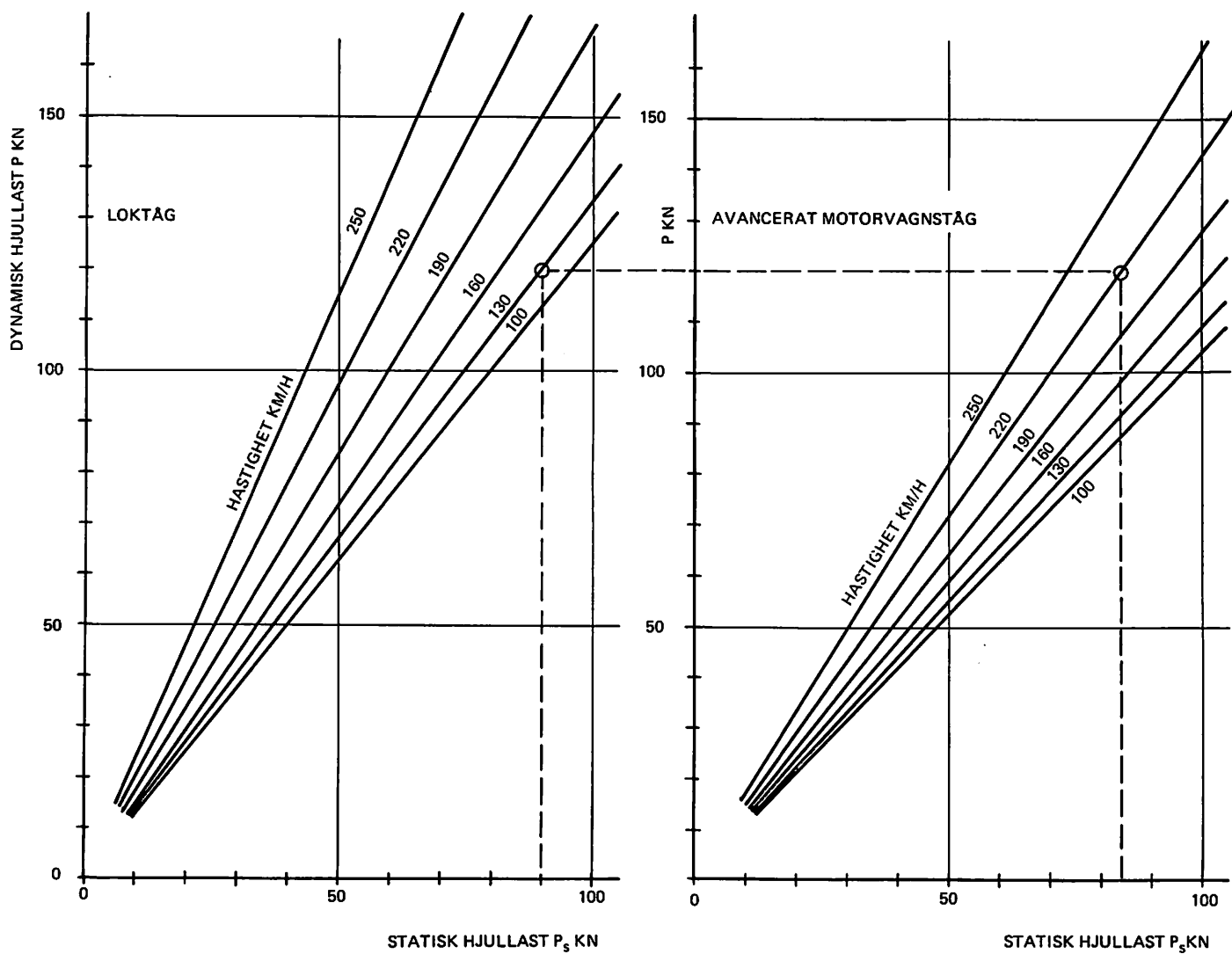


Fig 8-6.

Sambandet mellan dynamisk och statisk hjullast vid olika hastigheter

Lateral spårkrafter

I kap 5 har behandlats fordons dynamiska stabilitet och gång utan flänskontakt. För ett lämpligt utformat fordon med rätt dimensionerad lateral dämpning kommer hjulens styrkrafter att bli små och därmed åverkan på spåret liten. Betydelsen av en rätt utformad fordonskonstruktion illustreras av fig 8-7. I denna figur har sammanställts resultatet från en serie mätningar i spåret av styrkrafterna för olika typer av ellok. Vidare framgår att de laterala krafterna minskar i kurvor med stor radie. Vid mindre radier ökar den laterala kraften på grund av att centrifugalkraften ökar.

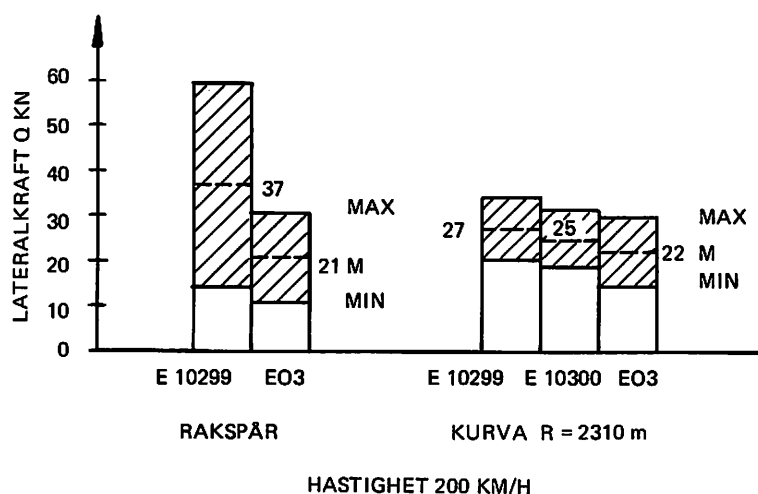


Fig 8-7.

Lateral krafter från elektriska snälltågslokomotiven E10 (220 kN axellast, Bo-Bo) och EO3 (186 kN axellast, Co-Co) vid 200 km/h.

Enligt fig 8-5 blir centrifugalkraftens inverkan i lateral led, om man bortser från friktionskraften F'

$$Q = mg \frac{\sin \Phi}{\cos (\Phi + \Phi_r)} \dots \dots \dots (4)$$

För sidkraftvinkeln $\Phi = 15^\circ$ och massan $m = 11$ ton fås

$$Q = 30 \text{ kN}$$

8.2 Risker för spårförskjutning

SNCF har gjort omfattande undersökningar beträffande riskerna för spårförskjutning på grund av stora sidkrafter. För ett nyligen höjjusterat spår, som ger liten friktion mellan sliper och ballast, anges att sidkraften

$$Q_s \leq 0,85 \left(1 \cdot 10^4 + \frac{m \cdot g}{3} \right) \dots\dots\dots (5)$$

för $m = 11\,000$ kg fås

$$Q_s \leq 39 \text{ kN}$$

0,85 är en säkerhetskoefficient som för ett stabiliserat spår kan sättas till 2.

Genom att vi kör fort i kurvorna blir centrifugalkraften stor och risken för spårförskjutning blir här störst. Ekv 4 ger $Q_s = 30$ kN och marginalen 9 kN torde vara tillräcklig för samtidigt uppträdande laterala tröghetskrafter.

8.3 Spårunderhåll

Det trafikberoende underhållet består i huvudsak av

- periodiskt spårunderhåll omfattande lyftning, stoppning och justering av spåret. På det svenska dubbelspåret utföres dessa arbeten vart sjätte år
- mellanårsunderhåll, som utföres en à två gånger under perioden och omfattar stoppning och justering av spåret
- förnyelse av räler, sliprar och ballast, som beräknas ske vart fyrtionde år
- patrullering av spåret.

Då fordon går på spåret utsätts detta för varierande påkänningar. Den dynamiska hjullasten överförs via räler och sliprar till ballasten och underbyggnaden. Hållfastheten för spåret inklusive underbyggnaden är beroende av belastningarnas storlek och antalet belastningar, ett typiskt utmattningsförlopp. Ökas hjullasten över ett visst gränsvärde, överskrids elasticitetsgränsen och materialet bryts snabbt ned. I avsnitt 8.1 har visats, att den dynamiska hjullasten blir mindre för snabbtåget än för dagens loktåg. Detta betyder, att vi arbetar inom det elastiska området och kan enligt brittiska undersökningar som en första approximation räkna med att underhållet är proportionellt mot belastningen i rälen och antalet gånger denna appliceras. Enligt tyska och ryska undersökningar har bekräftats, att rälsförslitningen är proportionell mot hjultrycket mot rälen. Förhållandet torde även vara detsamma beträffande sliprarna. Man kan således uppskatta variationen i kostnaden för underhåll och förnyelse vid olika hastigheter genom att studera den vertikala dynamiska hjullasten.

Det spårunderhåll som ett loktåg alstrar kan skrivas

$$U_t = k \cdot P_l \cdot Z_l + k \cdot P_v \cdot Z_v$$

P_l = lokets dynamiska hjullast Z_l = antalet lokaxlar

P_v = vagnarnas dynamiska hjullast Z_v = antalet vagnaxlar

Enligt ekv (1) är

$$P_l = f_{v_l} \cdot P_{s_l} \quad P_v = f_{v_v} \cdot P_{s_v}$$

P_{s_l} = lokets statiska hjullast, P_{s_v} = vagnarnas statiska hjullast

Som exempel väljs ett expresståg med lok och fyra vagnar.

För loket är $P_{s_l} = 100$ kN och $Z_l = 4$

För vagnarna är $P_{s_v} = 60$ kN och $Z_v = 16$

Insättes hastighetsfaktorn enligt ekv (1) erhålles

$$U_t = k \cdot 136 f_{v_1}$$

Det underhåll som loktåget förorsakar vid 130 km/h betraktas som normalunderhåll och betecknas $U_t = 1$. Man får då $k = \frac{1}{1,335 \cdot 136}$ och

$$U_t = 0,75 \cdot f_{v_1} \dots\dots\dots (6)$$

Antages snabbtåget få 14 axlar och hjullasten 55 kN blir

$$U_m = 0,423 f_{v_2} \dots\dots\dots (7)$$

I fig 8-8 presenteras de båda ekv 6 och 7 grafiskt. Spårunderhållskostnaderna stiger kraftigt med ökad hastighet för loktåget. Höjer man hastigheten för detta tåg till 200 km/h ökas spårunderhållet med 30 %. Detta stämmer väl med tyska erfarenheter från sträckan München - Augsburg. Under trafikutställningen i München 1965 körde man 200 km/h på denna sträcka med standardmateriel och fick en kostnadsökning i spårunderhållet på 25 - 30 %. Det avancerade snabbtåget ger ca 40 % lägre spårunderhållskostnad vid 220 km/h än dagens loktåg vid 130 km/h. Detta bekräftar vad man är benägen att anta med hänsyn till den låga axellasten och de i övrigt goda dynamiska egenskaper som motorvagnståget är avsett att få. Det mycket utbredda talesättet att det ur spårunderhållssynpunkt är mycket dyrt att höja hastigheten äger endast giltighet, om det är konventionell materiel som används.

Genom att motorvagnståget kan hålla hög hastighet i kurvorna erhålles en stor sidkraft genom centrifugalkraften enligt ekv 4 $Q = 30$ kN. För loktåg med massan (en axel) 20 ton och sidkraftvinkeln 3° blir $Q = 10,5$ kN. Denna höga sidkraft kan tänkas ge upphov till onormalt stor nötning på yttre skenan. Å andra sidan kommer tåget att utformas så, att flänskontakt uppträder först i kurvor med radien mindre än 650 m. Vidare kommer tåget att ges god lateral dämpning, varför tröghetskrafterna kommer att bli små. Skulle ändå onormalt slitage uppstå, har man möjligheten att i de snävaste kurvorna sätta in flänssmörjningsutrustning, om detta ej redan är gjort.

I enlighet med vad som framhållits i avsnitt 4.37 beträffande automatisk övervakning av bl a spårläget, anses det ej behövligt med utökad patrullering av spår för höga hastigheter.

Tabell 8-1 anger toleranserna för spårläget. Kan dessa vara tillfyllest för de snabba tågen? Det är svårt att ge ett definitivt svar på denna fråga. Först måste mera ingående studier göras beträffande järnvägsfordons dynamiska stabilitet och ett våglängdsspektra uppmätas för spårets ojämnheter. Bland de undersökningar som i kap. 12 rekommenderas att sättas igång snarast är dessa bland de mest viktiga. En viss ledning erhålles dock av nämnda tabell genom jämförelsen med de andra ländernas bestämmelser för höghastighetssträckor med konventionell materiel. Vidare är att märka att SJ normer nu håller på att omarbetas, då det visat sig att underhåll med moderna maskiner ger bättre värden än tabellen anger.

Mycket talar således för att skärpta toleranser och därmed kortare underhållsperioder ej kommer att erfordras för snabbtåget. Totalt sett kommer spårunderhållskostnaderna vid trafik med snabbtåg att bli mindre än med lokdraget expresståg.

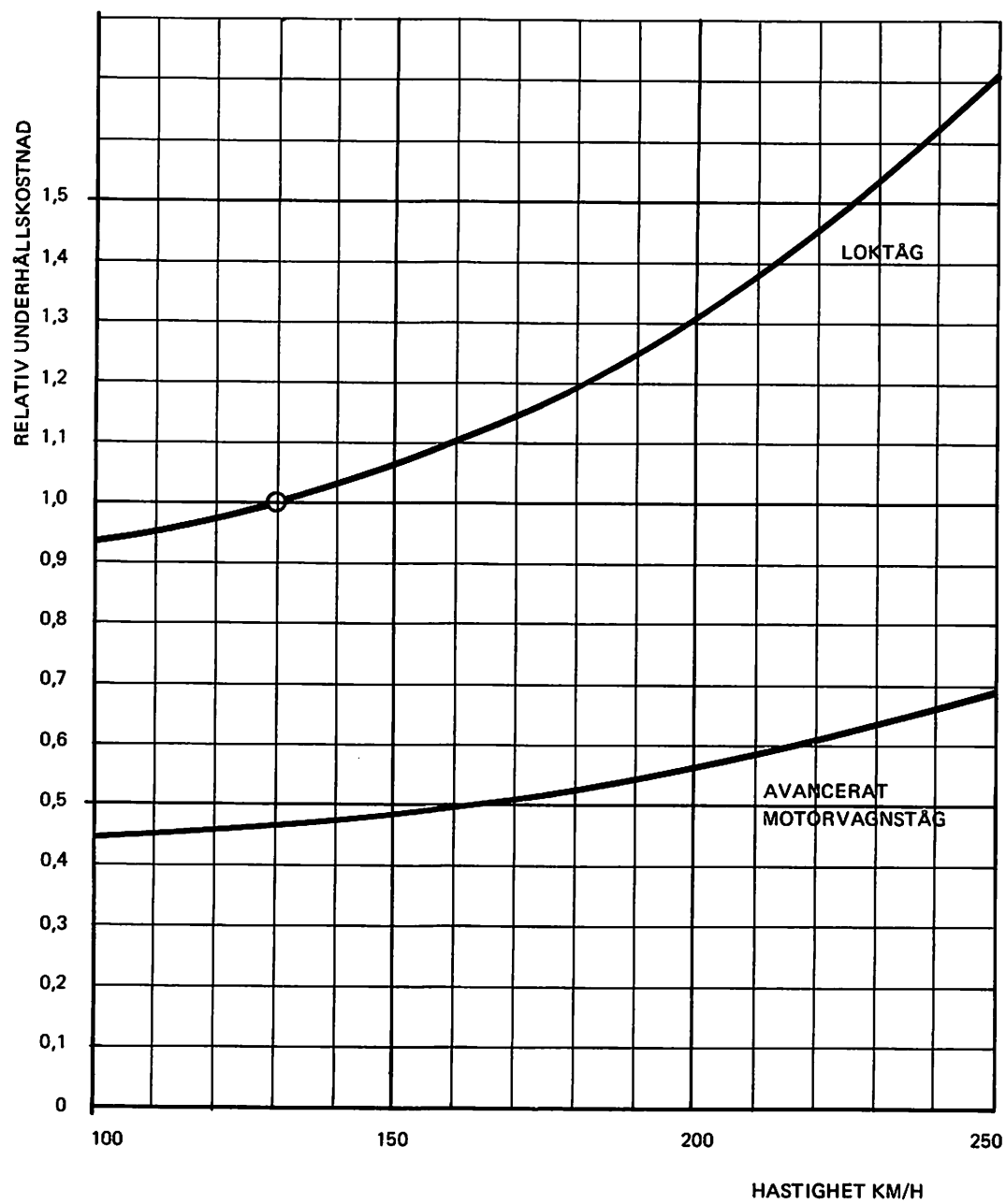
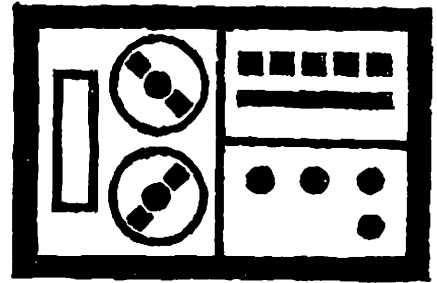


Fig. 8-8.

Spårunderhållskostnadens variation med olika hastighet för loktåg och avancerat motorvagnståg.

