

NSB- teknikk

1
1977

Teknisk informasjon fra Norges Statsbaner





Bru over Sarpsfossen

Bru over Sarpsfossen

Få av våre jernbanebruer har hatt en så omskiftelig historie som brua over Sarpsfossen.

Den første bru over Sarpsfossen var en ren vegbru, bygget i 1854 som en hengebru med kjeder istedenfor vanlige kabler. Kjedene var opphengt i kraftige tårn av granitt, og vegbanen gikk gjennom portaler i tårnene (øverste bilde).

Da Smaalensbanen skulle føres

over Sarpsfossen i slutten av 1870-årene, ble jernbanebrua bygget over den eksisterende vegbru. De gamle vegbrupilarene ble noe påbygget, og det ble bygget nye murpilare på vegbruas landkar. Jernbanebruas hovedbærere ble bygget som linseformede fagverkspenn, og vegbanen ble hengt opp i disse istedenfor i de tidligere kjeder, som ble fjernet. Innover land på begge sider ble jernbanebrua bygget som pilarviadukter,

hvor noen av pilarene ble utført som portalpilare for å kunne føre vegen igjennom (nederste bilde).

Denne kombinerte veg- og jernbanebru som er avbildet i en rekke leksika og oppslagsverk og som mange av de eldre også vil ha sett, ble stående til 1931, da den ble erstattet av de bruer som står der i dag.

Informasjonblad
for Norges Statsbaner

Årgang 3, 1977
Nr. 1

Utgiver:
Norges Statsbaner
Hovedadministrasjonen
Storgt. 33
Oslo 1

Telefon: (02) 20 95 50.



Redaksjonsutvalg:
P. Bøyum (formann)
O. Evenmo
K. Igelkjøn
H. Karlsson
I. Rustad
S. Tennebø

Sats, repro og trykk:
Grøndahl & Søn Trykkeri A.s

Opplag: 3.000

Ettertrykk tillatt når kilde opp-
gis.

UDC 656.222.1(481)

Glomnes, Magne: Høyere reisehastighet, et forsknings- og utviklingsprosjekt ved NSB. (Higher average speed, a research and development project at the Norwegian State Railways.)

s. 2

Experience from different railways abroad and from NSB shows that increased average speed for the passenger trains is of great importance to attract more traffic in the competition with private cars and aircraft. Shorter travelling time also generates more traffic in itself. In addition, higher average speed makes possible increased utilisation of the rolling stock and personnel. Therefore the research and development project «Higher average speed» was started in 1973. The target for the project was to investigate technical possibilities, the market and the economical consequences of increased average speed for long distance express trains. Because of the many and sharp curves at NSB, the only practical way to increase average speeds in a sufficient degree, is to increase curve speeds. Limitations concerning comfort, trackforces, safety against derailment and overturning are investigated. It is found that with suitably designed rolling stock, incorporating hydraulic body tilting etc., the curve speeds can be increased by 30 to 40%. Together with higher average acceleration levels, shorter stops and an increase in maximum velocity from 120 to 130 km/h, the average speed can be increased about 30%. This means from 80 km/h, which is the level of the fastest trains today, to about 100–110 km/h.

Calculations, taking into account the market response and the better utilisation of rolling stock and personnel etc., indicate that introduction of both faster trains without tilting, but with a 10% increase in curve speeds (to the comfort limit) and more advanced trains with servo assisted tilting, is economically advantageous. It is therefore decided to accomplish a two-stage program: First, 6 electric motortrains without tilting, consisting of 6 units each, and with a capacity of about 350 seats, will be purchased and put into operation between Oslo and Trondheim, cutting the travelling time from 7 to about 6 hours by 1981. Secondly, tilting trains will be introduced some years later, reducing the travelling time with an additional 30–40 minutes on the same distance. This second step depends on the success of experiments with tilting at NSB during the next years.

Nytt fra ORE, UIC m. v.

Diverse

Lokserien. Ansvarlig: A.-M. Waaler

Omslagets s. 3 og 4.

Høyere reisehastighet, et forsknings- og utviklingsprosjekt ved NSB

Av o.ing. Magne Glomnes

Innledning

NSB's ledelse bestemte i juni 1973 å igangsette FoU-prosjekt T1, «Høyere reisehastighet» («T» står for «tverrfaglig»).

Forprosjektet ble avsluttet i november 1976, og har omfattet undersøkelser angående tekniske, driftsmessige, markedsmessige og økonomiske forhold ved en betydelig økning av gjennomsnittshastigheten for NSB's persontog, dvs. først og fremst fjerntogene. Oslo – Trondheim o/Dovre ble benyttet som pilotstrekning.

I denne artikkelen er hovedvekten lagt på å redegjøre for de viktigste tekniske spørsmål som er behandlet under forprosjektet. Markedsmessige og økonomiske forhold er bare kort berørt. Den som søker mer detaljerte opplysninger på disse områder, henvises til referanse (1) og (5).

På basis av prosjektarbeidet la styringsgruppen frem sine anbefalinger og forslag til vedtak for styringskomitéen, som er det øverste organ for NSB's forsknings- og utviklingsvirksomhet. Styringskomitéen og NSB's styre har i hovedtrekkene godkjent styringsgruppens forslag til videreføring av prosjektet. Innholdet av vedtakene blir behandlet til slutt i artikkelen.

Prosjektet ledes av en styringsgruppe bestående av drifts- og salgsdirektør K. Skuland, formann, teknisk direktør E. Løvseth og ma-



Fig. 1. Forsøksvogn for lineære elektromotorer. Oppnådde 410 km/h i 1974.

skindirektør A. Øhrn. Arbeidet under forprosjektet er utført av forskjellige prosjektgrupper. Prosjektlederen er identisk med artikkelforfatteren.

Kort historikk om hastighet på jernbane

Under lokomotivslaget på Rainhill i 1830 oppnådde George Stephenson's «The Rocket» en hastighet av 32 km/h under konkurransen, og over 50 km/h etter «slaget».

125 år senere, i 1955, kom man ved de franske statsbaner opp i en hastighet av 331 km/h med elektrisk lokomotiv og 3 vogner. Dette er fremdeles hastighetsrekorden for stålhjul mot stålskinne, når fremdriften skjer via hjulene.

I USA har man bygget en forsøksvogn for utprøving av lineære elektromotorer, se figur 1. Dette kjøretøyet som har boggier med stålhjul som går på vanlige skinner, opp-

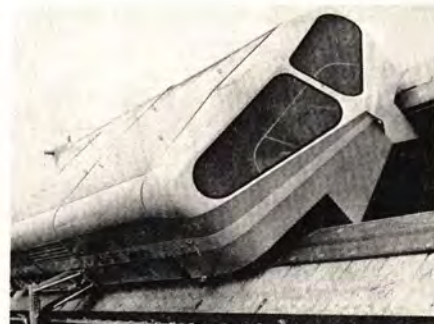


Fig. 2. Tysk magnetsvevetog.

nådde i 1974 en hastighet på hele 410 km/h. Selv om fremdriften skjedde ved hjelp av jetmotorer og lineærmotor (ikke via hjulene), viser prøvene med denne vognen at stålhjul mot stålskinne fremdeles har store utviklingsmuligheter. Disse mulighetene har man først blitt virkelig klar over i de senere år, delvis p.g.a. konkurransen som forskningen i forbindelse med luftpute- og magnetsvevetog har skapt, figur 2.

Med de tekniske løsninger vi i dag kjenner, vil det på nye jernbanetraséer være mulig å kjøre med hastigheter mellom 250 og 300 km/h i ordinær drift. Dette, sammen med andre faktorer, vil sannsynligvis medføre at utbygging av et omfattende system av nye traséer, terminaler etc. for magnetsvevetog vil være uaktuelt i lang tid fremover.

Høyeste reisehastighet (gjennomsnittshastighet inklusiv stopp underveis) med jernbane, ca. 170 km/h, har en i dag i Japan. USA og Europa må foreløpig nøye seg med 130–150 km/h på de beste rutene. Utviklingen med hensyn til reisetider og reisehastigheter ved NSB er vist i figurene 3 og 4. Som vi ser har våre raskeste ekspressvogner i dag en reisehastighet på omkring 80 km/h.

Utviklingen i retning av høyere hastigheter på jernbane har vært en mer eller mindre kontinuerlig prosess. Damplokomotivet, som var jernbanens hovedtrekkraft i det første hundreåret, ble konstruert mer og mer raffinert, inntil høydepunktet ble nådd omkring 2. verdenskrig. Bestående hastighetsrekord for damplokk, 202 km/h, ble satt i England i 1938.

Når det gjelder damplokk ved NSB,



Magne Glomnes er flyingeniør fra NTH i 1967. Etter en kort tid som vitenskapelig assistent ved Inst. for flyteknikk, NTH, avtjente han verneplikten ved Forsvarets Forskningsinstitutt, avd. Fysikk, hvor han deretter var ansatt som stipendiat og forsker frem til 1973. Begynte samme år ved NSB's planleggings- og organisasjonskontor (Sentralorg.) i NSB's Hovedadministrasjon. Har siden vært prosjektleder for FoU-prosjekt T1, «Høyere reisehastighet». Fra 1976 overingeniør ved Maskinavdelingens konstruksjonskontor for trekkraft.

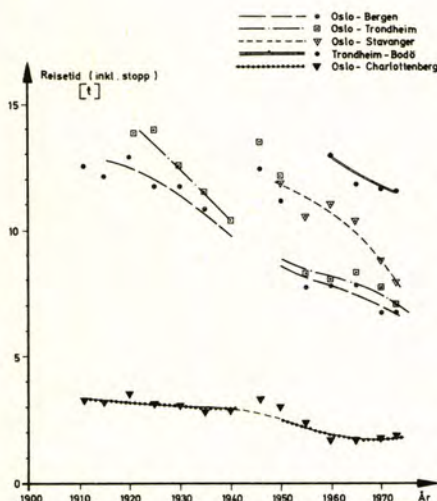


Fig. 3. Total reisetid ved NSB's hovedrelasjoner fra 1910 og til i dag.

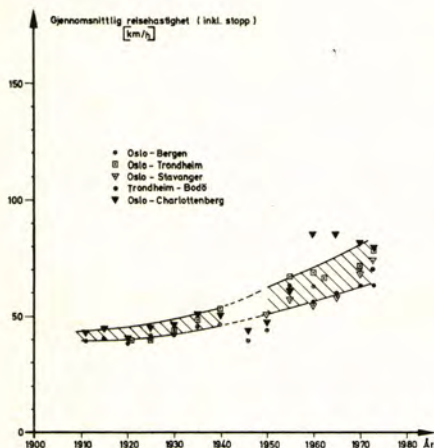


Fig. 4. Gjennomsnittshastighet inklusiv stopp ved NSB's hovedrelasjoner fra 1910 og til i dag.

ble toppen nådd med «Dovregubben», se baksiden av bladet. Den første «Gubben», som til å begynne med ble satt inn i nattogskjøring mellom Otta og Trondheim i 1935, kuttet kjøretiden på denne strekningen med ca. 1 time. Kjøretidsreduksjonen skyldtes først og fremst høyere hastighet i stigningene, muliggjort av lokets høye ytelse, ca. 2600 Hk, som i forhold til lokets vekt (98,5 t uten tender) var enestående den gang.

Utstrakt elektrifisering og overgang til dieseldrift på de gjenværende ikke-elektrifiserte strekninger har bidratt til ytterligere reduk-

sjon av reisetidene ved NSB. For igjen å ta et eksempel fra Dovrebanelen, reisetiden for ekspressen er i dag ca. 7 timer, mot 14 timer i 1925.

Skal vi gi oss med dette? Når vi ser på utviklingen for andre, konkurrerende transportmidler, må svaret bli nei. Hvorfor og hvordan vi ved NSB bør innrette oss for å komme videre, skal resten av artikkelen forsøke å forklare.

Hvorfor og hvordan utenlandske jernbaner innfører høyere hastigheter

Hovedgrunnene for at jernbaneforvaltninger i utlandet satser på hurtigere persontog kan kort oppsummeres som følger:

- Styrke konkurransevnen overfor bil og fly.
- Bedre utnyttelse av materiell og personale (kortere omløpstider).
- Øke kapasiteten ved å bygge nye baner. Marginalkostnadene ved samtidig å bygge banene for høyere hastigheter er relativt små.
- Samfunnmessig gunstige virkninger, som f. eks. energisparing ved overføring av trafikk fra bil og fly til jernbane. Også samfunnmessig gunstig at folk bruker kortere tid på sine togreiser, spart tid som kan benyttes for andre gjøremål.

Som tidligere nevnt har det hele tiden foregått en gradvis utvikling når det gjelder å øke jernbanens reisehastighet. Utvikling på materiell- og signalsiden, samt forbedring av sporet ved innføring av tyngre skinner, betongsviller, pukkbullast, m. m., har muliggjort dette, også på traséer som ble anlagt for mer enn hundre år tilbake. HST, «High Speed Train», figur 5, som nettopp er satt i rutedrift i England, kan tjene som eksempel på et ledd i denne utviklingslinjen.

Dette diesel-elektrisk drevne toget er konstruert for 200 km/h maksimalhastighet og muliggjør reisehastigheter opp mot 145 km/h.

Bygging av helt nye baner for høyere hastigheter kan en si begynte med «Shin Kansen» i Japan. Den gamle smalsporbanen mellom Tokyo og Osaka fikk i slutten av 1950-årene for liten kapasitet. Man

besluttet derfor å bygge en helt ny og moderne normalsporet bane, som ble åpnet for drift i 1964. Maksimalhastigheten for togene, figur 6, er i dag 210 km/h. De nyeste banestrekningene er bygd for 260 km/h. Strekningen Tokyo–Osaka, som er 515 km lang, tilbakelegges på 3 timer. Dette har medført at flytrafikken på denne relasjonen har stagnert og den utgjør i dag bare tiendeparten av jernbanens trafikk.



Fig. 5. «High speed train», diesel elektrisk togsett med maksimalhastighet 200 km/h, England.



Fig. 6. «Shin Kansen», Japan. Maksimalhastighet 210 km/h. Reisehastighet ca. 170 km/h.

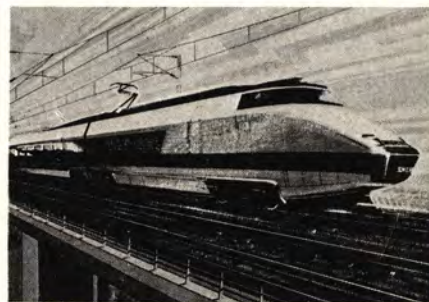


Fig. 7. Togsett for den nye Paris-Lyon linjen. Maksimalhastighet 260 km/h.

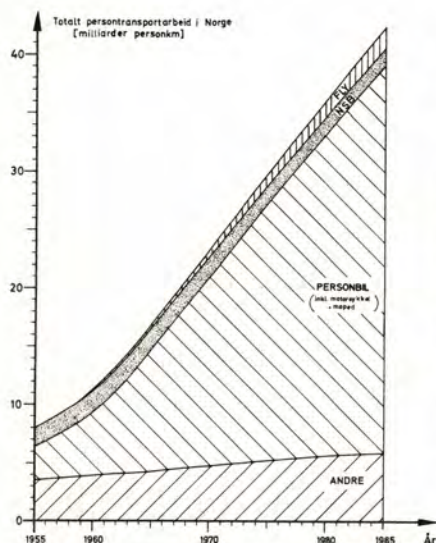


Fig. 8. Persontransportarbeidet i Norge fordelt på forskjellige transportmidler (4).

Mellom Roma og Firenze bygger de italienske statsbanene Europas første høyhastighetsbane, «Direttissima», konstruert for 250 km/h maksimalhastighet. En del av banen er allerede tatt i bruk.

Også i andre land er det vedtatt å bygge nye baner. Spesielt bør nevnes den nye jernbanen mellom Paris og Lyon, en strekning på 425 km, som skal være klar for trafikk i begynnelsen av 80-årene. Anleggsarbeidene er påbegynt og det rullende materiellet, se figur 7, er under bestilling. Maksimalhastigheten er planlagt til 260 km/h og reisehastigheten ca. 200 km/h, det vil si ca. 2 timer Paris–Lyon.

Hvorfor satse på høyere reisehastigheter ved NSB?

Bortsett fra argumentet angående kapasitetsgrenser, er grunnene for å høyne reisehastighetene ved våre jernbaner de samme som anført for utenlandske jernbaner i forrige avsnitt; styrke konkurranseevnen, bedre utnyttelse av materiell og personale samt samfunnsmessige fordeler.

Angående det første argumentet, dvs. styrke konkurranseevnen og dermed øke trafikken, er det viktig å være klar over at våre fjerntog gir et positivt bidrag til dekning av felleskostnadene (3). Sagt enklere, fjerntogene er lønnsomme for NSB

og bidrar til at vi kan opprettholde bedrifts-økonomisk mindre lønnsomme mellomdistanse- og lokaltog. Det er derfor naturlig å styrke fjerntogenes konkurranseevne.

Figur 8 og 9 illustrerer utviklingen på persontransportmarkedet i Norge (4). (Tallene som figurene er basert på er ikke helt «up to date», bl. a. er ikke virkningen av «energikrisen» medtatt. Tendensen i utviklingen er imidlertid gyldig.)

NSB's persontrafikk viste i årene 1960–70 en nedgang på ca. 1,7% pr. år (3). Jernbanens markedsandel har vist samme tendens, og var i 1973 ca. 6% av det totale transportarbeid i Norge. På avstander over 300 km er forholdene noe gunstigere for NSB, men også her har man hatt en tilbakegang i markedsandel i de senere år. Andelen av reiser over 300 km var i 1973 ca. 12%.

«Energikrisen» ved årsskiftet 73–74 utløste en markert trafikkøkning for NSB, ca. 14%.

Det er bemerkelsesverdig at trafikkøkningen også har fortsatt etter «energikrisen». Ett av momentene som bidrar til å forklare dette er kanskje at mange som ble «tvunget» til å bruke tog under «energikrisen», oppdaget at jernbanen har utviklet seg en del i de siste årene. Bl. a. er reisetidene redusert som tidligere nevnt.

Reisehastighet og pris er de viktigste faktorene i konkurransen med fly og bil. Billettprisene fastlegges endelig av Stortinget. Når det gjelder tiltak for å høyne reisehastighetene, står NSB friere, såfremt disse tiltakene ikke krever store ekstrainvesteringer.

Erfaring fra jernbaneforvaltninger i utlandet viser at 1% høyere reisehastighet gir ca. 1–2% trafikkøkning. Tilsvarende sammenheng er også funnet ved NSB (5), som vi skal se senere i artikkelen.

Dessuten må nytt persontogmateriell i alle fall anskaffes i årene fremover. Dette gir NSB anledning til å innføre tog som muliggjør høyere reisehastigheter, uten at investeringene blir for store.

Ved kortere reisetider har en mulighet for å kunne oppnå bedre utnyttelse av det rullende materiellet og dettes personale. Spesielt gunstig

blir materiell-utnyttelsen dersom en kan kjøre våre hovedstrekninger tur–retur på dagen. (Ekspressstogene på strekningen Oslo–Bergen oppnår dette allerede i dag.)

Overføring av trafikk fra bil og fly til tog er energibesparende. Samtidig minskes forurensnings- og støyplager. Imidlertid er det vanskelig å kvantifisere slike samfunnsmessige fordeler ved jernbanedrift. Under de økonomiske beregningene som det vil bli redegjort for senere i artikkelen, har vi kun medregnet verdien av spart reisetid når det gjelder samfunnsmessige fordeler.

Alternative muligheter for å øke reisehastighetene ved NSB

Følgende muligheter er blitt vurdert under forprosjektet:

- Bygging av nye baner beregnet for en maksimalhastighet 200–300 km/h.
- Utretting av kurver på nåværende traséer.
- Anskaffelse av nytt rullende materiell med bedret akselerasjonsevne, høyere maksimalhastighet, mulighet for å øke hastighetene i kurver, dvs. med krenkning av vognkassen m. m.

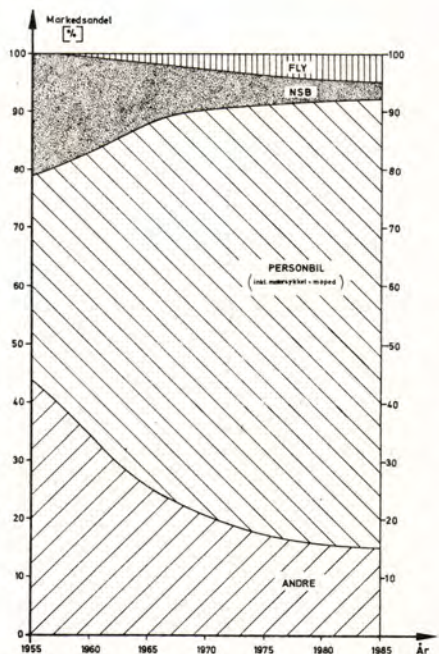


Fig. 9. Forskjellige transportmidlers relative andel av det totale transportarbeidet i Norge (4).

- Diverse tiltak som innkorting av stasjonsopphold, sløyfing av stopp og finere inndeling av hastighetsavsnittene.

Bygging av nye traséer for hastigheter 200–300 km/h

Ny trasé Oslo–Trondheim, beregnet for 250 km/h maksimalhastighet, vil muliggjøre en reisehastighet på ca. 200 km/h og en reisetid på ca. 2½ time.

Tilsvarende for Oslo–Bergen og Oslo–Stavanger. Trondheim–Bodø vil kunne kjøres på ca. 3½ time med ny trasé.

Baksiden av medaljen er de store investeringene som blir nødvendige. «Shin Kansen» i Japan har kostet mellom 15 og 30 mill. kr./km, varierende med strekning og byggetidspunkt.

«Direttissima», Roma–Firenze, er kostnadsberegnet til 3 milliarder kr. dvs. 11,5 mill. kr./km. De virkelige kostnadene er blitt høyere, fordi byggearbeidene flere steder ble vanskeligere enn antatt.

