

Autofysiske begreber

I faget autofysiske begreber skal vi kikke nærmere på hvilke fysiske begreber vi arbejder med i en motor.

Jeg har fundet en gammel bog, som forklare rimeligt forståeligt hvordan man beregner indiceret hestekræfter med de rigtige formler, selvom omdrejningerne er meget lave er formlerne gode nok og de findes ikke i nyere bøger.

Læs det hele igennem og prøv så at lave en beregning på en af skolens motorer, bagefter må i gerne prøve at finde data på jeres egen bil og se om i kan ramme plet. Hvis det ikke lykkes så kom med et bud på hvad der går galt i jeres beregninger.

Kompressionsforholdet er således forholdet mellem det samlede volumen og kompressionsrummets volumen.

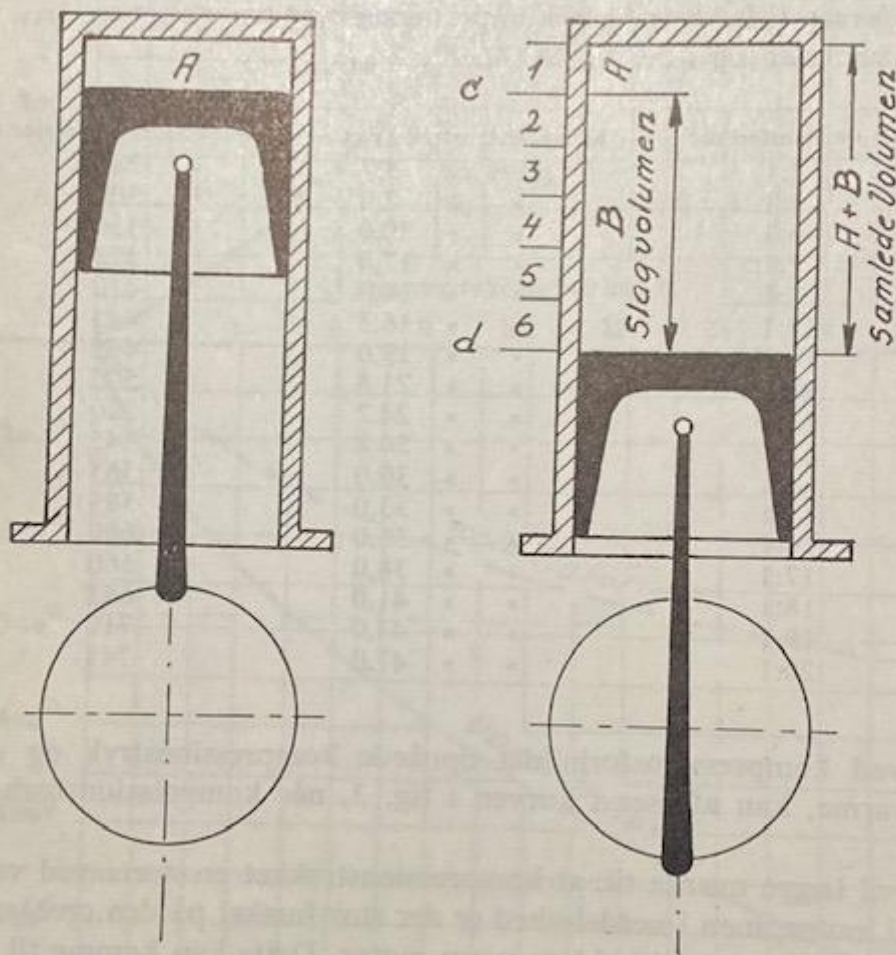


Fig. 2. Kompressionsforholdet.

Fig. 2 viser en skematisk fremstilling af kompressionsforholdet. A er kompressionsrummets volumen, og B er stemplets slagvolumen, idet det bevæger sig mellem c og d. A + B er det samlede volumen.

Forestiller man sig, at det samlede volumen er delt i 6 lige store dele, hvoraf kompressionsrummets volumen udgør én del, så er kompressionsforholdet 6 til 1 og skrives således: 6:1.

Kompressionsforholdet kan udregnes efter følgende formel:

$$\varepsilon = \frac{A+B}{A} = \frac{1+5}{1} = \frac{6}{1} = 6:1$$

I det foreliggende eksempel er kompressionsrummets volumen $\frac{1}{6}$ af det samlede volumen.

Jo mindre man gør kompressionsrummet i forhold til det samlede volumen, desto større bliver kompressionsforholdet og dermed også det opnåede kompressionstryk.

Ved dieselmotoren ligger kompressionsforholdet i reglen mellem 15:1 og 20:1. I første tilfælde udgør kompressionsrummets volumen $\frac{1}{15}$ af det samlede volumen og i det sidste tilfælde $\frac{1}{20}$.

Kompressionsforhold	Kompressionstryk kg/cm ²	Kompressionstemperatur C°
4:1	giver ca. 5,7	260
5:1	» » 7,6	300
6:1	» » 10,0	350
7:1	» » 12,0	375
8:1	» » 14,0	410
9:1	» » 16,5	445
10:1	» » 19,0	465
11:1	» » 21,8	500
12:1	» » 24,2	520
13:1	» » 26,8	545
14:1	» » 30,0	565
15:1	» » 33,0	585
16:1	» » 36,0	600
17:1	» » 38,0	660
18:1	» » 41,0	685
19:1	» » 44,0	710
20:1	» » 47,0	745

Det ved kompressionsforholdet opnåede kompressionstryk og den opståede varme, kan aflæses i kurven i fig. 3, når kompressionsforholdet er bekendt.

Man vil lægge mærke til, at kompressionstrykket er større ved varm end ved kold motor, men i særdeleshed er der stor forskel på den opståede kompressionstemperatur ved kold og varm motor. Dette kan komme til at spille en afgørende rolle ved start af en kold motor.