3. Systemlösung



KAP 9. HUVUDRESULTAT FRÅN GÅNGTIDSBERÄKNINGAR

9.1 Utförda gångtidsberäkningar

Flera serier gångtidsberäkningar har genomförts för att undersöka, hur gångtiden för skilda sträckor på SJ huvudlinjer påverkas av största tillåtna hastighet för tåget, störstatillåtna sidkraftvinkel i kurvor, motoreffekt samt retardationsnivå vid driftbromsning. Vid dessa beräkningar har vi utgått från ett fiktivt motorvagnssätt med följande huvuddata:

Antal vagnar	4 st
Tåglängd	91 m
Längd hos en mellanvagn	23 m
Statisk tågvikt	150 ton
Dynamisk tågvikt	162 ton
Tågets frontyta	10 m ²

Den dynamiska tågvikten bestämmer storleken av den tröghetskraft som måste övervinnas vid acceleration eller bromsning. På grund av tröghetsmomenten hos alla roterande massor i tåget är den dynamiska tågvikten större än den statiska.

För beräkningarna användes två datamaskinprogram, som beskrivs i bilaga 1. Det första användes för att beräkna en "hastighetsprofil" för det aktuella linjeavsnittet med hänsyn till kurvradier, rälsförhöjning och största tillåtna sidkraftvinkel. Denna hastighetsprofil utnyttjas tillsammans med övriga linjedata, såsom stigningar och fasta hastighetsbegränsningar, av det andra programmet, som räknar ut gångtiden för linjeavsnittet. Därvid användes de formler för gång- och luftmotstånd, som återgivits i avsnitt 4.41, samt dessutom en formel för extra gångmotstånd i kurvor.

I en första serie beräkningar för linjen Stockholm - Göteborg provades ett flertal kombinationer av de nämnda fyra parametrarna. Det visade sig att för tåg med relativt stora avstånd mellan uppehållsstationerna spelar valet av retardationsnivå mycket liten roll för gångtiden. Däremot är sidkraftvinkeln Φ av utslagsgivande betydelse. Motoreffekten hade måttlig inverkan.

Vid de fortsatta beräkningarna användes därför endast retardationsnivån 0,9 m/sek². Största tillåtna hastigheten för tåget varierades i steg om 30 km/h från 100 till 250 km/h. För att studera inverkan av motoreffekten användes sex skilda dragkraftskurvor. De återges i fig 9-1 och kommenteras i tabell 9-1. Maximal effekt och dragkraft förutsätts uppmätta vid hjulen och ger då de accelerationskurvor, som visas i fig 9-2.

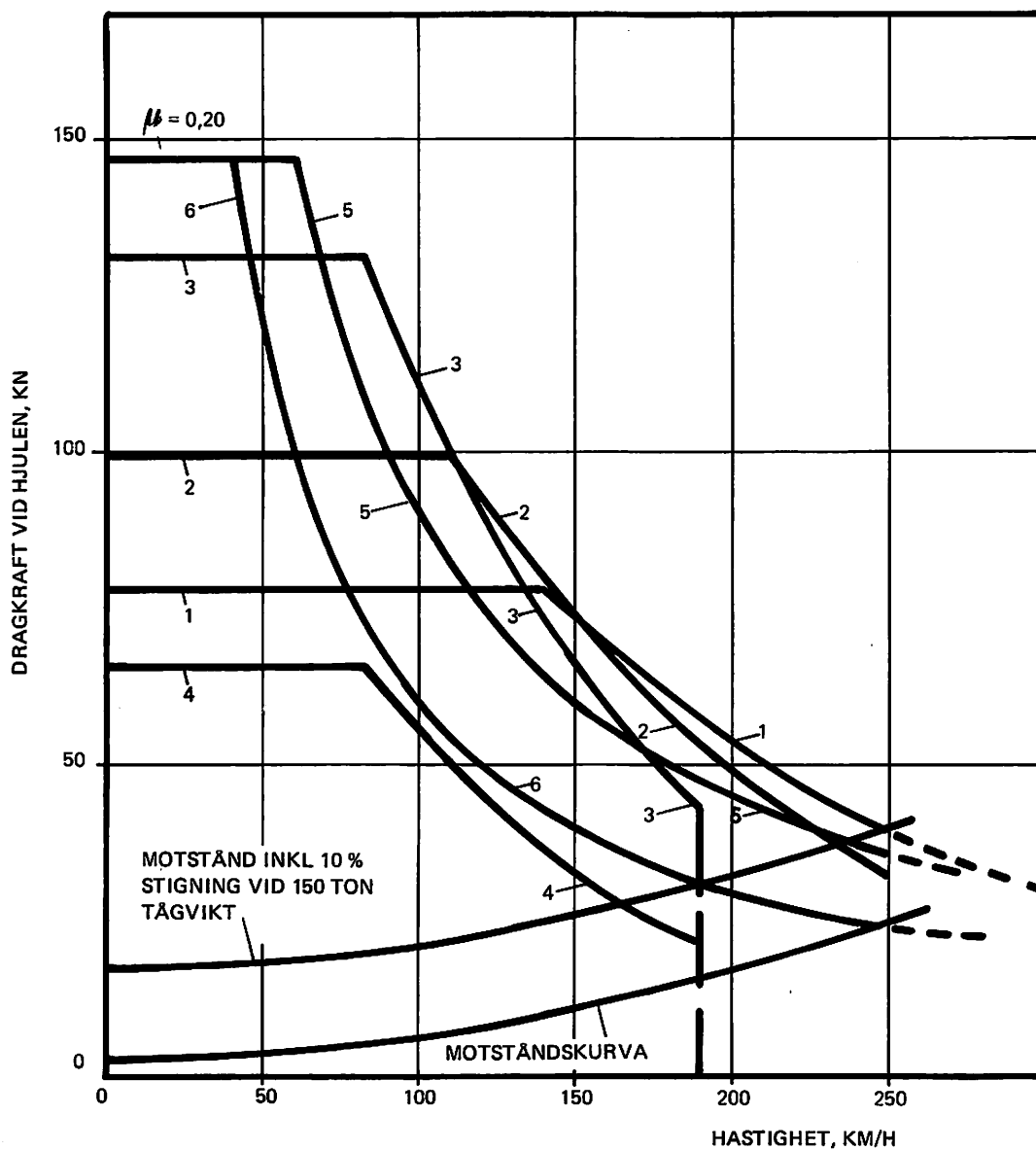


Fig 9-1

Dragkrafts- och motståndskurvor

Tabell 9-1. Dragkraftskurvor som använts vid gångtidsberäkningar.

Nr	Beteckning	Max effekt kW (hk)	Anmärkning
1, 2, 3	2•X1	3.100 (4.200)	dragkraft motsvarande 2 motorvagnar typ X1 växlade för 320, 250 resp 190 km/h vid max varvtal
4	1•X1	1.550 (2.100)	dragkraft motsvarande 1 motorvagn typ X1 växlad för 190 km/h vid max varvtal
5	DG 12	2.500 (3.400)	ideella kurvor för diesel- eller gastur- bindrift med variabel utväxling och mot- svarande 12 resp 8 motorer á 375 hk med 75 % transmissionsverkningsgrad
6	DG 8	1.670 (2.270)	

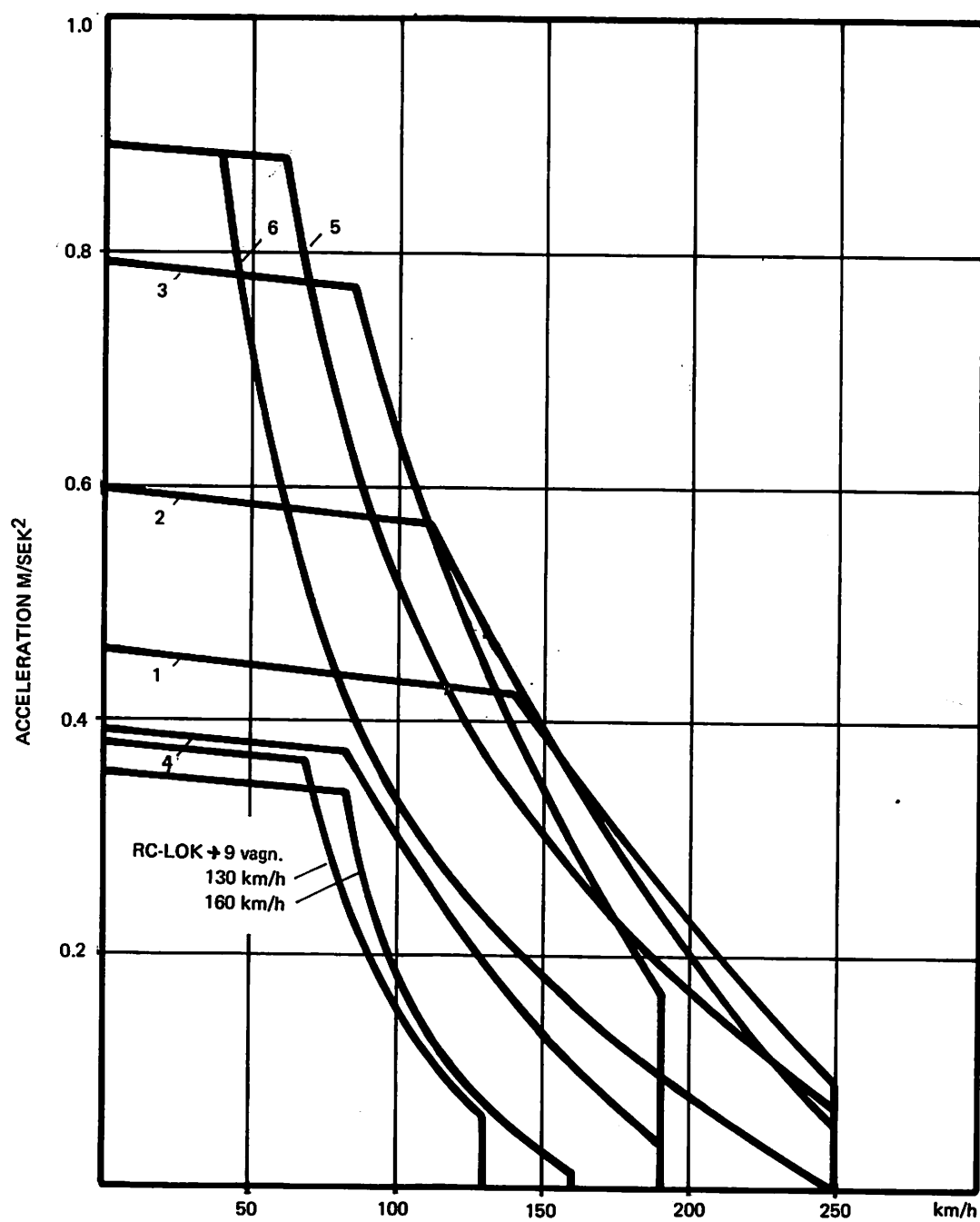


Fig 9-2

Accelerationskurvor för simulerade tåg på horisontellt rakspår

Sidkraftvinkeln varierades i steg om 3° från 3° , vilken tänkes representera ett tåg utan lutningsmöjlighet hos vagnarna och upp till 15° . Det linjenät som gångtidsberäknats har markerats i fig 9-3. I tabell 9-2 indikeras vilka kombinationer av sidkraftvinkel, största hastighet hos tåget och dragkraftskurva, som använts för varje linje.

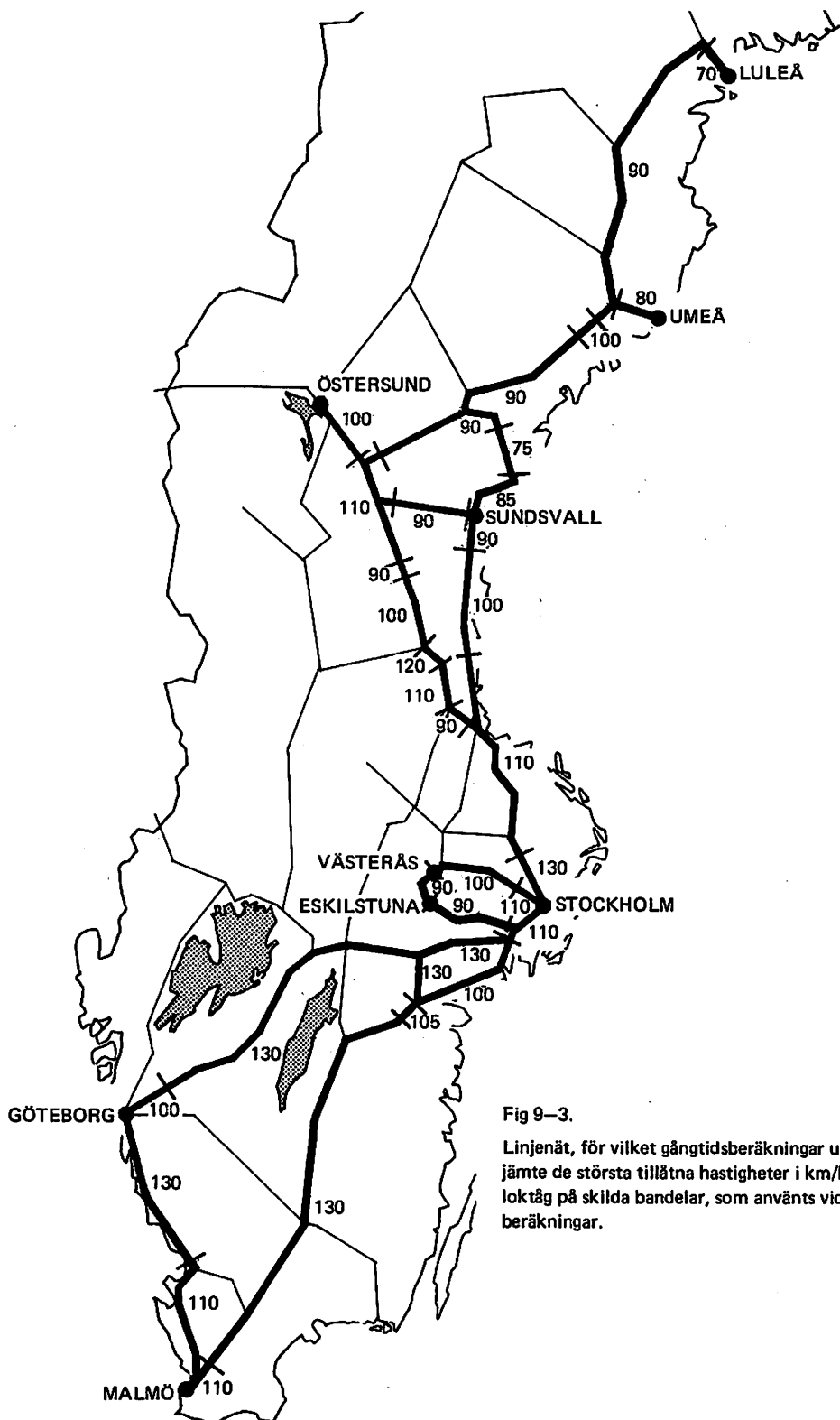


Fig 9-3.

Linjenät, för vilket gångtidsberäkningar utförts jämte de största tillåtna hastigheter i km/h för loktåg på skilda bandelar, som använts vid dessa beräkningar.

Tabell 9-2 Förteckning över utförda gångtidsberäkningar

Sträcka	Sth för tåget, km/h	Dragkrafts- kurva nr	Sidkraftvinkel, grader	Antal tågtyper
Stockholm-Göteborg	250	1, 2, 5	3, 6, 9, 12, 15	15
	220	1, 2, 5	-"-	"
	190	2, 3, 5	-"-	"
	160	2, 3, 6	-"-	"
	130	3, 4, 6	-"-	"
Mälaren runt	220	2	3, 6, 9, 12, 15, 24	6
	190	2, 4	-"-	12
	160	3	-"-	6
	130	3, 4	-"-	12
	100	3	-"-	6
Stockholm-Malmö	250	1	3, 9, 15	3
Göteborg-Malmö	220	2	-"-	"
	190	2	-"-	"
	160	3	-"-	"
	130	3	-"-	"
Stockholm-Norrland	220	2	3, 9, 15	3
	190	2, 4	-"-	6
	160	3	-"-	3
	130	3, 4	-"-	6
	100	3	-"-	3

Anm. Sth = Största tillåtna hastighet

För att kunna göra jämförelser har slutligen beräknats gångtiderna för ett konventionellt tåg bestående av lok (typ Rc 2) och 4 eller 9 vagnar på sträckan Stockholm - Göteborg. Största tillåtna hastighet för tåget antogs vara 130 km/h eller 160 km/h, varvid i senare fallet loket antogs utväxlat för den högre hastigheten.

För att lättare kunna jämföra även gångtiden för skilda sträckor har i fig 9-3 markerats den högsta hastighet, som tillåtes på varje linjeavsnitt i dag för lokdragna tåg. Det är samtidigt den hastighet efter vilken rälsförhöjningen är anordnad, d v s den avgör hur starkt kurvorna i dag är doserade.