Ny, dobbeltsporet trasé Oslo–Trondheim for høyeste hastighet ca. 250 km/h, vil sannsynligvis koste mellom 10 og 15 milliarder kroner etter dagens prisnivå. Ved å benytte enkeltspor på en del av strekningen, kan en redusere omkostningene noe. Likevel vil de nødvendige investeringer bli for høye med vårt svake trafikkgrunnlag. Bygging av nye traséer for å oppnå høyere reisehastigheter ble derfor ikke vurdert videre under forprosjektarbeidet.

Utretting av kurver på nåværende traséer

NSB's Baneavdeling utførte i 1970 kostnadsoverslag for kurveutrettinger på Dovrebanen. Hensikten var å få en samlet oversikt over de kurver som kan utbedres med sikte på å kunne redusere kjøretiden på strekningen Oslo–Trondheim.

Man valgte ut «flaskehals»-kurver og prosjekterte i alt 63 linjeomlegginger mellom Minnesund og Trondheim. Linjeomleggingene utgjorde i alt 40180 meter og gjennomsnittskostnad pr. meter ble beregnet til kr. 1274,-, dvs. i alt ca. 51 mill. kr. (1970-priser).

Tidsbesparelsen for konvensjonelt materiell, dvs. lok. og vogner uten krenkning, ble beregnet til 18 minutter. For materiell med krenkning og høyere kurvehastigheter vil tidsbesparelsen bli mindre.

Investering (i 1970-priser) pr. spart minutt blir i gjennomsnitt 2,83 mill. kr. for konvensjonelt materiell.

I forbindelse med forprosjektet har Baneavdelingen gjort en del tilleggsberegninger for å finne en sammenheng mellom investeringer til kurveutrettinger og tidsbesparelser ved forskjellige investeringsbeløp. Resultatene av beregningene er vist i figur 10.

Man har forsøkt å velge ut de beste kurveutrettingsprosjektene først. Dermed vil kurven for tidsbesparelse, som funksjon av investeringer, få en avflatende fasing som det fremgår av figur 10. En får altså størst tidsbesparelse pr. investert mill. kr. (representert ved tangenten til kurven) til å begynne med.

Kurveutrettinger i stor målestokk er svært kostbart i forhold til innspart tid. Dette forholdet bedrer seg noe ved kurveutrettinger i mindre målestokk, men den totale innsparte kjøretid blir da relativt beskjeden. Figur 10 gir f. eks. 10 minutter redusert kjøretid ved en investering i banen på 19 mill. kr. i 1970-priser. Strengt tatt bør det foretas spesielle lønnsomhetsberegninger, der investeringer i forskjellige typer materiell sammenliknes med investeringer til kurveutrettinger, for å fastlegge om, og i tilfelle hvor meget man vil bruke til dette formål. Under forprosjektet er imidlertid dette ikke gjort, fordi tidsgevinstene en får ved å investere i kurveutrettinger er minimale i forhold til det en kan oppnå ved å investere i nytt rullende materiell, enten dette er med eller uten krenkning.

Nytt rullende materiell med bedret akselerasjon, krenkning etc.

Effekten av bedret akselerasjon/retardasjon, maksimalhastighet på rettspor og økning av kurvehastighetene er undersøkt separat med nåværende traséforhold. Et parameterstudium er foretatt for strekningen Oslo–Trondheim ved å utføre kjøre-

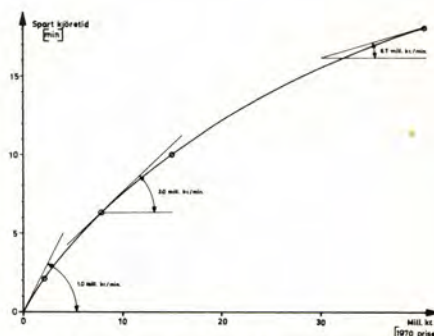


Fig. 10. Spart kjøretid for konvensjonelt materiell (lok. og vogner) som funksjon av investeringer i prosjekterte kurveutrettinger på Dovrebanen.

tidsberegninger ved hjelp av EDB under bl. a. følgende forutsetninger:

- 10 stopp underveis
- konstant akselerasjon/retardasjon i hele hastighetsområdet
- banedata og hastighetsavsnitt som i 1973
- tog lengde 100 m.

Dovrebanens kurveforhold, som er noenlunde representative for NSB's linjenett, fremgår av figur 11. En ser at ca. halvparten av strekningen ligger i kurver, og halvparten av kurvene har radius mindre eller lik 500 m.

Betydningen av bedret akselera-

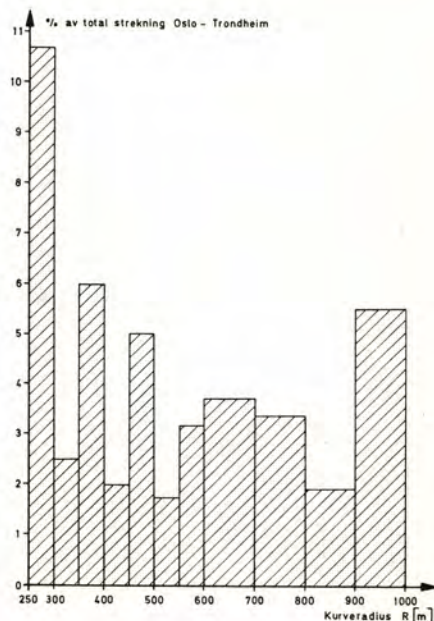


Fig. 11. Fordeling av kurver på strekningen Oslo–Trondheim. Rett spor inklusiv kurver med $R > 1000$ m utgjør 54% av strekningen som totalt er 553 km.

sjon/retardasjon fremgår av figur 12.

En ser at en økning i akselerasjon/retardasjon fra 0,25 til 1,0 m/s², når maksimalhastigheten er 120 km/h som i dag, hever reisehastigheten med ca. 7,5 km/h, som tilsvarer ca. ½ time kortere reisetid i dette tilfellet. Ved maksimalhastighet 140 km/h, øker reisehastigheten ca. 10 km/h ved økning fra 0,25 til 1,0 m/s² i akselerasjon/retardasjon. En ser altså at betydningen av bedret akselerasjon/retardasjon øker ved økende maksimalhastighet. Imidlertid krever stor akselerasjon i det øvre hastighetsområdet høy ytelse pr. vektenhet og stort energiforbruk.

Akselerasjons-/retardasjonsøkning utover 1 m/s² gir liten ekstra gevinst i kjøretid. Dessuten ligger komfortgrensen et sted mellom 1,0 og 1,2 m/s².

Gjennomsnittlig akselerasjon/retardasjon for dagens materiell kan en anta ligger i området 0,25 m/s².

For nytt materiell med relativt høy effekt pr. vektenhet, kan en gjennomsnittlig akselerasjon/retardasjon på ca. 0,5 m/s² betraktes som realistisk.

Konklusjonen blir da at man ved å bedre materiellets akselerasjons-/retardasjonsevne alene, kan oppnå en økning i reisehastighet på ca. 5 km/h og en besparelse i reisetid

Oslo-Trondheim på ca. 20 minutter.

Virkningen av å øke maksimalhastigheten fremgår også av figur 12. Dersom maksimalhastigheten heves fra 120 til f. eks. 140 km/h, vil reisehastigheten bare øke med 1,5 km/h når akselerasjon/retardasjon = 0,25 m/s² og 2,5 km/h når a = r = 0,5 m/s². Forkorting av reisetid blir henholdsvis 7 og 10 minutter. En heving av maksimalhastigheten på rettspor, uten å endre andre forhold samtidig, gir altså liten tidsbesparelse.

Figur 13 illustrerer virkningen av høyere kurvehastigheter når akselerasjon/retardasjon er konstant og lik 0,5 m/s². Når maksimalhastigheten er 120 km/h, vil 10% økning av kurvehastighetene øke reisehastigheten med ca. 6 km/h, dvs. ca. 23 minutter kortere reisetid Oslo-Trondheim. 40% økning av kurvehastighetene reduserer reisetiden med ca. 63 minutter.

Som man ser, betyr kurvehastighetene mest dersom en skal heve reisehastigheten på NSB's nåværende traséer. Dermed kommer akselerasjon/retardasjon som nest viktigste faktor. Øket maksimalhastighet, dersom ingen andre parametre endres, er av mindre betydning.

Denne konklusjonen er kanskje ikke så overraskende hvis vi igjen ser på figur 11 som viser fordelingen av

kurver på strekningen Oslo-Trondheim. Kurver med radius 250 til 300 m finner en nesten bare på sekundære sidebaner i utlandet. På Dovrebanen utgjør slike kurver ca. 11% av totalstrekningen. Værre enda er at de ligger spredt og utgjør «flaskehals», slik at deres hastighetsnedsettende effekt blir atskillig større enn deres prosentvise andel skulle tilsi.

Anskaffelse av nytt rullende materiell med god akselerasjonsevne og mulighet for å oppnå høyere hastigheter i kurver synes å være en farbar vei for å kunne øke reisehastighetene ved NSB.

Betydning av kortere stasjonsopphold, sløyfing av stopp og finere inndeling av hastighetsavsnittene

Tidstapet ved stopp kan inndeles i to komponenter:

- Tid for retardasjon før stopp og akselerasjon etter stopp, fratrukket den tiden toget bruker dersom stasjonen gjennomkjøres uten stopp.
- Oppholdstid på stasjonen.

Figur 14 illustrerer tidstapet på grunn av retardasjon/akselerasjon ved stopp, når hastigheten før og etter stopp = V og retardasjonen, r, er lik akselerasjonen, a.

Antar en at V er 90 km/h og a = r = 0,25 m/s², blir tidstapet (eksklusiv stasjonsopphold) 100 s pr. stopp og 1200 s, dvs. 20 minutter for 12 stopp. Ved å øke a og r til det dobbelte, 0,5 m/s², halveres dette tidstapet. (Denne virkningen er inkludert i figurene 12 og 13, men bare med 10 stopp underveis.) Gjennomsnittlig stasjonsopphold for dagens fjern-tog antas å ligge omkring 2 minutter. Det ses da bort fra ekstra ventetid på grunn av kryssinger etc. Dette gir 24 minutter ekstra reisetid ved 12 stopp underveis. Alt ialt kreves det ca. 44 minutter på grunn av 12 stopp for dagens ekspress-tog Oslo-Trondheim, dvs. 3 minutter og 40 sekunder pr. stopp.

Eliminering av stopp er i prinsippet den enkleste måten å spare reisetid på, men dette virkemiddel kan bare benyttes i begrenset omfang av hensyn til service overfor reisende som sokner til svakt trafikkerte stasjoner.

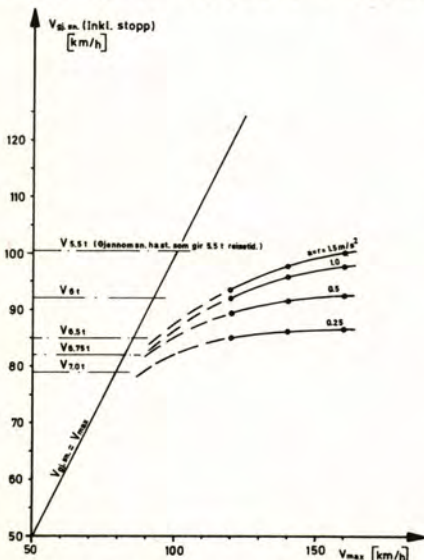


Fig. 12. Gjennomsnittshastighet Oslo-Trondheim plottet mot maksimalhastighet for forskjellige verdier av akselerasjon/retardasjon (Inkl. 10 stopp á 0,5 min. opphold underveis).

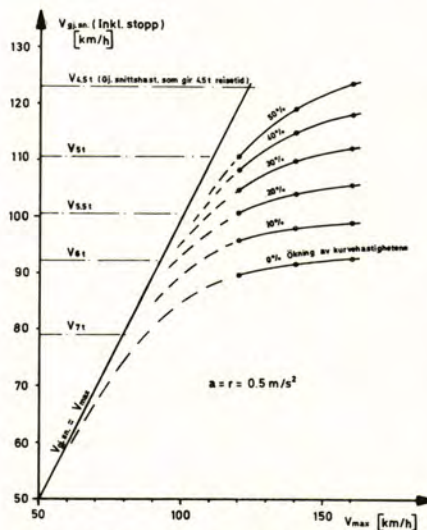


Fig. 13. Gjennomsnittshastighet Oslo-Trondheim plottet mot maksimalhastighet for forskjellige verdier av økning av kurvehastighetene. Akselerasjon = retardasjon = 0,5 m/s².

Kortere stasjonsopphold kan muliggjøres ved å bedre vognenes innstigningsforhold, kombinert med automatisk døråpning/lukking. På denne måten burde det være mulig å redusere gjennomsnittlig stasjonsopphold med ca. 1 minutt, dvs. til ca. halvparten av i dag.

Alle kjøretidsberegninger som det hittil er referert til, er basert på nåværende inndeling av hastighetsavsnittene på strekningen Oslo-Trondheim. Når det snakkes om f. eks. 30% økning av kurvehastighetene, er det hastigheten innenfor hvert hastighetsavsnitt som er øket med 30%, dog uten at maksimalhastigheten på rettstrekning overskrides. Som regel er det en eller et par kurver innenfor et hastighetsavsnitt som bestemmer hastigheten for hele avsnittet. Dette betyr at kurvehastighetene bare økes med den oppgitte prosentssats i disse kurvene. I alle andre kurver er økningen mindre. Ved å gå til en finere oppdeling av hastighetsavsnittene, vil det være mulig å oppnå en reisetidsgevinst. Dersom en forutsetter at *alle* kurver gjennomkjøres med maksimal kurvehastighet ifølge gjeldende regler, eventuelt med prosentvis tillegg, viser foretatte kjøretidsberegninger at vi kan spare 25–40 minutter i forhold til om vi benytter nåværende inndeling, avhengig av materielltype.

«Prisen» for denne kjøretidsreduksjonen er at antall hastighetsavsnitt øker fra 275 i dag til ca. 1100, altså en firedobling. Man får i tillegg 20–40% økning i energiforbruket på grunn av alle hastighetsendringene.

Situasjonen for føreren blir også mer stressende. 1100 hastighetsendringer i løpet av f. eks. 6 timer gir en hastighetsendring hvert 20. sekund i gjennomsnitt.

Det optimale vil sannsynligvis være å endre en del hastighetsavsnitt. Under forprosjektet ble imidlertid nåværende inndeling benyttet.

Bygging av nye traséer og kurveutrettinger på nåværende traséer er ikke vurdert videre under forprosjektet.

Muligheten for å heve reisehastighetene ligger da i å anskaffe nytt rullende materiell med bedre akselerasjon/retardasjon, høyere maksimalhastighet, høyere kurvehastighe-

ter og bedre innstillingsforhold. De enkelte faktorene er nedenfor oppsummert etter sin betydning:

- 1) Økning av kurvehastighetene.
- 2) Bedret akselerasjon/retardasjon.
- 3) Kortere stasjonsopphold.
- 4) Høyere maksimalhastighet.

Begrensninger ved økning av kurvehastighetene

Hastighetene i kurver kan selvsagt ikke økes ubegrenset. Nedenfor er det satt opp en oversikt over begrensende faktorer, som hver skal behandles separat i det etterfølgende:

- Komfort.
- Avsporingfare.
- Krefter mot sporet.
- Veltefare.
- Strømvaktforhold.

Komfort

Med konvensjonelt rullende materiell begrenses kurvehastighetene i første rekke av hensynet til passasjerenes komfort. Den ukompenserte sideakselerasjonen, a_u , får ikke overskride en viss verdi. Denne grenseverdien er ikke eksakt målbar, og den avhenger bl. a. av den totale reisesituasjonen. For å konkretisere dette noe, kan det nevnes at man tolererer høyere ukompensert sideakselerasjon dersom reisesituasjonen er relativt kort. Videre vil man også akseptere høyere ukompensert sideakselerasjon dersom materiellets kjøreegenskaper ellers er gode, dvs. når vibrasjoner, slag og støt på grunn av sporfeil, støy etc. har lave verdier. Om man står eller sitter betyr også mye. Godt utformede seter bidrar til at man vil tolerere en høyere ukompensert sideakselerasjon. Etter hvert har en ved de forskjellige jernbaneforvaltninger kommet frem til en ukompensert sideakselerasjon som legges til grunn for beregning av hastigheten i kurver. NSB's hastighetsklasse I er basert på $a_u = 0,65 \text{ m/s}^2$. Maksimal ukompensert sideakselerasjon ved en del andre jernbaner:

DB: 0,85, SNCF: 1,0, New Tokaido Line: 0,4, BR: 0,6, SBB: 0,8, SJ: 0,5, FS: normal 0,6, motorvogntog 0,8 og nye TEE tog 1,0. I figur 15 er NSB's nåværende hastigheter i kurver plottet som funksjon av kurveradius.

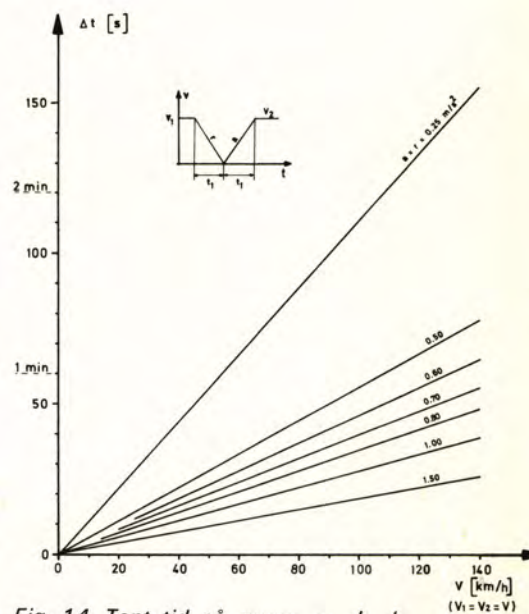


Fig. 14. Tapt tid på grunn av akselerasjon/retardasjon ved stopp som funksjon av hastigheten før/etter stopp.

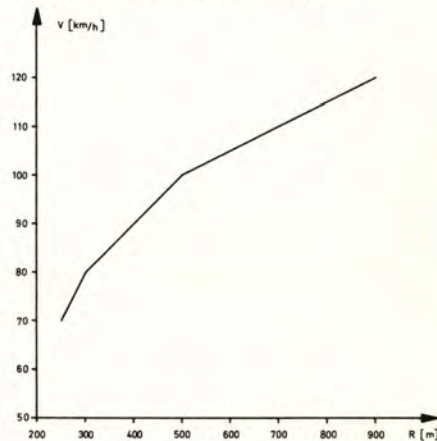


Fig. 15. Hastighet som funksjon av kurveradius, uten krenning. (NSB's hastighetsklasse I).

Sideakselerasjonen som føles av passasjerene er ofte betydelig høyere (20–40%) enn den teoretiske sideakselerasjonen, som kan beregnes etter følgende formel:

$$a_u = \frac{V^2}{R} \cdot \cos \Phi_s - g \cdot \sin \Phi_s \quad (1)$$

- V = hastighet
- R = kurveradius
- Φ_s = sporets hellingsvinkel

Dette skyldes at nåværende personvogner har relativt myk fjæring og høytliggende tyngdepunkt, som igjen forårsaker at vognene krenger

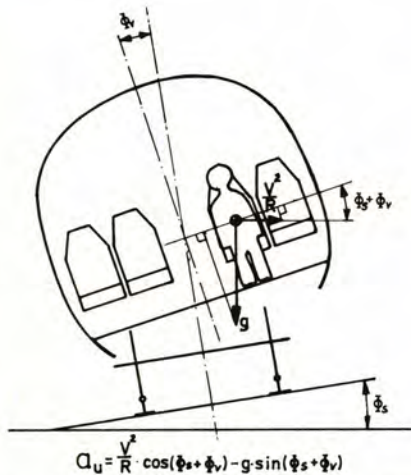


Fig. 16. Krenning av vognkassen reduserer den ukompenserte sideakselerasjonen som føles av passasjerene.

utover i kurver. Dersom likning (1) løses med hensyn på hastigheten V , får en:

$$V = \sqrt{\frac{(a_u + g \cdot \sin \Phi_s) \cdot R}{\cos \Phi_s}} \quad (2)$$

En ser at ved en gitt kurveradius og ukompensert sideakselerasjon, kan kurvehastighetene økes ved å øke sporets dosering eller hellingsvinkel Φ_s . Største overhøyde ved NSB er 150 mm, som tilsvarende $\Phi_s = 5,74^\circ$. I tog som står stille i en kurve med maksimal overhøyde, vil passasjerene føle en ukompensert sideakselerasjon $a_u = g \cdot \sin 5,74^\circ \approx 1 \text{ m/s}^2$, pluss 20–40% på grunn av vognens fjæring.

Å øke overhøyden har altså en komfortmessig begrensning i tillegg

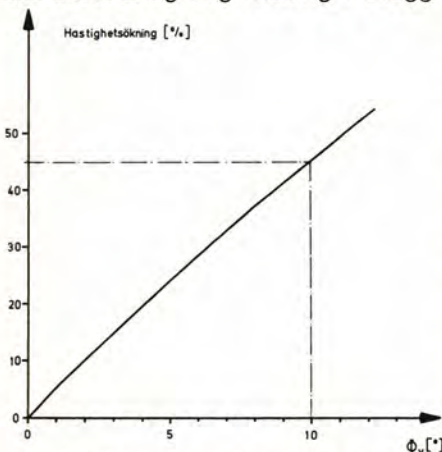


Fig. 17. Mulig hastighetsøkning i kurver (med overhøyde 150 mm), plottet mot vognkassens krenningsvinkel.

til at det er kostbart å endre våre faste anlegg. Stor overhøyde vil også øke slitasjen på innerskinnen ved kjøring av saktegående godstog.