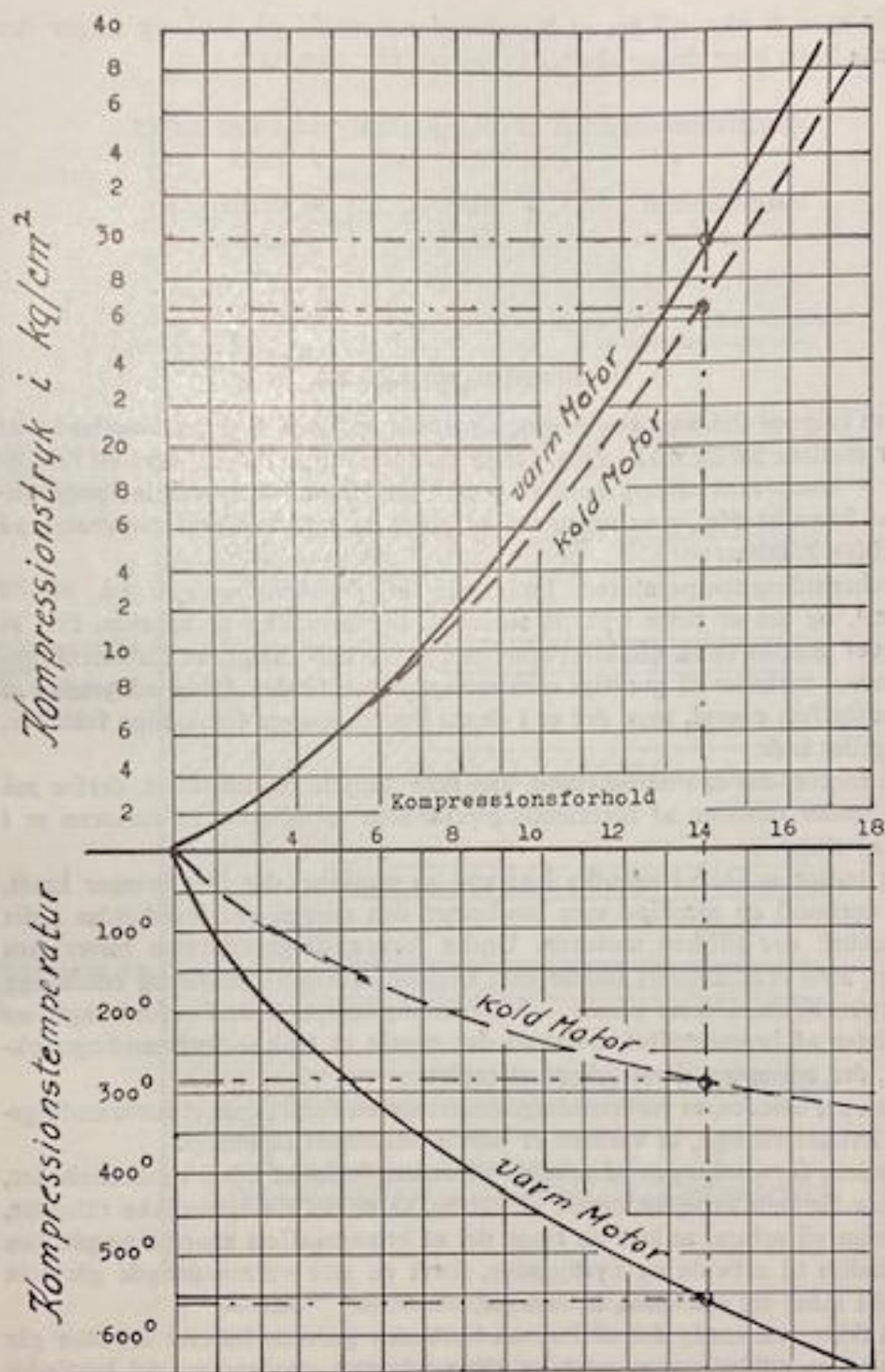


Fig. 3. Temperatur- og kompressionskurve.

Går man f. eks. ud fra et kompressionsforhold på 14:1 og følger den lodrette linie, hvor denne skærer kurverne, får man, at

kompressionstrykket er 30,0 kg/cm ² ved varm motor				
»	» 26,8	»	» kold	»
temperaturen	» 565°	»	» varm	»
»	» 290°	»	» kold	»

Forbrændingsprocessen.

Som følge af det høje *kompressionsforhold* opnås et *kompressionstryk*, der ligger mellem 30 og 40 kg/cm². Dette kompressionstryk udvikler en temperatur – *kompressionstemperaturen* – på 500–700°. Nu følger indsprøjtningen af brændstoffet, som antændes og giver en *forbrændingstemperatur* på ca. 2000–2500°.

Forbrændingstemperaturen forårsager et *forbrændingstryk* på 60–80 kg/cm², og det er dette tryk på stemplet, der omsættes til arbejde. For at arbejdet skal blive så effektivt som muligt, er det vigtigt, at forbrændingsprocessen forløber så gunstigt som muligt for at få den fulde udnyttelse af brændstoffets energi, men der er i denne proces mange forskellige faktorer, der spiller ind.

En motor, der er i dårlig stand, kan ikke udnytte brændstoffet, derfor må man, under omtalen af forbrændingsprocessen forudsætte, at motoren er i perfekt stand.

En motor er ikke i egentlig forstand en maskine, der frembringer kraft, men derimod en maskine som omdanner den energi, der indeholdes i det brændstof, der tilføres motoren. Under forbrændingsprocessen bliver den energi, som brændstoffet indeholder, frigjort i form af varme og omdannes til nyttearbejde. Denne varme – forbrændingstemperaturen – forårsager en udvidelse af brændstoffet, hvorved der opstår et tryk – forbrændingstrykket –, der omsættes til arbejde på stemplet.

Man ser således, at forbrændingstemperaturen forårsager et forbrændingstryk, hvilket vil sige, at varmen er blevet omdannet til energi.

Medens forvandlingen af arbejde til varme forløber uden vanskeligheder, og man får hele arbejdet omsat til varme, så er det modsatte ikke tilfældet, idet man vil erfare, at kun en ringe del af brændstoffets energimængde kan forvandles til arbejde og nyttiggøres, fordi en stor varmemængde går tabt og ikke lader sig omdanne til arbejde.

En ikke uvæsentlig del af varmen bortledes gennem kølevandet eller går ud gennem udblæsningen uden at blive udnyttet, medens en del bortledes ved udstråling.

