

TRAKTORMOTOROK TARTÓS ÉS HŐTERHELÉSE

SITKEI GYÖRGY

a műszaki tudományok doktora

Műszaki Egyetem, Budapest

A traktormotorok üzemi viszonyai lényegesen különböznek más motorok, pl. a gépjárműmotorok üzemi viszonyaitól. A különbség két főokra vezethető vissza.

Az egyik ok az, hogy a traktormotorok az esetek többségében *nagy közepes terheléssel* dolgoznak. Ennek következtében a motor mozgó alkatrészei és a hengert határoló falak tartósan nagy mechanikai és hőigénybevételnek vannak kitéve.

A másik ok a *váltakozó jellegű terhelés*. A terhelés állandó ingadozása következtében a közepes terheléshez viszonyítva jelentős dinamikus csúcsterhelések léphetnek fel, amik a hajtóműben többlet igénybevételt okoznak. A terhelésingadozásnak van egy másik hatása is. A terhelés ingadozása fordulatszám ingadozáshoz vezet, ennek következtében a motor teljesítménye csökken, fogyasztása növekszik. A körfolyamat romlása következtében a hőterhelés növekszik a stacionárius üzemhez viszonyítva. Sok esetben a terhelés közepes értéke is gyakran változik s ezt viszonylag gyorsan követi az alkatrészek hőmérséklete is. A hőmérsékletingadozás pedig az anyag kifáradásához vezethet. Hasonló hatása van a ciklusonként változó hőmérsékletnek is, ami az égéstér falának felszínén lép fel.

A fentiekből következik, hogy a traktormotorok a sajátos üzemi viszonyaik következtében nagyobb hőterhelés mellett dolgoznak, mint az egyéb célra használt motorok. Ebből többek között az is következik, hogy a traktormotorok tönkremenetelét, ill. élettartamát jelentős mértékben a hőterhelés szabja meg. Idő előtti tönkremenés oka pedig az esetek túlnyomó többségében a hőterhelésre vezethető vissza.

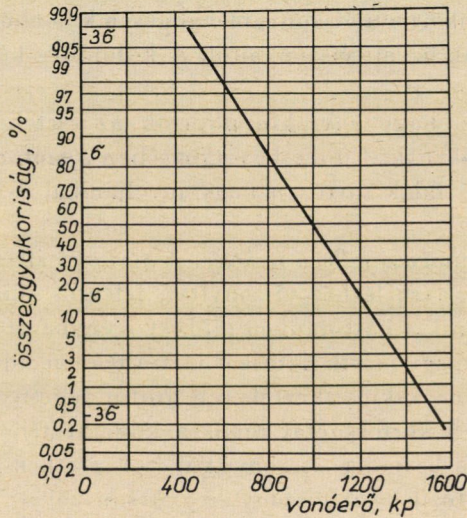
Napjainkban a traktorok motorteljesítményének állandó növekedése figyelhető meg. A teljesítmény növelését részben a literteljesítmény növelésével (az effektív középnyomást és a fordulatszámot növelik) érik el s ennek következtében szintén növekszik a hőterhelés. Ilyen körülmények között csak akkor

* A tanulmányt az MTA Mezőgazdasági Gépesítési Albizottsága 1972. február 1-i ülésén megvitatta.

várható megfelelő élettartam, ha a motor gondosan van szilárdságilag és hőtechnikailag méretezve, helyesen megválasztott szerkezeti anyagokból készül és megfelelő kenőolajjal üzemel.

A traktormotorok terhelése

A különféle mezőgazdasági munkák végzésekor a terhelő erő vagy nyomaték sohasem állandó, hanem különböző frekvenciával és amplitúdóval állandóan változik egy pillanatnyi középérték körül. Vagyis stochasztikus folyamat-



I. ábra. A vonóerő eloszlás statisztikus ábrázolása

tal állunk szemben. A folyamat leírása statisztikai módszerekkel történik, egy vagy két paraméter alapján [KAHRS (1963), GLUTH — VOSS (1966) 2].

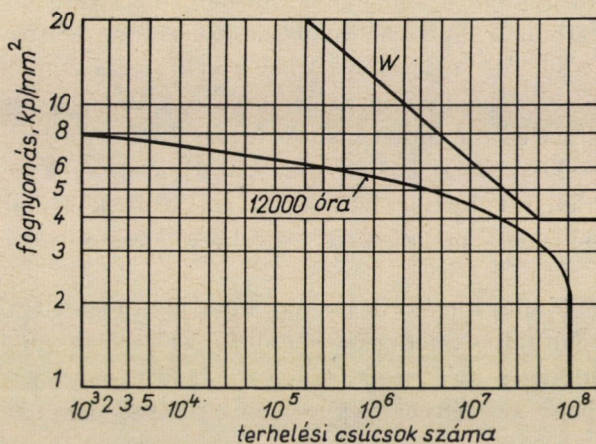
Az egyparaméteres kiértékelés legtöbbször a csúcserőértékek vagy az osztályátmenetek alapján történik. A kétparaméteres kiértékelés alapjául elsősorban az amplitúdó és a középérték szolgál, de bizonyos esetekben a frekvencia is szerepelhet.

