

Het benzineverbruik bij het rijden met veranderlijke snelheid

Citation for published version (APA):

Muller, H. L. (1976). Het benzineverbruik bij het rijden met veranderlijke snelheid. *De Ingenieur*, 88(48), 968-974.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1976

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

systeem te komen. Een en ander werd nader toegelicht aan de hand van een praktijkvoorbeeld, waarbij ook werd ingegaan op de merites van een blow-down aan de vloeistofzijde of aan de gaszijde voor een gas/vloeistof-systeem.

Energiebesparing

Dat sinds de sterke stijging van de ruwe olieprijs extra aandacht wordt besteed aan energiebesparende maatregelen is voor de hand liggend. Ir. G. Adriaens (Esso België, Antwerpen) gaf in zijn voordracht een analyse van de overall-energiebalans van een raffinaderij en ging in op de mogelijkheden

om energieverbruik te reduceren en om energie terug te winnen. Belangrijk zijn hierbij bijv. de fornuizen, waarvoor men zal streven naar beperking van het schoorsteenverlies. Waren in het verleden fornuisrelementen in de orde van grootte van 75 à 80%, door toepassing van luchtvoorverwarmers of afvalwarmteketels komt men nu tot ongeveer 90%. De limiterende factor is hierbij de rookgas temperatuur; deze mag niet beneden 150 °C komen om zuurcondensatie te voorkomen wat corrosie van de warmte terugwinningsapparatuur tot gevolg kan hebben. In het verloop van zijn uiteenzetting benadrukte spreker de noodzaak van

verhoging van de bedrijfsvoeringstandaard – zowel vanuit proces- als vanuit onderhoudsoogpunt – om energiebesparing te bevorderen.

Een van de belangrijke aspecten van deze symposiumserie is dat het de contractors en de bedrijfsmensen de gelegenheid biedt met elkaar van gedachten te wisselen. Gezien het aantal deelnemers (268) zal dit een aanmoediging zijn voor de symposiumcommissie onder leiding van prof. dr. ir. G. Froment om deze serie te continueren. Men stelt zich voor in 1979 het vierde symposium te organiseren.

Het benzineverbruik bij het rijden met veranderlijke snelheid

Prof. dr. ir. H. L. Muller

Afd. Werktuigbouwkunde THE
Groep Fijnmechanische Techniek

Het hier volgende artikel heeft geen wetenschappelijke pretentie. De tekst is ontstaan als resultaat van een gedachtenspel, iets als 'fun in engineering'. Aanleiding vormden publikaties in de pers en autobladen over het brandstofverbruik bij auto's, artikelen die vooral tijdens en na de oliecrisis verschenen.

Het viel op dat daarin maar zelden enig fundamenteel verband werd gelegd tussen de cijfers. De invloed van de rijstijl van de bestuurder, de verkeerssituatie en de eigenschappen van het voertuig zijn ook moeilijk te scheiden. Uit de verbruikscijfers bij verschillende constante snelheden (stationaire toestanden) is niet zo maar af te leiden hoe het verbruik verandert ten gevolge van de verkeersdrukke,

en door de reactie van de bestuurder op deze omstandigheden. Hoe vindt men bovendien een maatstaf voor deze verkeersdrukke, hoe ongelijkmatig rijdt men op een onbelemmerde autoweg? Op deze vragen zal nader worden ingegaan.

De schattingen geven enkele resultaten, die hopelijk andere liefhebbers van deze vorm van 'fun in engineering' tot belangstelling kunnen opwekken voor problemen die verbonden zijn met de bediening van het gaspedaal, een activiteit waaraan velen persoonlijk meedoen. Uit de vernieuwde belangstelling voor snelheidsregelapparatuur blijkt dat de auto-industrie dit onderwerp weer interessant begint te vinden.

Een formule voor het verbruik bij constante rijnsnelheid

Het verbruik B in l/100 km bij constante snelheid v blijkt goed te kunnen worden benaderd met een uitdrukking:

$$B = c_0 + c_1 \left(\frac{v}{100}\right) + c_2 \left(\frac{v}{100}\right)^2 \text{ lit/100 km.}$$

Om de constanten c_0 , c_1 en c_2 tot gemakkelijk te onthouden getallen terug te brengen, is de snelheid uitgedrukt in veelvoud van 100 km/h, d.w.z. bij 100 km/h is

$$\frac{v}{100} = 1, \text{ bij } 10 \text{ m/s is } \frac{v}{100} = 0,36 \quad (36 \text{ km/h}).$$

Voor een aantal personenwagens zijn de constanten c_0 , c_1 en c_2 afgeleid uit diverse publikaties en weergegeven in tabel 1.

Bij de afleiding van de verbruiksformule zal blijken hoe deze constanten c_0 , c_1 en c_2

afhangen van de eigenschappen van de wagens. In het bijzonder spelen een rol het totale rendement η , gerekend vanaf de chemische energie in de brandstof tot aan het mechanisch vermogen dat beschikbaar is bij de wielen. (Er is met een constante waarde van η gerekend, maar dit is wel een globale benadering!)

Afleiding van de verbruiksformule bij constante snelheid

Het mechanisch vermogen N_m , beschikbaar aan de wielen, is met een totaal rendement η (η is slechts ca 20%!) verkregen uit de energie die in de benzine beschikbaar was. Dit vermogen N_m wordt gebruikt om de rijweerstand (kracht) W met een snelheid v te overwinnen. Daarnaast moet minstens

eenmaal per rit het arbeidsvermogen van beweging $\frac{1}{2} Mv^2$ worden opgebouwd. In hoeverre dit nog kan worden benut bij het vertragen, zal nog ter sprake komen. Als er sprake is van een lange, eenparige rit, speelt de kinetische energie vrijwel geen rol voor het gemiddelde verbruik.