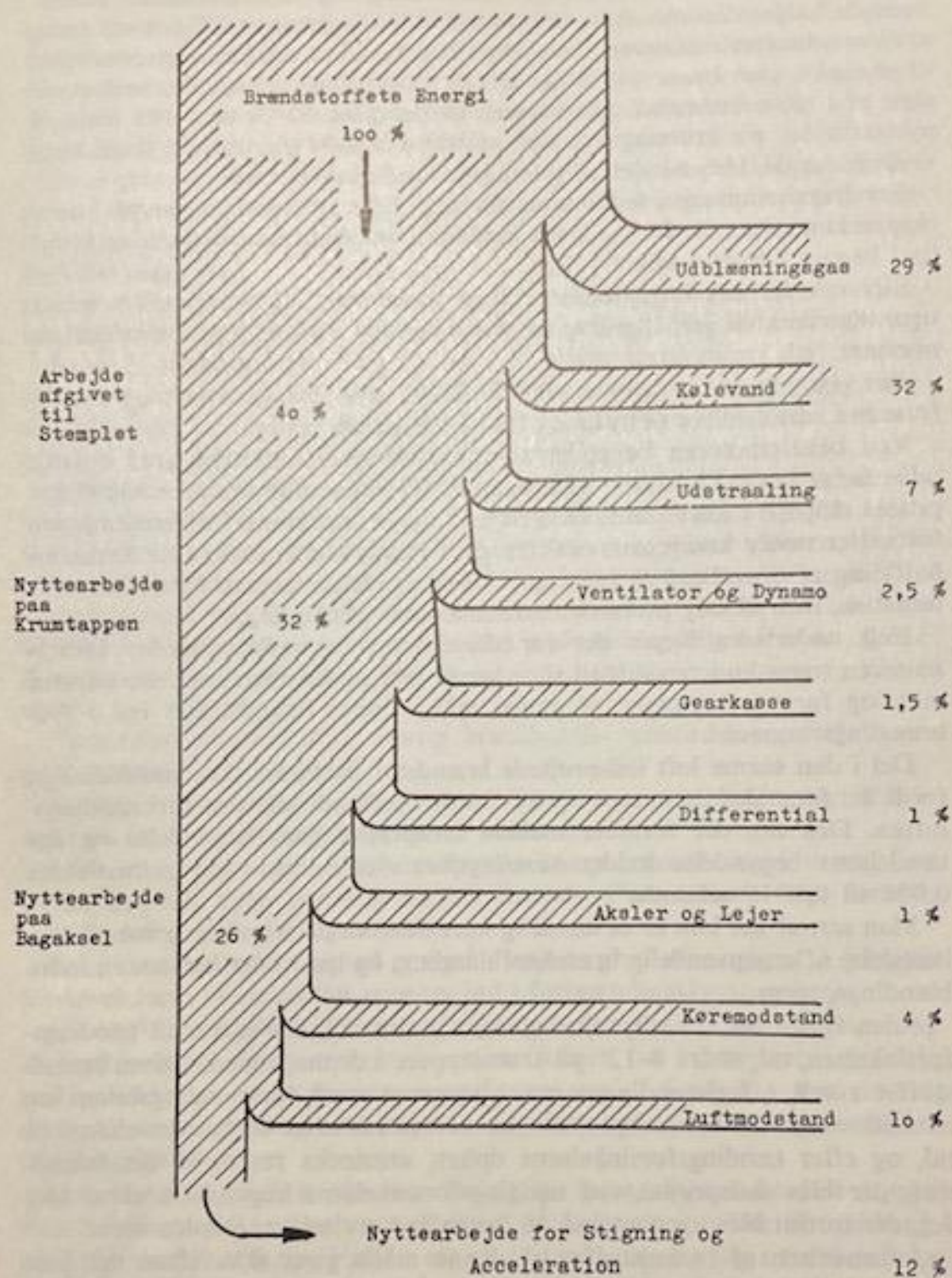


Fig. 4. Diagram.

Forholdet mellem den tilførte varmeenergi og den udviklede energimængde kaldes den *termiske virkningsgrad*. I diagrammet i fig. 4 ser man, at tilføres motoren en energimængde på 100 %, så er der kun afgivet arbejde til stemplet, der svarer til 40 % af den tilførte energimængde, hvilket vil sige, at i selve forbrændingsprocessen er der gået 60 % tabt. Ser man på nyttearbejdet på krumtappen, der andrager 32–34 % for dieselmotorens vedkommende, betyder det, at yderligere kraft er gået tabt.

For benzinmotorens vedkommende gælder, at nyttevirkningen på krumtappen kun udgør ca. 24 %. Dette betyder i virkeligheden, at for hver tilført liter benzin udnyttes kun $\frac{1}{4}$ liter.

Selv om forbrændingsprocessen i en dieselmotor forløber under meget ugunstige forhold, har den dog en større termisk virkningsgrad end benzinmotoren.

Det vigtigste er, at sammenblandingen af den indsugede luft og det tilførte brændstof bliver så intim og fuldstændig som mulig.

Ved benzinmotoren begynder sammenblandingen af brændstof og luft uden for motoren i karburatoren, og man taler derfor om en ydre blandingsproces. Lige fra karburatorens strålerør og til motorens forbrændingsrum fortsætter under kompressionstakten denne sammenblanding eller sammenhvirvling af brændstof og luft, og på denne måde når man til en ikke ren teoretisk, men så dog praktisk ensartet brændstofblanding.

Helt anderledes ligger det for dieselmotorens vedkommende. Dieselmotoren suger kun ren luft til sig i første takt og komprimerer det i anden takt, og først i slutningen af anden takt sprøjtes brændstoffet ind i forbrændingsrummet.

Det i den varme luft indsprøjtede brændstof antændes ikke øjeblikkeligt, fordi det først skal opvarmes og fordampe og blande sig med forbrændingsluften. Den tid, der forløber mellem indsprøjtningens begyndelse og antændelsens begyndelse kaldes *tændingsforsinkelsen* og varer normalt fra 0,001 til 0,0015 sekunder.

Man ser, at det kun er et uendelig kort tidsrum dieselmotoren har til forberedelse af en anvendelig brændstofblanding, og man taler her om en indre blandingsproces.

I den første del af indsprøjtningstiden – den del, der svarer til tændingsforsinkelsen, udgør fra 8–12° på krumtappen. I denne periode drives brændstoffet rundt i forbrændingsrummet sammen med forbrændingsluften og antændes kun delvis. Indsprøjtningen af brændstoffet fortsætter endnu en tid, og efter tændingsforsinkelsens ophør, antændes resten af det brændstof, der blev indsprøjtet ved tændingsforsinkelsens begyndelse såvel som det, der fortsat blev sprøjtet ind, så længe indsprøjtningstiden varer.

Antændelsen af brændstoffet på denne måde giver ikke alene det høje forbrændingstryk, men forårsager en meget stejl trykstigning, som giver dieselmotoren den kendte hårde, bankende gang.

Hvis brændstofblandingen ikke antændes hurtigt nok, og tændingsforsinkelsen derved bliver større end 0,002 sekunder, så samler der sig i forbrændingsrummet en større brændstofmængde, som forsinket antændes under meget stor hastighed og forbrænder sådan, at der kan opstå meget høje tryk – op til 100 kg/cm² – som kan blive meget farlig for motoren, idet det bliver en overbelastning af de arbejdende dele og lejer.

Jo større tændingsforsinkelsen bliver, desto hårdere bliver motorens gang. Dette virker særdeles uheldigt, når motoren er kold og kompressionstryk og kompressionstemperatur er lavere, eller hvis motoren arbejder med for lille belastning.

Der er forskellige forhold, der spiller ind og påvirker tændingsforsinkelsen, men først og fremmest brændstoffets tændvillighed og dets forstøvning.

Et godt brændstof må have en lav antændelsestemperatur, der kan udtrykkes som brændstoffets tændvillighed. Når man tager i betragtning, hvor uendelig kort tid, der er til rådighed for forbrændingsprocessen, så er det ganske klart, at brændstoffet må være tændvilligt.