A százalékos osztálygyakoriságot lineáris koordinárendszerben ábrázolva háranggörbét kapunk, míg a valószínűségi hálót használva egyenest kapunk, amennyiben az eloszlás normális. Ez utóbbi ábrázolási módszer látható az I. ábrán. Az ábrából egyszerűen leolvasható a négyzetes középeltérés (σ) is, amellyel az eloszlást jellemezni lehet.

Az eloszlási görbéből, adott üzemórára, meg lehet határozni az egyes osztályokba eső csúcsterhelések számát. Ez adja az abszolút összeggyakorisági

görbét, amely felhasználható élettartamra való méretezésre vagy többlépcsős kifáradási vizsgálatokhoz.

A terhelési csúcsokat gyakran át kell számolni arra az igénybevételre, amelyik az alkatrészre jellemző. Pl. a sebességváltó fogaskerekeinél fognyomásra vagy fogtő feszültségre. Ilyen számítás eredménye látható a 2. ábrán, ahol a terhelési csúcsok száma és a fognyomás közötti összefüggés látható. Ugyanide be van rajzolva a fogaskerék *Wöhler*-görbéje is. Mivel a *Wöhler*-görbe a terhelési görbe felett fekszik, első közelítésben vehető, hogy a fogaskerék az adott terhelésnek megfelel.



2. ábra. A terhelési csúcsok száma 12 000 üzemórára vonatkozóan

A fenti számítási módszer alapvető problémája, hogy a terhelés amplitúdója a valóságban széles határok között mozog, míg a *Wöhler*-görbe egy állandó terhelésamplitúdóra vonatkozik. A módszer pontosítható, ha a *Wöhler*-görbe helyett a többlépcsős fárasztási kísérletből nyert kifáradási görbét használjuk.

A traktor motorja, mint már korábban említettük, különbözőképpen reagál a váltakozó jellegű terhelésre. A váltakozó jellegű terhelés hatása a motor működésére BOLTINSZKIJ alapvető vizsgálatai nyomán elég jól ismert [RÁZSÓ — SITKEI (1960)]. Ugyanakkor az egyes mezőgazdasági munkákat jellemző terhelés egyenlőtlenégi fokok és frekvenciák kevésbé ismertek és a meglévő adatok sem tekinthetők megbízhatónak. Ez utóbbinak az az oka, hogy az egyenlőtlenégi fokot nem a teljes eloszlási görbe alapján határozták meg.

A terhelés egyenlőtlenégi foka, mint ismeretes, az alábbi kifejezéssel adott

$$\sigma = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{köz}}}$$

Az eloszlási görbe figyelembevételével belátható, hogy σ értéke attól függ, hol vesszük fel P_{\max} és P_{\min} értékeit. Ha P_{\max} és P_{\min} értékeit σ -hoz rendeljük, akkor az 1. ábrán látható görbe alapján $\delta = \frac{400}{1000} = 0,4$

Ebben az esetben a lehetséges előfordulások kb. 30%-át kizártuk. Ha az 5, ill. 95%-os gyakorisághoz rendeljük P_{\max} és P_{\min} értékeit, akkor viszont $\sigma = \frac{640}{1000} = 0,64$, vagyis lényegesen nagyobb egyenlőtlenégi fokot kapunk.

A fentiek alapján célszerű a közepes egyenlőtlenégi fokot a σ értékekhez tartozó P_{\max} és P_{\min} értékekkel számolni, míg az egyenlőtlenégi fok maximális értékét az 5 és 95%-os gyakorisághoz tartozó P értékekkel.

Lényegében hasonló problémával van dolgunk a terhelésváltozás periódusával kapcsolatban is. A terhelésváltozás periódusa szintén egy bizonyos eloszlást mutat s ebből az eloszlási görbéből kell kiválasztani a jellemző értékeket. Ehhez bizonyos megfontolásra van szükség. Mint ismeretes, minél hosszabb a változás periódusa, annál inkább reagál a motor a terhelésváltozásra. Ezért a periódus eloszlásának középértéke nem választható a közepes periódusnak. Ennek sokkal inkább megfelel az alsó σ értékekhez tartozó periódus. Maximális periódusként pedig az 5% gyakorisághoz tartozó periódusérték használható.

A hazai és külföldi tapasztalatok azt mutatják, hogy a traktorok közepes terhelése a nagyobb teljesítmények felé csökken. Ez azzal van összefüggésben, hogy mind a munkagép szélességét, mind a haladási sebességet nehezebb úgy megválasztani, hogy az igénybe vegye a motorteljesítmény 80–90%-át.

Hőátadás a Dieselmotorokban

A motor munkaciklusa során hő adódik át a környező falaknak konvekció és sugárzás útján. Ez a hőmennyiség szabja meg — adott hűtési viszonyok mellett — az alkatrészek hőmérsékletét és hőigénybevételét.