Krenning av vognkassen

For å overvinne den komfortmessige begrensningen av kurvehastighetene som settes av den ukompenserte sideakselerasjonen, kan man innføre krenning av vognkassen, figur 16. Hastigheten i kurver fåes da ved å innføre $\Phi_s + \Phi_v$ i stedet for Φ_s i likning (2).

$$V = \sqrt{\frac{(a_u + g \cdot \sin(\Phi_s + \Phi_v)) \cdot R}{\cos(\Phi_s + \Phi_v)}} \quad (3)$$

Φ_v = vognkassens krenningsvinkel.

I figur 17 er mulig hastighetsøkning i kurver plottet mot krenningsvinkel når teoretisk ukompensert sideakselerasjon hele tiden er $0,65 \text{ m/s}^2$ og overhøyden er lik 150 mm. Vi ser at 10° krenningsvinkel muliggjør ca. 45% hastighetsøkning. Som en tommelregel kan en si at 1° krenningsvinkel muliggjør 5% hastighetsøkning.

I figur 18 er forløpet av sideakselerasjonen ved gjennomkjøring av en kurve fremstilt skjematisk. Ved økning av hastigheten øker både den ukompenserte sideakselerasjonen og siderykket (endring i sideakselerasjonen pr. tidsenhet). Tidligere regnet man med at komfortgrensen for siderykk lå rundt $0,3 \text{ m/s}^3$. Nyere forsøk (6) gir grenseverdier i området $0,7\text{--}1,2 \text{ m/s}^3$. Referanse (7) oppgir maks. siderykk = 1 m/s^3 .

Figur 19 viser ønsket forløp av sideakselerasjonen når man innfører krenning av vognkassen. Ved en ideell krenning uten tidsforsinkelse, vil både siderykk og maksimal sideakselerasjon reduseres i samme forhold. I virkeligheten vil alltid en del av passasjerene føle det som om krenningen har en liten tidsforsinkelse. Dette skyldes at vognene har en viss lengde. Bare ett punkt i vognen kan til enhver tid ha den «ideelle» krenning. I løpet av denne tidsforsinkelsen, representert ved Δt i figur 19, vil passasjerene føle samme siderykk som man ville gjort uten krenning.

Overgangskurvene ved NSB er relativt korte. Ved f. eks. 40% høyere

kurvehastigheter enn i dag, vil overgangskurvene bli gjennomkjørt i løpet av ca. 2 s. I løpet av denne tiden må en ved hjelp av et *deteksjons-system* oppdage at en går inn i en kurve, og ved hjelp av et *styresystem* sørge for at vognkassen hurtig og presist dreies til korrekt krenningsvinkel.

Som deteksjonssystem i forbindelse med servostyrt krenning anvendes gjerne et akselerometer, ofte kombinert med en gyro. Problemet i forbindelse med å oppnå en hurtig deteksjon av kurver er at sporet alltid har visse horisontale uregelmessigheter. En må altså skille mellom akselerometer- og gyro-signaler som skyldes sporfeil og de som skyldes at en går inn i en kurve. For å overkomme dette problemet kan en i stedet for å benytte akselerometre og gyroer, plassere givere i sporet som varsler om kurvens begynnelse og slutt, overgangskurvene lengder, kurveradius osv. Med alle våre kurver (ca. 800 bare på strekningen Oslo–Trondheim over Dovre) vil dette bli en kostbar løsning. Dessuten må givene stadig justeres når små eller større linjeforandringer foretas. På den annen side er en slik løsning noe mer realistisk dersom den kombine-

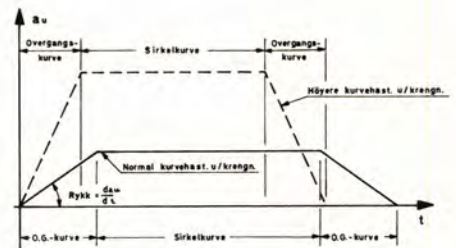


Fig. 18. Forløp av sideakselerasjon ved gjennomkjøring av en kurve, uten krenning.

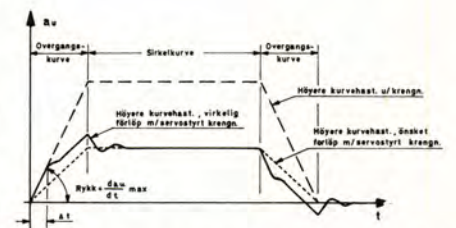


Fig. 19. Forløp av sideakselerasjon ved gjennomkjøring av en kurve, med og uten krenning.

res med givere for automatisk hastighetsovervåking (ATC).

Den enkleste løsningen er at toget selv medbringer sitt deteksjonsutstyr. Derfor har SI (Sentralinstitutt for industriell forskning) og NSB utført prøver med akselerometre og gyroer plassert på en boggie (8). Målingene viste at vi med en kombinasjon av akselerometer og gyro kan komme ned i en deteksjonstid i området 0,2–0,3 s. Prøvene ble utført på en standard personvognboggi (NSB's målevogn) med kurvehastigheter opptil 30% høyere enn dagens nivå.

Ved hastighet 130 km/h, dvs. 36 m/s, tilbakelegges 7,2 m i løpet av 0,2 s. Avstanden fra boggi til midtpunkt av vogn, dvs. halve boggisenteravstanden, er ca. 8 m. For å kunne styre vognens midtpunkt korrekt bør derfor deteksjonstiden være mindre enn 0,2 s dersom hver vogn skal ha sin egen deteksjonsutrustning. Dersom vognene mottar en styreimpuls fra vognen foran, blir det bare første vogn i toget som må utstyres med deteksjonssystem.

Alt i alt konkluderer vi under forprosjektet med at det synes mulig å lage et tilstrekkelig hurtig deteksjonssystem som vil egne seg under våre forhold. Denne konklusjonen styrkes også ved at man i utlandet har kommet frem til løsninger som synes svært gode, her tenkes i første rekke på Fiats system basert på akselerometer og gyro, se senere i artikkelen.

De japanske statsbanene, JNR, har utviklet et krenningsystem ba-

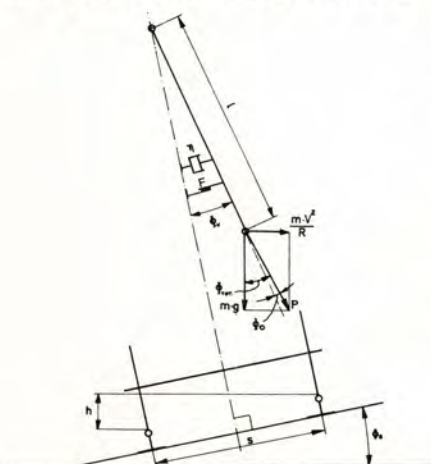


Fig. 20. Prinsippmodell for krennings-simulering.

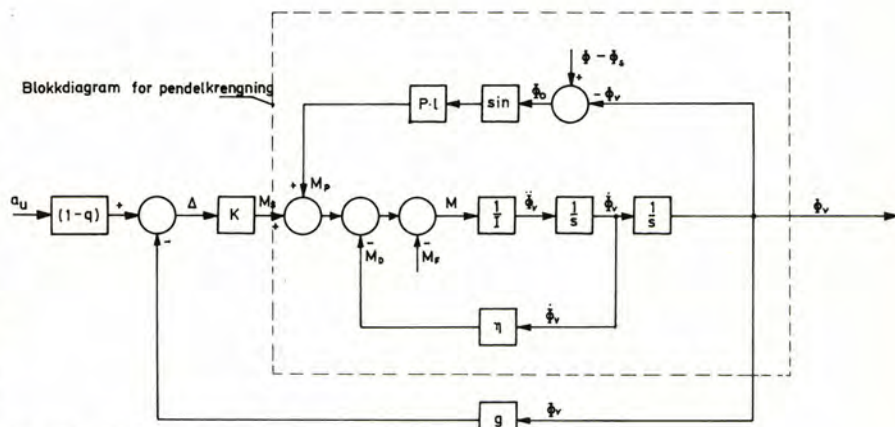


Fig. 21. Blokkdiagram for simulering av krenning.

sert på pendelprinsippet, dvs. uten servostyring og deteksjonssystem. Pendelkrenning, eller passiv krenning, virker på den måten at vognkassen i prinsippet er opphengt som en pendel med tyngdepunktet lavere enn omdreiningspunktet som illustrert i figur 20. For å kunne sammenlikne servostyrt, eller aktiv krenning, med passiv krenning under ulike kurveforhold, har en under forprosjektet utarbeidet et simuleringprogram for en bord-datamaskin.

Når en neglisjerer vognens fjæring (feilen på grunn av dette kan utgjøre ca. 10% i ukompensert sideakselerasjon og krenningsvinkel når vognens fjærsystem er utlagt slik at rullvinkelkoeffisienten er lav) blir systemets differensiallikning:

$$\ddot{\Phi}_v \cdot l + \dot{\Phi}_v \cdot \eta + M_F = M_P \quad (4)$$

Φ_v = vognkassens krenningsvinkel

l = vognkassens treghetsmoment om omdreiningspunktet

η = dempekonstant

M_F = friksjonsmoment

$M_P = P \cdot \sin \Phi_o \cdot l$

$$P = m \sqrt{g^2 + \left(\frac{V^2}{R}\right)^2}$$

m = vognkassens masse

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

V = togets hastighet

R = kurveradius

$\Phi_o = \Phi - \Phi_s - \Phi_v$

$$\Phi = \text{Arctg} \left(\frac{V^2}{R \cdot g} \right)$$

Φ_s = sporets hellingsvinkel

l = avstanden fra tyngdepunktet til omdreiningspunktet.

Videre har en ved gjennomkjøring

av lineære overgangskurver følgende funksjoner for kurveradius og sporets hellingsvinkel Φ_s :

$$R = R_s \cdot X_o / X$$

$$\Phi_s = \text{Arcsin} \left(\frac{h_s \cdot X}{S \cdot X_o} \right)$$

R_s = sirkelkurvens radius

h_s = sirkelkurvens overhøyde

S = avstand fra skinnemidte til skinnemidte

X_o = overgangskurvens lengde

X = tilbakelagt distanse inn i overgangskurven.

Ved pendelkrenning har en kun vognkassens masse under påvirkning av en sideakselerasjon, som forårsaker det ønskede krenningsmoment, M_P . Ved servostyrt krenning tilføres et ekstramoment ved hjelp av hydraulikk e. l. Servomomentet, M_s , er for simuleringene beregnet etter følgende formel:

$$M_s = K (a_u - q \cdot a) \quad (5)$$

a = fri sideakselerasjon

a_u = sideakselerasjon inne i vognkassen

q = innstillbar konstant

$q \cdot a$ = ønsket nivå for sideakselerasjonen inne i vognkassen

K = forsterkningsfaktor

Servomomentet er altså satt proporsjonalt med avviket mellom virkelig og ønsket sideakselerasjon inne i vognkassen.

For å unngå å benytte spesielle akselerometre for måling av sideakselerasjon inne i vognkassen, kan likning (5) ved hjelp av visse tilnærmelser omskrives som følger:

$$M_s = K [a \cdot (1-q) - g \cdot \Phi_v] \quad (6)$$

Φ_v = vognkassens krenningsvinkel i radianer.

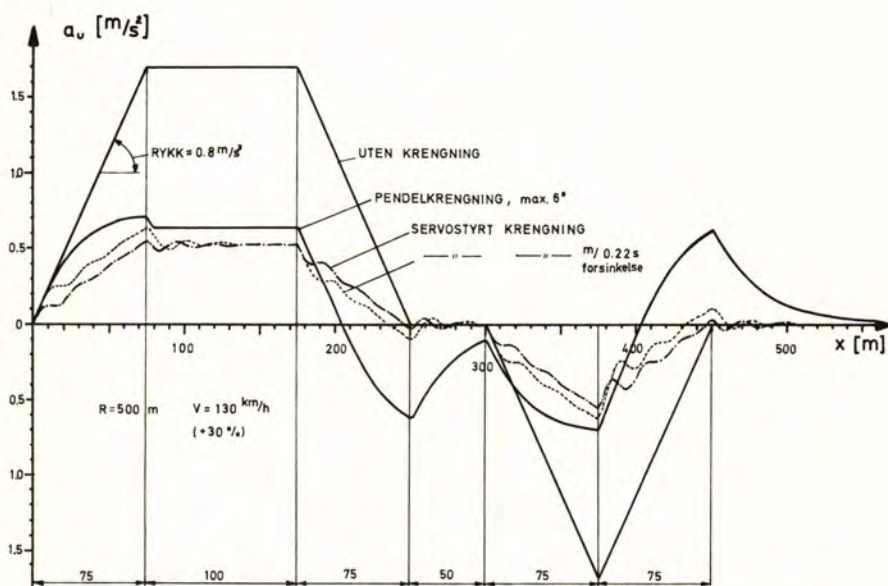


Fig. 22. Simulert forløp av ukompensert sideakselerasjon ved gjennomkjøring av S-kurve med mellomliggende rettspor.

I likning (6) inngår Φ_v (som i alle fall må måles) i stedet for a_u .

Figur 21 viser blokkdiagrammet som er benyttet for krenningssimuleringen. Som en ser er det til blokkdiagrammet for pendelkrenning bare tilføyet en ekstra tilbakekoplingsløyfe for styring av servomomentet. Ved et system for praktisk bruk ville også dempesløyfen bli ført lenger tilbake for på denne måten direkte å påvirke servomomentet. En unngår dermed at servomomentet og energiforbruket må økes for å motvirke dempemomentet. For resultatet av simuleringene med hensyn til komfort spiller dette imidlertid ingen rolle.

I figur 22 vises forløpet av ukompensert sideakselerasjon uten og med krenning ved gjennomkjøring av en venstre- og en høyrekurve med mellomliggende 50 m rettspor. Kurveradius er 500 m og hastighet 130 km/h, dvs. 30% høyere enn i dag. Overgangskurvene er alle 75 m lange i dette eksempelet. Venstre-sirkelkurven har en lengde lik 100 m, mens høyrekurven bare består av de to overgangskurvene.

Uten krenning blir den frie sideakselerasjonen $1,7 \text{ m/s}^2$ og rykket $0,8 \text{ m/s}^3$. Med pendelkrenning bedres forholdene betraktelig. Maksimalverdien av rykket er fremdeles $0,8 \text{ m/s}^3$, men varigheten er nå redusert. Ved utkjøring av kurver

oppstår et uønsket fenomen for pendelkrenning: Først når den ukompenserte sideakselerasjonen virker i motsatt retning, dvs. innover mot kurvens sentrum, begynner vognkassens krenning å avta, og fordi det er en naturlig treghet i krenningen, vil krenningsvinkelen først reduseres til null et stykke etter kurven. Inntil så er skjedd, vil passasjerene føle en sideakselerasjon innover i kurven, dvs. i motsatt retning av hva en er vant til og føler naturlig. Med servostyrt krenning elimineres denne ulempen. Samtidig reduseres varigheten av det maksimale rykket ytterligere, avhengig av hvor hurtig deteksjons- og styresystemet kan gjøres.

På basis av en rekke simuleringer, der bl. a. både japanske og norske kurveforhold er undersøkt (1), kan en trekke den konklusjonen at pendelkrenning vil muliggjøre opptil 20% høyere kurvehastigheter uten at komforten blir dårligere enn i japanske krenningstog. Med servostyrt krenning vil en med et tilstrekkelig hurtig system kunne kjøre opptil ca. 40% hurtigere i kurver med tilstrekkelig komfort.

Servostyrt krenning har fordeler og ulemper i forhold til pendelkrenning:

Ulemper:

- Krever mer teknisk utrustning og automatikk, derfor:

- Noe dyrere i anskaffelse.
- Noe dyrere i drift.

Fordeler:

- Tillater høyere kurvehastigheter med bibehold av tilstrekkelig komfort når det gjelder forløp av kvasistatisk sideakselerasjon og siderykk.
- Beliggenheten av vognkassens dreiepunkt kan velges relativt fritt. Dette er gunstig av hensyn til sikkerhet mot velting og vognkassens utforming. (Pendelkrenning gir liten bredde i setehøyde ved store krenningsvinkler.)
- Friksjon i krenningsmekanismen (f. eks. på grunn av snø og is) har tilnærmet ingen betydning for hurtigheten av et servostyrt krenningssystem. En kan derfor også benytte en billigere og enklere krenningsmekanisme enn f. eks. den japanerne har konstruert for sine pendeltog.
- Skjevbelastning på vognkassen som forårsaker et krenningsmoment er et mindre problem ved servostyrt krenning enn ved pendelkrenning. (En slik skjevbelastning kan skyldes skjev vektfordeling i vognkassen, utvendig skjevbelastning på grunn av sidekrefter fra frontploegen når en kjører gjennom usymmetriske snøskavler, krefter på grunn av sidevind eller liknende.)

Krengende tog, utenlandske prosjekter

Før de andre faktorene som begrenser hastighetene i kurver behandles, vil jeg relativt kort beskrive de utenlandske krenningstogprosjektene som er mest interessante for NSB. En mer utførlig beskrivelse finnes i ref. (1).

Chesapeake and Ohio gjorde allerede i 1950-årene eksperimenter med et lettvektstog utstyrt med kurvekrenning.

I 1956 bygde *SNCF* en forsøksvogn med krenning basert på pendelprinsippet, se figur 23. Vognkassen kunne dreie 18 grader til hver side. På grunn av pendeloppheget over boggiene ble det liten plass til passasjerer og konstruksjonen ble derfor ansett som uøkonomisk. Vognen er senere nytt til forsøk med servostyrt krenning.

United Aircraft Corporations «Turbotrain» er så vidt vites første tog med krenkning i kommersiell drift. Figur 24 viser krenkningsmekanismen. Ved hjelp av svingarmer oppnår man et fiktivt, høytliggende dreiepunkt. Tyngdepunktet ligger lavt, slik at vognkassen krenker som en pendel. Største krenkningsvinkel er imidlertid liten, bare 3°. «Turbotrain» har vært/er i bruk på strekningene Montreal-Toronto og Boston-New York. Driftsproblemer, spesielt med gassturbinene, har gitt «Turbotrain» dårlig ry i jernbanekretser, selv om markedsresponsen på grunn av kortere reisetider har vært positiv.

I 1973 tok JNR i bruk nye elektriske motorvognsett med pendelkrenkning på den 252 km lange strekningen mellom Nagano og Nagoya. Japanerne bygger ut sitt Shin Kansen system i et imponerende tempo. Samtidig arbeider man med å redusere reisetidene på det opprinnelige jernbanenettet, som i motsetning til Shin Kansens normalspor er basert på 1,067 m sporvidde. For det eldre nettet har man funnet det økonomisk uforutsigelig å foreta store traséomlegginger. I stedet satser man på materiell som kan oppnå høyere reisehastighet på nåværende traséer.

For de nye pendelkrengende togsettene tillates opptil 20 km/h høyere kurvehastigheter enn tidligere. Dette, sammen med elektrifisering på strekningen Nagano-Nagoya, har muliggjort ca. 20% økning av gjennomsnittshastigheten.

Prototypsett med krenkning ble prøvet i 3 år før serieproduserte motorvognsett ble introdusert. Serieversjonen beskrives her.

Krenkningsbevegelsen er muliggjort ved hjelp av ruller i boggien, se figur 25 og 26. Krenkningsbevegelsen er hydraulisk dempet. Maksimal krenkningsvinkel er 5-6°.

Krenkningen sperrer ved hjelp av trykkluftsyndere når kjørehastigheten er lavere enn 30 km/h. Maksimal hastighet er 120 km/h.

Ordinære togsett består av 9 enheter. Endevognene og 1. kl. vognen er uten fremdrift. 2 motorvogner danner en elektrisk enhet. Togsettet har altså 3 slike 2-vogners enheter. Totalt antall sitteplasser er 612 og total lengde av togsettet er 191 m.

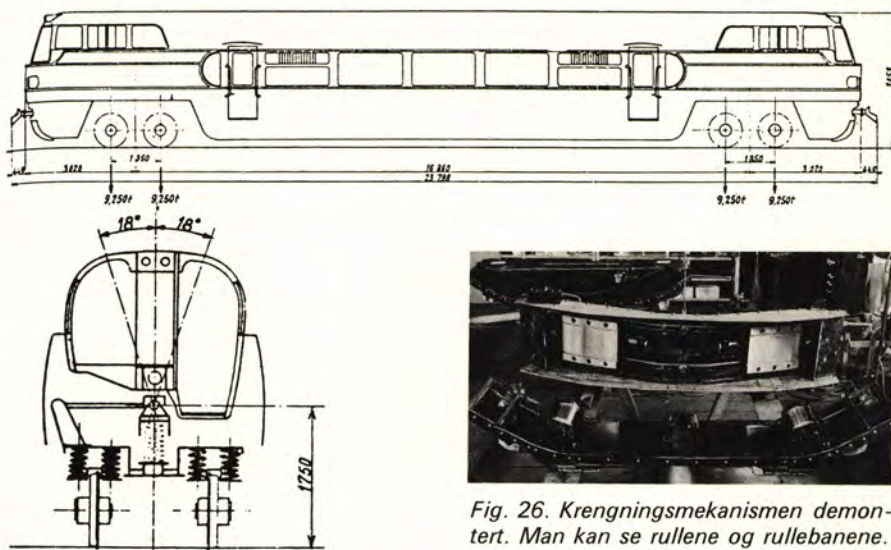


Fig. 23. Fransk forsøksvogn med pendelkrenkning (1956).

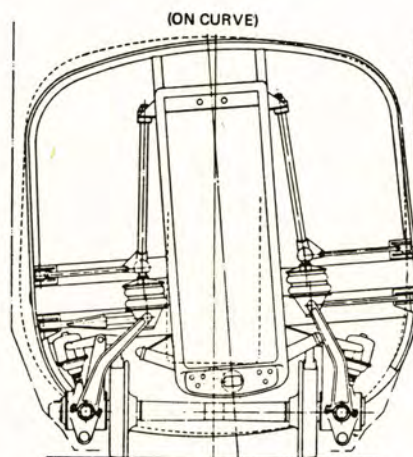


Fig. 24. «Turbotrain's» krenkningsopp-heng.