9.2 Redovisning av gångtider

Resultaten från samtliga gångtidsberäkningar redovisas tämligen utförligt i tabellform i bilaga 2, varför vi här endast återger de väsentligaste resultaten. I fig 9-4 och 5 ges exempel på beräknade hastighetsprofiler för två linjeavsnitt med låg resp medelgod standard. I båda fallen jämföres

ett konventionellt expresståg, vars största tillåtna hastighet är 130 km/h, med ett motorvagnståg som har största hastigheten 220 km/h samt är försedd med ett system för att luta vagnskorgarna, som medger en sidkraftvinkel $\Phi = 15^\circ$ i kurvor. Man ser, att på kurvrika sträckor, där det konventionella tåget inte kan köras fortare än 70 km/h, kan motorvagnståget hålla en hastighet av 110-115 km/h. Motsvarande gäller för det medelgoda avsnittet, där lägsta hastigheten 100 km/h för det konventionella tåget växer till 160 km/h för motorvagnståget. Motorvagnståget kan alltså på kurvrika sträckor köras 60 % fortare än det konventionella tåget.

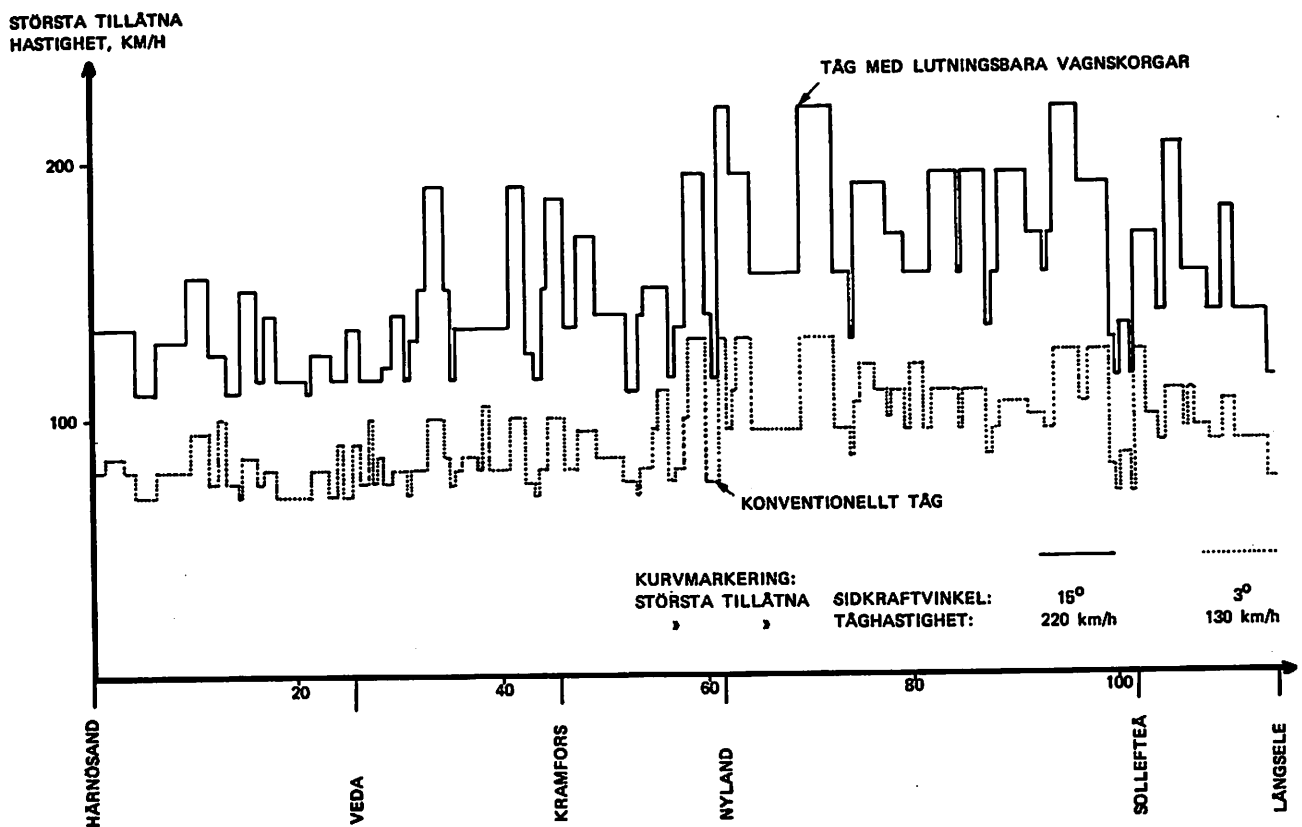


Fig 9-4

HÄRNÖSAND-LÅNGSELE

Hastighet i olika punkter längs banavsnittet. Tåg med lutningsbara vagnskorgar jämfört med konventionellt tåg.

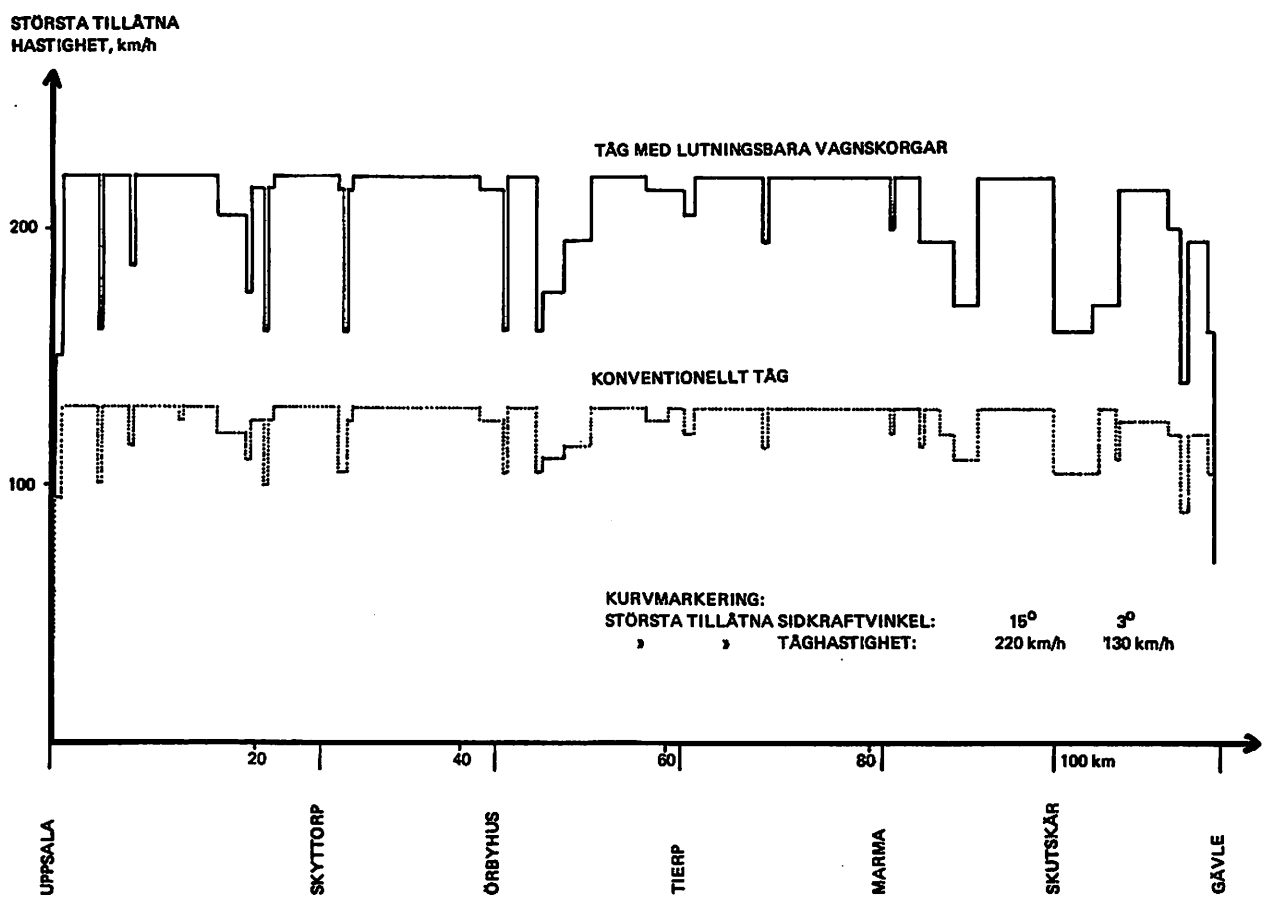


Fig 9-5

UPPSALA - GÄVLE

Hastighet i olika punkter längs banavsnittet. Tåg med lutningsbara vagnskorgar jämfört med konventionellt tåg.

9.21 Stockholm - Göteborg

I fig 9-6 har uppritats gångtidens beroende av tågets sth och tillåten sidkraftvinkel. Därvid har medelvärden av gångtiden för de tre dragkraftsalternativen använts. Diagrammet visar tydligt samverkan mellan sth och tillåten sidkraftvinkel, vilket innebär att man, för att kunna utnyttja en högre sth för tåget effektivt, måste tillåta en större sidkraftvinkel och vice versa. I figuren har också inlagts de beräknade gångtiderna för konventionella loktåg. Det framgår att vid 160 km/h har loktåget pga sin vikt och aerodynamiskt olämpliga utformning svårt att mäta sig med motorvagnståget, trots att detta har jämförbara eller lägre dragkraftsresurser.

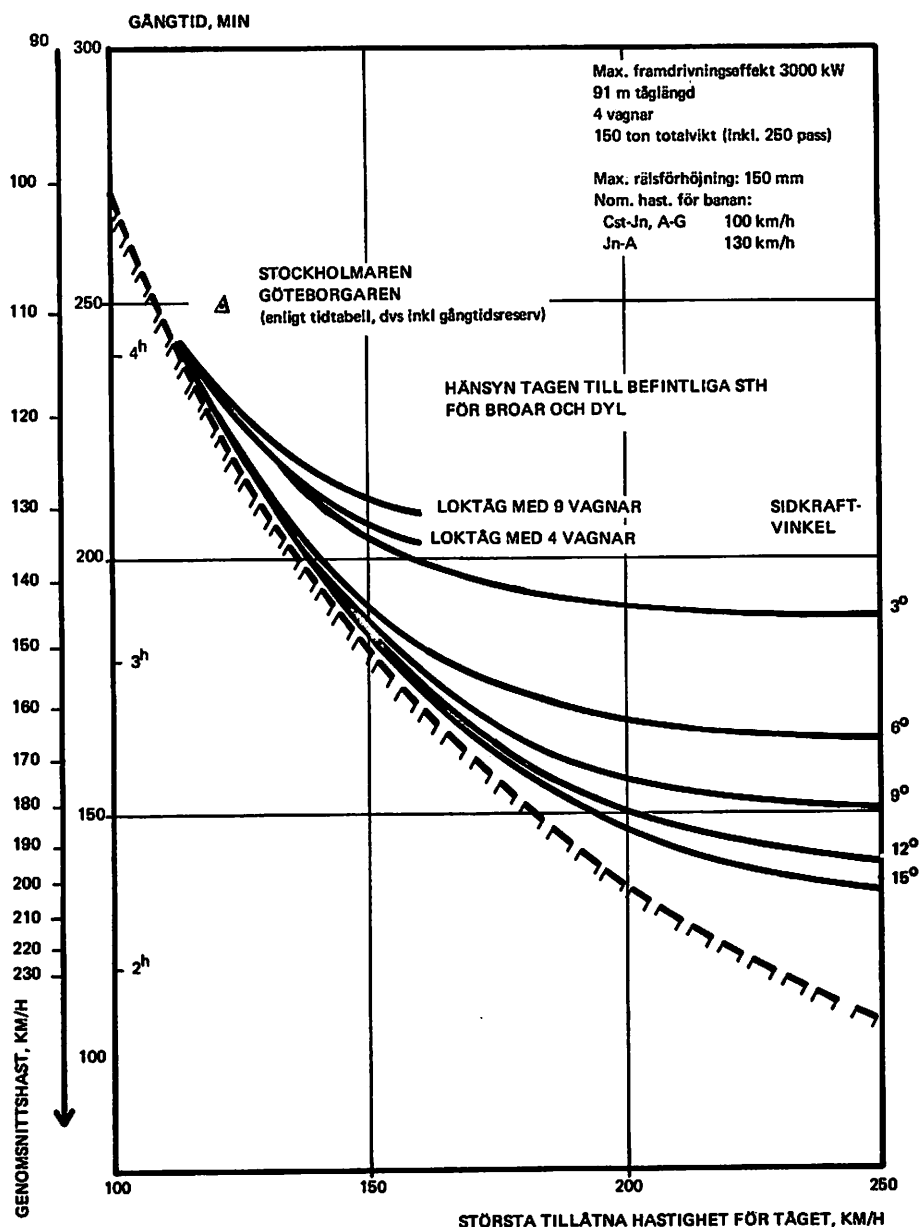


Fig 9-6

Gångtider Stockholm - Göteborg non-stop som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

Den lämpligaste kombinationen av sidkraftvinkel och största hastighet hos tåget är beroende av banstandarden. För att visa detta har sträckan Stockholm - Göteborg delats upp i dels en del med högre banstandard, nämligen Järna - Alingsås och dels delarna Stockholm - Järna och Alingsås - Göteborg som har lägre standard. På den första delsträckan är minsta kurvradien 1000 m och rälsförhöjningen är lagd för 130 km/h. På de båda sistnämnda delsträckorna är rälsförhöjningen lagd för endast 100 km/h och kurvor med radien 600 m och i några fall 400 eller 450 m förekommer.

För att lättare kunna jämföra delsträckorna har i stället för gångtiden i fig 9-7 och 8 uppritats gångtidsförbrukningen per 100 km som funktion av sidkraftvinkel och hastighet. Kurvskarorna visar, att den bandel, som har låg standard, i första hand kräver stora tillåtna sidkraftvinklar - utan att tillåta extrema sidkraftvinklar lönar det sig knappast att här eftersträva en högre sth för tåget än 170 å 180 km/h. För den bandel, som har den högre standarden, är förhållandet det motsatta - för att ha anledning att gå till stora tillåtna sidkraftvinklar krävs förhållandevis höga tågshastigheter.

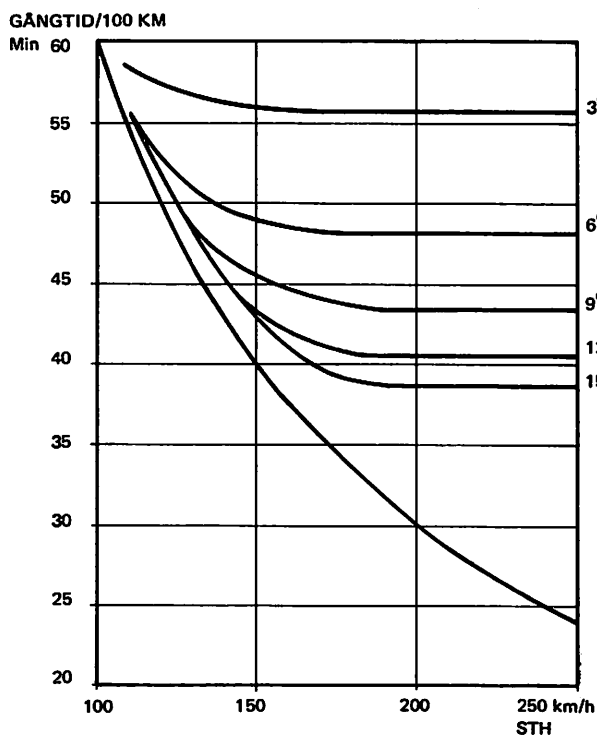


Fig 9-7

Stockholm-Järna. Alingsås-Göteborg. Gångtid/100 km som funktion av största tillåtna hastighet (sth) vid olika sidkraftvinkel

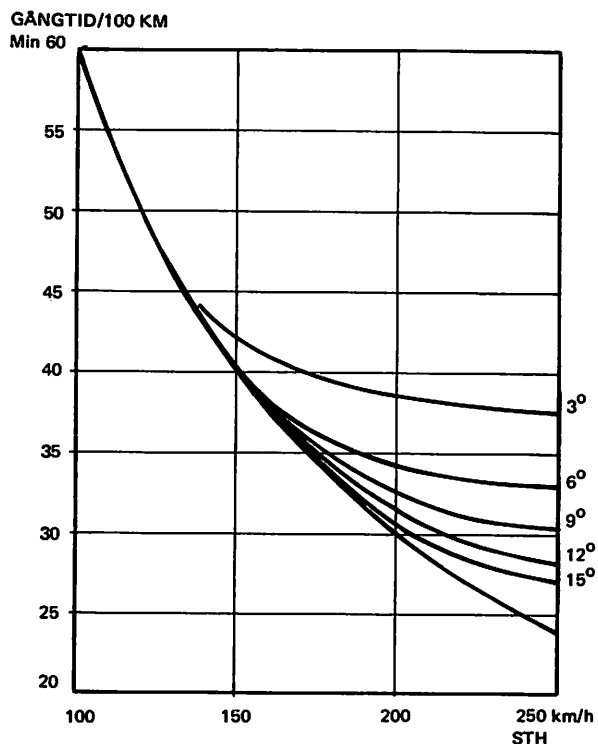


Fig 9-8

Järna-Alingsås. Gångtid per 100 km som funktion av största tillåtna hastighet (sth) vid olika sidkraftvinkel

I fig 9-9 ges resultaten i någon annan form. För att skapa en uppfattning om hur stor del av tågets hastighetsresurser som utnyttjas har där som ett slags effektivitetstal angivits hur förhållandet mellan genomsnittshastighet och största tillåtna hastighet för tåget varierar med sth och sidkraftvinkel. Det framgår tydligt vilken betydelse sidkraftvinkeln har. Vid exempelvis hastigheten 220 km/h blir genomsnittshastigheten bara 65 % därav, om tåget inte har någon lutningsmöjlighet. Kan däremot vagnskorgarna lutas motsvarande en sidkraftvinkel av 15° , växer genomsnittshastigheten till nästan 90 % av den största tillåtna.

