



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 26 (LIII)
PRAHA
ŘÍJEN 1980
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, Jan Květoň, ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1980

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné Kčs 120,—.

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — Institut für wissenschaftlich-technische Information der Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

Rozvoj společenské výroby konce tohoto a začátku příštího století bude limitován možnostmi využívání zdrojů energie. Bude nutné hledat nové, energeticky méně náročné technologické procesy i možnosti záměn energetických zdrojů. Již v současné době se projevují některé nepříznivé situace vznikající tím, že v období 1985–2000 má nastat kulminace v těžbě ropy a od té doby dojde k jejímu trvalému poklesu. Předpokládá se, že ropa bude postupně jen pro chemické a dopravní účely. Její využití pro ohřev a otop bude postupně klesat. Podle některých studií by tepelné procesy měly být ještě před rokem 2000 zajišťovány jiným zdrojem energie než ropnými výrobky. Částečně bude možné pro tyto účely využívat plyn, ale i u tohoto paliva se předpokládá kulminace jeho těžby v období nedlouho po roce 2000. Zásadní řešení se očekává od rozvoje těžby uhlí změnou jeho skupenství přímo v místě ložisek a od další rozsáhlé výstavby jaderných elektráren. Kromě toho se intenzivně hledají nové netradiční zdroje energie jednak v různých formách nevyužitého nebo dosud nevyužitelného tepla z technologických procesů, jednak v přírodě.

Velmi široce se diskutuje o otázkách získávání vodíku jako vhodného paliva buď elektrolýzou vody, popřípadě s využitím sluneční energie, nebo zpracováním rostlinné hmoty. Problém biomasy zasahuje dnes spíše společenskopolitické oblasti než sféru technického řešení. To bylo zřejmé i na letošním mezinárodním kolokviu CENECA v Paříži, které bylo věnováno energetickým problémům. Kapitalistické země předpokládají, že rozvojem pěstování biomasy pro energetické účely by se měly zabývat země třetího světa. Ty sice tento problém zajímá, ale ne z hlediska řešení energetických problémů společensky vyspělých bohatých zemí, nýbrž z hlediska budoucího zajišťování výživy vlastního obyvatelstva.

Hledání souladu mezi snahou o zvyšování životní úrovně lidí a možnosti krytí z toho vyplývajících potřeb nerostného bohatství a zdrojů energie je globálním celosvětovým problémem, kterým se zabývají nejen technici a významní odborníci přírodovědních oborů, ale i sociologové a přední světoví politici. Podkladem pro jeho řešení musí být pečlivé analýzy dosavadního vývoje i analýzy všech současných technologických procesů.

V zemědělském výzkumu se v posledním období objevuje mnoho úvah a výpočtů o energetické náročnosti a účinnosti využívání dodávaných paliv a energie v zemědělské výrobě. Rada prací je bohužel jen těžko porovnatelná, protože témata je příliš nová a z toho vyplývá i rozmanitost a nejednotnost v terminologii. V novém významu se objevuje pojem energetická účinnost. Vzhledem k biologickým objektům (zvířatům, rostlinám), které využívají v průběhu technologických procesů nejen energii dodávanou z vnějších technických zdrojů, ale také energii slunečního záření a energii svých vlastních produktů (dýchání, exkrementů, kořenového systému rostlin), je velmi obtížné stanovit nejen celkovou získanou užitečnou energii, ale i příkon energie od všech zdrojů. To prakticky vylučuje používat pojem energetické účinnosti ve smyslu fyzikálním, tj. jako poměr celkového výkonu soustavy k příkonu energie nutné pro požadovanou činnost této soustavy.

Zdálo by se jednoduché nahradit pojem „účinnost“ jiným pojmem. Ale ani to není užitečné v dnešní době, kdy využitelnou energii se stává i entalpie vydýchaného vzduchu zvířat, tepelná energie zvířat sdílená okolnímu prostředí prouděním vzduchu a sáláním, energie chemických vazeb látek tvořících výkaly zvířat, tepelná energie živočišných produktů apod. V blízké budoucnosti zřejmě dojde v mezinárodním měřítku ke sjednocení pojmů a metodiky hodnocení všech energetických ukazatelů.

Rozbor účinnosti využívání paliv a energie vyžaduje hledat nové analytické metody vztahu energie a zemědělské produkce. V této oblasti publikoval u nás již řadu prací ing. Kosek. Jeho dále publikovaný příspěvek obohacuje problematiku obecných energetických otázek o nové originální myšlenky a výsledky. Využitím statisticky zpracovaných údajů a regresních rovnic pro stanovení účinnosti využití paliv a energie v živočišné a rostlinné výrobě se dochází k zobecnění pohledů na závislosti energetické náročnosti zemědělské výroby.

Analýzou celé rostlinné a živočišné výroby se postupně dospívá k energetickým rozborům jednotlivých technologických procesů a pracovních operací. Jednou z takových operací je řezání píce, související zejména s její konzervací horkovzdušným sušením. Krátká řezanka může velkým podílem přispět k racionalizaci spotřeby paliva pro sušení. Přitom je důležité znát, jaký vliv má délka řezanky i na spotřebu energie pro vlastní řezání píce a celou sklizňovou operaci. Tímto problémem se za-

bývá ve své práci ing. Bouček. Na základě rozboru výsledků zahraničních i svých vlastních prací dospívá k matematickému vyjádření energetické bilance řezání píce, kde se na rozdíl od všech dřívějších prací objevuje i faktor délky řezanky.

Důležitou složkou zajišťování zemědělské produkce je optimální prostředí pro vývoj zvířat a v zakrytých prostorách i pro pěstování rostlin. Spotřeba energie pro tyto účely je zvláště v zimním období značná.

Nové metody hodnocení a výpočtu tepelných poměrů ve stájových objektech přináší ve své práci doc. ing. Chyský. Vytvořením výpočetního programu lze velmi rychle řešit variantní způsoby zajištění optimálního stájového prostředí za různých vnitřních i vnějších podmínek, včetně možnosti využívání tepla, které dosud bez užitku odchází při větrání stáji do venkovního ovzduší. Rekuperace tepla ve stájových prostorech pomůže významně optimalizovat teplotu a vlhkost stájového vzduchu, a tím i živočišnou produkci a spotřebu krmiv.

Tématiku netradičního využívání přírodních zdrojů energie obsahuje práce ing. Haše. Po teoretickém rozboru některých aspektů energetické bilance slunečních kolektorů pro ohřev vody přináší první výsledky měření energetické účinnosti několika vzorků kolektorů, které byly v ČSSR vyrobeny. Na základě těchto výsledků je možné vhodnými matematickými modely zhodnotit energetický zisk kolektorů v jednotlivých ročních obdobích a při různém účelu jejich využívání.

Možnosti zavádění nových a netradičních zdrojů energie v zemědělství jsou velmi široké. Pro stručnou představu o těchto možnostech i pro představu o budoucích směrech technického rozvoje v oblasti zemědělské energetiky doplňuje soubor původních prací rubrika, v níž autoři ing. Haš a ing. Fiala informují o nových poznatcích z literatury a o energetických zařízeních a systémech, které se začínají objevovat na světových výstavách zemědělské techniky. Tyto poznatky doplňují vlastními úvahami, kritickými poznámkami a orientačními výpočty nebo kvalifikovanými odhady, které mají dokumentovat možnosti a rozsah budoucího využívání nových zdrojů energie a jejich energetický přínos.

Ing. Stanislav Haš, CSc.

Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy

J. Kosek

KOSEK, J. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Energetická účinnost zemědělské výroby*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10) : 579-591.

Rostoucí napjatost a disproporce mezi spotřebou energie a možnostmi jejího krytí energetickými zdroji ve všech státech si vynucuje zabezpečit řadu rozborů, které vyjasňují energetickou náročnost jednotlivých oblastí národního hospodářství. Hodnocení energetické náročnosti a účinnosti zemědělství vychází z předpokladu, že zemědělství je producentem energie ve formě potravin rostlinného a živočišného původu. Na základě statistických podkladů byly stanoveny průběhy energetické náročnosti a energetické účinnosti zemědělské výroby jako funkce přímé spotřeby energie. Stanoveny byly příslušné funkční závislosti, které mohou sloužit jako podklad pro prognostické účely a porovnání účinnosti čs. zemědělství se zemědělstvím jiných států.

spotřeba paliv a energie; energetická hodnota produkce ve stravitelných živinách; energetická účinnost zemědělské výroby

Zemědělství, resp. zemědělsko-potravinářského komplexu se dotýkají tři základní problémy, které patří do tzv. globálních problémů lidstva (Kapica, 1977). Je to potřeba výrazně zvýšit zemědělskou produkci (produkci potravin), zajistit potřebné množství energie pro zabezpečení této produkce a zamezit nepříznivému vlivu technizace zemědělství a zemědělských výrobních soustav na životní prostředí.

Přitom je třeba si uvědomit, že proti ostatním odvětvím národního hospodářství, která jsou s výjimkou těžby paliv a energetiky především spotřebiteli energie, má zemědělství odlišný charakter. Na jedné straně je totiž spotřebitelem, na druhé straně pak výrobcem energie v její nezastupitelné formě pro zabezpečení lidské existence, tj. energie ve formě potravin nebo surovin pro jejich výrobu.

ENERGETICKÁ NÁROČNOST ZEMĚDĚLSKÉ VÝROBY

Energetická analýza zemědělské výroby je relativně mladá oblast odborné činnosti. Řešení problematiky spotřeby energie ve vztahu k zemědělské produkci urychlila energetická krize z počátku 70. let. Jestliže se těmito otázkami v počátečním období zabývali především energetici, v dnešní době se jimi musí zabývat i technologové, ekonomové, biologové apod. Systém hodnocení energetické náročnosti a účinnosti zemědělské výroby byl v ČSSR vypracován již dříve (Kosek, 1977). Toto hodnocení vychází z principu posouzení veškerých technologických postupů při pěstování a sklizni určité plodiny nebo chovu hos-

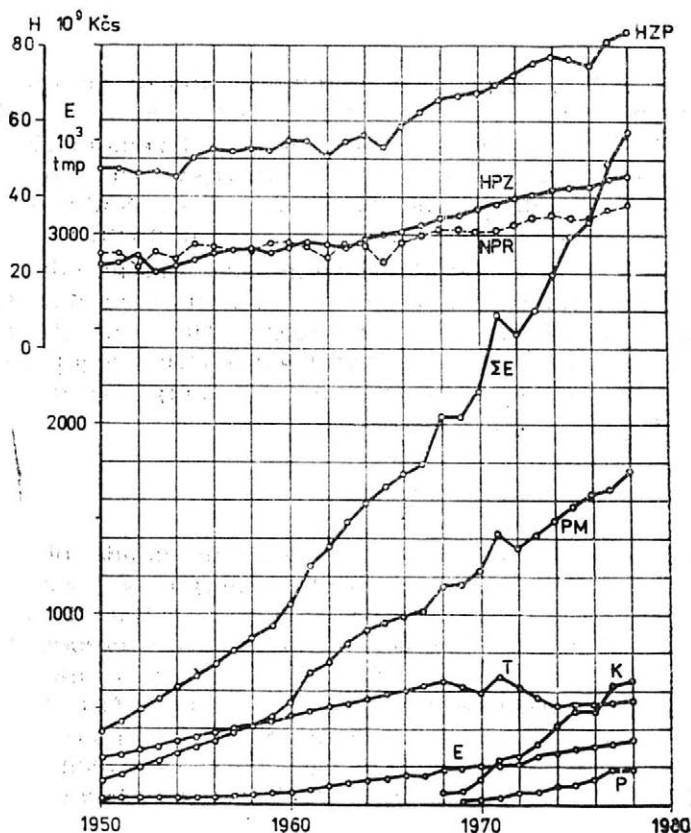
podářských zvířat při respektování veškerých materiálových a energetických toků. Tím je do hodnocení účinnosti živočišné výroby zahrnuta i energie na výrobu potřebných krmiv. Navržený způsob umožňuje stanovit náročnost a účinnost nejen vlastních výrobních prostředků v zemědělství, ale i celkovou účinnost zemědělsko-potravinářského komplexu, tj. oblast zemědělské prvovýroby i zpracování produkce v potravinářském průmyslu do formy potravin.

Energii vkládanou do zemědělské výroby je možno členit do dvou kategorií.

a) Energie přímá — používaná ve formě motorových paliv, paliv přeměňovaných na teplo, tepla z centrálních a jiných zdrojů, elektrické energie a ve formě živé práce a práce potahů.

b) Energie nepřímá — tj. energie vložená do výrobního procesu zemědělství prostřednictvím jiných odvětví národního hospodářství. Patří sem energie spotřebovaná na výrobu zemědělské techniky (zemědělských strojů, traktorů apod.), produktů chemického průmyslu (průmyslová hnojiva, herbicidy, pesticidy, stimulanty růstu apod.), na zemědělskou výstavbu, včetně výroby stavebních materiálů atd.

Energetickou náročnost v zemědělské výrobě lze tedy hodnotit v podstatě dvěma způsoby, a to z hlediska přímé spotřeby energie, nebo podle celkové spotřeby energie (tj. energie přímé a nepřímé). Ve prospěch hodnocení na základě přímé energie mluví zjednodušené řešení a skutečnost, že tato metoda ukazuje na efektivnost vlastního zeměděl-



1. Hrubá zemědělská produkce a spotřeba paliv a energie v čs. zemědělství — Gross agricultural production and the consumption of fuels and power in Czechoslovak agriculture

- HZP — hrubá zemědělská produkce
- HPR — hrubá produkce rostlinná
- HPZ — hrubá produkce živočišná
- ΣE — celková spotřeba energie
- PM — motorová paliva
- T — tuhá paliva
- K — kapalná paliva
- P — plyná paliva
- E — elektrická energie

ství. Druhý způsob pak dává přehled o úrovni a podílu celého národního hospodářství, tedy strojírenství, chemického průmyslu a stavebnictví, na rozvoji zemědělství. V další stati se budeme zabývat otázkami spotřeby přímé energie.

Při hodnocení energetické náročnosti zemědělství se obvykle vztahovala přímá spotřeba paliv a energie k celkovému objemu hrubé zemědělské produkce (HZP), vyjádřené ve finančních jednotkách. Přitom jednotlivé druhy paliv a energií se převáděly na jednotný ukazatel, tj. měrné palivo (m. p.).

Průběh spotřeby energie v čs. zemědělství a hrubá zemědělská produkce v letech 1950—1978 jsou znázorněny na obr. 1. Mimo celkové HZP je v diagramu uvedena hrubá produkce rostlinné (HPR) a živočišné (HPZ) výroby. Spotřeba energie je členěna na hlavní druhy paliv, tj. na paliva motorová, topné oleje, tuhá paliva a plyn a na elektrickou energii, uváděnou přepočtem $1 \text{ kWh} = 0,123 \text{ kg m. p.}$

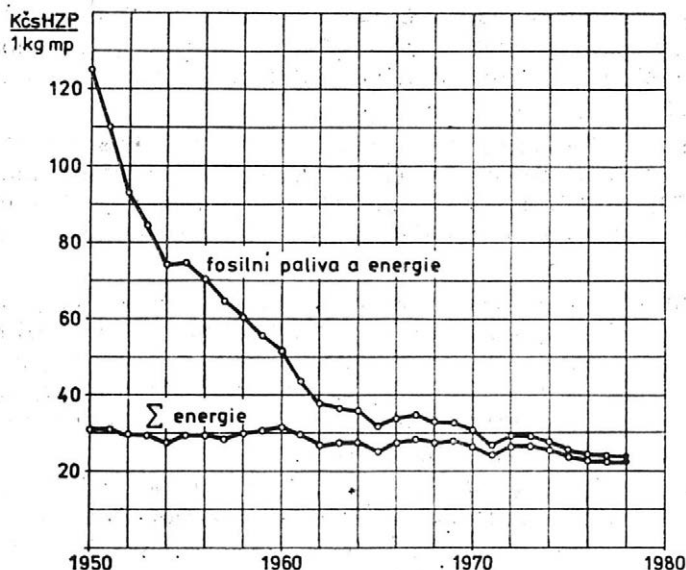
Z uvedeného diagramu je zřejmé, že nárůst zemědělské produkce byl spojen s prudším vzrůstem spotřeby energie. Hodnotíme-li z obr. 1 pouze období 1961—1975 z pětiletých průměrů, je zřejmé, že HZP vzrostla o 37,7 % a spotřeba energie o 80 %.

EFEKTIVNOST VYNAKLÁDANÉ ENERGIE V ZEMĚDĚLSTVÍ

Ze základních statistických podkladů a materiálů lze odvodit i další ukazatele, které mohou lépe charakterizovat význam energie pro rozvoj zemědělské výroby. Jedním z těchto ukazatelů je měrná zemědělská produkce, jejíž hodnota je udávána v Kčs HZP na spotřebu energie v hodnotě 1 kg měrného paliva. Hodnota HZP se udává ve stálých cenách r. 1967.

Průběh tohoto ukazatele v letech 1950—1978 je zobrazen v diagramu (obr. 2). Je zřejmé, že původně dosahovaná hodnota 126 Kčs HZP na 1 kg m. p. v roce 1950 s rozvojem mechanizace prudce klesala. V roce 1978 se při vynaložení 1 kg m. p. fosilních paliv a elektrické energie získává pouze 24 Kčs HZP. Prudké snižování efektivity vynakládané energie v zemědělství je však pouze zdánlivé, neboť v počátečních obdobích mechanizace a technizace tvořila výrazný podíl v energetické základně zemědělství energie potahů a živá práce.

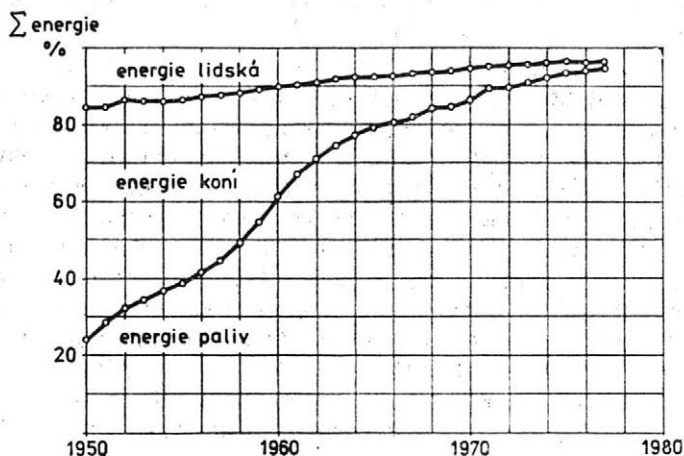
Postupná náhrada těchto složek přímé energie mechanizačními prostředky vedla k nárůstu spotřeby motorových paliv. Z hlediska celkové potřeby energie, tedy fosilních paliv a elektřiny, a spotřeby lidské a animální práce docházíme k výrazně odchylnému hodnocení průběhu potřeby energie pro zabezpečování zemědělské výroby. K tomuto účelu je třeba nahradit živou práci a práci potahů jejich energetickým ekvivalentem, který byl stanoven na 130 kg m. p. na trvale činnou osobu a rok, energie zvířat 1500 kg m. p. na zvíře a rok. Tyto hodnoty odpovídají vynaložené energii na výrobu potravin, event. krmiv při energetické účinnosti zemědělské výroby 1. Tím lze výslednou křivkou měrné zemědělské produkce v obr. 2 prokázat, že v období let 1950—1977 došlo k mírnějšímu (v podstatě lineárnímu) poklesu získané HZP z 1 kg m. p.; tj. z hodnoty 31 Kčs na 1 kg m. p. v roce 1950 na cca 22 Kčs na 1 kg m. p. v roce 1977.



2. Průběh měrné zemědělské produkce v Kčs. kg^{-1} m. p. — The pattern of specific agricultural production in crowns kg^{-1} m. p.

