

Tekniske meddelelser

NSB



NSB

INNHold

NR. 2 · 6. ÅRGANG · JUNI 1958

Beregning av påkjenninger i skinne og ballast

Måling av påkjenning i skinner ved trafikklast og ved prøvekjøring av lokomotiver

En norsk lokomotiv-dieselmotor

Hullkortmaskiner

En sjelden kabelfeil

DK 625.143.03(481) = 396

DK 625.141.03(481) = 396

ØVERLAND, C.: Beregning av påkjenninger i skinne og ballast. (Calculation of stresses in track.) Tek.medd.-NSB, 6 (1958), no. 2, pp. 37—46.

Discusses the different methods in theoretical track calculation, and the difficulties concerning the application of the formulae in practical use, according to the important effect of irregular conditions of track and traffic on the real stresses in track.

DK 625.143.03(481) = 396

BØHN, A.: Måling av påkjenning i skinner ved trafikklast og ved prøvekjøring av lokomotiver. (Strain measurements in rails under normal traffic and during testing of locomotives.) Tekn. medd.-NSB, 6 (1958), no. 2, pp. 46—59.

The article deals with stress measurements in rails by means of electrical strain gauges, which were fastened on the outside of the rail base. Strains were measured on straight track with different types of ballast, and in curves with different tie plates.

DK 621.436(481) = 396

SCHAATHUN, O. og H. HAMRE: En norsk lokomotivdieselmotor. (A Norwegian diesel motor for locomotives.) Tekn. medd.-NSB, 6 (1958), no. 2, pp. 59—63.

The authors describe the design of a 600 h.p., 6-cylindere diesel motor, for use as auxiliary marine motor and as motor for shunting locomotives. The motor has been designed by Bergens mekaniske verksteder in 1954, and the first unit was delivered for NSB's shunting locomotive no. 803. This locomotive has been running satisfactorily since March 1957. The paper is illustrated with photographs and graphic representations showing the results of laboratory tests.



TEKNISK TIDSSKRIFT FOR NORGES STATSBANER

Redaksjon: J. B. Hegna, form., L. Saxegaard, R. Heyerdahl-Larsen, N. Eckhoff, E. Havig, A. Rom, T. Collin
 Utgiver: Norges Statsbaner. Redaksjonens adresse: Storgaten 33, Oslo. Telefon 42 68 80

BEREGNING AV PÅKJENNINGER I SKINNER OG BALLAST

Av avdelingsingeniør C. Øverland

DK 625.143.03(481)=396
 DK 625.141.03(481)=396

Det har i det siste, spesielt fra driftsavdelingens side, vært ytret ønske om høyere tillatt akseltrykk ved NSB's hovedlinjer.

Som det fremgår av overinspektør V. Hundseids artikkel «Akseltrykk — driftsutgifter» i Tekn. meddelelser - NSB, nr. 2, juni 1953, gjelder imidlertid ikke dette ønsket ubetinget for vognmateriellet.

Det kan derfor bli spørsmål om å fortsette videre på den veien vi delvis allerede er slått inn på, ved å tillate høyere akseltrykk for lokomotiver enn for vogner. Dette blir gjort i stor utstrekning i utlandet, spesielt i USA, hvor de tyngste lokomotivene har akseltrykk som ligger opptil 50% over de største akseltrykk for vognmateriellet.

Begrunnelsen for en slik sontring mellom lokomotiver og vogner kan være at man som regel har større sikkerhet for at lokomotivene ikke går rundt med skadelige hjulslag eller andre defekter, og at antallet lokomotiv-aksler er få i forhold til antallet vogn-aksler, samt at en økning av trekk-kraften pr. enhet er av så stor betydning at man heller får ta de ulempene som følger med en eventuell større belastning av sporet fra lokomotivene.

En økning av tillatt akseltrykk ved våre baner krever enten en forsterkning av overbygningen, eller at man tillater økede påkjenninger i det eksisterende spor. Utenlandske erfaringer synes å tyde på at den overbygningen vi har, skulle tåle en viss økning av de tillatte påkjenninger.

For å bringe på det rene om det var et teoretisk grunnlag for en slik økning av akseltrykket, var det

av interesse å bli kjent med de anvendte beregningsmetoder ved forskjellige jernbaneadministrasjoner. For en del år tilbake rettet derfor Hovedstyret en forespørsel herom til en del offentlige jernbanselskaper i Europa. De stilte spørsmål og et resymé av de besvarelser man har mottatt, gjengis senere i denne artikkel. De fleste bygger vesentlig på erfaringer, og de formler og tillatte spenninger som blir oppgitt, er nokså forskjellige. Dertil kommer at de spenningstall man kommer frem til etter beregning ut fra de forskjellige formler, ikke uten videre kan sammenlignes.

Man skal nedenfor gi en kort innføring i de vanlig brukte beregningsgrunnlag. En teoretisk uangripelig beregning av spenningen i en vanlig skinnegang er meget komplisert, for ikke å si umulig. Skinnegangen kan betraktes som en endeløs bjelke på elastisk senkbare støtter, hvor selve bjelkens elastiske egenskaper er forholdsvis godt kjent, mens det samme ikke kan sies om støttenes. Denne bjelken blir belastet med en rekke bevegelige laster i vilkårlig avstand. Størrelsen av de dynamiske tilleggskrefter under disse lastene må sies å være temmelig lite kjent.

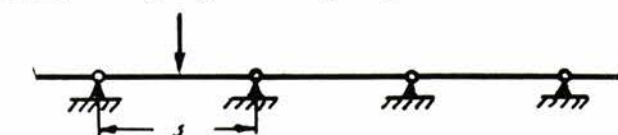
Det er i denne artikkelen sett helt bort fra sidekrefter som kan gi til dels betydelig økning av de opptredende skinnespenninger. Heller ikke har man tatt hensyn til lokale spenningstopper ved underlagsplater. De forenklinger som gjelder skinnegangen som kontinuerlig bjelke belastet med enkeltlaster i vilkårlig avstand, og de forenklinger som

gjelder variasjoner med hastigheten, blir vanligvis betraktet som uavhengig av hverandre.

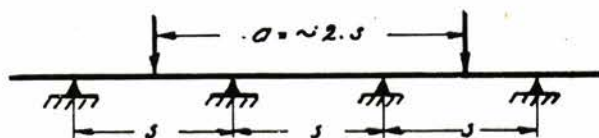
Skinnen under statisk belastning uten hensyn til underlagets elastisitet

Momentet i en skinne (bjelke) kan uansett beregningsmetode skrives slik: $M = Psk$ hvor P er hjultrykket (belastningen), s er svilleavstanden (avstanden mellom opplagerne) og k er en faktor som er avhengig av beregningsmetoden og av lastens stilling. Da det vanligvis er maksimalmomentet man er ute etter, plaseres lasten som regel midt mellom to sviller. (Fig. 1 a.) Den enkleste antagelse skulle være å betrakte skinnene som en rekke fritt opplagte bjelker med $k = 0,25$. Denne antagelse gir like anvendelige resultater som en rekke av de alminnelig brukte beregningsmetoder.

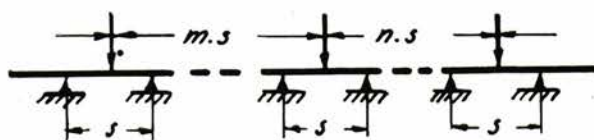
Winkler betrakter skinnen som en kontinuerlig bjelke på faste støtter og med slik stilling av en rekke laster at de gir det teoretisk største moment. k blir da 0,189. Denne verdi danner grunnlaget for sporberegninger i Sverige. Fig. 1 b.



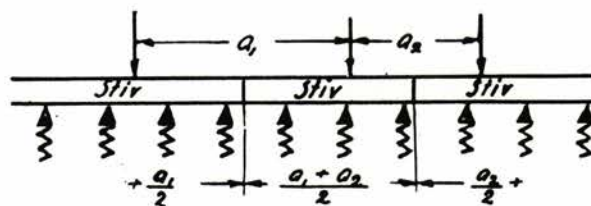
a. Enkel bjelke



b. Winkler



c. Achsstand (skinnemoment)



d. Achsstand (svilletrykk)

Fig. 1.

Det amerikanske selskapet Readings bruker formelen med k lik 0,2, hvilket nærmest må betraktes som en avrunding av Winklers uttrykk.

Den hollandske Achsstandformel er utarbeidet av Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen etter en rekke spenningsmålinger i sporet. (Driessen i «Organ», 1. april 1937.)

For å gjøre problemet matematisk løsbart gjør Driessen den teoretiske antagelse at:

1. alle laster er like store,
2. alle laster står midt mellom to sviller,
3. akselavstanden veksler periodisk, slik at annen hver avstand er $m \cdot s$ og annen hver $n \cdot s$.
4. Bare svillen på hver side av hver last har opplagerreaksjoner.

På dette grunnlag settes opp følgende formel:

$$k = \frac{12 mn - 7(m + n) + 4}{16(3 mn - (m + n))}$$
 som for endeaksel

hvor m er uendelig, forenkles til

$$k = \frac{12n - 7}{16(3n - 1)}$$

Denne formel mener Driessen gir det beste samsvar med de utførte målinger. Kurver for disse uttrykk er satt opp på NSB's normalblad C. 21.

Når akselavstanden er det dobbelte av svilleavstanden (en last på hver side av den undersøkte), blir $k = 0,189$ som i Winklers formel. For enkeltlast blir $k = 0,25$. For praktisk forekommende belastningstog ligger k mellom 0,20 og 0,24.

Svilletrykket regnes av formelen $Q = P \cdot \frac{2s}{a_1 + a_2}$

Dvs. når det gjelder svilletrykket, betraktes skinnen som stiv, slik at svilletrykket blir jevnt fordelt over et antall sviller som svarer til at hver last blir båret av de sviller som ligger på hver side av lasten inntil midtveis til neste last. Fig. 1 d.

Når underlagets elastisitet inngår i beregningen

De øvrige beregningsmetoder som skal nevnes her, betrakter skinnen som en bjelke opplagt på elastisk senkbare støtter. Det er da nødvendig å kjenne — eller iallfall anta — en verdi for underlagets elastiske egenskaper, i alminnelighet kjennetegnet ved ballastsifferet C .

Ballastsifferet

Ballastsifferet er definert som den belastning i kg/cm^2 (jevnt fordelt over svillens bæreflate) som gir en nedsynkning av svillen på 1 cm. Denne koef-

fisient er avhengig av ballastens og undergrunnens beskaffenhet.

Den verdi for ballastsifferet som brukes ved skinnegangsberegninger, tar teoretisk med virkningen av underlagsplatens og svillens vertikale sammentrykning og kalles av professor Heje «overbygningssifferet». Bare ved ekstremt høye ballastsiffer (f. eks. støpt underlag) kan «overbygningssifferet» avvike nevneverdig fra ballastsifferet.

Driessen hevder i sin redegjørelse i «Organ» den 1. april 1937 at ballastsifferet ikke bør inngå i beregningen av skinnespenningen. De forsøkene som ble utført i forbindelse med utarbeidelsen av Achsstandformelen, ga verdier av ballastsifferet som varierte mellom 5,68 og 55,4 uten at det kunne påvises noen sammenheng mellom ballastsifferets størrelse og ballastens eller undergrunnens art.

Når ballastsifferet tas med i beregning av skinnespenning og svilletrykk, regnes det som om sammentrykningen skjer umiddelbart under hver sville, og at den i ethvert punkt og for enhver belastning er proporsjonal med svilletrykket. Dette kan være tilnærmet riktig når svillen hviler på en jevn og godt pakket ballast over et fast underlag (fjell), men som regel er avvikelserne betydelige, spesielt når det målte ballastsiffer antyder en lav elastisitetsmodul.

Et godt pakket ballastlag i grus eller pukk regnes å ha en elastisitetsmodul på 400—550 kg/cm². Sammentrykningen av dette svarer til et ballastsiffer på 15—20 ved 36 cm ballasttykkelse.

Når det måles ballastsiffer helt ned i under 2, kan dette f. eks. komme av at banelegemet hviler på et sterkt elastisk underlag, i praksis gjerne et torvlag omtrent 1 meter under svillene. Se fig. 2. Det er ikke foretatt noen nøyaktig teoretisk behandling av dette forholdet, men en betraktning av trykkfordelingskurver i forskjellige dybder under svillen synes å rettferdiggjøre den antagelse at tilleggsspenningen i skinnen på grunn av svillenes nedsenkning minker, jo dypere det sammentrykkbare lag ligger, og at den for et lag på ca. 1 m's dyp bare er halvparten så stor som om sammentrykningen hadde skjedd umiddelbart under svillen.

En spesielt lav verdi av det målte ballastsiffer kan også skyldes at svillene på grunn av pumping er blitt liggende og ri på midtpartiet, slik at en forholdsvis moderat belastning til å begynne med gir en stor nedbøyning inntil hele svillen kommer til å hvile fast på ballasten. Dette forhold kan også gi en mindre virkelig spenningsøkning i skinnen enn den som fåes ved beregning med forutsatt konstant elastisitetstall av den målte størrelse.

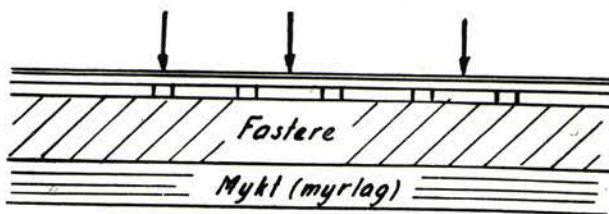


Fig. 2.

Beregningsmessig å ta hensyn til alle disse former for variasjon i ballastsifferet kunne være ganske interessant, men det ville være svært komplisert og av mindre verdi, da det — som Driessen hevder — likevel er umulig å forutsi den riktige størrelse av ballastsifferet. Det eneste som kanskje kunne være av verdi, måtte være en nærmere belysning av den spenningsøkning som skyldes sammentrykning av torvmatten i et vanlig masseutskiftingslag.

De fleste beregningsmetoder som tar hensyn til ballastsifferet, bygger på dr. H. Zimmermanns «Die Berechnung des Eisenbahn-Oberbaues», fra 1888. Grunnleggende er her forholdet mellom skinnens stivhetsmodul, B, og svillens sviktmodul, D. Dette

kalles ofte Zimmermanns $\gamma = \frac{B}{D}$

Her er $B = \frac{6EI}{s^3}$ hvor E er skinnens elastisitetsmod.

I er skinnens treghetsmoment
s er svilleavstanden

$$\text{og } D = \frac{CbL_t}{(\eta)}$$

hvor C er ballastsifferet
b er svillebredden

$$L_t \sqrt[4]{\frac{4E_t \cdot L_t}{C \cdot b}}$$

E_t er svillens elastisitetsmodul
 I_t er svillens treghetsmoment
 η en koeffisient som er avhengig av forholdet mellom halve svillelengden og L_t samt mellom halve sporbredden og L_t

På grunnlag av dette forhold γ er det satt opp en rekke forskjellige formler for beregning av skinnespenningen. Den mest anvendte av disse formler har vært

$$\text{Zimmermanns uttrykk } M = \frac{1}{4} \cdot \frac{8\gamma + 7}{4\gamma + 10} \cdot s P.$$

Dette uttrykket bygger på en bjelke opplagt på 4 elastiske støtter i jevn avstand og med en enkeltlast på midten. Resultatet avviker ikke svært meget fra det man får ved å bruke en av de øvrige av de

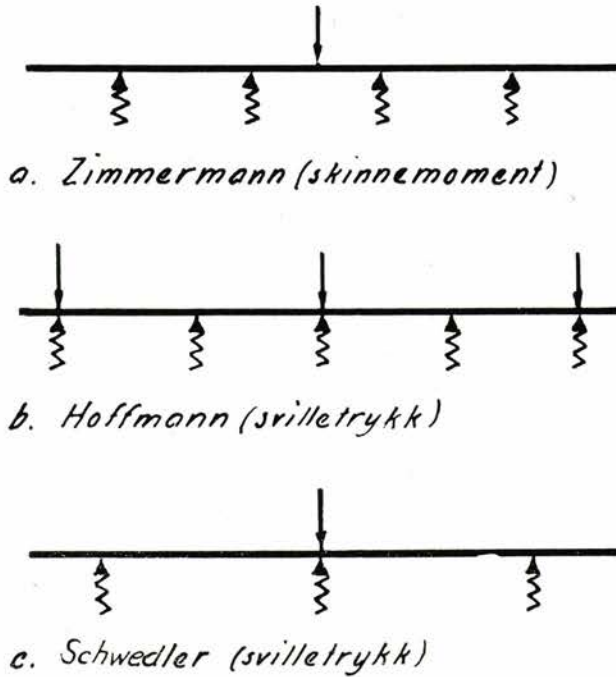


Fig. 3.

formler som går ut fra en enkeltlast på en bjelke opplagt på flere elastisk senkbare støtter. Fig. 3 a.

For beregning av svilleteykket anbefaler Zimmermann en av følgende formler:

$$\text{Hoffmann: } P_0 = \frac{4\gamma + 1}{8\gamma + 1} \cdot P$$

$$\text{Schwedler: } P_0 = \frac{\gamma + 2}{3\gamma + 2} \cdot P$$

Hoffmanns formel gir trykket på den svillen som lasten står over når det tenkes plasert en last over annenhver sville. (Alle laster er like store.) Fig. 3 b.

Schwedlers formel gir trykket på midtsvillen når en enkel bjelke på 3 sviller belastes på midten (over midtsvillen). Fig. 3 c.

Av de beregningsmetoder som tar hensyn både til underlagets elastisitet og til en hvilken som helst lastfordeling, skal her nevnes langsvilleberegning og Vogels beregningsmetode. Se fig. 4 a og b.

Langsvilleberegning er mye brukt i USA under navn av Talbots beregningsmetode. Prinsippet er at tverrsvillene beregningsmessig omdannes til likeverdige langsviller. Man kan da få forholdsvis enkle uttrykk for den eksakte verdi av skinnespennning, nedbøyning og svilleteykk under de antatte forutsetninger.

Da beregningsmetoden ikke tar hensyn til skinnens nedbøyning mellom svillene, egner den seg bare når denne nedbøyningen er liten i forhold til svillenes nedsynkning under lasten, det vil si når skinnen er forholdsvis stiv og ballasten forholdsvis

ettergivende. I USA er skinnene som regel betraktelig stivere enn vanlig i Europa, idet skinneprofilen i seg selv gjerne har større treghetsmoment samtidig som svilleavstanden er mindre.

Formelen for influenslinjen for momentet ser

$$\text{slik ut: } M = \frac{P}{4v} (\cos vx - \sin vx)e^{-vx}$$

og formelen for influenslinjen for svillesenkningen:

$$y = \frac{2P \cdot v}{\sqrt{U}} (\cos vx + \sin vx)e^{-vx}$$

$$\text{Her er } v = \sqrt[4]{\frac{U}{4EI}}$$

M = bøyningmoment i skinnen

y = svillesenkningen

P = belastning

E = skinnens elastisitetsmodul

I = skinnens treghetsmoment

U = underlagets stivhet (kraft pr. lengde-enhet for å senke svillen med enheten)

x = avstanden fra lasten til det betraktepunkt

e = grunntallet i det naturlige logaritmesystem = 2,71828

Vogels metode bygger på Zimmermanns tabeller for γ samt på de japanske tabeller for beregning av skinnemomentet. Disse tabeller er utregnet etter elastisitetsteorien for en kontinuerlig bjelke opplagt på elastiske, senkbare støtter. Fig. 4 b.