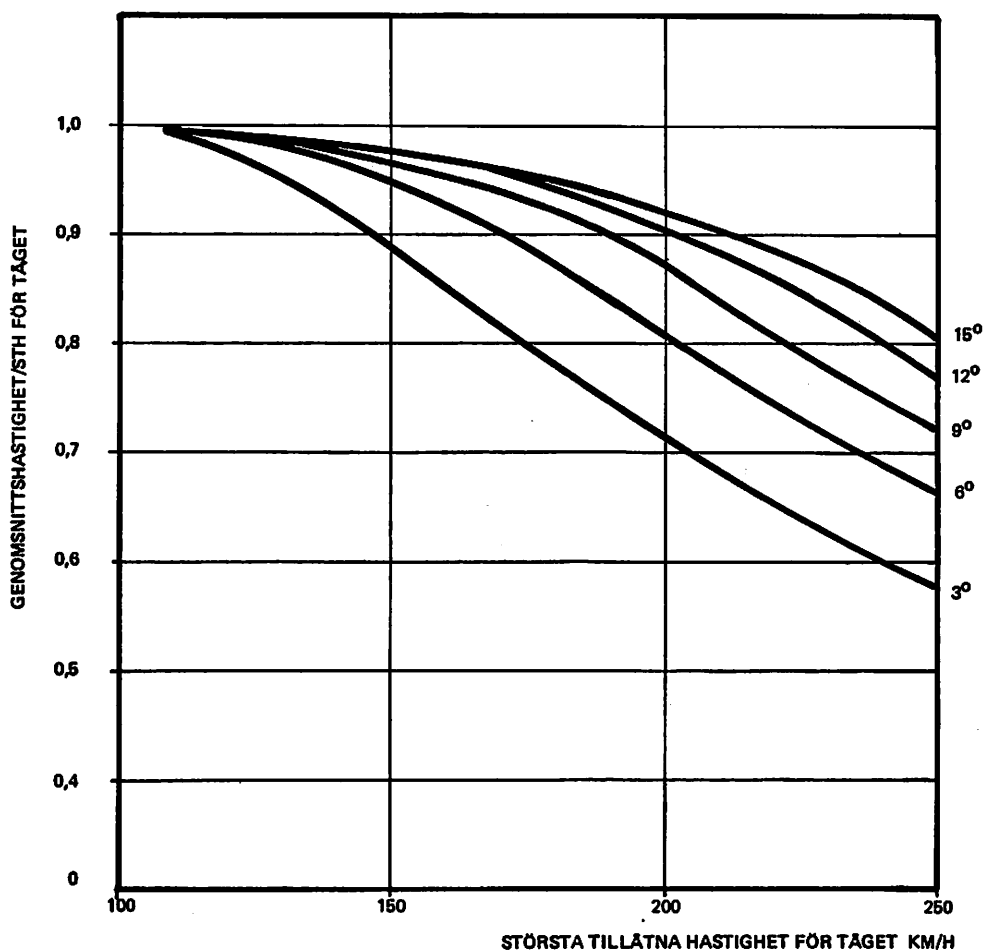


Fig 9-9

Genomsnittshast./sth för tåget för sträckan Stockholm-Göteborg som funktion av sth för tåget och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

Inverkan av varierande dragkraft framgår av fig 9-10, som ger gångtiden som funktion av sidkraftvinkeln för en sth för tåget av 250 km/h och fyra dragkraftsalternativ, varav de sista motsvarar oändlig acceleration och retardation. Samma indelning av sträckan Stockholm - Göteborg efter banstandard har använts som ovan. Av figuren framgår att skillnaden mellan de använda dragkraftsalternativen är försumbar. För att väsentligt

minska gapet till kurvan för oändlig acceleration krävs sannolikt dragkraftsresurser, som tekniskt och ekonomiskt knappast kan realiseras. Förutom de höga driftkostnader som skulle bli följden, kommer ett sådant körsätt med snabba hastighetsvariationer att inverka menligt på komforten.

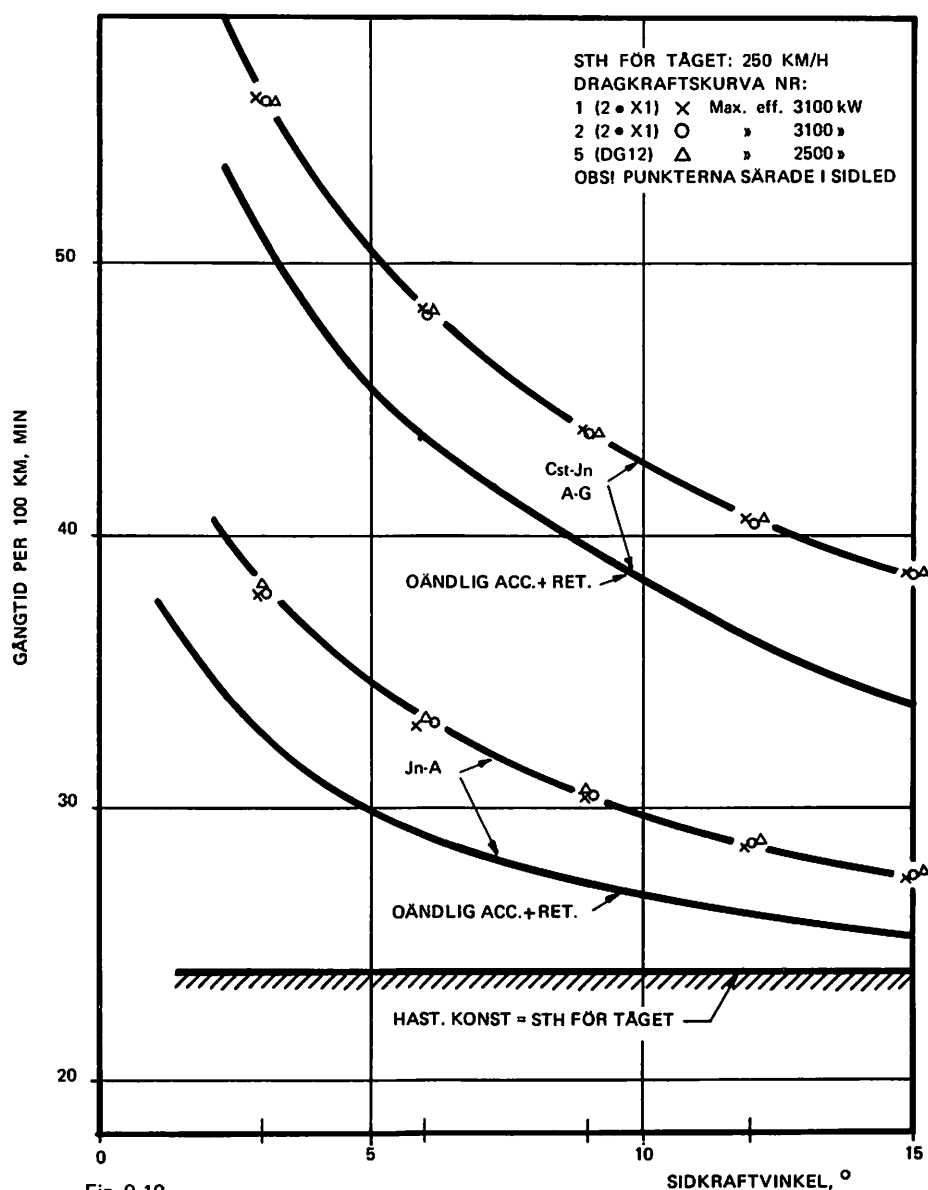


Fig 9-10

Gångtider per 100 km som funktion av sidkraftvinkel och dragkraft

För att sänka gångtiden Stockholm-Göteborg till under tre timmar (se fig 9-6) skulle t ex krävas en högsta hastighet för tåget av 160 km/h och en tillåten sidkraftvinkel 9° . För att pressas till 2,5 timmar skulle t ex krävas hastigheten 202 km/h och sidkraftvinkeln 12° . Viss förbättring av dessa värden kan nås genom ombyggnad av ett antal broar och ingångsväxlar. I dessa som exempel angivna värden saknas gångtidsmarginaler och förutsättes inga uppehåll mellan Stockholm och Göteborg. Med två uppehåll à 1 minut

förlängs restiden med 4 minuter. Tillägges en gångtidsreserv på 4 %, ökar restiden med ytterligare 6 min. Total restidsökning blir då 10 min. Vill man fortfarande köra på 150 minuter, d v s 2 timmar 30 minuter får man inte mer än 140 min tillgängliga för gångtiden sådan den angivits i fig 9-6. Man kan då välja t ex 220 km/h som största hastighet och en tillåten sidkraftvinkel av 15° . Accepteras en sidacceleration av 0,05 g, räcker det med en lutningsvinkel för vagnskorgen på 12° .

9.22 Stockholm - Eskilstuna - Västerås - Stockholm

I fig 9-11 har uppritats gångtiden för körning Mälaren runt som funktion av tågets sth vid olika sidkraftvinklar och dragkraftskurvor. Uppehåll har inlagts på sju platser, nämligen Södertälje S, Åkers styckebruk, Eskilstuna, Kolbäck, Västerås, Enköping och Kungsängen. Start- och stopptider är inkluderade i gångtiderna, dock ej gångtidsreserv och tid för passagerarutbyte.

Av kurvorna framgår att för tåg i detta omlopp kan det knappast vara lönande att sätta sth för tåget till mer än 190 km/h vid en sidkraftvinkel på 15° . Vill man gå längre, måste sidkraftvinkeln ökas, men detta är, som framgått av kap 6, knappast tekniskt möjligt. Med en sth på 160 - 190 km/h blir ett omlopp Mälaren runt möjligt på något över två timmar.

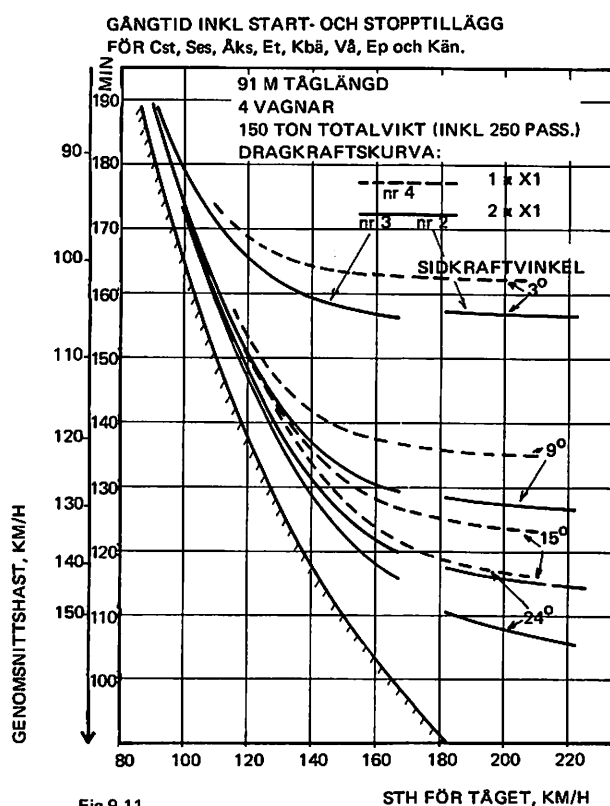


Fig 9-11

Gångtider Mälaren runt som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

Gångtidskurvorna för sträckorna Stockholm - Eskilstuna och Västerås - Stockholm visas på fig 9-12 resp 13. Vill man kunna köra till Eskilstuna under en timme (inkl terminaltider och gångtidsreserv) erfordras för tåget en sth på 160 km/h och en sidkraftvinkel på 15° . Detta kan även betraktas som den maximalt tänkbara hastigheten för en bana av denna karaktär - kurvig bana med kurvradier under 400 m. Jämför man med Västerås-banan (fig 9-13) framgår tydligt den bättre tracén på denna bandel. Man kan här gå upp med sth till 220 km/h sett ur gångtidssynpunkt. En restid Stockholm - Västerås på 50 min är då möjlig. Nöjer man sig med restiden en timme, är det tillräckligt med sth 140 km/h och sidkraftvinkel 15° .

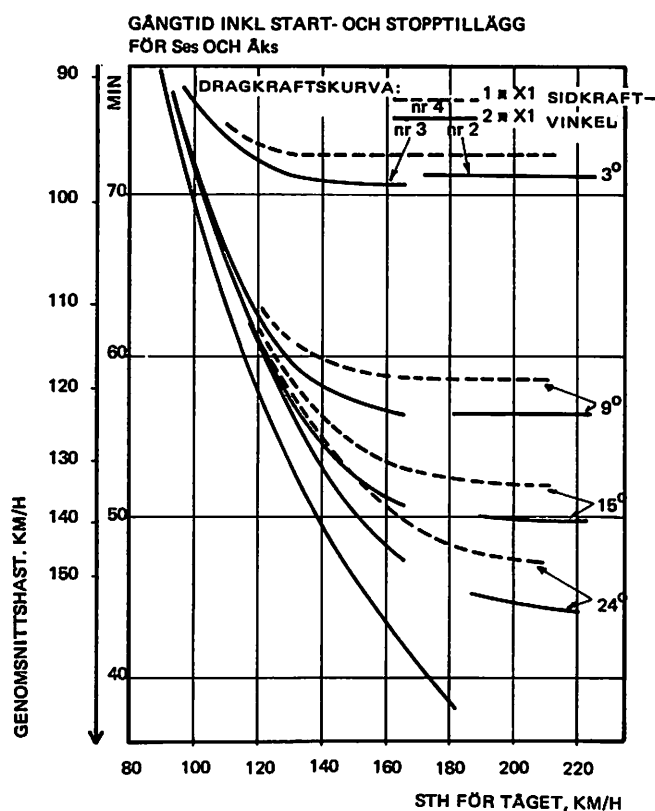


Fig 9-12

Gångtider Stockholm - Eskilstuna som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

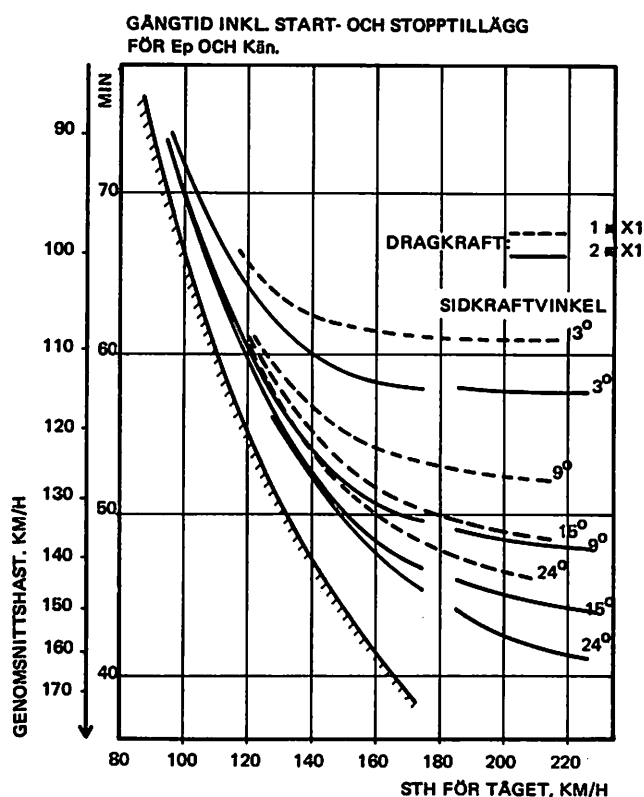


Fig 9-13

Gångtider Västerås - Stockholm som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

Fig 9-14 visar gångtidernas fördelning vid resa Mälaren runt i form av ett stapeldiagram. Delsträckorna Stockholm - Eskilstuna och Stockholm - Västerås är utdragna på fig 9-15 och här har även medtagits gångtidsökningen vid resa via resp städer. En resa till Eskilstuna över Västerås tar högst 27 och lägst 15 min längre tid än direktresa Stockholm - Eskilstuna. För Västerås är motsvarande tider för resa över Eskilstuna 36 resp 26 min.