Procentuální podíl vynakládané živé práce a práce potahů na celkové spotřebě energie v zemědělství ČSSR je vyneseno na obr. 3. V roce 1950 z celkové spotřeby energie tvořila fosilní paliva a elektrická energie pouze 24 %, zatímco v roce 1977 stoupla na 94 %. Při výpočtu se vycházelo jak ze spotřeby jednotlivých druhů paliv a elektrické energie, tak i z počtu osob trvale činných v zemědělství a z počtu používaných potahů a jejich energetického ekvivalentu.

Náklady na používaná paliva a elektrickou energii tvořily v roce 1977 6 % hodnoty HWP. Považujeme-li však živou práci a práci potahů, resp. jejich energetický ekvivalent, za složku přímé energie, pak náklady na spotřebovanou energii byly v témž roce cca 36 % hodnoty HWP. Pro tento případ se počítaly pro výpočet energetického ekvivalentu průměrné roční náklady na jednu pracovní sílu v zemědělství 26 000 Kčs [Statistická ročenka, 1976—1977], náklady na udržování jednoho potahu pak 16 000 Kčs [Pellarová, 1979].



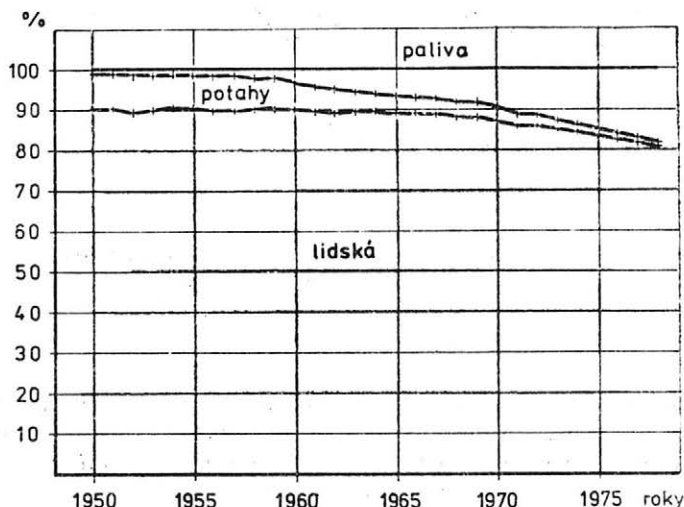
3. Procentuální zastoupení potažní a živé práce na celkové spotřebě energie v zemědělství — The percentual proportions of draught work and live work in the total power consumption in agriculture

Tím cena energetického ekvivalentu je
 u živé práce 200,00 Kčs na 1 kg m. p.
 u potahu 10,70 Kčs na 1 kg m. p.

zatímco cena energie paliv byla :

tuhá paliva	0,36 Kčs na 1 kg m. p.
lehký topný olej	0,85 Kčs na 1 kg m. p.
plynná paliva	0,81 Kčs na 1 kg m. p.
motorová nafta	1,65 Kčs na 1 kg m. p.
elektrická energie	4,47 Kčs na 1 kg m. p.

4. Průběh nákladů na živou práci, práci potahů a energií fosilních paliv, včetně elektrické energie v čs. zemědělství — The pattern of the costs of live work, draught work, and fossil fuel power, including electricity, in Czechoslovak agriculture

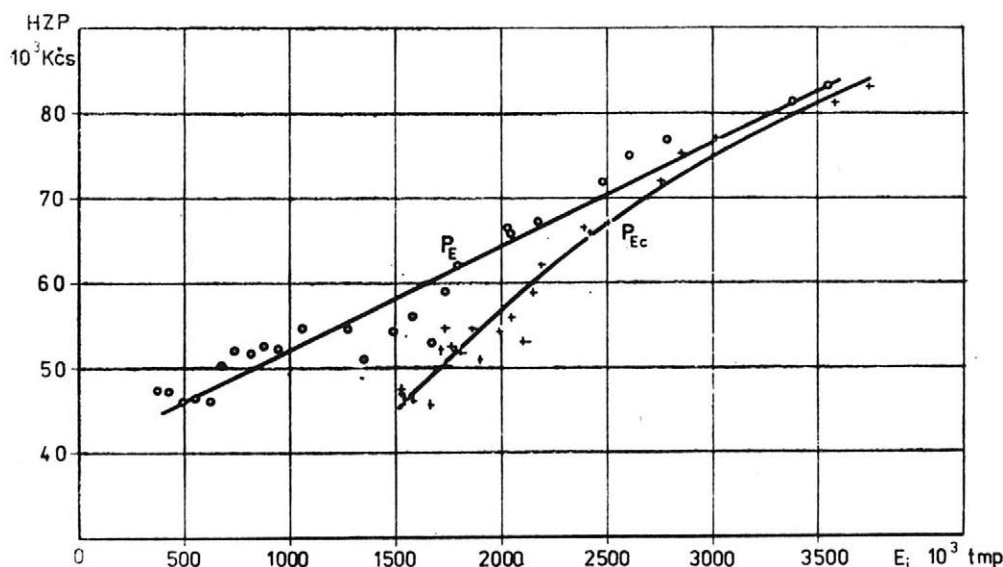


Průběh procentuálního zastoupení nákladů na jednotlivé druhy energií je uveden na obr. 4. V roce 1950 tvořila fosilní paliva z celkových nákladů na energii necelé 1 %, v roce 1978 již 18 %. Živá práce tvoří z tohoto aspektu v průběhu let 1950—1978 90—81 % celkových nákladů na energii; od r. 1970 má klesající tendenci. V absolutní hodnotě pak cena přímé energie a energetických ekvivalentů živé práce a práce potahů klesá z 36 Kčs na 1 kg m. p. v roce 1950 na 8 Kčs na 1 kg m. p. v roce 1978. Tento pokles byl způsoben stále širším používáním mechanizačních prostředků a růstem jejich výkonnosti. Obecně se však potvrzuje, že živá práce, hodnocená jako zdroj energie, je v technicky vyspělé společnosti příliš nákladná a že je nutno ji nahrazovat prací mechanizovanou, při níž by člověk měl vykonávat pouze nutnou řídicí a kontrolní činnost.

ZEMĚDĚLSKÁ PRODUKCE JAKO FUNKCE SPOTŘEBY ENERGIE

Intenzifikace zemědělské výroby, a tím i růst HZP, má bezesporu vliv na spotřebu energie, resp. případný nedostatek energie se může projevit i stagnací nebo poklesem výroby.

Význam spotřeby energie ve vztahu k nárůstu zemědělské produkce dokumentuje obr. 5, ve kterém je vyjádřen na základě statistických dat



5. Hrubá zemědělská produkce jako funkce spotřeby energie — Gross agricultural production as a function of power consumption

P_E — fosilní paliva

P_{Ec} — celková energie

průběh HYP jako funkce přímé spotřeby energie (celkové a získané z fosilních paliv). Z tohoto diagramu je zřejmé, že spotřeba paliv a elektrické energie má v hodnoceném období lineární průběh ve vztahu k objemu HYP. Celková spotřeba energie je však dána polynomem vyššího stupně, z něhož je zřejmé, že k další intenzifikaci zemědělské výroby je zapotřebí vynakládat stále větší množství celkové energie, a to podle vztahu

$$P = 0,035 E_c - 3,36 \cdot 10^{-6} E_c^2 \quad (10^9 \text{ Kcs})$$

kde: P — hrubá zemědělská produkce (10^9 Kcs)

E_c — celková přímá spotřeba energie (energie z fosilních paliv, živá práce a energie potahů) (10^5 t m. p.)

Tato křivka vychází z počátku souřadného systému. (Bez vynaložení energie či živé práce nelze zajistit žádnou produkci.)

Vyjádříme-li shodnou závislost na spotřebě fosilních paliv, docházíme k výrazu

$$P = 40,205 + 0,0121 E \quad (10^9 \text{ Kcs})$$

kde: E — přímá spotřeba paliv a elektrické energie (10^5 t m. p.)

Hodnocení energetické náročnosti zemědělské výroby ve vztahu k finančnímu aspektu HYP má bezesporu svůj význam především z hlediska plánovacího. Za věcně správnější však považujeme vyjadřovat skutečnou hodnotu zemědělské produkce v jednotkách fyzikálních, tj. v energetické hodnotě stravitelných živin, které jsou vlastním smyslem zemědělské výroby. Tyto jednotky nepodléhají dále časovým změnám, vyjadřují vždy skutečnou hodnotu výroby a jsou porovnatelné s údaji jiných států.

Vlastní energetická účinnost výroby jednotlivých produktů, zemědělství jako celku, nebo celého výrobního řetězce potravin je dána podílem energetických vstupů a energetické (kalorické) hodnoty produkce ve formě stravitelných živin, event. bílkovin. (Je zřejmé, že tento způsob není typický pro veškeré obory činnosti zemědělství, např. pro oblasti, kde hlavním úsekem je výroba vitamínů apod.)

Stanovuje se jako

$$\eta = \frac{\Sigma P_s}{\Sigma E_{(c)}}$$

kde: $E_{(c)}$ — přímá roční spotřeba energie (input) v zemědělství nebo v jeho výrobním odvětví za rok (J)

ΣP_s — energetická hodnota roční zemědělské produkce nebo výrobního odvětví za rok (output) (J)

Abychom mohli stanovit průběh účinnosti naší zemědělské výroby, bylo třeba nejprve určit energetickou hodnotu zemědělské produkce v jednotlivých letech. Při výpočtu byl zachován tento postup: rostlinná produkce byla rozdělena do dvou základních skupin, a to na část, která je určena k přímé spotřebě obyvatelstva, popřípadě ke zpracování v potravinářském průmyslu, a na část používanou jako krmiva v živočišné výrobě. Podle tohoto kritéria byla stanovena i různá nutriční hodnota produktů. Pro účely výživy lidí byla vypočtena výživná hodnota jedlého podílu jednotlivých produktů, u krmiv pak jejich stravitelná hodnota (Čvančara, 1965). Zužitkovatelný odpad z potravinářství byl převeden jako krmivo do živočišné výroby s příslušným energetickým ohodnocením. Podíl rostlinné produkce pro spotřebu obyvatel byl snížen o hodnotu dovážených rostlinných produktů, což umožnilo energeticky ohodnotit plnou dávku krmiv. Při výpočtu se počítalo se zpětnou dodávkou krmiv z centrálních zdrojů. Při stanovení energetické hodnoty rostlinné produkce se tedy vycházelo z celkové výroby jednotlivých produktů v ČSSR, z nákupu, dovozu a zpětných dodávek z centrálních zdrojů do zemědělství.

Do energetické hodnoty této produkce se nezapočítávaly přadné rostliny, výroba chmele, apod. Energetická hodnota zeleniny a ovoce byla stanovena odhadem průměrné výživné hodnoty těchto produktů.

Hodnota krmiv (jednotlivých druhů) byla stanovena z obsahu živin, z koeficientu jejich stravitelnosti pro zvířata a ohodnocením

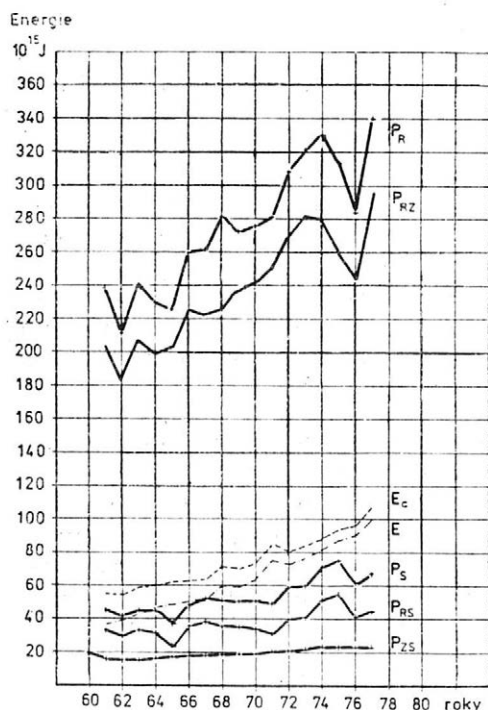
— dusíkatých a bezdusíkatých látek a hrubé vlákniny	17,2 MJ . kg ⁻¹
— rostlinných tuků	39,0 MJ . kg ⁻¹

Energetická hodnota živočišné produkce byla určena analogicky z celkové výroby — v živé hmotnosti — vepřového masa a vajec, z výkupu — hovězího, telecího a skopového masa, jatečné drůbeže a mléka. V případě mléka rozdíl mezi výrobou a výkupem je převeden na krmivo do živočišné výroby. Hodnota masa v živé hmotnosti byla převedena na maso na kosti, z něhož byla vyčíslena příslušná energetická hodnota podle Vignera [1979].

Jateční odpad se do fondu krmiv nepřeváděl. Nebyly zhodnocovány části produkce, sloužící jako surovina pro průmyslové účely (kůže, vlna

apod.), rovněž nebyly oceňovány dovážené komponenty pro krmné směsi (rybí moučky), čímž je účinnost živočišné produkce poněkud nadhodnocena.

Celková energetická (nutriční) hodnota zemědělské produkce ČSSR je uvedena na obr. 6. Je členěna na hodnotu rostlinné výroby (P_R), na hodnotu krmiv (P_{RZ}) — rozdíl těchto hodnot představuje přímou potřebu produktů rostlinné výroby pro obyvatelstvo (P_{RS}), tj. $P_R - P_{RZ} = P_{RS}$, dále na hodnotu živočišné produkce (P_{ZS}) a celkovou hodnotu produkce pro výživu lidí (P_S), tj. $P_S = P_{RS} + P_{ZS}$.



6. Energetická (nutriční) hodnota zemědělské produkce — The energy (nutritive) value of agricultural output

- P_R — energetická hodnota rostlinné produkce
- P_{RZ} — energetická hodnota rostlinné produkce, převáděné do živočišné výroby
- P_{RS} — energetická hodnota rostlinné produkce, určené k výživě obyvatelstva
- P_{ZS} — energetická hodnota živočišné produkce, určené k výživě obyvatelstva
- P_S — energetická hodnota zemědělské produkce, určené k výživě obyvatelstva
- E — spotřeba paliv a energie
- E_c — celková spotřeba energie

V diagramu je dále vynesena spotřeba energie na zabezpečení zemědělské výroby, a to jak energie paliv a elektřiny, tak energie celkové (energie fosilních paliv, živá práce, práce potahů).

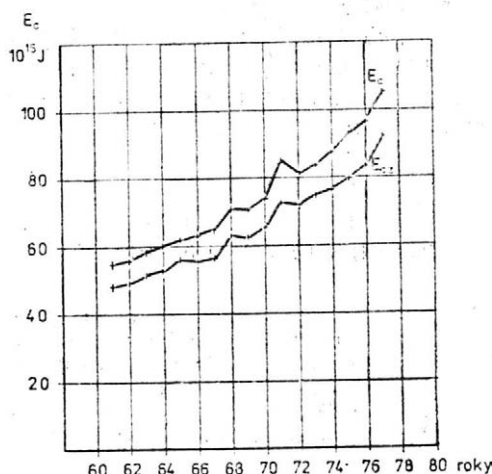
Z diagramu je patrné, že rozvoj živočišné výroby plynule roste nejen v tržní produkci, ale i v její energetické hodnotě, zatímco rostlinná produkce vlivem přírodních a klimatických podmínek silně kolísá, i když má vzestupnou tendenci. Obdobný charakter má i spotřeba krmiv, jejíž kolísání je nutno vyrovnávat dovozem a mimořádnými opatřeními v živočišné a rostlinné výrobě. Celková přímá spotřeba energie roste přes výkyvy energetické hodnoty zemědělské produkce plynule.

Členění spotřeby paliv a energie mezi jednotlivá odvětví zemědělské výroby je poměrně obtížné pro nedostatek statistických podkladů. Podle šetření VÚEZVz lze předpokládat, že z celkové přímé spotřeby energie využívá živočišná výroba cca 10 %; rostlinná výroba, včetně režijních prací a přidružené výroby, spotřebovává rozhodující část.

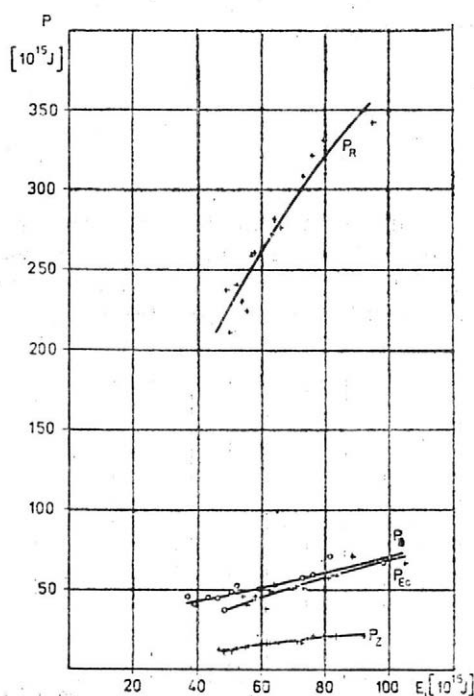
Vzhledem k tomu, že převážná část rostlinné produkce je převáděna ve formě krmiv do živočišné výroby, je toto odvětví energeticky zatěžováno podstatně větším podílem, který v roce 1977 tvořil cca 88 % celkové spotřeby paliv a ekvivalentu živé práce. Průběh v hodnoceném období je zřejmý z obr. 7.

7. Celková spotřeba energie v čs. zemědělství — Total power consumption in Czechoslovak agriculture

E_c — celková spotřeba energie
 E_{cz} — potřeba energie pro zajišťování živočišné výroby



Na základě statistických podkladů, z nichž vyplývá energetická hodnota roční produkce zemědělství, byla hledána závislost mezi touto veličinou a hodnotou vstupní energie (obr. 8). Tato závislost je dána křivkou druhého řádu, která prochází počátkem. Uvedena je zvlášť produkce rostlinné výroby, živočišné výroby a tržní produkce zemědělství,



8. Energetická hodnota zemědělské produkce jako funkce spotřeby energie — The energy value of agricultural output as a function of power consumption

P_R — energetická hodnota rostlinné produkce

P_Z — energetická hodnota živočišné produkce

P_S — energetická hodnota produkce, určené k živé obyvatelstva

vyjádřené v energetických jednotkách. V obr. 8 je dále vynesena spotřeba paliv fosilních a energie, vztažená k celkové výrobě zemědělství. Vzhledem k tomu, že energie fosilních paliv tvoří již 95 % z celkové spotřeby energie, bude mít tato křivka v hodnocení analogický průběh jako celková spotřeba energie.

Z průběhu křivek na obr. 8 byly stanoveny funkční závislosti energetické hodnoty zemědělské produkce a vynakládané energie a živé práce, které mají platnost z celostátního hlediska (tj. pro danou strukturu plodin a proporce výroby živočišných produktů).

$$\begin{aligned} P_R &= 5,451 E'_{CR} - 1,794 \cdot 10^{-5} E'_{CR}{}^2 & (10^3 \text{ GJ}) \\ P_{ZS} &= 0,265 E'_{CZ} - 1,694 \cdot 10^{-7} E'_{CZ}{}^2 & (10^3 \text{ GJ}) \\ P_S &= 0,866 E'_C - 1,8 \cdot 10^{-6} E'_C{}^2 & (10^3 \text{ GJ}) \end{aligned}$$

kde: P_R — energetická hodnota rostlinné výroby (10^3 GJ)
 P_{ZS} — energetická hodnota živočišné výroby (10^3 GJ)
 P_S — energetická hodnota tržní zemědělské produkce (10^3 GJ)
 E'_C — celková přímá spotřeba energie (10^3 GJ)
 E'_{CR} — celková přímá spotřeba energie v rostlinné výrobě (10^3 GJ)
 E'_{CZ} — celková přímá spotřeba energie v živočišné výrobě (10^3 GJ)

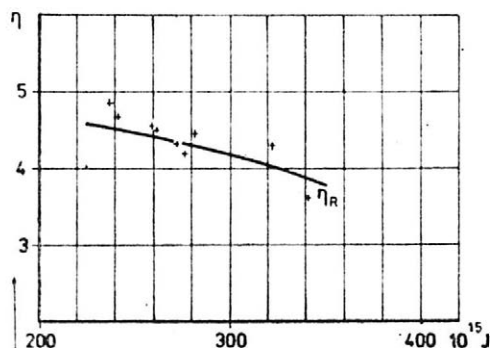
Analogický vztah pro energii fosilních paliv a elektrické energie je $P_S = 21\,391 + 0,543 \cdot E' - 0,459 \cdot 10^{-6} E'^2$. Hodnoty E' a E'_c jsou v tomto případě udány v 10^3 GJ .