Az utóbbi évtized során a konvekció útján átadott hőmennyiség számítási módszerét lényegesen sikerült pontosítani. A számítási módszer figyelembeveszi a fordulatszámot, a pillanatnyi nyomást és hőmérsékletet, valamint az égéstér pillanatnyi méreteit. A járulékos légmozgást egy állandó veszi figyelembe s itt további vizsgálatokra van még szükség.

Az elmúlt év a lángsugárzás vizsgálata terén is lényeges előrehaladást hozott [SITKEI — RAMANAIACH (1972)]. Tisztázódott, hogy a lángsugárzás útján átadott hőmennyiség az összes átadott hőmennyiségnek kb. 25%-át teszi ki teljes terhelésnél. Ez az érték azonban a körfolyamat romlásakor növekszik. Tehát a motor túlterhelése, az elhasználódás vagy rossz beállítás okozta körfolyamat-romlás növeli a hőterhelést. Ezért a karbantartásnak, helyes beállításnak ilyen szempontból is nagy jelentősége van.

A hőtadás csökkenthető a légfeleslegtényező növelése útján. Ilyenkor csökken a gáz közepes hőmérséklete és a láng feketeségi tényezője. A légfeleslegtényező növelésének járatos módja a feltöltés, amely nagy traktormotoroknál már gyakori.

A váltakozó jellegű terhelés, amennyiben a fordulatszám ingadozás kilép a regulátor érzéketlenségi zónájából, a motor körfolyamatát rontja s ezzel a lángsugárzást növeli.

Hőterhelés

Ha egy gépalkatrész a környezet hőfokánál lényegesen nagyobb hőmérsékleten dolgozik, akkor az a mechanikai terhelés mellett hőterhelést is kap. A hőterhelés az alkatrészben hőigénybevételt okoz, ami mint járulékos igénybevétel jelentkezik a mechanikai igénybevételhez viszonyítva.

A test hőterhelését a rajta átfolyó hőáram ($\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}$) jellemzi. A hőáram hatására, a hővezetés feltételeinek megfelelően, a testben kialakul egy hőmérsékletmező. Ez a hőmérsékletmező fogja megszabni a hőigénybevételt, elsősorban a hőmérséklet abszolút értéke és a hőmérsékletgradiens révén.

A hőigénybevétel a legkülönbözőbb formákban jelentkezhet. Így pl. a hengerperselyek és dugattyúgyűrűk megengedhető maximális hőigénybevételét a kenési feltételek szabják meg. Alumínium ötvözetek szilárdsága a hőmérséklettel rohamosan csökken, ezért a dugattyúfenék hőmérsékletét az anyag szilárdsága limitálja. Kipuffogó szelepek kiverődése az abszolút hőmérséklettől függ, a szeleptányér törését ugyanakkor a hőmérsékletgradiens okozza. A szelepek közötti vállrész gyakori repedését szintén a hőmérsékletgradiens okozza.

Szerkezeti anyagok hőtechnikai tulajdonságai

A belső égésű motorok leginkább hőigénybevett alkatrészei a dugattyú, a kipufogószelep és a hengerfej. Ezeket az alkatrészeket, a helyes geometriai kialakítás mellett, megfelelő anyagból kell készíteni. Hőigénybevétel esetén fontos szerepet játszik az anyag hőszilárdsága, lineáris hőtágulási együtthatója és hővezetési tényezője. Kipuffogószelepeknél szerepet játszik, különösen benzin motoroknál, a nagyhőmérsékletű korróziós tulajdonság is. A fenti tényezők együttes figyelembevételével lehet csak a legmegfelelőbb szerkezeti anyagot kiválasztani.

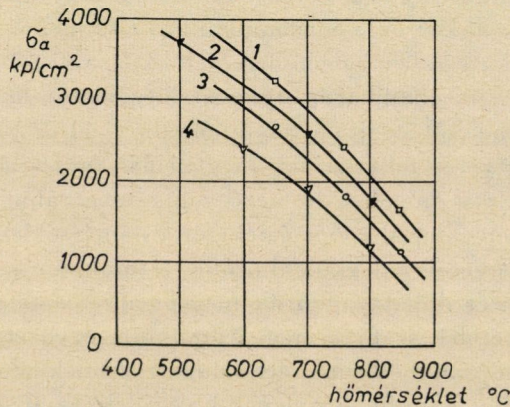
Hőszilárdság alatt értjük az anyagok szakító szilárdságának (vagy az 0,1%-os maradó nyúláshoz tartozó feszültségnek) változását a hőmérséklet függvényében.

Az anyagok szilárdsága a hőmérséklet növekedésekor csökken. A dugattyúk anyagaként használt alumínium ötvözetek szilárdsága 150 C° felett csökken lényegesen; 300 C° -on valamennyi ötvözet szilárdsága kb. 40–50%-a,

míg 380 C°-on 20–25%-a a szoba hőmérsékleten mérhető értéknek. Az is megfigyelhető, hogy 350 C° hőmérsékleten az egyes ötvözetek közötti különbség már kisebb, mint kisebb hőmérsékletek mellett.