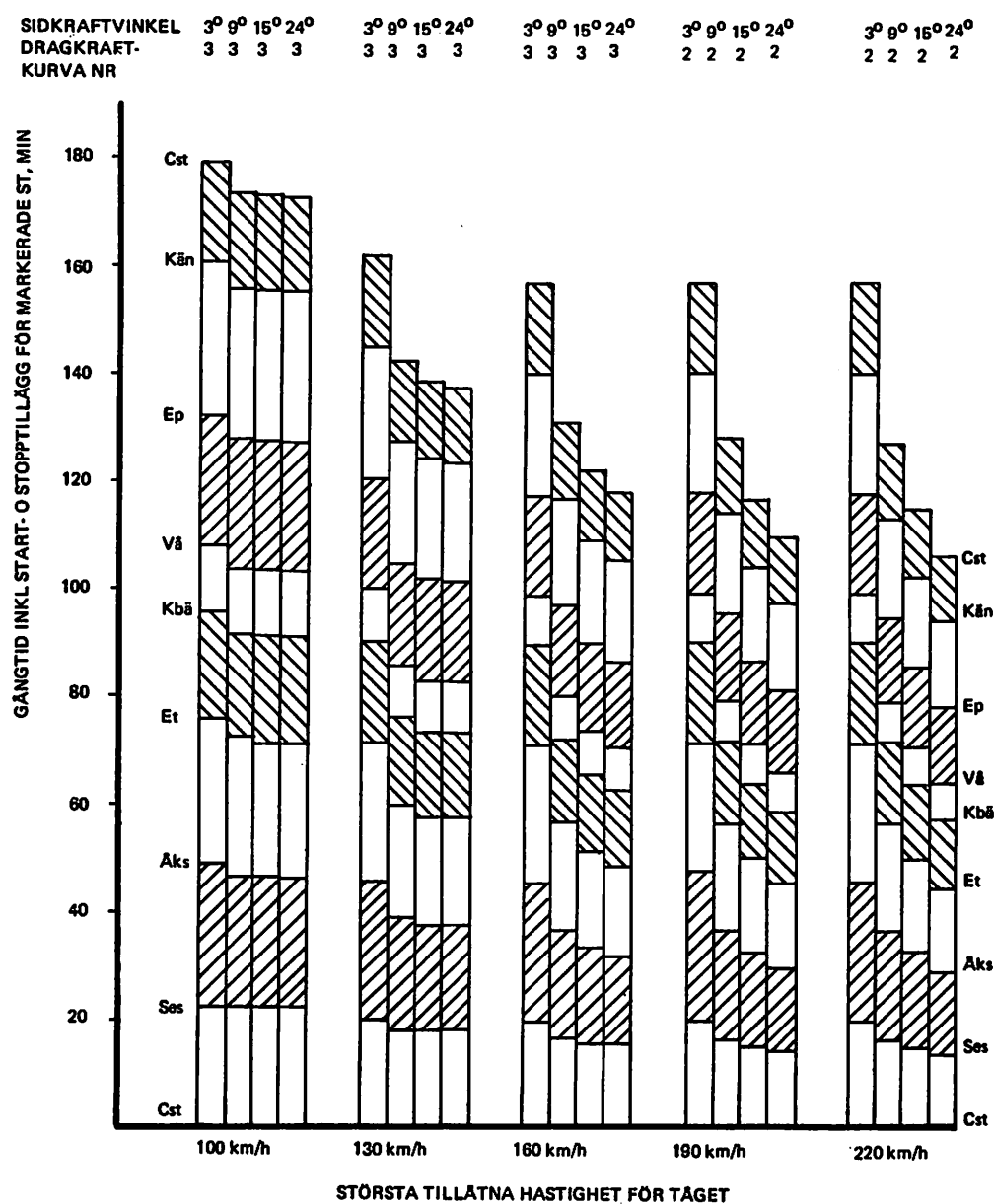


Fig 9-14

Gångtider Mälaren runt som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor.

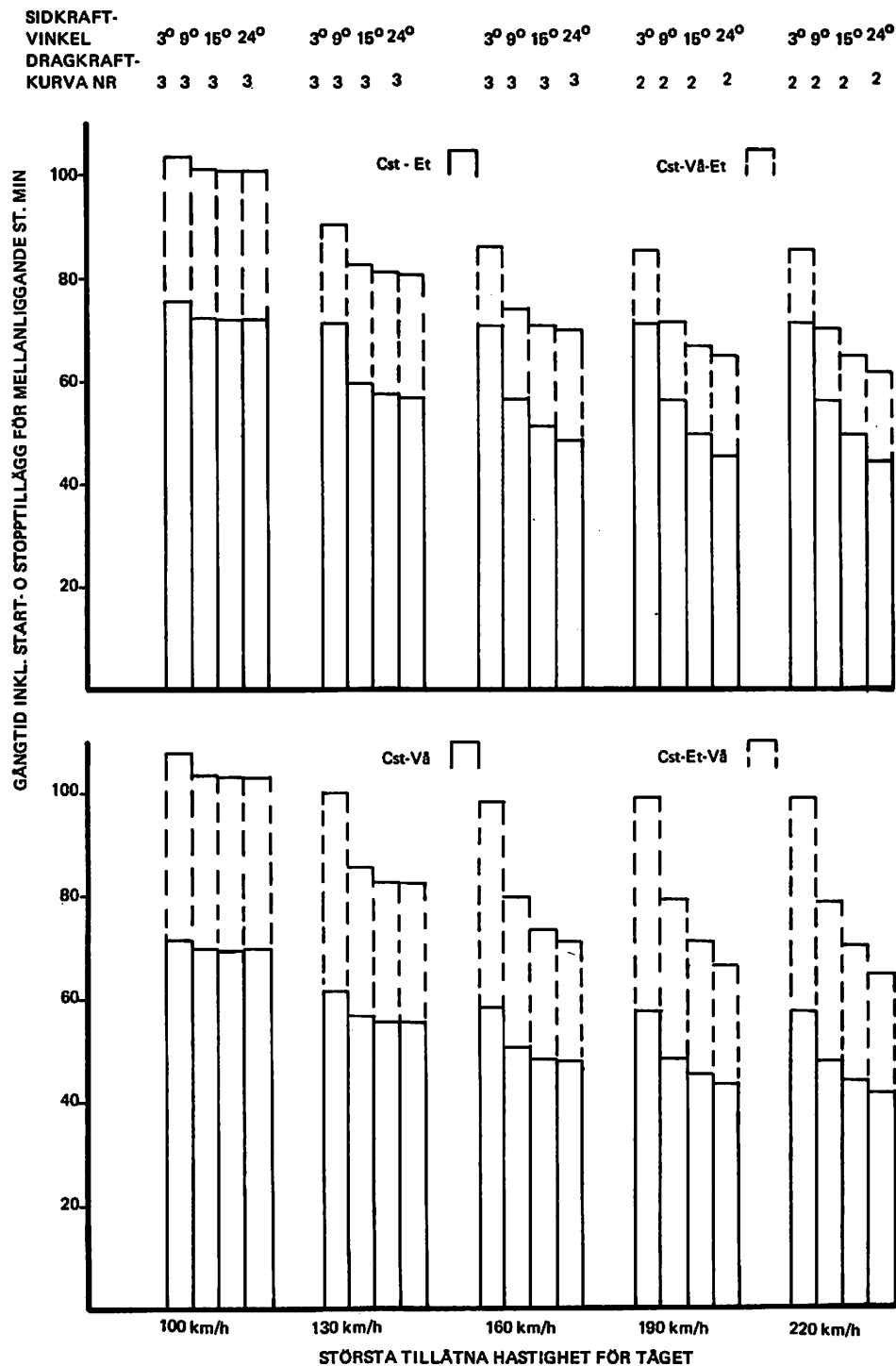


Fig 9-15
Gångtider Cst-Et och Cst-V& som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor.

Dragkraftens inverkan på gångtiderna framgår av fig 9-11-13. Dragkraftens och sidkraftvinkelns inverkan på gångtiden kan även studeras i fig 9-16. För sth 190 km/h har gångtiden för 100 km inritats som funktion av sidkraftvinkeln med en dragkraft motsvarande $1 \cdot X1$, $2 \cdot X1$, och oändlig drag- och bromskraft för bandelarna Stockholm - Eskilstuna och Stockholm - Västerås. En ökning av motoreffekten på Eskilstuna-banan inverkar mindre på gångtiden än motsvarande för Västerås-banan beroende på banornas olika tracé. Denna skenbara motsägelse beror på att kurvorna på Eskilstuna-banan på många ställen ligger så tätt, att den högre motoreffekten inte kan utnyttjas effektivt. I båda fallen är dock tidsvinsten genom en effekttökning liten jämfört med den vinst man gör genom att luta vagnarna.

Detta förhållande framgår även av tabell 9-3, där motsvarande värden för sth 130 km/h även medtagits. I tabellen har gångtiderna reducerats till gångtid för 100 km för att få fullständig jämförelse mellan de båda bandelarna. Orsaken till att en viss gångtidsvinst ändå kan nås på denna linje genom ökning av motoreffekten, medan ingen vinst alls kunnat noteras för Göteborgs-linjen, är att den låga banstandarden tvingar tåget att arbeta i ett lägre hastighetsregister, där den större motoreffekten verkligen slår igenom i form av en väsentligt förbättrad acceleration (jfr fig 9-2).

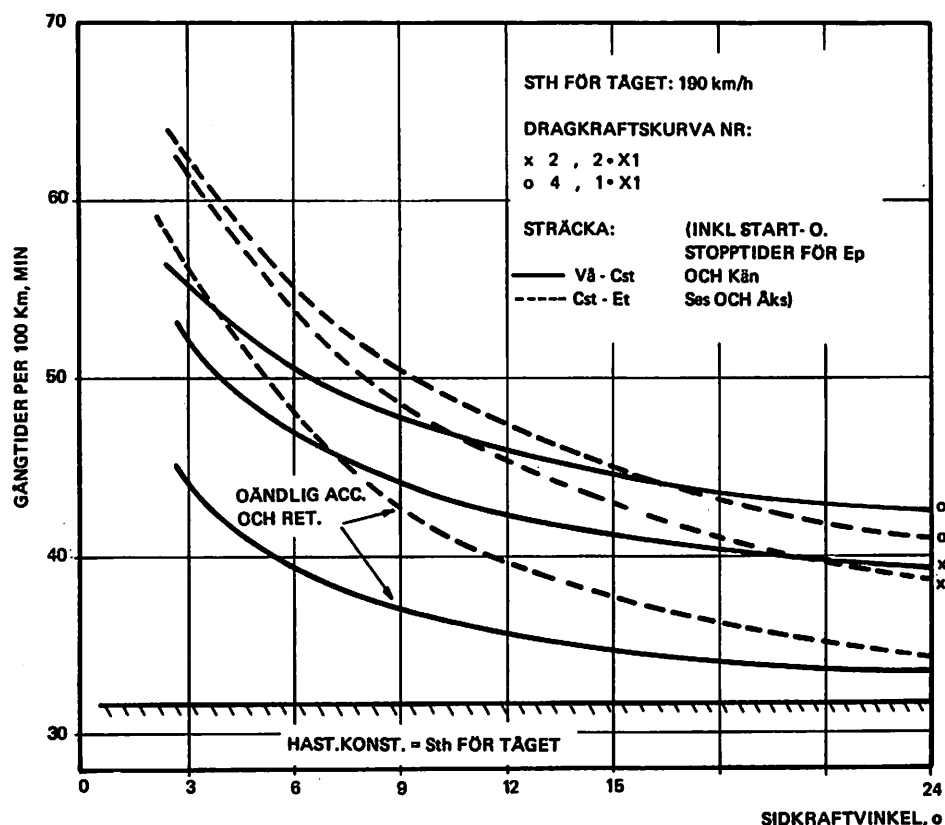


Fig 9-16

Gångtider per 100 km som funktion av dragkraft och största tillåtna sidkraftvinkel

Tabell 9-3 Dragkraftens och sidkraftvinkelns Φ inverkan på gångtiden
Stockholm - Eskilstuna och Stockholm - Västerås.

Sth	Drag- kraft	Cst - Et Gångtid/100 km i min			Cst - Vå Gångtid/100 km i min		
		$\Phi = 3^\circ$	$\Phi = 15^\circ$	vinst	$\Phi = 3^\circ$	$\Phi = 15^\circ$	vinst
130	2 • X1	61,6	49,8	11,9	56,0	50,5	5,5
	1 • X1	62,8	50,7	12,1	57,5	52,4	5,5
	vinst	1,2	1,0		1,5	1,9	
190	2 • X1	61,6	43,1	18,5	52,4	41,3	11,0
	1 • X1	62,7	45,0	17,7	55,3	44,6	10,7
	vinst	1,1	1,9		2,9	3,3	

Tabell 6 i bilaga 2 visar medelhastigheten för de olika delsträckorna för sidkraftvinklarna 3 och 15°. Bland annat framgår att sträckan Eskilstuna - Kolbäck ger den lägsta medelhastigheten (delvis mycket kurvig bana) samt att medelhastigheten för dagens tåg är mycket låg. I senare fallet är det dock gångtid jämte gångtidsreserv som är redovisad.

9.23 Övriga linjer

De återstående linjer som gångtidsberäknats har givit likartade resultat och diskuteras därför inte separat. De erhållna gångtiderna finns utförligt redovisade i tabellerna i bil 2. Som exempel ges i fig 9-17 gångtiderna för sträckan Stockholm - Sundsvall. Därav framgår att man kan köra på 2 t och 30 min, om man väljer sth 220 km/h och tillåter en sidkraftvinkel av 15°. Nöjer man sig med sth 160 km/h, blir restiden 2 t och 50 min.

9.3 Jämförelse mellan avancerat motorvagnståg och konventionella tåg

För att uppnå den ekonomi, som ligger i möjligheten att arbeta med stora serier, är det önskvärt att begränsa sig till endast en typ av snabba tåg. Med hänsyn till resultatet av gångtidsberäkningarna står det klart, att dessa tåg bör förses med ett lutningssystem för vagnskorgen, som medger, att man utan obehag för passagerarna kan utnyttja den största lutningsvinkel, som kan tillåtas med hänsyn till vältnings- och urspåringsrisker. Tågets sth bör sedan väljas så att denna maximala sidkraftvinkel kan utnyttjas till fullo även på de banavsnitt, som har den högsta standarden. Om vi såsom tidigare antar, att den största sidkraftvinkel, som kan praktiskt realiseras med godtagbar säkerhet, är 15°, förefaller det som om tåget lämpligen borde dimensioneras för sth = 220 km/h, oaktat att tåget på vissa delsträckor då blir onödigt snabbt.

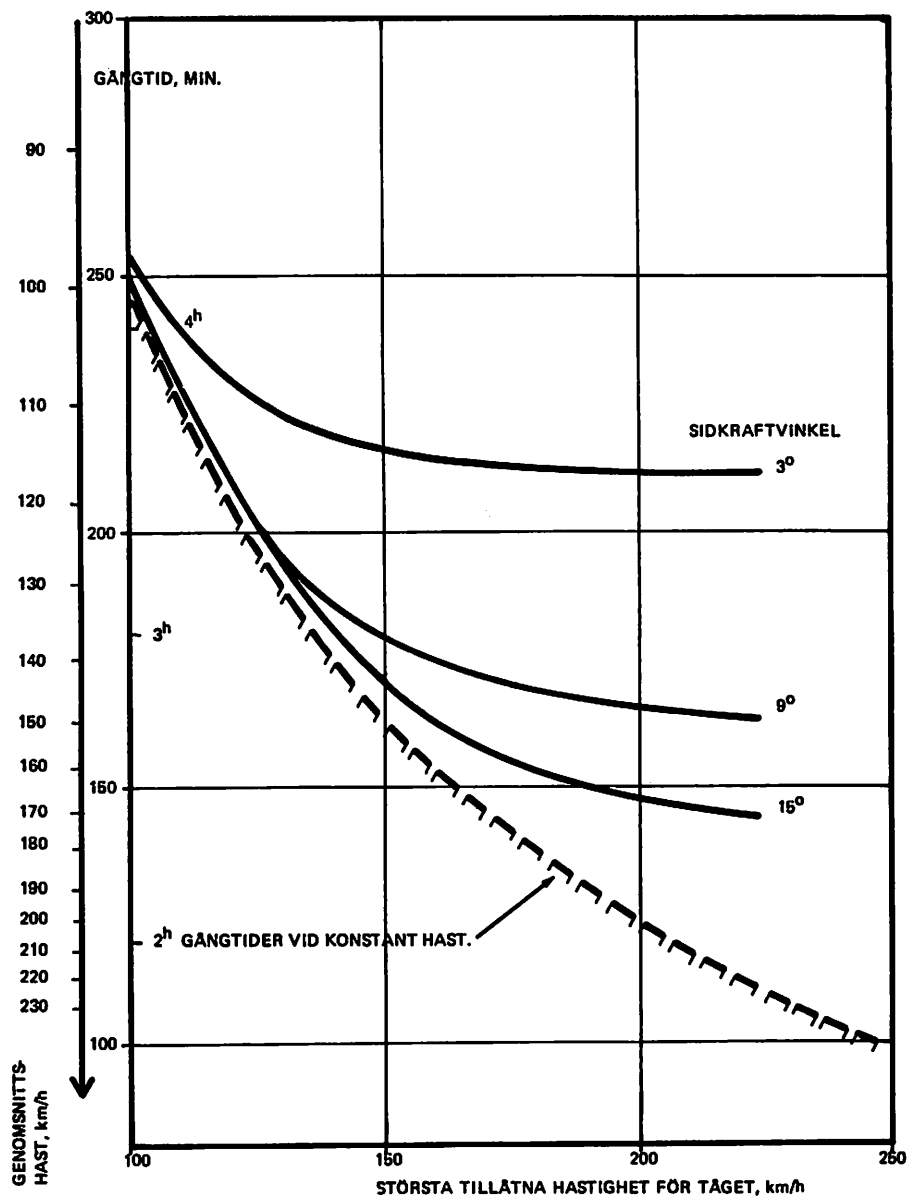


Fig 9-17

Gångtider Stockholm-Sundsvall non-stop som funktion av tågets sth och största tillåtna sidkraftvinkel i kurvor

I tabellerna 9-4, 5 och 6 har sammanställts beräknade gångtider med ett sådant motorvagnståg för järnvägslinjerna Stockholm - Göteborg, Stockholm - Malmö, Mälaren runt och Stockholm - Luleå. För att kunna göra en rättvisande jämförelse med dagens expresståg har uppehåll förutsatts på samma stationer som för dessa expresståg. I gångtiderna har inräknats de start- och stopptillägg, som dessa uppehåll kräver, och dessutom har inkluderats 4 % gångtidstillägg. De gångtider, som erhålles på detta sätt, bör vara direkt jämförbara med de restider som erhålles, om man

från tidtabellstiderna enligt Sveriges kommunikationer (tidtabell 168) subtraherar uppehållstiderna på de olika stationerna. Även dessa rådande netorestider har tagits med i tabellerna. Vi konstaterar att det snabba motorvagnståget ger förutsättningar att reducera restiden till 50 - 60 % av dagens restider, varvid gäller att siffran 60 % är representativ för linjer med högsta standard såsom Stockholm - Göteborg och siffran 50 % är tillämplig för linjer med lägsta standard - i detta fall Mälaren runt. Detta konstaterande gäller färdtiderna, d v s den sammanlagda tiden under vilken passageraren befinner sig i rörelse. Motsvarande gäller emellertid för restiderna under förutsättning att motorvagnståget utformas så, att det medger en snabb och bekväm av- och påstigning, varvid uppehållstiderna på stationerna i motsvarande grad kan reduceras.