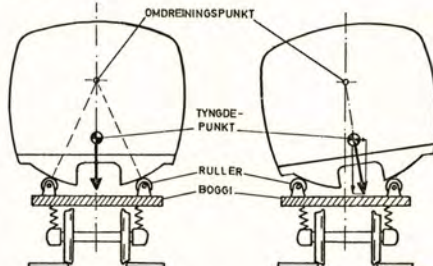


Fig. 25. Japansk krenkningsmekanisme med ruller i boggien. Pendelkrenkning krever at vognkassens omdreingspunkt ligger høyere enn tyngdepunktet.

Pr. mars 1974 var det i alt levert 5 togsett à 9 vogner = 45 enheter. Flere sett er under bygging.

FIAT har i samarbeid med FS byg-



Fig. 26. Krenkningsmekanismen demontert. Man kan se rullene og rullebanene.

get og utprøvet en motorvogn med servostyrt krenkning, type Y 0160, vist i figur 27 og 28. Forsøkene med denne har dannet grunnlaget for et 4-vogns prototypogsett som nå er under utprøving i kommersiell drift ved FS, se figur 30. RENFE har bestilt et antall tilsvarende togsett for utprøving i Spania.

FIAT har lagt stor vekt på å redusere sporkreftene ved å benytte vognkasseopphengte motorer for å redusere boggivekten, som er ca. 6 t. Også akseltrykket er holdt lavt, ca. 10 t.

Motorkraften overføres til indre aksel i hver boggi ved hjelp av en kardangaksel, se figur 28. Videre har en redusert uavfjærede vekt til et minimum, ca. 1.5 t for de drevne akslene.

Boggiene er laget som H-rammer med spesielle gummilagrede ledd som øker torsjonsflexibiliteten, figur 28. På denne måten reduseres hjulavlastninger på grunn av vindskjevheter i sporet (som en blant annet har i overgangskurvener).

Strømvaktakeren er plassert på en boggimontert ramme, figur 29. Gjennomføringen i taket er utført med en relativt enkel tetning.

Figur 29 viser også krenkningsmekanismen. To korte svingarmer fikserer krenkningsgeometrien. Hydraulisk opererte jekker sørger for dreiemomentet. Maksimal krenkningsvinkel er 10°. Tyngdepunktet i vognkassen ligger noe under det fik-



Fig. 27. Y0160, FS/FIAT's forsøksvogn med servostyrt krenning.

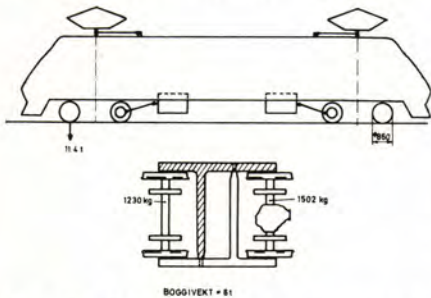


Fig. 28. Y0160 – Vognkasseopphengte motorer sørger for lave boggivekter som igjen reduserer dynamiske sporkrefter. Torsjonsfleksibel boggiramme.

tive dreiesenteret (dette forskyves en del under krenningen). Dette bevirker at vognkassen er selvopprettende hvis servosystemet er ute av funksjon.

FIAT har uteksperimentert et meget hurtig deteksjons- og styresystem for krenningen, basert på boggimontert akselerometer og gyro. Responstiden for krenningen er redusert til 0,1–0,2 s.

Gyroyen måler 1. boggis vinkelhastighet om en lengdeakse, dvs. gyroen varsler kurvene ved å registrere sporets overhøyde.

En gyro er et relativt kostbart instrument. Derfor eksperimenterer FIAT også med å måle 1. boggis vridning (på grunn av overhøyden) i forhold til vognkassen eller i forhold til 2. boggi. Dersom disse forsøkene faller heldig ut, vil gyroene kunne erstattes av enkle vinkelmålere.

Et ordinært togsett består av 4 enheter. En av mellomvognene inneholder kjøkken og bar. På grunn av relativt trangt konstruksjonsprofil er vognkassens største utvendige bredde kun 2,75 m og gir derfor bare plass til 3 seter i bredden. Endevogn-

ene og en av mellomvognene inneholder 49 sitteplasser og barvognen 24 sitteplasser, totalt 171 sitteplasser for et 4-vognsett.

Togsettet kan utvides til 6, 8 eller 10 enheter. Ytelsen pr. tonn togvekt, som er 15,4 kw, endres ikke med antall enheter, ettersom alle har motorer. Maksimal hastighet er 250 km/h.

Sentralkopling mellom vognene og spesialkonstruert overgangsarrangement tillater 20° relativ krenning mellom to vogner. Helsveiset aluminiumsvognkasse, 200 tonn trykkestyrke. Klimaenlegg i alle vogner, faste vinduer.

SJ/ASEA arbeider i fellesskap med et forsøksprosjekt for utprøving av krenning, måling av krefter hjul/skinne etc. ved hastigheter opp til 200–220 km/h.

SJ begynte relativt tidlig med utredningsarbeider, og i 1969 forelå det en rapport fra SJ's Centralforvaltning (9) som redegjorde for tekniske muligheter for- og tidsgevinster ved innføring av hurtige tog med krenning. SJ har også foretatt lønnsomhetsberegninger som går i favør av etter hvert å anskaffe mer moderne materiell som muliggjør kortere reisetider.

Omkring 1970 ble et forstadsmotorvognsett av X1-typen ombygd og utstyrt med luftoperert krenning. Forsøkene med denne vognen har gitt nyttige erfaringer for X15-prosjektet som nå pågår. X15 er et 3-vognsett, se figur 31, ombygd fra type X5, men utstyrt med X1 boggi og elektrisk utrustning og omgearet for 200–220 km/h maksimal hastighet.

X15 prosjektet finansieres halvparten av SJ og halvparten av ASEA. Prosjektets hensikt er bl. a. å teste simuleringmodeller for vognodynamikk mot virkelige prøver, måle kref-

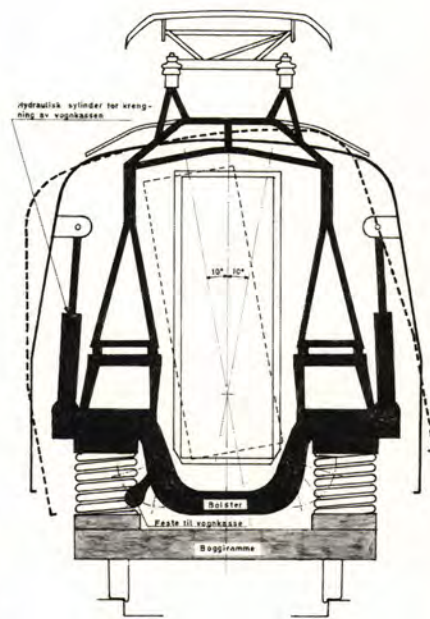


Fig. 29. FIAT's krenningsmekanisme og strømavtakerløsning.

ter hjul/skinne (og dermed sikkerhet mot klating m. m.) og teste krenningssystemet.

Første del av prøveprogrammet er gjennomført. På grunnlag av erfaringer man har gjort, har ASEA konstruert en ny boggi med bl. a. hydraulisk operert krenning og luftsekundærfjæring. To nye boggi monteres inn på mellomvognen i disse dager. Et nyutviklet deteksjons-/styresystem basert på akselerometer og gyro skal også utprøves under neste forsøksomgang, som sannsynligvis vil begynne i sommer og være avsluttet i løpet av året.

Endevognene har fremdrift på i alt 8 aksler med en samlet årimeytelse på 2240 kW. Største akseltrykk er 13,5 t og totalvekten for hele settet er ca. 155 t.

Parallelt med X15-prosjektet arbeider ASEA med prosjektering og konstruksjon av et serieprodusert motorvognsett med krenning, fore-

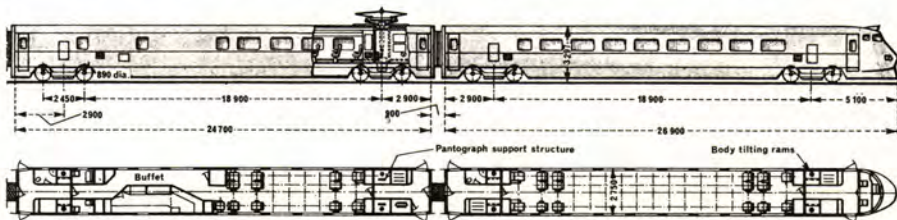


Fig. 30. Halvparten av FS/FIAT's 4-vogns prototypetogsett med krenning.

løpig kalt X2. Detaljene er ikke klare, men hovedtrekkene blir sannsynligvis som følger: Maksimal kreningsvinkel ca. 9° , største akseltrykk med full last ca. 15 t, vekt motorboggi ca. 9 t og uavfjæret vekt pr. drivaksel ca. 1.6 t.

BR nedsatte i begynnelsen av 60-årene en gruppe for å arbeide med stabilitetsproblemer ved høye hastigheter. På basis av de teoretiske arbeidene og laboratorieforsøk, laget man utkast til et høyhastighetstog, APT (Advanced Passenger Train). APT-konseptet er basert på relativt «myke» akselboksføringer. Dette muliggjør tilnærmet radiell innstilling av akslene i kurver med radius ned til ca. 600 m med det valgte slitasjehjulprofil. På denne måten nedsettes føringskreftene og dermed flensslitasjen. Samtidig bedres sikkerheten mot avsporing.

APT har gjennomgått mange endringer, fra de første utkast, til APT-E (E = experimental) med gassturbinfremdrift og videre frem mot den elektriske prototypversjonen som nå er under konstruksjon og bygging, APT-P.

Så vidt vites er APT det første prosjekt som tok i bruk servostyrt krenning. Akselerometre benyttes for korrekt styring av krenningsvinkelen. Største krenningsvinkel er 9° .

For å redusere boggi- og uavfjærende vektorer, er motorene plassert i vognkassen. Kraftoverføringen skjer via kardangakslar til boggi monterte vekselbokser, se figur 32.

Motorvognens akseltrykk er ca. 17 t og løpeakselenes ca. 11 t.

Et ordinært togsett består av i alt 14 enheter. 2 motorvogner uten passasjerer (egentlig 2 lokomotiver) er plassert i midten av togsettet. Grunnen til at motorvognene ikke er anbragt i endene er ifølge BR at strømtakningen blir utilfredsstillende med 2 strømtakere av nåværende konstruksjon ved høye hastigheter. Følgelig er motorvognene plassert etter hverandre, med en høyspentforbindelse imellom, slik at begge mates fra samme strømtaker. Plassering av begge motorvognene i den ene enden er uakseptabelt av hensyn til lengdekraftene. Dermed endte man opp med å plassere motorvognene i midten.

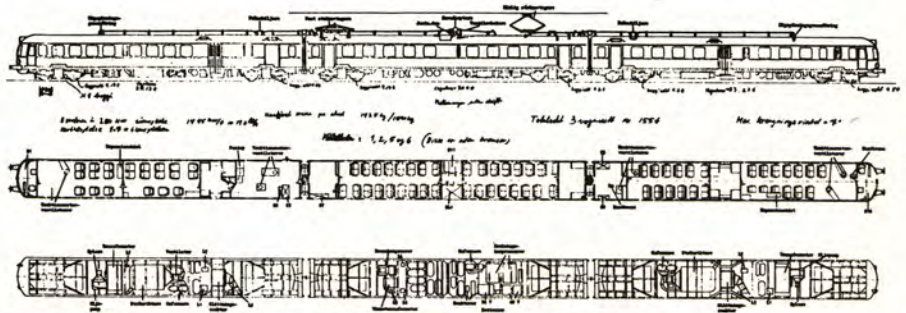


Fig. 31. X 15, SJ/ASEA's ombygde forsøksstog med krenning.

Motorvognene er utstyrt med krenning, selv om dette egentlig er unødig ettersom de hverken medbringer passasjerer eller fører. Reduksjon av luftmotstanden har jeg sett anført som argument for å gjøre dette, men «estetiske» hensyn har nok også spilt en rolle.

Ytelsen for to motorvogner er 5900 kw. Den elektriske utrustningen er levert av ASEA. APT-P er konstruert for 250 km/h maksimalhastighet, men vil i driften gå med 200 km/h som største hastighet på grunn av signalsystemet og fordi energiforbruket øker mye i forhold til tidsreduksjonen når maksimalhastigheten økes fra 200 til 250 km/h.

Vognkassene er oppbygd av ekstruderte aluminiumsprofiler, automatsveiset i lengderetningen, en konstruksjonsform som jeg tror har store muligheter i fremtiden.

De første 3 prototypsettene som er under bygging er planlagt satt i drift på strekningen London-Glasgow i 1978.

SBB har i samarbeid med SIG (Schweizerische Industriegesellschaft) utviklet en personvogn med krenning, se figur 33. SBB vil benytte lok og vogner også for krenningstog. Dette begrenser imidlertid muligheten for økning av hastighetene i kurver, fordi loket man tenker å benytte, Re 4/4¹¹, har relativt høyt akseltrykk (20 t) og store boggi- og uavfjærede vektorer. Av hensyn til kreftene mot sporet vil en derfor kun øke hastighetene i kurver med radius større enn 350 m. Først ved $R = 480$ m nåes største frie sideakselerasjon lik $1,8 \text{ m/s}^2$.

SIG's krenningsmekanisme har en del til felles med japanernes løsning, idet en benytter ruller i boggien for å danne et fiktivt dreiesenter. Opprinnelig benyttet SIG en elektrisk

kuleskruejekk for å drive krenningen. SIG har imidlertid gått over til hydraulisk krenning, bl. a. fordi elektromotoren lett gikk varm ved konstant, statisk belastning, (Selvsperrende skruer ville bedret dette, men til gjengjeld forårsaker en slik løsning effekttap.) Største krenningsvinkel er 6° . Deteksjonssystemet er

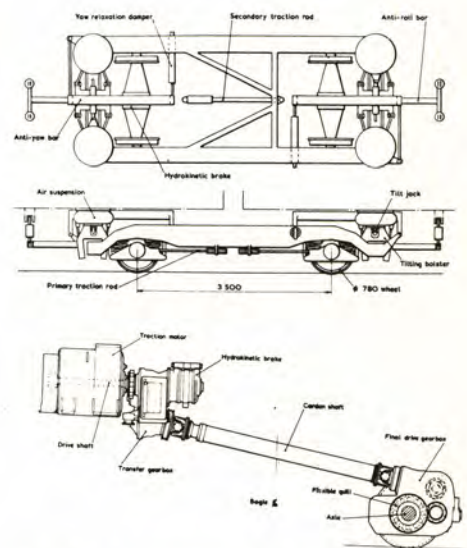


Fig. 32. Løpeboggi og kraftoverføring, APT. Vognkasseopphengte motorer bidrar til å redusere dynamiske krefter mot sporet.



Fig. 33. SBB/SIG's nye personvogntype III, 6° krenning.



Fig. 34. «LRC», kanadisk diesel-elektrisk lokomotiv spesielt konstruert for å trekke vogner med krenning.

basert på akselerometre plassert i hver vogn og på lokomotivet. Hver av vognene mottar en styreimpuls fra foregående vogn. Første vogn mottar impuls fra lokomotivet. På denne måten reduseres deteksjonsforsinkelsen. En kan merke seg at lokomotivet ikke er utstyrt med krenning. Forsøk utført hittil tyder imidlertid på at dette ikke gir komfortproblemer for føreren, som sitter i en godt utformet stol og som hele tiden er forberedt på kurvene han kjører inn og ut av.

SIG/SBB's krenningsvogn veier ca. 30 t og har en lengde lik 24,6 m over koplingene. Vognkassen er utført helsveiset i aluminium.

Foreløpig har SBB gjort forsøk med et tog bestående av lokomotiv og fire vogner med krenning. Beslutning om å sette i drift et større antall krenningsvogner er hittil ikke tatt.

LRC (Light, rapid, comfortable) er et privat samarbeidsprosjekt finansiert av Alcan i Canada, Dominion Foundries and Steel Ltd. og MLW

(Montreal Locomotive Works). Den canadiske staten yter støtte til prosjektet.

LRC's konsept bygger på diesel-elektrisk lok uten krenning og vogner med krenning.

Man har valgt å benytte diesel-elektrisk fremdrift på grunn av uheldige erfaringer med «Turbotrain's» gassturbiner og kraftoverføring. Foreløpig er det bygget ett lok, se figur 34, og en vogn med krenning, se figur 35. Disse to enhetene har gjennomgått en mengde tester, bl. a. ved Pueblo i USA. De har også gått i prøvedrift mellom Toronto og Sarnia i et vanlig ekspress tog.

Vognen har servostyrt, hydraulisk drevet krenning. Deteksjons-/styresystemet er basert på vognkassemonterte akselerometre. Største krenningsvinkel er 10°. Krenningsbevegelsen er mekanisk anordnet med korte svingarmer i boggien. Vognen veier ca. 37 t og lengden er 25,9 m over koplingene. Antall sitteplasser er 84, 24 flere enn i våre B3 vogner!

Hovedinnvendingen mot LRC, sett fra NSB's synsvinkel, er lokets høye akseltrykk, ca. 25 t med fulle drivstofftanker. Videre er boggi- og uavfjærede vektorer for høye. (akselagrede motorer). LRC vil, ifølge data fra fabrikantene, gjennomkjøre kurver med en fri sideakselerasjon opptil ca. 1,7 m/s². (Under NSB-forhold tilsvarende 1,7 m/s² ca. 30% hastighetsøkning i kurver. Ved 40% hastighetsøkning er den frie sideakselerasjonen ca. 2,2 m/s².)

Industrikonsortiet som har utviklet LRC, håper på at Canadian National

vil satse på LRC-konseptet for fremtidig ekspresstrafikk.

NSB følger nøye utviklingen av de omtalte utenlandske prosjektene, både ved prøvekjøring av de forskjellige materielltypene, og ved diskusjoner med materielleverandørene og representanter for de utenlandske jernbaneforvaltningene.

Som en konklusjon når det gjelder krenningssystemer, synes det som om komfortproblemet med hensyn til ukompensert sideakselerasjon og sidedrykk lar seg beherske selv om kurvehastighetene ved NSB økes 30–40% i forhold til i dag.

Avsporingssfare

Komforten setter som vi har sett første grense for økning av kurvehastighetene. De neste grensene, avsporingssfare, krefter mot sporet og veltefare er av en annen natur, idet de først og fremst går på sikkerhet. Krefter mot sporet er dessuten også av betydning for sporets vedlikeholdsutgifter.

Avsporing kan skyldes flere forhold; fra feil med det rullende materialet til solslyng på sporet. Med avsporingssfare menes i dette tilfellet faren for at ytre hjul i en kurve skal klatre opp på grunn av høye sidekrefter, eventuelt også kombinert med hjulavlastning i vertikal retning.

Figur 36 illustrerer forholdene ved ettpunktsberøring og flenskontakt. Sidekraften Y og vertikalkraften Q dekomponeres parallelt med – og vertikalt på tangenten i berøringspunktet.

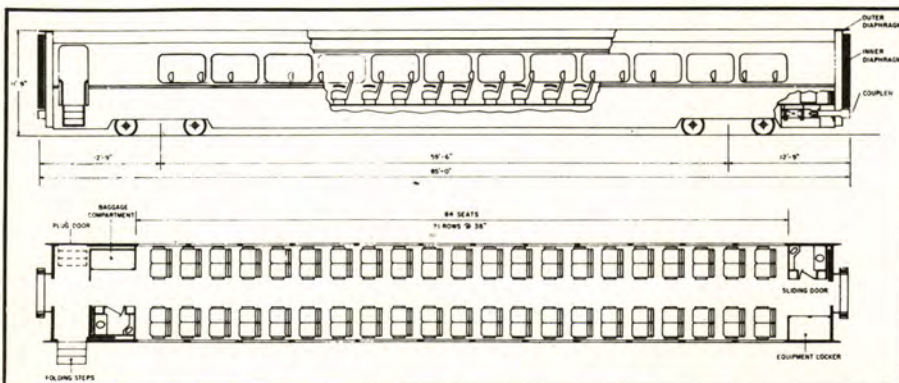
For å være sikret mot klatring, må kreftene som virker parallelt med tangenten i berøringspunktet være større i nedoverretning enn oppover. Dette gir følgende betingelse:

$$Q \cdot \sin\beta - N \cdot \mu > Y \cdot \cos\beta \quad (7)$$

N er normalkraften i berøringspunktet og $N \cdot \mu$ er en friksjonskraft som er rettet mot hjulets bevegelse, dvs. dersom hjulet skal gli tilbake på plass, regnes $N \cdot \mu$ som en kraft som virker oppover langs berøringstangenten. Av figur 36 finnes:

$$N = Y \cdot \sin\beta + Q \cdot \cos\beta \quad (8)$$

Forholdet mellom sidekraften og vertikal hjullast, Y/Q , kalles avsporingsskoeffisienten. Betingelsen for



14 Fig. 35. «LRC», vogn med 10° hydraulisk drevet krenning.

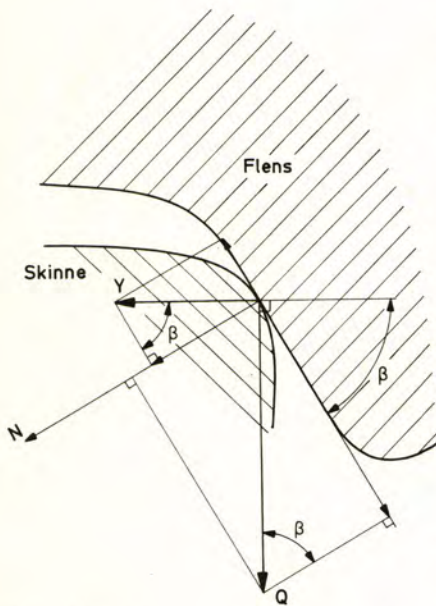


Fig. 36. Krefter som virker mellom hjul og skinne ved flenskontakt (ett punktsberøring).

sikkerhet mot avsporing kan nå finnes av likningene (7) og (8):

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \quad (9)$$

Likning (9) kalles Nadals formel. En ser at avsporingkoeffisientens grenseverdi øker med økende flensvinkel og avtagende friksjonskoeffisient. Flensvinkelen ved NSB er i dag 60°. For kregende tog forutsettes denne øket til 70°, en verdi som ligger i nærheten av flensvinkelen for et nedslitt hjulprofil. Friksjonskoeffisienten μ varierer med skinnenes tilstand (fuktighet, is, olje og fett fra flenssmøringsapparater etc.). For tørre, rene skinner antas μ å ha en verdi mellom 0,25 og 0,35. Tabell 1 gir grenseverdier for Y/Q for $\beta = 60$ og 70° og $\mu = 0,3, 0,25$ og 0 .