I en artikkelserie i «Ingegneria Ferroviaria» 1950 har Dott. Ing. Giovanni Robert gjennomgått en rekke av de vanlige beregningsmetoder for overbygningen. I artikkelen er gjengitt de nødvendige tabeller for beregning av en vilkårlig overbygning etter Vogels metode, som forfatteren mener er den



Fig. 4.

mest fullkomne og nøyaktige metode man for tiden har for beregning av så vel skinner som sviller.

Jaehns formel som fra 1949 er innført til bruk ved eventuell kontrollregning av skinnegang ved D. B. (rundskriv av 15. november 1949), er en forenklet Achsstandformel, som svarer omtrent til en beregning etter elastisitetsteorien (Vogels metode) for 49 kg's skinne med 80 cm svilleavstand og ballastsiffer 10.

I formelen $M = Psk$ er her:

$k = 0,174$ for akselavstand 110—140 cm

$$k = 0,174 + \frac{0,116(x - 140)}{140}$$

for akselavstand 140—280 cm, når x er akselavstanden

For akselavstand større enn 280 cm regnes $k = 0,29$.

Når en nabolast er vesentlig større enn den mål-

givende, regnes et fradrag for k på 0,006; er den mindre, regnes et tillegg på 0,015.

Sammenligning mellom momentkoeffisienter og svilletrykk-koeffisienter

For å få et bilde av hvilke resultater man kan komme til ved utregning av moment- og svilletrykk-koeffisienter etter disse forskjellige beregningsmetoder, er i nedenstående tabell I utregnet koeffisientene under forutsetning av 35,7 kg's skinnegang på X-sviller i avstand 72 cm med γ lik 2 (tilsvarende ballastsiffer 7,5).

Koeffisienten er utregnet for enkeltlast (avstand til nabolasten 6 m), for boggi med akselavstand 1,67 m, for mellomlast ved hjulstilling som lok.type El. 11 og for mellomlast ved 3 aksler i innbyrdes avstand 2 m (som for bestilte NOHAB diesellok.).

Tabell I.

Formel (teori)	Enkeltlast akselavstand ca. 6 m	Endeaksel boggi 1,67 m	Mellom-aksel 1,67 m	Mellom-aksel El. 11	Mellom-aksel 2,0 m
<i>Skinmomentkoeffisient</i>					
Enkel bjelke	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Winkler	0,189	0,189	0,189	0,189	0,189
Readings	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Achsstand	0,242	0,218	0,196	0,225	0,205
Zimmermann	0,319	0,319	0,319	0,319	0,319
Langsvilleberegning	0,226	0,181	0,136	0,221	0,156
Vogel	0,292	0,25	0,208	0,292	0,232
Jaehn	0,29	0,243	0,196	0,29	0,224
<i>Svilletrykk-koeffisient</i>					
Achsstand	0,12	0,43	0,43	0,20	0,36
Hoffmann	0,529	0,529	0,529	0,529	0,529
Schwedler	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
Langsvilleberegning	0,370	0,415	0,459	0,355	0,388
Vogel	0,462	0,478	0,494	0,448	0,442

Anvendte beregningsmetoder ved forskjellige jernbaneadministrasjoner

Nedenfor er gitt et resymé av de innkomne besvarelser på Hovedstyrets forannevnte forespørsel om overbygningsberegninger.

Momentkoeffisienten varierer som det sees ganske sterkt (fra 0,136 til 0,319).

Bortsett fra Achsstandformelen som neppe bør brukes ved akselavstander større enn 2—2,5 ganger svilleavstanden, viser i grunnen svilletrykk-koeffisientene bedre overensstemmelse.

Spørsmål 1: Etter hvilken teori foretas beregning for dimensjonering av overbygningen?

Svar på spørsmål 1:

Sverige bruker en variant av Winklers formel, idet nødvendig skinnevekt, g , regnes etter formelen:

$$g = 0,41 \cdot \sqrt[3]{\frac{G^2 S^2}{(1100 - 5V)^2}} \text{ hvor}$$

g = skinnevekt i kg/m

G = hjultrykk i kg (det tillatte hjultrykk er også avhengig av vognens akseltall, akselavstand m. v.)

s = svilleavstand i cm, og

v = hastighet i km/t

Danmark og Holland bruker Driessens Achsstandformel (i likhet med Norge).

Belgia, Frankrike, Sveits og Tyskland bygger på innvunne erfaringer, med beregningsmessig kontroll bare i spesialtilfelle. Ved kontrollberegninger anvendes i Belgia og Frankrike Achsstandformelen (Driessen).

Sveits: Zimmermann.

Tyskland: Jaehn (Elsners Taschenbuch für den bautechnischen Eisenbahndienst 1951, s. 89—102).

Spørsmål 2: Hvilke tillatte grenser er fastsatt for den beregnede bøyningspåkjenning i nye og brukte skinner?

Svar på spørsmål 2: I nedenstående oppstilling er anført de maksimale bøyningsspenninger som de forskjellige jernbaneadministrasjoner tillater:

(i kg/cm ²)	Nye skinner	Slitte skinner
Sverige: Winkler		1100
Danmark	Achsstand	1500-1600
Holland		
Belgia		
Tyskland: Jaehn	1500	2000
Norge: Achsstand		1200

Spørsmål 3: Anvender De den samme tillatte grense for bøyningspåkjenningene, funnet ved beregning, for alle skinner i spor uansett skinnelengde, eller er det foreskrevet en lavere grense for langskinner som kan bli utsatt for temperaturspenninger? Hvilken bøyningsspenning er i så tilfelle tillatt?

Svar på spørsmål 3: Ingen av de forespurte bruker lavere tillatte spenninger ved langskinner.

Spørsmål 4: Er det fastsatt en tillatt grense for flatetrykket på ballasten for sviller i grusballast og i pukkbballast, og i tilfelle hvordan?

Svar på spørsmål 4:

Danmark bruker Driessen (Achsstand) som rettesnor.

Holland har fastsatt 13 tonn som største beregningsmessige svilletrykk. (Etter Driessen.)

Belgia har foreskrevet 0,4 m²/sville som minste opplagsflate. (Bruker ikke grus.)

Norge har fastsatt 12 tonn pr. sville i pukkbballast og 10 tonn pr. sville i grusballast under forutsetning av 6250 cm² opplagsflate.

De øvrige land har ingen bestemmelser.

Spørsmål 5: Foreligger det bestemmelser, eller blir det i praksis anvendt lavere grenser for den tillatte

bøyningspåkjenning på skinner og for flatetrykket på ballasten når det planlegges en ny overbygningsnormal, og hvilke verdier blir i tilfelle da benyttet?

Svar på spørsmål 5:

Holland har fastsatt bøyningsspenningen i skinner til 1100 kg/cm² og flatetrykket på ballasten til 10 tonn/sviller for nye overbygningsnormaler.

Sverige overdimensjonerer delvis nye overbygningsnormaler skjønnsmessig i forhold til den vanlige beregning. F. eks.: 50 kg's skinne i stedet for 43 kg's.

Belgia beregner nye overbygningsnormaler etter Driessen. Dette medfører en reduksjon i det tidligere brukte svilletall.

De øvrige land bruker samme påkjenninger ved nyanlagte som ved bestående spor.

Spørsmål 6: Ved enkelte beregningsmetoder, for eks. Driessens Achsstandformel, inngår ikke skinnens motstandsmoment i formelen for beregning av svilletrykket (flatetrykket på ballasten). Har De gjort noen erfaringer som tyder på at svilletrykket blir lavere ved anvendelse av tyngre skinner?

Svar på spørsmål 6:

Sverige, Danmark, Frankrike og Tyskland mener at de lavere vedlikeholdsutgifter kan tyde på at belastningen fordeles på et større antall sviller når skinnevekten økes.

Spørsmål 7: Har De ellers noe å bemerke til den beregningsmåte som brukes?

Svar på spørsmål 7:

Belgia har sammenlignet resultater fra spenningsmålinger med spenninger beregnet mest mulig i overensstemmelse med elastisitetsteorien og de opptredende belastningstog, men finner ikke full overensstemmelse.

Danmark har ennå enkelte baner med 22,5 kg's skinner, hvor de beregningsmessige spenninger overstiger de under spørsmål 2 nevnte, men disse baner forutsettes forsterket etter hvert.

Frankrike finner at selv om en tyngre skinne kanskje gir større kjøring og jevnere fordeling av hjultrykket på ballasten ved vanlige kortskinner, bør hovedarbeidet legges på å redusere skjotenes antall ved sammensveising til langskinner, og da vil en tyngre skinne gi større fare for utknekking på grunn av temperaturutvidelse (solslyng). Skinnene må som oftest skiftes ut, ikke på grunn av alminnelig slitasje eller på grunn av underdimensjonering, men på grunn av defekter i overflaten. Overbygningsberegninger gir ingen holdepunkter her, bare erfaringer kan vise om tyngre skinner er mer holdbare enn lettere, og hittil kan man ikke konkludere

med at 62 kg's skinner er bedre enn 45 kg's eller 50 kg's. De forskjellige linjer har tabeller for hvilke vogner som kan gå på skinnegang av den og den type. Det er nedsatt en komité for å utarbeide en enkel formel som karakteriserer overbygningen. Denne deles inn i 5 forskjellige klasser etter verdien skinnens motstandsmoment

med tillatt akseltrykk
svilleavstand

varierende fra 17 til 23 tonn, og med tillatt hastighet som er avhengig av maskinens vekt og lengde og av om den har boggi eller stiv ramme. Største tillatte hastighet er 140 km/t, men hastigheter over 120 km/t kan bare brukes når sporet er spesielt utrustet for det.

Holland bruker Driessen bare når det gjelder overbygningsnormaler. Om spesielle vogner skal tillates kjørt, blir individuelt behandlet på grunnlag av prøvebelastning.

Sveits har tenkt å sette i gang omfattende forsøk for å bestemme de spenninger i skinnene som skyldes monteringen, temperatur og belastning, spesielt vedrørende vibrasjoner. De forsøkene som hittil har vært utført, viser dårlig overensstemmelse med statiske beregninger.

Sverige planlegger revisjon av beregningsmetodene.

Tyskland tillegger vanlige overbygningsberegninger liten vekt på grunn av de mange usikkerhetsmomentene, spesielt bevirker hjulslag så store tilleggsspenninger at en beregning av skinnegangen for statisk påkjenning bare kan brukes som rettledning og kontroll. Viser til «Über die Stoßwirkung

unrunder Eisenbahnräder» av dr. ing. Camillo Popp i «Archiv für Eisenbahntechnik», Folge 1, juli 1952. Tillatte hjulslag tredobler spenningene ved hastigheter over 25 km/t (2 mm pil).

De innkomne besvarelser inneholder for øvrig en rekke interessante betraktninger som det ikke har vært mulig å få med i dette kortfattede resymé.

Sammenligning

I nedenstående tabell II er utregnet de eventuelt tillatelige akseltrykk på 35,7 kg's skinnegang med 72 cm svilleavstand for forskjellige vogntyper med kjørehastighet 90 km/t etter reglene i endel land. Det er sett bort fra forbehold som delvis er tatt med hensyn til lok.type m. v. Til slutt er tatt med tillatt akseltrykk beregnet på grunnlag av maksimalt svilletrykk etter Vogel med henholdsvis 2 og 1,6 kg/cm² som tillatt flatetrykk mellom sville og ballast (gjennomsnittlig).

Som det sees, ligger alle verdier for «tillatt» akseltrykk unntatt for S. J. og for svilletrykk-beregning med tillatt flatetrykk begrenset til 1,6 kg/cm² over ca. 18 tonn.

Disse beregninger gjelder riktignok nye 35,7 kg's skinner, og en del av formlene forutsetter at det regnes med det aktuelle motstandsmoment når beregningen foretas eller når skinnen er mest nedslitt. Likevel må konklusjonen av denne sammenligningen bli at det i og for seg ikke skulle være noen særlig risiko forbundet med å bruke 18 tonns akseltrykk på vår 35 kg's skinnegang uten ekstraordinære foranstaltninger når bare ballasten og undergrunnen for øvrig tåler det.

Tabell II. Tillatelig akseltrykk (begrenset bare av beregnet skinnespenning resp. svilletrykk) i tonn.

(Tabellen må ikke tas som representativ for hva de forskjellige lands jernbaneadministrasjoner virkelig tillater, da dette også er avhengig av andre ting.)

	Enkeltest (stor aksel- avstand)	Endeaksel boggi 1,67 m	Mellom- aksel 1,67 m	Mellom- aksel El. 11	Mellom- aksel 2,0 m
S. J.	14,7	-	-	-	-
D. S. B.	18,7	20,6	23,2	20,1	22,1
S. N. C. F. Belgia	20	22	25	24,6	24
D. B. (1. kl. bane)	18,6	22	27,4	18,6	24
N. S. (skinnespenning)	20	22	(25)	21,6	24
N. S. (svilletrykk)	-	-	23,7	-	-
N. S. B. (skinnespenning)	17,8	19,5	(22)	19,1	21,1
N.S.B. (svilletrykk 11,04 t/sville)	-	-	20,1	-	-
N. S. B. (svilletrykk 9,2 t/sville)	-	16,8	16,8	-	20,1
Vogel (svilletrykk 11,5 t/sville)	19,6	19,0	18,4	20,2	20,5
Vogel (svilletrykk 9,2 t/sville)	15,7	15,2	14,7	16,2	16,4

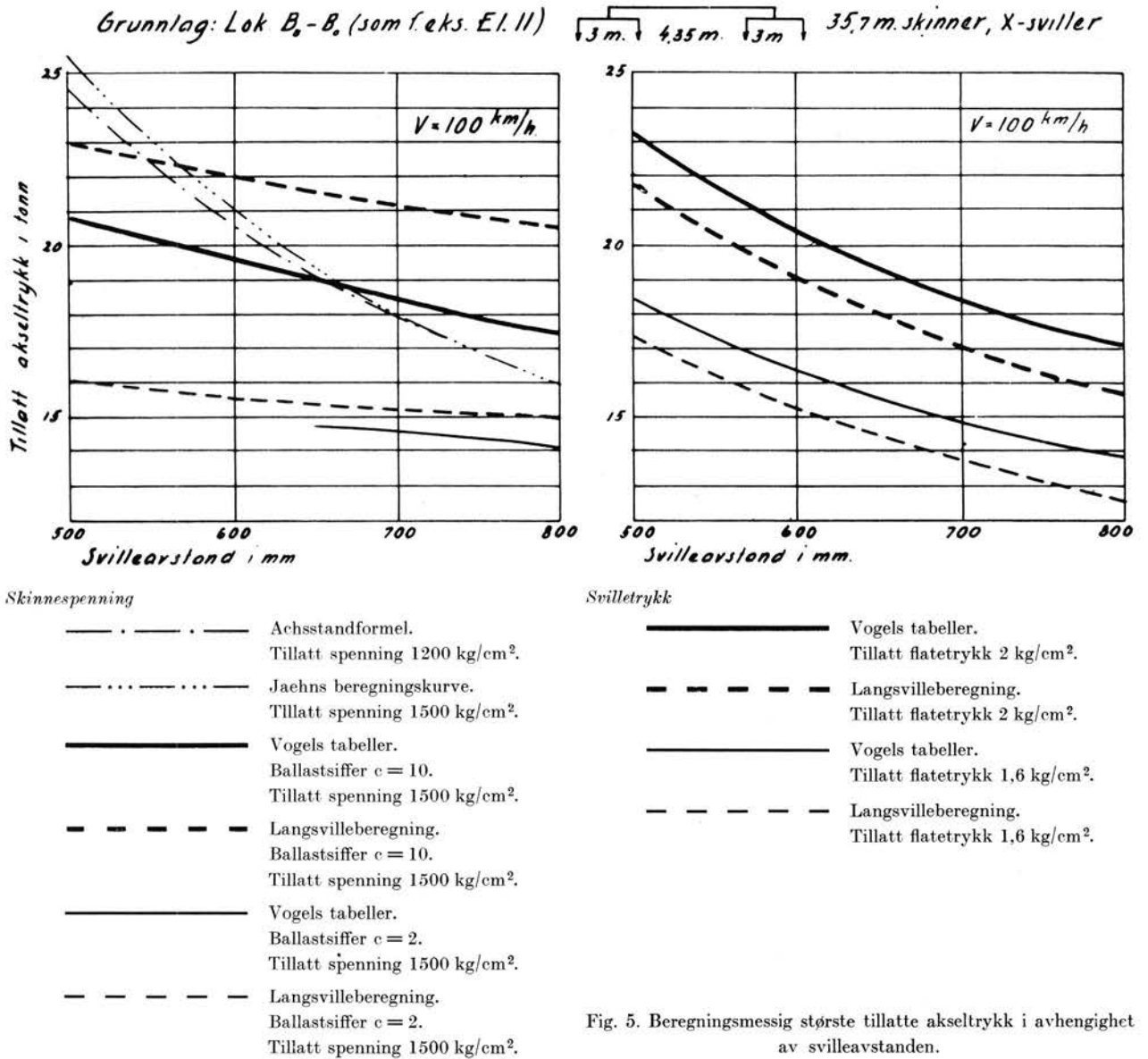


Fig. 5. Beregningsmessig største tillatte akseltrykk i avhengighet av svilleravstanden.

Overingeniør Skaven-Haug har uttalt at 2 kg/cm² er en moderat påkjenning på pukkballast (skikkelig sådan), mens 1,6 kg/cm² svært ofte er i meste laget for den grusbballasten vi har ved våre baner.

Svillertrykk-beregning etter Vogel viser da at selv 15 tonn akseltrykk kan være for mye ved 90 km/t.

På fig. 5 er angitt kurver for «tillatt» akseltrykk for et lok. med akselavstander som El. 11, når det er regnet med tillatt skinnespenning etter Vogel og etter langsvilleberegning 1500 kg/cm², beregnet for ballastsiffer 2 og 10 og med varierende svilleravstand. Skinnevekt er forutsatt 35,7 kg/m. Til sammenligning er tegnet inn tilsvarende kurver beregnet etter den hollandske Achsstandformel med tillatt spenning 1200 kg/cm², og etter Jaehns formel med tillatt spenning 1500 kg/cm².

På samme figur er satt opp tilsvarende kurver for tillatt svillertrykk 1,6 og 2 kg/cm² beregnet etter Vogel og langsvilleberegning. I begge tilfelle er det regnet med en hastighetskoeffisient på 1,33 svarende til $v = 100 \text{ km/t}$ i formelen $\left(1 + \frac{v^2}{30\,000}\right)$

Dynamiske påkjenninger

Den viktigste innvending mot alle de beregningsmetoder som er omhandlet foran, er at de ikke regner med de virkelige dynamiske påkjenninger.

Riktignok benyttes en *hastighetsfaktor* som de fleste nå setter til $\left(1 + \frac{V^2}{30\,000}\right)$ hvor V er hastigheten i km/t. Forsøk med spenningsmålinger i spor

trafikert med moderne materiell synes å tyde på at denne hastighetsfaktoren stiger altfor raskt, mens den kan gi et riktigere bilde av forholdene ved damplok. med ubalanserte sentrifugalkrefter. Imidlertid hviler det hele ennå på et så usikkert grunnlag at man har beholdt den forannevnte hastighetsfaktor.