Antændes brændstoffet ikke hurtigt nok, bliver tændingsforsinkelsen for stor, og motorens gang bliver hård. Jo villigere brændstoffet antændes, desto mindre bliver tændingsforsinkelsen, og motorens gang bliver blødere. Dieseloliens antændelsestemperatur ligger omkring 350°. Brændstoffets tændvillighed er fastlagt ved forsøg og bestemmes af cetantallet. Dette tal kan konstateres ved at sammenligne brændstoffet med en blanding af cetan og metyl-naftalin, hvoraf det første stof er meget tændvillig i modsætning til det andet.

Cetantallet angiver, hvor hurtig brændstoffet antændes og forbrændes uden at banke.

Jo højere cetantallet er, desto tændvilligere er brændstoffet, og tilbøjeligheden til at motoren banker bliver mindre.

Med tiltagende cetantal kan motorens kompressionsforhold sættes ned. Cetantallet bør ligge omkring 60–70. Brændstoffets cetantal kan forhøjes ved tilsætning af forskellige stoffer.

Brændstoffets tændvillighed er også i højeste grad afhængig af, i hvor fin forstøvet form brændstoffet sprøjtes ind i forbrændingskammeret.

En række forskellige faktorer er afgørende for den effektive forstøvning. Er forstøvningen rigtig, opdeles brændstofstrålen fra forstøveren i uendelig små partikler, som er uregelmæssig formet og af forskellig størrelse, og deres volumen svarer til små kuglers volumen, hvis diameter ligger mellem 0,002 og 0,05 mm.

Hvis brændstofstrålen ikke har den rigtige form, så brændstoffet drypper efter i dråber og ikke forstøves effektivt, så kommer det ikke tilstrækkelig i berøring med luftens ilt. Følgen er, at dråberne samler sig i forbrændingsrummet og ikke bliver antændt. Jo finere brændstofpartiklerne bliver, desto bedre er det, idet bl. a. overfladen af mange millioner små partikler er væ-

sentlig større end overfladen fra større partikler. Forbrændingen indledes også bedre ved de fine partikler end ved tykke dråber, fordi disse sidste er væsentlig koldere.

De indsprøjtede brændstofdåber optager varme fra den højkomprimerede luft, idet varmen forplanter sig fra dråbens overflade til det indre. Dette er i og for sig en uønsket varmeafledning, som dog bliver mindre med dråbens stigende temperatur. Meget hurtig har dråbens overflade opnået en temperatur, som bevirker en kemisk omdannelse i dråbens indre under stærk varmeudvikling, hvilket forårsager en antændelse af dråben. Denne antændelse forplanter sig med stor hastighed til de ved siden af liggende dråber, indtil det hele er antændt.

Dråberne bliver derved dampformige, hvorved deres volumen bliver mange gange større, og nu er der lettere adgang for luftens ilt til at forbinde sig med dråberne til en fuldkommen forbrænding.

Stempelkraft.

Når brændstoffet forbrænder, opstår der, som allerede nævnt varme, der forårsager et tryk. Det tryk, der på denne måde opstår, er i virkeligheden en udvidelse af de produkter i brændstofblandingen, som er positiv delagtig i forbrændingsprocessen. Det er denne udvidelse, som sætter motorens stempel i bevægelse og derved yder et arbejde. Den derved udviklede stempelkraft udtrykkes ved bogstavet P og måles, som alle kræfter i kg. Denne kraft er afhængig af det effektive forbrændingstryk, som udtrykkes ved » p « i kg/cm^2 og stemplets fladeareal » F « i cm^2 , og vil man udregne, hvilken kraft et stempel er udsat for, vil den dertil anvendte formel være:

$$P = F \cdot p$$

Heri er:

P = den på stemplet virkende kraft i kg

F = stempelareal i cm^2

p = forbrændingstryk.

Stemplets areal udregnes efter følgende formel:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

heri betyder:

F = areal i cm^2

d = stemplets diameter i cm

$\pi = 3,14$

hvorefter slutformlen vil se således ud:

$$P = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot p}{4}$$

Eksempel:

Hvor stor er den på stemplet virkende kraft ved det højeste forbrændingstryk, når stemplets diameter er 72 mm, og forbrændingstrykket er 32 kg/cm²?

$$P = \frac{3,14 \cdot 7,2 \cdot 7,2 \cdot 32}{4} = 1302,22 \text{ kg}$$

Det viste eksempel gælder for en benzinmotor, men tager man et lignende eksempel for en dieselmotor med en stempeldiameter på 100 mm og et forbrændingstryk på 60 kg/cm², så vil der virke en kraft på stemplets overflade på 4710 kg – altså lige ved 5 tons.

Disse eksempler viser, at det er meget store kræfter, der optræder og virker på alle motorens dele, og derfor må lægges til grund for motorens konstruktion.

Forbrændingstrykket optræder ganske vist kun i begyndelsen af 3. takt – arbejdstakten – i brøkdelen af sekunder og falder ved slutningen af arbejdstakten til mellem 3 og 5 kg/cm².

For beregning af motorens ydeevne er det nødvendigt at finde en middelværdi mellem højeste og laveste tryk, og middelarbejdstrykket p_m udgør for dieselmotoren fra 6 til 8 kg/cm².

Jo højere middelarbejdstrykket er, desto større bliver den i cylinderen udviklede ydeevne og er i øvrigt afhængig af motorens fyldningsgrad, kompressionens størrelse og motorens omdrejningstal.

Under middelarbejdstrykket forstår man middelværdien af alle, i cylinderen under arbejdstakten, optrædende tryk, som under stemplets nedadgående bevægelse falder fra maksimum til praktisk talt nul.

Middelarbejdstrykket er altså en fikseret værdi, som aldrig optræder, men skal anvendes som en målestok for bestemmelsen af cylinderbelastningen.

Motorens omdrejningstal og stempelhastighed.

Dieselmotoren arbejder i dag med væsentlig højere omdrejningstal end tidligere. Lastvognsmotorer kan have op til 3000 omdrejninger pr. minut og for personvognes vedkommende op til 3400 omdrejninger.

Et højt omdrejningstal forøger slitagen på de dele, der bevæger sig, og desuden stiger de kræfter, som optræder ved stemplernes og plejlstængerne bevægelse. Lægger man større vægt på motorens længere levetid, må omdrejningstallet holdes inden for visse bestemte grænser, men i øvrigt må der skelnes mellem det omdrejningstal, der tillader en vedvarende be-

lastning og motorens maksimale omdrejningstal. På grund af de ny store motorveje verden over sker der imidlertid det, at det maksimale omdrejningstal ofte bliver til omdrejningstallet for vedvarende belastning.

Afgørende for omdrejningstallet for vedvarende belastning er stemplets hastighed. Det svinger i hver takt imellem en nulværdi såvel i øverste som nederste dødpunkt og sin maksimale værdi, der nås omtrent i midten af stempelslaget. I praksis regner man med en middelhastighed udtrykt ved » c_m « og som udregnes i meter pr. sekund.