Tabell 1: Kvasistatisk grenseverdi Y/Q ved forskjellige flensvinkler og friksjonskoeffisienter.

β (°)	Y/Q		
	$\mu = 0,30$	$\mu = 0,25$	$\mu = 0$
60	0,94	1,03	1,73
70	1,34	1,48	2,75

Med en friksjonskoeffisient 0,3, øker grenseverdien for Y/Q fra 0,94 ved 60° flensvinkel til 1,34 ved 70° flensvinkel. Dvs. sikkerheten mot avsporing øker med ca. 40%.

Videre ser en at lav friksjonskoeffisient er gunstig. Flenssmøring f. eks. bidrar til økt sikkerhet mot avsporing, samtidig som flensslitasjen nedsettes.

Grenseverdien for Y/Q dynamisk ligger høyere enn den kvasistatiske grenseverdien. Fra forsøk med godsvogner har en vært oppe i kortvarige Y/Q verdier på 2,35 uten at avsporing har funnet sted.

Forskning på dette område foregår innenfor ORE-utvalg C 138. Japaneerne er imidlertid kommet lenger. De hadde allerede i slutten av 50-årene en teori som gikk ut på at Y/Q -forhold som ikke opprettholdes over en større lengde enn 0,7 m, dvs. ca. en fjerdedels hjulomkrets, kan være mye høyere – inntil 1,6 – enn de forhold som opprettholdes over en lengde som er mer enn 0,7 m. Ved varighet lenger enn 0,7 m, dvs. 32 ms ved 80 km/h, ble det regnet med en grenseverdi for $Y/Q = 0,8 - 0,94$ for hjul med 60° flensvinkel, se figur 37. Hjulets angrepsvinkel (skjevstilling) mot ytre skinnestreng er også av betydning for avsporingkoeffisientens grenseverdi. Japanske avsporingforsøk i full skala har vist at avsporingkoeffisientens grenseverdi er betydelig høyere enn ifølge Nadals formel ved små angrepsvinkler, se figur 38.

Aktuelle angrepsvinkler for boggi-materiell ligger i området fra 0–0,5° avhengig av kurveradius, hastighet etc.

Alle disse forholdene bør en ha i minne ved studering av figur 39 som viser dynamisk avsporingkoeffisient avhengig av fri sideakselerasjon, a_u , målt på FIAT's forsøksvogn (se figur 27). Målingene er utført på forskjellige banestrekninger og under ulike friksjonsforhold, for det meste på tørt spor. Krappeste kurver er her ca. 400 m. Vi ser at sikkerhetsmarginen er stor, selv i forhold til Nadals grenseverdi. Kurvehastighetene er opptil 40% høyere enn vanlig.

Foretatte beregninger, som jeg skal komme tilbake til senere i artikkelen, viser også gode marginer når

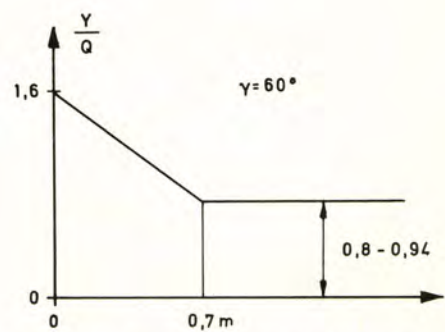


Fig. 37. Japansk avsporingsteori, hvor Y/Q -forholdet tillates å ha større verdier når varigheten, her i distanse, er kort.

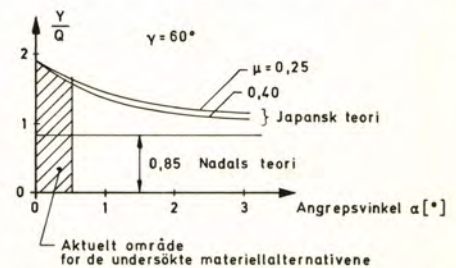


Fig. 38. Japansk teori som viser betydningen av å redusere hjulets angrepsvinkel for å øke avsporingssikkerheten.

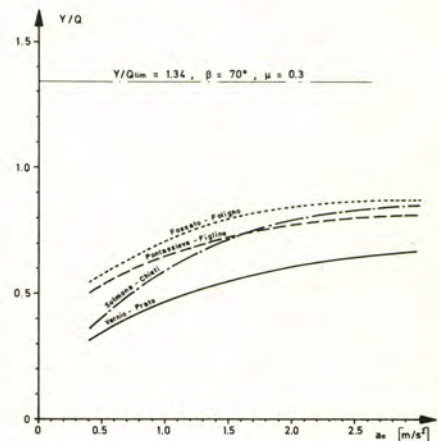


Fig. 39. Dynamisk avsporingkoeffisient Y/Q . Resultater fra forsøk med FS/FIAT's motorvogn med servostyrt kregning.

det gjelder sikkerhet mot avsporing ved høyere kurvehastigheter, forutsatt at det rullende materialet er hensiktsmessig konstruert.

Krefter mot sporet

Materiell konstruert for høyere kurvehastigheter, dvs. med relativt lavt akseltrykk, små boggi- og uavfjærede vektorer etc., forårsaker forholdsvis lave ballasttrykk og skinnespenn-

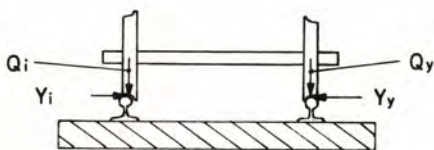


Fig. 40. Svilletverrkraft $S = Y_y - Y_i$.

ninger. Under første del av forprosjektet betraktet vi derfor sikkerhet mot permanent sidedefomasjon av sporet i ballasten som det viktigste kriteriet når det gjelder krefter mot sporet.

Sidekraften som overføres fra en aksel til svillene er, se figur 40:

$$S = Y_y - Y_i$$

Sporets motstandsevne overfor sidedforskyvning i ballasten er undersøkt av flere, men mest kjent er SNCF's forsøk under ledelse av Prud'homme. Han har kommet frem til en formel for sporets sidemotstand i tonn:

$$S_{lim} = (a + b + P) (1 + c \log(l + T))$$

P = akseltrykket i tonn

T = tonnasjen som har passert sporet etter siste sporjustering

a, b og c er konstanter som avhenger av overbygningens standard, ballasttype og av hvilken metode som benyttes for sporjustering.

Dersom en setter som krav at svilletverrkraften ikke skal overskride sidemotstanden ved nypakket spor, får en:

$$S_{lim} = a + b \cdot P \quad (10)$$

SNCF angir følgende verdier for a og b:

Type sviller og pakkemetode	a	b
Tresviller pakking m/spade	0,85	0,85/3
Tresviller pakking m/maskin	1	1/3
Betongsviller pakking m/maskin	1,5	1/3

For tresviller og pakking med spade ser vi at a og b skal innsettes med henholdsvis 0,85 og 0,85/3 i likning (10), som da får formen:

$$S_{lim} = 0,85 (1 + P/3) \quad (11)$$

Likning (11) kalles vanligvis Prud'hommes formel.

Figur 41 viser resultater fra forsøk med FS/FIAT's prøvevogn med krenkning. Kvasistatisk er det god sikkerhet mot sidedefomasjon av sporet, også med en stor fri sideakselerasjon tilsvarende ca. 40% overhastighet i kurver.

Summen av svilletverrkraftene på alle akslene i vognen må være lik den totale sentrifugalkraften som virker på vognen parallelt med skinnepplanet. Av hensyn til sikkerhet mot sidedefomasjon av sporet er det gunstigst at svilletverrkraften er lik på alle aksler, dvs. lik sentrifugalkraften pr. aksel, som er inntegnet som en rett linje i figur 41.

Prud'hommes formel gjelder egentlig for dynamiske svilletverrkrefter. Krefter som varer kortere enn ca. 50 ms (tilsvarende 2 m veilengde ved en hastighet 40 m/s) ses bort i fra, fordi en regner at så kortvarige krefter ikke rekker å deformere sporet varig.

Når en medtar dynamiske krefter

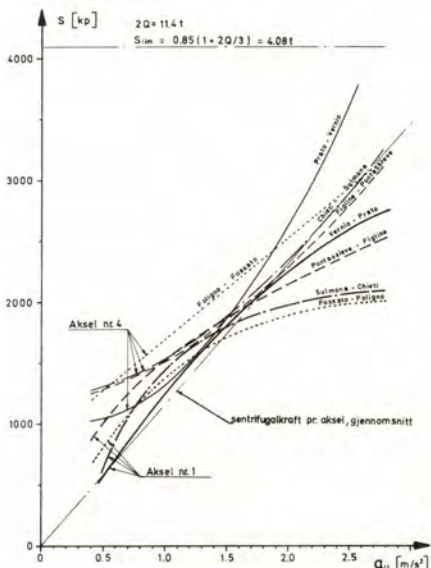


Fig. 41. Kvasistatisk svilletverrkraft målt på 1. og 4. aksel på FS/FIAT's forsøksmotorvogn med krenkning.

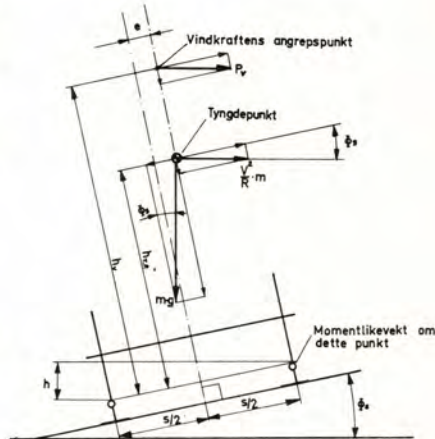


Fig. 42. Beregning av veltefastighet med sidevind og sidedforskyvning, e, av tyngdepunktet.

med varighet over 50 ms, blir sikkerheten mot varig sidedefomasjon redusert noe i forhold til hva figur 41 viser. Likevel gir sporets sidestabilitet mulighet for både 30 og 40% høyere kurvehastigheter enn i dag når det rullende materialet er konstruert med dette for øye.

Veltefare

Figur 42 viser kreftene som har betydning for veltefaren. Vognens fjæring og krenkningssystem vil medføre en tyngdepunktsforskyvning sideveis = e. Sidevind forårsaker en sidekraft P_v . Andre størrelser som benyttes fremgår av figur 42. Ved å sette opp momentbalanse om ytre hjul, kan en finne et uttrykk for veltefastigheten.

Figur 43 viser veltefastighet som funksjon av kurveradius for alternative materielltyper. Sidevindstyrken er hele 37 m/s. Utgangspunktet er da full storm og vel så det, som vi antar kan forekomme på høyfjellet. De forskjellige materiellalternativene vil bli forklart noe senere i artikkelen, men jeg vil foreløpig nevne at alternativ 5 representerer krenkningsmateriell, nærmere data finnes i (2).

Konklusjonen angående veltefare blir at krenkningsmateriell konstruert med lavt tyngdepunkt og lite vindareal, men ikke for lett, vil ha tilstrekkelig sikkerhet mot velting med 40% overhastighet i kurver.

Strømvtaingsforhold

Ved kjøring i kurver får strømvtaeren en vertikalbevegelse på grunn av

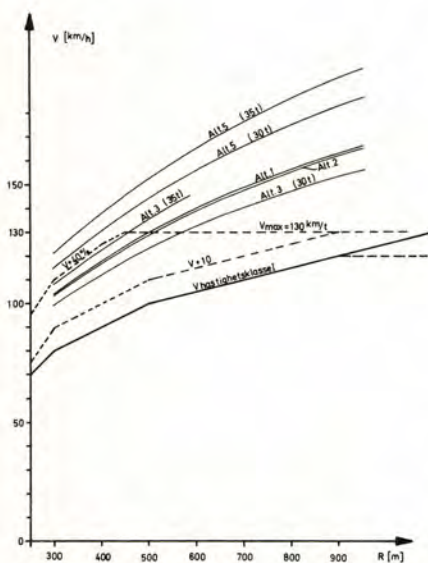


Fig. 43. Velte hastighet for forskjellige materielltyper plottet mot kurveradius. Overhøyder etter B 16 standard. 37 m/s sidevind.

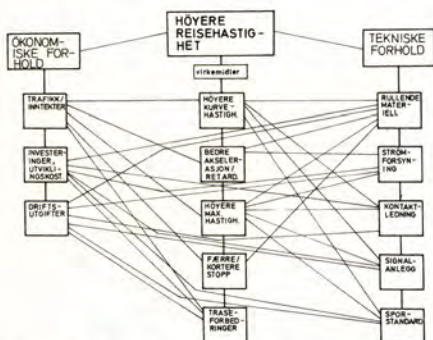


Fig. 44. Forbindelseslinjer mellom virkemidler for å oppnå høyere reisehastighet og tekniske- og økonomiske forhold.

kontaktledningens siksak og sporet overhøyde. (Dette gjelder spesielt for eldre kontaktledningsanlegg der nedhenget ikke er korrigert for disse forhold.) Dersom vertikalbevegelsen blir for rask og dermed vertikalakselerasjonen for høy, kan strømavtakeren miste kontakten med kjøretården og fraslagn opptrer. Teoretiske beregninger og utførte prøver med BM 69 med opptil 100 km/h i kurver med radius 300 m, dvs. 25% overhastighet, indikerer at økte kurvehastigheter alene betyr lite for fraslagnshypigheten. Andre forhold, som økt maksimalhastighet, kjøring med to strømavtaker i kort avstand, uegnet strømavtakerkonstruksjon etc. ser ut til å ha større betydning. Det kan

nevnes at den nye strømavtakeren på BM 69 gir langt bedre strømavtakingskvalitet enn f. eks. El 14's strømavtaker.

Under forprosjektet regnes det likevel med en del investeringer for å bedre kontaktledningens dynamiske standard, i første rekke for å kunne heve maksimalhastigheten til 130 km/h. For Dovrebanen er beløpet 5 mill. kr.

Teknisk/økonomisk sammenheng, markedsundersøkelser etc.

Vi har nå sett på hvilke virkemidler som synes mest nærliggende for å kunne øke reisehastighetene ved NSB: Disse virkemidlene, se midtre del av figur 44, krever at visse tekniske forhold er oppfylt, som igjen kan bety økte investeringer og driftsutgifter. Dette er illustrert med forbindelseslinjene i figur 44. For eksempel kan høyere kurve- og maksimalhastigheter ha betydning for konstruksjonen av det rullende materiellet, for signalanleggene, for kontaktledningen og for sporstandardene. Dette kan igjen bety økte investeringer og/eller driftsutgifter. På tilsvarende måte kan ønsket om god akselerasjonsevne bety større innebygd effekt som igjen kan bety ekstrainvesteringer i strømforsyningsanlegg, f. eks. nye eller større omformere.

Traséforbedringer vil kreve investeringer, se figur 10, men samtidig føre til lavere driftsutgifter.

Færre stopp underveis gir flere direkte reisende på grunn av den kortere reisetiden, men betyr samtidig mindre underveistrafikk. Begge forhold har betydning for inntektene. Spesielt er vi interessert i den økte trafikken og de derav høyere inntektene på grunn av kortere reisetider.

Kortere reisetider gir også mulighet for endret driftsopplegg og bedre materiell- og personellutnyttelse.

Dersom vi var i stand til å finne matematiske sammenhenger mellom alle de nevnte faktorene, kunne vi også rent matematisk regne oss frem til den optimale kombinasjon av de forskjellige virkemidlene. Til slutt ville vi da kunne regne ut en optimal reisehastighet under de bestemte

forutsetninger vi hadde basert oss på.

Nå har vi dessverre ikke på alle områder tilstrekkelige kunnskaper om sammenhengen mellom de enkelte faktorene. For å kunne foreta økonomiske beregninger må vi derfor innføre forenklinger og begrensninger. Ut fra kunnskaper om de forskjellige virkemidlers betydning for reisehastigheten og med viten om at endring av våre faste anlegg krever store investeringer, er lønnsomhetsberegningene under forprosjektet utført under følgende forutsetninger:

- Nåværende traséforhold legges til grunn.
- Nåværende strømforsyningskapasitet, eller den en iallfall kan vente å ha i 1980-årene, benyttes.
- Nåværende signalsystem for togene benyttes. (Dette setter en øvre grense for maksimalhastigheten på ca. 150 km/h, se figur 45.)
- Nåværende sporstandard, eller den en iallfall kan regne med å ha i 1980-årene, legges til grunn.
- Stoppmønster stort sett som i dag. Oslo-Trondheim over Dovre er benyttet som pilotstrekning under forprosjektet.

Den variable faktoren under lønnsomhetsberegningene er det rullende materiellet. Spørsmålet er: Skal vi i fremtiden gjenanskaffe nåværende

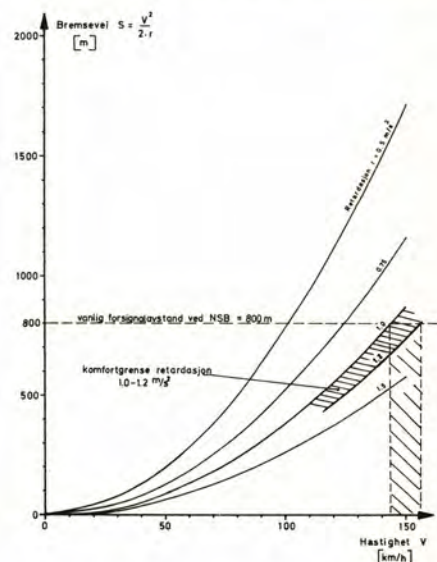
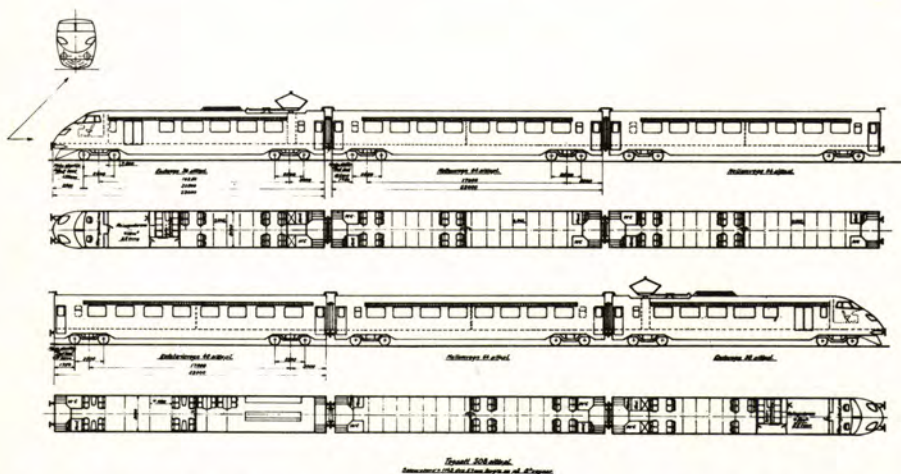


Fig. 45. Netto bremsevei som funksjon av hastighet og retardasjon. 800 m forsigningslavstand begrenser maksimalhastigheten til ca. 150 km/h.

Tabell 2 Materiellalternativene som ble lagt til grunn for lønnsomhetsberegningene under forprosjektet.

Alternativ nr.	Økning av kurvehastighet i forhold til alternativ 1 (%)	Materielltype	Anmerkninger
1	—	Lok (El 14) + 10 vogner	Akseltr. lok: 17,5 t kurvehastigheter basert på en ukompensert sideakselerasjon $\leq 0,65 \text{ m/s}^2$
2	5	Lok (El 16) + 10 eller 11 vogner	Akseltrykk lok: 20t. Uavfjærede masser mindre enn på El 14, $a_u \leq 0,85 \text{ m/s}^2$.
2b	5	Lok (El 16) + 5 eller 6 vogner	—«—
3	10	Motorvogn uten krenkning, 5 eller 6 enheter.	Krengningsstabil sekundærfjæring. Akseltrykk $\approx 15 \text{ t}$ inkl. last, $a_u \leq 1,0 \text{ m/s}^2$.
4	20	Motorvogntog med pendelkrenkning, 6 eller 7 enheter.	Små boggi- og uavfjærede vektorer. Max. akseltrykk 13 t inkl. last.
5	40	Motorvogntog med servostyrt krenkning, 6 eller 7 enheter.	—«—
5b	30	—«—	—«—



materielltyper, eller skal vi satse på nyere konstruksjoner som muliggjør kortere reisetider under de begrensninger som er nevnt ovenfor? For å ha et utgangspunkt for lønnsomhetsberegningene, måtte vi sette opp forskjellige materiellalternativer, se tabell 2. Dette ble gjort av en egen gruppe som vi kalte «Materiell-80». Ytelse, totalvekt, kapasitet m. m. ble fastlagt for de forskjellige togtypene. Figur 46 viser det benyttede utkast for motorvogntog med krenkning. Videre ble kjøretider for de forskjellige alternativene beregnet ved hjelp av datamaskin. Kjøretidene dannet grunnlag for tenkte ruteopplegg, som igjen var basis for materiell- og personell disponering. Med blant annet dette som bakgrunn kunne vi komme frem til drifts- og vedlikeholdskostnader. For materiell med krenkning har vi regnet med opptil 70% høyere løpsavhengige vedlikeholdskostnader enn for konvensjonelt materiell med lok og vogner, se tabell 3. På dette punkt er det «tatt hardt i» for ikke å overvurdere lønnsomheten av nye materielltyper. Personlig regner jeg med at ekstravedlikeholdet på grunn av krenkningsutrustning vil bli vesentlig mindre enn vi har basert oss på under beregningene.