De krachten die samen de rijweerstand vormen bij constante snelheid, zijn:

- a de rolweerstand
- b de demping
- c de luchtweerstand.

a De rolweerstand is in goede benadering onafhankelijk van de snelheid v , en recht evenredig met het voertuiggewicht $G = M \cdot g$ N, als M de massa in kg is en g de versnelling van de zwaartekracht in m/s.

b De dempingsweerstand wordt o.a. ope-



Het laat zich raden dat het benzineverbruik afhankelijk is van de verkeerssituatie

Tabel 1: berekening van constanten

	Citroën CX 2200	Mercedes 230	BMW 520	Peugeot 204	Peugeot 504
c_0	6,9	6,8	6,8	5,0	6,7
c_1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
c_2	3,0	3,0	3,6	2,8	3,0

wekt door de werking van schokbrekers en banden. Deze kracht, die echter relatief verwaarloosbaar blijkt te zijn, is evenredig met de snelheid v en het voertuiggewicht G .
 c De luchtweerstand is als luchtkracht evenredig aan het kwadraat van de snelheid (v); bovendien met het frontale oppervlak en met een weerstandcoëfficiënt die afhangt van de aërodynamische eigenschappen van de carrosserie.

De rijweerstand W wordt als som van deze krachten:

$$W = f_0 G + f_1 G v + f_2 F v^2,$$

waarin f_0 , f_1 en f_2 constanten zijn.

Het vermogen in $N_m = W \cdot v$ en deze uitdrukking is op ieder ogenblik geldig, ook bij verschillende snelheden.

Indien we het brandstofverbruik per tijdseenheid aanduiden met L l/s (liter/seconde) zal bij het rijden gedurende een tijdselement

Δt s een hoeveelheid brandstof $L \Delta t$ worden verbruikt. We stellen de energie-inhoud van de brandstof in Nm (Newton-meter) gelijk aan c Nm/l. Bij een totaal-rendement η van motor en aandrijving is dan het beschikbare vermogen: $N_m = L c \eta$ Nm/s.

Het brandstofverbruik per eenheid van weglengte is per definitie B liter. Over een klein stukje weg $\Delta s = v \Delta t$ is het verbruik:

$$B \Delta s = B v \Delta t. \text{ Volgens definitie was dit ook gelijk aan } L \Delta t. \text{ Hieruit volgt:}$$

$$L = B v \text{ l/s en } N_m = B v c \eta.$$

Aangezien reeds gold: $N_m = W v$, is het verbruik

$$B = \frac{1}{c \eta} W.$$

Stellen we nu $f_0/c\eta = k_0$, $f_1/c\eta = k_1$ en $f_2/c\eta = k_2$, dan wordt

$$B = k_0 G + k_1 G v + k_2 F v^2 \quad (1)$$

De getalwaarden van de coëfficiënten k_0 , k_1 en k_2 hangen af van de eenheden die we kiezen voor B , G , F en v . B drukken we uit in liter per 100 km. Verder wordt G in N (Newton) $\{G = M (\text{in kg}) \times g (\text{m/s}^2)\}$ uitgedrukt, F in m^2 en v in km/h.

Commentaar op formule (1)

1 Aangezien in (1) de invloeden van het gewicht G en van de grootte F van het frontaaloppervlak expliciet zijn verwerkt, zullen de constanten k_0 , k_1 en k_2 ook voor uiteenlopende wagentypen toch maar weinig uiteenlopen. Het verschil tussen de coëfficiënten c_0 , c_1 en c_2 , waarin zijn opgesloten de verschillen in gewicht en afmetingen van de wagens, blijkt volgens tabel 1 toch tamelijk klein te zijn.

2 Door minder goede werking van de carburator kan soms in bepaalde snelheidsgebieden (bijv. boven 150 km/h of bij overgang op zgn. tweede trap) het rendement η voor bepaalde wagens een onverwachte verbruiksverhoging te geven, die dan resulteert in een gelijktijdige verhoging van alle drie coëfficiënten k_0 , k_1 en k_2 of c_0 , c_1 en c_2 . Immers, in de afleiding van de formule speelt η dezelfde rol bij deze coëfficiënten. Bij een globale berekening (zoals toegepast in tabel 1) van de coëfficiënten c_0 , c_1 en c_2 uit de verbruikscijfers worden deze effecten (afwijkingen van de coëfficiënten) echter niet ontdekt. Men berekent dan gemiddelde waarden voor c_0 , c_1 en c_2 , die als constanten over het gehele snelheidsgebied de beste benadering voor het gemeten verbruik bij eenparige beweging geven.

3 Voor een beoordeling van de wagenkwaliteit lijken de coëfficiënten k_0 en k_2 mede bijzonder geschikt, k_1 is klein en niet van betekenis. De coëfficiënt k_0 geeft aan hoe licht en efficiënt de wagen loopt bij lage snelheid (is een maat voor de inwendige mechanische wrijving); k_2 is een maat voor de luchtweerstand. Het frontaaloppervlak F moet voor de berekening van k op een gestandaardiseerde wijze worden berekend, zodat een goede vergelijking tussen uiteen-



Aan de ene kant zal het brandstofverbruik beïnvloed worden door weers- en wegomstandigheden, aan de andere kant door de "rust" waarmee men zich kan verplaatsen



lopende carrossievormen mogelijk is.