S. J. bruker en hastighetsfaktor som svarer til $\frac{1100}{1100 - 5V}$ og en del amerikanske jernbaneselska-

per bruker andre formler, hvor for eksempel hjuldiameteren kommer inn. Enkelte bruker dessuten skjønnsmessige tillegg for de dynamiske krefter fra materiell med ubalanserte sentrifugalkrefter.

Når man har beregnet spenningen i en skinnegang påkjent av en statisk belastning, finner man den endelige beregningsmessige spenning ved å multiplisere med ovenstående hastighetsfaktor.

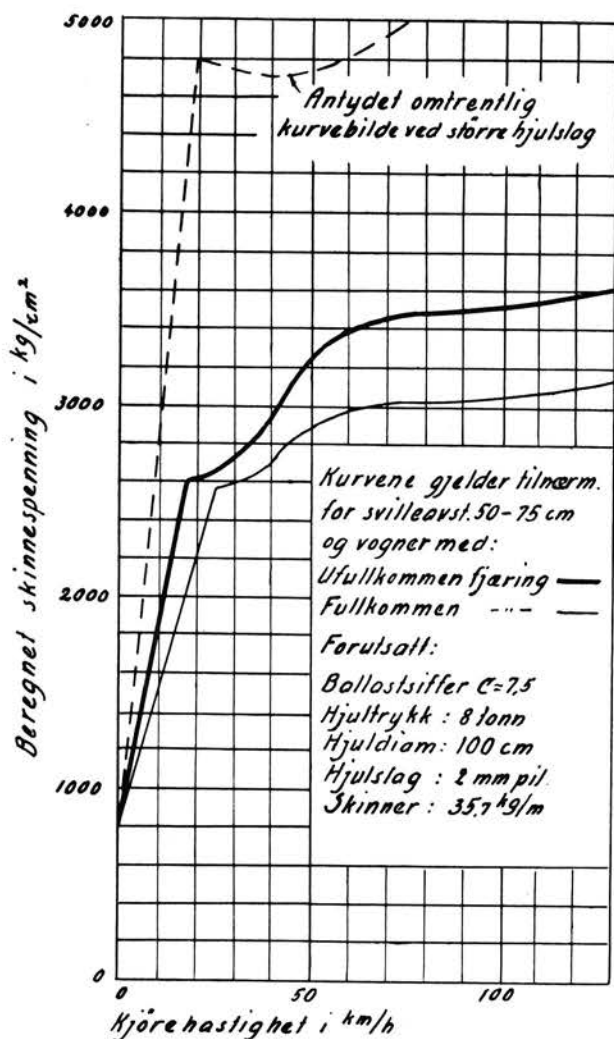


Fig. 6. Skinnespenninger beregnet etter Popp's metode.

Hjulslag

Nøyaktige beregninger supplert med forsøk viser at for materiell med hjulslag kan spenningene ved hastighet 20–30 km/t være det 3–5 dobbelte av de beregnede spenninger ved statisk belastning, mens spenningene for hastigheter over 70 km/t holder seg tilnærmet konstant. Se fig. 6.

I «Archiv für Eisenbahntechnik», juli 1952, Folge 1, har dr. ing. Camillo Popp gjennomgått beregningen av påkjenningen i skinnegangen under belastning av hjul med hjulslag forskjellig størrelse og for forskjellig hastighet. Beregningene er utført på grunnlag av dynamiske betraktninger, og satt oversiktlig opp i tabellform.

Sporets elastiske egenskaper regnes ut som for langsvilleoverbygning, og etter at den kinetiske energi av den kanten av hjulslaget som slår på skinnen, er regnet ut, utledes herav sporets dynamiske nedbøying, og det opptredende moment regnes proporsjonalt med forholdet mellom denne dynamiske nedbøying og den statiske nedbøying under samme last.

Som grunnlag for beregning av den statiske nedbøying har Popp brukt langsvilleberegning med reduksjonsfaktor 0,9 (for å ta hensyn til svillens vridningsmotstand). Det regnes altså med jevne elastiske egenskaper i skinnens lengderetning, mens det i virkeligheten er en betydelig forskjell mellom skinnens stivhet ved underlagsplaten og stivheten midt mellom to sviller.

Imidlertid viser beregningene at de opptredende skinnespenninger ved hastigheter over ca. 20 km/t viser liten variasjon med ballastsifferet, dvs. med skinnens stivhet. Spenningene er en tanke høyere ved høyere ballastsiffer, altså omvendt av forholdet ved statisk belastning.

De verdier for spenningene som Popp har regnet ut på foran nevnte grunnlag, stemmer forholdsvis bra med utførte spenningsmålinger i Tyskland og USA.

Beregningene og forsøkene viser at selv om en beregning på grunnlag av statisk belastning gir moderate spenninger, vil spenningen i en skinne som er utsatt for hjulslag av størrelse som ofte kan forekomme i praksis, komme betenkelig nær skinnestålets flytegrense. Denne spenningens størrelse er foruten av hjulslaget i det vesentlige bare avhengig av hjultrykket og skinnevekten, samt av vognens fjæring, i liten grad av svilleavstand, ballastsiffer og akselavstand.

På fig. 6 er angitt kurver for skinnespenningens variasjon med hastigheten beregnet etter Popp's

metode for hjultrykk 8 tonn, hjuldiameter 100 cm og hjulslag med 2 mm pil. Beregningene viser liten variasjon med svilleavstanden. Kurvene på skissen gjelder tilnærmet for svilleavstander 50–75 cm. Ved økende størrelse på hjulslaget vil spenningene øke samtidig med at kurveforløpet endres noe. Karakteristisk ved alle hjulslag er at spenningene øker lineært til grensehastigheten ved 20–26 km/t.

Byrådirektør Schäder har i en artikkel i «Järnvägsteknik» nr. 6 for 1955 etter artikler i «Archiv für Eisenbahntechnik» gjengitt en del kurver for beregnede og målte spenninger ved forskjellig størrelse av hjulslag.

Som det fremgår, spiller spenninger som følge av hjulslag en dominerende rolle blant de ytre forhold som teoretisk kan gi skinnelbrudd. Derfor har en beregning som bare tar hensyn til statiske påkjenninger sterkt begrenset verdi når det gjelder å avgjøre sikkerheten mot skinnelbrudd. De regler som oppsettes for sammenhengen mellom skinnvekt og tillatt akseltrykk m. v., bør derfor fastsattes på annet grunnlag. Når det gjelder skinnespenningen, kan det forenklet sies at for skinnegang og materiell som ikke avviker vesentlig fra de typer som brukes i dag, er det bare skinnvekt og akseltrykk som har noen betydning for skinnens holdbarhet, ved siden av trafikk tettheten og sporets og materiellets vedlikeholdstilstand. Særlig viktig er vedlikehold av skjøtene, da skjøtslag har prinsipielt samme virkning som hjulslag. Utenlandsk praksis tyder på at 35,7 kg's skinner i og for seg kan

tåle atskillig høyere akseltrykk enn det hittil har vært regnet med her i landet. På den annen side viser erfaringene at det kan utvikle seg skinnelbrudd, selv om skinnegangen beregningsmessig ikke er overbelastet selv etter våre forholdsvis lave grenser.

Når det gjelder sviller og ballast, kommer underdimensjonering sjelden til syne ved direkte brudd, men som regel ved økt vedlikeholdsarbeid, og det bør derfor være erfaringer fra dette som avgjør dimensjonering av disse ledd. Beregninger kan bare i liten utstrekning være til noen hjelp. Teoretisk kan svakheter ved sviller/ballast delvis kompenseres ved å bruke sterkere skinner.

Foran omhandlede teoretiske beregninger forutsetter alle jevn svilleavstand og jevn elastisitet av underlaget. Praktisk erfaring viser at denne jevnhet er av vesentlig betydning for skinnegangens godhet.

Man kan ved de normerte store svilleavstander finne variasjoner opp til 20 %, og dette er selvsagt langt over det tillatelige. Ved tettere svilledeling, f. eks. 50 cm, vil større variasjoner vanskeliggjøre pakkingen, og dessuten virker de her mer i øyefallende, slik at de lettere kan unngås.

Pukkbullast har den fordel fremfor grusbullast at kvaliteten som regel er jevnere.

Teleforebyggende arbeider vil bidra til at skinnegangen ikke så lett blir offer for de ujevnheter som vårt skiftende værslag disponerer de varierende grunnforhold for.

MÅLING AV PÅKJENNING I SKINNER VED TRAFIKKLAST OG VED PRØVEKJØRING AV LOKOMOTIVER

Av avdelingsingeniør Anders Bøhn

DK 625.143.03(481)—396

En teoretisk beregning av de mekaniske spenninger som oppstår i skinnen mens et tog passerer, er meget usikker. De forskjellige lands jernbaneforvaltninger bruker helt ulike formler for beregningen, og formlene stemmer heller ikke over ens. I en annen artikkel i dette nummer av «Tekniske Meddelelser – NSB» er det gjort rede for de forskjellige beregningsmetoder. Ved NSB brukes den såkalte Achsstandformel som er utviklet i Holland. Formelen gir den vertikale påkjenningen i kg/cm².

Måleteknisk grunnlag

Målingen av en mekanisk spenning baserer seg på forlengelsen av materialet. Som kjent har en etter

Hooks lov for én-akset spenningstilstand og normal

tverrkontraksjon: $\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma}{E}$ hvor ΔL er

lengdeforandringen og L den opprinnelige lengde av det påkjente element av materialet. σ er materialspenningen, og E er elastisitetsmodulen. For et bestemt materiale er E konstant, for stål ca. $2,1 \cdot 10^4$ kg/mm². En spenning på 1,05 kg/mm² vil gi en forlengelse på $50 \mu/m$ ($50 \cdot 10^{-6}$). Ved L lik 10 mm er forlengelsen $0,5 \mu$.

Vanlige skinner har en proporsjonalitetsgrense som ligger på ca. 35 kg/mm², mens flytegrensen varierer mellom 40 og 50 kg/mm². Arbeidsspenning

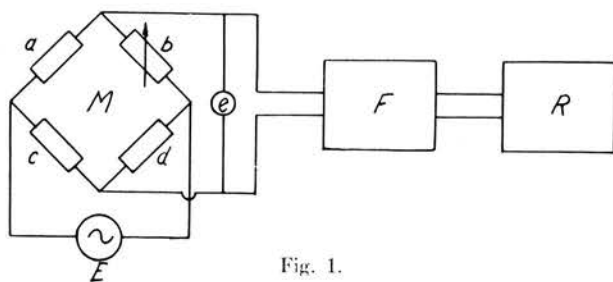


Fig. 1.

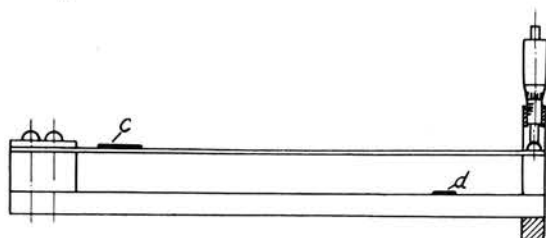


Fig. 2.

gen skal ligge langt under disse grenser. Dersom en forutsetter måling opp til 30 kg/mm^2 og målelengde L lik 10 mm , fåes en maksimal forlengelse på 15μ . For måling av disse forlengelser har vi nyttet strekkklapper som består av tynne motstandstråder som er innsatt i papir eller plastfolie. Lappene limes i riktig retning på det sted hvor spenningen skal måles, og motstandstråden følger skinnens lengdeforandring når den blir påkjent. Lappen får en motstandsforandring som er proporsjonal med spenningen i skinnen. Koplingskjemaet for målingen er vist skjematisk i fig. 1. I målebroen M er a en fast motstand, b er regulerbar og c og d er strekkklapper. Lapp c er tenkt festet til skinnen og lapp b til en skinnestump ved siden av sporet. Dette er gjort for å kompensere temperaturvariasjonene. Når lappen c får en lengdeforandring, fåes en spenning e over broen. Denne blir forsterket (og likerettet) i F og overført til et registrerende instrument R .

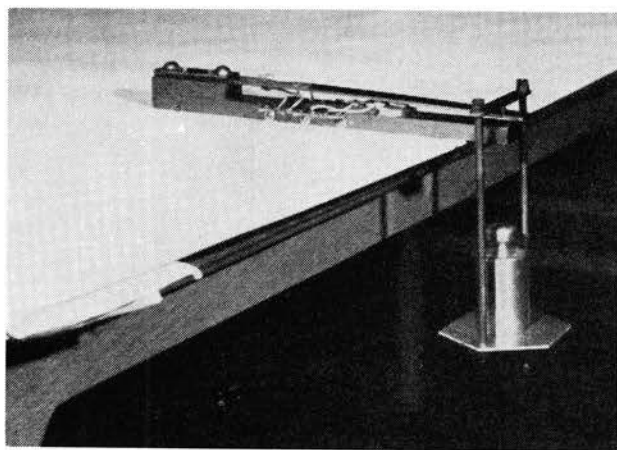


Fig. 3. Statisk kalibrering.

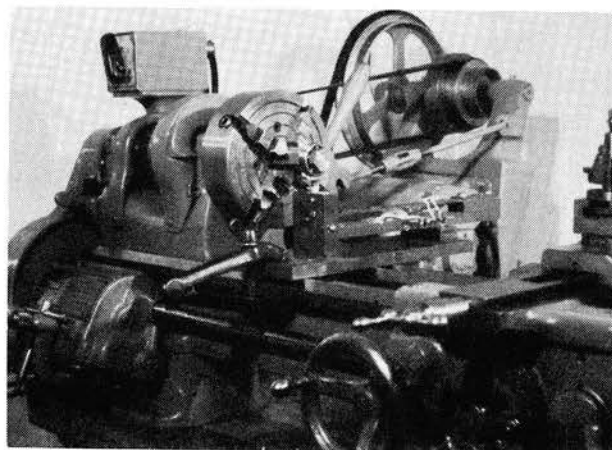


Fig. 4. Dynamisk kalibrering.

For å finne forholdet mellom spenning og instrumentutslag brukes utstyret som er vist i fig. 2. Lappen c er festet på en tynn bjelke, og forlengelsen ved bjelkens nedbøyning sammenliknes med utslaget på instrumentet R . En mer sikker og enklere anordning for statisk kalibrering er vist i fig. 3, hvor det er brukt loddbelastning på bjelken. Utslaget ved bestemte loddsatser er kontrollert ved hjelp av nøyaktige instrumenter. Det har vist seg at det er meget viktig å kontrollere de registrerende instrumenter dynamisk. Oppstilling for dette er vist i fig. 4. Her gis bjelken en sinusformet bevegelse ved hjelp av en bolt med kulelager som innstilles eksentrisk i dreiebenkens bakkskive. Mikrometerskruen i fig. 2 er erstattet med et stempel som har regulerbar skrue med flatt hode på toppen. Ved å variere omdreiningstallet ved en bestemt nedbøyning kan en kontrollere at instrumentene «følger med» ved de frekvenser som er aktuelle.

Innledende målinger

Baneavdelingens Vedlikeholdskontor ga oss høsten 1955 det første oppdrag med å måle påkjenningen på skinnene. Hensikten var å få klarlagt de virkelige påkjenninger under aktuell belastning fra et lokomotiv ved forskjellige hastigheter. Før målingene ble det utført bøyepøver i prøvemaskinen med en 35 kg 's skinne for å kontrollere lapper og instrumenter ved statiske målinger. Disse ga et godt resultat, og en måling ble da utført på godssporet Tøyen—Loenga med et lokomotiv av type 63. Vi kom da til at spenningen minket når hastigheten øket. Grunnen var at instrumentet ikke «fulgte med» i de hurtige kraftvariasjonene.

Det neste skritt var å finne egnede instrumenter til formålet. Vi brukte så katodestråle-oscilloskop til den neste måling, som ble utført ved Kambo

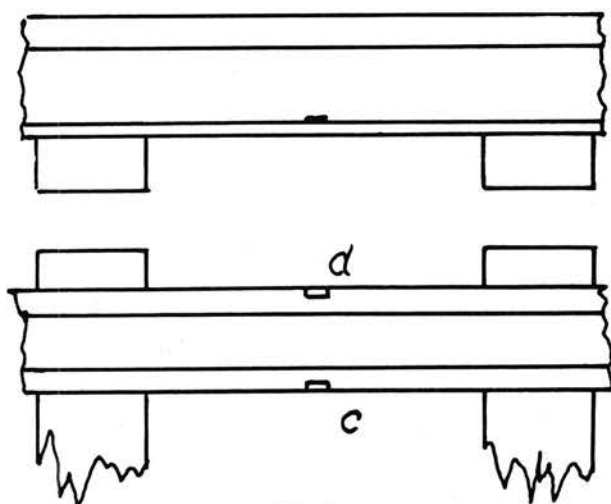


Fig. 5.

km 53,5 i en 533 m kurve. Disse instrumenter følger med i alle aktuelle kraftvariasjoner. Hensikten med målingen var å finne sidepåkjenningen fra de forskjellige lokomotiver og togsett. Strekkklappene ble plasert i to plan på ytre skinne ca. 1,5 m fra hverandre. Hver enkelt lapp ble plasert ytterst på skinnefotens overside (fig. 5) og koplet i broen som angitt i fig. 1. Ved denne kopling måles bare sidepåkjenning fra togene. En vertikal belastning (hjultrykket) bevirker at lappene c og d får samme forlengelse, og broen får ingen spenning e over diagonalen. En horisontal belastning (sentrifugalkraft, føringstrykk) gir den ene lappen en forlengelse mens den annen får en like stor sammentrykning. Dette gir en spenning e som er proporsjonal med sidepåkjenningen.

Målestedet er vist i fig. 6 og instrumentoppstillingen i fig. 7. Oscilloscopet til høyre har to kanaler. Den ene ble brukt til tidsmarkering, mens den andre registrerte sidepåkjenningen. Diagram 1 viser et

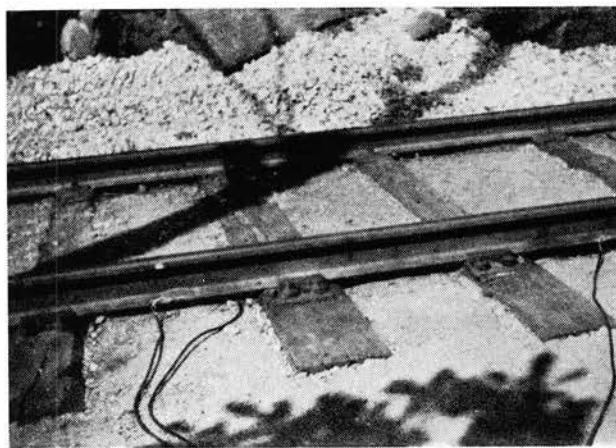


Fig. 6. Målepunkter i ytre skinne.

utvalg av disse målingene. Den saggakkede kurven er tidsmarkeringen. Den andre kurven viser sidepåkjenningen fra hver aksel i toget. Det ble brukt vanlige kameraer til registreringen, og filmen ble matet fram for hånd. Filmhastigheten er derfor ujevn, mens tidsmarkeringen er konstant. For Østfoldekspresen er påkjenningen størst fra første hjulgang i motorvognen. Ved store hastigheter er påkjenningen fra personvognene av samme størrelse som påkjenningen fra El. 11. Ved mindre hastigheter avtar påkjenningen fra vognene mer enn påkjenningen fra El. 11. Påkjenningen fra tog 142 med et S. J.-lok. foran er også angitt. De fleste godstog stanset ved Kambo stasjon. Toghastigheten var derfor svært lav i kurven. Sidepåkjenningen fra vognene var ofte av samme størrelsesorden som påkjenningen fra lokomotivene. På grunn av togenes helt forskjellige hastigheter i kurven kunne det ikke trekkes noen bestemte sammenlikninger mellom påkjenningene fra de forskjellige lok.-typer.