Na základě uvedených vztahů byla stanovena tzv. energetická účinnost zemědělské výroby jako poměr energetické hodnoty zemědělské výroby (rostlinné, živočišné a celkové produkce) a vložené energie (celkové nebo energie paliv).

Tím předcházející rovnice přecházejí do tvarů, v nichž je označována účinnost zemědělské výroby.

$$\begin{aligned} \eta_R &= 2,725 + (7,428 - 1,794 \cdot 10^{-5} P_R)^{1/2} \\ \eta_{ZS} &= 0,132 + (0,0175 - 1,694 \cdot 10^{-7} P_{ZS})^{1/2} \\ \eta_{PS} &= 0,433 + (0,187 - 1,8 \cdot 10^{-6} P_S)^{1/2} \end{aligned}$$

Průběhy účinností jsou vyneseny v obr. 9 a 10. Z diagramů je zřejmé, že energetická účinnost rostlinné výroby (bez započítávání transformace sluneční energie rostlinami) značně převyšuje účinnost transformací v živočišné výrobě. Její hodnota však postupně klesá z 4,2 až 4,8 v le-

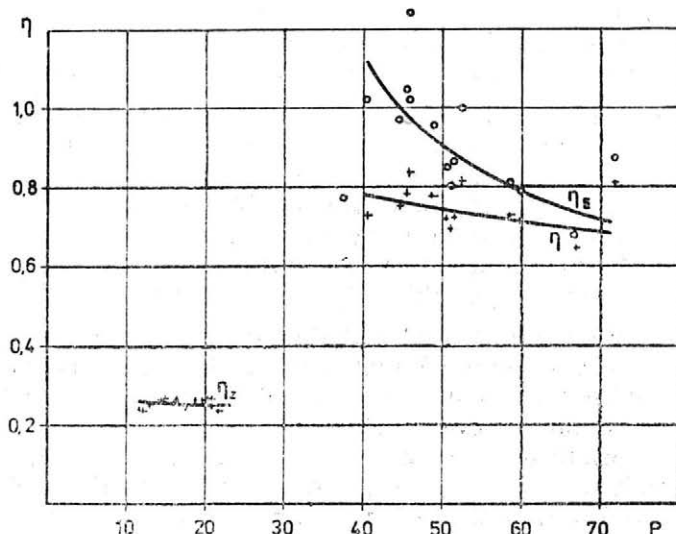


9. Průběh energetické účinnosti rostlinné výroby — The pattern of the energetic efficacy of crop production

tech 1961—1962 na 3,3 až 3,6 v letech 1976—1977. Tento jev byl v počáteční fázi ještě vyvoláván náhradou živé práce energií motorových paliv a elektrické energie a ostatních paliv k ošetřování a úpravám produkce, v posledním období pak vyšší spotřebou paliv k intenzifikačním zásahům v rostlinné výrobě (vyšší úroveň agrotechniky, závlahy, chemizace) a změnami ve struktuře výroby ve prospěch výroby speciálních kultur (např. výroba zeleniny v zasklených plochách ap.), které se vyznačují vyšší energetickou náročností.

10. Průběh energetické účinnosti zemědělské výroby a účinnosti živočišné výroby — The pattern of the energetic efficacy of agricultural production and efficacy of animal production

η — účinnost zemědělství z hlediska celkové spotřeby energie
 η_E — účinnost zemědělství z hlediska spotřeby paliv a energie
 η_Z — účinnost živočišné výroby z hlediska celkové spotřeby energie



Účinnost živočišné výroby je podstatně nižší. I zde se postupně snižuje (1961 $\eta_{ZS} = 0,3$; 1977 $\eta_{ZS} = 0,25$), což je způsobováno jak snižováním účinnosti při výrobě krmiv, tak i postupnou mechanizací a náhradou živé práce.

Celková účinnost zemědělské výroby pak leží mezi křivkami η_R a η_Z . Její hodnota závisí na vzájemném poměru objemu rostlinné produkce převáděné na krmiva a objemu živočišné výroby. Vlivem značného objemu živočišné produkce je η nižší než 1 (1961 — $\eta = 0,71$; 1977 — $\eta = 0,67$). Hodnotíme-li průběh této účinnosti z hlediska spotřeby energie fosilních paliv, je účinnost η_E vyšší než η , při jejím současném výraznějším poklesu (1961 — $\eta_E = 1,13$; 1964 — $\eta_E = 1$; 1977 — $\eta_E = 0,72$).

Energetická účinnost zemědělské výroby jako funkce produkce (obr. 10) je dána křivkou vyššího (druhého) řádu.

Tato účinnost se bude s dalším stupňováním výroby snižovat, neměla by však v budoucnu klesnout pod účinnost výroby syntetických potravin.

V diagramu na obr. 10 je dále vynesena průběh účinnosti živočišné výroby. Průběh celkové účinnosti zemědělské výroby, vztažené ke spotřebě fosilních paliv, tepla a elektřiny, má očekávaný hyperbolický průběh. V tomto případě se účinnost v letech 1961 až 1977 snižuje z hodnoty 1,1 na hodnotu 0,7. Účinnosti 1 odpovídá produkce $45 \cdot 10^6$ MJ. Bylo jí dosaženo v roce 1964.

Na základě rozborů energetické náročnosti zemědělské výroby a průběhu energetické účinnosti jako funkcí spotřeby přímé energie (celkové a energie získávané z fosilních paliv) byly stanoveny příslušné rovnice. Těchto rovnic je možno použít s dobrou platností především ke stanovování nutných dodávek energie pro období let 1980 až 1990 s ohledem na plánované nárůsty zemědělské výroby.

Nelze totiž předpokládat, že v tomto období úspory energie, dosažované různými racionalizačními opatřeními a zaváděním progresivní techniky a technologií s nižší měrnou spotřebou paliva, mohou vyvážit potřebné nárůsty spotřeby, vyvolávané především:

- další intenzifikací zemědělské výroby (závlahy, meliorace),
- vyššími energetickými nároky pro snižování ztrát skladované produkce (dosoušení, chlazení apod.),
- strukturálními změnami ve výrobě ve prospěch pěstování energeticky náročných plodin (zelenina, chmel aj.),
- stupňováním živočišné výroby, u níž je možné větším používáním energie (např. klimatizace) snižovat spotřebu krmiv.

Většinou se předpokládá, že pouze velmi malý podíl z celkové potřeby energie bude v letech 1980 až 1990 kryt netradičními zdroji jako odpadním teplem a později i solární energií. Jejich používání však musí být zajištěno investičně.

Souhrnně lze konstatovat, že požadované zvyšování zemědělské produkce musí být zajišťováno uvolňováním potřebných energetických zdrojů, aby nedošlo k nežádoucí stagnaci nebo omezení zemědělské výroby se všemi negativními důsledky pro národní hospodářství.

Literatura

- ČVANČARA, F.: Zemědělská výroba v číslech I—III. SZN, Praha 1962—1965—1967.
- KAPICA, P. L.: Naučný i sociálny podchod k řešení globálnych problém. Voprosy filosofii, 1977, č. 1, s. 46-60.
- KOSEK, J.: Systém hodnocení energetické účinnosti zemědělské výroby. Zeměd. Techn., 23, 1977, č. 3, s. 573-588.
- PELLAROVÁ, A.: Využití koní ve vnitropodnikové zemědělské dopravě. Zpráva VSCHK, Slatiňany 1979, 31 s.
- VIGNER, J.: Promítnutí modelů racionální výživy do zemědělské výroby (potraviný živočišného původu). VZ VÚEZVŽ, Praha 1979.
- Rozvoj výroby a nákupu zemědělských produktů v krajích ČSSR. VZ VÚEZVŽ Praha, 1979.
- Statistické ročenky ČSSR, SNTL — ALFA, Praha.

Došlo dne 20. 6. 1980

КОСЕК, Я. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Энергетическая эффективность сельскохозяйственного производства. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10) : 579-591.

Растущее напряжение и диспропорция потреблением энергии и возможностями ее покрытия энергетическими источниками во всех странах требует обеспечить ряд анализов, которые выясняют энергетическую сложность отдельных областей народного хозяйства. Оценка энергетической сложности и эффективности сельского хозяйства вытекает из условия, что сельское хозяйство является производителем энергии в форме пищевых продуктов растительного и животного происхождения. На основе статистических материалов определен ход энергетической сложности и энергетической эффективности сельскохозяйственного производства, как функция непосредственного потребления энергии. Определялись соответствующие функциональные зависимости, которые могут служить как основа для целей прогноза и сравнения эффективности чехословацкого сельского хозяйства со сельским хозяйством других стран.

потребление топлива и энергии; энергетическое качество продукции в переваримых питательных веществах; энергетическая эффективность сельскохозяйственного производства

KOSEK, J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha - Řepy): *The Energetic Efficacy of Agricultural Production*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10) : 579-591.

The increasing discrepancy between the consumption of power and the possibilities of generating it from power sources in all countries makes it necessary to perform a number of analyses to elucidate the power requirement of different branches of the national economy. The evaluation of the power requirement and energetic efficacy of agriculture is based on the assumption that agriculture is a producer of energy in the form of foods of the vegetable and animal origin. The patterns of power requirement and energetic efficacy of agricultural production were determined as functions of direct power consumption on the basis of statistical data. The individual functional dependences were defined; they can serve as a basis for prognostic purposes and for the comparison of the efficacy of Czechoslovak agriculture with the agriculture of other countries.

fuel and power consumption; energy value of output in digestible nutrients; energetic efficacy of agricultural production

KOSEK, J. (Forschungsinstitut der Landtechnik, Praha - Řepy): *Energieausbeute in der landwirtschaftlichen Produktion*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10) : 579-591.

Die ansteigende Spannung und Disproportion im Energieverbrauch und Möglichkeiten der Energiedeckung mit Energiequellen in allen Ländern machen die Gewährleistung einer Reihe von Analysen erforderlich, die den Energieaufwand einzelner Gebiete der Volkswirtschaft aufklären. Die Bewertung des Energieaufwandes und der Energieausbeute in der Landwirtschaft geht von der Annahme aus, daß die Landwirtschaft ein Energieproduzent in der Form der Nahrungsgüter pflanzlicher und tierischer Herkunft ist. Auf Grund der statistischen Unterlagen wurden Verläufe des Energieaufwandes und der Energieausbeute in der landwirtschaftlichen Produktion als Funktion des direkten Energieverbrauches festgelegt. Es wurden entsprechende Funktionsabhängigkeiten festgelegt, die als Unterlagen für Prognosezwecke und Vergleich des Wirkungsgrades der tschechoslowakischen Landwirtschaft mit jener der anderen Länder dienen können.

Brennstoff- und Energieverbrauch; Energiewert der Produktion in verdaulichen Nährstoffen; Energieausbeute in der landwirtschaftlichen Produktion

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Kosek, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, 163 07 Praha - Řepy

UNIVERZÁLNÍ TRAKTOR MURGAŠ M-45



Univerzální traktor Murgash M-45 je určen pro práce v horských oblastech. Má naftový motor o výkonu 33,1 kW (45 k) a vyznačuje se

- spolehlivostí na sklonech do 25°
- vysokou průjezdností
- pohyblivostí
- snadným řízením

Agromachinaimpex



Vývozce:

Sdružení pro zahraniční obchod
Agromašinaimpex
Bulharsko, Sofia
tř. St. Lepova č. 1
telefon 23 03 91
dálnopis: 022 563

J. Chyský

CHYSKÝ, J. (ČVUT, fakulta strojní, Praha): *Tepelná bilance zemědělských objektů*. Zeměd. Techn. 26, 1980 (10): 593–602.

Příspěvek se zabývá tepelnou bilancí zemědělských objektů v ustáleném stavu. Do tepelné bilance jsou zahrnuty: tepelné ztráty objektu konvekci, produkce citelného tepla zvířat, ztráty tepla adiabatickým odpařováním z mokřých povrchů, tepelné ztráty větráním a zpětné využívání tepla z odváděného vzduchu. Podobně je stanovena i vlhkostní bilance. Počítá se se zvýšením vlhkosti produkci páry zvířat a odpařováním z mokřých povrchů. Pro tento výpočet byl navržen program, v němž se na základě vložených vstupních parametrů určí rovnovážná teplota a vlhkost v objektu. Změnou vstupních hodnot je možno hodnotit vliv jednotlivých parametrů na mikroklima. Výsledky výpočtu se pro přehlednost zakreslují do *i-x* diagramů vlhkého vzduchu. Je uveden číselný příklad a hodnocení vlivu nejdůležitějších položek.

stájové prostory; tepelná rovnováha; větrání; zpětné využívání tepla

Tepelné podmínky v zemědělských objektech v zimě jsou výslednicí mnoha faktorů. Při projektování se střetávají zájmy dané optimalizací mikroklimatu vzhledem k výnosům s minimalizací investičních a provozních nákladů. Očekávané podmínky je účelné prověřit již při zpracování projektové dokumentace. Současná oborová norma (ON 73 4502, 1975) neobsahuje podklady, které by výpočet umožňovaly. Touto problematikou se zabývá předkládaný příspěvek.

V mnoha zemědělských objektech určených pro chov skotu, vepřů i drůbeže se při běžném provozu v zimě netopí. Je to způsobeno tím, že produkce tepla zvířat je značná a požadované teplotní podmínky při chodu větrání jsou během větší části roku dosažitelné i bez vytápění. Při teplotách pod bodem mrazu pak ale obvykle dochází při chodu větrání k nežádoucím poklesům teplot. Tím narůstá spotřeba krmiva a klesají hmotnostní přírůstky. Provozovatelé těchto zařízení řeší situaci v praxi tak, že v zimě výrazně omezují chod nuceného větrání, popř. nevětrají vůbec. Tento stav je nežádoucí, protože prostředí hal je pak pro zajištění dobrého zdravotního stavu zvířat i pro pracovníky, kteří se v objektu zdržují, zcela nevhodné. Vysoký obsah par ve vzduchu se projevuje jejich kondenzací na vnitřním povrchu stěn, čímž se někdy výrazně zkracuje životnost staveb. Kromě toho značně stoupá koncentrace škodlivin ve vzduchu. Požadavky na zimní (minimální) větrání podle citované normy jsou oprávněné a měly by se dodržovat.

Protože vytápění je značně investičně i provozně nákladné, je účelné hledat jiné možnosti zvýšení teplot vzduchu:

- zlepšením tepelných vlastností stavby,
- využíváním tepla z odváděného vzduchu pro ohřev vzduchu větracího,
- použitím takového větracího systému, který by umožňoval regulaci přívodu vzduchu podle venkovních teplot.

Vzhledem k těžkým provozním podmínkám musí být používaná zařízení jednoduchá, s minimálními nároky na údržbu a obsluhu.

Ve svém příspěvku chci ukázat, jak se projevuje vliv jednotlivých položek ovlivňujících stav vzduchu v objektu a jaký výsledný efekt je možné očekávat od dílčích opatření. Řešení předpokládá ustálený stav, což je při zimních povětrnostních podmínkách přijatelné.

Příspěvek se netýká letních podmínek. I tato situace bude muset být podrobena rozboru. Požadavky na nucené větrání jsou v létě neúměrně vysoké, na druhé straně však provozovatelé ve většině případů prohlašují, že v letních podmínkách (pokud se okna mohou otevírat) nečiní větrání zvláštních obtíží.

VÝPOČET TEPELNÉ BILANCE

Při řešení se předpokládají tyto podmínky:

- ustálený stav, takže se vlastně stanovují podmínky tepelné rovnováhy,
- řešení obecné, za předpokladu vytápění, zpětného využívání tepla z odváděného vzduchu a při známých tepelných ztrátách,
- pro zhodnocení výpočtů je využíván i - x diagram, v němž je možné výsledky jednotlivých výpočtů konfrontovat.

Na tepelnou bilanci v objektech pro chov zvířat mají vliv tyto veličiny:

TEPELNÁ PRODUKCE ZVÍŘAT

Je počítána podle vztahu (mírně upraveno podle Chyského a Oppla, 1973)

$$Q_1 = 6 \cdot M_1^{0,75} \quad (W) \quad (1)$$

kde: Q_1 — celková produkce tepla jednoho zvířete (W)

M_1 — hmotnost jednoho zvířete (kg)

Výsledky výpočtu podle tohoto vztahu byly konfrontovány s různými zahraničními prameny (důsledkem byla úprava příslušného koeficientu). Při tom bylo současně zjištěno, že údaje o tepelné produkci zvířat podle ON 73 4502 (1975) jsou nadsazené a nebyly proto dále používány. Tento vztah je vhodný pro výpočet na počítači, protože vlastně zobecňuje všechny kategorie zvířat s teplotou těla kolem 36 °C.

Z celkové produkce tepla připadá na teplo citelné pouze část p . Pro rozmezí teplot od 5 do 15 °C bylo stanoveno (Macskasy a Zöld 1971)

$$p = 0,8 - 0,01 \cdot t \quad (2)$$

Rozptyl hodnot, které byly v tomto směru publikovány, je značný. Na produkci vlhkosti zvířete připadá podíl $1 - p = q$. Část citelného tepla se spotřebovává na odpařování vlhkosti v objektu. Zvýšení produkce vlhkosti odpařováním označme o . Potom je $q' = o \cdot q$ a podíl citelného tepla bude:

$$p' = 1 - o \cdot q = 1 - o(1 - p) \quad (3)$$

Celkové zbylé citelné teplo (teplo, které působí zvyšování teploty vzduchu) tedy je

$$Q'_c = 6 \cdot M^{0,75} \cdot i \cdot (1 - 0,2 \cdot o - 0,01 \cdot o \cdot t) \quad (4)$$

kde: i — počet zvířat v objektu

Teplo vázané v produkované páře je:

$$Q'_v = Q - Q'_c = 6 \cdot M^{0,75} \cdot i \cdot o \cdot (0,2 + 0,01 \cdot t) \quad (5)$$

a celková produkce páry

$$M_D = Q'_v : l = Q'_v : 2,5 \cdot 10^6 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (6)$$

kde: l — výparné teplo vody (přibližně 2500 kJ.kg⁻¹)

TEPELNÉ ZTRÁTY HALY KONVEKČÍ Q_z

Tepelné ztráty haly je možné určit podle ČSN 06 0210 (1976). Měrné tepelné ztráty jsou ztráty, vztažené na 1 m³ vytápěného prostoru: $q = Q_z : V_i$. Pro další výpočty se jeví jako účelné zavést měrnou tepelnou ztrátu q_1 vztaženou na rozdíl teplot 1 K. Tyto hodnoty se pohybují běžně v rozmezí 0,5 ÷ 1. Celková tepelná ztráta haly při teplotě t tedy je:

$$Q_z = q V_i \frac{t - t_e}{(t_i - t_e)_{\text{výp}}} = q_1 V_i (t - t_e) \quad (7)$$

kde: t_e — teplota venkovního vzduchu
 $(t_i - t_e)_{\text{výp}}$ — teplotní rozdíl, použitý pro výpočet tepelných ztrát
 V_i — vnitřní objem haly
 q_i — měrná tepelná ztráta

TEPELNÉ ZTRÁTY VĚTRÁNÍM Q_v

Značné ztráty tepla jsou působeny větráním, zejména nuceným. Tyto ztráty mohou být zmenšeny využíváním tepla z odváděného vzduchu. Pro výpočet byla zavedena účinnost zpětného využívání tepla η z odváděného vzduchu. Ta charakterizuje, jaká část tepla z teoreticky možné se znovu využívá na ohřívání přiváděného větracího vzduchu:

$$\eta = (t_p - t_e) : (t - t_e)$$

kde: t_p, t — teplota vzduchu přiváděného a ve větraném prostoru

Tepelné ztráty větráním potom jsou:

$$Q_v = \frac{n}{3600} V_i \rho_L c_L (t - t_e) (1 - \eta) = V_i (1 - \eta) (t - t_e) \cdot n/3 \quad (8)$$

kde: n — násobnost výměny vzduchu v hale za hodinu
 $\rho_L c_L \doteq 1200$ — objemové měrné teplo vzduchu

TEPELNÁ ROVNOVÁHA HALY A VODNÍ BILANCE

Tepelná rovnováha haly je řešena jako tepelně ustálený stav. Proto není vhodné počítat s extrémními teplotními podmínkami, stačí průměrná teplota t_e , která odpovídá celodennímu provozu (u masivních staveb by mohla být tato teplota stanovována i z několikadenního průměru).