Men kan voor F het silhouet van de wagen frontaal kiezen, of een omgeschreven rechthoek enz. Enkele waarden van k_0 en k_2 berekend uit recente tests:

Toyota Corona 1600: $k_0 = 4,0$; $k_2 = 1,78$. Bij $G =$ leeggewicht + 150 kg = 1140 kg, $F = b \cdot h = 2,22 \text{ m}^2$ wordt B :

$$k_0 \frac{G}{1000} + k_2 F \left(\frac{v}{100}\right)^2 \cdot (1/100 \text{ km})$$

Het verbruik bij wisselende rijnsnelheid

Om dit verbruik te benaderen, zal nu eerst worden uitgegaan van de formule die werd afgeleid voor een constante rijnsnelheid (stationaire rit). Het benaderen van het verbruik bij wisselende snelheid op deze wijze is toelaatbaar als:

a de bediening van het gaspedaal zo voorzichtig gebeurt, dat de goede werking van de carburator gehandhaafd blijft (hierdoor verandert het totale rendement η dan niet); en b de schommeling in kinetische energie van het voertuig slechts verwaarloosbare gevolgen heeft voor het verbruik.

Hoewel zal blijken dat aan deze tweede eis niet wordt voldaan, wordt toch eerst nagegaan welke verbruiksveranderingen door wisselende rijnsnelheid zouden kunnen worden afgeleid uit de voor stationaire ritten geldige verbruiksformule.

Deze veranderingen blijken veel kleiner te

zijn dan in de werkelijke rijpraktijk wordt gevonden. Dit is verklaarbaar uit het feit dat aan de onder punt b genoemde voorwaarde niet wordt voldaan. Gaan we daarentegen uit van deze variatie in kinetische energie, dan krijgen we resultaten die goed overeenkomen met de werkelijke verbruikscijfers. Uit de formule voor het stationaire verbruik per weglengte-eenheid:

$$B = c_0 + c_1 v + c_2 v^2$$

volgt het totale verbruik Q bij veranderlijke snelheid, door eerst te integreren over de totale rit, bijv. $s = 100 \text{ km}$, met een rijtijd T seconden. We vinden:

$$Q = \int_0^{100 \text{ km}} B ds = \int_0^T B v dt =$$

$$= \int_0^T (c_0 + c_1 v + c_2 v^2) v dt;$$

$$Q = c_0 \int_0^T v dt + c_1 \int_0^T v^2 dt +$$

$$+ c_2 \int_0^T v^3 dt$$

Om Q en het gemiddeld verbruik $B = Q/s$ te berekenen, moet het verloop van v met de tijd gegeven zijn. Voor de bepaling van de orde van grootte van de invloed van een wisselende snelheid, nemen we aan dat de snelheid volgens een sinusfunctie met de tijd fluctueert. We stellen dus:

$$\bar{v} = \bar{v} + u \sin \omega t,$$

waarbij de betekenis van v , u en ω wel duidelijk uit deze formule blijkt.

Substitutie in de formule voor Q levert:

$$Q = c_0 \int_0^T \bar{v} dt + c_0 \int_0^T u \sin \omega t dt +$$

$$+ c_1 \int_0^T \bar{v}^2 dt + c_1 \int_0^T 2u\bar{v} \sin \omega t dt +$$

$$+ c_1 \int_0^T u^2 \sin^2 \omega t dt + c_2 \int_0^T \bar{v}^3 dt +$$

$$+ c_2 \int_0^T 3u\bar{v}^2 \sin \omega t dt +$$

$$+ c_2 \int_0^T 3\bar{v}u^2 \sin^2 \omega t dt +$$

$$+ c_2 \int_0^T u^3 \sin^3 \omega t dt.$$

Bij grote waarde van T (dus een lange rit) geven de termen met $\sin^2 \omega t$ wel een bijdrage, maar vallen de bijdragen van de termen met $\sin \omega t$ en $\sin^3 \omega t$ weg; we krijgen dan:

$$Q = c_0 \int_0^T \bar{v} dt + c_1 \int_0^T \bar{v}^2 dt +$$

$$+ c_2 \int_0^T \bar{v}^3 dt + c_1 u^2 \int_0^T \sin^2 \omega t dt +$$

$$+ 3c_2 \bar{v} u^2 \int_0^T \sin^2 \omega t dt.$$

met

$$\int_0^T dt = T \text{ en } \int_0^T \sin^2 \omega t dt = \frac{1}{2} T$$

wordt dit:

$$Q = (c_0 \bar{v} + c_1 \bar{v}^2 + c_2 \bar{v}^3) T + c_1 u^2 \frac{1}{2} T + c_2 \bar{v} u^2 \frac{3}{2} T.$$

Bij eenparige snelheid is $u = 0$, en wordt:

$$Q = Q_0 = (c_0 \bar{v} + c_1 \bar{v}^2 + c_2 \bar{v}^3) T.$$

waarbij een verbruik:

$$B_0 = \frac{Q_0}{\bar{v} T} = c_0 + c_1 \bar{v} + c_2 \bar{v}^2$$

hoort. Bij $u \neq 0$ wordt het verbruik:

$$B = B_0 + \frac{1}{2} \frac{u^2}{\bar{v}^2} (c_1 \bar{v} + 3c_2 \bar{v}^2).$$

Het meerdere gebruik $B - B_0$, veroorzaakt door de schommelende snelheid, zou volgens deze berekening dan bedragen:

$$B - B_0 = \frac{1}{2} \frac{u^2}{\bar{v}^2} (c_1 \bar{v} + 3c_2 \bar{v}^2) \quad (2)$$