Måling av vertikal påkjenning på rett linje ved forskjellige ballastforhold

Etter anskaffelsen av NOHAB-loket var det av betydning å måle påkjenningen fra dette og sammenlikne med påkjenningene fra lok.-typer 63 og 30. Som første målested ble valgt km 3,2 på Meråkerbanen ved Leangen stasjon. Målevognen kunne da plaseres på sporet Stamne—Leangen som da var ledig. Det var i første rekke påkjenningen fra de forskjellige akslene på NOHAB-loket som var av størst interesse å få målt. Av denne grunn ble de 3 målepunktene lagt ca. 2 meter fra hverandre. Dette tilsvarer akselavstanden i boggien. Målepunktene ble lagt midt mellom 2 sviller, slik som vist i fig. 5. Lappene c og d ble koplet i serie i den

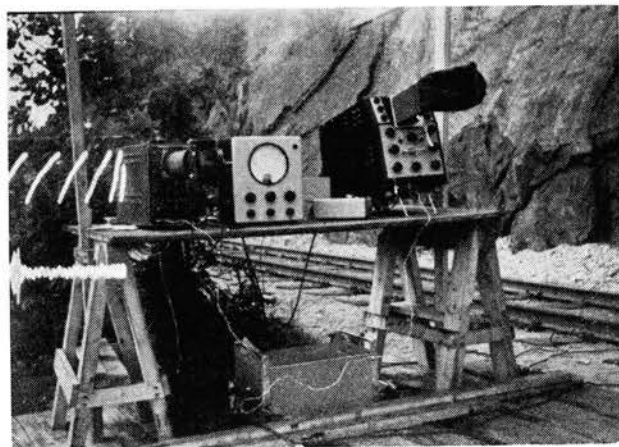
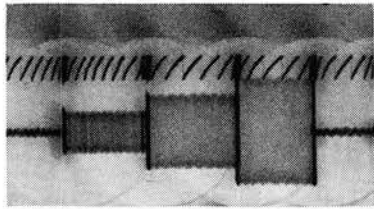


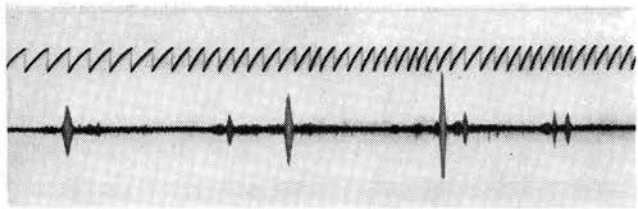
Fig. 7. Måleutstyr for tre kanaler.

Målinger fra en
533 m kurve ved
Kambo st. km 53,5
i juli 1956.



0 1,5 3,0 4,5 kg/mm²

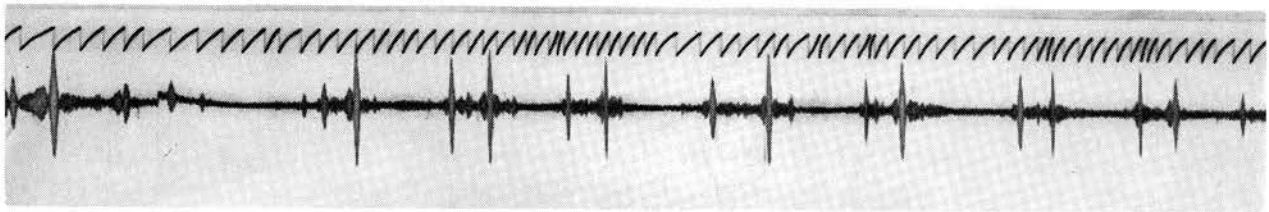
Statisk kalibrering.



1 2 3 4 1 2 3 4 1 2 3 4

Tog nr. 2 Østfoldekspresen. Hastighet 67 km/t.

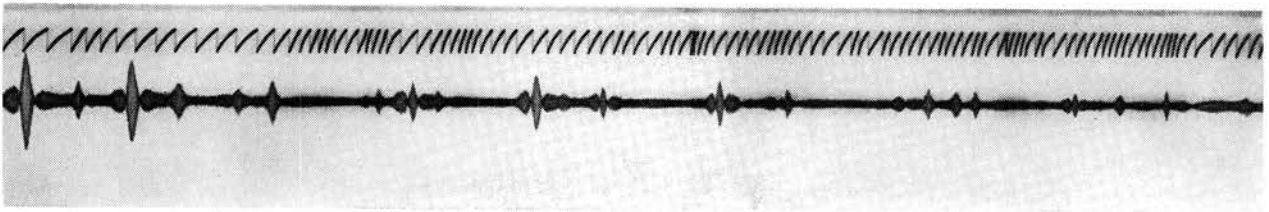
49



1 2 3 4 | 1. vogn | 2. vogn | 3. vogn |

Lok. El. 11

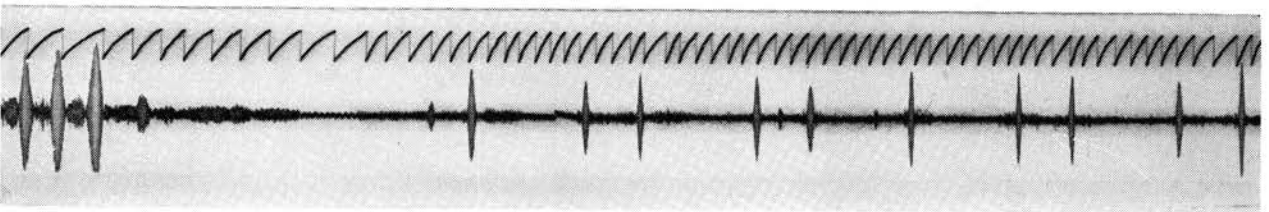
Tog nr. 141. Hastighet 92 km/t.



1 2 3 4 | 1. vogn | 2. vogn | 3. vogn |

Lok. El. 11

Tog nr. 115. Hastighet 50 km/t.



1 2 3 4 5 | 1. vogn | 2. vogn | 3. vogn |

S.J.-lok.

Tog nr. 142. Hastighet 70 km/t.

Diagram 1.

ene grenen på målebroen. Den andre grenen ble belastet med to lapper som var limt på en skinnestump ved siden av sporet. Prøvene ble utført med skinnegangen i normal tilstand og etter en oppskoring på 10 mm av det midtre målepunktet. Diagram 2 viser resultatet av målingene. Søylene angir den maksimale spenning som hver enkelaksel har bevirket i målepunktet. Verdiene til høyre er strekkspenninger (nedbøyning av skinnen), til venstre trykkspenninger (oppbøyning av skinnen). Spenningsverdiene er noe usikre på grunn av målefeilene, men som sammenliknende verdier gir de et godt bilde av forholdene. I målepunkt 1 ble det målt litt oppbøyning på skinnen før skoringen, men dette er ikke vist i diagrammet. De utførte målingene viste følgende resultater:

1. Påkjenningen fra NOHAB-loket er større enn påkjenningen fra lok.-typene 63 og 30, særlig i målepunkt 2 og 3.

2. Den midterste aksel i hver boggi til NOHAB-loket viser mindre påkjenning enn de de andre akslene. Akselavstanden er her så kort at de forskjellige akslene gjensidig virker inn på spenningen i et punkt.

3. Påkjenningene i målepunkt 2 er større når lokene kjører fra Trondheim enn når de kjører motsatt veg.

4. Før skoringen fåes positiv utsvingende belastning i målepunktene 2 og 3 og delvis vekslende belastning i målepunkt 1 (ikke vist).

5. Etter skoringen (10 mm) fåes vekslende belastning i målepunkt 2 og 3 og utsvingende belastning i målepunkt 1.

6. Hastigheten hadde ingen vesentlig innvirkning på størrelsen av de vertikale påkjenningene.

I forbindelse med måling av elastisk svillesenking over forskjellige slags ballast og undergrunn som var utført av Geoteknisk kontor, ble det bestemt at påkjenningen i skinnegangen skulle måles over to slike målesteder. Formålet med målingene var å få mer kjennskap til den opptredende spenning og å undersøke sammenhengen mellom svillesenkingen og den mekaniske spenningen. Det ble valgt ut to målesteder på Nordlandsbanen, et ved km 188,36, hvor ballast og undergrunn besto av 0,8 m pukk + grus over 2,7 m dyp myr, og et ved km 185,875 med 0,6—0,7 m pukk + kult over fjell. Svillesenkingene var målt henholdsvis til 17 mm og 1 mm for lok.-type 63 (fra «Tekniske Meddelelser - NSB» nr. 1, 1957, «Masseskiftingens utvikling og utførelse» av overingeniør Sv. Skaven-Haug).

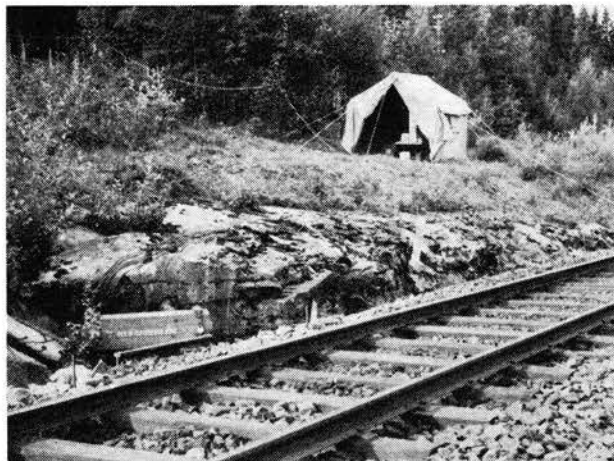


Fig. 8. Målested med telt og instrumenter.

Målingene ble utført i august 1957. Skinnegangen på de to målestedene var da nyjustert. Samtidig med våre målinger ble det utført målinger av svillesenkingen i de samme målepunktene som før ved konstruktør Klaus Pettersen fra Geoteknisk kontor. Målingene av svillesenkingen viste samme resultat som tidligere. For måling av den mekaniske spenningen ble det brukt en lyspunktsskriver og et 2-kanals oscilloscop. Målestedet over fjellunderlaget er vist i fig. 8. I bakgrunnen sees teltet for instrumentene. Målepunktene plaserings er angitt på diagram 3. Punkt nr. 2 falt ut på grunn av en feil. Punkt nr. 5 var plasert 4 cm inn fra platekanten, og punkt nr. 6 var plasert rett over platekanten på oversiden av skinnefoten og ytterst på denne. Søylediagrammene viser den maksimale og gjennomsnittlige strekkspenning i kg/mm^2 for de forskjellige lok. i de 5 målepunktene. Påkjenningen fra tenderne er ikke regnet med. Den øverste søylen angir påkjenningen når toget kjørte mot Trondheim, og den nederste angir påkjenning når toget kjørte fra Trondheim. Svillene hvor senkingen er målt, er angitt ved en ring. Målingene viser følgende resultat:

1. Det er ingen vesentlig forskjell på den maksimale spenning ved to undersøkte målestedene.

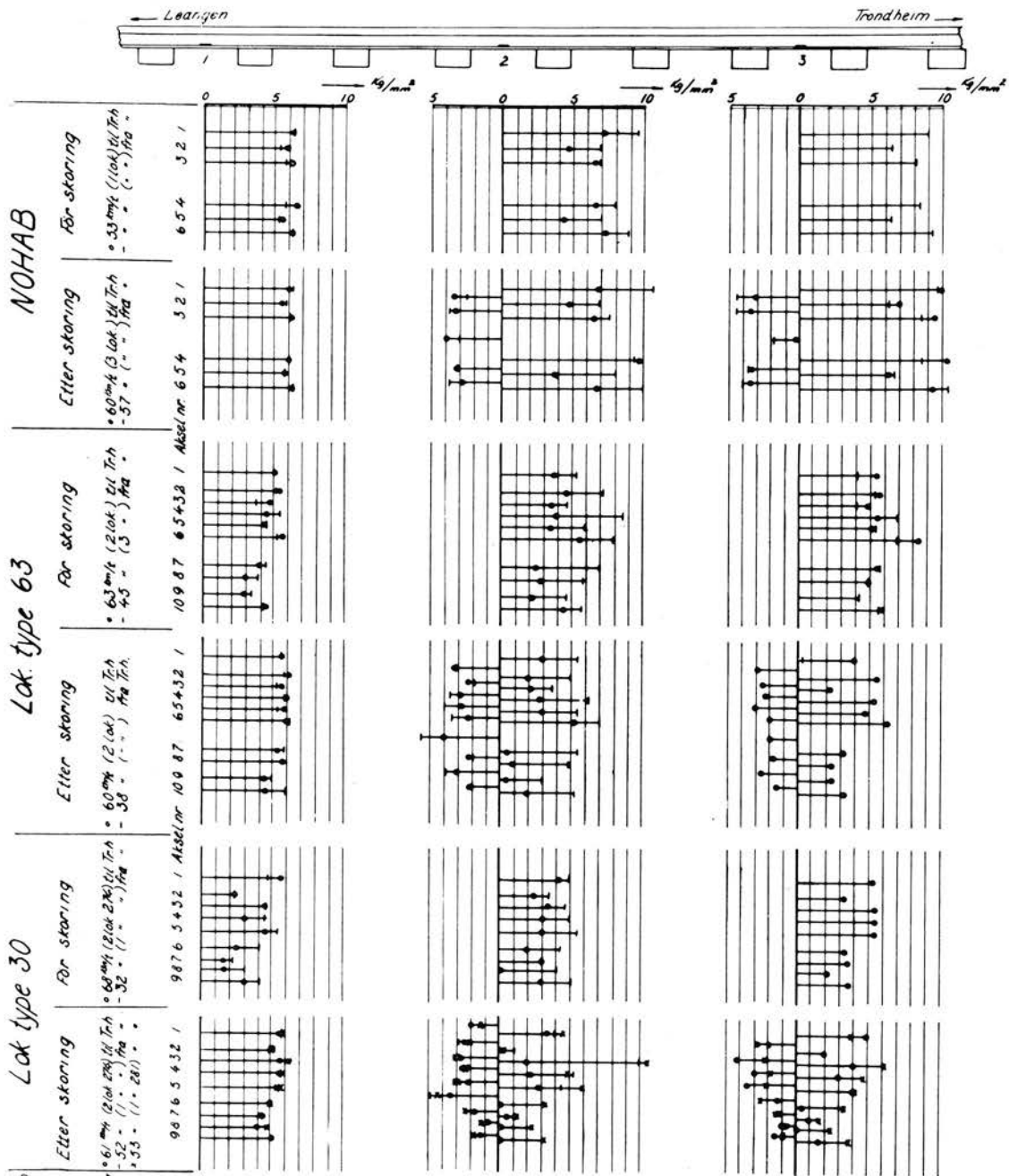
2. Påkjenningen fra NOHAB-loket er større enn påkjenningen fra lok.-typene 63 og 30.

3. Spenningen over underlagsplaten er større enn spenningen mellom svillene for samme lok.-type.

4. Spenningen over underlagsplaten er større på fjellunderlag enn på myr.

5. Hastigheten ser ikke ut til å ha noen særlig innvirkning på størrelsen av de vertikale påkjenningene.

Spenningsmålinger i skinnegang ved Leangen stasjon



Maksimal og gjennomsnittlig påfrysning i stasjonen
 i 91mm² forårsaket av NOHAB, type 63 og 30
 (uten tender)
 • angir byrning til Tr-A gjennomsnittlig påfrysning
 • 52 • (1 • •) fra
 • • maksimal påfrysning

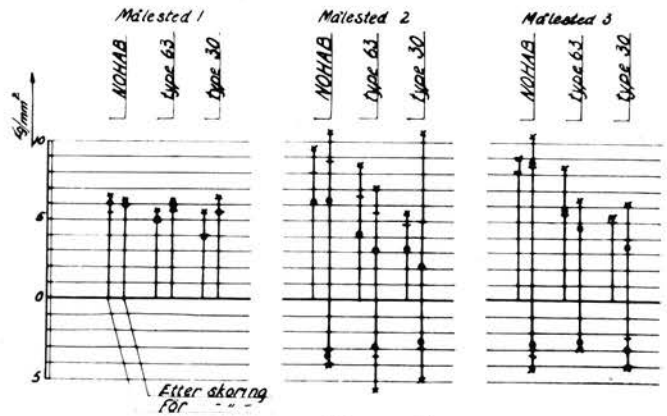


Diagram 2.

De målte spenninger angir bare den vertikale påkjenningen under trafikklast. Tilleggsspenninger på grunn av sidekrefter, temperatur, egenspenninger osv. er ikke målt.

Utbygging av instrumentparken

Målingene viste at det var nødvendig med flere målepunkter for å få et sikrere bilde av påkjenningene i skinnen. Lok. og vogner pendler sideveis under kjøringen, slik at det er usikkert å sammenlikne forskjellige lok.-typer ved måling i ett punkt på skinnen. Bruken av oscilloskop krever stor plass, og instrumentene er tunge og kostbare. Dessuten må det brukes kamera og film som må fremkalles i mørkerom. Vi festet oss derfor ved en sløyfeoscillograf for 4 kanaler som arbeider med lysømfintlig papir som kan fremkalles i lampelys. Laboratoriet anskaffet 2 slike sett og bygget forsterkerutstyret selv. Et forsterkersett med skriver er vist i fig. 9. Disse er opphengt i strikk for å unngå at vibrasjoner gir utslag på skriveren. Utstyret virker meget bra og er under stadig kontroll.

52

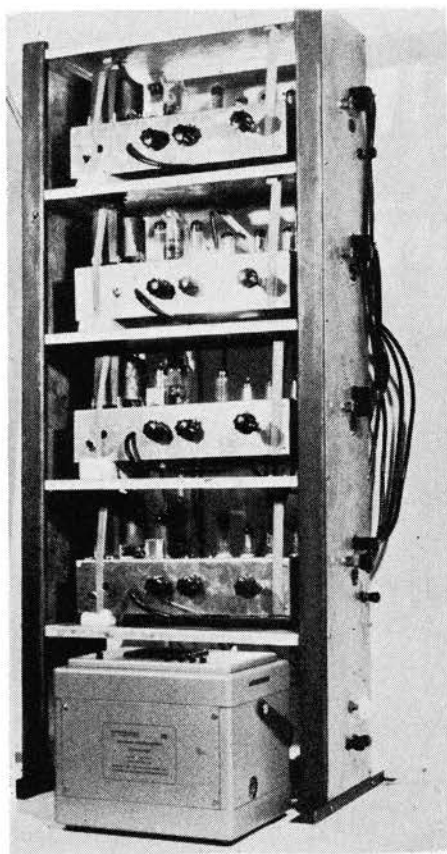


Fig. 9. Forsterkere og skriver.