A fentiek alapján a könnyűfém ötvözetek legnagyobb hőmérséklete szilárdsági okokból 350 C°-nál nagyobb nem lehet.

A szelepek anyaga ferrites, vagy ausztenites magasan ötvözött (C = 0,4–0,8%, Cr = 8–20%, Ni = 1,5–10%, Mo = 0,5–3,0%, Mn = 3–1,5%, Si = 1,0–3,0%, ritkábban N = 0,2–0,5%, W = 2–4%) acél. Ezen anyagok szilárdsága 400 C° felett kezd csökkenni észrevehetően s 900 C°-nál az eredeti



3. ábra. Különbéféle szelepanyagok szilárdsága a hőmérséklet függvényében

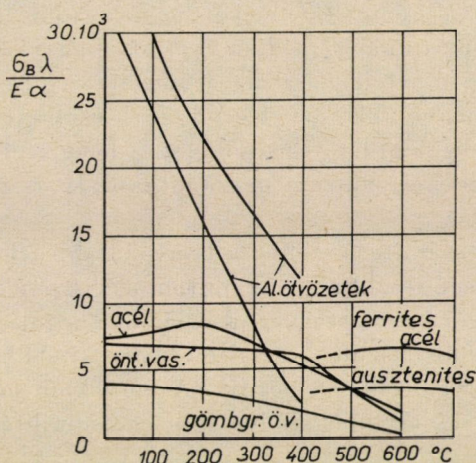
érték 20–25%-ával lehet számolni. Néhány jellegzetes szelep anyag arányosági határának változását a hőmérséklet függvényében a 3. ábrán láthatjuk. A felső és alsó görbe ugyanaz az összetételű anyag, azonban az egyik esetben hőkezeléssel nemesítve és öregítve (felső görbe) [COWLEY (1964/65)].

A hőfeszültség kialakulásában döntő szerepet játszik a lineáris hőtágulási együttható. Értéke acélra $12 \cdot 10^{-6}$ m/m C°. Ferrites szerkezetű szelepanyagokra a hőtágulási együttható értéke csak valamivel nagyobb, mint az acélé és $(12,5 \div 13,5) \cdot 10^{-6}$ értékekkel lehet számolni. Az ausztenites szerkezetű anyagoké azonban lényegesen nagyobb és értékük $(17,5 \div 18,5) \cdot 10^{-6}$. Ez utóbbiból következik, hogy az ausztenites anyagból készült szelep hőfeszültsége lényegesen nagyobb lesz a ferrites anyagéhoz viszonyítva, ugyanakkora hőmérsékleten is.

Az alumínium ötvözetek hővezetési tényezője környezeti hőmérsékleten 140 kcal/mh C° s 300 C°-ig ez az érték kb. 10%-kal növekszik. A normál szénacél és az öntöttvas hővezetési tényezője közel van egymáshoz és 300 C°-ig gyakorlatilag nem változik. Értékük 40–45 között vehető fel. A gömbszén-öntöttvas hővezetési tényezője azonban lényegesen kisebb, ezért hasonló fel-

tételek mellett az ilyen anyagból készült alkatrész hőmérséklete lényegesen nagyobb lesz.

Az ausztenites anyagok hővezetési tényezője is kicsi, csak 12–14 kcal/mh C° értékekkel számolhatunk a magasabb hőmérséklet tartományokban. Tehát egy ausztenites szelep hőmérséklete is nagyobb lesz egy ferrites anyagból készült szelephez viszonyítva. A különbség 100–120 C°-ot is kitehet.



4. ábra. Különféle szerkezeti anyagok termikus szilárdsági faktora a hőmérséklet függvényében

A hőigénybevett anyagok jellemzésére a termikus szilárdsági faktort használják, amelynek kifejezése:

$$TF = \frac{\sigma_B \cdot \lambda}{\alpha \cdot E}$$

ahol σ_B — az anyag szakító szilárdsága,
 α — a lineáris hőtágulási együttható,
 λ — a hővezetési tényező,
 E — a rugalmassági modulus.

A termikus szilárdsági faktor változását a hőmérséklet függvényében a fontosabb szerkezeti anyagokra a 4. ábra mutatja [FRENCH (1969/70)].

Hőmérsékletmező, hőfeszültség

Az égéstérben átadott hőmennyiség hatására a környező alkatrészekben, a külső hűtési viszonyoknak megfelelően kialakul egy hőmérséklet mező, amely az alkatrészben járulékos hőfeszültséget idéz elő s ugyanakkor az anyag szilárdsági tulajdonságait kedvezőtlenül befolyásolja.

A hőmérsékletmező pontos számítása, még ha a hőbevezetést a felületen egyenletesen eloszlnak is tételezzük fel, az alkatrészek bonyolult geometriai formája következtében nehézségekbe ütközik. Ezért a hőmérsékletmező kísérleti úton való meghatározásának ma is döntő szerepe van.