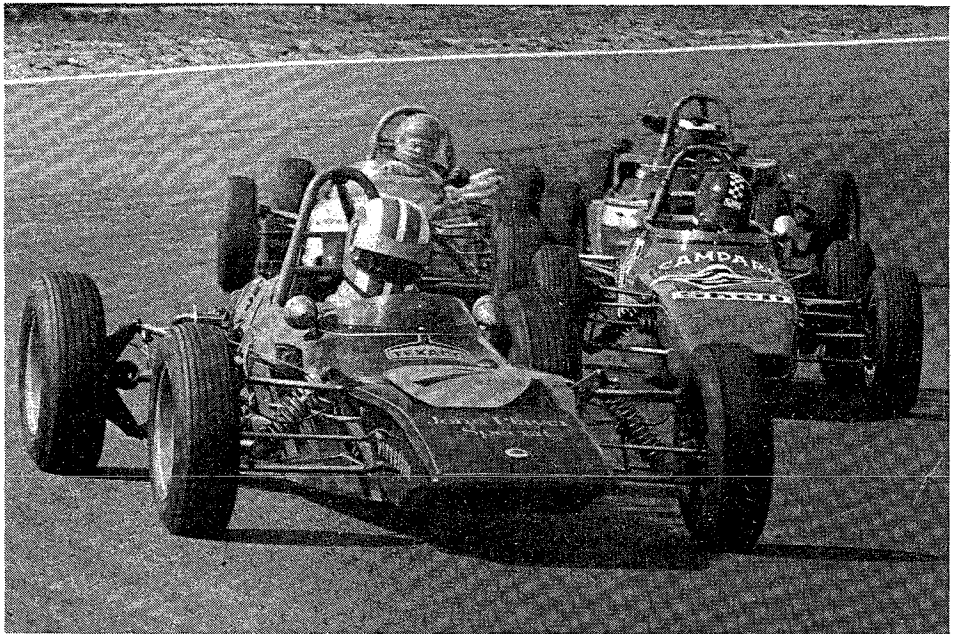
Commentaar op formule (2)

1 Bij stadsritten is $\bar{v} \approx 36$ km/h en zal de snelheidsschommeling u hoogstens gelijk zijn aan \bar{v} . Uit tabel 1 blijken bij constante snelheid de termen $c_1 \bar{v}$ en $c_2 \bar{v}^2 \approx 3 \cdot 0,36^2 \approx 0,4$ l/100 km bij te dragen op een totaal verbruik van 6 à 7 l/100 km, bij deze gemiddeld lage rijsnelheid \bar{v} .

De verhoging $B - B_0$ (bij $u = v$) volgens formule (2) is eveneens zeer laag, nl. $(\frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot 0,36 + \frac{2}{3} \cdot 3 \cdot 0,36) \approx 0,02 + 0,6 = 0,62$ l/100 km, wat in overeenstemming is met de lage bijdrage van de snelheidsafhankelijke termen in het verbruik. Deze waarde voor $(B - B_0)$ is echter veel lager dan in werkelijkheid wordt gevonden, waar het verbruik in de stad immers ongeveer verdubbelt.

2 Bij buitenritten kan men — door de onvermijdelijke regelonnauwkeurigheid van de bestuurder — een schommeling van $u \approx 5$ à 10 km/h bij $v = 100$ à 120 km/h verwachten. Hoewel de snelheidsafhankelijke termen in formule (1) ($c_1 v$ en $c_2 v^2$) hier bijna de helft van het benzineverbruik veroorzaken, is nu de factor $(\frac{u}{v})^2$ slechts ca 1%,

en hierdoor wordt het verschil in verbruik $B - B_0$ volgens formule (2) door schommeling van de snelheid bij de buitenrit toch weer verwaarloosbaar klein. Wanneer echter rekening wordt gehouden met de gevolgen van de veranderingen in kinetische energie, zal blijken dat bij de buitenrit een niet verwaarloosbaar hoger verbruik optreedt, zelfs bij kleine snelheidsschommelingen.



In dit soort gevallen wordt nauwelijks op verbruik gelet: maar dit is dan ook geen 'openbare weg'



De luchtweerstand speelt een belangrijke rol bij het benzineverbruik: een duidelijk voorbeeld hiervan is het hoog optasten van bagage waardoor de stroomlijnvorm wordt aangetast

De rol van de kinetische energie

De kinetische energie bij een snelheid v bedraagt $\frac{1}{2} M v^2$ Nm, waarbij M (in kg) de massa van het voertuig is, en v in m/s wordt uitgedrukt.* Om de snelheid van een lage waarde (v_d) op te voeren tot een hoge waarde (v_h), moet als bewegingsenergie aan het voertuig een bedrag $\Delta E = \frac{1}{2} M v_h^2 - \frac{1}{2} M v_d^2$ worden toegevoerd.

De schommeling E in kinetische energie van het voertuig is oorzaak van een aanzienlijk

* De kinetische energie van roterende massa's kan hieraan worden toegevoegd, waarbij men rekening moet houden met de overbrengingsverhouding. Hier is aangenomen dat deze toevoeging is verwerkt in een verhoogde waarde van M

hoger brandstofverbruik, omdat van de chemische energie in de verbruikte brandstof maar een klein deel ($\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{5}$) kan worden omgezet in mechanische energie.