Tepelná rovnováha je určena rovnicí:

$$Q'_e + Q_{vyt} = Q_z + Q_v \quad (9)$$

kde: Q_{vyt} — teplo dodávané do prostoru otopným zařízením (může být nulové)

Po dosazení výsledných vztahů (4), (6), (7), (8) do (9) dostaneme po úpravě

$$t = \frac{A(1 - 0,2 \cdot o) + B \cdot t_e + q_{vyt}}{0,01 \cdot o \cdot A + B} \quad (10)$$

kde: $A = 6 \cdot M^{0,75} i / V_i$

$B = q_1 + (1 - \eta) \cdot n : 3$

$q_{vyt} = Q_{vyt} : V_i$ — měrný topný výkon vytápěcího zařízení na 1 m³ prostoru

Pro stanovení stavu vzduchu v hale je třeba znát ještě další veličinu, která by charakterizovala vlhkost vzduchu. Jako nejvhodnější k tomuto účelu se jevila měrná vlhkost vzduchu x . Odpar z podlahy trusu a krmiva je díl a z produkce vlhkosti zvířat. Přírůstek měrné vlhkosti vzduchu je (použitím rovnic 5 a 6):

$$\Delta x = \frac{3600 M_D}{n \cdot V_i \cdot \rho_L} = 7,2 \frac{M^{0,75} \cdot o \cdot (0,2 + 0,01t) \cdot i / V_i}{n} \quad (11)$$

a měrná vl'kost vzduchu v hale:

$$x = x_e + \Delta x$$

kde: x_e — měrná vlhkost přiváděného větracího vzduchu

Pro hodnocení stavu vzduchu je ještě účelné znát teplotu rosného bodu vzduchu v hale t_R aby se mohla stanovit možnost orosování a kondenzace par na stěnách. Pro výpočet teploty rosného bodu byl použit přibližný vztah

$$t_R = \left(\frac{x - 3,92}{0,2026} \right)^{0,763} \quad (12)$$

kteřý je použitelný v rozmezí teplot $0 \div 15^\circ\text{C}$ při běžných tlacích vzduchu.

VÝPOČET ROVNOVÁŽNÉHO STAVU VZDUCHU NA POČÍTAČI TI 59

Protože ruční výpočet, i když je možný, je značně pracný a neumožňuje rychlé hodnocení řady alternativ, byl sestaven program pro počítač TI 58/59; tento program je po malých úpravách použitelný i pro jiné programovatelné ruční počítače. Pozměňováním jednotlivých určujících veličin lze hodnotit jejich tepelný vliv na tepelný stav prostředí v hale. Jako určující parametry byly v souladu s předchozím odvozením vzaty:

1. teplota venkovního vzduchu t_e ($^\circ\text{C}$)
2. relativní vlhkost venkovního vzduchu φ_e (—)
3. délka haly a (m)
4. šířka haly b (m)
5. výška haly h (m)
6. počet zvířat v hale i (ks)
7. průměrná hmotnost jednoho zvířete M (kg)
8. přívod větracího vzduchu na jedno zvíře V_1 ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$), resp. celkový přívod vzduchu ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
9. měrná tepelná ztráta q_1 ($\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}$)
10. topný výkon v hale Q_t (W)
11. účinnost zpětného využívání tepla z odváděného vzduchu η (—)
12. součinitel prostupu tepla stěny k ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$)
13. zvýšení produkce vlhkosti odpařováním o (—)

Výpočtem se určí:

- přívod větracího vzduchu do haly V_p ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), resp. přívod vzduchu na jedno zvíře V_1 ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$)
- násobnost výměny vzduchu v hale za hodinu n ($\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$)
- teplota vzduchu v hale t_i ($^{\circ}\text{C}$)
- měrná vlhkost vzduchu v hale x_i ($\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$)
- relativní vlhkost vzduchu v hale φ_i (—)
- teplota rosného bodu vzduchu v hale t_R ($^{\circ}\text{C}$)
- teplota vnitřního povrchu venkovní stěny v hale t_{pi} ($^{\circ}\text{C}$)
- rozdíl $t_{pi} - t_R$, který charakterizuje náchylnost k orosování

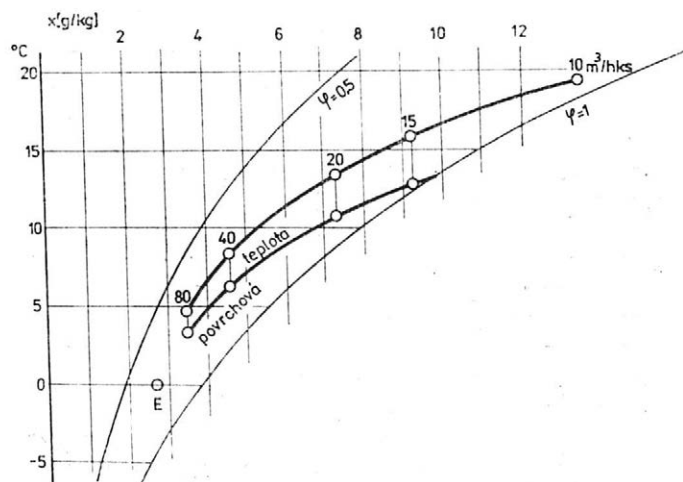
Sestavený program je obsažen v tab. I. Výpočet se dělá takto: stiskem B se na display objeví 1, vloží se hodnota 1 (podle uvedeného číslování) stiskem A, objeví se číslo 2, vloží se hodnota 2 atd. Po poslední položce se objeví 0. Výpočet se dělá stiskem E, tím se získá V_p , dále se tiskne R/S a získávají se postupně všechny shora uvedené hodnoty. První hodnota je buď V_p nebo V_1 , podle toho, která hodnota byla vložena zadáním. Při opakovaných výpočtech lze dosazovat změněnou hodnotu přímo do paměti (číslo položky odpovídá číslu paměti) nebo stisknout B tolikrát, až se objeví příslušné číslo a potom vložit novou hodnotu. V případě, že se ostatní hodnoty nemění, je možno začít výpočet bez posuvu všech položek vkládání (až se objeví 0).

Pro přehlednost a názornost je vhodné zakreslovat příslušné výsledky do i - x diagramu s vyznačením příslušných podmínek výpočtu.

PŘÍKLAD

Má se určit mikroklima ve velkovýkrmně vepřů za těchto podmínek: $t_e = 0^{\circ}\text{C}$, $q_e = 0,7$, $a = 76$ m, $b = 12$ m, $h = 2,8$ m, $i = 1144$ kusy, $k = 1,5$ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$. Dále jsou hodnoceny vlivy ostatních parametrů na stav vzduchu v hale.

a) Vliv intenzity větrání (obr. 1). Byla volena hmotnost zvířat 100 kg a přívod větracího vzduchu $V_e = 10 \div 80$ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$. Dále bylo vzato $q_1 = 0,84$ $\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}$, $Q_t = 0$, $\eta = 0$. Na obr. 1 jsou zakresleny současně teploty vnitřního povrchu venkovní stěny. Z diagramu je zřejmé, při jakém přívodu vzduchu hrozí kondenzace na povrchu



1. Vliv intenzity větrání na teplotu a vlhkost vzduchu v hale — The effect of ventilation intensity on the temperature and humidity of the air in the barn

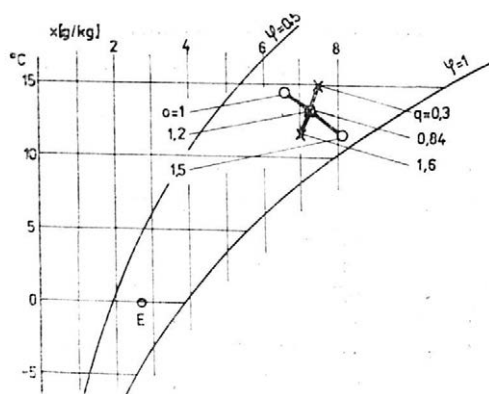
($V_1 = 10 \div 80$ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$, $M = 100$ kg, $q_1 = 0,84$ $\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}$, $Q_t = 0$, $\eta = 0$)

I. Mikroklima ve stájových prostorách — Microclimate inside the farm buildings

adr.	kód	instr.	adr.	kód	instr.	adr.	kód	instr.	adr.	kód	instr.
00	76	2. lbl	50	01	1	100	43	RCL	50	75	—
1	11	A	1	95	=	1	06	6	1	43	RCL
2	72	STO	2	55	:	2	95	=	2	11	11
3	00	0	3	53	(	3	91	R/S	3	54	)
4	76	2. lbl	4	02	2	3	42	STO	4	65	×
5	12	B	5	03	3	5	16	16	5	43	RCL
6	69	2. OP	6	05	5	6	61	GTO	6	17	17
7	20	20	7	93	,	7	34	$V_{\bar{x}}$	7	55	:
8	01	1	8	06	6	8	76	2. lbl	8	03	3
9	04	4	9	85	+	9	45	y*	9	95	=
10	32	$x \leq t$	60	43	RCL	10	55	:	60	42	STO
1	43	RCL	1	01	1	1	43	RCL	1	19	19
2	00	0	2	54	)	2	06	6	2	43	RCL
3	67	$2x = t$	3	95	=	3	95	=	3	18	18
4	25	CLR	4	22	INV	4	91	R/S	4	65	×
5	91	R/S	5	28	2. log	5	43	RCL	5	53	(
6	76	2. lbl	6	42	STO	6	08	8	6	01	1
7	25	CLR	7	14	14	7	76	2. lbl	7	75	—
8	00	0	8	65	×	8	34	$V_{\bar{x}}$	8	93	,
9	42	STO	9	43	RCL	9	55	:	9	02	2
20	00	0	70	02	2	20	43	RCL	70	65	×
1	91	R/S	1	65	×	1	23	23	1	43	RCL
2	76	2. lbl	2	06	6	2	95	=	2	13	13
3	15	E	3	02	2	3	58	2. Fix	3	54	)
4	58	2. Fix	4	02	2	4	01	1	4	85	+
5	00	0	5	55	:	5	91	R/S	5	43	RCL
6	43	RCL	6	53	(	6	42	STO	6	19	19
7	03	3	7	01	1	7	17	17	7	65	×
8	65	×	8	00	0	8	43	RCL	8	43	RCL
9	43	RCL	9	45	y*	9	07	7	9	01	1
30	04	4	80	05	5	30	45	y*	80	85	+
1	65	×	1	75	—	1	93	,	1	43	RCL
2	43	RCL	2	43	RCL	2	07	7	2	10	10
3	05	5	3	14	14	3	05	5	3	55	:
4	95	=	4	65	×	4	65	×	4	43	RCL
5	42	STO	5	43	RCL	5	06	6	5	23	23
6	23	23	6	02	2	6	65	×	6	95	=
7	06	6	7	54	)	7	43	RCL	7	55	:
8	05	5	8	95	=	8	06	6	8	53	(
9	06	6	9	42	STO	9	55	:	9	43	RCL
40	93	,	90	15	15	40	43	RCL	90	18	18
1	04	4	1	03	3	1	23	23	1	65	×
2	85	+	2	00	0	2	95	=	2	93	,
3	01	1	3	00	0	3	42	STO	3	00	0
4	00	0	4	32	$x \leq t$	4	18	18	4	01	1
5	93	,	5	43	RCL	5	43	RCL	5	65	×
6	02	2	6	08	8	6	09	9	6	43	RCL
7	04	4	7	77	$2x \geq t$	7	85	+	7	13	13
8	65	×	8	45	y*	8	53	(	8	85	+
9	43	RCL	9	65	×	9	01	1	9	43	RCL

Pokračování tab. I

adr.	kód	instr.	adr.	kód	instr.	adr.	kód	instr.	adr.	kód	instr.
200	19	19	50	93	,	300	43	RCL	50	15	E
1	54	)	1	04	4	1	21	21	1		
2	95	=	2	85	+	2	75	—	2		
3	42	STO	3	01	1	3	03	3	3		
4	20	20	4	00	0	4	93	,	4		
5	91	R/S	5	93	,	5	09	9	5		
6	43	RCL	6	02	2	6	02	2	6		
7	15	15	7	04	4	7	54	)	7		
8	85	+	8	65	×	8	55	:	8		
9	07	7	9	43	RCL	9	93	,	9		
10	93	,	60	20	20	10	02	2	60		
1	02	2	1	95	=	1	00	0	1		
2	65	×	2	55	:	2	02	2	2		
3	43	RCL	3	53	(	3	06	6	3		
4	07	7	4	02	2	4	54	)	4		
5	45	y*	5	03	3	5	45	y*	5		
6	93	,	6	05	5	6	01	1	6		
7	07	7	7	93	,	7	93	,	7		
8	05	5	8	06	6	8	03	3	8		
9	65	×	9	85	+	9	01	1	9		
20	43	RCL	70	43	RCL	20	35	1/x	70		
1	13	13	1	20	20	1	95	=	1		
2	65	×	2	54	)	2	58	2. Fix	2		
3	53	(	3	95	=	3	01	1	3		
4	93	,	4	22	INV	4	42	STO	4		
5	02	2	5	28	2. log	5	22	22	5		
6	85	+	6	35	1/x	6	91	R/S	6		
7	93	,	7	65	×	7	43	RCL	7		
8	00	0	8	01	1	8	20	20	8		
9	01	1	9	00	0	9	75	—	9		
30	65	×	80	45	y*	30	43	RCL	80		
1	43	RCL	1	05	5	1	12	12	1		
2	20	20	2	65	×	2	55	:	2		
3	54	)	3	43	RCL	3	08	8	3		
4	65	×	4	21	21	4	65	×	4		
5	43	RCL	5	55	:	5	53	(	5		
6	06	6	6	53	(	6	43	RCL	6		
7	55	:	7	06	6	7	20	20	7		
8	43	RCL	8	02	2	8	75	—	8		
9	23	23	9	02	2	9	43	RCL	9		
40	55	:	90	85	+	40	01	1	90		
1	43	RCL	1	43	RCL	1	54	)	1		
2	17	17	2	21	21	2	95	=	2		
3	95	=	3	54	)	3	91	R/S	3		
4	42	STO	4	58	2. Fix	4	75	—	4		
5	21	21	5	02	2	5	43	RCL	5		
6	91	R/S	6	95	=	6	22	22	6		
7	06	6	7	91	R/S	7	95	=	7		
8	05	5	8	53	(	8	91	R/S	8		
9	06	6	9	53	(	9	65	GTO	9		



2. Vliv odparu ze země a krmiva na mikroklima (a) a vliv tepelných ztrát (b) — The effect of evaporation from the ground and feed on the microclimate (a) and the effect of heat losses (b)

- (a) ($V_1 = 20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$, $M = 100 \text{ kg}$, $Q_t = 0$, $\eta = 0$, $q_1 = 0,84$, $o = 1 \div 1,5$)
 (b) ($V_1 = 20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$, $M = 100 \text{ kg}$, $Q_t = 0$, $\eta = 0$, $q_1 = 0,3 \div 1,6$)

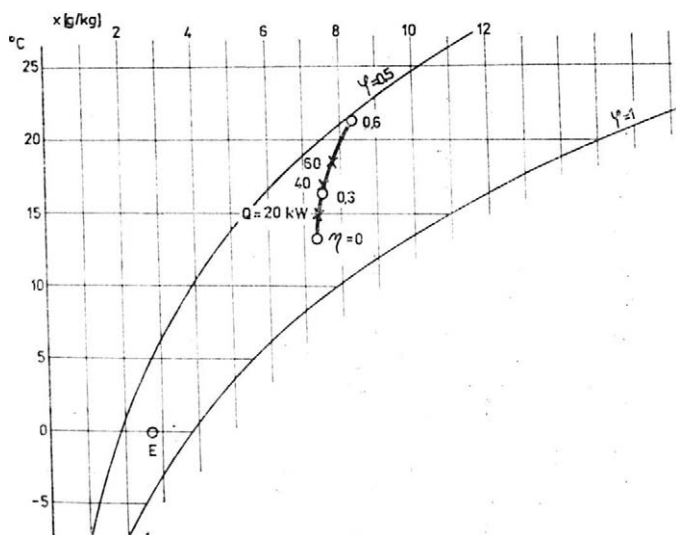
stěny (cca $14,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$) a jaký je odstup povrchových teplot od teploty rosného bodu. Z průběhů je zřejmé, že vliv větrání na vnitřní teploty a vlhkosti je rozhodující.

b) Vliv odpařování v hale (obr. 2). Byl zvolen přívod $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$ a hodnoty $o = 1$ (produkce vlhkosti jen ze zvířat), $o = 1,2$ a $o = 1,5$. Odpařování v hale z podlahy a krmiva snižuje vnitřní teplotu a zvyšuje vlhkost.

c) Vliv tepelných ztrát q_1 není tak velký, jak by se zdálo. Zmenšení tepelných ztrát zhruba na třetinu má za následek zvýšení vnitřní teploty jen o $1,7 \text{ K}$. Příslušné hodnoty jsou rovněž na obr. 2.

d) Vliv přitápění je znázorněn na obr. 3. Současně je zakreslen vliv zařízení pro zpětné využívání tepla z odváděného vzduchu s účinností $0 \div 60 \%$. Ze znázornění je patrný velký vliv zpětného využívání tepla, zejména při vyšších účinnostech. Důležité je při tom i snižování relativní vlhkosti, které se příznivě projeví na životnosti stavby.

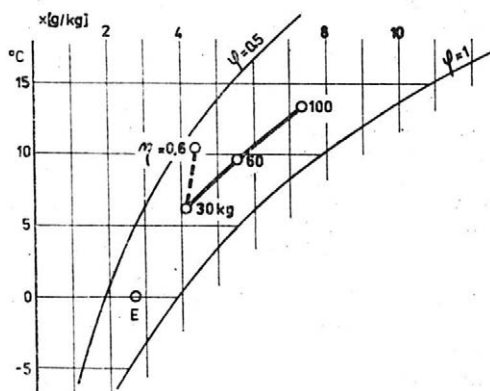
e) Vliv hmotnosti zvířat je na obr. 4. Je zachována stálá intenzita větrání a počet zvířat. Relativní vlhkost vzduchu v hale se v závislosti na hmotnosti zvířat mění jen málo. Pro představu o vlivu se ještě pro malá zvířata počítalo se zpětným využíváním tepla z odváděného vzduchu s účinností $0,6$.