Selv om vi i hovedsak tenker å bygge på krenkningssystemer utviklet i utlandet, må vi regne med en del kostnader for tilpassing og eventuell videreutvikling av materiellet slik at det passer for våre traséer og klimatiske forhold. For alternativene 4 og 5 har vi derfor anslått henholdsvis 4 og 6 mill. kr. i utviklingskostnader.

Anskaffelsespriser er antatt på grunnlag av uforbindtlige anslag fra forskjellige materielleverandører og på grunnlag av priser på NSB's sist leverte materielltyper. For materiell med pendel- og servostyrt krenkning har vi gått ut i fra henholdsvis 15 og 20% høyere priser enn for tilsvarende materiell uten krenkning.

Som tidligere nevnt har vi medtatt investeringer til bedring av kontaktledningens dynamiske egenskaper fordi vi tenker å øke maksimalhastigheten fra 120 til 130 km/h. Kjøretidsberegningene viser at ytterligere økning gir liten tidsgevinst med nåværende traséforhold.

Det er også medtatt en del investeringer for sikring av flere planoverganger.

Inntektssiden er viet spesiell oppmerksomhet. Transportøkonomisk Institutt har i samarbeid med NSB utarbeidet prognoser for trafikken som funksjon av reisehastighet, pris og togfrekvens. Prognosene, som er dokumentert i en egen rapport (5), bygger først og fremst på erfaringer fra NSB. Det tenkes her på registrert trafikkøkning ved foretatte reisetidsreduksjoner, f. eks. ved innføring av Inter-City tog på Vestfoldbanen kombinert med åpningen av Lier-tunnelen. NSB's erfaringer med hensyn til sammenheng mellom reisetid og trafikk stemmer godt overens med tilsvarende erfaringer fra utlandet.

Prognoseresultatene for gjennomgående dagtog mellom Oslo og Trondheim over Dovre er gjengitt i figur 47 for forskjellige avstandsgrupper. Frekvensøkning gir ytterligere trafikkøkning.

Lønnsomhetsberegninger

For å sammenlikne lønnsomheten av de forskjellige alternativene benyttes kapitalverdi (eller nåverdi) og intern rente.

Kapitalverdien er avhengig av diskonteringsrenten. Det benyttes 2 rentesatser under beregningene, 6,5 og 10%. 6,5% er NSB's vanlige kalkylerente og 10% anbefales brukt av Finansdepartementet.

Alle løpende inn- og utbetalinger i perioden 1979-1989 er neddiskontert til tidspunktet 1/1-1980 for de forskjellige materiellalternativene.

Tabell 4 viser rangordning etter kapitalverdi og intern rente inklusiv kostnadsgruppe I, men eksklusiv kostnadsgruppe II.

Gruppe I omfatter direkte variable kostnader som kan henføres til fremføring av togene, f. eks. vedlikehold av rullende materiell, vedlikehold og slitasje av linje og kontaktledning, lokomotivfører- og konduktørtjeneste, risikokostnader m. m.

Gruppe II omfatter andel av felleskostnadene vedrørende driftsbanegårder og stasjoner, plattformtjeneste, billettsalg, reisebyråprovisjoner m. m.

Som vi ser har alternativ 5 høyeste kapitalverdi, både med 6,5 og 10%

Tabell 3

Løpsavhengige vedlikeholdskostnader pr. plasskm benyttet under forprosjektet for konvensjonelt og kreggende materiell.

Alternativ	Materiell	Øre pr. togkm	Øre pr. plasskm	forholdstall
2b	E1 16 + 5 vogner	430	1,49	100
3	2 BM 70 + 3 mellomvogner	480	1,74	117
4	2 endevogner + 4 mellomvogner	750	2,44	164
5	—	786	2,55	171

Tabell 4

Alternativene rangert etter kapitalverdi og intern rente, eksklusiv kostnadsgruppe II.

Kapitalverdi				Intern rente	
R = 6,5%		R = 10%			
Alternativ	Kapitalverdi, 1 000 kr	Alternativ	Kapitalverdi, 1 000 kr	Alternativ	%
5	95290	5	61 246	(2 M/V)	(25,7)
(2 M/V)	(78 152)	(2 M/V)	(55 312)	3	25,2
3	77 425	3	54 571	2b	23,2
5b	74 286	2b	47 659	5	20,0
2b	69 628	5b	45 725	2 U/V	19,3
4	64 397	2 U/V	39 860	1	19,2
2 U/V	63 241	4	39 692	5b	18,6
1	53 815	1	33 724	4	18,6

Tabell 5

Alternativene rangert etter kapitalverdi og intern rente, eksklusiv kostnadsgruppe II, inklusiv verdi av innspart reisetid.

Kapitalverdi, R = 10%		Intern rente	
Alternativ	Kapitalverdi 1 000 kr	Alternativ	%
5	113 669	3	31,9
5b	91 594	(2 M/V)	(29,8)
3	80 782	2b	28,3
4	76 781	5	27,8
(2 M/V)	(70 645)	5b	26,5
2b	67 317	4	26,0
2	55 193	2	22,7
1	33 724	1	19,2

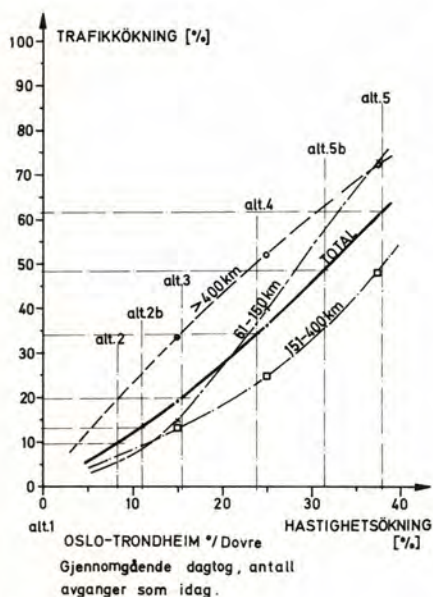


Fig. 47. Beregnet trafikkøkning som funksjon av hastighetsøkning for gjennomgående dagtog Oslo-Trondheim (5).

kalkylerente. Alternativ 3, motorvogntog uten krenkning, kommer også bra ut. Dette alternativet viser samtidig den høyeste internrenten.

Alternativene fra og med 2b oppnår tur-retur kjøring Oslo-Trondheim på dagtid, innenfor rammen av tidligste avgang kl. 08.30 om morgenen og seneste ankomst kl. 22.30 om kvelden for å sikre korrespondanse med nattogene i Trondheim og Oslo.

Alternativ 2 oppnår ikke tur-retur kjøring på dagtid, markert med U/V (uten vendig) i tabell 4 og 5. For å vise betydningen av å bedre materiellutnyttelsen er også et alternativ 2 M/V (med vendig) tatt med. Vi ser at bedre utnyttelse av materiellet bidrar sterkt til å øke lønnsomheten. Alternativ 2 M/V er imidlertid urealistisk og er derfor oppført i parentes.

Vi kan merke oss at dagens materiell, alternativ 1, kommer dårlig ut av sammenlikningen. Det samme gjør alternativ 4, motorvogntog med pendelkrenkning.

For at man skal få et best mulig beslutningsgrunnlag, må også de samfunnsøkonomiske virkninger tas med i vurderingen.

Verdisetting av jernbanens miljø- og ressursfordeler er svært vanskelige, og er derfor ikke medtatt i beregningene.

Derimot har vi medtatt de samfunnsmessige fordeler av innspart reisetid for dem som allerede i dag benytter jernbane. Gjennomsnittlig verdi pr. spart time er satt lik 20 kr. (Dette er et relativt lavt anslag, idet Transportøkonomisk Institutt har beregnet en verdi mellom 20 og 30 kr.)

Av tabell 5, hvor verdien av innspart reisetid er inkludert, fremgår at både kapitalverdi og intern rente øker med høyere reisehastighet. Samtidig kommer de hurtigste alternativene generelt bedre ut.

Forslag til videreføring av prosjektet

Som en følge av de tekniske og økonomiske beregningene som det hittil er gjort rede for, ble det av styringsgruppen foreslått innen 1980 å anskaffe moderne motorvogner uten krenkning for utprøving i ordinær ekspressogdrift, og å gjennomføre parallelle krengningsforsøk ved hjelp av en prøvevogn.

Hovedrapporten (2) ble forelagt Hovedadministrasjonens tekniske afdeling, Salgsavdelingen og Driftsavdelingen og alle distrikter og verksteder til uttalelse. Sammendragsrapporten ble sendt til Styrets medlemmer til orientering og til samarbeidsutvalgene til orientering og eventuell uttalelse.

Innvendingene som kom frem fra de tekniske avdelinger, reiste tvil angående de foreslåtte videreføringstiltak.

Når det gjaldt den kortsiktige løsning, ble det antydnet at man med El 16 og konvensjonelle vogner kunne oppnå den samme reisetidsreduksjon som med moderne motorvogntog, og at man derfor burde overveie en slik løsning. Når det gjaldt utviklingen videre, ble det pekt på en rekke forhold som kunne innebære at mulighetene for å øke kurvehastighetene ved bruk av kreggemateriell var mindre enn antatt. Grunnlaget for en videreføring av prosjektet syntes dermed svekket.

Ny arbeidsgruppe, beregning av krefter hjul/skinne etc.

Det ble oppnevnt en arbeidsgruppe fra de tekniske avdelinger som fikk i oppdrag å foreta mer inngående undersøkelser på de punkter det var

reist tvil om. Gruppen ble også bedt om å undersøke et alternativ basert på en ny lokomotivtype med lavt akseltrykk etc.

På basis av de innkomne uttalelser, begynte arbeidsgruppen sitt virke med å sette opp en liste over spørsmål som måtte behandles (2). De viktigste var:

- Hvilke kurvehastigheter kan en med sannsynlighet oppnå ved NSB med de forskjellige materielltypene som vurderes, uten at investeringer og driftsutgifter til baneformål økes utover det nivå en i alle fall ventet å ha i fremtiden. Herunder fastlegge, eventuelt utvikle, metoder for beregning av krefter hjul/skinne i kurver.
- Vurdering av et alternativ med lokomotiv og kreggende vogner.
- Kjøretidsberegninger med fullstendige linjedata for strekningen Oslo-Trondheim utføres. Virkningen av saktekjøringer på grunn av banearbeider beregnes.

Hovedvekten av gruppens arbeid ble lagt på å beregne krefter hjul/skinne for forskjellige materiellalternativer og kurvehastigheter. Man tok utgangspunktet i nåværende materiell, El 14, med dagens kurvehastigheter og maksimalhastighet. Ved hjelp av forskjellige beregningsmetoder for kvasistatiske og dynamiske krefter, ble grenseverdier for krefter og kraftkombinasjoner mot sporet fastlagt. (Disse grenseverdiene må ikke oppfattes som absoluttverdier.) Derneft ble de samme metodene for beregning av krefter benyttet for de andre materiellalternativene. Dersom disse kreftene ligger lavere enn de fastlagte grenseverdiene, indikerer dette at nåværende sporstandard er tilstrekkelig også for materielltypen og hastigheten som sammenliknes.

Arbeidsgruppen har i hovedsak vurdert de samme materiellalternativer som under forprosjektet. Alternativ 4, motorvogntog med pendelkrenkning, er sløffet fordi lønnsomhetsberegningene viste at dette alternativet er lite interessant.

I tillegg har gruppen vurdert et alternativ 5c med lokomotiv Elx, og kreggende vogner Bx. Et lokomotiv med sin konsentrerte masse antas å være mer avsporingssikkert under vanskelige snøforhold enn et motor-

vogntog. Det er også lettere å beskytte elektrisk utrustning mot snø- og vanninntrenging oppe i en lokkasse enn under en motorvogn. Elx forutsettes konstruert for å gi lavere påkjenning mot sporet enn El 14, selv med opptil 30–40% høyere kurvehastigheter. Akseltrykket er derfor holdt lavt. 14 t er valgt. Små dynamiske tilleggskrefter betinger lave boggi- og uavfjærede vekter. Derfor antas enten at motorene er montert i vognkassen med kardangoverføring til drivakslene (som APT i England eller togsettene for den nye Paris–Lyon høyhastighetsbanen i Frankrike) eller at lette asynkronmotorer plasseres i boggien. Asynkronmotor-alternativet, som også gir andre fordeler (høy adhesjonsutnyttelse, maksimaleffekten kan utnyttes over et stort hastighetsområde, høy effekt-faktor, elektrisk bremsing ned til null hastighet m. m.), betinger imidlertid enda noen års utvikling og utprøving før det er klart for drift under våre forhold.

Krengning av lokkassen kan bli nødvendig av hensyn til førerens komfort dersom det blir aktuelt å kjøre med kurvehastigheter som gir en fri sideakselerasjon ca. 1,8 m/s² eller høyere. (Prøver under våre forhold vil avgjøre hvor denne grensen kan settes. I Sveits har man med ikke krengende lok kommet frem til at 1,8 m/s² sideakselerasjon er akseptabelt når føreren sitter i en godt utformet stol. Det samme gjelder for LRC-prosjektet i Canada.)

For å oppnå tilstrekkelig lokvekt med 14 t akseltrykk, har arbeidsgruppen vurdert to alternativer; enten et 6-akslet, 3 boggilok med en totalvekt 84 t, eller 2 stk. 4-akslede lok hver med en vekt lik 56 t. 84 t-versjonen, som er lagt til grunn under de nye kjøretidsberegningene, er antatt å ha tilnærmet samme ytelses- og trekraftdata som El 16 (80 t).

Krefter hjul/skinne, nye beregninger

Under prosjektarbeidet har det vært nødvendig å utvikle for NSB nye beregningsmetoder. For kvasistatiske sidekraftberegninger har en tidligere vært henvist til å benytte professor Heumanns minimumsmetode.

Denne metoden har imidlertid alvorlige svakheter, spesielt for materiell uten tverrkløping mellom boggiene. Metoden som nå er utviklet (10), tar, i motsetning til Heumanns metode, hensyn til side- og lengdeveis akselboks-fjæring, hjulkonisiteten, sporspill etc., se figur 48. I mangel av egne målinger er beregningsresultatene sammenliknet med sveitsiske, italienske og svenske målinger. Overensstemmelsen er god. Andre kontrollkriterier gir også indikasjoner på at beregningsresultatene er tilstrekkelig pålitelige for våre formål.

Ved beregning av kvasistatiske vertikalkrefter er det tatt hensyn til ekstra pålastning av ytre hjul i kurver på grunn av ukompensert sideakselerasjon, vindskjevhet i sporet og hjul av/pålastning på grunn av traksjon, figur 49.

Dynamiske, vertikale tilleggskrefter ved overkjøring av skinneskjøter, figur 50, er beregnet etter følgende formel:

$$\Delta Q_{\text{Dyn skjøt}} = 2 \cdot \alpha \cdot V \cdot k \cdot \sqrt{m_u \cdot c} \quad (12)$$

α = vinkel, se figur 50

V = hastigheten

k = konstant

m_u = uavfjæret masse pr. aksel

c = vertikal fjærkonstant for hjul/skinne.

Likning (12) er utviklet av British Rail på grunnlag av utførte målinger (11) og (12).

Dynamiske vertikalkrefter utenom skinneskjøter og dynamiske sidekrefter er beregnet på tilsvarende måte.

Ifølge likning (12) øker de dynamiske tilleggskrefter proporsjonalt med sporfeilens størrelse og med hastigheten. Videre øker de proporsjonalt med kvadratroten av uavfjæret masse og stivheten av sporet/hjulet. Likning (12) er selvsagt en forenkling av virkeligheten, men arbeidsgruppen mener likevel at den kan benyttes for sammenlikningsberegninger, men under bestemte forutsetninger (2), som jeg ikke kommer nærmere inn på i denne artikkelen.

Når kreftene mot sporet er beregnet for de forskjellige materiellalternativene, kan en videre beregne påkjenning mot sporet, slitasje og

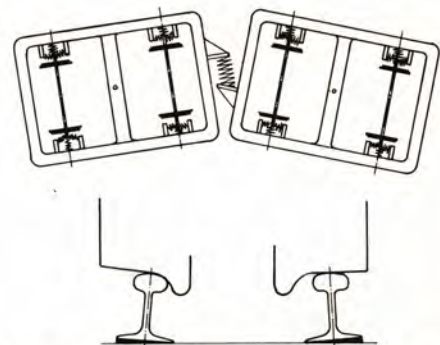


Fig. 48. Ny beregningsmetode tar hensyn til side- og lengdeveis fjæring i akselboks-fjæringene, hjulkonisitet, skinnprofil, boggi-tverrkløping m. m. (10).

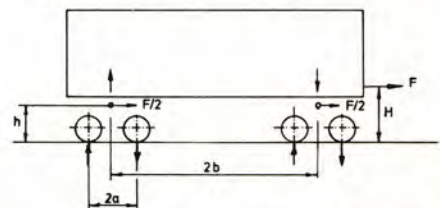


Fig. 49. Hjulavlastning/pålastning pga. trekraft.

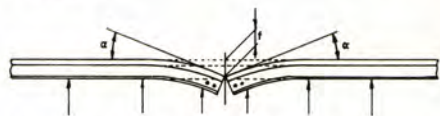


Fig. 50. Nedkjørt skinneskjøt. Vinkelen α inngår i beregning av vertikale, dynamiske tilleggskrefter.

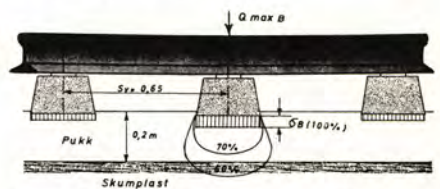


Fig. 51. Trykkfordelingskurver i ballasten. Det forutsettes at ballasttrykket ca. 20 cm under svilleunderkant ikke overskrider skumplastens trykkfasthet.

sikkerhet mot avsporing. Som kriterier for «påkjenning mot sporet» benyttes her vertikale krefter ved overkjøring av skinneskjøter, ballasttrykk, figur 15, materialspenninger i skinnene og sikkerhet mot sidedefleksjon av sporet.

En del av beregningsresultatene er oppsummert i figur 52. Elx og El 16 er medtatt i to varianter, med og uten gummiavfjærede hjullringer (SAB-hjul), angitt med en «G» for gummiavfjæring. Beregningsresultatene

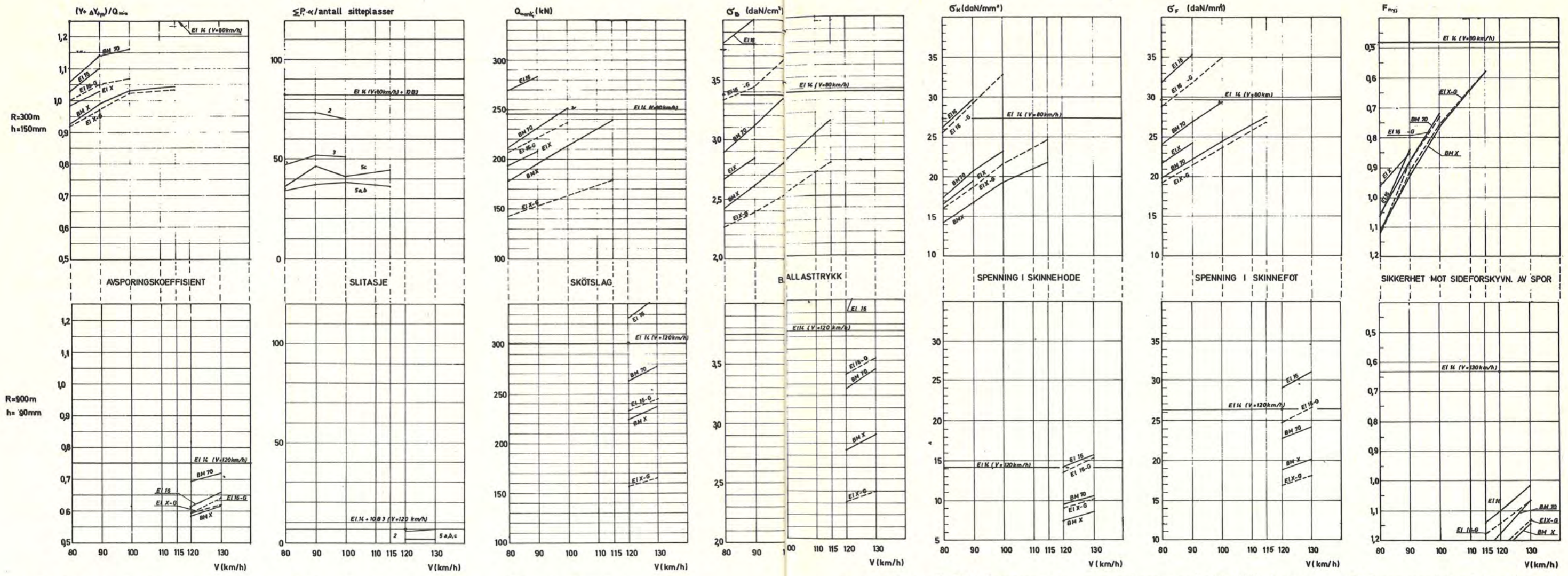


Fig. 52. Avsporingkoeffisient, slitasje, skjøtslag, ballasttrykk, skinnespenninger og sikkerhet mot sidedeformasjon av sporet som funksjon av hastighet. Kurveradius 300 og 900 m. EI 14 med dagens hastigheter danner grunnlag for grenseverdier, markert ved vannrette linjer. Som en ser, kan en med nye materielltyper øke hastighetene betydelig uten at grenseverdiene overskrides.

er gjengitt for to kurveradier, 300 og 900 m, der nåværende høyeste hastighet er henholdsvis 80 og 120 km/h. Beregningsresultatene for EI 14 danner grenseverdier, markert som vannrette linjer i hvert diagram.