Bij de berekening van het extra brandstofverbruik kan de invloed van de kinetische energie in rekening worden gebracht, met of zonder hulp van een equivalent sinusvormig snelheidsverloop. Beide methoden zullen worden toegepast. Eerst worden enkele algemeen geldige betrekkingen afgeleid, welke niet afhangen van het verloop van de snelheidsvariatie. Daarna wordt een verbruiksformule afgeleid, die alleen geldt voor de equivalente sinusvormige snelheidsschommeling. Ten slotte volgt een ver-

bruiksformule die algemeen geldig is. Als aan bepaalde statistische eigenschappen van de omkeerpunten van het snelheidsverloop wordt voldaan — wat vaak in goede benadering het geval is — kan men uit de algemene betrekking een zeer eenvoudige vuistregel afleiden voor het hogere verbruik.

(Het is d.m.v. de moderne elektronica bovendien mogelijk om, gekoppeld aan de snelheidsmeter, een continu aanwijzende meter te construeren, die de invloed van de veranderlijke kinetische energie op het brandstofverbruik op directe wijze registreert of als meeschuivend gemiddelde continu aanwijst. Misschien zou een dergelijk apparaat het rijgedrag gunstig beïnvloeden op analoge, maar meer indirecte wijze dan de bekende vacuümmeter dat kan doen.) De bewegingsenergie nodig voor een hogere snelheid kan in de vorm van mechanische energie via de wielen aan het voertuig worden toegevoerd, en zit in de bewegende delen van motor en aandrijving. Aan brandstof kost deze bewegingsenergie extra een bedrag $\Delta E/\eta$ Nm, waarbij η het totale rendement is. Bij stadsritten wordt bij het vertragen van de auto geen kinetische energie teruggewonnen, maar verdwijnt deze als warmte via de motor (remmen op de motor), of via de wielremmen.

Het verbruik ΔQ_s door schommeling in bewegingsenergie volgt bij stadsritten uit:

$$c \Delta Q_s = \Sigma \frac{\Delta E}{\eta} \quad (3)$$

Hierin geeft de constante c aan het aantal Nm per liter brandstof en het somteken Σ de sommering over de totale rit, ΔQ_s is dan het extra verbruik door de snelheidswisseling gedurende deze stadsrit (aangeduid met de index s).

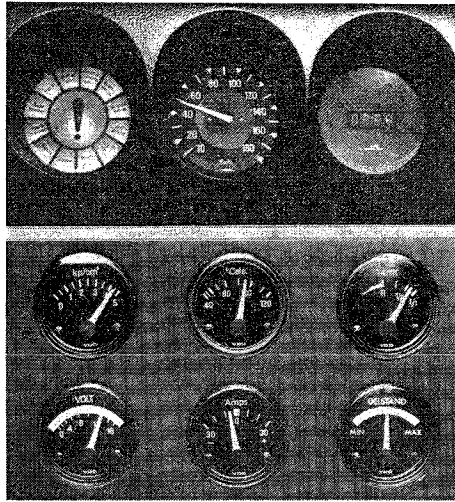
Bij een rit op een autoweg (aangeduid met index a voor het meerdere verbruik ΔQ_a) zonder belemmering van ander verkeer, kan maximaal alleen de kinetische energie weer worden teruggewonnen, en wel als de bestuurder de snelheid zeer soepel regelt, d.w.z. enkel met het gaspedaal — zonder met de motor te 'remmen'. Per schommeling is het verbruik dan:

$$\frac{\Delta E}{\eta} - \Delta E = \Delta E \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right),$$

en het totale extra-verbruik ΔQ_a bij een rit op de autoweg wordt, analoog aan de uitdrukking voor de stadsrit:

$$c \Delta Q_a = \Sigma \Delta E \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (4)$$

De constante c bedraagt ongeveer: 8000 (à 9000) k cal/liter \times 427 kgm/k cal \times $9,8$ Nm/kgm, d.w.z. $c \approx 34 \times 10^6$ Nm/liter brandstof.



Het 'meten' van benzineverbruik hangt met vele factoren samen: variabele snelheid is er één van

Benadering met sinusvormig snelheidsverloop

Bij een 'buitenrit', zonder invloeden van ander verkeer, zal de benadering van de werkelijke snelheidsschommelingen door een equivalente rit met zuiver sinusvormige snelheidsverandering met betrekkelijk kleine amplitude ($u \approx 0,05 v$) enigszins toelaatbaar zijn.

Het rijgedrag bij een dergelijke rit wordt bepaald door de wens (neiging) van de bestuurder om de gewenste snelheid \bar{v} aan te houden, en door de reactie van de wagen op de stand van het gaspedaal. Ook speelt een rol het vermogen van de bestuurder om snelheidsafwijkingen te constateren, en de grootte van de maximale versnelling of vertraging die door de bestuurder tijdens de correctie nog acceptabel wordt geacht. Dit laatste houdt verband met eventuele medepassagiers en de momentele toestand van oplettendheid van de bestuurder. Gedurende de totale tijd T dat de buitenrit duurt, worden voor de equivalente rit N schommelingen in snelheid doorlopen. De tijd per schommeling is dan de cyclustijd $t_c = T/N$.

De afgelegde weg bedraagt $s = \bar{v} T$, als \bar{v} de gemiddelde snelheid is.

Voor de equivalente rit met snelheid $v = \bar{v} + u \sin \omega t$ is de maximale versnelling resp. vertraging $w = \omega u$.

Daar de frequentie

$$\omega = 2\pi/t_c = 2\pi \frac{N}{T},$$

wordt:

$$w = 2\pi \frac{N}{T} u.$$

De hoogste snelheid $v_h = \bar{v} + u$ en de laagste snelheid $v_d = \bar{v} - u$.