3. Vliv přitápění a zpětného získávání tepla z odváděného vzduchu — The effect of additional heating and heat re-cycling from the air conducted away from the building

- ($Q = 0 - 60 \text{ kW}$, $\eta = 0 - 0,6$)

4. Vliv hmotnosti zvířat na mikroklima při stejném přívodu vzduchu — The effect of the weight of the animals on the microclimate at an unchanging air supply rate



ZÁVĚR

Předložená metodika umožňuje rychle zhodnotit teplotní a vlhlostní podmínky v zemědělských halách, a tím dává i podklady pro projektování těchto staveb. Při použití počítače je možné okamžitě hodnotit vliv jednotlivých rozhodujících parametrů, jako jsou stavy venkovního vzduchu, intenzita větrání, počet a hmotnost zvířat, tepelné ztráty aj. Zároveň je možné hodnotit i očekávaný tepelný efekt při využívání tepla z odváděného vzduchu.

Literatura

ČSN 06 0210. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. Úřad pro normalizaci a měření, Praha 1976.

CHYSKÝ, J. — OPPL, L.: Technický průvodce 31. Větrání a klimatizace. 2. vyd. Praha, SNTL 1973.

MACSKASY, A. — ZÖLD, O.: Entwurfsfragen der Heizungs- und Lüftungsanlagen von Stallbauten. 4. Fachtagung Lüftungs- und Klimatechnik, Dresden 1971.

ON 73 4502. Větrání a vytápění stájových prostorů. Úřad pro normalizaci a měření, Praha 1975.

Došlo dne 11. 6. 1980

ХИСКИ, Я. (Факультет машиностроения ЧПИ, Прага): Тепловой баланс сельскохозяйственных объектов. Земѣд. Techn., 26, 1980 (10): 593-602.

Статья посвящена тепловому балансу сельскохозяйственных объектов в установленном положении. Тепловой баланс охватывает: тепловые потери объекта конвекции, продукцию ощущаемого тепла животных, потери тепла адиабатическим испарением с мокрых поверхностей, тепловые потери вентиляцией и обратно использование тепла из отводимого воздуха. Аналогично определен и баланс влажности. Учитывается повышение влажности продукции пара животных и испарение с мокрых поверхностей. Для этого вычисления была предложена программа, в которой, на основе заданных входных параметров, будут определены равновесная температура и влажность объекта. Путем изменения входных величин можно оценивать влияние отдельных параметров на микроклимат. Результаты вычисления для наглядности зарисовываются в $i-x$ диаграммы влажного воздуха. Приведен числовой пример и оценка влияния самых важных разделов.

объекты для животных; тепловое равновесие; вентиляция; обратное использование тепла

CHYSKÝ, J. (Faculty of Machine Engineering, Czech Technical College, Praha): *The Thermal Balance of Farm Buildings*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10) : 593-602.

The thermal balance of farm buildings in steady state is treated of in the study. The balance includes the following components: heat losses through convection, heat output of the animals, heat losses due to adiabatic evaporation from wet surfaces, heat losses through ventilation, and heat recycling from the air conducted away from the building. The moisture balance is determined in a similar way. The rise in moisture due to the steam generated by the animals and due to evaporation from wet surface is calculated. For this calculation a programme was prepared in which balanced temperature and humidity in the building are determined on the basis of the input data. The changes in the input data can be used for the evaluation of the influence of different parameters on the microclimate. The results of the calculation are plotted in the i - x diagrams of wet air for easier survey. A numerical example and an evaluation of the influence of the most important parameters are also included.

farm buildings; thermal balance; ventilation; heat re-cycling

CHYSKÝ, J. (Fakultät für Maschinenbau der Tschechischen technischen Universität, Praha): *Wärmebilanz der landwirtschaftlichen Objekte*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10) : 593-602.

Der Aufsatz erörtert die Wärmebilanz der landwirtschaftlichen Objekte im stabilisierten Zustand. Die Wärmebilanz umfaßt folgende Werte: Wärmeverluste des Objektes durch Konvektion, Produktion der fühlbaren Tierwärme, Wärmeverluste durch adiabatische Verdunstung von nassen Oberflächen, Wärmeverluste durch Lüftung und Wärmerückgewinnung von der abgeführten Luft. Ähnlicherweise ist auch die Feuchtigkeitsbilanz festgelegt. Es wird die Feuchtigkeitserhöhung durch Produktion des Tierdampfes und Verdunstung von nassen Oberflächen berechnet. Für diese Berechnung wurde ein Programm entworfen, in dem auf Grund der eingelegten Eingangsparameter die Gleichgewichtstemperatur und -feuchtigkeit im Objekt bestimmt wird. Durch die Änderung der Eingangswerte kann man die Auswirkung einzelner Parameter auf das Mikroklima bewerten. Die Berechnungsergebnisse werden übersichtlichshalber in i - x -Diagramme der feuchten Luft eingezeichnet. Es wird ein zahlenmäßiges Beispiel und Bewertung des Einflusses von wichtigsten Posten angeführt.

Stallräume; Wärmegleichgewicht; Lüftung; Wärmerückgewinnung

Adresa autora:

Doc. ing. Jaroslav Chyský, CSc., Strojní fakulta ČVUT Praha, Suchbátarova 4, 166 07 Praha

TEPELNĚ ENERGETICKÉ CHARAKTERISTIKY SLUNEČNÍCH KOLEKTORŮ

S. Haš

HAŠ, S. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Tepelně energetické charakteristiky slunečních kolektorů*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10): 603–616.

V zemědělství se ve velké míře rozšiřují sluneční kolektory pro ohřev vody. V práci je uveden rozbor činitelů, které mají vliv na účinnost sdílení tepla v kolektorech a jeho přenos do teplosné kapaliny a které určují celkovou energetickou účinnost. Zvláštní pozornost je věnována teorii trubkových absorberů s praporky, která není v literatuře dostatečně rozpracována. Poukazuje se zejména na snižování činitele vedení tepla praporkem (F) při nízkých hodnotách ozáření a teploty okolí. Na základě naměřených závislostí energetické účinnosti na klimatických podmínkách jsou vypočteny činitele využití energie v kolektoru (F_R) a jejich složky, tj. činitele sdílení tepla v kolektoru (F') a činitele přenosu tepla do média (F'') pro některé funkční modely nebo vzorky československých slunečních kolektorů pro ohřev vody. Je stanovena i velikost optických a tepelných ztrát měřených šterbinových (ČKD DUKLA, KO-VENTA) a trubkových (LIKOV, KROMĚŘÍŽ) kolektorů.

účinnost slunečních kolektorů; činitel využití energie v kolektoru; činitel sdílení tepla v kolektoru; energetické charakteristiky; měření kolektorů

Konverzi sluneční energie v teplo pro ohřev vody nebo vzduchu se dnes na celém světě věnuje pozornost. Přesto, že se vyrábí velké množství různých typů slunečních kolektorů, je jejich efektivní využívání na samém začátku. Vyráběné kolektory mají velmi rozdílné parametry, různou účinnost i její průběh v závislosti na stavu venkovního prostředí a různou životnost. Ekonomická efektivnost solárních systémů pro ohřev vody i vzduchu je značně závislá na užitečné energii, kterou lze v průběhu roku nebo v období využívání kolektorů získat. Užitečná energie je závislá jednak na uspořádání celých systémů, včetně akumulátorů tepla, jednak na meteorologických faktorech.

Největší iniciativu v zavádění slunečních kolektorů u nás projevují zemědělské podniky. Bohužel, ne vždy se instalují kolektory na takové technické úrovni, která by byla zárukou vysoké energetické a ekonomické efektivnosti solárních systémů.

Pro posouzení vlivu jednotlivých faktorů na energetickou účinnost kolektorů se zavádějí různé metody měření a jeho vyhodnocování. V zásadě se výkon a účinnost kolektorů měří buď v přírodních podmínkách, za kvazistacionárního stavu v krátkém časovém úseku kolem astronomického poledne zcela jasných dní, nebo solárními simulátory v laboratorních podmínkách (Dittes a Goettling, 1978).

Ve své práci jsme se zabývali měřením účinnosti některých kolektorů pro ohřev vody, stanovením jejich základních přenosových faktorů a rozбором jejich konstrukčních parametrů. Měření se konalo v přírodních podmínkách na funkčních modelech nebo prototypch čtyř československých výrobců.

Energetická bilance slunečního kolektoru zahrnuje především sluneční energii dopadající na přední transparentní plochu. Již zde se ozáření E snižuje odrazem a průchodem krycí deskou a také absorpcí v této desce. Snížení zářivého toku udává součinitel prostupu τ . Záření, které dopadne na absorber kolektoru, se rovněž zčásti odráží, ale převažující podíl se absorbuje. Tento podíl je charakterizován součinitelem absorpce α . Odražené záření od absorberu má difúzní charakter. Při styku s transparentním krytem kolektoru se opět zčásti odráží zpět k absorberu, takže celkové absorbované záření je charakterizováno součinitelem celkové absorpce α^* (Duffie a Beckman, 1974). Hustota zářivého toku pohlčeného absorberem (q_A) je tedy vyjádřena jako součin ozáření kolektoru a součinitelů prostupu a celkové absorpce:

$$q_A = E(\tau\alpha^*) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (1)$$

Záření, které neprojde k absorberu, a záření, které se od něho odrazí a projde krytem kolektoru do okolí, se označuje jako optické ztráty. Absorbérem pohlčené záření se transformuje v teplo, které se spotřebuje zčásti na ohřev absorberu a celého kolektoru, zčásti na ohřev teplonosného média. Teplo převedené do teplonosného média považujeme za užitečnou energii, ostatní teplo jsou tepelné ztráty. Mechanismus přenosu energie v kolektoru charakterizuje činitel využití energie F_R . Při analýze faktorů, které ovlivňují přenos tepla do teplonosného média a přenos tepla do vnějšího prostředí, bývá činitel využití energie v kolektoru vyjadřován jako součin činitele sdílení tepla v kolektoru F' a činitele přenosu tepla do média F'' , tedy

$$F_R = F' \cdot F'' \quad (2)$$

U absorberů, ve kterých se teplo nepřenáší přímo stěnou do teplonosného média, ale přivádí se k médiovým kanálkům z absorpční desky nebo z žebra, je charakteristickou veličinou ještě činitel vedení tepla žebrem F .

Činitel přenosu tepla do média F'' lze vyjádřit vztahem

$$F'' = \frac{1}{\gamma} (1 - e^{-\gamma}) \quad (3a)$$

$$\gamma = F' \frac{U \cdot S}{m \cdot c} \quad (3b)$$

kde: γ — průtokový činitel (—)

U — součinitel celkových ztrát ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

S — čelní plocha absorberu (m^2)

m — hmotnostní průtok ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

c — měrné teplo teplonosného média ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Ztráty tepla kolektoru vyjadřuje součinitel prostupu tepla do okolí, obvykle označovaný jako součinitel celkových ztrát U . Zahrnuje ztráty tepla předním transparentním krytem, zadní stěnou a boční ztráty.

Ztrátový tepelný tok je závislý na rozdílu teploty absorberu T_{sl} a teploty okolí T_{ok} . Charakterizujeme-li přestup tepla do teplonosného média činitelem využití energie F_R , je možné užitečný měrný tepelný výkon q , vztahovaný na jednotku plochy absorberu, vyjádřit v závislosti na vstupní teplotě média T_{fi} :

$$q = F_R [q_A - U(T_{fi} - T_{ok})] \quad (4)$$

Činitel využití energie F_R je závislý především na konstrukčním provedení absorberu

ru. Sdílení tepla v absorběru a mezi absorběrem a okolím kolektoru charakterizuje činitele F' . Pro štěrbinové (radiátorové) absorběry je

$$F' = \frac{k_a}{k_a + U} \quad (5)$$

kde: k_a — součinitel prostupu tepla stěnou absorběru ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

Kolektory s trubkovými absorběry mají činitele sdílení tepla F' složitější. Sdílení tepla ovlivňuje konstrukční uspořádání absorpčních ploch a jejich připojení k médiovým trubkám, i rozměry těchto trubek. Platí:

$$F' = \frac{1}{2Ul \left[\frac{1}{U(d + 2lF)} + \frac{p}{\lambda_b \cdot b} + \frac{1}{\pi d_i k_{fi}} \right]} \quad (6)$$

kde: $2l$ — šířka absorpční desky mezi dvěma médiovými trubkami (m)

d — vnější průměr trubky (m)

d_i — vnitřní průměr trubky (m)

k_{fi} — součinitel prostupu tepla do média ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

λ_b — tepelná vodivost spoje mezi médiovou trubicí a absorpční deskou ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

b — šířka spoje (m)

p — střední tloušťka spoje (m)

Vedení tepla absorpční deskou závisí na její tepelné vodivosti, na součiniteli přestupu tepla do okolí a na jejím uspořádání vůči médiovým trubkám. Tyto poměry charakterizuje činitel vedení tepla F . Jeho odvození vychází z rovnice sdílení tepla žebrem, které celou jednou plochou absorbuje sluneční záření:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - a^2 \left(T - T_{ok} - \frac{q_A}{U} \right) = 0 \quad (7)$$

$$a^2 = \frac{U}{\lambda \cdot v}$$

kde: T — teplota žebra v místě x (obr. 1)

λ — tepelná vodivost materiálu žebra ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

v — tloušťka žebra (m)

Po substituci $T - T_{ok} - \frac{q_A}{U} = \psi$ je řešení rovnice (7):

$$\psi = C_1 \cdot \cosh ax + C_2 \cdot \sinh ax \quad (8)$$

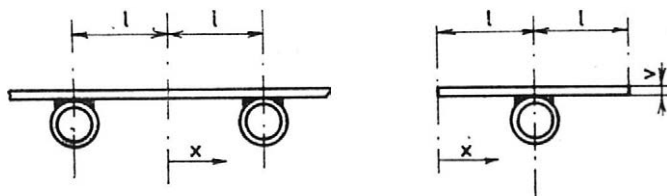
A

B

1. Schéma trubkových absorběrů — A scheme of pipe absorbers

A — s deskou

B — s praporky



Pro výpočet průběhu teploty podél šířky žebra musíme zavést okrajové podmínky. Jde-li o klasický trubkový absorběr s deskou (obr. 1A), je jednou okrajovou podmínkou

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (9)$$

což znamená, že teplota v místě $x = 0$, tedy uprostřed mezi dvěma sousedními trubkami je maximální. V takovém případě je tepelný tok na jednotku délky žebra v místě spojení žebra (desky) s trubkou

$$q'' = \frac{\tanh al}{a} [\varphi_A - U(T_v - T_{ok})] \quad (10)$$

kde: T_v — teplota v místě spojení žebra s trubkou

Činitel vedení tepla žebrem je

$$F_{(A)} = \frac{\tanh al}{al} \quad (11)$$

Rovnic (10) a (11) se v zahraničí (Ong, 1974) i v naší literatuře (Bláha, 1979) používá i pro případ, kdy trubky nejsou připojeny k desce, ale jsou opatřeny praporky podle obr. 1B. To ovšem není správné, protože v takovém případě nemusí platit podmínka (9). Správná okrajová podmínka v tom případě zní, že na letném konci žebra je teplota T_o . Průběh teploty podél šířky žebra je pak

$$T = \left(T_o - T_{ok} - \frac{\varphi_A}{U} \right) \cosh ax + M \sinh ax + T_{ok} + \frac{\varphi_A}{U} \quad (12a)$$

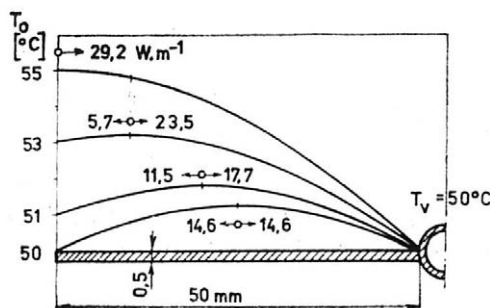
$$M = \frac{\left(T_v - T_{ok} - \frac{\varphi_A}{U} \right) - \left(T_o - T_{ok} - \frac{\varphi_A}{U} \right) \cosh al}{\sinh al} \quad (12b)$$

Maximální teplota je v místě

$$x = \frac{1}{2a} \lg \frac{T_o - T_{ok} - \frac{\varphi_A}{U} - M}{T_o - T_{ok} - \frac{\varphi_A}{U} + M} \quad (13)$$

Průběh teploty významně ovlivňuje teplota letného konce žebra T_o , jak ukazuje příklad na obr. 2. Umístění maxima teploty T určuje i tepelný tok, který se sdílí žebrem do místa $x = l$, kde je žebro připojeno k mediové trubce. Tento tepelný tok (na jednotku délky žebra) je

$$q' = -\lambda \cdot v \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=l} = \frac{\varphi_A - U(T_v - T_{ok})}{a \cdot \tanh al} - \frac{\varphi_A - U(T_o - T_{ok})}{a \cdot \sinh al} \quad (14)$$



2. Průběh teploty podél šířky praporku absorberu a hodnoty tepla ($W \cdot m^{-1}$ délky praporku) sdíleného měděným praporkem ($\lambda = 300 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) při $U = 10 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, $\varphi_A = 1000 W \cdot m^{-2}$, $T_{OK} = 10^\circ C$ — Temperatures along the width of absorber fin and the values of the heat ($W \cdot m^{-1}$ of fin length) transmitted by the copper fin ($\lambda = 300 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) at $U = 10 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, $\varphi_A = 1000 W \cdot m^{-2}$, $T_{OK} = 10^\circ C$

Odpovídající činitel vedení tepla žebrem má v tom případě tvar

$$F_{(B)} = \frac{1}{al \cdot \tanh al} - \frac{1}{al \cdot \sinh al} \cdot \frac{\varphi_A - U(T_o - T_{ok})}{\varphi_A - U(T_v - T_{ok})} \quad (15)$$

V případě, že maximální teplota je na letmém konci žebra ($x = 0 \rightarrow M = 0$) a má hodnotu

$$T_o = \frac{T_v - \left(T_{ok} + \frac{\varphi_A}{U}\right)(1 - \cosh al)}{\cosh al} \quad (16)$$

přejdou rovnice (14) a (15) ve tvary (10) a (11) a celý tepelný tok transformovaný ze slunečního záření jde ve směru k médiové trubce. Je-li teplota T_o nižší než podle rovnice (16), posunuje se maximum teploty od letmého konce žebra, a tím se zmenšuje i tepelný tok do teplonosného média. Část transformovaného tepelného toku jde ve směru k letmému konci žebra (obr. 2). Tento tepelný tok má hodnotu

$$-q'_o = \frac{\varphi_A - U(T_v - T_{ok})}{a \cdot \sinh al} - \frac{\varphi_A - U(T_o - T_{ok})}{a \cdot \tanh al} \quad (17)$$

a sdílí se do okolí. Takový případ nastává tehdy, když na žebro na letmém konci dopadá menší nebo žádný zářivý tok, popřípadě když je zde větší přestup tepla prouděním než na ostatní ploše žebra. Jiná ozáření je na čelní hraně každého žebra. Ztráta tepla touto hranou je však malá a projevuje se až při nízkých teplotách okolí, při nízké hustotě zářivého toku a u žebor s malou tepelnou vodivostí (např. ocelový plech).