Tabell 9-4

Gångtider för avancerat motorvagnståg för max 220 km/h (vagnslutning 12°) jämfört med dagens loktåg

Sträcka Stockholm - Göteborg; Stockholm - Eskilstuna - Västerås - Stockholm

Sträcka	Banlängd km		Motorvagnståg för max 220 km/h				Loktåg tdt 168	
			Gångtid ¹⁾ tim:min		Gångtid inkl 4 % gångtidstillägg		Restid ²⁾ tim:min	
	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst
Cst-Ses	36	36	0:15	0:15	0:15	0:15	0:27	0:27
Ses-K	98	134	0:30	0:45	0:31	0:46	0:50	1:17
K-H	65	199	0:20	1:05	0:21	1:07	0:33	1:50
H-Sk	114	313	0:34	1:39	0:35	1:42	1:00	2:50
Sk-F	30	343	0:10	1:49	0:10	1:52	0:18	3:08
F-Hr	34	377	0:11	2:00	0:11	2:03	0:18	3:26
Hr-A	35	412	0:11	2:11	0:11	2:14	0:18	3:44
A-G	45	457	0:18	2:29	0:19	2:33	0:31	4:15
<u>Direkttåg</u>								
Cst-H	199		1:03		1:05		1:50	
Cst-G	457		2:20		2:26		4:10	
Cst-Ses	36	36	0:15	0:15	0:15	0:15	0:27	0:27
Ses-Et	81	117	0:35	0:50	0:36	0:51	1:17	1:44
Et-Vå	48	165	0:20	1:10	0:21	1:12	0:42	2:26
Vå-Ep	38	203	0:15	1:25	0:15	1:27	0:28	2:54
Ep-Cst	73	276	0:28	1:53	0:29	1:56	0:57	3:51
<u>Direkttåg</u>								
Cst-Et	117		0:49		0:51		1:45	
Cst-Vå	111		0:42		0:44		1:25	

1) Gångtider med start- och stopptillägg

2) Tidtabellstider med uppehållen från dragna

Den totala restiden erhålles genom att tiden för resandebutbyte tillägges.

Tabell 9-5

Gångtider för avancerat motorvagnståg för max 220 km/h (vagnslutning 12^o) jämfört med dagens loktåg

Sträcka Stockholm - Malmö

Sträcka	Banlängd km		Motorvagnståg för max 220 km/h				Loktåg tdt 168	
			Gångtid ¹⁾ tim:min		Gångtid inkl 4 % gångtidstillägg		Restid ²⁾ tim:min	
	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst
Cst-Ses	36	36	0:15	0:15	0:15	0:15	0:27	0:27
Ses-Nk	69	105	0:29	0:44	0:30	0:45	0:45	1:12
Nk-Nr	59	164	0:22	1:06	0:23	1:08	0:43	1:55
Nr-Lp	46	210	0:17	1:23	0:18	1:26	0:29	2:24
Lp-My	32	242	0:11	1:34	0:11	1:37	0:20	2:44
My-Tns	37	279	0:12	1:46	0:12	1:49	0:21	3:05
Tns-N	52	331	0:17	2:03	0:18	2:07	0:29	3:34
N-Av	87	418	0:26	2:29	0:27	2:34	0:45	4:19
Av-Hm	98	516	0:29	2:58	0:30	3:04	0:51	5:10
Hm-M	83	599	0:26	3:24	0:27	3:31	0:50	6:00
<u>Direktåg</u>								
Cst-Nr	164		1:04		1:06		1:55	
Cst-Lp	210		1:20		1:23		2:24	
Cst-N	331		1:57		2:01		3:34	
Cst-M	599		3:15		3:22		6:00	

1) Gångtider med start- och stopptillägg

2) Tidtabellstider med uppehållen frändragna

Den totala restiden erhålles genom att tiden för resandeutbyte tillägges.

Tabell 9-6

Gångtider för avancerat motorvagnståg för max 220 km/h (vagnslutning 12^o) jämfört med dagens loktåg

Sträcka Stockholm - Luleå

Sträcka	Banlängd km		Motorvagnståg för max 220 km/h				Loktåg tdt 168	
			Gångtid ¹⁾ tim:min		Gångtid inkl 4 % gångtidstillägg		Restid ²⁾ tim:min	
	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst	Mellan resp station	Ackumul från Cst
Cst-U	66	66	0:21	0:21	0:22	0:22	0:53	0:53
U-Gä	114	180	0:36	0:57	0:38	1:00	1:14	2:07
Gä-Shm	84	264	0:31	1:28	0:32	1:32	0:57	3:04
Shm-Hkl	61	325	0:25	1:53	0:26	1:58	0:44	3:48
Hkl-Suc	88	413	0:36	2:29	0:37	2:35	1:05	4:53
Suc-Hsd	68	481	0:30	2:59	0:31	3:06	0:59	5:52
Hsd-Lsl	115	596	0:50	3:49	0:52	3:58	1:51	7:43
Lsl-Msl	91	687	0:40	4:29	0:42	4:40	1:13	8:56
Msl-Vns	120	807	0:52	5:21	0:54	5:34	1:35	10:31
Vns-Bst	111	918	0:43	6:04	0:45	6:19	1:31	12:02
Bst-Äy	130	1048	0:48	6:52	0:50	7:09	1:44	13:46
Äy-Bdn	46	1094	0:18	7:10	0:19	7:28	0:38	14:24
Bdn-Le	36	1130	0:13	7:23	0:13	7:41	0:31	14:55
<u>Direktåg</u>								
Cst-Gä	180		0:56		0:59		2:07	
Cst-Suc	413		2:25		2:31		4:53	
Cst-Uå	838		5:28		5:41		11:02	
Cst-Le	1130		7:13		7:31		14:55	

1) Gångtider med start- och stopptillägg

2) Tidtabellstider med uppehållen från dragna

Den totala restiden erhålles genom att tiden för resandeutbyte tillägges.

I fig 9-18 göres symboliskt motsvarande jämförelse för ett större antal relationer i landet. I samtliga fall har tillämpats principen att färdtiden för dagens snabbaste tågförbindelse jämföres med de färdtider, som skulle erhållas med det snabba motorvagnståget, om detta gjorde uppehåll på samma stationer. Figuren ger en god uppfattning om den krympning av tidsavstånden, som förefaller möjlig med ett motorvagnståg av den skisserade typen.

9.4 Produktionsförmåga

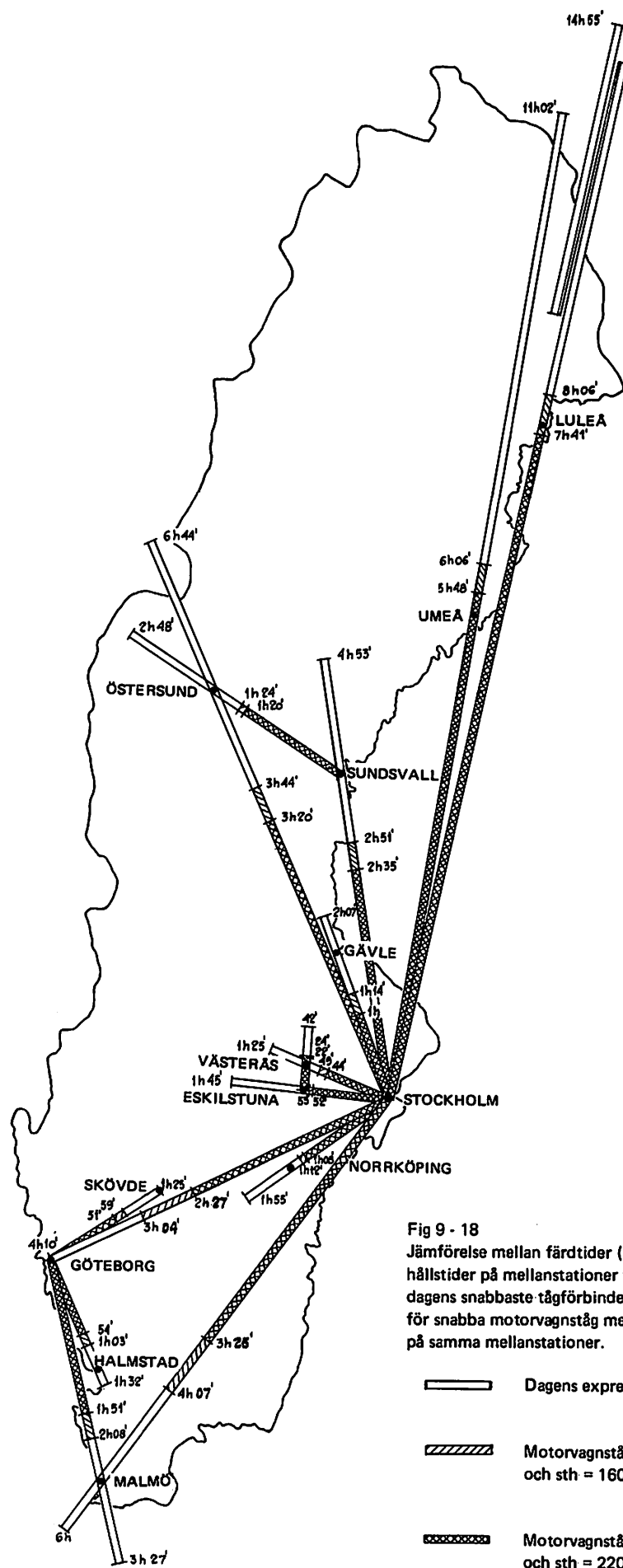
Genom de reducerade gångtiderna får ett snabbt motorvagnståg en mycket hög produktionsförmåga jämfört med konventionella tåg. Den genomsnittliga produktionsförmågan för lok och vagnar i dagens expresståg kan uppskattas till 275 000 km per år, vilket utslaget på årets alla dagar ger ca 750 km per dygn. En översiktlig beräkning har givit vid handen, att man kan räkna med att ett snabbt motorvagnståg uppnår körsträckan 2 000 km per dygn vid full utnyttjning. Räknar man med att tåget kan utnyttjas 300 dygn per år, vilket är en försiktig uppskattning, får tåget en produktionsförmåga av 600 000 km per år, vilket motsvarar drygt 1 600 km per dygn, d v s mer än dubbelt så mycket som för dagens konventionella tåg.

Inom arbetsgruppen har vi förutsatt, att denna ökade produktionsförmåga för tåget som enhet i första hand utnyttjas till att minska tågstorleken och i stället öka turtätheten. En vanlig sammansättning av ett expresståg är 6 sittvagnar + en restaurantvagn, vilket betyder att tåget rymmer ca 450 passagerare. De motorvagnståg för vilket gångtidsberäkningarna utförts, har förutsatts rymma 200 - 250 passagerare. Mäter vi produktionsförmågan i antalet offererade platskm, gäller under dessa antaganden siffran 125 milj platskm per år för både expresståget och motorvagnståget. Expresståget kräver emellertid i dag fyra mans besättning, medan man kan räkna med att motorvagnståget endast kommer att kräva två mans besättning.

Om man ersätter en tidtabell uppbyggd med dagens expresståg med en tidtabell uppbyggd med lika många snabba motorvagnståg, skulle alltså följande smått förbluffande resultat uppnås:

- samma antal passagerare kan transporteras
- restiderna halveras
- turtätheten fördubblas
- personalbehovet halveras

Dessa siffror säger något om den kommersiella attraktiviteten och den goda driftsekonomin hos ett snabbt motorvagnståg. I själva verket torde kunna förväntas en markant trafikökning, vilken medför insättandet av ytter-



ligare tåg. Under förutsättning att inte linjekapaciteten lägger hinder i vägen innebär detta, att turtätheten kan ytterligare förbättras, vilket i sin tur ger ännu större trafikökning.

9.5 Höga hastigheters inverkan på linjekapaciteten

Som argument mot höjda hastigheter i passagerartrafik anföres ofta att det leder till en minskad kapacitet hos såväl enkelspåriga som dubbelspåriga järnvägslinjer. Hastighetens inverkan på linjekapaciteten är ett mångfacetterat problem och det är därför inte möjligt att ge något entydigt svar på frågan, om detta är en faktor av betydelse eller ej. Ofta utgår man ifrån en tätt packad godstågstitdtabell, och beräknar genom simuleringar eller på annat sätt hur många godståg som måste plockas bort ur tiddtabellen för att ge utrymme för ett snabbt passagerartåg. Sådana beräkningar har exempelvis genomförts i Ryssland, varvid man fann att, för att få utrymme för ett snabbt passagerartåg med en dubbelt så stor genomsnittlig körhastighet som godstågen, i genomsnitt måste plockas bort 2, 3 godståg på dubbelspårslinjer och 1, 4 godståg på enkelspårslinjer med fjärrblockering.

Beräkningar av den typen är emellertid inte särskilt realistiska. För det första kan man inte köra en tätt packad godstågstitdtabell. En sådan saknar nämligen kapacitetsreserver och skulle därför totalt bryta samman efter minsta störning. Inte heller är det särskilt realistiskt att räkna med enbart ett snabbgående persontåg i en för övrigt ren godstågstitdtabell. Vid mera lika proportioner mellan de båda tågslagen blir naturligtvis den kapacitetsnedsättande verkan av varje snabbgående tåg inte alls av samma storleksordning. I Tyskland har genomförts studier med tillämpning av modern köteori, vars resultat förefaller vara av större praktiskt värde. Man utgår här från början från en tågtiddtabell sammansatt av två tågslag med skilda hastigheter. Det visade sig att om skillnaden i hastighet mellan de båda tågslagen från början är förhållandevis stor, leder en ytterligare höjning av de snabbare tågens hastighet till en tämligen obetydlig kapacitetsminskning. Denna kan lätt elimineras genom en mycket måttlig höjning av de långsammare tågens hastighet. Det sistnämnda kan man åstadkomma antingen genom att ge dessa tåg en högre topphastighet, eller genom att förbättra deras accelerations- och retardationsförmåga.

Vid SJ utvecklingsavdelning utfördes 1966 vissa undersökningar rörande förhållandet mellan hastighet och kapacitet. Därvid användes ett datamaskinprogram som simulerar trafiken på en enkelspårslinje. Programmet beräknar tiddtabellens återställningsförmåga, vilken är ett mått på möjligheterna att inhämta tågförseningar som uppstått i samband med en störning i tiddtabellen. Linjekapaciteten antas ges av det största antal tåg, som kan plockas in i en tiddtabell utan att återställningsförmågan sjunker under

ett fastställt värde. Även i detta fall utgick man från början från en ren godstågstitdtabell i vilken sedan inlades ett snälltågspår. Simuleringen gav som resultat, vilket möjligen förbisettes i tidigare diskussioner, att det är det faktum att man ger snälltåget prioritet som gör att linjekapaciteten minskar. Detta leder nämligen till en markant kapacitetsminskning, även om de båda tågslagen har samma hastighet. Höjes snälltågsparets hastighet, reduceras kapacitetsminskningen för att slutligen helt försvinna vid tillräckligt hög hastighet hos snälltågsparet. I tabell 9-7 återges några av de resultat som erhöles vid simuleringen. Skiljaktigheterna mellan de båda alternativen beror på att de gångtids- och mötestillägg som ingår som parametrar vid simuleringen varit olika stora. Återställningsförmågan definieras som förseningarna vid simuleringens början minus förseningarna vid simuleringens slut dividerat med förseningarna vid simuleringens början.

Samtliga de studier som diskuterats hittills har varit av teoretisk natur, vilket bl a innebär, att man måste anta symmetriska tidtabeller och lika stationsavstånd. På grund av de variationer i dessa avseenden som uppträder i verkligheten, blir sannolikt linjekapacitetens beroende av hastigheten mindre markerad. För att erhålla en realistisk belysning av detta har utarbetats en tidtabell för sträckan Uppsala - Gävle, där alla dagens expresståg ersatts med ett snabbt motorvagnståg med de data som angivits tidigare i kapitlet. Tidtabellens återställningsförmåga testas med hjälp av enkelspårssimulatorn och jämföres med den återställningsförmåga, som erhålles med dagens tidtabell. Arbetet härmed är ännu ej helt slutfört, men hittills funna resultat visar att återställningsförmågan blir mycket god även med de snabba motorvagnstågen.