Hiermee wordt

$$\Delta E = \frac{1}{2} M (v_h^2 - v_d^2) = 2 M \bar{v} u;$$

$$\Sigma \Delta E = N \Delta E.$$

Het gemiddelde extra verbruik door de snelheidsschommeling is:

$$\frac{\Delta Q_a}{\bar{v} T} = \Delta B_a.$$

Uit (4) volgt:

$$\Delta B_a = \frac{1}{c \bar{v} T} \Sigma \Delta E \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = \frac{N}{c \bar{v} T} \cdot 2 M \bar{v} u \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right).$$

Met behulp van de maximale versnelling

$$w = 2\pi \frac{N}{T} u$$

wordt dit een eenvoudige formule:

$$\Delta B_a = M \cdot \frac{2u}{t_c} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right); \text{ waarin } t_c = \frac{T}{N}$$

$$\Delta B_a = \frac{w}{\pi c} \cdot M \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (5)$$

Hierin zijn M in kg, c in l/Nm en w in m/s^2 , dus ΔB_a is uitgedrukt in l/m. Drukken we ΔB_a uit in l/100 km, dan moeten we het rechterlid van (5) met 10^5 vermenigvuldigen ($100 \text{ km} = 10^5 \text{ m}$). Met $c = 34 \times 10^6$ krijgen we dan:

$$\Delta B_a = \frac{w}{\pi \times 10^5 \times 34} \cdot M \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = 10^{-3} M w \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (5a)$$

Als $\eta \approx 0,2$, dan $\Delta B_a = 4 \times 10^{-3} M w l/100 \text{ km}$.

Voorbeeld.

Een acceptabele waarde voor w is $0,2 \text{ m/s}^2$, $\eta \approx 0,2$ en $M = 1000 \text{ kg}$.

$$\text{Dan } \Delta B_a \approx \frac{4 \times 0,2}{1000} \times 1000 = 0,8 l/100 \text{ km}.$$

Van een standaardverbruik van $8 l/100 \text{ km}$ is dit nog een verhoging van 10%!

De afgelegde weg per schommeling bedraagt bij $\bar{v} = 100 \text{ km/h}$ en $u = 5 \text{ km/h}$:

$$S_c = v t_c \approx \frac{100}{3,6} \times \frac{T}{N} = \frac{100}{3,6} \times 2\pi \frac{u}{w};$$

$$t_c = 2\pi \frac{5/3,6}{0,2} \approx 40 \text{ s};$$

$$S_c = \frac{100 \times 5 \times 2\pi}{3,6^2 \times 0,2} = \frac{10^3 \times \pi}{13 \times 0,2} = 1200 \text{ m}.$$

Per km wordt bijna één schommeling gemaakt, bij de gekozen waarden van u en w . **Opmerking:** Bij een lagere waarde van de versnelling resp. vertraging (door grotere oplettendheid van de bestuurder), bijv. $w = 0,1 \text{ m/s}^2$, wordt het extra verbruik ook

slechts de helft, nl. 0,4 l/100 km, en halveert ook het aantal schommelingen per km van de equivalente rit.

Berekening zonder sinusvormig equivalent voor de snelheid

Evenzo is het vervangen van een *stadsrit* door een equivalente rit (rit met hetzelfde brandstofverbruik) met harmonische snelheidsverandering formeel mogelijk, maar toch minder bevredigend, omdat het model dan wel sterk afwijkt van de werkelijkheid, waar de snelheidsschommelingen onderling sterk zullen verschillen.

Aangezien van terugwinnen van de verkregen kinetische energie bij stadsverkeer geen sprake zal zijn, luidt de formule voor het meerdere verbruik ΔQ_s in de stad, analoog aan formule (4):

$$c \Delta Q_s = \Sigma \Delta E \cdot \frac{1}{\eta} \quad (6)$$

Wanneer tijdens een *stadsrit* alleen de maxima v_h en de minima v_d zouden worden gemeten, volgde $\Sigma \Delta E$ uit de formule:

$$\Sigma \Delta E = \frac{1}{2} M (\Sigma v_h^2 - \Sigma v_d^2) \quad (7)$$

De afgelegde weg, waarover Σ genomen wordt, bedraagt:

$$S = \int_0^T v dt = \bar{v} T.$$

Een goede benadering voor de gemiddelde snelheid \bar{v} is:

$$\bar{v} \approx \frac{1}{2N} (\Sigma v_h + \Sigma v_d),$$

als N het aantal snelheidsfluctuaties gedurende de totale weg s is.

Immers, de gemiddelde snelheid per schommeling is $\frac{1}{2}(v_h + v_d)$ in goede benadering. Het gemiddelde extra verbruik bedraagt:

$$\Delta B_s = \frac{\Delta Q_s}{v T} = \frac{2N}{T} \cdot \frac{\Delta Q_s}{\Sigma v_h + \Sigma v_d}.$$

Met behulp van (6) en (7) wordt dit herleid tot:

$$\Delta B_s = \frac{M}{c\eta} \cdot \frac{N}{T} \cdot \frac{\Sigma v_h^2 - \Sigma v_d^2}{\Sigma v_h + \Sigma v_d} \quad (8)$$

Stel de gemiddelde kwadratische waarden van v_h en v_d zijn V_h en V_d , en de gemiddelde waarden van v_h en v_d stellen we \bar{v}_h en \bar{v}_d , dan is per definitie:

$$N V_h^2 = \Sigma v_h^2$$

$$N V_d^2 = \Sigma v_d^2$$

$$N \bar{v}_h = \Sigma v_h \quad \text{en}$$

$$N \bar{v}_d = \Sigma v_d$$

Hiermee wordt (8):

$$\Delta B_s = \frac{M}{c\eta} \cdot \frac{N}{T} \cdot \frac{V_h^2 - V_d^2}{\bar{v}_h - \bar{v}_d} \quad (9)$$