K významnému snižování teploty T_o , a tím i užitečného výkonu kolektoru dochází, když žebra jsou na letmém konci ohnuta, popřípadě zesílena. Obdobná situace nastává, když jsou žebra vytvořena jako příčné lamely nasazené na médiové trubce tak, že při ozařování je spodní část lamel vzájemně zastiňována. Když je příčný rozměr neozařované části žebra v_i a součinitel přestupu tepla vyjádřený v součiniteli celkových ztrát U_i , platí

$$(T_o - T_{ok}) \cdot U_i \cdot v_i = q'_o \quad (18)$$

Za uvedených podmínek je rovnovážná teplota na letmém konci žebra

$$T_o = \frac{\frac{\varphi_A}{U} (\cosh al - 1) + (T_v - T_{ok})}{\left(1 + \frac{U_i}{U} v_i a \tanh al\right) \cosh al} + T_{ok} \quad (19)$$

Pro názornost, jak se zmenšuje užitečný výkon trubkového kolektoru s praporky nebo lamelami proti trubkovému kolektoru s deskou za podmínek různé teploty okolí a ozáření, jsou v tab. I uvedeny poměrné hodnoty užitečného výkonu pro čtyři různé absorbéry: dva měděné ($\lambda = 300 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) s neozařovaným koncem žebor $v_i = 0,5 \text{ mm}$ a 5 mm , a dva ocelové ($\lambda = 40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) s šířkou (tloušťkou) neozařovaných konců jako u měděných absorbérů. Všechny kolektory mají stejný součinitel celkových ztrát $U = 6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, šířku žebor od kraje k médiové trubce $l = 50 \text{ mm}$, tloušťku žebor v části absorbující záření $v = 0,5 \text{ mm}$ a střední teplotu absorbéru $T_{st} = T_v = 50^\circ \text{C}$. Z tab. I je zřejmé, že u absorbérů vytvořených z materiálů o nízké tepelné vodivosti a s širokým neozařovaným okrajem praporků nebo lamel je ztráta energie při nepříznivých meteorologických podmínkách ve srovnání s absorbéry s nepřerušovanou deskou velmi výrazná.

I. Relativní výkon trubkových kolektorů s praporky nebo lamelami za různých podmínek (výkon odpovídajícího kolektoru a deskou $q'' = 100$) — The relative performance of the pipe collectors with fins or lamellae under different conditions (performance of a corresponding collector with plate $q'' = 100$)

Neozářovaná část žebra v_i	Teplotná vodi- vost žebra λ	Teplota okolí T_o	Ozářenost absorbérů	
			$\varphi_A = 1000$	$\varphi_A = 400$
m	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	$^{\circ}C$	$W \cdot m^{-2}$	$W \cdot m^{-2}$
0,0005	300	10	99,5	96,0
		20	99,8	98,8
		30	99,9	99,1
	40	10	98,2	45,0
		20	99,8	97,5
		30	99,9	99,6
0,005	300	10	93,8	6,4
		20	95,1	77,2
		30	96,1	91,4
	40	10	89,8	4,5
		20	91,8	52,3
		30	93,4	76,4

Znalostí uvedených činitelů F_R , F' , F'' , γ lze hodnotit konstrukční uspořádání kolektorů z hlediska sdílení tepla a jeho využití pro ohřátí teplotosné látky. Souhrnně, s ohledem k dopadající sluneční energii, se hodnotí kolektory podle jejich energetické účinnosti. Z dříve uvedených vztahů lze dospět ke vztahu pro účinnost:

$$\eta = (\tau\alpha^*) F_R - U F_R \frac{T_{fi} - T_{ok}}{E} \quad (20)$$

Protože v průběhu provozu kolektorů se mění vstupní teplota média T_{fi} , teplota okolí T_{ok} i ozáření E , vyjadřuje se účinnost v závislosti na těchto parametrech. Z rovnice (20) je zřejmé, že proměnné veličiny lze vyjádřit jednou proměnnou veličinou

$$A' = \frac{T_{fi} - T_{ok}}{E} \quad (21)$$

* Vztah (20) je možné vyjádřit i pomocí střední teploty absorbérů $T_{stř}$:

$$\eta = (\tau\alpha^*) - U \frac{T_{stř} - T_{ok}}{E} \quad (22)$$

kde nezávisle proměnnou veličinou je

$$A = \frac{T_{stř} - T_{ok}}{E} \quad (23a)$$

$$T_{stř} = \frac{T_{fi} + T_{fe}}{2} \quad (23b)$$

kde: T_{fe} — výstupní teplota média

Kdybychom předpokládali, že součinitel všeobecných ztrát U je nezávislý na teplotě, byly by rovnice (20), popř. (22) rovnicemi přímky. Součinitel U je ovšem závislý na teplotě. Zjednodušeně lze tuto závislost vyjádřit jako

$$U = U_o \left(1 + k_u \frac{T_{stř} - T_{ok}}{E} \right) \quad (24)$$

kde: U_o — součinitel ztrát při $T_{stř} = T_{ok}$

k_u — součinitel závislosti ztrát na veličině A

a pro účinnost pak platí

$$\eta = (\tau\alpha^*) - U_o \frac{T_{stř} - T_{ok}}{E} - U_o k_u \left(\frac{T_{stř} - T_{ok}}{E} \right)^2 \quad (25)$$

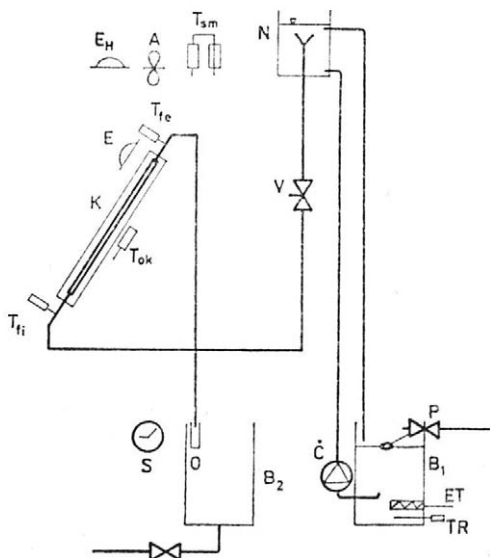
Na základě této rovnice můžeme z výsledků měření stanovit přímo při jejich statistickém vyhodnocování hodnoty U_o a $U_o \cdot k_u$ jako koeficienty regresní křivky (Vaníček, 1978).

METODIKA MĚŘENÍ A CHARAKTERISTIKY KOLEKTORŮ

Výkon a účinnost kolektorů jsme měřili v přírodních podmínkách, za zcela jasné oblohy, v intervalu jedné hodiny před astronomickým polednem a jedné hodiny po něm, při rychlosti větru nad kolektorem do $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a při stálém průtoku teplotnosné kapaliny kolektorem. Kolektory byly umístěny na stojanech s otočnými rámy, orientovanými v jižním směru. Osa otáčení, shodná s vodorovnou osou kolektorů, byla 1,2 m nad zemí.

3. Schéma zařízení pro měření účinnosti slunečních kolektorů pro ohřev vody — A scheme of the equipment for the measurement of the efficiency of the solar collectors used for water heating

K — kolektor, B₁ — přípravná nádoba, B₂ — shromažďovací nádoba, N — nápusťná nádržka, P — plovákový ventil, Č — čerpadlo, ET — elektrické topení, TR — termostat, V — regulační ventil, O — odměrná nádoba, S — stopky, T_{fi}, T_{fe} — čidla pro měření vstupní a výstupní teploty vody, T_{ok} — čidlo teploty okolí, T_{sm} — čidlo pro měření suché a mokré teploty, E — čidlo solarimetru v rovině kolektoru, E_H — čidlo pro měření globálního záření, A — anemometr



Po celou dobu měření byly kolektory nastavovány tak, aby v době astronomického poledne dopadalo přímé sluneční záření kolmo na čelní transparentní rovinu kolektoru. Teplonosnou kapalinou byla voda, upravovaná v přípravných nádržích (obr. 3) elektrickými ohříváči na požadovanou vstupní teplotu. Voda byla čerpána do nápuštných nádrží, odkud přitékala samospádem do kolektorů. Ohřátá voda z kolektorů vytékala volně do odpadu.

Měřicí systém obsahoval odporové teploměry Ptk 100 pro měření vstupních a výstupních teplot vody a vzduchu pod každým kolektorem a ve výši 2,5 m nad zemí, solariometr KIPP ZONEN CM 6 a anemometr UNIRUT pro měření rychlosti větru ve výšce 2,5 m nad zemí. Hmotnostní průtok vody byl měřen odměrnou nádobou a stopkami. Měřené hodnoty (kromě průtoku vody) byly zaznamenávány měřicí ústřednou METRA UM 30 a registrovány psacím strojem. V intervalu měření byla registrace nepřetržitá, s opakovacím cyklem 40 s. To umožnilo kriticky zhodnotit měření a výběr takových intervalů měření, při kterých byly zachovány kvazistacionární podmínky s odchylkami v tolerancích stanovených modifikovanou metodikou RVHP. Vyhodnocovány byly 10minutové intervaly, v nichž hodnoty měřených veličin nepřekročily vzhledem k vypočtené střední hodnotě tyto mezní odchylky:

hmotnostní průtok vody	$\pm 5 \%$
teplota vstupní vody	$\pm 1^\circ\text{C}$
teplota okolí	$\pm 1^\circ\text{C}$
hustota zářivého toku	$\pm 5 \%$

Hodnota průtoku vody se měřila v intervalech 15 až 20 minut. Pokud průtok při dvou po sobě následujících měřeních nebyl stejný, jeho hodnota se pro zpracovávání intervalu měření lineárně interpolovala. Naměřený průtok byl přepočítán na jednotku průmětu plochy absorberu. Poměrný výkon byl vztahován zásadně na 1 m^2 průmětu plochy absorberu a vyhodnocován podle vzorce

$$q_k = c \cdot m' \cdot (T_{fe} - T_{fi}) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (26)$$

kde: q_k — měrný výkon kolektoru ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)
 c — měrné teplo (pro vodu $4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
 m' — měrný průtok ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$)
 T_{fi} — vstupní teplota vody ($^\circ\text{C}$)
 T_{fe} — výstupní teplota vody ($^\circ\text{C}$)

Účinnost byla stanovena podle vztahu

$$\eta = \frac{q_k}{E} \cdot 100 \quad (\%) \quad (27)$$

Hodnoty účinnosti byly vyneseny v závislosti na veličině A (vztah 23) a v souladu s rovnicí (25) vyrovnány metodou nejmenších čtverců podle kvadratické regresní křivky. Výpočet se dělal kalkulátorem HP 9830 A.

S využitím naměřených hodnot a vztahů (20), (22), (24) a (25) byly stanoveny hodnoty U_o , k_u , U_{05} (součinitel celkových ztrát pro $A = 0,05$), F_R , F' , F'' , γ a byla určena hodnota optimálního průtoku m_{opt} , při němž se dosáhne hodnoty $F_R = 0,97$.

Měřené kolektory a jejich konstrukční charakteristiky jsou v tab. II. Absorbér kolektoru ČKD DUKLA je tvořen běžným plochým otopným tělesem, vyráběným podnikem KOVENTA, Česká Třebová. Absorbéry kolektorů KOVENTA jsou tvořeny rovněž otopnými tělesy, ale se sníženým profilem mediových kanálků. Absorbér lamelového kolektoru LIKOV se skládal z vodorovné přívodní a odváděcí trubky, mezi nimiž byly s roztečí 100 mm upevněny svislé absorpční trubky. Na absorpční trubky byly po celé

Výrobce Rok výroby	Kolektor	Roz- měry	Prů- mět absor- bérů	Plošná hmot- nost	Měr- ný vodní objem	Typ absorbéru	Krytí	Izolace
—	—	mm	m ²	kg.m ⁻²	l.m ⁻²	—	—	—
LIKOV Liberec 1979	lamelový	1845 1070 107	1,67	56,5	0,62	paralelní ocelové trubky s příčnými lamelami	2 × sklo 4 + 3 mm	měkká PU pěna 40 mm
	praporkový	1845 1070 107	1,61	55,6	0,64	paralelní ocelové trubky s praporky	2 × sklo 4 + 3 mm	měkká PU pěna 40 mm
ČKD DUKLA 1978	radiátorový	1611 658 120	0,86	79,0	10,40	ocelové ploché otopné těleso	2 × sklo 4 mm	čedičová vlna 41 mm
OPS Kroměříž 1979	SP 80/08 sklo-Cu	1570 670 80	0,86	30,2	0,93	paralelní měděné trubky s Cu praporky	1 × sklo 5 mm	LP PVC
KOVENTA Česká Třebová 1979	štěrbinový PUR	1590 640 80	0,93	47,3	2,42	ocelové ploché otopné těleso	1 × sklo 4 mm	PUR pěna 40 mm
	štěrbinový ČED-PS	1610 660 85	0,93	54,8	2,42	ocelové ploché otopné těleso	1 × sklo 4 mm	čedičová vlna 20 mm polystyrén 20 mm

jejich délce navlečeny příčně postavené lamely ve vzájemné vzdálenosti cca 5 mm. Praporkový kolektor LIKOV měl stejné uspořádání absorpčních trubek, ale místo lamel byly ke každé trubce připevněny v jejím podélném směru dvě žebra. Absorbér kolektoru KROMĚŘÍŽ je praporkový, s měděnými žebry připojenými k měděným trubkám. Kryt měřeného kolektoru tvořila jedna skleněná deska.

VÝSLEDKY

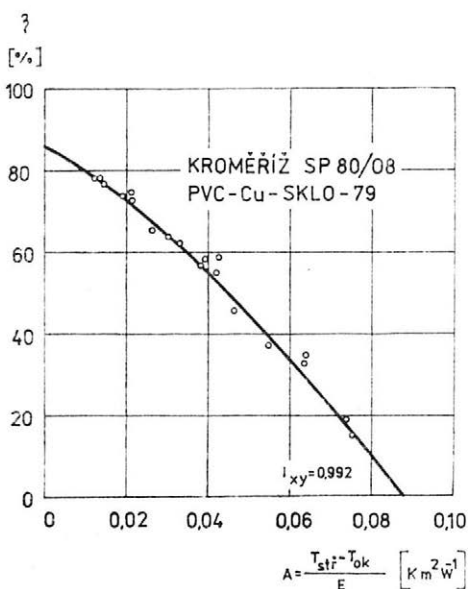
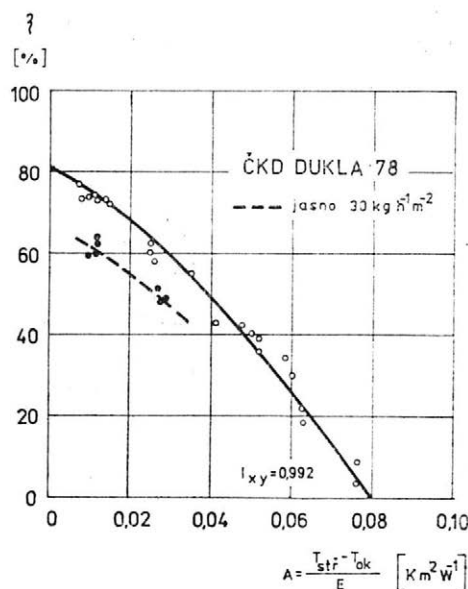
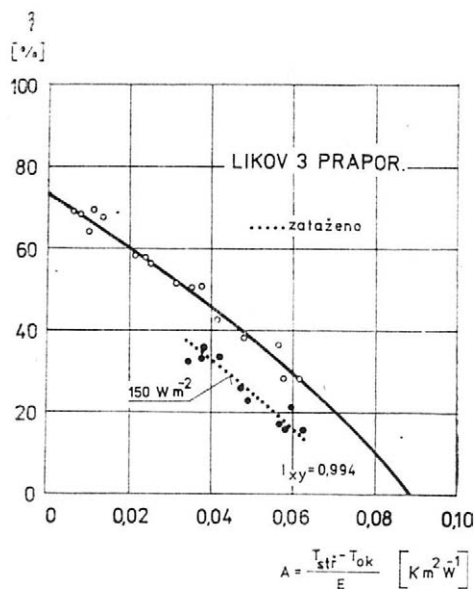
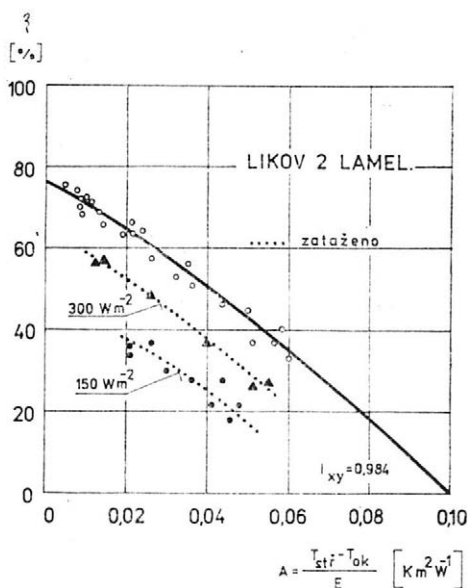
Zpracování výsledků ukázalo, že ke spolehlivému výpočtu tepelně energetických charakteristik kolektorů je nutné měřit v celém užitečném rozsahu veličiny A . S ohledem na to, že pro vyhodnocování je možné brát jen hodnoty, které byly zjištěny s malými tolerancemi, jak již bylo uvedeno, je nutné měřit každý kolektor po dobu několika týdnů. Ani tak nelze za přírodních podmínek získat vždy dostatečný počet hodnot, které by umožnily zpracovat měření s vysokou spolehlivostí. Nižší úroveň spolehlivosti mají zejména hodnoty součinitelů ztrát U_o (pro $A = 0$) a součinitelů závislosti ztrát k_u . Spolehlivější je posuzovat ztráty kolektorů podle hodnoty U_{05} .

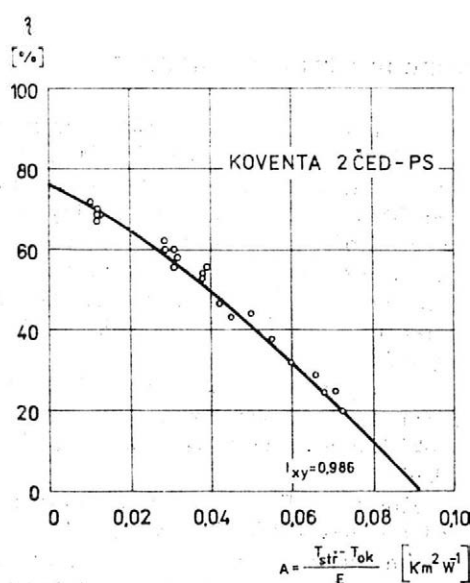
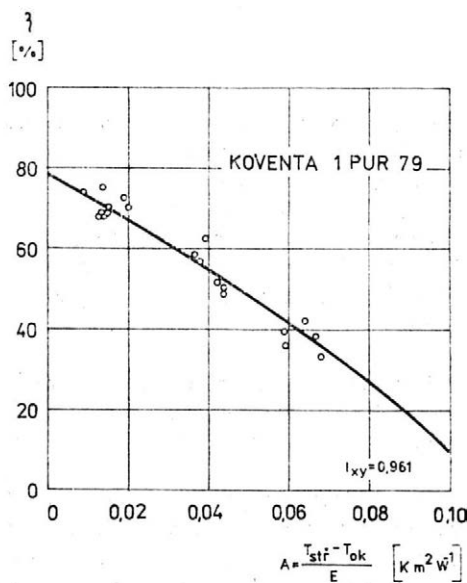
Naměřené a vyhodnocené hodnoty účinnosti kolektorů jsou uvedeny na obr. 4a, b, c. Základní charakteristiky platí pro vodu jako teplotnosnou kapalinu, s průtokem 50 až 60 kg.h⁻¹.m⁻², a pro přímou sluneční radiaci s difúzní složkou odpovídající zcela jasné obloze při součiniteli znečištění atmosféry o hodnotě 3–4.

U některých kolektorů se dělala informativní měření při průtoku 28–35 kg.h⁻¹.m⁻²

a také při zatažené a silně zatažené obloze, s ozářeností v rovině kolektorů 150–300 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$.

Matematické vyjádření zjištěných charakteristik i další hodnoty charakterizující přenos energie a tepelné ztráty kolektorů jsou v tab. III. Zde je uvedena i hodnota optimálního průtoku m_{opt} . Při této hodnotě se dosahuje téměř nejvyšší možné účinnosti a příznivého přírůstku teploty vody při průtoku kolektorem. Zvyšování měrného průtoku nad hodnotu m_{opt} zvyšuje účinnost jen nepatrně, takže již není užitečné a může dokonce nepříznivě zvyšovat nároky na dimenzování čerpadla a hydraulických obvodů solárního systému.