Måling av påkjenninger fra El. 8, El. 11 og El. 13 i kurver

Det ble utført målinger i to 300 m kurver på Sørlandsbanen mellom Fidjetun og Oggevatn stasjoner. Hensikten var i første rekke å få klarlagt materialspenningen i skinnene under kjøring i krappe kurver med El. 8 og dernest å undersøke kjøreegenskapene for disse lokomotiver. For å få en sammenlikning med El. 11 ble dette kjørt under de samme betingelser. Det ble valgt å kjøre med to forskjellige lok. av type El. 8 – nr. 2057 og 2069 – og et lok. av type El. 11 – nr. 2108. Det ble målt i to kurver med forskjellig skinnefeste. Ved km 316,365 var skinnene festet med bøyplelater som hadde mellomlag av presspapp. Kurven var venstrekrummet sett fra Oslo. Skinnefestet ved km 324,147 var spikerplater uten mellomlegg. Skinnene var forbundet med strekkbolter ved annen hver sville. Kurven var her høyrekrummet. Det ble utført to forskjellige målinger:

1. Måling av skinnehodets horisontale bevegelse i forhold til svillen.

Til dette ble nyttet en indikator med forlenget spindel. Anordningen fremgår av fig. 10. Indikatoren er festet med skruetvinger til et T-formet stativ som er skrudd fast til to nabosviller. Langs skinnehodet er det plasert et flatjern, hvis bredside er vinkelrett til skinnefoten. En vertikal nedbøyning av skinnen vil da ikke gi utslag på spindelen. Spindelbevegelsen ble overført til indikatornålen i forholdet 6 : 1. Ved å bevege trommelen med en snoranordning under lokomotivets passering fikk man en kurve på vokspapiret.

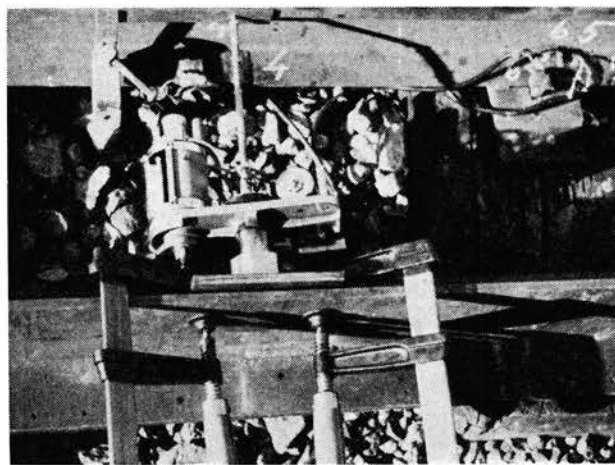


Fig. 10. Måling av sidebevegelser.

Maksimal og gjennomsnittlig påkjenning i skinner ved Snåsa st. km 188,36 og km 185,875

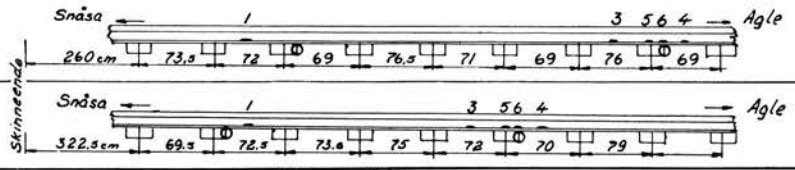
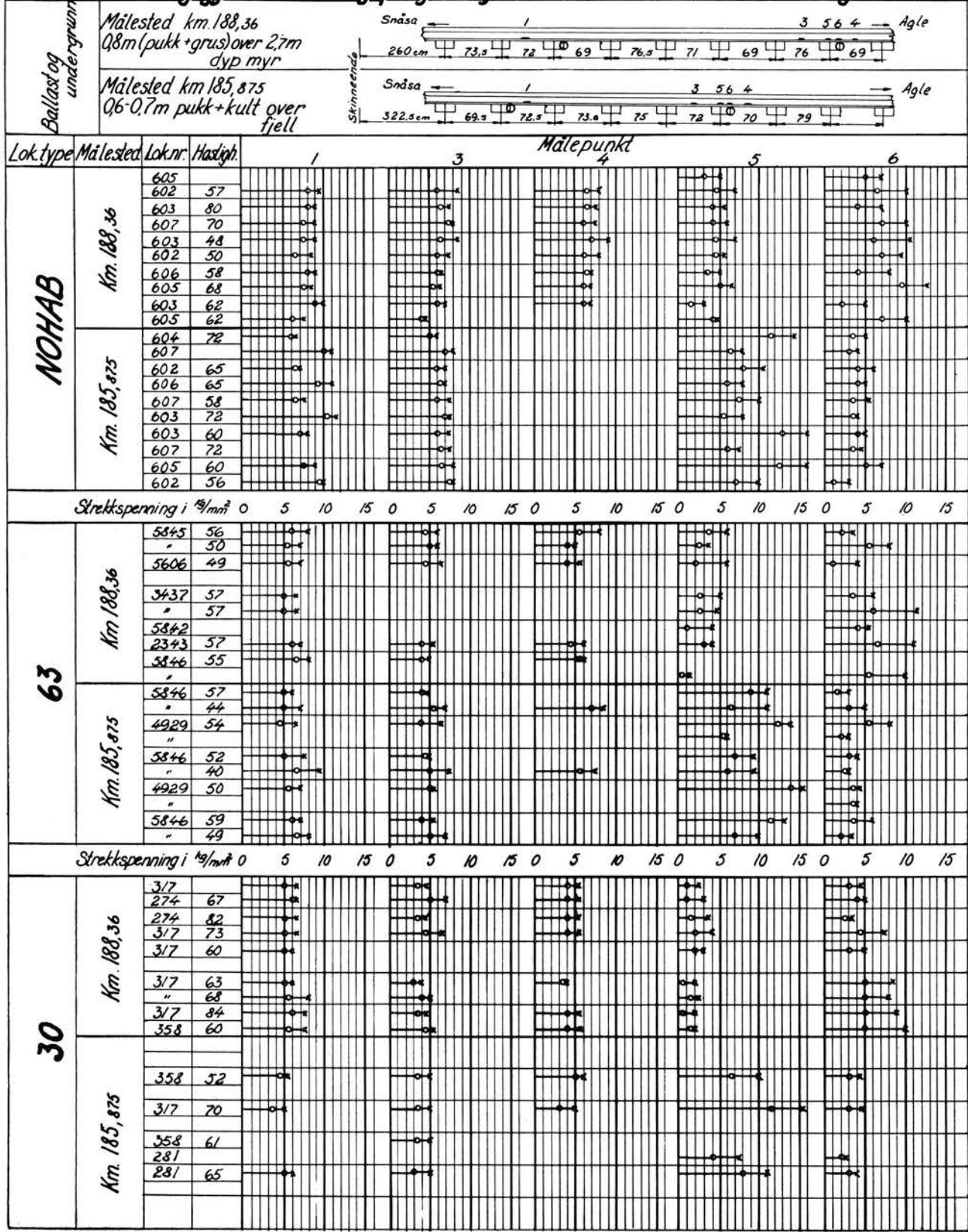


Diagram 3.

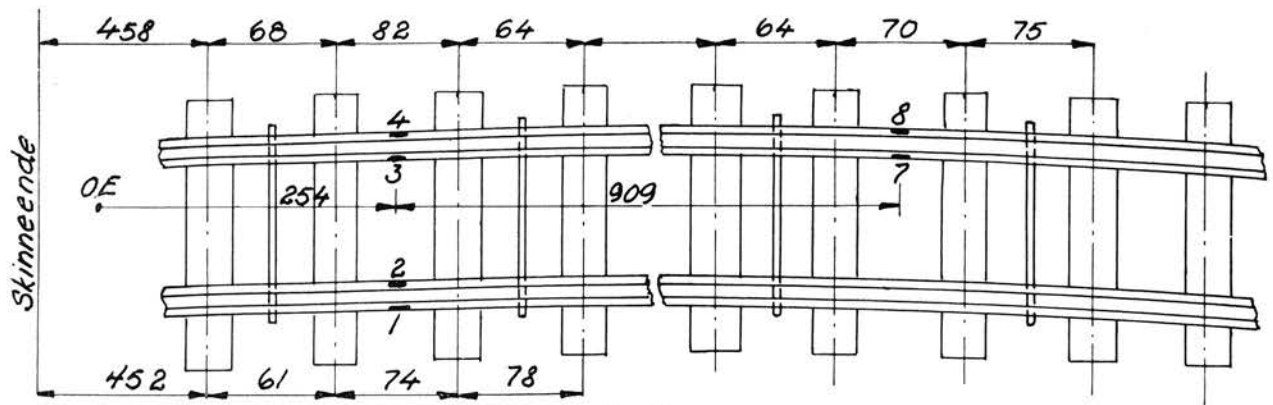


Fig. 11.

2. Måling av spenning i skinnene.

Målepunktene plaserings er vist i fig. 10 og 11 og gjelder km 324,147. Strekkklappene er plasert ytterst på skinnefotens overside. Lapp nr. 5 er plasert rett over kanten av underlagsplaten, og lapp nr. 6 er plasert 4 cm lenger inn. Spenningen i de enkelte punktene ble målt ved hjelp av 2 stk. 4-kanals lyspunkt-skrivere. De enkelte lokomotiver ble kjørt en dag på hver målested og hadde førerrom nr. 1 mot Oslo. Lokomotivene ble kjørt med 4 hastigheter: 20, 40, 60 og 70 km/t, og ved hver hastighet

ble det utført 6 målinger — 3 i hver kjøreretning. Spredningen var meget liten. På grunnlag av de målte verdiene kan den horisontale og vertikale påkjenningen regnes ut. Den horisontale påkjenningen er ved sentrisk vertikal belastning den halve differens av de målte spenninger i 1 og 2, 3 og 4 samt 7 og 8, og den vertikale påkjenningen er den halve sum av de samme verdier. Riktigheten av denne fremgangsmåte er kontrollert ved belastning i materialprøvemaskinen av en 35 kg's skinne. De to belastningstilfelle er vist i fig. 12 og 13.

Ad 1. Måling av skinnehodets horisontale bevegelse i forhold til svillen.

Utslagene ble bare målt for El. 8 og El. 11. Måleområdet (9 mm) ble for lite for El. 13. Målingene er fremstilt i diagram 4 og viser følgende resultat:

Bevegelsen av skinnehodet i forhold til svillene er størst ved spikerfestet. Ved kjøring med El. 8 er forholdet mellom de gjennomsnittlige utslag i ytre skinne fra de to første hjul ved spiker- og bøyplatefestet 2:1. Utslaget for El. 8 øker lite med hastigheten. For El. 11 er det vanskelig å vurdere forholdet, da dette lokomotiv ble ført mot indre skinne i målepunktet ved km 316,367. Utslaget øker med hastigheten. Målingen av indre skinne ble bare foretatt ved km 324,147 (spikerfestet). Diagrammene viser at utslaget fra El. 8 minker med økende hastighet, mens utslaget fra El. 11 er tilnærmet konstant ved hastigheter fra 40—70 km/t mens det er mindre ved 20 km/t. Ved hastighet 70 km/t er forholdene mellom utslagene i ytre og indre skinne for El. 8 2:1, mens forholdet for El. 11 er 1:2. Utslagene fra indre skinne er rettet mot kurvens sentrum.

Ad 2. Måling av spenning i skinnene.

Ved spikerplatefestet var spenningen større over platen enn mellom svillene, mens forholdet var omvendt ved bøyplatefestet. Ved spikerplatene ble spenningen målt til 21 kg/mm² fra El. 8 ved 20

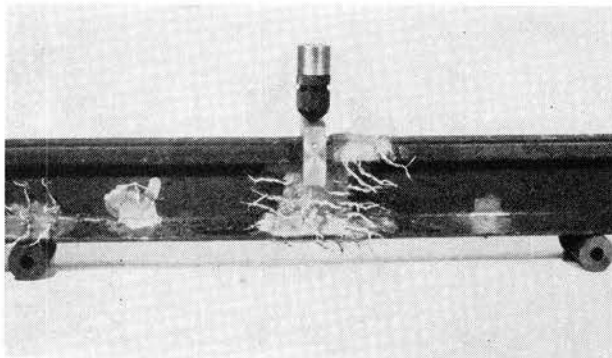


Fig. 12. Vertikal belastning.

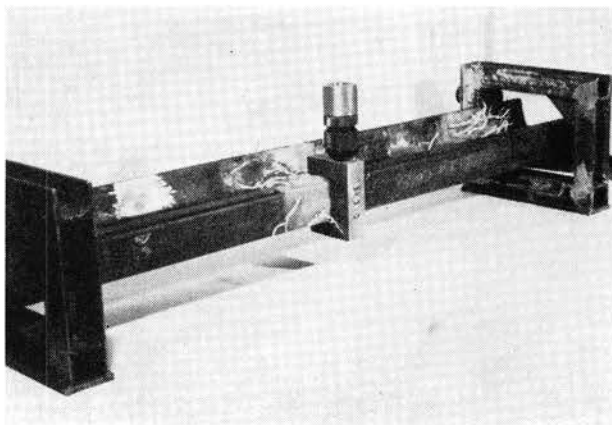


Fig. 13. Sidebelastning.

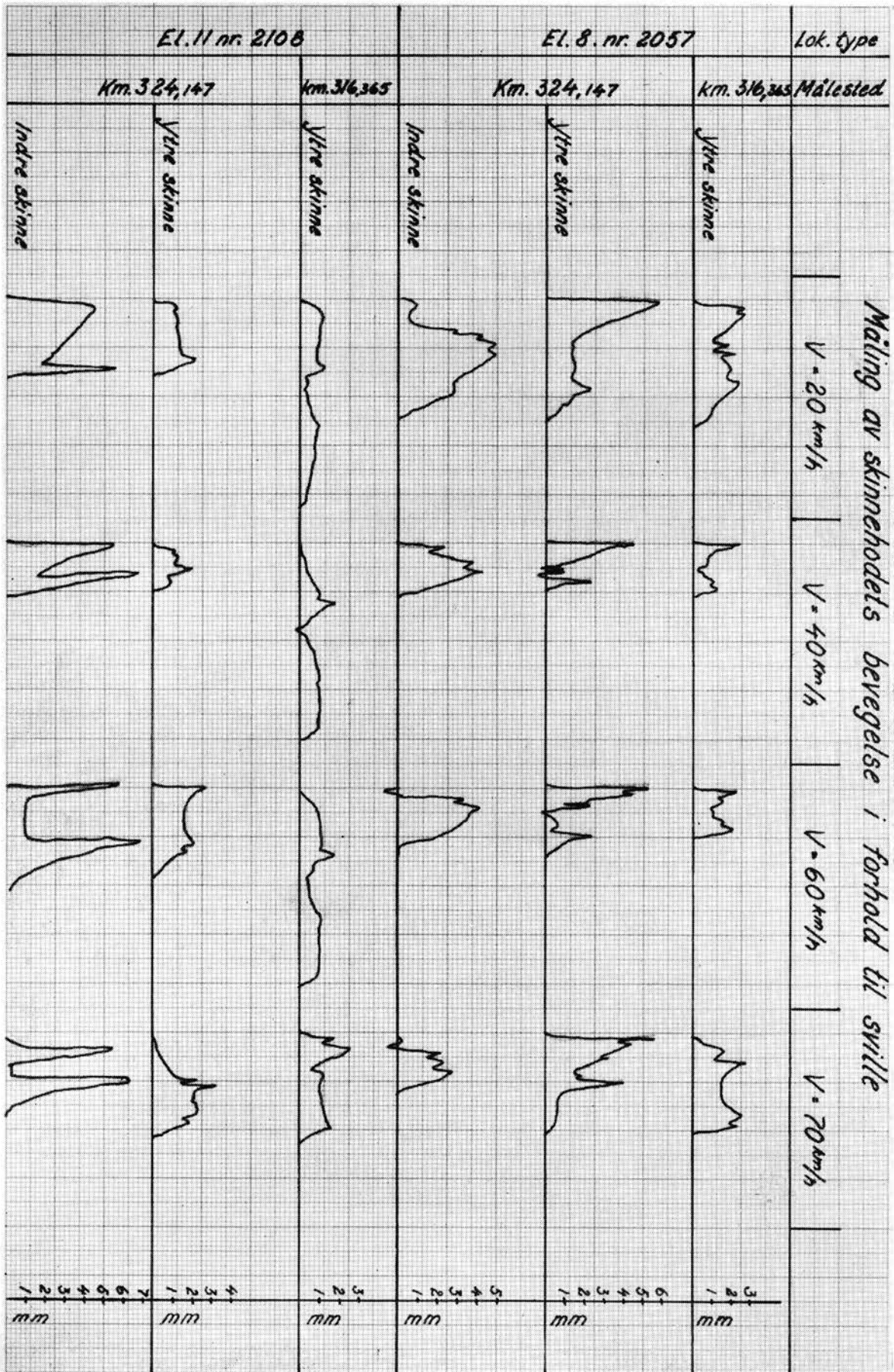


Diagram 4.

km/t, mens det ved de høyere hastigheter ble målt fra 14—18 kg/mm². Spenningen fra El. 11 var ca. 14 kg/mm². Ved bøyelplaten varierte spenningen noe. Den var størst for El. 8 — nr. 2057 — med ca. 10 kg/mm², mens El. 8 — nr. 2069 — og El. 11 — nr. 2108 — nådde til 5 kg/mm². Dette kan skyldes ulike innspenningsforhold i måleplaten de to dagene. Det er imidlertid tydelig forskjell på spenningsnivået ved de to festeanordninger. Denne forskjell skyldes for en stor del mellomlaget som virker trykkutjevne og hindrer at forhøyninger i platen bevirker lokale påkjenninger i skinnefoten.

Målingene i punktene 1—4 ved km 324,147 er fremstilt i diagram 5. Søyelene i de fire første kolonner angir den største horisontale påkjenning som hver enkelt aksel bevirker i målepunktet. Søyelene er tegnet ut fra 2 null-linjer som representerer indre og ytre skinne, og er tegnet til venstre når kraften fra hjulgangen er rettet mot kurvens sentrum. Det øverste søylepar viser påkjenningen fra fremste hjulgang.

Påkjenningen er tilnærmet proporsjonal med kreftene fra hjulgangen. Akselavstanden på El. 11 og El. 13 er så stor at den gjensidige innvirkning på spenningen er liten. Ved å summere kreftene for hver retning kan en se hvordan lokomotivet blir ført i kurven. I diagrammet er også angitt den maksimale spenning som er målt i indre og ytre skinne (punkt 1 og 4) ved hver hastighet.

Under målingen av El. 13 var målepunkt 4 ute av funksjon. De strekpunktete søyene er beregnede verdier. Spenningen i punkt 3 og forholdet mellom de målte vertikale krefter fra El. 11 ble lagt til grunn for beregningen. Målingene viste følgende resultat:

El. 8: Påkjenningen i indre skinne minker med hastigheten. Føringsstrykket mot ytre skinne øker lite med hastigheten, da aksel nr. 2 overtar mer av dette.

El. 11 og El. 13: Påkjenningen i indre skinne er større enn påkjenningen i ytre skinne ved alle hastigheter.

Maksimalspenningen i indre skinne forandrer seg ikke med hastigheten, mens den øker med hastigheten i ytre skinne.

Målingene viste at tverrkoplingen på El. 11 og El. 13 retter opp boggiene og reduserer flenstrykket fra første hjul i hver boggi på ytre skinne, slik at en del av føringskraften overføres til annet hjul.