Bij bepaalde statistische verdelingen van de grootheden v_h en v_d zijn de gemiddelden van deze grootheden ongeveer gelijk aan het kwadratisch gemiddelde (verdelingen van Poisson en Gauss). Als $V_h = v_h$ en $V_d = v_d$, vereenvoudigt zich (9) tot:

$$\Delta B_s = \frac{M}{c\eta} \cdot \frac{N}{T} (\bar{v}_h - \bar{v}_d) \quad (10)$$

Dit is wel een zeer eenvoudige vuistregel! (Opm.: (10) en (5) zijn gelijkwaardig:

$$\frac{w}{\pi} - \frac{2u}{t_c} = \frac{\Delta v}{T} \cdot N;$$

verschil alleen in factor

$$\frac{1-\eta}{\eta} \text{ i.p.v. } \frac{1}{\eta}.)$$

Met $c\eta \approx 7 \times 10^6$ l/Nm is $\Delta v = V_h - v_d$ in km/h (dus delen door 3,6) = verschil van twee gemiddelden.

N = aantal fluctuaties per rit, dus $t_c = \frac{T}{N}$

gemiddelde tijd (seconden) per schommeling (periode).

M = massa van het voertuig, of als vuistregel:

$$\Delta B_s = \frac{M}{c\eta} \cdot \frac{\Delta v}{t_c} \approx 4M \cdot \frac{\Delta v}{t_c}$$

M in ton, Δv in km/h, ΔB_s in l/100 km

Weersomstandigheden zijn van grote invloed op het brandstofverbruik: hier zal dit niet zo gunstig liggen

Getallenvoorbeeld:

Snelheidsfluctuatie gemiddeld $(v_h - v_d) = 36$ km/h ≈ 10 m/s. Stel $t_c = \frac{T}{N} = 15$ s (t_c kan variëren van ca 10 tot 60 s), en $M = 1000$ kg, $c\eta = 7 \cdot 10^6$, dan is:

$$\Delta B_s = \frac{10^3}{7 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{15} \cdot \frac{36}{3,6} \cdot 10^5 \text{ l/100 km}$$

$$\Delta B_s \approx 10 \text{ l/100 km}$$

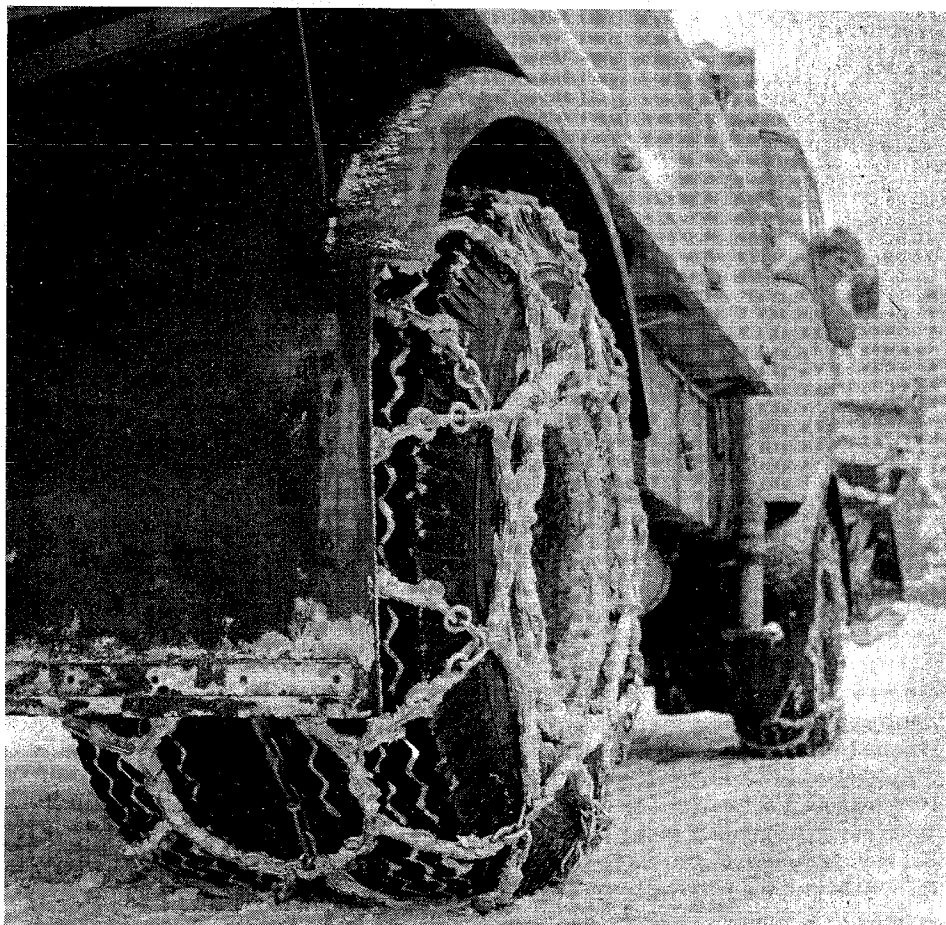
$$\Delta B_s = 4M \cdot \frac{\Delta v}{t_c} = 4 \cdot 1 \cdot \frac{36}{15} \approx 10 \text{ l/100 km}$$