A dugattyú hőmérséklete GINCBURG (1959) által leírt módszerrel elég megbízhatóan számolható. A módszer azonban már kevésbé alkalmas annak megállapítására, hogy bonyolultabb dugattyúfenék kialakítása esetén az egyes alak módosítások a hőmérsékletmezőt hogyan módosítják. Ilyen esetekben inkább az elektromos analóg módszereket alkalmazzák.

A szelepek hőmérsékleteloszlása, ha a hőmérséklet egy pontban ismert, az eddigi mérési eredmények alapján elég jól megbecsülhető. Tisztán számítási módszer szelepekre eddig nem látott napvilágot. A hengerfej hőmérsékleteloszlása analitikai módszerekkel szintén nem számítható. Itt is elsősorban a mérési módszerek jönnek szóba.

A hőfeszültségek számítása szintén a bonyolultabb feladatok közé tartozik. A szelepekben ébredő feszültségek számíthatók viszonylag a legegyszerűbben. A radiális feszültség a szeleptányér alsó oldalán negatív, míg a felső oldalon pozitív. A tangenciális feszültség az alsó oldalon kifelé haladva negatívból pozitívba megy át, a felső oldalon pozitív. A fentiekből következik, hogy a szeleptányéron a hőfeszültségekből kifolyólag jelentős hajlítás lép fel s ez okozza a szeleptányér törését.

A dugattyúban ébredő hőfeszültségek számíthatók Gincburg-módszerével. Újabban a véges elemek módszerét alkalmazzák [FISKAА (1967/68)], amely megfelelő számítógép programmal eredményesen alkalmazható. A számítást célszerű a hőmérsékletmező számításával kombináltan végezni. Olyan számítógép programot is kidolgoztak, amelynél az a X—Y író közvetlenül a izotermákat rajzolja fel.

A dugattyúban ébredő hőfeszültség értéke adott méretek mellett az alábbi egyenlet alapján adott:

$$\sigma = \text{konst} \cdot \alpha E \frac{d\theta}{dr}.$$

A hőmérsékletgradiens értéke a $q(D/\lambda)$ mennyiséggel arányos s ennek alapján

$$q = \text{konst} \frac{\sigma \lambda}{\alpha E} \cdot \frac{1}{D}.$$

Ha σ alatt a megengedhető feszültséget értjük, akkor a fenti egyenlet így értelmezhető: egymáshoz hasonló dugattyúknál a megengedhető q hőáram annál nagyobb, minél nagyobb az anyagra jellemző $\sigma\lambda/\alpha E$ szám és minél kisebb az átmérő. Ezért van az, hogy a nagyobb fúratú motorok vagy kisebb fordulatszámmal járhatnak, vagy hűteni kell a dugattyút.

A hengerfejben a szelepek közötti vállrész a leginkább hőigénybevett hely. A minél nagyobb szelepkeresztmetszet biztosítása céljából a vállrész szélessége kicsi. Az itt ébredő feszültség viszont annál nagyobb, minél keskenyebb a vállrész és belső hűtése is annál nehezebb. A fellépő nyomófeszültség eléri a 2000 kp/cm^2 értéket is [IRMLER (1963)], amely öntöttvasra elég nagy érték és maradó alakváltozást is okozhat. A feszültség csökkenthető a falvastagság csökkentése és a belső hűtés javítása útján.

Kenési problémák

A dugattyú üzembiztos munkája, egyéb tényezők mellett, döntően függ a kenési feltételektől. A kenési feltételeket viszont az olaj minősége és a hőmérséklet szabja meg elsősorban.

A hőmérsékleti viszonyokat a felső gyűrű horonyhőmérsékletével szokták jellemezni. Mai korszerű Dieselmotoroknál a felső gyűrű horonyhőmérséklete és az olaj minősége közötti összefüggést az I. táblázat mutatja [FRENCH (1969)].

I. táblázat

Dieselmotorok felső gyűrű horonyhőmérséklete és az olaj minősége közötti összefüggés

Olaj	Terhelés	
	váltakozó	folyamatosan nagy
H. D.	220 C°	200 C°
Supplement I.	230 C°	210 C°
Supplement II.	250 C°	220 C°

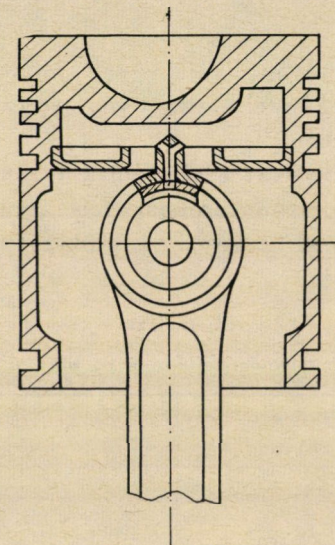
A Csepel Dieselmotorban a traktorüzemnek megfelelő névleges terhelésnél a felső gyűrűhorony hőmérséklete 200 és 220 C° között van (az eloszlás a kerület mentén nem egyenletes) s ebből következik, hogy nehezebb munkák végzésekor (pl. szántás) a jelenleginél jobb minőségű olaj használata volna célszerű.