Målingen av El. 13 viste at det var store påkjenninger i skinnene. Målepunkt 4 ytre skinne var ute av funksjon, slik at maksimalspenningen der

ikke kunne måles. Den vertikale påkjenningen var ikke vesentlig høyere enn for El. 11, som ble målt den 11. oktober 1957, mens den horisontale påkjenningen var meget større. Økingen i påkjenningen i skinnene fra El. 13 i forhold til El. 11 skyldes hjulbanens ruhet på grunn av dreie-rillene. Disse øker friksjonen og bevirker større påkjenning på tvers av skinnene. Hjulbanens hårdhet er høyere enn hårdheten av skinnene. Det tar derfor en viss tid før hjulbanen får slitt seg til, slik at friksjonskreftene blir redusert. Det er derfor meget viktig at overflateruheten på hjulbanen ved nydreining ikke er større enn den ruhet banen får etter lengere tids slitasje.

Sidekrefter fra lokomotiver på skinner

I nr. 1, 1958, av «Tekniske Meddelelser — NSB» ble målingene ved Järna den 10. desember 1957 behandlet. Som en av observatørene ved denne målingen vil jeg komme med enkelte bemerkninger og suppleringer.

Resultatet av disse målingene er fremstilt i diagram 6 for punktene 9-10 (overgangskurven) og 14-15 (600 m kurven). Søylediagrammene viser stort sett det samme kraftforløp som ble registrert ved våre målinger. Første aksel i hver boggi presser indre skinne mot kurvens sentrum. Det er tydelig at friksjonskoeffisienten er større for El. 13 enn for El. 11. Det fremgår bl. a. tydelig av diagrammet at El. 11 — nr. 2081 — hadde feil justert tverrkopling under kjøringen. Kraftforløpet i ytre skinne var helt forskjellig i de to kjøreretningene. Ved kjøring sørover er kraftforløpet ved 90 km/t regnet fra forreste aksel: 2,8, 1,0, 3,2 og 0,6 tonn. Ved kjøring nordover tilsvarende 0,0, 1,2, ÷ 0,6 og 1,0 tonn. Det er derfor vanskelig å vurdere forholdet nøyaktig mellom de to lokomotiver. Dessuten ble det bare foretatt to målinger ved hastighet 30, 60 og 90 km/t og én måling ved 45 og 75 km/t. Da spredningen var stor, ble bare en av kjøringene satt opp i diagrammet.

Størrelsen av kreftene i indre skinne varierte lite med hastigheter fra 60 til 90 km/t, men var større ved 30 og 45 km/t. Dette skyldes overhøyden (120 mm). Kreftenes størrelse var forskjellig i de to kjøreretninger for El. 13. Dette henger sammen med lokomotivets pendling sideveis, som tydelig fremgår av diagrammene 1 og 2 i «Tekniske Meddelelser — NSB» nr. 1 for 1958. Det fremgår at lokomotivet under kjøring sørover føres mot målepunkt 15 i ytre skinne, mens det under kjøring nord-

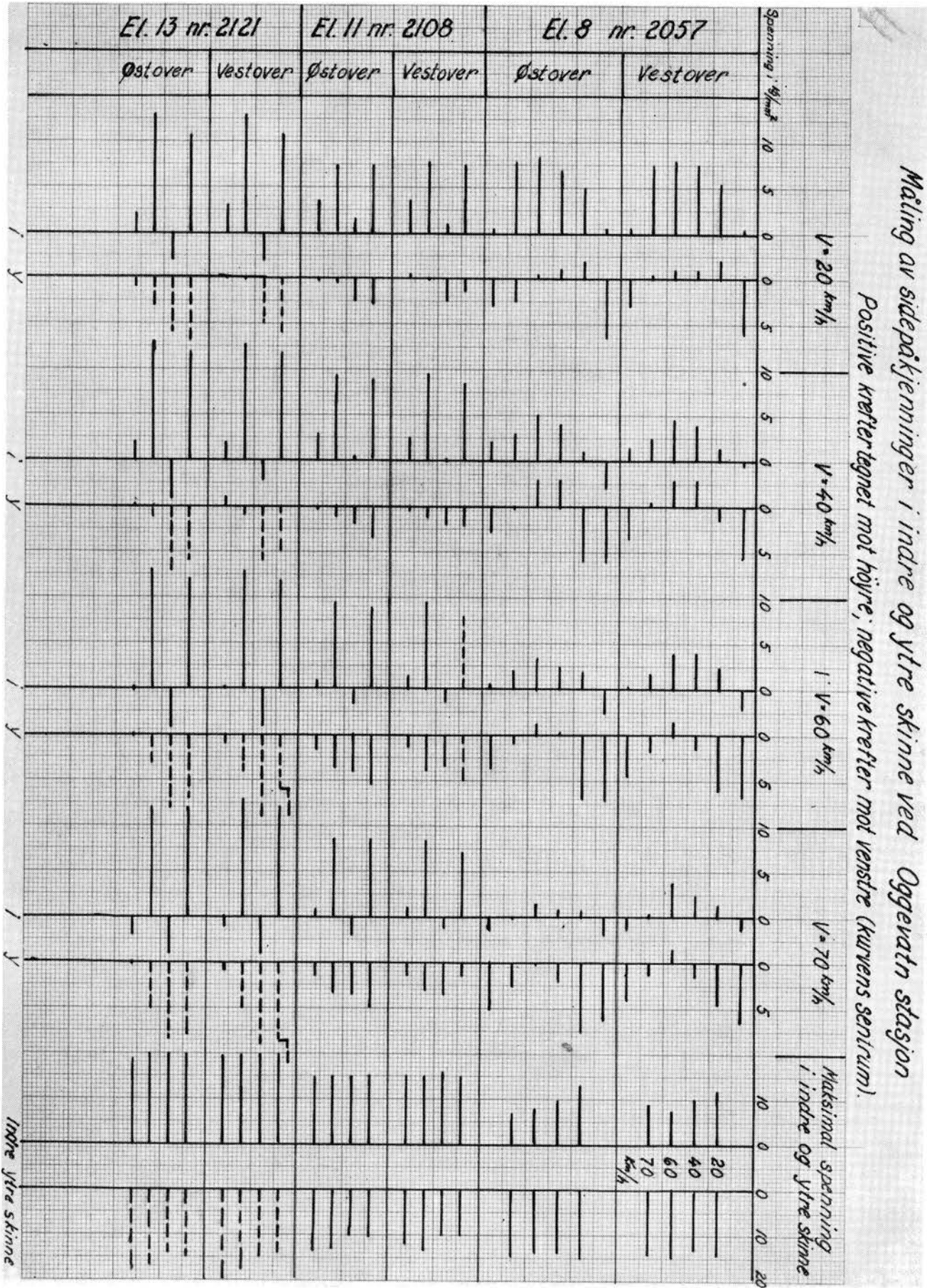
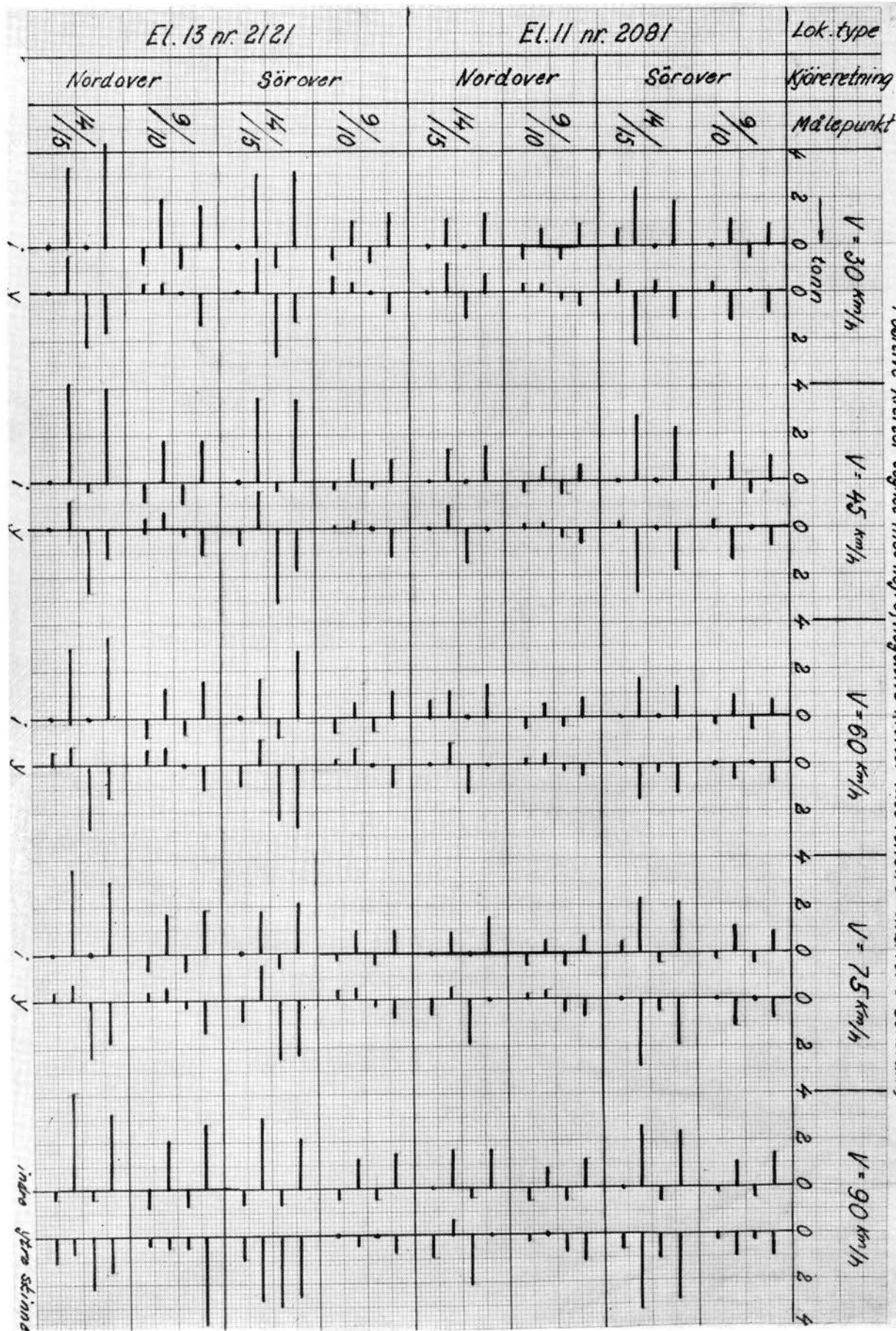


Diagram 5.

58



*Mätning av sidekrefter i indre og ytre skinne ved Järna st.
Positive krefter tegnet mot høyre, negative krefter mot venstre (kurvens sentrum)*

Diagram 6

over føres motsatt veg (unntatt hjulgang II). Krefte mot indre skinne var større enn kreftene mot ytre skinne. Hvis en betrakter kraftforløpet fra El. 13 ved 90 km/t i retning sørover i kurven (14-15), fås følgende krefter innover: $2,2 + 3,0 = 5,2$ tonn. Utover fås tilsvarende 10,5 tonn. Resultant *utover*: 5,3 tonn. Ved kjøretning nordover var kreftene innover 7,4 tonn, mens kreftene utover var 6,0 tonn. Resultant *innover*: 1,4 tonn.

Summen av kreftene i indre og ytre skinne fra hver hjulgang (regnet med fortegn) er et mål for sidekreftene i akselboksen. Det er variasjonen i disse

krefter som merkes fra førerrommet og som kjenner tegner lokomotivets «løp».

Nye målinger

Mens dette skrives, er nye målinger under forberedelse. Vi har bygd ut utstyret til 2×8 målekanaler. Ved hjelp av en sjalter har vi nå anledning til å måle påkjenningen i skinnegangen på 2 målesteder under samme kjøring. Målestedene må ligge ca. 60 m fra hverandre, og sjaltingen foregår når lokomotivet er midt mellom målestedene. Det er da mulig å få et sikrere bilde av forholdene.

EN NORSK LOKOMOTIV-DIESELMOTOR

Av overingeniør O. Schaathun og avdelingsingeniør H. Hamre

DK 621.436(481)—396

Siden 6. mars 1957 har skiftelokomotiv nr. 803 av type Di 2 vært i regulær skiftetjeneste med en 600 hk Bergen diesel motor, type LT 6. Av erfaringene hittil skulle man kunne slutte at motoren er fullt ut tjenlig til sitt formål. Når motoren omkring mai 1958 blir åpnet for revisjon og kontroll, har den gått ca. 6000 timer siden siste hovedrevisjon og ca. 8000 timer i alt.

Motoren er konstruert og bygget av A/S Bergens Mekaniske Verksteder (avd. Motorfabrikken), som siden 1946 har levert motorer etter egne konstruksjoner, særlig til handelsflåten. Konstruksjonen av denne nye motor, type LT, ble påbegynt høsten 1954.

Denne nye konstruksjonsoppgave satte konstruktørene overfor krav av en delvis helt annen art enn tidligere oppgaver. Nedenfor vil det bli gjort nærmere rede for hvorledes oppgaven ble grepet an, og videre gitt en beskrivelse av motorens arrangement, oppbygning og nærmere utforming, samt en kort omtale av prøveresultater og linjer for den videre utvikling av denne motortype.

Konstruktive synspunkter

Fremstillingen av tidsmessige motorer krever meget store investeringer til konstruksjon, forskning og utprøving, modeller, spesialverktøy og -utstyr. Ved prosjekteringen av en ny motortype må man derfor ta sikte på et større ytelses- og anvendelsesområde for å skape muligheter for en serieproduksjon av en slik størrelse at de store investeringer blir berettiget. Man søker derfor å legge alt til rette for en større typeserie, slik at man med en standardisert sylinderenhet kan bygge motorer med forskjellig sylindrantall og i forskjellige modeller. Ellers har serieproduksjonen sin store betydning ved at den skaper større sikkerhet for en høy og ensartet kvalitet samt for en god etterbetjening og reservedelslevering.

Skjønt det ble tatt alle hensyn til at den første motoren skulle anvendes til et skiftelokomotiv, måtte man ved konstruksjonen også betrakte denne spesielle motor som en enkelt versjon innenfor en ny større typeserie av motorer. Da den nye konstruksjonen måtte bli lettere og en del mer sammentrengt enn de motorer A/S B. M. V. ellers fremstiller med de samme ytelser, måtte man legge særlig stor vekt på å tilfredsstille de krav til oversiktighet, god tilkomst til alle deler og til enkelhet i betjening og overhaling som kanskje særlig settes for marinemotorer, men som også er av den største betydning for lokomotorer.

For skiftelokomotivet viste det seg at man kunne tilfredsstille kravene med hensyn til vekt og plass med en relativt lett belastet motor med moderat turtall og med 6 sylindre. 4-takts-prinsippet ble valgt for å oppnå lengst mulige driftsperioder mel-



Fig. 1. Skiftelok. nr. 803 med Bergen diesel LT 6.

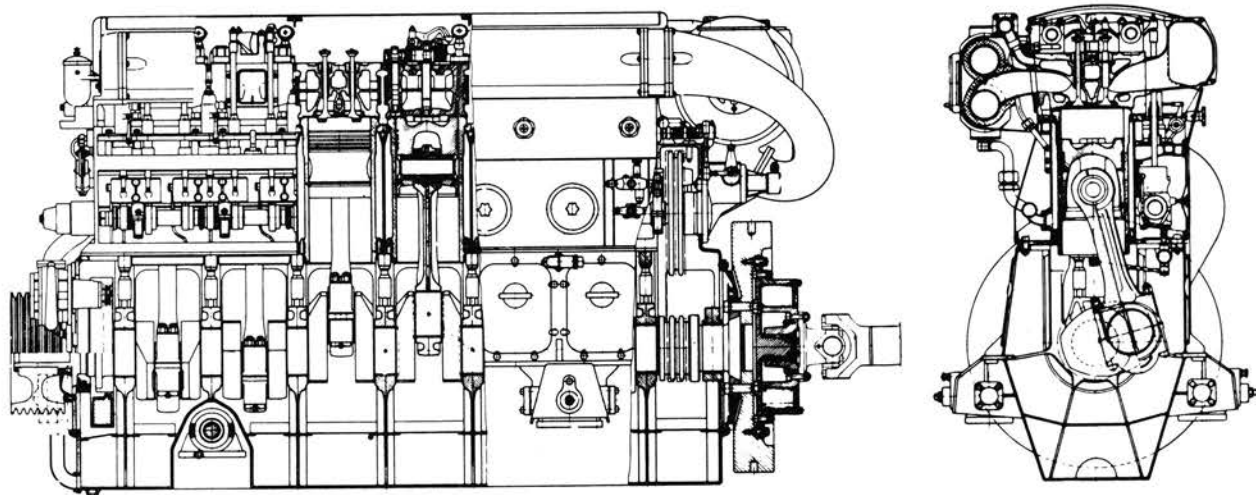


Fig. 2. Lengde- og tværsnitt.

lom stempeloverhalingene under de spesielle driftsforhold som både skiftelok.motoren og skipshjelpemotoren er utsatt for, med høyst varierende og plutselig skiftende belastninger.

Den forlangte ytelse for skiftelok.motoren var 600 hk. For den tilsvarende sylinderytelse (med

6 sylindre) 100 hk/syl., ble det valgt et turtall på 750 o/min. og lavtrykksturboledning.

Med henblikk på den videre utvikling og utvidelse av både størrelses- og anvendelsesområdet ble motoren imidlertid konstruert og dimensjonert med god sikkerhet for 900 o/min., høytrykksturboledning og en sylinderytelse på 167 hk. Utførelsen med 100 hk/syl. må derfor sies å være rikelig dimensjonert.

De termiske påkjenninger, som ikke bare betyr meget for driftssikkerheten, men som særlig er bestemmende for den tidsperiode en motor kan gå sikkert før den må overhales og rengjøres, ble viet spesiell oppmerksomhet. Særlig la man stor vekt på å oppnå et størst mulig luftoverskudd fra laderen, for derved å oppnå en stor nedkjøling av stempler, ventiler og sylinder under spyle- eller gjennomstrømningsperioden. Dette resulterte i bl. a. valget av dobbelte luft- og ekshaustventiler i sylinderdeksel. De hoveddata som gjelder for motoren i lok. nr. 803, er gjengitt nedenfor.

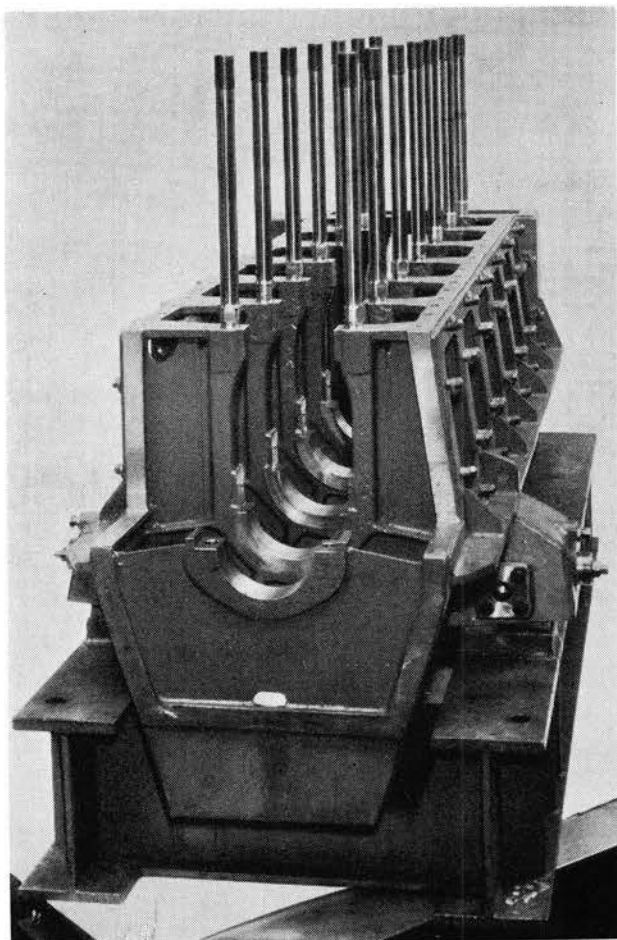


Fig. 3. Bunnramme med stagbolter.