Jo større slaglængden og motorens omdrejningstal bliver, desto større bliver også stempelhastigheden. Stempelhastigheden er et tal, der kan give oplysning om den forventede slitage af stempel og cylindervæggen og ligger mellem 8 og 13 meter pr. sekund. Den bør i hvert fald ikke overstige 15 m/sek., da der ellers vil opstå vanskeligheder.

Stempelhastigheden udregnes efter følgende formel:

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30}$$

Heri betyder:

c_m = stempelhastighed i meter pr. sekund (m/sek.)
 s = slaglængden i m
 n = motorens omdrejningstal

Eksempel:

Hvor stor er en motors stempelhastighed, når slaglængden er 74 mm og omdrejningerne er 3400 pr. minut.

$$c_m = \frac{0,074 \cdot 3400}{30} = 8,38 \text{ m/sek.}$$

MOTORENS YDEEVNE

Motorens ydeevne udtrykkes dels i hestekræfter og dels i drejningsmoment.

Hestekræfter.

Når man i det daglige taler om hestekræfter, tænker man almindeligvis på den kraft eller effekt, som en motor yder for at kunne præstere et stykke arbejde.

Man skelner imidlertid mellem *indicerede* hestekræfter og *effektive* hestekræfter.

- a. *Indicerede hestekræfter* er den nettoeffekt, som selve forbrændingen og det deraf følgende forbrændingstryk udøver på stemplet, og hvor gnidningsmodstanden i motoren ikke er fraregnet.

De indicerede (indvendige) hestekræfter kan udregnes rent teoretisk eller ved hjælp af et optegnet diagram ved brugen af en indikator.

De indicerede hestekræfter er afhængig af middelværdien af forbrændingstrykket på stemplet og stemplets hastighed.

Ved den teoretiske udregning af de indicerede hestekræfter anvendes følgende formel:

$$N_i = \frac{P_m \cdot c_m \cdot i}{4 \cdot 75}$$

Heri betyder:

N_i = indicerede hestekræfter (hk)

P_m = stempelkraftens middelværdi

c_m = stempelhastighedens middelværdi

i = cylinderantal

4 = konstant for 4-takt motor (for 2-takt bliver tallet 2)

For beregning af motorens ydeevne er det nødvendigt at indsætte stempelkraftens middelværdi, som fås af følgende formel:

$$P_m = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot p_m}{4}$$

Heri betyder:

P_m = stempelkraftens middelværdi i kg

π = 3,14

d = stemplets diameter i cm

p_m = middelarbejdstryk i kg/cm²

Beregningen af de indicerede hestekræfter ved hjælp af en indikator følger i et senere afsnit.

- b. *Effektive hestekræfter* er den effekt, der er tilbage, når gnidningsmodstanden ved stempler, lejer o.s.v. tages med i betragtning – altså er fraregnet – og måles derfor ved afbremning af krumtappens fri ende ved hjælp af dertil egnede bremsere – f. eks. en vandbremse.

Under en hestekraft forstår man:

En hestekraft er det arbejde, der udføres, når man løfter en byrde på 75 kg – en meter højt – i løbet af et sekund.

Omskrevet i teknisk sprog er:

$$1 \text{ hestekraft (hk)} = 75 \text{ kgm/sek} = 736 \text{ watt.}$$

I definitionen af hestekræfter indgår begrebet *tiden*, hvilket vil sige, at det udførte arbejde bestemmes bl. a. af den tid, der medgår hertil.

De effektive hestekræfter er bl. a. afhængig af forbrændingstrykket, motorens slagvolumen og omdrejningerne, og kan udregnes efter følgende formel:

$$N_e = \frac{p_m \cdot n \cdot V_h}{900}$$

Heri betyder:

N_e = effektive hestekræfter
 p_m = middelarbejdstryk i kg/cm^2
 n = motorens omdrejninger pr. minut
 V_h = motorens samlede slagvolumen i liter
900 = konstant for 4-takt (450 for 2-takt)

Mekanisk virkningsgrad.

Forskellen mellem de indicerede hestekræfter og motorens effektive hestekræfter kaldes motorens mekaniske virkningsgrad. Som det fremgår af det foran nævnte, må de indicerede hestekræfter være større end de effektive og udregnes efter følgende formel:

$$\eta = \frac{N_e}{N_i}$$

Heri betyder:

η = motorens virkningsgrad
 N_e = effektive hestekræfter
 N_i = indicerede hestekræfter

Eksempel:

Hvor stor er en motors effektive hestekræfter, når følgende værdier er bekendt:

Stempeldiameter 68 mm
Slaglængde 85 mm
Middelarbejdstryk 7 kg/cm^2
Cylinderantal 4
Motorens omdrejningstal 3200
Virkningsgrad 0,85

a. Stempelkraftens middelværdi:

$$P_m = \frac{3,14 \cdot 6,8 \cdot 6,8 \cdot 7}{4} = 254,1 \text{ kg}$$

b. Stemplets hastighed

$$c_m = \frac{0,085 \cdot 3200}{30} = 9,1 \text{ m/sek.}$$

c. Indicerede hestekræfter

$$N_i = \frac{254,1 \cdot 9,1 \cdot 4}{4 \cdot 75} = 30,6 \text{ hk}$$

d. Effektive hestekræfter

$$N_e = 0,85 \cdot 30,6 = 26 \text{ hk}$$

Kender man de indicerede hestekræfter og de effektive hestekræfter, udregner man virkningsgraden på følgende måde:

Eksempel:

En motors indicerede hestekræfter er 30,6 hk og de effektive hestekræfter er 26 hk. Hvor stor er virkningsgraden.

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} = \frac{26}{30,6} = 0,85 \text{ eller } 85 \%$$

Drejningsmoment.

Når man spænder en møtrik med en nøgle, udfører man et arbejde, som sammensættes af den kraft, man anvender og den længde, nøglen har. Det udførte arbejde kaldes et drejningsmoment og udtrykkes som »kraften gange kraftens arm«, hvor kraftens arm er det samme som nøglens længde fra møtrikkens centrum til det sted på nøglen, hvor man holder hånden og betjener nøglen.