Hűtési problémák

A motorok fajlagos teljesítményének növelésekor gyakran jelentkeznek hűtési problémák, amik abban nyilvánulnak meg, hogy a hőterhelésnek kitett alkatrészek egyes pontjaiban a hőmérséklet a megengedhető érték fölé kerül. Hűtési probléma lehet a dugattyúval, a hengerfejen a szelepek közötti vállrészszel, a befecskendező fúvókával, előkamrák kifúvó nyílásával és ritkábban a hengerpersellyel.

Dugattyúknál kritikus lehet a dugattyúfenék középpontjának hőmérséklete szilárdsági szempontból és a felső gyűrű zónájának hőmérséklete kenési szempontból. Ezen helyek hőmérséklete olajhűtéssel csökkenthető.

Az olajhűtés legegyszerűbb módja, amikor álló fúvókákkal történik az olaj fecskendezése a dugattyúfenékre. E módszerrel a dugattyúfenék középpontjának hőmérséklete 20–30 C°-kal, a felső gyűrű zónájának hőmérséklete 10–20 C°-kal csökkenthető.

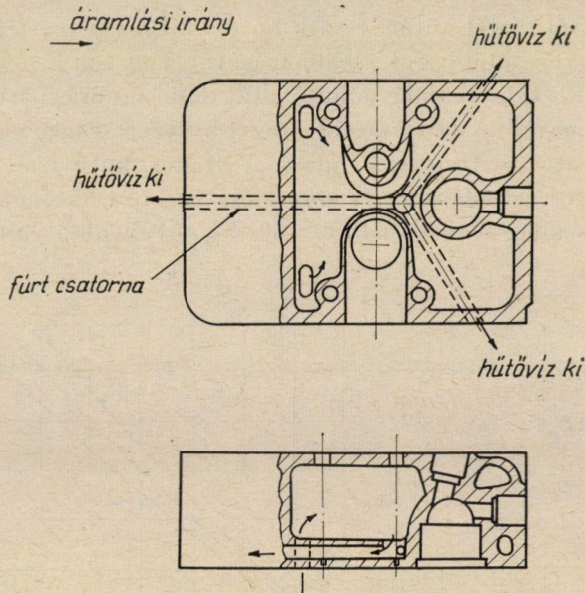


5. ábra. Egyszerű kialakítású rázókamrás dugattyú

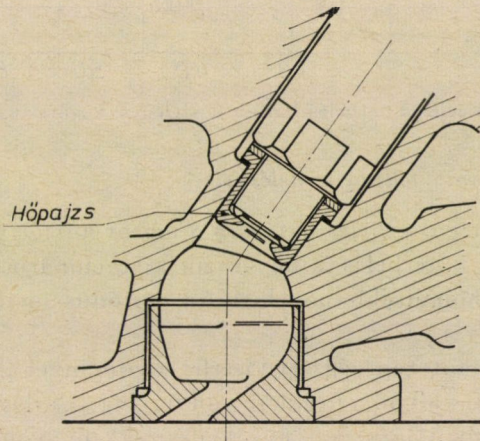
Lényegesen jobb hűtőhatás érhető el rázó-kamrás (shaker chamber) megoldással, amelynek egyszerű megoldását mutatja az 5. ábra. A két fúvókán benyomott olaj mennyisége 60–70 liter/óra, az elérhető hőmérsékletcsökkenés a felső gyűrű zónájában 30–35 C°.

A hűtőhatás tovább fokozható beöntött, vagy elektronsugárral hegesztett hűtőcsatornák alkalmazásával. A felső gyűrű zónájának hőmérséklete ekkor 40–50 C°-kal is csökkenthető. Az ilyen dugattyúk gyártása azonban megfelelő tapasztalatokat igényel, költségük is nagyobb. Egyelőre ilyen fokú hűtésre traktormotoroknál nincs is szükség.

A hengerfej hűtésekor a szelepek közötti vállrész jelenti a legtöbb problémát. A fészkek közötti váll keskeny, ugyanakkor a szeleptengely irányában viszonylag vastag — szilárdsági és öntési okokból. A hőfeszültségek szempontjából ugyanakkor ez a kialakítás rossz: a hűtés rossz, a vállban ébredő tangenciális feszültség nagy.