Betegnelse:	Bergen diesel LT 6
Type:	4-takt, turboladet, stående 6 syl. i rekke
Sylinderdiameter:	250 mm
Turtall:	750 o/min.
Normal kontinuerlig ytelse:	600 hk
Tilsvarende effektivt middeltrykk:	8,15 kg/cm ²
Midlere stempelhastighet:	7,5 m/sek.
Nedre tomgangs-turtall:	380 o/min.
Øvre tomgangs-turtall:	780 o/min.
Vekt av motoren (tørr):	8250 kg

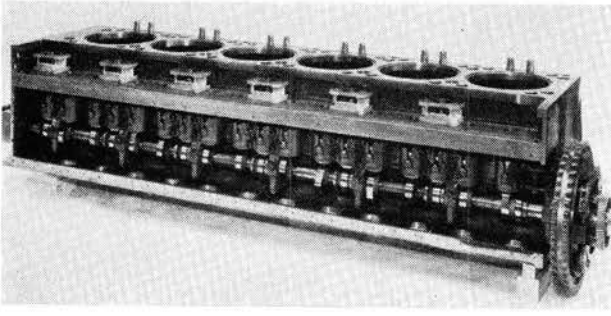


Fig. 4. Sylindereblokk med kamaksel, kjedehjul og rusningsregulator.

Arrangement

Motoren er en stående rekkemotor. Svinghjulet med elastisk kobling for moment-overføring til den hydrauliske veksler er i akterkant (fig. 2). Høyre side, sett forfra, er manøversiden.

Turboladeren er plassert akter i høyde med sylindere-dekslene og leverer luften gjennom et bånd til en todelt receiver av lettmetall med innløpsbånd til hvert sylindereksel på manøversiden. På motsatt side ligger ekshaustrørene.

Kamakselen er lagret hengende i braketter festet på sylindereblokken og drives fra veivakselen av et kjedetrekk i akterkant. (Fig. 2 og 4.)

Rommet for kamakselen med støtere for drift av ventiler og brennoljepumper er lukket oljetett av et stort lettmetalldeksel med inspeksjonsluker, en for hver sylinder.

Regulatoren, som for skiftelok-motoren er en mekanisk tomgangs- og fullfartregulator, drives over tannhjul av kamaksel i akterkant og er plassert under luftbåndet fra turboladeren. I tillegg til denne normale regulator er det anbrakt en ekstra rusningsregulator som slår brennstoffpumpe-pådraget av, hvis turtallet overstiger 15 % over det normale.

Brennstoffpumpene, én for hver sylinder, er plassert umiddelbart under luft-receiveren, med korte trykkrør til brennstoffventilene med dyser i sylindere-dekslene. Rommet for brennstoffpumpene er fullstendig atskilt fra kamakselrommet og er dekket av lettmetall-luker. Det er sørget for at eventuell brennstoff-lekkasje fra pumper/rørforbindelser ikke kan trenge ned i smøreolje-systemet for motoren.

Smøreoljepumpe, vannpumpe og dynamo er plassert i forkant. Smøreoljepumpen er en tannhjulpumpe som suger oljen fra sumpen og trykker den gjennom filter og kjøler og derfra videre til et oljefordelingsrør i bunnrammens øverste del på manøversiden. Fra fordelingsrøret går det så ledninger til rammelagere, kamakselagere, trekk for pumper, kamaksel, regulator etc.

Ventil- og vippearmsystemet har imidlertid et eget smøreoljesystem som er fullstendig atskilt fra hovedsmøresystemet, med en egen samletank i forkant av sylindereblokken og en pumpe som er plassert like foran kamakseltrekket og drevet av en eksenter fra kamakselen. Den samme eksenter driver også brennolje-forpumpen.

For øvrig er motoren støvtett innkapslet, vesentlig med lette aluminiumsdeksler.

Oppbygning og detaljbeskrivelse

Bunnrammen er av stål, utført som en sveisekonstruksjon av plater, profiler og senkesmidde deler. Opplagringen for veivakselen består av U-formede, senkesmidde stropper i hvis øvre ende er inngjenget stagbolter som holder sylindereblokken på plass og avlaster den for strekk-krefter (fig. 2-3). Den spesielle rammelager-konstruksjon, med rammelagerdekslene holdt fast av to trykkskruer, muliggjør en meget kort avstand mellom stagboltene. Denne konsentrasjon av kraftoverføringen mellom gass- og lagerreaksjonene reduserer bøyingspåkjenningene og gjør at sveiseforbindelsene ikke blir direkte påkjent av disse krefter. Arrangementsmessig har denne spesielle konstruksjon sin betydning ved at avstanden mellom sylindersenter og kamaksel blir meget kort, og slik at selv om totalbredden på motoren blir relativt liten, er det gode plaserings- og tilkomstmuligheter for styringsorganer, brennstoffpumper m.m. innenfor den plane vegg på manøversiden.

Delingen mellom sylindereblokk og bunnramme ligger 400 mm over veivakselsentret. Denne høye bunnrammeutførelse er valgt i den hensikt å oppnå størst mulig stivhet. På hver side av bunnrammen er det store veivluker for hver sylinder.

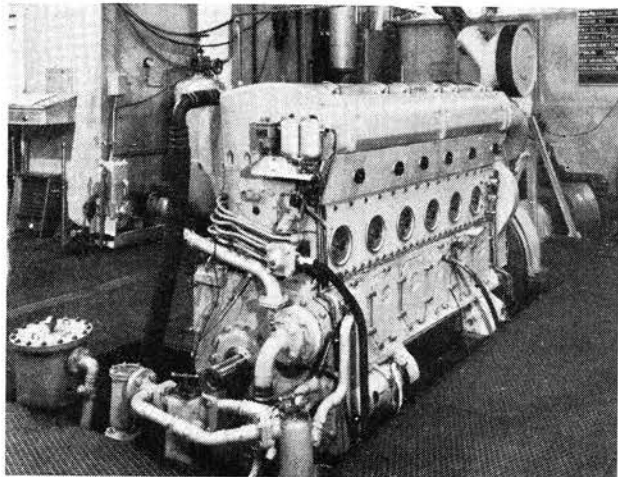


Fig. 5. LT 6 motor i laboratoriet etter avsluttet prøve.

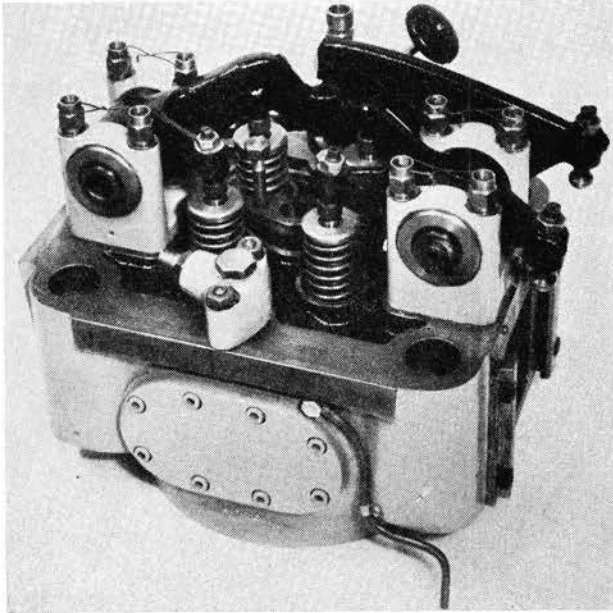


Fig. 6. Sylinderdeksel med ventiler og vippearmer.

Forbindelsen mellom motor-rammen og lokomotiv-rammen består av tre elastiske gummihylser, en foran og to bak på motoren. I de to bakerste opphengningsanordninger er det innebygd buffer-elementer.

Sylinderblokken er også utført som sveiset stålkonstruksjon med utskiftbare sylinderforinger av støpejern.

Veivakselen er av levert stål, med alle tapper overflateherdet, slipt og polert. På lokomotiv-motoren har veivakselen en «Silicon»-type torsjons-svingningsdemper festet i den forreste ende. På veivakselens forlengelse i forkant er dessuten festet en kileremskive for drift av kjølevifte og luftkompressor.

Svinghjulet, med den elastiske gummikobling for overføring av dreiemomentet til den hydrauliske veksler, er flenset med passbolter til veivakselen i akterkant.

Sylinderdekslene er av støpejern og holdes fast til sylinderblokken av fire skruer. Foruten to luft- og to ekshaustventiler med vippearmer-mekanisme er det på sylinderdekslet anbrakt innsprøytningsventil med dyse, kombinert sikkerhets-, indikator- og avblåsningsventil samt startluftventil. (Fig. 2 og 6.)

Kammene for ventilbevegelsen er festet til kamakselen med kiler, mens brennstoff-kammene er festet med koniske hylser, slik at de kan justeres trinnløst og individuelt.

Startluft-fordelingen skjer ved en roterende sleide i forkant av kamakselen.

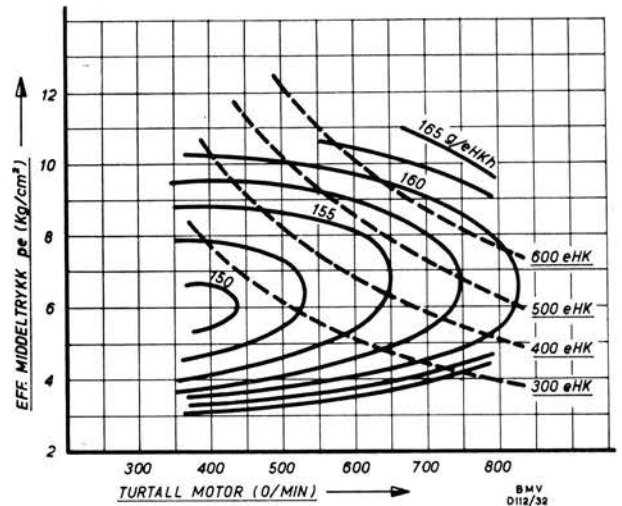


Fig. 7. Brennstoff-forbruk ved forskjellige belastninger og turtall.

Prøvekjøring i fabrikkens laboratorium.

I månedene august til november 1956 ble det foretatt meget omfattende prøver med den første motor av den nye typen. Etter innkjøring og ende-

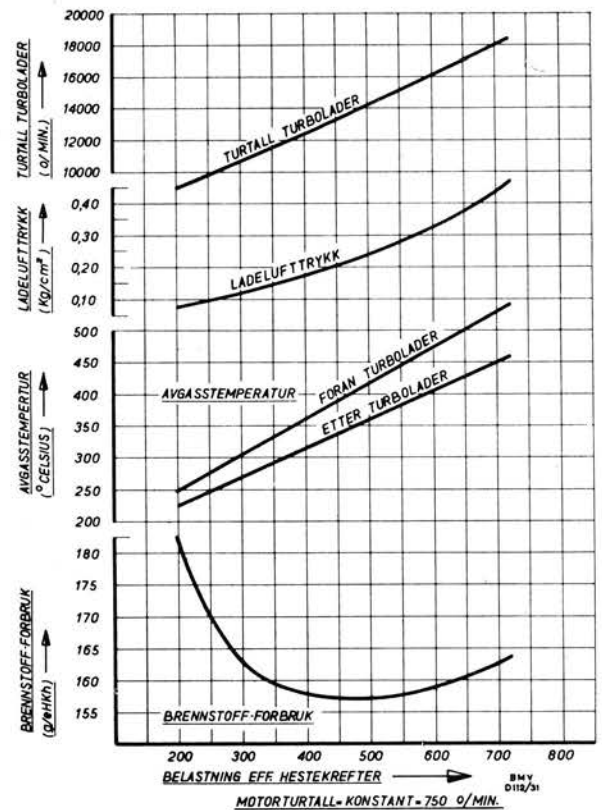


Fig. 8.

lig justering av motoren ble det gjennomført et større forsøksprogram, som bl. a. tok sikte på fullstendig analyse av de opptredende spenninger ved hjelp av strekkklapper og en analyse av de termiske påkjenninger, for også å skaffe data for den videre utvikling av motoren for høyere spesifikk ytelse. (Fig. 5 viser motoren i laboratoriet.)

Av de aktuelle prøveresultater for motoren med 600 hk normalytelse (fig. 7 og 8) vil man se at det ble kjørt opp til 750 hk ved 750 o/min. med meget rimelige temperaturer og relativt lavt brennstoffforbruk. Med den turboladeren disse forsøk ble kjørt, var det av hensyn til laderturtallet ikke tilrådelig å øke ytelsen ytterligere.

Til slutt gjennomgikk motoren en 100 timers typeprøve etter U. I. C.-reglene. Under denne prøve ble motoren kjørt med 628 hk og 748 o/min. kontinuerlig i 80 timer, med 696 hk og 752 o/min. i $\frac{3}{4}$ time, og 695 hk og 825 o/min. i $\frac{3}{4}$ time, det vil si 5 % over den stipulerte ytelse.

Med en motor av en ny type venter man som regel en del «barnesykdommer» i den første tiden. I dette tilfelle har disse innskrenket seg til rene bagateller som ble rettet straks uten noen vanskeligheter.

Videre utvikling

Som nevnt innledningsvis var det under konstruksjonen allerede fra begynnelsen av tatt de nødvendige hensyn til at motoren senere skulle kunne bygges med høytrykks-turboladning og ellers

uforandret. Med høytrykks-turboladning menes at luften blir levert fra turboladeren til motoren med et trykk ca. 0,7 ato. Med dette system er det hensiktsmessig å kjøle ned ladeluften etter turbo-blåseren for å oppnå god indre kjøling og en størst mulig luftfylling uten at ladetrykket behøver å være tilsvarende høyt.

Idet dette skrives, blir det utført forsøk i A/S B. M. V.s laboratorium med en motor som i praktisk talt alle detaljer er helt lik motoren for skifte- lok. nr. 803. Den eneste synlige forskjellen er en ladeluftkjøler som er anbrakt mellom turboladeren og luftreceiveren. Turboladerhjulene er av en noe annen konstruksjon, brennstoff-pumpestemplene har en noe større diameter og brennstoffdysene et tilsvarende større areal enn på den første motoren. Ellers er de to motorer helt identiske.

Inntil nå har prøvene vært utført innenfor meget rimelige grenser for temperaturer og mekaniske påkjenninger. Likevel har man allerede utført flere prøver med 1100 hk belastning, eller 10 % over den ytelse man har tatt sikte på.

Da det ennå står en del igjen på forsøksprogrammet, er det ved denne anledning for tidlig å fremlegge resultatene. Man kan bare si så meget som at det målet man satte seg, ser ut til å være nådd, og at de endelige resultater synes å kunne bli enda noe bedre enn man opprinnelig turde regne med.

Iallfall kan man allerede nå si sikkert at motorer av L-typeserien kan leveres med inntil 1330 hk for rekkemotorer med 8 sylindre.

HULLKORTMASKINER

Av førstesekretær Knut Hernæs

DK 681.177(481)=396

Det kan kanskje synes rart at «Tekniske Meddelelser - NSB», som tidligere har hatt en artikkel om elektroniske maskiner, nå vil komme med stoff om hullkort. Den naturlige utvikling har man ment er fra hullkort til elektroniske maskiner. Likevel tror jeg dette ønske gir uttrykk for noe i tiden. Den «elektronsyken» som var en følge av leverandørfirmaenes propaganda, er på retur, og man ser nå mer nøkternt på tingene.

Etter hvert som den tekniske utviklingen er gått frem, har man klart innsett at den eneste veien for rasjonalisering ikke behøver å gå gjennom en meka-

nisering av arbeidet. Det har vist seg såvel ved innføring av hullkort-rutiner som elektron-rutiner at man — samtidig med gjennomføringen av mekaniseringen — utfører en arbeidsforenkling som man ville hatt like stor nytte av ved tidligere manuelle metoder. Noe spøkefullt har et amerikansk firma formulert denne tanken slik: «Vi oppnådde en besparelse på en halv million ved å gå fra vårt forrige system til mekanisering (EDB). Vi regner med å oppnå en ytterligere besparelse på en million ved å kaste ut mekaniseringsutstyret og gå tilbake til manuelle metoder.» Visse erfaringer fra f. eks. Sve-

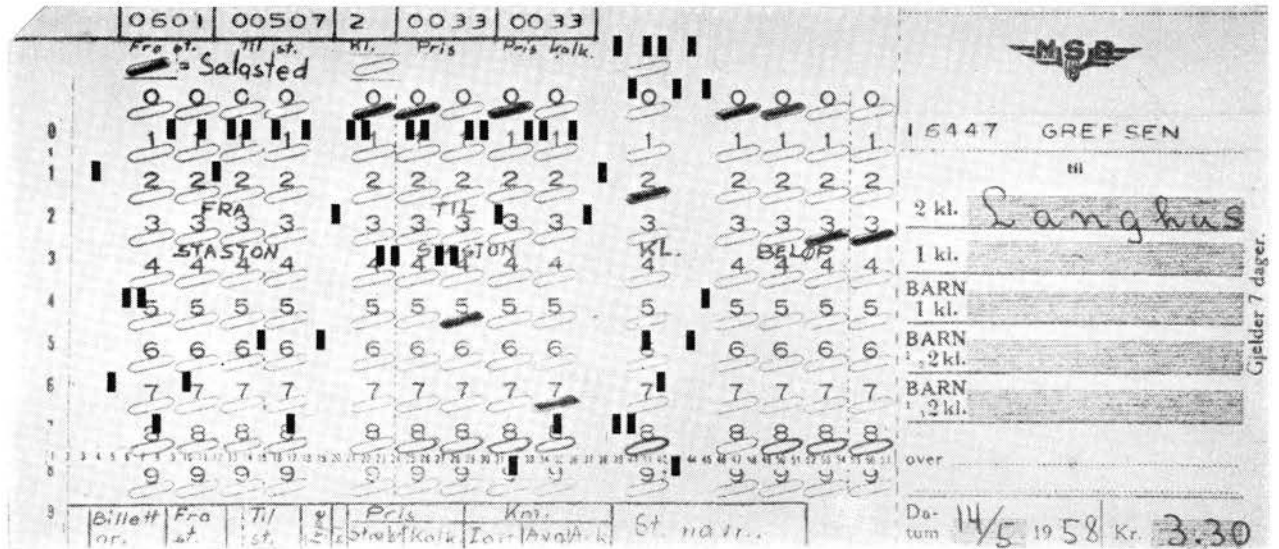


Fig. 1.

rige viser at elektronmaskiner ikke sjalter ut bruken av hullkortmaskiner, men fortsetter et samarbeid hvor man utfører arbeidet på den billigste måte. Dette gjelder maskiner av mellomstørrelsen. Ved de helt store maskiner vil muligens forholdet bli noe annet. Vi regner imidlertid med at NSB er en mer enn stor nok bedrift til å nytte en maskin av mellomtypen, og vi ser stort sett på saken som en

ytterligere mekanisering og naturlig utbygging av Hullkortkontorets tjenester.