4. Účinnost slunečních kolektorů pro ohřev vody — The efficiency of solar collectors for water heating

III. Energetické a přenosové hodnoty slunečních kolektorů pro ohřev vody při průtoku 50–60 $kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$ — The energy and transmission values of the solar collectors for water heating at a flow rate of 50–60 $kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$

Účinnost: $\eta = C_1 - C_2 A - C_3 A^2$				Přenos energie: Optimální měrný průtok m_{opt} ($kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$) při $F_R = 0,97$ platí jen pro vodu!				Tepelné ztráty: $U = U_0 (1 + k_u \cdot A)$ U_{05} při $A = 0,05$		
Kolektor — měrný průtok ($kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$)	C_1	C_2	C_3	F_R	F'	F''	m'_{opt}	U_0 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	k_u $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	U_{05} $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
LIKOV lamel-79 50	0,764	5,80	18,86	0,953	0,990	0,963	100	5,8	3,25	6,7
LIKOV prapor-79 50	0,725	5,45	29,88	0,953	0,992	0,960	110	5,5	5,48	6,9
ČKD DUKLA-78 60	0,813	5,88	54,05	0,947	0,996	0,951	90	5,9	9,19	8,6
KROMĚŘÍŽ SP 80/08 měď — sklo — 79 60	0,863	5,80	46,60	0,932	0,981	0,950	105	5,8	8,03	8,1
KOVENTA I PUR 60	0,782	4,92	19,10	0,946	0,992	0,954	85	4,9	3,88	5,9
KOVENTA II- ČED 60	0,764	4,89	37,73	0,945	0,991	0,954	85	4,9	7,72	6,8

Hodnoty a funkční závislosti účinnosti jednotlivých měřených kolektorů se dost odlišují. Z kolektorů LIKOV byla naměřena vyšší účinnost u kolektoru lamelového. Strmost závislosti účinnosti však ukazuje na velké ztráty. S ohledem na dvojí zasklení a použitou izolaci lze soudit, že velký podíl připadá na ztráty zadní stěnou a na boční ztráty. Nepříjemnou vlastností lamelového kolektoru je výrazná změna průběhu účinnosti při nízké a zejména při difúzní radiaci. Účinnost v těchto případech podstatně klesá. Důvodem je jednak větší odraznost difúzního záření na krycích sklech i na absorbéru, jednak dříve teoreticky zdůvodněný pokles tepelného toku z lamel do trubek s teplonosným médiem.

U praporkového kolektoru LIKOV se rovněž projevuje snižování účinnosti při nízké ozáření, ale je méně výrazné než u lamelového kolektoru. Oba kolektory LIKOV mají vysoký činitel sdílení tepla v kolektoru F' , což svědčí o jejich dobrém dimenzování a provedení.

Kolektor ČKD DUKLA má dobrou účinnost v oblasti nízkých hodnot veličiny A . Hodnoty maximální účinnosti pro $A = 0$, která je v poměrném vyjádření totožná s regresním koeficientem C_1 v tab. III, by bylo možné dosáhnout jen v případě, že by se použila krycí skla s indexem lomu maximálně 1,45 a se součinitelem absorpce absorbéru 0,97. Takový případ může sice nastat, ale pravděpodobnější je, že hodnota maximální účinnosti by při větším počtu naměřených hodnot byla vyhodnocena níže než 80 %.

Velmi nepříznivý průběh má u kolektoru ČKD DUKLA funkce $\eta = f(A)$. Její strmost a také vypočtené hodnoty součinitelů celkových ztrát U_o a U_{05} signalizují na vysoký podíl ztrát zadní stěnou a zejména bočními stranami kolektorové skříně.

Nejvyšší účinnost v oblasti nízkých hodnot veličiny A byla naměřena u kolektoru KROMĚŘÍŽ SP 80/08 s měděným absorbérem a skleněným krytem. I když dosti vysoká, přece jen ze všech kolektorů nejnižší hodnota činitele sdílení tepla F' ukazuje ještě na určitou rezervu ve zlepšení přenosu tepla buď vhodnějším dimenzováním praporků absorbéru, nebo dokonalejším spojením praporku s měděnými trubkami. Také součinitel celkových ztrát je méně příznivý, zřejmě vlivem izolačních vlastností použitého pěněného PVC.

Podobný průběh účinnosti jako u lamelového kolektoru LIKOV byl naměřen u kolektoru KOVENTA II ČED-PS s čedičovou a polystyrénovou izolací. Z hlediska konstrukce je ovšem příznivěji hodnocen kolektor KOVENTA II ČED-PS, protože má jednoduché zasklení a z toho důvodu by mohl mít větší ztráty.

Oba měřené kolektory KOVENTA se stejným štěrbinovým absorbérem ukazují na výrazný vliv izolace zadních a bočních stěn. Kolektor s pěněnou polyuretanovou izolací KOVENTA I PUR má menší strmost své charakteristiky účinnosti než kolektor s čedičovou a polystyrénovou izolací. Jeho účinnost v oblasti vyšších hodnot veličiny A byla nejvyšší ze všech měřených kolektorů. Průběhem účinnosti je velmi výhodný pro podmínky ČSSR s převládajícím podílem oblačného počasí.

Ze vztahů (3a), (3b) a (20) je zřejmé, že účinnost kolektorů je závislá na hmotnostním průtoku teplonosné kapaliny. Při našich měřeních kolektorů ČKD DUKLA a LIKOV se tato skutečnost projevila. Na obr. 4b je to zřejmé u kolektoru ČKD DUKLA. Závislost se projevila i u kolektorů LIKOV, ale v menší míře. Výpočtem bylo dokázáno, že všechny kolektory byly měřeny s nižším průtokem, než je optimální. To znamená, že zjištěné účinnosti by mohly být relativně ještě asi o 1–2 % vyšší. S ohledem na přesnost naměřených výsledků je to hodnota zanedbatelná.

Měření sluneční kolektory pro ohřev vody byly většinou funkční modely uvedených výrobků. Pouze kolektory KROMĚŘÍŽ jsou dodávány zemědělským podnikům, ale převážně v provedení s krytím plastickou fólií. Ověřovaný typ se skleněným krytem se vyrábí jen v omezeném měřítku. Rovněž kolektory ČKD DUKLA jsou dodávány v omezené míře do některých zemědělských podniků.

Výsledky měření slunečních kolektorů, uvedené v této práci, jsou první, které byly v Československu zjištěny. Umožňují porovnat účinnost různých systémů absorbérů, izolačních materiálů i celých konstrukcí kolektorů. Ukazují na význam izolace zadní stěny a boků kolektoru, zejména v případech, kdy se nepoužívá selektivních absorpčních vrstev pro konverzi záření. Potvrzují, že v radiálních a klimatických podmínkách ČSSR, které jsou charakterizovány hlavně velkou oblačností, musí mít dobrý kolektor nízkoobjemový absorbér a polyuretanovou izolaci pěněnou freonem nebo jí podobnou, která umožní, aby při optimálních rozměrech kolektoru byl součinitel prostupu tepla zadní stěnou a boky nižší než $0,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Vykonaná měření neumožňují rozhodnout o účelnosti jednoduchého nebo dvojitého zasklení. Nebyl řešen ani problém použitelnosti jiných transparentních materiálů než skla.

Hodnocení slunečních kolektorů na základě průběhu jejich účinnosti je vhodné především pro analýzu ztrát a konstrukčního řešení. Ke zhodnocení energetického přínosu je ovšem zapotřebí znát ještě denní, sezónní nebo roční využití a roční energetický zisk. Teprve takové hodnoty umožní stanovit použitelnost jednotlivých typů kolektorů pro různé klimatické oblasti, různé účely a roční dobu činnosti.

Literatura

- BLÁHA, A.: Teória, konštrukcia a technológia podkladovej časti rovinných slnečných zberačov. *Elektrotechnický časopis*, 30, 1979, č. 2.
 DITTES, W. — GOETTLING, D.: Prüfung der thermischen Leistung von Solarkollektoren — Vorschläge zur Normung. *Klima und Kälte-Ingenieur*, 1978, č. 4.
 DUFFIE, J. A. — BECKMAN, W. A.: *Solar energy thermal processes*. New York - London 1974.
 ONG, K. S.: A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. *Solar Energy*, 16, 1974, s. 137-147.
 VANÍČEK, K.: Vzájemné porovnání účinnosti některých typů slunečních kolektorů v radiálních a klimatických podmínkách ČSSR. *Elektrotechnický obzor*, 67, 1978, č. 5.

Došlo dne 11. 6. 1980

ГАШ, С. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Тепловые энергетические характеристики солнечных коллекторов. *Земѣд. Techn.*, 26, 1980 (10): 603-616.

V zemědělském hospodářství v velké míře se rozšiřuje používání solárních kolektorů pro ohřev vody. V práci je uveden analýza faktorů, ovlivňujících účinnost přenosu tepla v kolektorech a jeho přenos v toplovodivnou tekutinu, a které určují celkovou energetickou účinnost. Zvláštní pozornost je věnována teorii trubчатых абсорберов с ребрами, která v literatuře nedostatečně je rozpracována. Podtrženo, hlavním způsobem snížení faktorů účinnosti okraje (F') při nízkých hodnotách osvětlení a teploty okolního prostředí. Na základě změřených závislostí energetické účinnosti od klimatických podmínek vypočteny koeficienty odvodu tepla z kolektorů (F_R) a jejich složky, t. j. účinnosti kolektorů (F') a koeficienty ztráty kolektorů (F'') pro některé funkční modely nebo vzorky českých kolektorů pro ohřev vody. Určena také hodnota optických a teplových

истерь измеренных щелевых (ЧКД ДУКЛА, КОВЕНТА) и трубчатых (ЛИКОВ, КРО-
МЕРЖИЖ) коллекторов.

эффективность солнечных коллекторов; коэффициент отвода тепла из коллектора; фактор
эффективности коллектора; энергетическая характеристика; измерение коллекторов

HÁŠ, S. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha - Řepry): *The Thermo-energetic Characteristics of Solar Collectors*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10): 603-616. Solar collectors are used on an increasing scale in agriculture for water heating. The factors affecting the transmission of heat in the collectors and its transfer to the heat-carrying liquid, and the factors underlying the total energetic efficiency are analyzed in the study. Special attention is paid to the theory of the pipe absorbers with fins which is not treated of in sufficient detail in literature. Attention is drawn to the reduction of the factor of heat conduction through the fin (F) at low levels of the irradiance and temperature of the environment. On the basis of the measured dependences of energetic efficiency on climatic conditions, the collector heat removal factor (F_R) and their components, i. e. the factors of heat transmission in the collector (F'), and the factors of heat transfer to the medium (F'') are calculated for some functional models or examples of Czechoslovak solar collectors used for water heating. The optical and thermal losses are also determined, as measured in the slot-type collectors (ČKD DUKLA, KOVENTA) and pipe-type collectors (LIKOV, KROMĚŘÍŽ).

efficacy of solar collectors; collector heat removal factor; factor of heat transmission in collector; energetic characteristics; measurement of collectors

HÁŠ, S. (Forschungsinstitut der Landtechnik, Praha - Řepry): *Wärmeenergetische Charakteristiken der Sonnenkollektoren*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10): 603-616.

In der Landwirtschaft finden für die Wassererwärmung die Sonnenkollektoren einen immer stärkeren Einsatz. Im Aufsatz werden Faktoren erörtert, die den Wirkungsgrad des Wärmeaustausches in den Kollektoren und deren Übertragung in die wärmetragende Flüssigkeit beeinflussen und den energietechnischen Gesamtwirkungsgrad bestimmen. Eine besondere Aufmerksamkeit gilt der Theorie der Rohrabsorptionsanlagen mit Rippen, die in der Literatur nicht ausreichend bearbeitet wird. Beachtet wird besonders die Senkung des Wärmeleitungsfaktors der Rippe (F) bei geringen Werten des Bestrahlungsgrades und der Umgebungstemperatur. Aufgrund der gemessenen Abhängigkeiten des Energiewirkungsgrades von den Witterungsbedingungen sind Kollektorstofftransportfaktoren (F_R) und deren Komponenten, d. h. die Faktoren der Wärmeübertragung im Kollektor (F') und Faktoren der Wärmeübertragung in das Medium (F'') für einige Funktionsmodelle oder -muster der tschechoslowakischen Kollektoren zur Wassererwärmung errechnet worden. Es wird auch die Größe der optischen und Wärmeverluste von gemessenen Schlitzkollektoren (ČKD DUKLA, KOVENTA) und Rohrkollektoren (LIKOV, KROMĚŘÍŽ) festgelegt.

Wirkungsgrad der Sonnenkollektoren; Kollektorstofftransportfaktor; Faktor des Wärmeaustausches im Kollektor; Energiecharakteristiken; Messung der Kollektoren

Adresa autora:

Ing. Stanislav Haš, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, 163 07 Praha - Řepry

J. Bouček

BOUČEK, J. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Energetika řezání píce*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10): 617–630.

V práci je podán přehled užívaných metod měření energetických charakteristik procesu řezání píce a přehled teoretických závěrů o těchto charakteristikách. Teorie měrné spotřeby energie je využita k matematickému zpracování jednak dříve publikovaných měření příkonu bubnu řezačky, jednak vlastních měření spotřeby energie samojízdné řezačky SPS-420 v provozních podmínkách. Jako metoda zpracování výsledků měření je užitá vícerozměrná nelineární regrese. Teoretickým výsledkem práce je rozšíření teorie měrné spotřeby energie u řezaček píce o vliv nastavené délky řezanky. Na základě regresní a korelační analýzy byl formulován matematický model pro závislost měrné spotřeby energie bubnu řezačky na dvou parametrech: na výkonnosti a na nastavené délce řezanky. Pro samojízdnou řezačku byl obdobně formulován model závislosti měrné spotřeby energie na třech praktických parametrech: na pracovní rychlosti, výnosu píce a nastavené délce řezanky. Praktickým výsledkem práce jsou doporučení, jak snížit měrnou spotřebu energie.

měrná spotřeba energie; sklízecí řezačka; nastavená délka řezanky; optimální výkonnost řezačky

Měření energetických charakteristik procesu řezání píce byly v minulosti u nás i v zahraničí věnovány různé vědecké práce s mnoha teoretickými závěry. Předložená práce se je pokouší shrnout a ukázat dosavadní stupeň poznání v tomto oboru a zejména upozornit na užitečnost těchto výsledků pro odhalování našich vlastních rezerv v energeticky hospodárném využívání řezaček z technologického hlediska.

METODY MĚŘENÍ ENERGETICKÝCH CHARAKTERISTIK PROCESU ŘEZÁNÍ PÍCE

Měřením energetických charakteristik procesu řezání píce se zabývali různí autoři. Chancellor (1958) pracoval převážně s laboratorními řezacími přístroji. Při velmi nízké řezné rychlosti ($0,025 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) snímal průběh řezné síly v ústrojí s přímočarým pohybem nože. Pro další řezné rychlosti ($2-5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) užíval ostří na rotujícím kotouči, na pevném protiostrí se síla snímala akcelerometrem. Při vyšší řezné rychlosti ($43-85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) měřil ohyb jediného stěbla při řezání a z toho vypočítával množství předané energie.

Richey (1958) stanovil měrnou spotřebu energie na vlastní řezání z rozdílu příkonů řezacího orgánu při dvou různých hodnotách nastavené délky řezanky a při stejné řezné rychlosti i výkonnosti.

Prince aj. (1958) užívali pro sledování průběhu procesu řezání záznam rychlokamerou. Velikost energie potřebné na řezání měřili laboratorně pro jediné stéblo kyvadlovým zařízením se záznamem řezné síly v závislosti na dráze nože spojeného s kyvadlem. V polních podmínkách měřili průběh síly na kose žací lišty tenzometrickým čidlem.

Liljedahl aj. (1961) měřili na stolici, na které byl držák zkušebních nožů sprážen s kyvadlem. Souček (1962a, b) snímal tenzometrický točivý moment na hřídeli kola řezačky a na náhonu podávacího ústrojí. Pro měření průběhu řezných sil vkládal do řezacího ústrojí tzv. ústnici — tenký rám vybavený tenzometrickými snímači síly.

Vraný (1971a, b) měřil podobným způsobem na bubnovém řezacím ústrojí.

Rezník (1964) sledoval vlastní děj řezání na univerzálním dynamografu VISCHOM s několikametrovým kyvadlem a rychlokamerou. Uvádí rovněž celkové energetické charakteristiky řezačkových agregátů, zjištěné převážně tenzometrickým měřením točivých momentů a sil.

Grimm (1965) použil bubnové řezací ústrojí sklízecí řezačky na stacionárním pracovišti. Příkon bubnu zjišťoval měřením příkonu elektromotoru a přepočtem na základě předem zjištěného průběhu účinnosti elektromotoru. Obdobným způsobem měřili příkon bubnu Hora a Čermák (1967).

Andert (1968) pracoval se speciálním měřicím traktozem, vybaveným mimo jiné zařízením pro klasifikaci a registraci zatížení motoru v závislosti na pojezdové rychlosti.

Baker a Beržinec (1972) užili k měření práce na seřiznutí obilního stébka kotoučové laboratorní řezací ústrojí.

Ige a Finner (1975) snímali řeznou sílu z nožových držáků pokusné bubnové řezačky.

Netik aj. (1976) měřili točivé momenty i otáčky hřídelů a zároveň i spotřebu paliva průtokovým měřením.

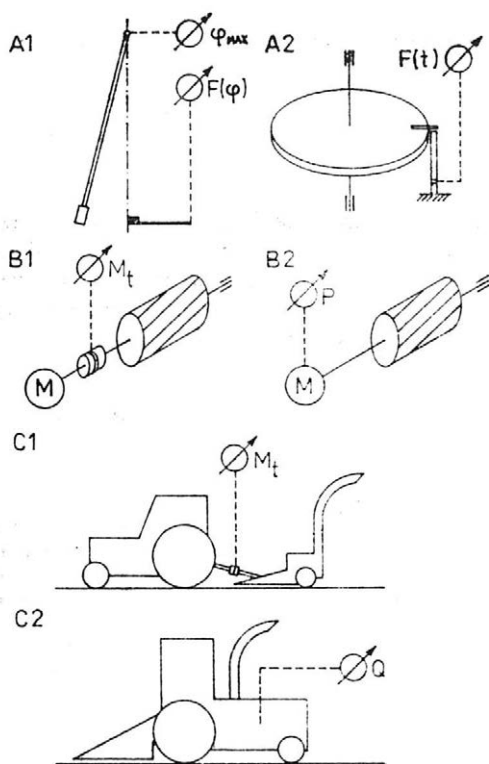
Dosud publikované práce různých autorů, věnované energetice řezání píce, lze zařadit zhruba do tří hlavních směrů:

a) pokusy v laboratorních podmínkách na idealizovaných modelech řezacího ústrojí a teoretické odhady,

b) měření seřizovacích charakteristik řezacího ústrojí a optimalizace jeho konstrukčních parametrů,

c) měření exploatačních charakteristik sklízecích řezaček.

Na obr. 1 předkládáme pokus o klasifikaci hlavních přístupů a metod měření spotřeby energie na řezání píce.



1. Klasifikace hlavních přístupů a metod měření spotřeby energie na řezání píce — Classification of the main approaches and methods of the measurement of the power consumption for forage chopping

Základní význam pro teorii řezání píce měly práce Gorjačkina (1936), které dále rozvíjel Reznik (1964, 1975).