6. ábra. A hengerfej hűtésének javítása fűrt csatornákkal

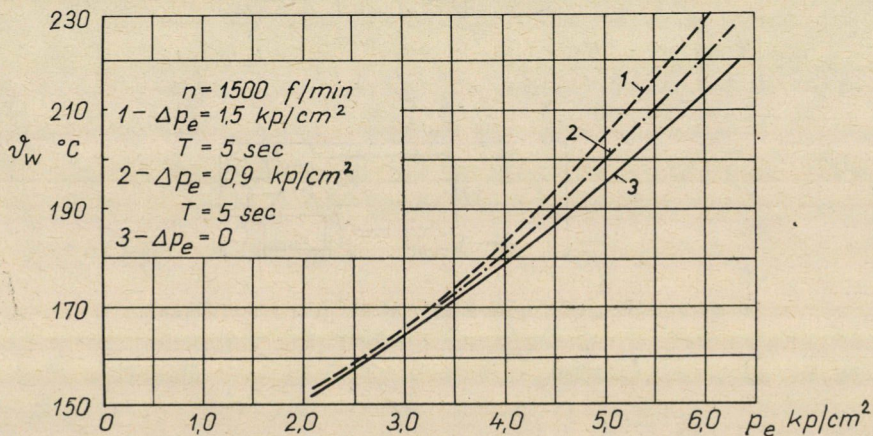


7. ábra. A porlasztó hőterhelésének csökkentése hőpajzs alkalmazásával

A váll hűtése valamelyest javítható, ha a hűtővizet vezetősővel irányítják az adott helyre. Döntően javítható a hűtés fűrt hűtőcsatorna alkalmazásával. Egy ilyen megoldás látható a 6. ábrán [FRENCH (1969/70)].

A befecskendező fűvókák hűtéséhez a rajtuk átáramló tüzelőanyag általában elegendő. Amennyiben mégis túlmelegedne a porlasztó, egyszerű hőpajzs alkalmazásával a hőmérséklet lényegesen csökkenthető. Az egyszerű megoldást a 7. ábra szemlélteti.

A közvetlenül vízzel hűtött részek hűtése bizonyos mértékben javítható a hűtőközegbe kevert inhibitorok alkalmazásával [FRENCH (1969/70)]. Hatásuk különösen azért értékelhető, hogy a hűtőhatás több ezer órák üzem után is csaknem változatlan marad. A zárt hűtési rendszer bevezetése igen nagy jelentőségű az állandó hűtőhatás biztosítása céljából. A gyakori hűtővízesere és a normál kútvíz használata lerakódásokra és korrózióra vezet, a hűtőhatás csökken, az alkatrész hőmérséklete lényegesen ($50-80\text{ C}^\circ$) növekedhet változatlan terhelés mellett.



8. ábra. A váltakozó jellegű terhelés hatása a szelepek közötti váll hőmérsékletére

Hőterhelés váltakozó jellegű terhelésnél

A váltakozó jellegű terhelés hatására a motor körfolyamata romlik, s ennek következtében a hőterhelés is növekszik a stacionárius állapothoz viszonyítva. A járulékos hőmérsékletnövekedés a periódus idejének és a változás amplitúdójának függvénye.

A Csepel Dieselmotoron végzett kísérlet eredményei a 8. ábrán láthatók, ahol a szelepek közötti váll hőmérséklete van felvíve az átlagos effektív középnyomás függvényében. A járulékos növekedés csak nagyobb terheléseknél jelentős, értéke $15-20\text{ C}^\circ$ is lehet. Ezek az értékek azonban kifogástalan állapotú motorra vonatkoznak s elhasznált motoron valószínűleg ennél nagyobb növekedés is felléphet. Tekintettel arra, hogy a dugattyúban hasonló nagyságú járulékos hőmérsékletnövekedés figyelhető meg, a $15-20\text{ C}^\circ$ -os növekedés itt bizonyos esetekben veszélyes lehet.

Hőterhelési kritérium

Dieselmotorokban a dugattyú tekinthető a legfontosabb hőigénybevett alkatrésznek, azért a motor átlagos hőterhelése a dugattyú hőterhelésével is

jellemezhető. A dugattyú hőterhelése első közelítésben az alábbi egyszerű kifejezéssel jellemezhető:

$$\text{hőterhelés} = \left(\frac{N}{D} \right)^{0,7},$$

ahol N — a hengerteljesítmény, Le,

D — a dugattyú átmérője, m.

Egy sor nagyobb teljesítményű traktormotor fontosabb műszaki adatait és a fenti hőterhelési kritériumot a II. táblázat mutatja.

II. táblázat

Típus	Nagyteljesítményű traktormotorok adatai						
	D, mm	S, mm	i_z	N_e , Le	n_e	P_e	$\left(\frac{N}{D} \right)^{0,7}$
D4K-B	112	140	6	90	1850	5,5	31
UE-50	112	140	4	55	1850	5,05	29,3
Zetor 8011	110	120	4	80	2200	6,72	36,2
ZT-300	120	145	4	90	1850	6,7	39
Eicher Mammuth	100	125	4	60	2000	6,88	33,2
Fiat 615	108	120	4	66	1900	7,1	33,5
Schlüter 900	110	125	6	90	1800	6,35	30,5
Schlüter 130	110	125	8	130	1800	6,85	33,0
T-150	130	145	6	165	2100	6,17	42,0*
K-700	130	140	8V	215	1750	7,45	41,5*
IHC 1456	107,2	117,5	6	130	2400	7,63	41,0*
John Deere 4020	108	120,8	6	100	2200	6,15	34,0
J. D. 4320	108	120,8	6	110	2200	6,75	36,2
J. D. 4520	108	120,8	6	130	2200	8,0	40,5*
J. D. 5020	120	130	6	145	2200	6,73	40,8

* Feltöltéses motor.