Hvilke kurvehastigheter kan en med sannsynlighet oppnå med de forskjellige materiellalternativene?

Vurdering av påkjeningen mot sporet for de forskjellige materiellalternativene kan oppsummeres slik:

EI 16 gir større sporpåkjening enn EI 14 når det gjelder skjøtslag, ballasttrykk og skinnespenning. Angående sikkerhet mot sidedeformasjon av sporet er EI 16 atskillig bedre enn EI 14. Skjønnsmessig oppsummert konkluderes det med at EI 16 ikke bør kjøre med høyere kurvehastigheter enn EI 14. Dette gjelder EI 16 uten gummiavfjærede hjulringer. Dersom EI 16 utstyres med SAB-hjul eller tilsvarende, reduseres dynamiske tilleggskrefter, spesielt i vertikal retning. Man vil i dette tilfelle kunne akseptere 5% hastighetsøkning i kurver i forhold til EI 14.

Alternativ 3, motorvogntog uten kregning BM 70

Materiell med akseltrykk tilnærmet 15 t inkl. last og med relativt lave boggi- og uavfjærede vektorer, enten dette er et motorvogntog basert på type 69 eller et spesiallokomotiv + vogner, vil ifølge sammenlikningsberegningene kunne kjøre med 20-30% høyere kurvehastigheter enn EI 14, uten at banevedlikeholdskostningene blir større enn med EI 14 + B3 vogner. Økning av kurvehastighetene med 10%, som regnes som komfortgrensen for materiell uten kregning, er derfor akseptabelt for alternativ 3.

Alternativ 5, motorvogntog med kregning BMx

På samme grunnlag som for alternativ 3, kan økning av kurvehastighe-

tene med opptil 40% forsvares når det gjelder påkjening mot sporet og sikkerhet mot avsporing og velting. Den praktisk mulige hastighetsøkning for dette alternativ kan først fastsettes etter at prøver ved NSB er utført.

Alternativ 5c, spesiallok + kregende vogner, EIx + Bx

EIx er tenkt å ha ca. 14 t akseltrykk, ca. 10 t boggiavvekt, ca. 1,6 t uavfjæret vekt pr. aksel og gummiavfjærede hjulringer. Under disse forutsetningene kan en forsvare samme økning av kurvehastighetene som for alternativ 5.

Kjøretidsberegninger og rutetider Oslo-Trondheim

Kjøretiden som er oppgitt i hovedrapporten (1) for de forskjellige tog-

alternativene med 10-40% høyere kurvehastigheter, var beregnet ved å anta at den tillatte hastighet for hvert hastighetsavsnitt kunne økes med den samme prosentverdien, dog uten at den fastsatte maksimalhastigheten ble overskredet. En annen fremgangsmåte var ikke mulig, fordi programets faste linjedata ikke inneholdt fullstendige opplysninger vedrørende kurvaturen.

Denne fremgangsmåten er ikke fullt ut tilfredsstillende, fordi den ikke innbefatter tre parametre som er medbestemmende for kurvehastighetenes nivå:

- Manglende overhøyde (l) som tilsvarende ukompensert sideakselerasjon.
- Rampestigningshastighet (ΔD) og
- Rykk (Ψ).

På baner med hastighetsklasse I forekommer det mange tilfeller hvor overgangskurvene er kortere enn kravene i henhold til normalblad B 16 fra 1937 tilsier. I disse tilfellene er verdiene for de ovennevnte parametre allerede store for nåværende kurvehastigheter. Det er derfor ikke forsvarlig å øke den tillatte hastighet med den samme prosent i alle hastighetsavsnitt.

Etter at hovedrapporten ble utarbeidet, har vi fått bedre forutsetninger for utførelse av kjøretidsberegninger for de nye togalternativene. I forbindelse med prosjektet «Opprustning av kjøretidsberegningrutinene», foregår det en fullstendig registrering av trasédata for stambanene.

På grunn av prosjekt T 1 ble strek-

Tabell 6 Kjøretider, oppholdstider og reservetider for de forskjellige materiellalternativene, Oslo-Trondheim.

Div. data	Alt. 1	El. 16			El. 16		BM 70 3	BMx		Elx	
		11	6	2	2b	5b		5	5d	5c	
											10
Antall vogner	10	11	6	11	6	6	7	7	7	7	
Økning kurvehastighet (%)	0	0	0	5	5	10	30	40	30	40	
EDB-beregnet netto kjøretid uten st.-opphold (min)	381	380	371	363	352	337	306	298	312	304	
Tid for stasjonsopphold, 10 stopp (min)	20	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
Tillegg for rushtid (min)	5	5	5	5	5	5	0	0	0	0	
Ekstra reservetid, kryssinger, banearbeider etc. (min)	19	20	18	19	18	16	18	18	18	18	
Reisetid (min)	425	415	404	397	385	368	334	326	340	332	
Reisetid (t/min)	7/05	6/55	6/44	6/37	6/25	6/08	5/34	5/26	5/40	5/32	

ningen Oslo-Trondheim prioritert og registreringen var ferdig våren 76.

Det ble laget et tilleggsprogram til det eksisterende, som på grunnlag av oppgitte maksimalverdier for I , Δ D og Ψ gjennomgår alle kurver og overgangskurver i hvert hastighetsavsnitt og beregner maksimalt tillatte hastighet som så avrundes til nærmeste 5 km/h.

Med bibehold av nåværende inndeling av hastighetsavsnittene, skaffer tilleggsprogrammet nye verdier for de maksimalt tillatte hastigheter. Disse verdier benyttes deretter i det vanlige kjøretidsprogrammet.

Resultatene av alle de nye kjøretidsberegningene er fremstilt i tabell 6.

En del av de nye beregninger kan direkte sammenliknes med beregningene i (1). Dette gjelder de tilfeller hvor både togsammensetning, trekraftkurven og verdiene for max akselerasjon og retardasjon er de samme. De nye resultater viser lite avvik fra tidligere beregninger, bortsett fra alternativ 5 som har fått en økning i kjøretiden på grunn av begrensningene som ble innført.

El 16 uten gummiavfjærede hjul, pluss 11 vogner, vil oppnå ca. 10

min. kortere reisetid enn dagens eks-presstog. Reduksjonen skyldes kortere stasjonsopphold på grunn av automatisk dørlukking. Med 6 vogner reduseres reisetiden ytterligere 11 min. dvs. med ca. 2 min. pr. vogn som tas ut av toget.

Dersom El 16 utstyres med gummiavfjærede hjulringer, oppnås 5% høyere kurvehastigheter. Reisetidene blir da redusert med totalt 28 og 40 minutter, for henholdsvis 11 og 6 vogners tog, i forhold til i dag.

Disse alternativene, 2 og 2b oppnår samme reisetider som angitt i den forrige rapporten (1). Forskjellen er at El 16 nå forutsettes utstyrt med gummiavfjærede hjulringer for å oppnå 5% hastighetsøkning i kurver.

Alternativ 3, motorvogntog uten krenkning, BM 70 (eventuelt Elx med vogner uten krenkning) med 10% hastighetsøkning i kurver, oppnår 57 min. kortere reisetid enn i dag mellom Oslo og Trondheim. Dette tilsvarer også det som ble angitt i forrige rapport.

Innenfor rammen av tidligste avgangstid kl. 8.30 og seneste ankomst kl. 22.30, av hensyn til korrespondanse med alle aktuelle tog i Oslo og

Trondheim i fremtiden, oppnår både alternativ 2b og 3 tur-retur kjøring på dagtid. Imidlertid har alternativ 3 bedre margin, idet maksimal reisetid for tog med 6 vogner er ca. 6 timer 30 minutter dersom tur-retur kjøring skal oppnås.

Alternativ 5, motorvogntog med krenkning, BMx, vil ved 30 og 40% hastighetsøkning i kurver oppnå reisetider som ligger henholdsvis 91 og 99 minutter lavere enn i dag. Dette er 34 og 42 minutter raskere enn det hurtigste alternativ uten krenkning. I forhold til den forrige rapporten er reisetiden for krenkningstog med 40% hastighetsøkning i kurver økt med 16 minutter. Grunnen er at reservetiden er økt med 6 minutter og netto EDB-beregnet kjøretid er økt med 10 minutter. Det siste skyldes hovedsaklig at en nå har lagt inn begrensning for teoretisk siderykk i overgangskurvene. For krenkningstog med 30% hastighetsøkning i kurver er reisetiden økt med 9 minutter i forhold til forrige rapport, fordelt med 3 minutter på økt reservetid og 6 minutter på økt, beregnet kjøretid.

Alternativ 5c, lok Elx, pluss krenkende vogner Bx, har ca. 6 minutter lengre reisetider enn BMx. Dette skyldes at trekraft/vektforholdet er noe ugunstigere enn for BMx, motorvogntog med krenkning.

Videreføring av prosjektet

For den videre materiellutvikling ved NSB kan en i prinsippet følge to hovedlinjer:

- En utviklingslinje basert på lok og vogner, eller
- en utviklingslinje basert på motorvogntog.

Med lok og vogner oppnås raskest en reisetidsreduksjon, forutsatt at El 16 kan utstyres med gummiavfjærede hjulringer og dermed oppnå 5% hastighetsøkning i kurver. Imidlertid oppnås 10% hastighetsøkning i kurver først når en får Elx i drift. Hvis en forutsetter at dette er et trefase asynkronmotorlok, antar vi at det kan være i drift ca. 1984. Reisetiden Oslo-Trondheim blir da 1 time kortere enn i dag, dvs. den samme som for et motorvogntog uten krenkning. Elx og krenkende vogner regner vi med kan være i drift ca. 1985 (det er da forutsatt min. 1 års drift med 10%

hastighetsøkning i kurver før tog med krenkning tas i bruk.)

En utviklingslinje basert på motorvogntog, der vi i første omgang anskaffer motorvogntog forberedt for krenkning, gir oss muligheten for allerede omkring 1981 å kutte ned reisetiden Oslo-Trondheim med 1 time.

Motorvognlinjen fører også raskt frem til eventuell innføring av krenkning, og dermed ytterligere 30-40 minutter reduksjon av reisetiden Oslo-Trondheim.

Hovedulempen med dette alternativet er at en binder seg til motorvogntog som fremtidens fjerntogsmateriell. Dette kan neppe aksepteres for Bergensbanen på grunn av vinterproblemene.

En annen ulempe er at en allerede i 1977-78 må fastlegge de viktigste konstruksjonsparametrene angående krenkningsutrustningen. Tilgjengelig tid for utprøving av krenkning under våre forhold blir da knapp.

Vårt siktemål for materiellutviklingen er at vi raskest mulig skal kunne øke kurvehastighetene med 10%, som vi anser som komfortgrensen uten krenkning. Dette gir oss stor reisetidsbesparelse i forhold til den teknologiske risiko forbundet med dette skrittet.

Samtidig vurderes det i dag som mest sannsynlig at vi i fremtiden bør velge lok og krengende vogner som fjerntogsmateriell. Vi har derfor foreslått en utviklingslinje som vist i figur 53.

På basis av prosjektarbeidet og styringsgruppens anbefalinger, har styringskomitéen og NSB's styre vedtatt et videreføringsprogram på 5 punkter:

1. Det anskaffes snarest mulig et antall (6 stk.) motorvognsett uten krenkning for innsats i ordinær ekspressstogtrafikk i første rekke på Dovrebanen. Settene bygges opp av to motorvogner og fire mellomvogner. Vognenes tverrsnittprofil utføres slik at det blir størst mulig likhet med en eventuell fremtidig krenkningsvogn (7-8° krenkningsvinkel). Det legges vekt på ny ytre og indre design av materiell.

Det er ikke forutsetningen at disse motorvognsettene, som får typebetegnelsen BM 70, senere

skal utstyres med krenkningssystem. De skal overføres til annen trafikk når fremtidens krengetog er utviklet og driftsklare. Motorvognenes vognkasse tilpasses den utførelse som velges for mellomvognene.

BM 70 bygges etter de samme hovedprinsipper som BM 69.

For at materiell skal kunne utnyttes mest mulig økonomisk og fleksibelt, er det en forutsetning at mellomvognene bygges slik at de kan gå både i motorvogntog og tog trukket av lokomotiv.

2. Før endelige ruter fastlegges for de nye togsettene, skal det utføres inngående prøver. Prøvene skal blant annet gjelde reisekomforten.

Det er et hovedkrav at denne skal opprettholdes. Det vil derfor ikke bli avgjort hvilke hastighetsøkninger som skal tillates før tilfredsstillende prøvekjøring er gjennomført.

Prøvekjøringen må også omfatte vinterforhold, og personalet må få tilstrekkelig tid til å bli trimmet for de nye ruter.

3. Det arbeides videre med utviklingen av en krengende personvogn uten fremdrift, type Bx. Prøver med utenlandsk krenkningsmate-

riell gjennomføres ved NSB i den utstrekning dette er mulig.

Undersøkelsene må legges opp slik at man ikke bindes i valget av utviklingslinje. Det er en forutsetning at krenkningsutstyr som utvikles for en personvogn også må kunne anvendes for motorvogntog, hvis man skulle velge denne løsning i fremtiden.

4. Prosjektet ny lokomotivtype, EIX, bearbejdes videre med sikte på å få frem et konkret forslag omkring 1980. Deretter kan man ta avgjørelsen om hvilken hovedlinje som skal velges for fremtidig fjerntogsmateriell.

Man kan allerede i dag, med kjent teknologi fremskaffe et lokomotiv som oppfyller de konstruktive kravene som stilles for å kunne øke kurvehastighetene m. m. Man antar likevel at det vil være hensiktsmessig å utsette en eventuell bestilling til omkring 1980, da en ny generasjon elektrolokomotiver med vesentlige fordeler etter alt å dømme vil være utprøvd og i produksjon.

5. Videre utredning vedrørende utretting av «flaskehalskurver», justering av hastighetsavsnitt og koordinering av ruteplaner med planer for linjens vedlikehold gjennomføres.

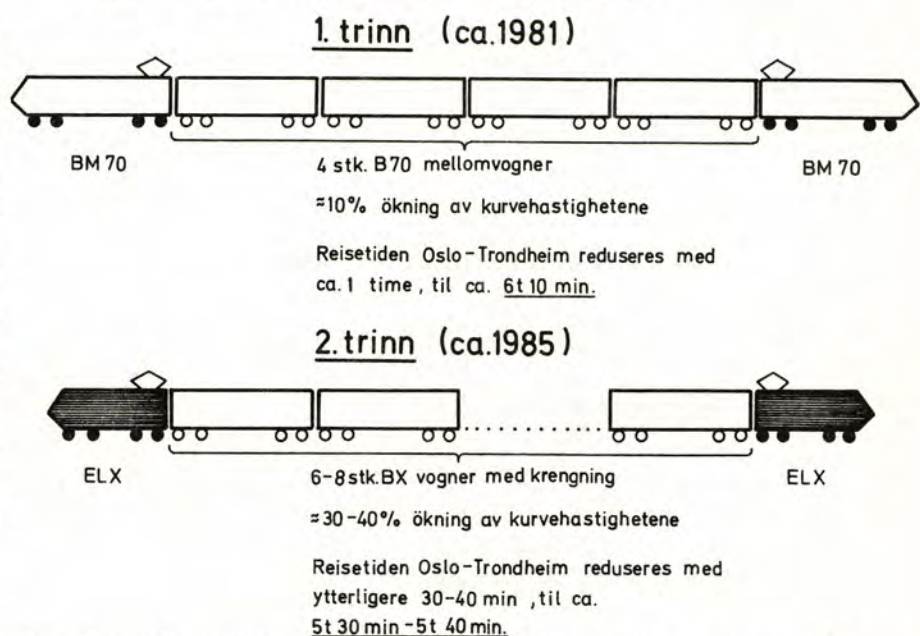


Fig. 53. Utviklingslinje basert på kombinasjon av motorvogntog uten krenkning og lok og vogner med krenkning.

Referanser

- [1] *Glomnes, M. et al.* – Høyere reisehastighet. Sluttrapport FOU forprosjekt T1. NSB's Hovedadministrasjon, mai 1975.
- [2] *Glomnes, M. Haugen, F. G. Kloster, S. Meulman, J.* – Høyere reisehastighet. Rapport fra arbeidsgruppen for videre utredning av FOU-prosjekt T1. NSB's Hovedadministrasjon, november 1976.
- [3] – Langtidsplan for NSB fram til 1980. (Norges offentlige utredninger 1972:18)
- [4] – Transportarbeid i Norden 1955–80. (Nordisk komite for transportøkonomisk forskning. Publ. nr. 9. April 1972).
- [5] *Vik, R.* – Virkningen av redusert reisetid ved NSB. Transport-økonomisk institutt, juni 1974.
- [6] *Carstens, J. P. et al.* – Litterature Survey of Passenger Comfort Limitations of High-Speed Ground Transports. United Aircraft Corporation, juli 1965.
- [7] *Prud'homme, M. A.* – La Voie, (Revue Générale des Chemins de Fer, vol. 89 (1970), januar, s. 56–72)
- [8] *Bjør, H. et al.* – Krenningssystem for hurtige tog. Forundersøkelse av måleprinsipper og styringssystem. Sentralinstitutt for industriell forskning, juli 1974.
- [9] *Knall, G. et al.* – Höga hastigheter i SJ persontrafikk, tekniska förutsetningar. SJ Centralförvaltning, 1969.
- [10] *Haugen, F. G.* – Beregning av kvasistatiske sidekrefter som opptrer mellom hjul og skinne i kurver. (NSB Teknikk, vol. 2 (1976, nr. 4, s. 82–86)
- [11] *Nield, B. J. Goodwin, W. H.* – Dynamic Loading at Rail Joints. (Railway Gazette, vol. 125 (1969), 15. aug., s. 616–19, og 7. nov., s. 805)
- [12] *Jenkins, H. H. et al.* – Incidences des paramètres caractéristiques de la voie et des véhicules sur les efforts dynamiques verticaux qui se développent entre rail et roue. (Rail international, vol. 5 (1974), oktober, s. 682–702)

- De vest-tyske myndigheter har pålagt DB å klarlegge forholdene ved transport av bevegelsehemmede på jernbanen.

En arbeidsgruppe ved DB har i denne forbindelse forsøkt å klarlegge i hvilken utstrekning bestående vognpark kan tilpasses og hvilke nyanskaffelser som må foretas for at bevegelsehemmede skal kunne dra bedre nytte av DB's persontransporttilbud.

Gruppen viser eksempelvis til at innstigningsmulighetene for rullestolbrukere i dag er meget problematisk.

En praktisk løsning synes å være å bygge om kombinerte reisegods- og sittevogner, slik at det blir en felles rullestol- og reisegodsinngang i disse kombinerte vogner, og å innrette gjennomgang for rullestolbrukere fra reisegodsavdelingen til egne kupéer i tilknytning til eget toalett.

Det synes som om DB's forslag stemmer svært godt overens med den løsning som NSB har valgt i forbindelse med ombygging av BF-vogner for de 2 nye togpar til Bergensbanen dette år.

Det synes for øvrig som om transport av funksjonshemmede i økende grad blir en utfordring for jernbanene. Eksempelvis er situasjonen i Norge i dag

- 10 000 rullestolbrukere.
- 200 000 som har vansker med å gå 100 meter.
- 400 000 som har vondt for å gå trapper.
- 1 600 nye rullestolbrukere hvert år på grunn av trafikkulykker.

- Det er gjennomført et internasjonalt studium av den samlede transporttid for gods med jernbane.

Til selve transporten medgår 25% av tiden, til laste/lossearbeidet 40% og til skifting underveis 35%.

Derved er det klart at en økning av hastigheten på godstogene bare vil medføre små endringer i den samlede transporttid. En total vurdering også av laste/losse-arbeidet og skifting un-

derveis må bli tatt i betraktning for å kunne oppnå den ønskede gevinst.

- UIC's underkommissjon «Personvogner» har foreslått grenseverdien for støynivået i personvogner til

1. klasse maks. 65 dB (A)
2. klasse maks. 68 dB (A)

Det er i den senere tid gjort meget for å klarlegge hvilke støykilder man har og hva disse betyr enkeltvis og samlet ved jernbanelinjen.

ORE har til nå utgitt 3 rapporter som omhandler:

- Tiltak for begrensnig av støy fra eksisterende jernbanevogner
- Støy på grunn av bremsing og gjennomkjøring av kurver med liten radius
- De enkelte boggideler som støykilde. Virkningen av en avskjerming fra vognkassen til 20 cm o. s. rundt boggiene.

Det er også skrevet en rekke artikler i fagpressen og gjennomført utallige forsøk ved de ulike forvaltninger, noe som gir et godt materiale ved nykonstruksjon av vognmateriell.

- ORE-komité D 144 utarbeider nye regler for leveringsbetingelsene av skinner. I denne forbindelse vil man også vurdere behovet for en bedre spesifisering av kravene til skinnens geometriske nøyaktighet i lengderetningen.

Man antar i dag at utilstrekkelig nøyaktighet av skinnesveisene og dannelsen av rifler med bølglengder av ca. 1,70 m i større eller mindre grad skyldes mangler i utretting av skinnene under fabrikkasjonsprosessen.

Komitéen vil derfor undersøke:

Mulige forbedringer av fabrikkasjonsprosessen ved eliminering av periodiske og ubestemte feil i vertikal- og sideretning, av krumninger i skinnens ender og vindskjevhetfeil.

Muligheter for bedre forskrifter for skinnesveisingen.

Betydningen av geometriske sporfeil som følge av skinnefeil, for materiellets gang.

Nye systemer for mottagelseskontroll når det gjelder skinnens geometri og overflatefeil.