En vesentlig forskjell i arbeidet sett fra Hullkortkontorets side mellom elektron- og hullkortmaskiner er at der hvor en elektronisk maskin bruker en rutine, kan den tilsvarende hullkortrutinen være delt i flere underrutiner. En annen stor fordel er at man kan regne med at resultatet er riktig

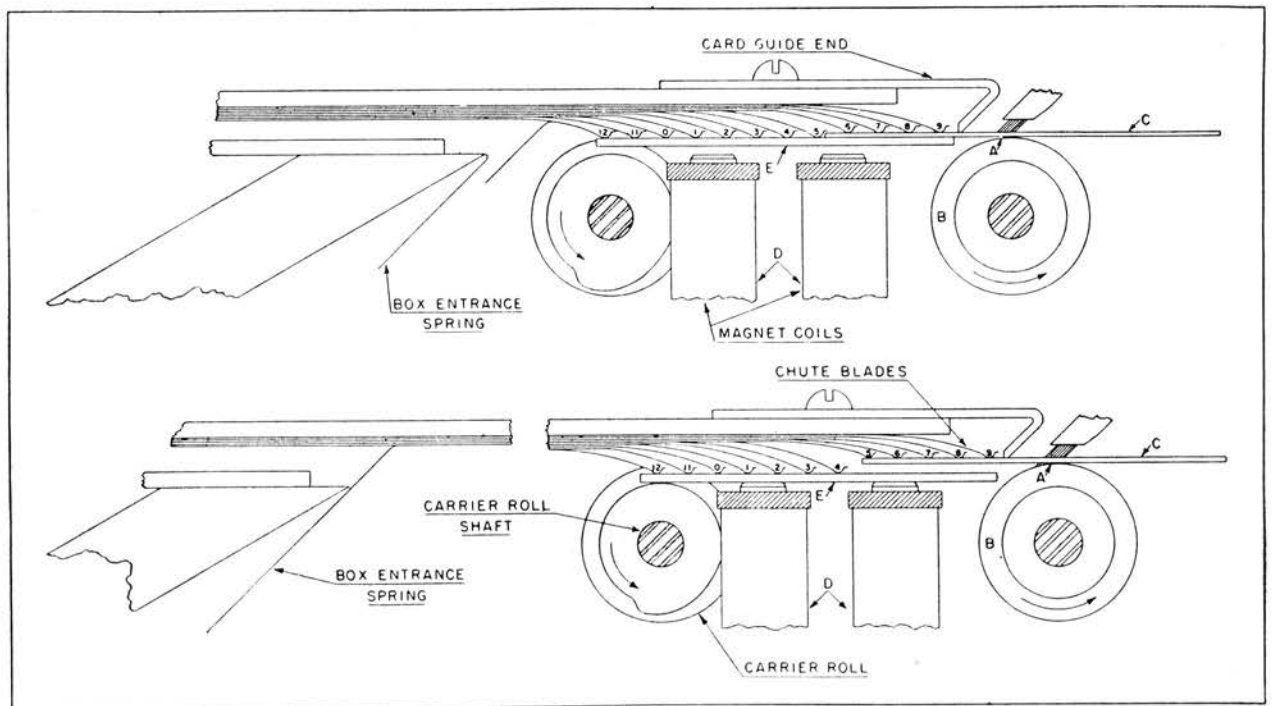


Fig. 2. Prinsippet ved sortering.



Fig. 3.

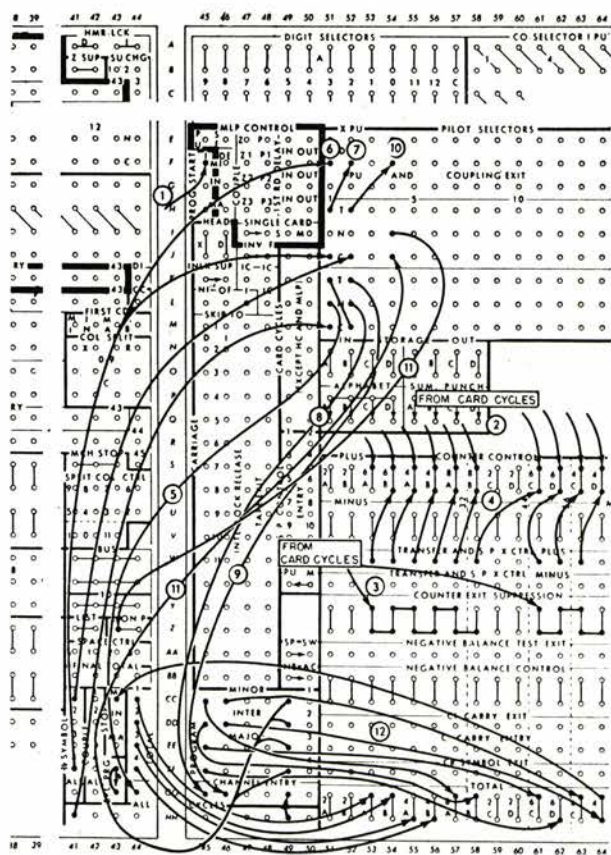


Fig. 4.

når det presenteres. Dette har ofte vært en svakhet ved hullkortmaskiner, og en stor del av et hullkortkontors arbeid har vært oppstemming og kontroll av at resultatene er riktige. Mange ganger kan det ha vist seg at kontrollrutinene i seg selv er større enn de virkelige arbeidsrutinene.

Alle hullkortmaskinene bruker hullkort som inntak i maskinene. Felles for de fleste hullkortmaskiner er videre at maskinene ikke har intern hukommelse eller i alle fall svært liten hukommelse. Det materiale som maskinen derfor må bearbeide og sammenstille, må lagres eksternt i hullkort og uavhengig av maskinen. Selve hullkortet (se fig. 1) er av kartong og har plass til å lagre 80 sifre eller bokstaver. Det vil si at om man ønsket å lagre bare ett tall, har man plass til et 80-sifret tall. Hullkortet kan imidlertid disponeres etter behovet. Hullenes posisjon i kolonnen angir verdien, og maskinelt er det tidspunktet for avlesningen som bestemmer verdien. Avlesningen av hullkort skjer ved at stålborster stryker over kortene (se fig. 2). Normalt isolerer hullkortet stålborstene fra den underliggende messingvalsen. Når børstene slår igjennom

hullene i kortene mot messingvalsen, sluttet en strømkrets. Denne impulsen kan så dirigeres i henhold til det oppsatte pluggbord (se fig. 3). Maskinene dirigeres nemlig via et slikt oppsett.

Alle IMB's hullkortmaskiner har avlesning etter det prinsipp som er nevnt ovenfor. Selve hullkortet har visse svakheter som innlesningsmateriell i maskinen fordi hullkortet er ømtålig for fuktighet eller tørrhet i luften. Også selve innføringsmekanismen

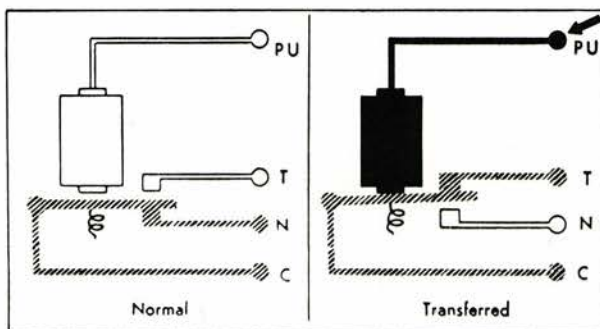


Fig. 5. Skjematisk fremstilling av en selektor. Dette utstyret gjør at impulser kan selekteres og således velge forskjellige veier i problemløsningen.

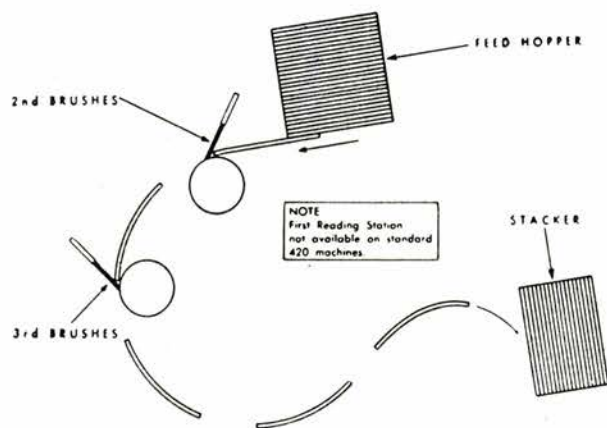


Fig. 6. Kortgjennomgangen i tabulator.

kan svikte, og fordi det er tidspunktet for avlesning av hullene som bestemmer hullenes verdi, kan avlesningen bli feil. Feil for øvrig som måtte inntreffe, skyldes slitasje i materiellet, dårlige rør eller skitne reléer, brudd i ledninger etc. Normalt må man vel si at det kreves mye ettersyn av maskinene. Feilen oppdages ofte under selve arbeidet og kan føre til betydelige avbrekk i arbeidsrutinene.

Selve betjeningen av maskinen krever ingen tek-

niske kunnskaper. Det har likevel vist seg at personale med teknisk interesse ofte lettere har kunnet fatte maskinens virkemåte og dessuten lettere har kunnet mestre problemene. Maskinene dirigeres normalt via et pluggbord. Ledningene i pluggbordet kan så danne alle de kontakter som man ønsker, eller har behov for. Impulsen kan således formidles via pluggbordet. Maskinen kan på den måten instrueres etter de forskjellige oppgaver. Dette arbeidet kan være meget krevende, og et vanskelig pluggbord kan kreve flere timers arbeid. Man sørger derfor gjerne for å ha, hva man kaller faste bord, for arbeider som går fra måned til måned (se fig. 4).

Hullkortrutinen i sin enkleste form er denne:

1. Registrering av data i hullkort (punching).
2. Gruppering av hullkortene (sortering).
3. Fremkjøring av tabeller (tabulering).

Mange andre hjelpemaskiner kan tas i bruk i rutinen, f. eks. Colator for sammenligning kort imellom eller mot faste kartoteker: Reproduserer for overføring av opplysninger fra og til kort, interpreterer for oversetting av hullene i kortet til klartekst i hullkortet, kalkulator for utregninger.



Fig. 7. Utsnitt av en tabulator med ledninger og reléer.

Man vil her nevnte spesielt den elektroniske hullkortkalkulator 604. Maskinen består av en registreringsenhet og en utregningsenhet. Utregningsenheten inneholder ca. 1250 rør og kan utføre over 2000 addisjoner eller subtraksjoner pr. sekund. Dette er likevel bare en teoretisk hastighet idet maskinens øvrige utstyr ikke tillater en slik fart. Multiplikasjoner og divisjoner består av gjentatte addisjoner eller subtraksjoner. Ved vårt Hullkortkontor brukes maskinen hittil ikke ved noen tekniske beregninger. Maskinen egner seg imidlertid godt for mange typer tekniske beregninger, og da det i noen tid ennå er atskillig ledig kapasitet på maskinen, tar vi gjerne imot slike oppdrag.

Man ville gjerne prøve å antyde hvilke praktiske anvendelser man kan ha av hullkortmaskiner. Det

er vel kjent at de fleste konvensjonelle kontorrutiner med fordel kan løses ved hjelp av hullkort. Dette behøver ikke å bety at alt er lønnsomt. For løsning av tekniske problemer har hullkortmaskinene vært lite brukt. Det er imidlertid kjent at norske firmaer i hvert fall delvis har benyttet hullkort-teknikken for løsningen av tekniske problemer. På dette feltet åpner elektrontechnikken helt andre muligheter. Vi vil derfor nevne at NSB fra 1959 kan nytte Statens store elektroniske maskin.

Hullkortkontoret bør derfor konsulteres om man finner at ens egne beregningsproblemer er blitt for store eller tidkrevende. Hullkortkontoret kan stå til tjeneste med litteratur og eventuelt foreslå opplegg for hullkort eller elektronmaskiner.

EN SJELDEN KABELFEIL

Av overingeniør Leif Saxegaard

DK 621.315.2.004 6(481)=396

I et strengt teknisk og meget saklig utenlandsk tidskrift sto for noen år siden en artikkel om feil på kabelanlegg. Forfatteren ga en litt uvant oppstilling over årsakene til feil på nedgravde kabler, idet han uttalte at et kabelanleggs sanne fiender er:

Sirkusdirektører, iskremfabrikker og entreprenører.

De første fordi de rammer ned stålpluggen for sine telter, de neste på grunn av ammoniakksøl fra sine fryseanlegg og de siste fordi de bruker gravemaskiner og bulldozere, for hvilke en kabel i jorden ikke er noen hindring i et effektivt arbeid.

Listen kunne for så vidt godt suppleres fra vår side med personer i jernbanens tjeneste av forskjellige slag, men vi skal ikke såre noen ved å nevne dem her.

Omtalte forfatter burde på sin side ha tatt med de skjulte dyriske kabelfiender som er godt kjent i utlandet, men merkelig lite påaktet hos oss: jeg tenker på angrep fra gnave. En ingeniør ved British Railways fortalte således ganske nylig at rotter i kabelkanaler hadde vært noe av en plage på de britiske øyer. Her har man i stor utstrekning brukt uarmerte kabler i kanaler, og det varte lenge før man ble klar over årsaken til rotnenes forkjærlighet for solide kabelblyrør (også kalt blymantler). Sult var kanskje en årsak. Man kom dog til slutt til en annen forklaring, nemlig den at rotter promenerer i kabelkanalene som i seg selv er nokså trange. De kommer til en eller annen hindring, for eksempel

en buktning av kabelen som innskrenker passasjen, og da det ikke er plass til å snu, forsøker rotnen å grave seg ut. Da er bly lettere å gnage i enn et betongrør, selv om anstrengelsen jo er helt for-gjeves. Konsekvensen av denne tankegang fra menneskets side var da at man faktisk gjorde kabelkanalene romsligere. Man oppnådde da at rotnene ikke lenger interesserte seg for kabelblyrør og innenfor liggende herligheter.

Hos oss var det ikke kjent noen annen form for gnaver-skader enn dem vi har opplevet på plast-isolerte kabler uten armering og blyrør, slik vi bruker dem ved våre sugetransformatorer. På en viss banestrekning er de blitt forsøkt oppspist på et parti hvor de ligger helt i dagen slik at det må



være sult eller tannpleie som er årsaken. Disse kabler angripes hvor de ligger vannrett og altså er lette å bite i.

Ingen av disse «animal made» kabelskader kan forklare hva vi oppdaget på Breiskallen stasjon i begynnelsen av april i år (1958).

For noen tid siden ble det feil på kabelen for «fjernstilt elektrisk håndsignal» på denne stasjon. Etter at en skade på grunn av vannledningsarbeider var blitt lokalisert og utbedret, oppdaget man at kabelen hadde en feil til. Den ble funnet i en loddrett «kabelkanal» utenpå stasjonsveggen, hvor kabelen er ført for å bli tatt inn i stasjonen i veggen over grunnmuren. Denne er en tykk gråsteinsmur, og det er ingen kjeller under den del av stasjonshuset som signalkabelen skal inn i.

Nedenfor sees hva man fant i nevnte kanal på veggen. «Godbiten» er gnaget helt inn til kobberkjernene, og etter merkene å dømme bør det være jordrotter det dreier seg om. Stasjonsbetjeningen har lenge sett gressdotter og spor i sneen nær kabelinnføringen, og det er kanskje tenkelig at vinterkulden har drevet jordrottene til å søke bedre

husly. Da det videre er en romslig kanal, må det være sult som er årsak til angrepet på selve kabelen. Denne er nemlig en uarmert blykabel hvis ytter-side har en tekstilomfletning som er impregnert, muligens er impregneringen appetittvekkende for jordrotter.

Om faunaen vintersdag på Breiskallen opplyses ellers at det er mange jordrotter og en del markmus. Disse siste interesserer seg for stasjonsmesterens matkjeller, men ikke i større utstrekning enn det er vanlig på landet.

Noen forspist jordrotte fant man ikke i kabelkanalen, som i parentes bemerket er romslig. Rotten er kommet seg skuffet ut igjen og er sannsynligvis nå død av blyforgiftning.

Ifølge en Oslo-avis er det mye markmus i år, med tilsvarende forøkelse av uglebestanden. Det sies at med 3-4 års mellomrom er det slike topppunkter i bestanden av disse dyrearter. Man er dog ikke helt klar over årsaken til dette.

Tilfellet Breiskallen og den sjeldne kabelfeil-biten derfra er jeg blitt orientert om av ingeniør S. Johnsen i Oslo distrikt.

TIL VÅRE LESERE

Artikler til «Tekniske Meddelelser»

Som kjent er det forutsetningen at «Tekniske Meddelelser» skal være Statsbanenes organ for teknisk forskning og tekniske fremskritt innen jernbandedriftens fagområder.

Redaksjonskomiteen vil svært gjerne ha bladet så allsidig og av så almen teknisk interesse som mulig og oppfordrer derfor alle tjenestemenn som arbeider med tekniske nyskapninger eller andre interessante tekniske problemer, til å sende inn artikler som kan innpasses i bladet.

Vi er klar over at det i alle distrikter og verksteder og ved alle anlegg gjøres mange nyttige erfaringer som bør komme hele etaten til gode.

Vi vet at alle våre lesere har mer enn nok å henge fingrene i til daglig, om de ikke også skal sette seg ned og skrive artikler om det de arbeider med.

Men vi har nå engang fått den oppfatning at «Tekniske Meddelelser» har en misjon å fylle, og at vår tekniske stab virkelig har nytte av bladet i sitt daglige arbeid.

For å lette arbeidet for redaksjon og artikkelforfattere gjør vi oppmerksom på at medlemmene av redaksjonskomiteen representerer de respektive tekniske avdelinger innen NSB som følger:

Drifts- og Trafikkavdelingen: Johs. B. Hegna.
Baneavdelingen: R. Heyerdahl-Larsen.
Elektroavdelingen: L. Saxegaard.
Forrådsavdelingen: E. Havig.
Maskinavdelingen: N. Eckhoff.
Trykk og klisjeer: A. Rom.

Vi ber om at en eventuell artikkel blir sendt til det medlem av komiteen som dekker det fagområde artikkelen omhandler.

Alle i komiteen har adresse: Norges Statsbaner, Hovedstyret, Storgaten 33, Oslo.

Artiklene blir selvfølgelig honorert, og redaksjonskomiteens medlemmer står når som helst til tjeneste med alle nødvendige opplysninger.

DK 681.177(481) = 396

HERNÆS, K.: Hullkortmaskiner. (Punch-card machines.) Tekn. medd.-NSB, 6 (1958), no. 2, pp. 63—67.

A short introduction to the technique, working methods and utilization of punch-card machines.

DK 621.315.2.004.6(481) = 396

SAXEGAARD, L.: En sjelden kabelfeil. (A rare case of cable damage.) Tekn. medd.-NSB, 6 (1958), no. 2, pp. 67—68.

The author relates an unusual case of cable damage caused by rats. The animals gnawed the insulation off a signal cable, and in that way caused a short-circuit.