Mint látható, a normál szívómotorok hőterhelési kritériuma zömében 31—34 között van, csak néhány motornál találunk nagyobb értékeket. A feltöltéses motoroké viszont 41—42. A nagyobb megengedhető értékek itt azzal magyarázhatók, hogy a feltöltés ezeknél a motoroknál elsősorban a légfeslegtényezőzt növeli s ezzel a hőterhelést csökkenti, az effektív középnyomás csak kisebb mértékben növekszik. Különösen szembetűnik a T-150 motorja, amelynek effektív középnyomása feltöltés nélkül is könnyen biztosítható lenne. A 130 mm-es dugattyú azonban feltöltés nélkül nem bírna el 2100-as fordulatszámot, legfeljebb hatékony olajhűtéssel.

A II. táblázatból az is látható, hogy hazai traktoraink dolgoznak a legkisebb effektív középnyomással. A hathengeres motorból 110 LE lenne nyer-

hető 6,7 kp/cm² effektív középnyomás mellett, változatlan fordulatszámmon. A négyhengeres motor pedig 70 Le-ig volna terhelhető. Ehhez azonban szükséges volna a dugattyú hőterhelését megfelelő szinten tartani, esetleg rázókamrás olajhűtéssel.

Következtetések

A traktormotorok nagy közepes s emellett váltakozó jellegű terheléssel dolgoznak. A váltakozó jellegű terhelés egyrészt jelentős mechanikai igénybevételt jelent, másrészt a motor hőterhelését járulékosan növeli. A nagy közepes terhelés állandó jellegű nagy hőigénybevételt jelent a hőterhelésnek kitett alkatrészekben. Tehát a traktorüzem mind mechanikai, mind a hőigénybevétel szempontjából nehéz üzemnek számít. A motor tartós, megbízható üzeme ezért csak úgy garantálható, hogy vagy a teljesítményt korlátozzák, vagy megfelelő konstrukciós megoldásokkal a hőigénybevételt csökkentik.

A nagy teljesítményű jármű és vasúti Dieselmotorokhoz már kifejlesztették azokat a konstrukciós megoldásokat, amelyekkel a hőigénybevétel megfelelő szinten tartható. Ezek a konstrukciós megoldások előbb-utóbb a traktormotoroknál is alkalmazást nyernek, mivel a traktorteljesítmény növekedése nem teszi lehetővé a mérsékelt fajlagos teljesítményre való beállítást.

A fentiek alapján számolni kell a mérsékelt feltöltés, a dugattyúhűtés, speciális dugattyúgyűrűk, jobb minőségű olajok, a hőigénybevételt jobban elviselő szerkezeti anyagok terjedésével traktormotoroknál is.

Traktormotorjaink teljesítménye 15–20%-kal növelhető, amennyiben a dugattyú hűtéséről gondoskodunk. A szívócső hangolásával a volumetrikus hatásfok is javítható.

Nagy gondot kell fordítani a motorok karbantartására, a helyes beállításra, mivel a rendellenességek a hőigénybevételt növelik és gyorsítják a motor tönkremenetelét. Ez az igény a motorok fajlagos teljesítményének növelésével mind fokozottabban jelentkezik.

IRODALOM

- KAHRS, M. (1963): Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landt. Forschung, **6**.
- GLUHT, M. und H. VOSS (1966): Ein Beitrag zur Frage der Betriebsbeanspruchungen von Feldhächslorganen. Landt. Forschung, **5**.
- RAZSÓ, I. és GY. SITKEI (1960): Traktormotorok üzemi viszonyai váltakozó jellegű terhelésnél. Mérn. Továbbk. Intézet, Budapest.
- SITKEI GY. (1962): Hőátadás és hőterhelés belsőégésű motorokban. Akadémiai Kiadó, Budapest.
- SITKEI, G. (1967): Einige Berechnungsprobleme des Wärmeüberganges in Vorkammer-Dieselmotoren. Acta Technica, **58**.
- SITKEI, G. and RAMANAIAH, G. (1972): A Rational Approach for Calculation of Heat Transfer in Diesel Engines. SAE Paper No. 720027, Detroit.

- SITKEI, G. (1970): Thermal Loading of Diesel Engines at Variable Operating Conditions. Proc. of the Internal Combustion Engine Conference Bucharest.
- GINCBURG, J. (1959): Teplovaja naprjazsenoszt porsnyej. Trudi NILD, 6.
- FRENCH, C. (1969/70): Problems Arising from the Water Cooling of Engine Components, Proc. Inst. Mech. Engrs. London.
- PAHOMOV, E. (1971): Issledovanie effektivnosztyi maszlannovo ohlazsdenija porsnyej dvigatelja D37E. Traktori.
- FISKAA, G. et al. (1967/68): Computer Calculation of Stresses in axisymmetric Thermally Loaded Components. Proc. Inst. Mech. Engrs. London.
- COWLEY, W. et al. (1964/65): Internal Compustion Engine Poppet Valves. Proc. Inst. Mech. Engrs. London. Vol. 179.
- IRMLER, CH. (1963): Wärmespannungen in Zylinderköpfen von Viertakt-Dieselmotoren. VDI-Forschungsheft 495.