Tabell 9-7 Resultat av simulering i syfte att fastställa inverkan på linjekapaciteten av ett snälltågspår i en för övrigt ren godstågstitdtabell

Största tillåtna hastigheter, km/h		Alternativ nr	Linjekapacitet i % av kapaciteten hos en ren godstågstitdtabell	Återställningsförmåga, %
Godståg	Snälltåg			
70	-		100	16
70	70	1	90,0	23
70	70	2	95,6	25
70	100	1	92,9	15
70	100	2	97,3	22
70	200	2	99,7	25
100	-		120,6 (100)	14
100	100	1	112,4 (93,3)	21
100	200	1	119,1 (98,9)	13
200	200	1	173,0	16

KAP 10. IDEUTKAST TILL SYSTEMLÖSNING MED SUMMARISK KOSTNADSBEDÖMNING

10.1 Former för anskaffning av snabba tåg

Om SJ beslutar att anskaffa en ny generation snabba tåg för passagerartrafik, kan detta ske på i princip fyra olika sätt, nämligen genom

1. Inköp av kompletta tåg från utländsk industri
2. Licenstillverkning av utländskt tåg vid svensk industri
3. Utveckling och konstruktion av vissa komponenter såsom vagnskorg samt tillverkning inom landet, men med användning av utländska delsystem, exempelvis för löpverket
4. Rent inhemskt utveckling, konstruktion och tillverkning

Inom arbetsgruppen har vi diskuterat dessa alternativ och funnit det första mindre tilltalande, därför att det skulle innebära ett åsidosättande av svensk industri, som på grund av den begränsade marknaden för järnvägsfordon i Sverige starkt skulle försvåra industrins möjligheter att i framtiden erbjuda tjänster på området. Ett rent utländskt tåg gör dessutom att service- och underhållsfrågorna blir komplicerade och sannolikt svårare att lösa på ett ekonomiskt tillfredsställande sätt. Ett rent inhemskt utvecklingsprojekt skulle innebära en belastning i fråga om forskning och utveckling, som högskolorna och industrin gemensamt med SJ visserligen skulle kunna ta, men som med hänsyn till de begränsade ekonomiska och personella resurserna sannolikt skulle medföra att projektet blir alltför tidskrävande. Vi har nämligen ansett tidsfaktorn vara av väsentlig betydelse och anser det önskvärt att de snabba tågen skall kunna sättas i trafik betydligt snabbare än efter den 10-årsperiod ett självständigt svenskt projekt uppskattas kräva.

Med hänsyn till detta vill arbetsgruppen rekommendera att man i första hand prövar en lösning enligt något av alternativen 2 eller 3.

10.2 Huvuddragen hos ett snabbt tåg, lämpat för svenska förhållanden

Gångtidsberäkningarna som redovisats i kap 9 visar att ett snabbgående tåg måste vara försett med ett system för att luta vagnskorgarna i kurvor för att kunna rätt utnyttjas på det svenska järnvägsnätet. Arbetsgruppen anser, att om man bortser från de säkerhetsproblem, som sammanhänger med vägkorsningar och hastighetsövervakning och som måste lösas i särskild ordning, finns inga påtagligt stora eller tidskrävande tekniska svårigheter, som hindrar realiserandet av ett sådant tåg. Naturligtvis

finns dock ett största värde på sidkraftvinkeln Φ (se fig 3-1) som inte får överskridas av hänsyn till risken för urspårning eller vältnings, vilket framgår av kap 6. Inom gruppen anser vi det lämpligt, att som arbetshypotes i förprojektskedet räkna med $\Phi = 15^\circ$ som ett med hänsyn till inverkan de faktorer lämpligt avpassat största värde på sidkraftvinkeln. Dock måste vi reservera oss mot att det med hänsyn till de hårda krav, som därigenom reses på låg tyngdpunkt hos tåget och små värden på de dynamiska tillskottskrafterna vid gång i kurvor, kan visa sig ur ekonomisk synpunkt optimalt att inte gå längre än till $\Phi = 12^\circ$.

Den sidacceleration, som passageraren utsättes för, får enligt SJ nuvarande bestämmelser inte vara större än 0,05 g. Arbetsgruppen föreslår att denna norm bibehålles även för tåg med lutningsbara vagnskorgar. Det innebär, att största lutningsvinkeln för vagnskorgen blir 12° för det fall att sidkraftvinkeln tillåtes anta värdet 15° och eljest 9° , eftersom 0,05 g motsvarar en okompenserad sidkraftvinkel av 3° .

Beträffande valet av grundläggande konstruktionsprincip vill arbetsgruppen av tidsmässiga och ekonomiska skäl förorda en relativt konventionell utformning av tåget, vilket innebär att den stela axeln bibehålles. De principer för stabil gång utan flänskontakt som angivits i kap 5 bör tillämpas vid konstruktionsarbetet. Därigenom kan de dynamiska tillskottskrafterna vid gång i kurvor begränsas så att urspåringskoefficienten trots den stora sidkraftvinkeln inte når kritiska värden. Enligt kap 8 ger ett motorvagnståg för 220 km/h ej upphov till större spårunderhåll än dagens lokdragna tåg, om axellasten reduceras till under 11 ton. Om varje vagnsenhet förses med fyra axlar uppstår inga svårigheter att sänka axellasten under 10 ton. Genom användning av moderna skalkonstruktioner kan nämligen vagnsenhetens vikt markant reduceras utan att längden behöver minskas eller avkall göras på de rekommenderade rammsäkerhetsnormerna. Reduceras längd och vikt ytterligare något, kan ett axelarrangemang med tre axlar per ändvagn och två axlar per mellanvagn användas.

Den nästan fördubblade reshastighet som kan nås med tåg av den skisserade typen ger en stark ökning av produktionsförmågan per plats i tåget. Detta medger användning av förhållandevis korta tågsätt utan att produktionsförmågan per tågsätt blir lägre än för dagens expresståg. Med korta tågsätt kan i stället turtätheten starkt ökas, vilket tillsammans med de korta restiderna ger en kraftigt förbättrad resandeservice. Arbetsgruppen förordar därför, att tåget konstrueras för 150-250 passagerare. Definitiv ställning i detta avseende kan dock inte tas förrän resultaten av de vid SJ parallellt utförda studierna av marknads-, drift- och ekonomifrågor är slutförda. Denna storlek hos tåget innebär att detta med den föreslagna relativt konventionella uppdelningen av tåget får 4-6 vagnsenheter.

I valet av traktionsform anser sig arbetsgruppen inte kunna lämna någon definitiv rekommendation. De båda huvudalternativen eldrift via befintligt kontaktledningsnät och gasturbindrift medför så stora skillnader i driftform att dessa först måste närmare belysas. Arbetsgruppen anser emellertid, att eldriften ur miljösynpunkt erbjuder så stora fördelar, att man inte bör utesluta den utan allvarliga försök att lösa de tekniska problem, som kombinationen lutningsbar vagnskorg och strömvtagare ger upphov till. Den nödvändiga upprustningen av kontaktledningsnätet bör ej tillmätas alltför stor ekonomisk betydelse, eftersom den ändock successivt blir nödvändig att genomföra.

Sammanfattas de lämnade rekommendationerna, kan skönjas två utkast till snabbt motorvagnståg, vilkas huvuddata sammanställts i tabell 10-1. Dessa kan lämpligen tas som utgångspunkt för arbetet under förprojektskedet men får naturligtvis inte uppfattas som färdiga lösningar. Med tanke på vad som i avsnitt 10.1 nämnts om samarbete med andra länder, bör som ytterligare utkast i förprojektskedet insamlas och bearbetas information om det engelska APT-projektet och eventuellt dess franska motsvarighet. Dessa båda projekt är de utländska projekt, som mot bakgrund av hittills frisläppta data bedöms vara mest intressanta ur svensk synvinkel. Ett oeftergivligt krav är nämligen att tåget får tvångsstyrt lutningsbara vagnskorgar, vilket gäller för de åsyftade projekten.

Tabell 10-1 Några huvuddata i utkast till snabbt motorvagnståg anpassat till svenska förhållanden

Antal passagerare	150 - 250	
Vikt inkl passagerare	125 - 175 ton	
Längd	90 - 120 m	
Antal vagnsenheter	4 - 6	
Axellast	9 - 11 ton	
Högsta hastighet	220 km/h	
Vagnskorgens lutningsvinkel	9 - 12°	
Traktionsform	Eldrift	Gasturbindrift
Bromssystem	Mekaniskt + elektriskt	Mekaniskt + hydrostatiskt

Under förprojektskedet, som bör göras så kort som möjligt (1/2 - 1 år) vidareutvecklas och modifieras de skilda utkasten med hänsyn till under hand tillkommande synpunkter av kommersiell, ekonomisk och driftsmässiga natur, varefter slutgiltigt beslut om huvuddata för det tåg fastställs, som under konstruktions- och utprovningsskedet når sin slutliga form.

10.3 Exempel på linjenät trafikerat med snabba tåg

För att ge en uppfattning om karaktären hos den trafikförsörjning som kan skapas med tåg av den typ som skisserats i föregående avsnitt har i fig 10-1 antytts ett framtida linjenät, baserat på ett antal av 70 tågsätt. Dessa fördelar sig på följande sätt:

Antal tåg för att upprätthålla angiven turtäthet	60
Trafikreserv	5
Verkstadsreserv	5
Summa tågsätt	70

De 60 tågen ger utrymme för viss tidtabellsreserv, varmed avses att vissa tåg hindras från att utnyttjas maximalt genom de restriktioner i avgångstiderna som skapas, om man kräver anslutning mellan tåg på vissa punkter i nätet. Trafikreserven består av tåg som uppställs på nyckelpunkter i nätet för att finnas till hands vid onormala driftstörningar. Verkstadsreserven slutligen representerar den andel tåg som står stilla på grund av regelbundna underhålls- och revisionsarbeten. Reserverna är tilltagna i konservativ riktning. Med de höga krav på tillförlitlighet, som vi anser självklar för en ny fordonskonstruktion samt ett underhållssystem baserat på utbytesprincipen, bör reserverna efter det inledande utprovningsskedet i stor utsträckning kunna tas i anspråk för en utbyggd trafik.

Fig 10-1 föregriper resultaten av de nämnda kommersiella och driftsekonomiska utredningarna och får därför endast uppfattas som en idéskiss. Förutom att illustrera de snabba tågens produktionsförmåga ger den uttryck åt våra förmodanden att dessa tåg skall kunna skapa delvis nya marknader för passagerartrafik. De båda slingorna runt Mälaren, de genomgående dagtågen Sundsvall - Malmö samt den förhållandevis höga tågtätheten Göteborg - Oslo, exemplifierar dessa tankegångar.

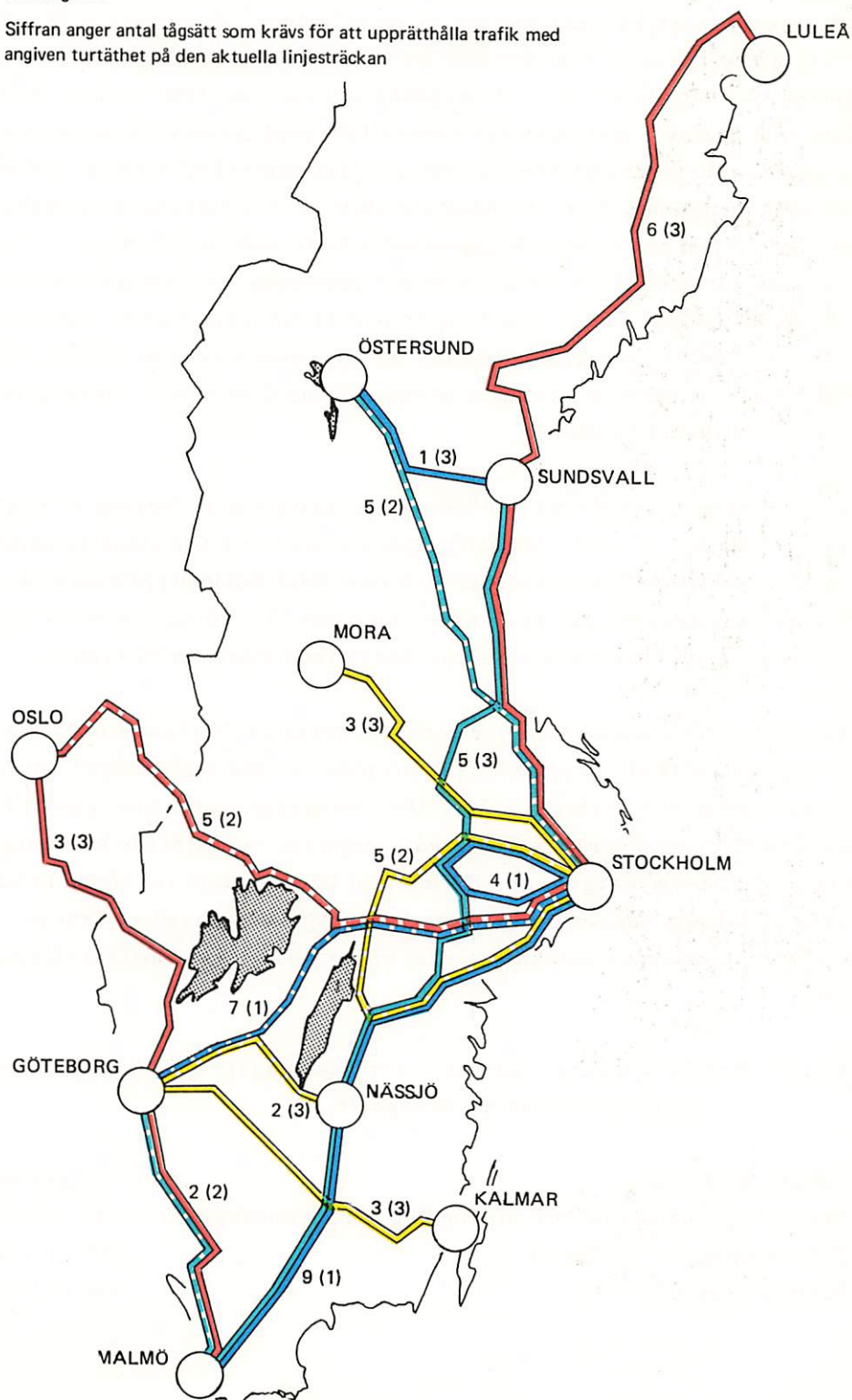
Den förhållandevis höga utnyttjning av tågen som förutsatts i figuren kräver en någorlunda regelbunden tidtabell. Det kan därför bli aktuellt att behålla vissa tåg med konventionell materiel som förstärkning på morgnar och kvällar. Konventionella tåg förutsätts också användas i stor utsträckning vid helger och sportlov.

De krav på större linjekapacitet, som en väsentlig höjning av turtätheten för med sig, kan neutraliseras genom att tåg med skilda destinationer körs sammankopplade till en enhet på hårt ansträngda sträckor.

Fig 10-1 Utkast till linjenät för trafik med 60 snabba motorvagnståg

(0) Siffran anger genomsnittlig tid mellan tåg under dagtid (7-22) i båda riktningarna

0 Siffran anger antal tågsätt som krävs för att upprätthålla trafik med angiven turtäthet på den aktuella linjesträckan



10.4 Uppskattning av kostnader och utkast till tidplan för anskaffning

Som underlag för en bedömning av den ekonomiska storleksordningen av ett projekt för snabba tåg vill arbetsgruppen redovisa en grov kostnadsuppskattning som av naturliga skäl måste bli relativt osäker.

För att utföra de undersökningar, som är nödvändiga under förprojektskedet, har vi uppskattat att som absolut minimum krävs 20 manår. En utökning av detta till 50 manår vore önskvärd. Kostnaderna kan därmed uppskattas till storleksordningen tre miljoner kronor. Kostnaderna för utveckling, konstruktion och utprovning av tåget inklusive tillverkning av två prototyper kan anges till 50 - 75 miljoner kronor, om detta arbete utföres helt inom landet. Beloppet har uppskattats med ledning av motsvarande kostnader för andra större svenska projekt samt jämförelser med engelska APT-projektet. Som nämndes i avsnitt 10.1 förutsätts av tidsskäl, att åtminstone en del av utvecklingsarbetet köps utifrån i form av licenser. Licensavgifterna tillsammans med det inhemska utvecklingsarbetet kan förutsättas uppgå till en något lägre summa till priset av de kompromisser beträffande ur svensk synpunkt optimal utformning av tåget, som då måste göras. Som ett avrundat belopp räknas därför med 50 miljoner kr inkl förprojektkostnaderna.

Tillverkningskostnaderna har likaså uppskattats med ledning av kostnaderna för tidigare projekt. Anskaffningskostnaden per tåg antar vi sålunda kommer att ligga någonstans mellan fyra och sju miljoner kr med en dragning åt den övre gränsen vid en mindre serie om 10 - 20 tågsätt samt mot den undre gränsen vid en större serie omfattande mera än 50 tågsätt.

Summeras de angivna summorna för en serie av 70 tågsätt erhålles en total projektkostnad av ungefär 400 miljoner kr för själva tåget. Beräkningen redovisas i tabell 10-2. Tillverkningskostnaden per tågsätt har då satts till fem miljoner kr, vilket med hänsyn till ovanstående kan anses tilltaget med vissa marginaler. En lämplig leveranstakt för tågen förefaller vara 15 tågsätt per år, vilket ger en uppbyggnadsperiod av fem år. Eventuellt kan av produktionstekniska skäl en snabbare leveranstakt ifrågakomma.