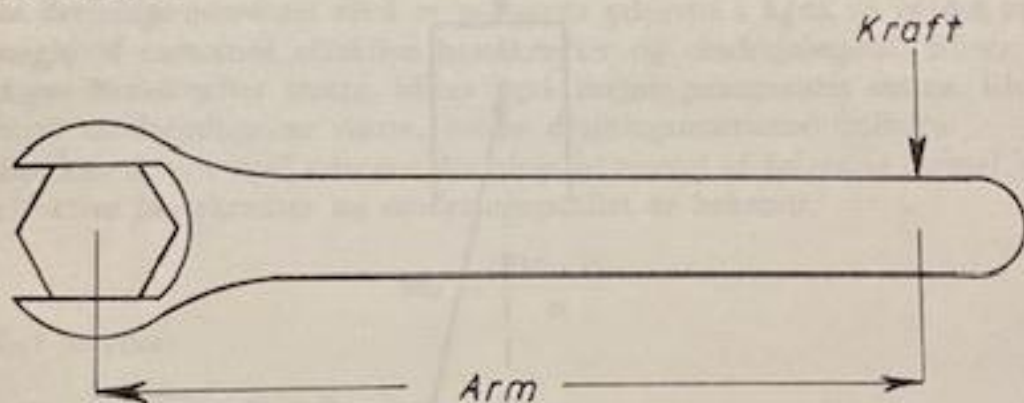


Fig. 5. Drejningsmoment.

Det er almindeligt, at der ved tilspænding af topstykker anvendes en indikatornøgle eller momentnøgle, der kan være udført på en sådan måde, at man på et ur kan se, med hvilket drejningsmoment møtrikken tilspændes. Der findes andre momentnøgler, der kan indstilles til det ønskede drejningsmoment og så kammer over, når drejningsmomentet er nået.

Hestekraftkurven fastlægges på en motorbremse og angiver de effektive hestekræfter aftaget ved svinghjulet i afhængighed af motorens omdrejninger.

Ved bestemte omdrejningstal belastes motoren, og resultaterne føres ind i punkter til dannelse af kurven.

I fig. 7 er vist en hestekraftkurve, og det ses, at motorens maksimale hestekræfter er ca. 120 hk ved 2400 omdrejninger. Kurven A viser heste-

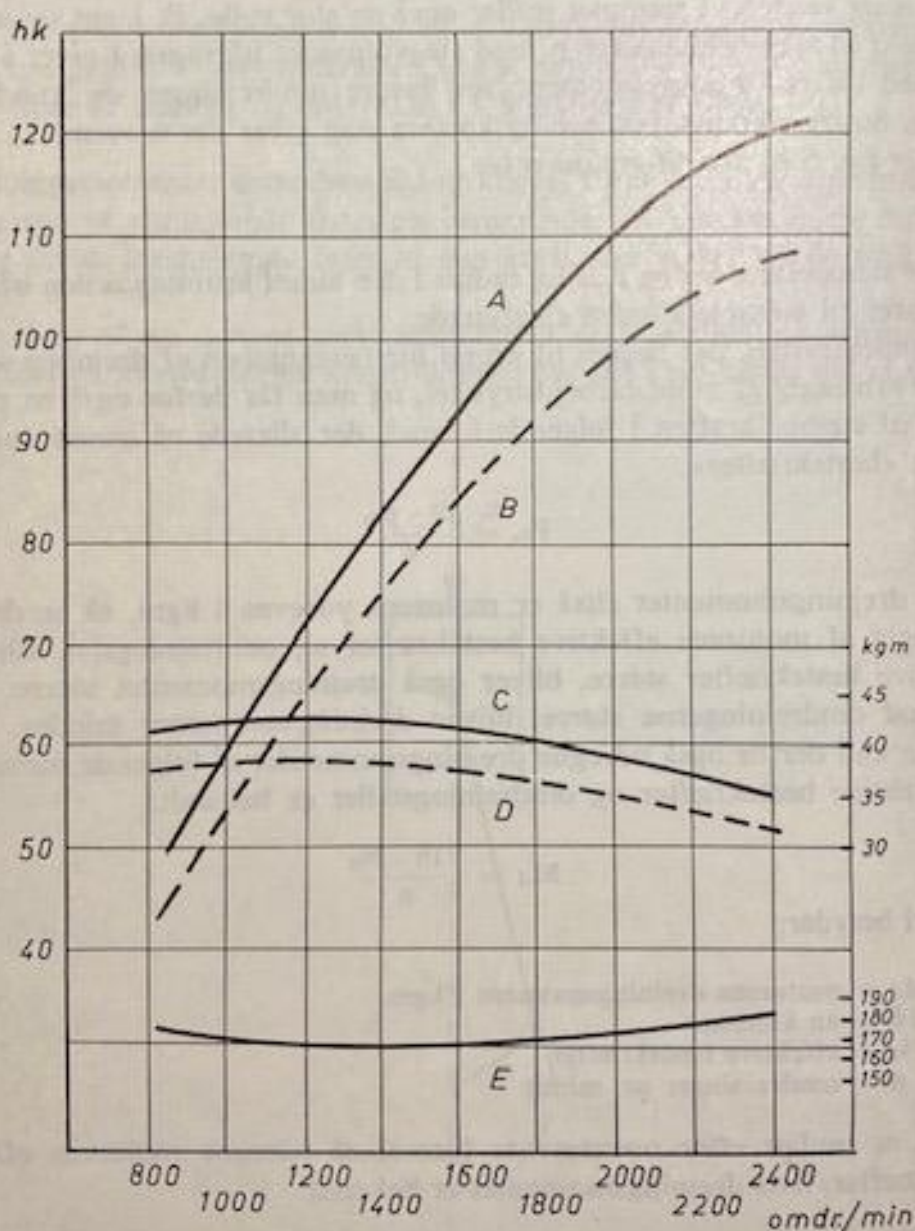


Fig. 7. Hestekraftkurve.

kræfterne ved forbigående belastning, medens kurven B viser hestekræfterne ved vedvarende belastning.

Kurven C er drejningsmomentkurven ved forbigående belastning og kurven D gælder for vedvarende belastning. Det fremgår af begge kurver, at drejningsmomentet er størst ved 12-1400 omdrejninger – altså i det lave omdrejningsområde.

Kurven E viser motorens brændstofforbrug i gram pr. hestekraft pr. time og skrives: g/hk/time. Det fremgår af denne kurve, at motoren er mest økonomisk ved ca. 1400 omdrejninger, da den her har det laveste brændstofforbrug.

I fabrikernes instruktionsbøger angives ofte, hvor mange liter den pågældende motor har. Motorens literindhold udregnes på grundlag af boring, slaglængde og cylinderantal. Formlen hertil er følgende:

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4}$$

Heri betyder:

V_s = motorens samlede volumen i cm^3

π = 3,14

d = stemplets diameter i cm

s = stemplets slaglængde i cm

i = cylinderantal

Eksempel:

En 6-cylindret motor har en boring på 115 mm og en slaglængde på 115 mm. Hvor stort er motorens literindhold.

$$V_s = \frac{3,14 \cdot 11,5 \cdot 11,5 \cdot 11,5 \cdot 6}{4} = 7163 \text{ cm}^3$$

Da der går 1000 cm^3 på en liter, divideres det udregnede resultat med 1000, hvorefter motorens volumen i liter udgør 7,16 liter.

Angivelse af effektive hestekræfter.