- ORE-komité D 87 har i rapport nr. 17 utarbeidet oversikt over erfaringene med prøve av 20 forskjellige typer spesielle overbygningkonstruksjoner på bærepåler.

Målsettingen for disse nye systemer er følgende:

Forminskning av sporets vedlikeholdsbehov, forminskning av konstruksjonshøyden (med henblikk på tunneler), god holdbarhet av sporets justering og økning av sporets sidemotstand.

Erfaringene viser at det er vanskelig å oppnå en sporjustering som er like god som den beste standarden for et vanlig nyjustert spor.

De beste resultater ble oppnådd for sporkonstruksjonene som var bygget på fjell – i tunneler – eller på broer. På fyllinger er erfaringene ikke så gunstige: bærepåler beveger seg under trafikkbelastningen, unntatt en konstruksjonstype med en forspent bærepåle, utviklet av SNCF. Bevegelsene forsterker rissdannelsen som følge av temperaturforskjellene og i en del tilfeller medførte dette at skinnebefestelsen løsnet.

Det er ennå ikke funnet en tilfredsstillende løsning for overgangen mellom de spesielle sporkonstruksjoner og de vanlige ballasterte spor.

Lydnivået under togpassering er for bestemte frekvenser større enn for spor med ballast.

Investeringene for de forskjellige prøvestrekninger var 50–150 % større enn for vanlig spor, men de kan bli mindre ved bygging av større lengder og ved videre mekanisering.

- UIC's 5. kommisjon (Elektrisk banedrift) foreslår nye maksimalverdier for matespenninger. I 15 kV 16 2/3 Hz-systemet foreslås maksimalverdien endret fra 16.5

til 17.25 kV, og i 3000 V likestrømssystemet foreslås maksimalverdien endret fra 3600 til 4000 V.

SJ og NSB vil ikke endre maksimalspenningen på sine nett, men ikke sette seg i mot at den forhøyede spenningsgrense blir godkjent.

Når det gjelder likespenningssystemet på nominelt 3000 V, forholder DB seg avvisende til forslaget. Tidligere var deres anlegg på personvogner endret slik at en maksimalspenning på 3900 V kunne tåles. Dette var gjort for å ha en sikkerhetsmargin. Skulle grensen heves til 4000 V, må deres anlegg dimensjoneres for 4300 V for å oppnå samme sikkerhet.

- ORE-komité A 122 har i sin rapport nr. 22 (Bruk av tyristorer i jernbaneteknikk) undersøkt virkningen på telekabler ved vekselstrømstraksjon.

Tidligere målinger har vist at sammenhengen mellom støvstrøm i kjøreledningen og påvirkningen på telelinjer ikke er tilstrekkelig kjent til at slutninger kan trekkes.

For å klarlegge sammenhengen bedre, er det utført et måleprogram på DB's strekning Wadgassen–Überherrn. Denne strekning kan mates vekselvis, med 16 2/3 Hz og 50 Hz.

Hovedmålet med målingene var å undersøke påvirkningen på datatransmisjon fra oversvingninger. Datatransmisjon utnytter sterkt båndbredden og krever derfor stort signal/støy-forhold.

Bitfeilhyppighet ble benyttet som mål for støyfølsomhet. I tillegg ble impulsstøyhyppighet målt for sammenlikning med bitfeilhyppigheten. Samtidig ble de karakteristiske data for støykilden (kjøreledningsstrøm, ekvivalent støvstrøm, togets hastighet og sted) registrert. Alle målinger ble synkronisert ved tidsmarkeringer over radio.

B. Rapportens konklusjon.

1. Støystrømmen er ikke nødvendigvis et mål for støvspenningen i telelinjen da dempningen mel-

lom kjøretråd og telelinje som funksjon av frekvens ikke er konstant.

2. Resonanser i kjøreledningen har sterk innvirkning på dempningen i nærheten av resonansfrekvensen. Denne spektralandelen påvirker sterkt støvspenningen.
3. Den induserte støvs spisspenning og dermed feilhyppigheten øker ikke med økende lengde av den påvirkede linje, men øker med økende effektivverdi på støvspenningen.

- En ny vogntype er i den siste tiden blitt introdusert i containerblokkene mellom Göteborg og Oslo.

Vognene, som eies av Intercontainer, er 80-fots leddvogner med 3 stk. 2-akslede boggier. ORE har stått for utviklingen av denne vogntypen som er bygget opp av 2 halvdel, hver med en separat boggi samt en felles boggi som forbinder de 2 vognhalvdeler.

Vognene har en total lengde over buffere på 27,1 m og er utstyrt med nedfellbare containerpigger som muliggjør transport av ISO-containere med lengder 10', 20', 30' og 40' inklusiv UIC 20' containere med bruttovekt 24 tonn, SEALAND containere med lengde 35' samt containere med høyde inntil 2,6 m.

Ved 18 tonns akseltrykk (B-baner) har vognene en bæreevne på 82 tonn, dvs. en transportevne på 4 fullastede 20' ISO containere.

I tillegg til standard-godsvogner utvikler for øvrig ORE og UIC i økende grad spesialgodsvogner for spesielle transportformål.

- NSB mottar alle ORE-rapporter i engelsk, tysk og enkelte ganger fransk utgave. Rapportene registreres i Hovedadministrasjonens bibliotek, som oppbevarer dem etter sirkulasjon på de respektive avdelinger. Rapportene lånes ut internt innen NSB fra biblioteket (linje 2048–49), som også på forespørsel kan gi samlet oversikt over samtlige ORE-rapporter som disponeres.

Tunnelforbindelse øst-vest gjennom Oslo. Stillingen i dag

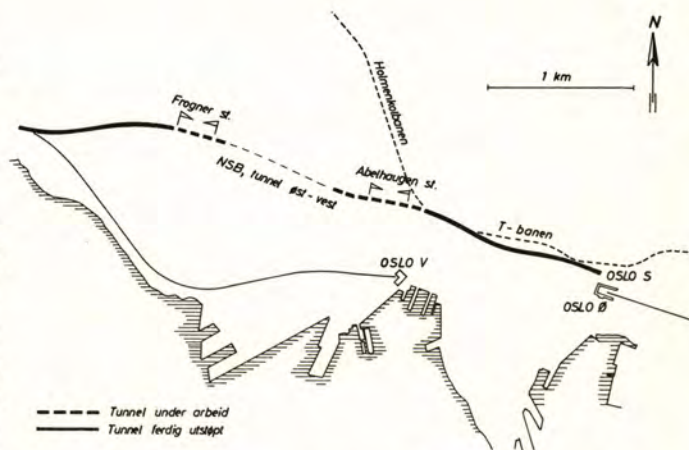
På jernbanens forbindelses-tunnel øst-vest gjennom Oslo er råbygget for tunnelen ferdig på strekningen fra Jernbanetorget til Drammensveien ved foten av Abelhaugen (ca. 1150 m). Videre er tunnelen ferdigstøpt fra portalen i vest ved Olav Kyrres plass til Frogner stasjon (ca. 800 m).

Arbeidet med tunnelinnføringen fra Jernbanetorget mot Oslo S er igang.

I Abelhaugen stasjon er toghallen utsprenget, vegger og takhvelv ferdig utstøpt og støping av bunnhvelv pågår.

Råbygget for hovedvestibylen ved østre oppgang er på det nærmeste fullført og arbeider i tilknytning til sjakter for rulletrapper og heis mellom toghall og vestibyle er igang. Mellom Abelhaugen stasjon og Studenterlunden ble det gjennomslag i den ene enkeltportunnel 25.2.77. Ca. 240 m av tunnelen vestover fra Abelhaugen stasjon er utsprenget og delvis utstøpt.

I Frogner stasjon er øvre halvdel av toghallversnittet ferdig utsprenget og delvis utstøpt. Utsprengning for bunnhvelvet gjenstår. Enkelt-



sportunnelene videre mot Abelhaugen er utsprenget til ca. 100 m øst for Frogner stasjon.

I alt gjenstår utsprengning av ca. 660 m fjelltunnel mellom Abelhaugen og Frogner stasjon hvor grunnforholdene

til dels må forventes å bli særlig vanskelige og hvor sikringsarbeidene kan bli omfattende. Det vil likevel være utstøpingstakten som stort sett vil være avgjørende for fremdriftshastigheten. 10.3.77 KMA

Nytt akkumulatorlok til Lodalen

For leveranse i mai 1978 er det bestilt en akkumulator-drevet skiftetraktor som skal brukes i toghallen og fjellstallen i Lodalen. Skiftetraktoren, av standard type fra Brown Boveri i Østerrike, er bestilt hos NEBB, men skal bygges i Østerrike. Knotz Kommanditgesellschaft, Wien, er underleverandør av den mekaniske del.

Skiftetraktoren er to-akslet og har en totalvekt på 16,2 tonn. Begge aksler drives av hver sin egenventilerte motor, montert i understellet på tvers av kjøreretningen. Motorene er 4-polete kompenserte likestrøms shuntmotorer med hul aksel. Overføring av motordreiemomentet til drivakslene

foregår over en elastisk hulakseldrivanordning og en tannhjulsvexsel. Timeytelse pr. motor er 37 kW og merkespenningen er 170 V. Ved full magnetisering er starttrekkraften 38,2 kN og trekkraft ved timeytelser 19,6 kN ved 10,7 km/h. Maksimalhastigheten er 35 km/h.

Skiftetraktoren er utstyrt for å kunne skifte materiell med vanlig draganordning og materiell utstyrt med «Scharfenberg kopling» (BM 69).

Batteriet er et blypanserplatebatteri med 88 seller og en kapasitet på 600 Ah ved 5 trinns utlading. Midlere utladespenning er 165 V.

Lading av batteriet foretas i driftspauser enten fra stasjo-

Apropos til forlengelse av Nordlandsbanen

I Alaska kan det komme på tale å knytte jernbanen som ender i Fairbanks sammen med USA's øvrige jernbanenett i midtvesten via Canadiske jernbaner i British Columbia (Canadas vestligste provins). Alaskas departement for handel og økonomisk utvikling har beregnet at en slik 2200 km jernbaneforbindelse kan stå ferdig i 1985 og vil koste ca. 8000 mill. kroner.

Alaskas jernbaner kan da i 1985 frakte en million tonn gods årlig. Departementet konkluderer med at en slik jernbane kan gi en kraftig fremgang i hele statens økonomi og få direkte innvirkning på olje-, kull-, jordbruk-, tømmer- og petrokjemiske industrier. (Eng. News Record, v. 198 (1977), no. 8, 5.11)

MKn

nært nett 220 volt 50 Hz over en utvendig stikk-kontakt, eller direkte fra kontaktledningen med spenning 15 kV 16 2/3 Hz. Lading av batteriet kan bare foregå i stillstand. Kjøring med hovedmotorene matet fra kjøreledningen er ikke mulig. For å lade batteriet fra kjøreledningen er det montert en enarmet trykkluftbetjent strømavtager på taket. Mating av batteriladeapparatet skjer da over en høyspenningstransformator 15 kV/220 V, 20 A. Ladeapparatet kan således mates med 220 V – 50 Hz eller 220 V – 16 2/3 Hz.

Førerrommet er lyd- og varmeisoleret og har to førerbord med en midtre del hvor alt overvåkningsutstyr og en kjørekontroller er anbrakt.

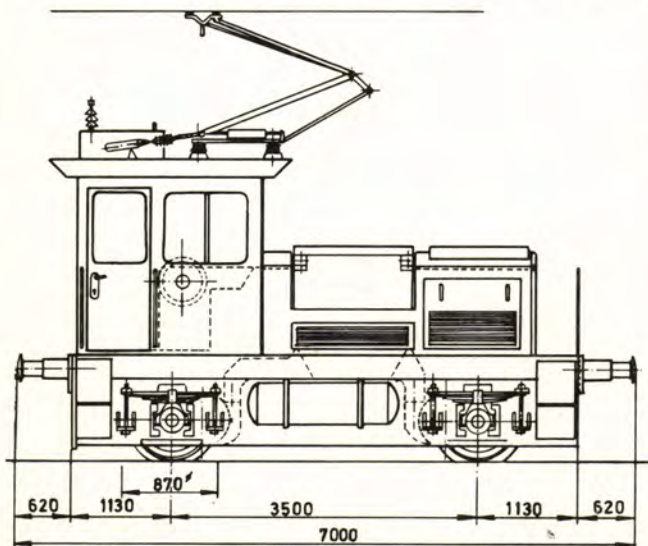
Oppvarming av førerrommet foretas med en elektrisk varmluftvifte på 3 kW ved 220 V. Det blåses varmluft på vinduene og nede ved førerens føtter. (Viften kan også

fungere som friskluftsvifte.) Er kontaktledningsspenningen eller spenning fra stasjonært nett til stede, mates varmeanlegget fra en av disse strømkilder. Ved mating av varmeanlegget fra batteri, blir varmeytelsen redusert til 1,8 kW.

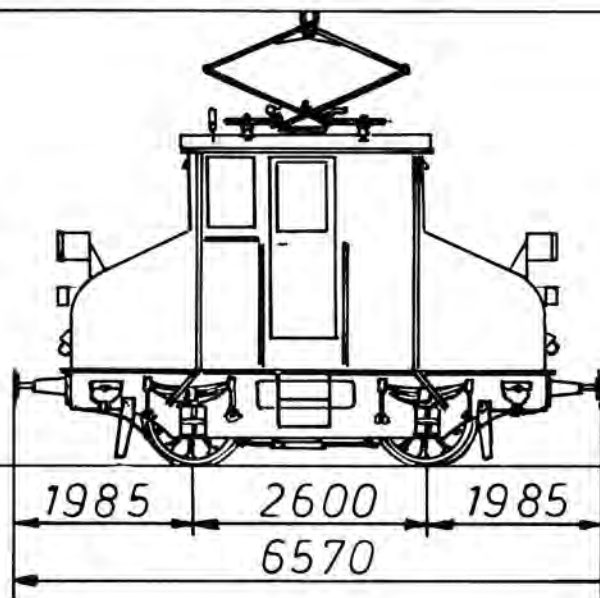
Kjørekontrolleren består av kontakter for direkte kopling av motorstrømmen. Den har en hovedvalse med 7 kjøre- og 7 bremsetrinn og en vendevalse for omkopling av motorfeltviklingene.

Foruten den nevnte 7-trinns elektriske motstandsbrøse er skiftetraktoren utstyrt med direktevirkende trykkluftbremse. Trykkluftkompressoren er to-sylindret og har en kapasitet på 170 l/min ved mottrykk 7,5 ato og 1000 o/min. Arbeidsytelsen er 1,4 kW. Skiftetraktoren er ellers utstyrt med trykkluftutstyr som tyfon, sandstrøtutstyr og vinduspussere.

PAJ



El. 6



LOKOMOTIV TYPE EL 6

Antall i NSB's eie: 1

Hjulanordning: AA

Lok.nummer: 2503

Byggeår: 1911

Fabrikant: Allgemeine Elektrische Gesellschaft (AEG), Skabo

Største hastighet: 45 km/t

Strømsystem: 15 kV, 16 2/3 Hz (Tidligere 10 kV)

Motorer/effekt: 2 x 125 hk (ca. 184 kW)

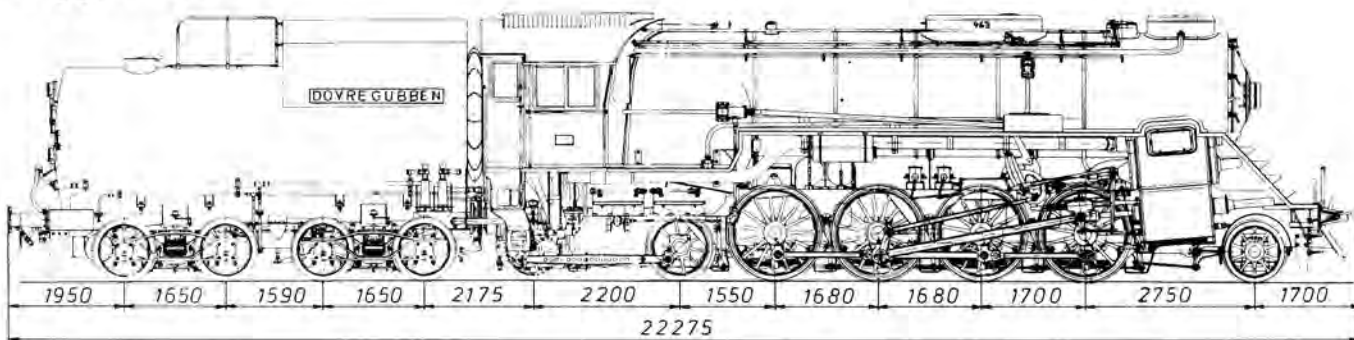
Drivhjul diameter: 1000 mm

Totalvekt/adhesjonsvekt: 23 tonn

Utrangert: 2.3.1956

Da Bratsbergbanen (Notodden–Porsgrunn) ble bygget, gikk Norsk Hydros elektrifiserte strekning Notodden–Tinnoset over til NSB. Ved makeskifte overtok NSB også noen gamle el.lok, deriblant det som senere ble gitt nr. 2503. Lokomotivet var i bruk ved NSB ca. 36 år, i skiftetjeneste.

Type 49



LOKOMOTIV TYPE 49

Antall bygget: 7

Hjulanordning: 1'D 2'

Lok.nummer: 463–465, 470–473

Byggeår (463–465): 1935

Fabrikant: Hamar og Thune's Mek. Verksteder

Byggeår (470–471): 1940

Fabrikant: Krupp, Essen

Byggeår (472–473): 1941

Fabrikant: Thune's Mek. Verksted

Største hastighet: 90 km/t (45 km/t bakover)

Maskin: 4-syl. compound (Ø 465 x 720 / Ø 650 x 700, 49b)

Kjeletrykk: 17 kp/cm²

Drivhjul diameter: 1530 mm

Totalvekt: 145,7 tonn (49b, m. full beholdning)

Adhesjonsvekt: 62,8 tonn

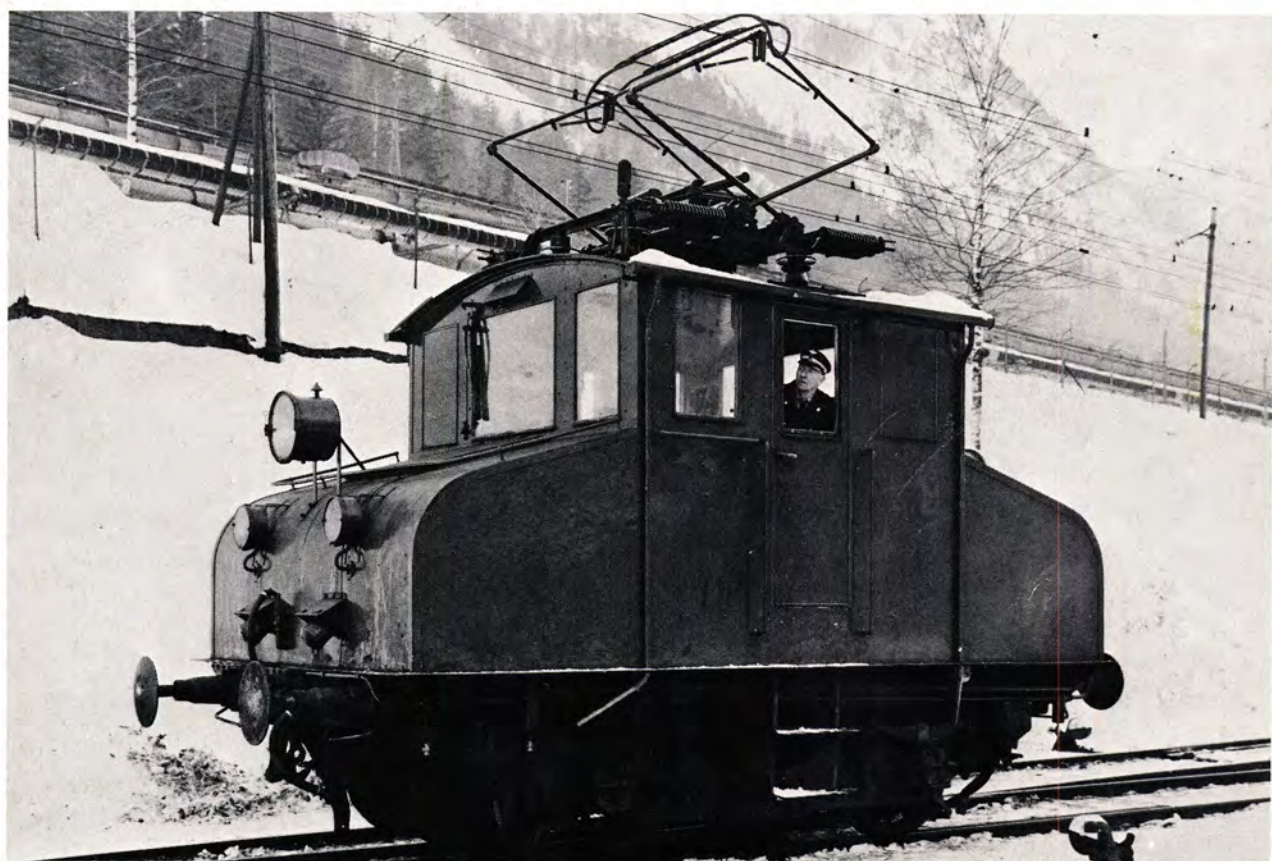
Beholdning: 27,2 tonn vann, 8,4 tonn kull (49b)

Siste utrangert: 16.12.1958

Bevart: 49c nr. 470, Jernbanemuséet, Hamar

49a nr. 463 ble gitt navnet «Dovregubben», hvilket for ettertiden er blitt en betegnelse for hele loktypen. Lokomotivene ble de største konstruert i Norge, og de ble anvendt hovedsaklig mellom Otta og Oppdal (Støren, Trondheim) i passasjertog. Antatt maks. effekt ca. 2600 hk.

EI. 6



Type 49