Tabell 10-2 Skattning av kostnader för snabbtågsprojekt inklusive en tillverkningsserie av 70 tågsätt

Förprojektering	3 miljoner kr
Utveckling, konstruktion, utprovning och licensavgifter	47 miljoner kr
Tillverkning av 70 tågsätt	350 miljoner kr
Summa projektkostnad	400 miljoner kr

I fig 10-2 lämnas slutligen ett utkast till tidplan som arbetsgruppen ur olika synpunkter bedömer som rimlig för ett projekt av den åsyftade storleksordningen. Det innebär, att kommersiell drift med den nya tågtypen kan påbörjas år 1975.

BEHOVSANALYS



FÖRPROJEKTERING



KONSTRUKTION OCH UTPROVNING



TILLVERKNING



KOMMERSIELL DRIFT

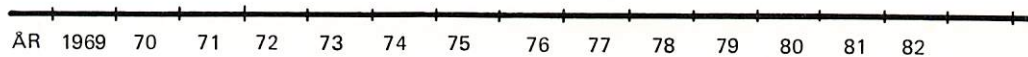


Fig 10-2 Utkast till tidplan för snabbtågsprojekt.

KAP 11. SYNUNKTER PÅ INSATSEN AV FORSKNING OCH UTVECKLING

Den uppställda målsättningen och de efterföljande kapitlen avslöjar att det tåg som föresvävar oss måste inrymma en hög grad av nytänkande. För att ett sådant projekt skall kunna hållas inom en ekonomiskt rimlig ram och dessutom slutföras inom en måttlig tidsrymd, måste en rad förutsättningar vara uppfyllda. Väsentligt är att så långt som möjligt utnyttja standardkomponenter och redan färdigutvecklade delsystem. Sådana kan hämtas inte enbart från järnvägsteknikens område utan även från andra tekniska tillämpningsområden. Inte minst kan många erfarenheter från flygets område överflyttas och utnyttjas i järnvägssammanhang. Det är också nödvändigt att SJ förstärker sin egen kader av teknisk expertis. Vare sig tåget skall inköpas helt eller delvis från utländsk eller inhemsk industri, måste SJ kunna uppträda som en kvalificerad köpare, vilket kräver ingående kunskap om konstruktions- och tillverkningsmetoder för lätta vagnskorgar samt turbomotorer och annan modern traktions- och bromsutrustning. Endast därigenom skapas förutsättningar för den styrning som ett projekt av denna storleksordning kräver för att någorlunda snabbt ge en fullödig slutprodukt. Det ger också en stadga åt projektet, som även leverantörer och underleverantörer har glädje av.

För att inte den ekonomiska belastningen på SJ av eget arbete och utifrån köpta tjänster med karaktär av långsiktig forskning skall bli alltför betungande krävs emellertid, att parallellt med denna förstärkning av de egna resurserna stora insatser görs för att stimulera forskning utanför företaget och då främst inom de tekniska högskolorna. I Sverige liksom i många andra länder finns en stor brist på såväl järnvägsteknisk forskning som annan forskning i kollektiva transportsystem.

Av de inledande studier och undersökningar, som vi kommer att föreslå i kap 12, är många lämpade att utföras såsom fristående forskningsarbeten på högskoleinstitutionerna. Det är därför angeläget, att kontakter snarast tas med olika institutioner och att förhandlingar snarast upptas med exempelvis styrelsen för teknisk utveckling ang möjligheterna att ekonomiskt stödja en sådan verksamhet.

KAP 12. REKOMMENDERADE UNDERSÖKNINGAR UNDER FÖRPROJEKTSKEDET

Innan principbeslut om ett snabbtågsprojekt kan fattas måste de parallella utredningarna av drift- och marknadsmässig natur slutföras. Den totalekonomiska bild som därefter kan tecknas, markerar slutfasen av behovsanalysskedet. För att spara tid bör dock delar av förprojekteringsarbetet inledas utan detta dröjsmål. Arbetsgruppen vill som avslutning ange några undersökningar som förefaller angelägna att snarast påbörja. De är av den arten att de kan förväntas ge generellt användbara kunskaper och behöver därför inte anses som alltför hårt knutna till ett specificerat projekt.

1. Tillämpade studier av järnvägsfordons dynamiska stabilitet med analog och digital simuleringsteknik
2. Fastställande av prestandakrav för ett hydrauliskt vagnlutningssystem
3. Uppmätning av våglängdsspektra för spårets ojämnheter på skilda linjesträckor under sommar- och vinterförhållanden
4. Inventering av linjenätet i syfte att fastställa vilka ombyggnader av ingångsväxlar, enstaka kurvor, broar och dylikt, som kan aktualiseras vid en mera betydande höjning av tåghastigheten
5. Jämförande studium av olika traktionssystem med delvis nya komponenter, såsom högspänningsmotorer, frekvensreglerade motorer och hydraulmotorer.
6. Bestämning av prestationsförmågan hos skilda typer av höghastighetsbromsar.
7. Utarbetande av riktlinjer för omdaning av korsningar i plan mellan väg och järnväg, säkerheten vid plattformar och övriga trafiksäkerhetsfrågor.
8. Studium av rammsäkerhetsproblematiken och effekten av energiupptagande zoner i tåget
9. Behandling av hastighetsövervakningsproblemet
10. Analys av kraven på inbyggda kontrollfunktioner i ett snabbtåg, såsom varmgångsdetektering, registrering av onormala vertikala eller laterala accelerationer etc
11. Utarbetande av förslag till normer för tillförlitligheten hos olika delsystem i ett snabbtåg
12. Studier av aerodynamisk utformning med hänsyn till luftmotstånd och tryckvågseffekter

FÖRTECKNING ÖVER VIKTIGARE ANVÄNDA FÖRKORTNINGAR

APT	Advanced Passenger Train. Engelskt snabbtågsprojekt
ASJ	AB Svenska Järnvägsverkstäderna
BARTD	San Fransisco Bay Area Rapid Transit District
BR	British Railways
DB	Deutsche Bundesbahn
JNR	Japanese National Railways
KLL	Kort, låg, lätt. Tågtyp lanserad av överingenjör E. Aspenberg, ASJ, Linköping, i början av 1950-talet
NTL	New Tokaido Line. (Tokyo - Osaka)
ORE	Office de Recherches et d'Essais (organ under UIC)
RTRI	Railway Technical Research Institute vid Japanese National Railways
SAAB	SAAB Aktiebolag
SAB	SAB Bromsregulator
SNCF	Société Nationale des Chemins de fer Français
TEE	Trans Europe Express. (Internationella expresståg på kontinenten)
UAC	United Aircraft. (Tillverkare av Turbotrain)
UIC	Union Internationale des Chemins de Fer
Sth	Största tillåtna hastighet

LITTERATURFÖRTECKNING

Under arbetet med denna utredning har ett stort antal tidskriftsartiklar och publikationer genomlästs. En fullständig förteckning över alla dessa har inte ansetts befogad, varför endast ett begränsat urval medtagits nedan. För att inte i onödan tynga texten har hänvisningar till dessa inte utsatts. I stället tillämpas i litteraturförteckningen samma kapitelindelning som i texten.

Kap 2. Utländska snabbtågsprojekt

- (1) Laithwaite E R : Linear induction motor for high-speed trains
Barwell F T : Electronics & Power (1964), 4
- (2) Edwards L K : High-speed tube transportation
Scientific American (1965), aug
- (3) Bertin J : Perspective actuelle des aéroglistisseurs
Guienne P : Techn et Science Aéronautiques et Speciales
Marchetti C : (1966), 1
- (4) Matsudaira T : How high can train speed be increased?
Jap Rly Eng 7 (1966), 2 (June)
- (5) - : Turbine et grande vitesse. Le renouveau de la
turbine annonce-t-il l'apparition d'une nouvelle
génération de supertrain?
La Vie du Rail (1967), 2
- (6) Armstrongs D S : Application of the linear motor to transport
Rly Gaz 123 (1967), 4
- (7) Garner P B : Gas turbine propulsion for high-speed railcars
Hull W L : ASME Rep No 67-GT-24, March 1967
- (8) Cann J H : Development of a high performance train for the
Montreal-Toronto Corridor
IRCA Bull 44 (1967), 12
- (9) Chirgwin K M : Linear motor research in the U. S. A.
IRCA Bull 44 (1967), 12
- (10) Katase T : Comparison of various systems of track addition
on the New Tokaido Line
IRCA Bull 45 (1968), 2
- (11) Giraud F : Evolutions and Perspectives of development for
the "aerotrain" technique
IRCA Bull 45 (1968), 3

- (12) Fujii M : New Tokaido Line
Proc of the IEEE, Spec Issue on Transportation,
56, 4, April 1968
- (13) Senac M G : L'élément automoteur expérimental à turbine
à gaz XAS 2061-XBSD 4365
Revue Gén Chemins de Fer (1968), 5
- (14) Smith S F : Reisezug der Zukunft (The Advanced Passenger
Train)
Leichtbau der Verkehrfahrzeuge, 12 (1968), 6
- (15) Smith S F : The advanced passenger train
Railway Gaz 124 (1968), 11
- (16) Nelson R A : The economics of advanced high-speed ground
transportation systems
IRCA Bull 45 (1968), 6
- (17) Diffenderfer J W : High speed passenger transportation in the
North-East Corridor of the United States of
America utilizing existing facilities
IRCA Bull 45 (1968), 6
- (18) Campbell G : Marketing the CNR Turbo Train
Rly Gaz 125 (1969), 8
- (19) - : Building the San Yo Line
Railway Gaz 124 (1968), 19
- (20) Kniffler A : Zugförderung und Fahrzeugpark der DB für
höhere Geschwindigkeiten
ETR 17 (1968), 12
- (21) Völker W : Betätigung und neue Impulse für den Schnell-
verkehr der DB durch das Wiener Symposium
vom Juni 1968. Eisenbahntechn Rundschau
ETR 17 (1968), 12
- (22) Bernard J P : Gasturbine trains for the SNCF
Railway Gaz 125 (1969), 4
- (23) Peischl W V V : Linienverbesserung oder Gesteuerte Achsen?
Verkehrstechn
Woche 31, 9, 3 März 1967

Kap 4. Listning av tekniska problem

- (24) Hamacher W : Der spanische Ultraleicht-Gelenkzug TALGO
Glas Ann, 76 (1952), 5
- (25) Aspenberg E : KLL-tåget - ett svenskt lättvagnståg
Tekn Tidskr 18 (1956), sept

- (26) Miki T : On the aerodynamic problems of high-speed trains
Hasegawa Y Bull JSME (1959), 6
Jai S
- (27) ORE B7 : Strength of bodies of passenger coaches
Interim Rep No 3, Utrecht, Nov 1960
- (28) ORE E82 : Measuring principles
RP1 Utrecht, June 1964
- (29) Urabe S : Evaluations of train riding comfort under
Nomura Y various decelerations
Quart Rep RTRI, 5 (1964), 2 (June)
- (30) Robert J : Improvement of the comfort of passenger
coaches, particularly at high-speeds, having
regard to the limitation of the tare and the
cost of construction
IRCA Bull 43 (1966), 4
- (31) Urabe S et al : Evaluations of train riding comfort under various
speeds at curves
Quart Rep RTRI, 7 (1966), 2
- (32) Koranyi L : Energy requirements of high-speed trains
Rly Gaz 122 (1966), 13
- (33) ORE B104 : Noise abatement on railed diesel vehicles
RP 1 Utrecht, March 1967
- (34) Smith M J T : Internally generated noise from gas turbine
engines. Measurement and prediction
- (35) Miyoshi K : Tolerance criteria of riding comfort for lateral
vibration
Quart Rep RTRI 8 (1967), 2 (June)
- (36) Barwell F T : Problems of support, guidance and propulsion
involved in high speed transport systems
IRCA Bull 44 (1967), 12
- (37) Miller M : High speed ground transportation
Research and development
IRCA Bull 44 (1967), 12
- (38) - : Turbotrains
A New Mode for Intercity Travel
Stratford 1968, febr, UAC
- (39) Hara T et al : Aerodynamics of high-speed train
IRCA Bull 45 (1968), 2

- (40) Birmann F : Theoretical and experimental solutions of trade problems for high speeds, especially in regard to the design of curves and transition curves, track laying and maintenance tolerances as well as dynamic stability. Conclusions as to the design of tracks and points. IRCA Bull 45 (1968), 4
- (41) - : Acoustic Studies
Techn Rep No 8 San Francisco Bay Area Rapid Transit District (BARTD) June 1968
- (42) Ito T : Several tests on automatic train operation
Quart Rep RTRI, 9, 1, 1968
- (43) Hegenbarth F : Dieseltriebwagenzug Baureihe 624/924 für Bezirks- und Nahverkehr mit Gleisbogen-abhängiger Luftfedersteuerung
Glas Ann, 93 (1969), 1
- (44) Stüber V C : Luftschalldämpfung vom Wand- und Fussboden-baumustern für Schienenfahrzeuge
Glas Ann, 93 (1969), 1
- (45) Maternini M : Considerations regarding increasing the
Pellis P commercial train speed
Sontorini F IRCA Bull 46 (1969), 4
- (46) Kroschel H U : Gasturbinen für Schienenfahrzeuge
ETR 18 (1969), 5
- (47) - : Automatic train operation on trial in Hamburg
Railway Gaz (1968) 1/11

Kap 5. Stabilitätsproblem

- (48) Wickens A H : The dynamics of a simplified four-wheeled rail-way vehicle having profiled wheels
Int J Solids Structures, Vol 1, pp 385 to 406, 1965
- (49) Wickens A H : The dynamics of railway vehicles on straight track: fundamental considerations of lateral stability.
Convention on interaction between vehicle and track
The Inst of Mech Eng Proc 1965-66, 180, 3 F,
London 1966
- (50) Wickens A H : Recent developments in the lateral dynamics of high speed railway vehicles
IRCA Bull 44 (1967), 12

- (51) Andersson T J : Järnvägsfordons dynamik på rakspår, fundamentala överväganden beträffande lateral stabilitet
Järnvägsteknik 36 (1968), 5
- (52) Hara T : Present status of the high speed train
Quart Rep RTRI, 9, (1968), 3

Kap 6. Urspårings- och vältningsrisker

- (53) Schäder S E : Urspårning i kurvor
Järnvägsteknik 20 (1952), 6
- (54) Matsudaira T : Dynamics of high speed rolling stock
Quart Rep RTRI Spec Issue 1963 and 1964, aug
- (55) Schmücker B : Beitrag zur Steigerung der spezifischen
Kirchlechner H Höchstgeschwindigkeit in Gleisbogen
Glas Ann 89 (1965), 7
- (56) Yokose K : A theory of the derailment of a wheelset
Quart Rep RTRI 7 (1966), 3
- (57) Laplaiche M : Perfectionnements récents apportés au freinage des trains
ICF Mémoires (1964) avril

Kap 7. Adhensions- och bromsfrågor

- (58) Nakane Y : Braking systems for high-speed trains
Quart Rep RTRI Spec Issue aug 1964
- (59) Möller : Schnellverkehr und Bremsverzögerung
Glas Ann 89 (1965), 10
- (60) Månsson N : Vilka fordringar bör ställas på bromsen och bromsvägar i framtida tåg?
Nord Järnbanetidskr 92 (1966), 7
- (61) Karsberg Å : Vilka fordringar bör ställas på bromsen och bromsvägar i framtida tåg?
Nord Järnbanetidskr 92 (1966), 8
- (62) Bertling T : Wirbelstrombremse für Triebfahrzeuge
Glas Ann 91 (1967), 8
- (63) Idemura K : Experiment on adhesion in braking by adhesion testing machine
Quart Rep RTRI, A, 8 (1968), 2
- (64) - : Wirbelstrombremse für die New San Yo Line
Glas Ann 92 (1968), 7

Kap 8. Spärfrågor

- (65) Schramm G : Die Beanspruchung der Schienen durch die Eisenbahn-Fahrzeuge
Glas Ann 79 (1955), 11
- (66) Birmann F : Oberbaukosten und Oberbauzustand in Abhängigkeit vom Leichtbau der Schienenfahrzeuge
Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 7 (1963), 5
- (67) ORE B10 : Konstruktive Massnahmen zur Verbesserung der Laufruhe und der Führungsgüte der elektrischen und der Diesel-Triebfahrzeuge
RP 10
Utrecht, Oktober 1964
- (68) Birmann F : Schienenbeanspruchungen und Führungskräfte unter Reisezugwagen im Hinblick auf Leichtbau, Laufruhe und Verschleiss
Eisenmann J
Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 8 (1964), 6
- (69) ORE D71 : Beanspruchung des Gleises, der Bettung und des Unterbaus durch Verkehrslasten
RP 1
Utrecht, April 1965
- (70) Birmann F : Gleisbeanspruchung und Fahrzeuglauf bei Schnellfahrten
Eisenbahntechn. Rundschau (1965), 8
- (71) Birmann F : Reihemessungen an der Schiene zur Ermittlung der Führungskräfte
Eisenmann J
Eisenbahntechn Rundschau 15 (1966), 5
- (72) Heath D L : Stresses beneath a railway track
Cottram M
Railway Gaz (1966) dec 16
- (73) Waters J M : Track foundation design
Shenton M J
Railway Gaz (1968) okt 4
- (74) Prud'homme A : La stabilité des voies en longs rails soudés
Janin G
Rev Générale des Ch d f (1969) mars