En brugsfærdig motor anvendes i reglen med dynamo, ventilator, vandpumpe o.s.v., men motorens hestekræfter kan være angivet med eller uden det nødvendige tilbehør.

De amerikanske SAE-normer angiver hestekræfter uden tilbehør, medens de tyske DIN-normer angiver hestekræfterne inklusive tilbehøret.

Angivelse af hestekræfter pr. literindhold.

For at kunne drage en sammenligning mellem forskellige motorers ydeevne angives motorens ydeevne i forhold til motorens literindhold.

Yder f. eks. en motor med et literindhold på 1,5 liter 36 hk, så betyder det, at den på *én liter* yder 24 hk og angives med 24 hk/l. Man dividerer således det samlede antal hestekræfter med det samlede literindhold.

Angivelse af vægt pr. hestekræfter.

Da man i motorindustrien bestræber sig på at gøre motorerne så lette som mulig i forhold til motorens ydeevne i hestekræfter, angiver man en ydeevnevægt, altså materialevægten i forhold til een hestekraft.

Vægten andrager:

for benzinmotoren	2,5 til 5,5 kg pr. hk
for dieselmotoren	5,0 til 8,0 kg pr. hk

Brændstofforbrug.

Almindeligvis angives brændstofforbruget i liter pr. 100 km kørsel – eller hvor langt et køretøj kører på *een liter* brændstof. Denne angivelse er i væsentlig grad imidlertid afhængig af køretøjets hastighed, køremåde, vejens beskaffenhed samt vind og vejr.

For at nå frem til et bedre sammenligningsgrundlag angiver man derfor brændstofforbruget i gram pr. hestekraft pr. time og kaldes det specifikke brændstofforbrug og skrives: g/hk/t.

Det specifikke brændstofforbrug kan kun måles på en motorprøvestand og er afhængig af motorens belastning. Brændstofforbruget angives dog almindeligvis ved fuld belastning, og andrager ved forskellige motorer følgende:

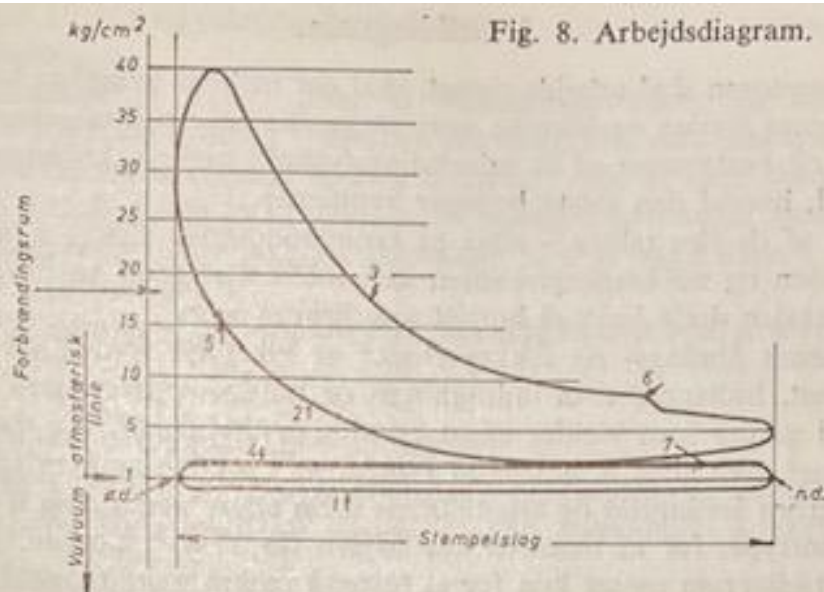
Personvognsmotorer – benzin	250–300 g/hk/t
Lastvognsmotorer – benzin	240–350 >
Personvognsmotorer – diesel	ca. 220 >
Lastvognsmotorer – diesel	160–200 >
2-takt motorer	300–400 >

Af tabellen fremgår det tydeligt, at dieselmotoren er en meget økonomisk motor.

Arbejdsdiagram.

De indicerede hestekræfter er den netto-effekt, som selve forbrændingen udøver på stemplet og kan, som tidligere nævnt, udregnes teoretisk ved hjælp af en formel.

De indicerede hestekræfter kan også nedfældes i et arbejdsdiagram, som



er en billedlig fremstilling af de i cylinderen herskende tryk i afhængighed af stemplets stilling.

Arbejdsdiagrammet optages af en indikator, som med en skrivestift tegner en figur. Denne figur – arbejdsdiagrammet – viser trykket i alle takter, bl.a. også motorens højeste arbejdstryk, og efter dette tryk alene må konstruktionen og dimensioneringen af motorens dele rette sig.

Diagrammet viser endvidere, på hvilket tidspunkt udblæsningsventilen åbner og giver oplysning om forstyrrelser i forbrændingsprocessen, eller om ventilerne arbejder forkert. Optages et diagram, hvis figur afviger fra et normalt og korrekt diagram, vil man, med fornøden øvelse, kunne se, hvilken fejl, der er i motoren.

Det areal, indikatoren optegner, benyttes til udregning af hver enkelt cylinders indre ydeevne, men da arealet ikke uden videre kan læses ud af diagrammet, må det udregnes ved hjælp af et måleapparat – et polarplanimeter, som populært kan betegnes som en kombineret tegne- og regnemaskine, der udregner arealet af det uregelmæssige diagrams arbejdsflade.

I det viste diagram ser man trykkene mellem stemplets øverste og nederste dødpunkt. Den linie, der er mærket 1, er trykket i indsugningstakten, og det ses, at trykket ligger under den atmosfæriske linie, hvilket altså vil sige, at der i 1. takt er et undertryk. 2 angiver kompressionstakten, og man ser det voksende kompressionstryk. I 5 antændes brændstoffet, og trykket stiger til ca. 40 kg/cm². Linien, der er mærket 3, er arbejdstakten, og man ser nu, at trykket er faldende. I 6 åbner udblæsningsventilen, og der sker et yderligere trykfald. Linie 4 er udblæsningstakten, og trykket er ret lavt her, fordi udblæsningsventilen er åben her. I punkt 7 lukker indsugningsventilen.

Ventildiagram.

For at motoren skal arbejde rigtigt, skal der mellem stemplets bevægelser og ventilernes åbning og lukning være et ganske nøjagtigt sammenspil, som etableres og bestemmes af et udvekslingsforhold mellem krumtapaksel og knastaksel, hvorefter den sidste betjener ventilerne.

I løbet af de fire takter – altså to krumtapomdrejninger – skal indsugningsventilen og udblæsningsventilen kun lukke en gang op hver. Derfor må knastakslen dreje *halvt* så hurtigt som krumtappen.

Ventilernes åbnings- og lukkeperioder er billedligt fremstillet i ventildiagrammet. Indtegner man indsugnings- og udblæsningsventilens åbne- og lukketid i grader som vinkler af to krumtapomdrejninger, får man ventildiagrammet, som giver et billede af ventilernes funktion og overlappning.