Computerberekening

Door met de snelheidsmeter een kleine computer te verbinden, die de snelheidsfunctie f_v berekent uit de snelheidsmaxima / en -minima (dit zijn de uiterste standen van de wijzer), bijv. volgens

$$f_v = \frac{\Sigma v_h^2 - \Sigma v_d^2}{\Sigma v_h + \Sigma v_d}$$

gesommeerd gedurende een met de tijd meelopende periode T , kan men een continu aanwijzend instrument maken, dat de gemiddelde waarde van het extra verbruik aangeeft. De tijdbasis T , waarover gemeten wordt, is daarbij nog ter keuze. Bij een te kleine waarde voor T zal f_v sterk fluctueren en kan de meting niet worden geïnterpreteerd. Het aantal fluctuaties N moet min-



stens 10 bedragen, wil het berekenen van f_v als gemiddelde zin hebben.

Commentaar bij formule (8)

In de formule (8) voor het verbruik bij fluctuerende snelheid is de factor:

$$\left(\frac{N}{T} f_v\right) = \frac{N}{T} \frac{\sum v_h^2 - \sum v_d^2}{\sum v_h + \sum v_d}$$

alleen maar afhankelijk van het verloop van de rijsnelheid met de tijd t en van de keuze van T . Immers, T is een met de tijd t voortschrijdende tijdsperiode, waarin v_h en v_d worden gemeten.

In de factor $\frac{M}{c \eta}$ is een constant deel $\left(\frac{M}{c}\right)$

afhankelijk van de technische gegevens over het wagentype (zoals gewicht en soort

brandstof), en is verder in de factor $1/\eta$ verwerkt de functionele *kwaliteit* van de motor, van de aandrijving, maar ook van de 'wijze van rijden'. Door op onjuiste wijze het gaspedaal te bedienen, kan men nl. aan het rendement η nog wel wat bederven. Het lijkt mogelijk door constructieve verandering van de (te simpele en directe) bediening van het gaspedaal het goed functioneren van de motor meer onafhankelijk te maken van de *bekwaamheid* van de bestuurder; hierdoor wordt de auto 'foolproof'. Aan deze mogelijkheid wordt de laatste tijd iets gedaan, o.a. met automatische snelheidsregelapparatuur. Er is met eenvoudige middelen misschien ook iets te bereiken, bijv. met het zgn. 'standgas', of met de voet via het gaspedaal voelbare traagheidseffecten of 'zware punten'.

Onderzoeksmogelijkheden

Als vervolg op de hier gegeven beschouwingen komen de volgende onderwerpen voor verder onderzoek in aanmerking:

- meten en analyseren van de snelheidsveranderingen bij een onbelemmerde rit (dit is een regelprobleem met ergonomische aspecten)
- ontwikkelen van een continu aanwijzend apparaat voor de factor van verkeersdrukte f_v . Van belang voor taxi's, stadsbesteldiensten, en bij het beoordelen van eigenschappen van auto's in stadsverkeer
- middelen ontwikkelen om de bediening van het gaspedaal te verbeteren, d.w.z. optimaal gas geven, zonder dat dit extra aandacht van de bestuurder vraagt.

High resolution bathymetry for analyses of seabed flatness

An alternative approach using the Resobath system as a tool for a rapid low-cost, statistical analysis of the seabed flatness over relatively larger areas

A. L. G. Goulmy

Fugro-Cesco BV, The Netherlands

This article is based on a paper, prepared for the SPE/DUT-European Spring Meeting 1976 of the Society of Petroleum Engineers of AIME, in co-operation with the Division for Underwater Technology of the Royal Institution of Engineers in The Netherlands (KIVI), held in Amsterdam, The Netherlands

Abstract: *Present shipborne methods for studying seabed flatness at water depths in excess of some hundred metres are unreliable when applied to such problems as the foundation of large-size gravity structures. Hence, one often has to rely on inspection of the seabed by divers or submarines. This paper describes an alternative approach using the Resobath system as a tool for rapid, low-cost, statistical analysis of the seabed flatness over relatively larger areas. At the same time it is suggested to present the survey results in a form which deviates from the normal practices in bathymetric mapping, by classifying the slopes of the seabed rather than showing the seabed configuration in contour maps or standard bathymetric charts.*

Introduction

Since in many cases the seabed surface itself forms the basis for the support of large-size gravity structures and sea lines, the detailed analysis of the seabed flatness is a necessity. At larger water depths such as in the northern part of the North Sea, where constructions are planned in depths up to 200 metres, this analysis presents a problem which is often tackled in the last phase of the site investigation programme, when inspection by divers or submarines of the selected site has to yield the assurance that nothing is in the way to proceed with the construction as envisaged. This implies that the risk remains

that the outcome of this inspection is negative and therefore the proposed location has to be abandoned.

To minimize this risk, it would be advantageous to have more quantitative information on the seabed flatness during the earlier phases of the project, when reconnaissance surveys are carried out, covering relatively large areas. These surveys mainly concentrate on systematic data collection on the following phenomena:

- bathymetry by echosounding
- sub-seabed stratification by shallow-seismic profiling techniques

- soil conditions at the surface by drop-coring or vibra-coring
- presence of steel objects by magnetometer surveys
- seabed flatness and obstacles by side scan sonar surveys.

As will be discussed hereafter, neither the bathymetric survey results, nor the outcome of the side scan sonar surveys, yield the quantitative information on seabed slopes which the engineer requires when planning offshore structures at larger water depths. This mainly because the normal shipborne echosounding techniques do not yield the detail in seabed morphology required and