Ventilernes åbningstid og knastakslens form bliver ved forsøg fastlagt for hver motortype, for at motoren kan afgive sin bedste ydeevne. Det fastlagte ventildiagram passer kun for et bestemt motoromdrejningstal, hvorfor

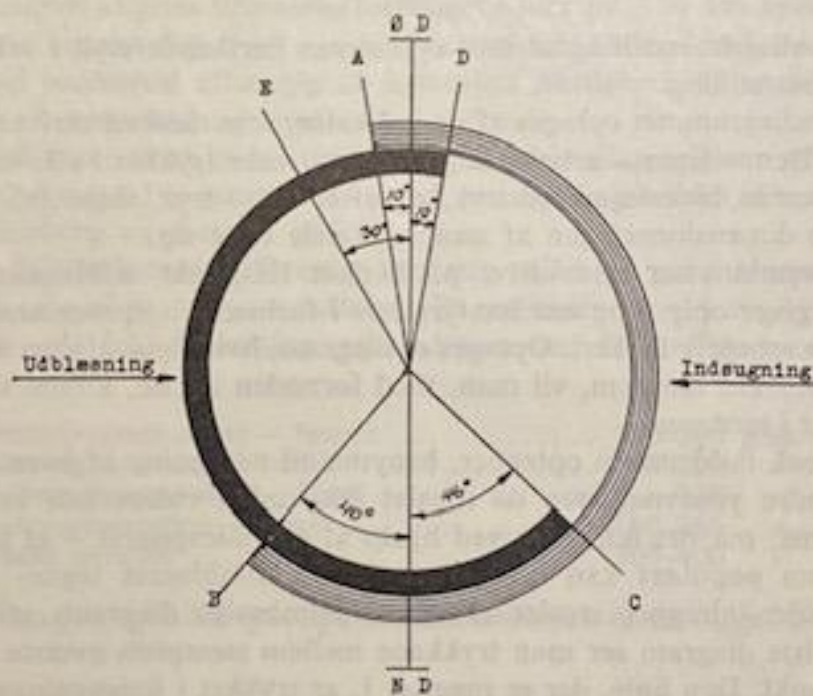


Fig. 9. Ventildiagram for en dieselmotor.

Ø D	=	Øverste dødpunkt.		
N D	=	Nederste dødpunkt.		
A	=	Indsugningsventil	åbner	10° f.ø.d.
B	=	"	lukker	40° e.n.d.
C	=	Udblæsningsventil	åbner	46° f.n.d.
D	=	"	lukker	10° e.ø.d.
E	=	Indsprøjtningen	begynder	30° f.ø.d.

ventilernes åbning og lukning ikke giver fuld udnyttelse af motoren ved andre omdrejninger.

Ved overlapning forstår man, at indsugningsventilen og udblæsningsventilen – i samme cylinder – er åbne samtidig, idet udblæsningsventilen er åben i den foregående fjerde takt og fortsætter med at være åben et stykke ind i den efterfølgende første takt, og at indsugningsventilen åbner allerede i den foregående fjerde takt, og fortsætter med at være åben i den efterfølgende første takt.

Det viste eksempel på ventildiagrammet repræsenterer to krumtapomdrejninger.

1. halve omdrejning er 1. takt – indsugning.

Her åbner indsugningsventilen 10° f.ø.d. og samtidig er udblæsningsventilen endnu åben indtil 10° e.ø.d. fra den foregående 4. takt (udblæsning).

2. halve omdrejning er 2. takt – kompression.

Her lukker indsugningsventilen 40° e.n.d. og er lukket indtil første takt begynder igen, dog åbner den 10° f.ø.d. i 4. takt. Udblæsningsventilen er også lukket.

3. halve omdrejning er 3. takt – arbejdstakt.

Begge ventiler er lukket, dog åbner udblæsningsventilen i denne takt 46° f.n.d.

4. halve omdrejning er 4. takt – udblæsning.

Indsugningsventilen er lukket, dog åbner den 10° f.ø.d. for at give plads for ny indsugning i den påfølgende 1. takt.

Udblæsningsventilen er åben og fortsætter med at være åben indtil 10° e.ø.d.

I det viste diagram overlapper indsugningsventilen og udblæsningsventilen hinanden i 20° ialt.

Af motorens fire takter er kun 3. takt arbejdsydende, medens de øvrige takter er arbejdsforbrugende.

Beregning af ventilernes åbningstid.

Den tid ventilerne er åbne i er afhængig af ventilernes åbningsvinkel og motorens omdrejninger pr. minut og udregnes efter følgende formel:

$$t = \frac{a}{n \cdot 6}$$

Heri betyder:

- t = tiden i sekunder
- a = den samlede åbningsvinkel
- n = omdrejninger pr. minut
- 6 = omregningstal for sekunder

Eksempel:

I det viste diagram åbner indsugningsventilen 10° f.ø.d. og lukker 40° e.n.d. Den samlede åbningsvinkel er således:

$$10 + 180 + 40 = 230^\circ$$

Hvis motorens omdrejninger er 2000 i minuttet, vil åbningstiden derefter være

$$t = \frac{230}{2000 \cdot 6} = 0,0192 \text{ sekunder}$$

Den samlede åbningsvinkel for udblæsningsventilen er 236° og i den samme motor vil åbningstiden være 0,0197 sekunder.

Den tid, krumtappen er om at gøre en henholdsvis to omdrejninger, udregnes efter samme formel. I løbet af to krumtapomdrejninger foregår indsugning, kompression, indsprøjtning af brændstof, forbrænding, arbejde og udblæsning, og krumtappen er drejet 720° . Er motorens omdrejningstal 2000, så har alle fire takter med det, der foregår i dem, været:

$$t = \frac{720}{2000 \cdot 6} = 0,06 \text{ sekunder}$$

Forbrændingstakternes overlapning.

I det foregående afsnit er der talt om ventilernes overlapning, men der er også tale om forbrændingstakternes overlapning. En krumtap fremstilles således, at krumtapsølerne forsættes således for hinanden, at forbrændingstakterne (3. takt) fra de forskellige cylindre er ligeligt fordelt på krumtappens omdrejning.

En 4-cylindret motor har således to forbrændingstakter på én omdrejning. En 6-cylindret motor har tre og en 8-cylindret fire forbrændingstakter på én omdrejning.

Har en motor 6 eller flere cylindre, vil nødvendigvis forbrændingstakterne dække ind over hinanden, hvilket vil sige, at den ene forbrændingstakt ikke er afsluttet, førend den næste begynder. Det vinkelafsnit forbrændingstakterne dækker hinanden i kaldes forbrændingstakternes overlapning.

Den 4-cylindrede motor har ingen overlapning.