Reznik (1964) odvodil vzorec pro teoretickou práci (tj. fyzikálně nezbytné množství energie) pro řezačkovou sklizeň dávky (jednoho vozu) píce, který jako funkci hlavních technologických parametrů lze zapsat ve tvaru:

$$A_T = k_1 \cdot \frac{m^2}{B \cdot H} + \frac{k_2}{l_t} + k_3 \cdot m \quad (1)$$

kde: A_T — teoretické množství práce na sklizeň dávky píce (J)

m — množství píce v dávce (kg)

H — výnos píce ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$)

B — záběr řezačky (m)

l_t — nastavená délka řezanky (mm)

k_1, k_2, k_3 — koeficienty shrnující vliv dalších parametrů

Jednotlivé členy vzorce (1) představují po řadě spotřebu energie na vodorovné přemístění píce, na řezání píce a na svislé přemístění píce.

V souvislosti s tím definuje součinitel využití energie při řezačkové sklizni píce

$$\eta_e = \frac{A_T}{A_P} \quad (2)$$

kde: A_P — prakticky dosažená spotřeba energie za stejných podmínek (J)

Reznik (1964) dále uvádí, že na základě experimentů lze aproximovat příkon řezačky jako lineární funkci její výkonnosti

$$P_f = P_o + k \cdot W \quad (3)$$

kde: P_f — příkon řezačky (W)

P_o — příkon řezačky naprázdno (W)

W — výkonnost (průchodnost) řezačky ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

k — koeficient úměrnosti

Definoval rovněž důležitou porovnávací veličinu — měrnou spotřebu energie řezačky, vztaženou na jednotkové množství řezané píce

$$q_f = \frac{P_f}{W} \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (4)$$

a na základě změřené charakteristiky $q_f = f(W)$ sklízecí řezačky SK-2,6A poukázal na energetickou účelnost zvýšení její průchodnosti. S touto charakteristikou počítal ve tvaru hyperboly, jejíž rovnici získáme dosazením vztahu (3) do vztahu (4).

Grimm (1965) navrhl závislost příkonu bubnu řezačky P_b na nastavené délce řezanky l_t ve tvaru

$$P_b = c \cdot l_t^{-1} \quad (5)$$

a závislost měrné spotřeby energie bubnu řezačky q_b na střední délce řezanky (s odvoláním na dřívější práci — Sass, 1958) ve tvaru

$$q_b = a \cdot l_s^{-b} \quad (6)$$

kde: q_b — měrná spotřeba energie bubnu řezačky, vztažená na jednotkové množství řezané píce ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$), definovaná analogicky k (4)

a, b, c — empiricky zjištěné koeficienty

Zde je třeba poznamenat, že poslední vztah (6) je volen poněkud nešťastně. Jak známo, závisí střední délka řezanky na mnoha dalších faktorech (konstrukce a technický stav řezačky, druh a kvalita píce aj.), což příčinnou závislost mezi měrnou spotřebou energie a střední délkou řezanky značně komplikuje. Proto by zde bylo vhodnější charakterizovat řezanku pomocí nastavené délky řezanky l_t při zachování tvaru vztahu (Bouček, 1976, 1978):

$$q_b = a \cdot l_t^{-b} \quad (7)$$

Grimm (1965) se pokusil dále zobecnit své výsledky vynesáním závislostí (6) pro tři různé výkonnosti do společného grafu. Jedné z těchto výkonností pak odpovídá nejmenší měrná spotřeba energie pro větší část nastavených délek řezanky, ale nikoliv jednoznačně, protože všechny tři závislosti se vzájemně kříží.

Vliv délky řezanky na příkon řezacího bubnu měřili rovněž Hora a Čermák (1967) a Vraný (1971). Jejich výsledky v přepočtu na měrnou spotřebu energie spolu s částí výsledků Grimma (1965) byly zpracovány regresí podle rovnice (7). Zjištěné hodnoty regresních koeficientů a indexu korelace jsou uvedeny v tab. I. Srovnání těchto výsledků

I. Přehled závislosti měrné spotřeby energie bubnu řezačky q_b ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) na nastavené délce řezanky l_t (mm) podle měření různých autorů. Zjištěné regresní koeficienty odpovídají rovnici (7) — A survey of the dependences of the specific power consumption of cutterhead q_b ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) on chopping length l_t (mm), as measured by several authors. The obtained regression coefficients correspond to equation (7)

Autor	Měřený rozsah l_t (mm)	Materiál	Sušina s (%)	Výkon- nost W ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	Regresní koeficienty		Index korelace I_{xy}
					a	b	
Grimm 1965	8–37	tráva	35	2,50	11,20	0,409	0,965
		vojtěška	22	2,50	6,01	0,350	0,997
		kukuřice	—	2,50	4,60	0,411	0,965
Hora a Čermák 1967	10–20	sláma	88	0,25	23,20	0,447	0,996
		kukuřice	18	0,75	6,25	0,350	0,998
Vraný 1971	14–88	sláma	86	4,00	13,90	0,310	0,998
		seno	85	5,00	15,70	0,415	0,993
		kukuřice	13	9,00	2,52	0,111	0,990

nelze absolutizovat, protože jednotliví autoři neměřili za stejných podmínek. Ve všech případech je však patrná velmi dobrá shoda měření se vztahem (7).

Pokud jde o vztah příkonu řezacího orgánu (nožový buben, resp. kolo) k výkonnosti řezačky, Hora a Čermák (1967) považují tuto závislost za přibližně lineární.

Vraný (1971) na základě teoretického rozboru jednotlivých složek příkonu bubnového řezacího ústrojí i vlastních měření příkonu bubnu došel k závěru, že kromě příkonu na překonání tření v ložiskách a příkonu na krytí ventilačních ztrát, které pokládá za přibližně nezávislé na průchodnosti, jsou ostatní složky na ní závislé lineárně. Jako složky příkonu řezacího bubnu přímo úměrné průchodnosti uvádí:

- příkon na řezání, který je nepřímo úměrný nastavené délce řezanky,
- příkon na urychlení řezanky,
- příkon na vlečení řezanky po plášti,
- příkon na výstup řezanky z bubnu.

Při konstantních konstrukčních parametrech i otáčkách bubnu lze tedy stručně vyjádřit tyto úvahy vztahem:

$$P_b = P_o + k_1 \cdot \frac{W}{l_t} + k_2 \cdot W \quad (8)$$

Při řezání suchých materiálů zjistil Vraný (1971) rychlejší růst příkonu v závislosti na průchodnosti než lineární.

Kromer (1967) na základě tenzometrického měření točivého momentu na bubnu řezačky v polních podmínkách vyslovil závěr, že tento moment se řídí vztahem

$$M_b = M_o + a \cdot W_s^b \quad (9)$$

kde: M_b, M_o — točivý moment bubnu řezačky celkový a naprázdno (N.m)

W_s — výkonnost řezačky vyjádřená v absolutní sušině zpracované píce ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

a, b — empirické koeficienty (zjištěno $b = 1,13$)

Kromer (1967) uvádí, že tento vztah v rozmezí 20 až 85 % sušiny nezávisí na druhu materiálu.

Jsou-li otáčky bubnu konstantní, což je alespoň přibližně zajištěno u většiny řezaček a řezačkových agregátů, a zvolíme-li určitou pevnou hodnotu sušiny materiálu, pak z (9) plyne pro příkon bubnu řezačky:

$$P_b = P_o + a' \cdot W^b \quad (10)$$

Je tedy experimentálně doloženo, že lineární závislost příkonu bubnu řezačky na výkonnosti — např. podle (8) — není dostatečně přesná.

Významný krok pro upřesnění tohoto vztahu a současně zasazení do širších souvislostí uvážením dalších potřebných příkonů a jejich výkonnostní závislosti provedl Andert (1968, 1969, 1970), když pro příkon celé řezačky, přenášený vývodovým hřídelem, navrhl vztah

$$P_r = P_o + r \cdot W + c \cdot W^a + p \cdot (e^{b \cdot W} - 1) \quad (11)$$

kde: P_r — příkon řezačky

P_o — příkon pro chod řezačky naprázdno

W — výkonnost řezačky

$r \cdot W$ — lineární člen, vyjadřující příkon na samotný řez a na udělení kinetické energie řezance

$c \cdot W^a$ — člen vyjadřující progresivní růst příkonu na překonání odporu při průchodu stlačené píce řezačkou

$p \cdot (e^{b \cdot W} - 1)$ — příkon odpovídající ucpávání stroje materiálem při vysoké výkonnosti

a, b, c, p, r — empirické koeficienty

Hodnota parametrů p, b je taková, že při běžných provozních stavech lze poslední člen rovnice (11) zanedbat. Rovnice (11) platí vždy pro konstantní nastavenou délku řezanky.

Příkon pro pohyb agregátu, resp. samojízdné řezačky, je přibližně úměrný pracovní rychlosti v , resp. úměrný výkonnosti a nepřímo úměrný výnosu plodiny H :

$$P_s = k' \cdot v = k \cdot \frac{W}{H} \quad (12)$$

takže závislost příkonu řezačkového agregátu, resp. samojízdné řezačky na výkonnosti lze vyjádřit

$$P_a = P_o + k \cdot \frac{W}{H} + r \cdot W + c \cdot W^a \quad (13)$$

Analogicky k rovnici (4) je měrná spotřeba energie samojízdné řezačky, resp. řezačkového agregátu, definována

$$q_a = \frac{P_a}{W} \quad (14)$$

Z rovnice (13) potom plyne

$$q_a = \frac{P_o}{W} + \frac{k}{H} + r + c \cdot W^{a-1} \quad (15)$$

Při fyzikálně reálných hodnotách koeficientů v této rovnici lze ukázat, že existuje optimální výkonnost řezačky W_{opt} , při které je hodnota měrné spotřeby energie samojízdné řezačky, resp. řezačkového agregátu (15), minimální:

$$W_{opt} = \left[\frac{P_o}{c \cdot (a-1)} \right]^{1/a} \quad (16)$$

Myšlenky vyjádřené v rovnicích (11) až (16) na základě dalších výzkumných poznatků zobecnil Andert (1972) pro širší třídu sklizečů a mobilních agregátů v teorii minimální měrné spotřeby energie na jednotkové množství produktu.

Porovnáním průběhu závislosti $q_a = f(W)$ podle (15) s průběhem za zjednodušeného předpokladu linearitu příkonu řezačky podle (3) zjistíme, že při nízké výkonnosti jsou oba průběhy velmi blízké. Výrazněji se liší v okolí W_{opt} a zcela se rozcházejí v oblasti $W > W_{opt}$. Zde za zjednodušujícího předpokladu (3) měrná spotřeba energie asymptoticky klesá podle hyperboly (a nemá tudíž lokální extrém), zatímco podle (15) prudce narůstá. Proto lze vztah (3) použít pro zjednodušení jen v oblasti $W < W_{opt}$.

Na základě prací, které publikovali Chancellor (1958), Richey (1958), Reznik (1964), Kromer (1967), Vraný (1971), Triebelhorn a Smith (1975) si lze udělat rámcovou představu, že příkon na vlastní řezání tvoří zpravidla jen menší část celkového příkonu samojízdné řezačky, resp. řezačkového agregátu (orientačně v mezích asi 8 až 40 %). Konkrétní velikost tohoto podílu značně závisí na dosažené výkonnosti řezačky a na nastavené délce řezanky.

PŘESNĚJŠÍ VYJÁDRĚNÍ ENERGETIKY BUBNU ŘEZAČKY

Cílem je odvodit tvar závislosti měrné spotřeby energie řezacího bubnu na výkonnosti a nastavené délce řezanky, tedy $q_b = f(W, l_r)$. Grafická představa této závislosti je znázorněna na obr. 2. Při odvozování vycházíme z této úvahy:

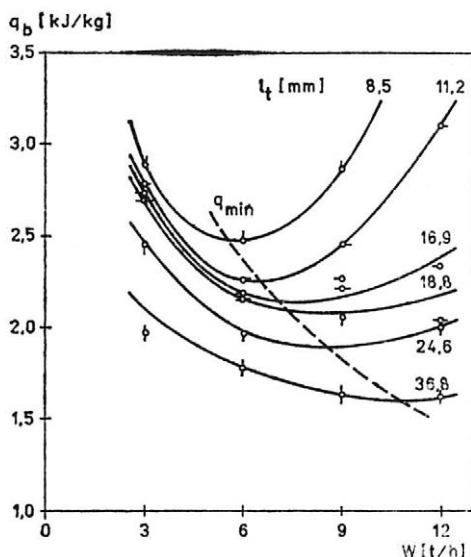
a) Vycházíme z poznatků Anderta (1968, 1969, 1970, 1972) o příkonu řezačky (rovnice (11) s přibližným zanedbáním posledního členu).

b) Na základě poznatků Vraného (1971), Kromera (1967) a dalších je zřejmé, že příkon řezacího bubnu v závislosti na výkonnosti roste zpočátku přibližně lineárně a dále progresivně. Příkon bubnu lze tedy vyjádřit jako součet složek konstantní, lineární a progresivní a proto lze přijmout tvar závislosti (11) i pro samotný řezací buben (přičemž hodnoty parametrů budou obecně jiné).

c) Využijeme poznatků Vraného (1971), shrnutých v rovnici (8), kde je příkon bubnu úměrný výkonnosti rozdělen na složku nepřímo úměrnou nastavené délce řezanky a na složku nezávislou na délce řezanky.

Výsledkem úvahy je návrh závislosti měrné spotřeby energie řezacího bubnu na výkonnosti řezačky a nastavené délce řezanky ve tvaru

2. Měrná spotřeba energie bubnu řezačky v závislosti na výkonnosti pro různé nastavené délky řezanky při řezání vojtěšky (podle měření Grimm, 1965). Ideový návrh trojrozměrné závislosti — The specific power consumption of the cutterhead, as depending on performance at different chopping lengths adjusted for lucerne (measured by Grimm, 1965). Draft of three-dimensional dependence



$$q_b = \frac{P_o}{W} + \frac{k_1}{l_t} + k_2 + c \cdot W^{a-1} \quad (17)$$

Odvodíme-li odtud optimální výkonnost W_{opt} , dostaneme též vztah jako (16), ze kterého však neplyne závislost optimální výkonnosti na nastavené délce řezanky, jak ji lze logicky předpokládat a jak je naznačena v obr. 2 křivkou q_{min} . Z této úvahy plyne, že model (17) není úplný, a proto byla vyslovena hypotéza o vlivu interakce obou proměnných W , l_t , kterou je možné začlenit do modelu (17) poněkud zjednodušeně např. takto

$$q_b = \frac{P_o}{W} + \frac{k_1}{l_t} + k_2 + c \cdot \frac{W}{l_t} \quad (18)$$

Vhodnost této hypotézy (i mnoha dalších) jsme ověřovali na údajích, které publikoval Grimm (1965). Nikoliv však křivku po křivce vždy pro jeden konstantní parametr, ale pomocí vícerozměrné nelineární regresní a korelační analýzy pro veškeré údaje o řezání vojtěšky naráz. Byly zjištěny hodnoty všech parametrů regresní funkce (18) a vypočtena hodnota indexu korelace $I_{xy} = 0,922$. Na základě tohoto zjištění a původního znění byl model (17) upraven na konečný tvar

$$q_b = \frac{P_o}{W} + \frac{k_1}{l_t} + k_2 + \frac{c}{l_t} \cdot W^{a-1} \quad (19)$$

při jehož aplikaci jako regresní funkce byl vypočten index korelace $I_{xy} = 0,932$ a hodnoty parametrů:

$$P_o = 0,991$$

$$k_1 = 1,75$$

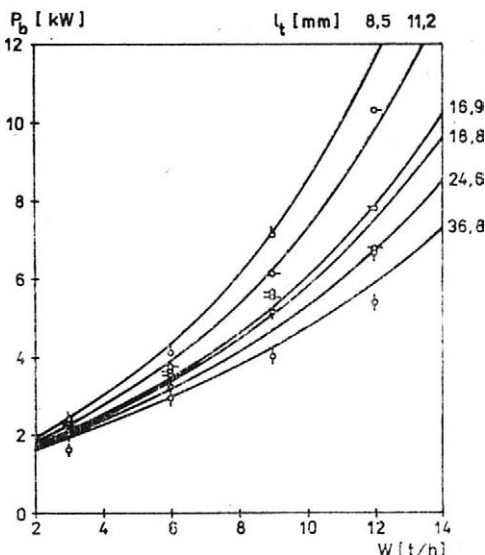
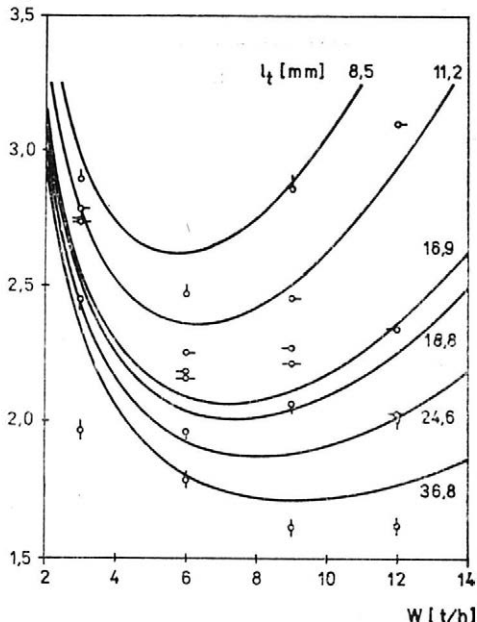
$$a = 2,22$$

$$k_2 = 0,268$$

$$c = 0,0139$$

Hodnoty parametrů platí pro proměnné v jednotkách, uvedených v obr. 3, kde je regresní model (19) zakreslen.

Vhodnost modelu (19) byla dále prověřována obdobným způsobem na více než deseti dalších variantách, zpravidla však byla zjištěna nižší hodnota I_{xy} . Ani přidáním dalšího parametru do vztahu (19) se nedosáhlo významnějšího zvýšení indexu korelace; jestliže

q_b [kJ/kg]

3. Měrná spotřeba energie bubnu řezačky v závislosti na výkonnosti a nastavené délce řezanky pro vojtěšku (podle měření Grimm a, 1965). Regresní model odpovídající rovnici (19) — The specific power consumption of the cutter-head, as depending on performance and on chopping length adjusted for lucerne (measured by Grimm, 1965). Regression model corresponding to equation (19)

4. Regresní model příkonu bubnu řezačky jako funkce výkonnosti a nastavené délky řezanky pro vojtěšku (podle měření Grimm a, 1965) — The regression model of the power input of the cutter-head as a function of performance and chopping length adjusted for lucerne (measured by Grimm, 1965)

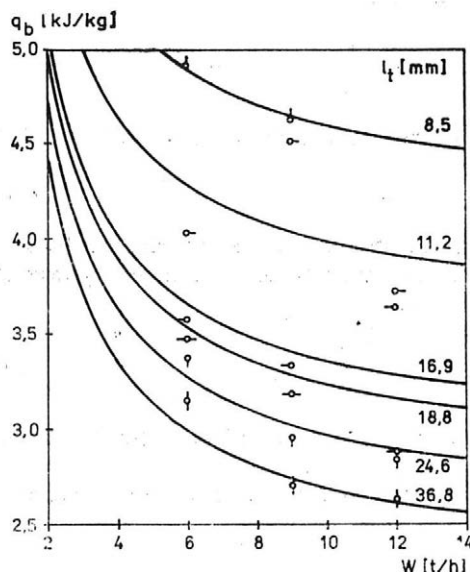
se ubral kterýkoli parametr z modelu, hodnota indexu naopak významně klesla. Model (19) byl proto přijat jako nejvhodnější.

Vynásobíme-li vztah (19) výkonností W , dostáváme model příkonu bubnu. Užijeme-li v něm výše uvedené hodnoty parametrů a porovnáme tento model příkonu s původními daty (obr. 4), vychází hodnota $I_{xy} = 0,990$, což je zdánlivě paradox, který však není v rozporu s naukou o regresi a korelaci.

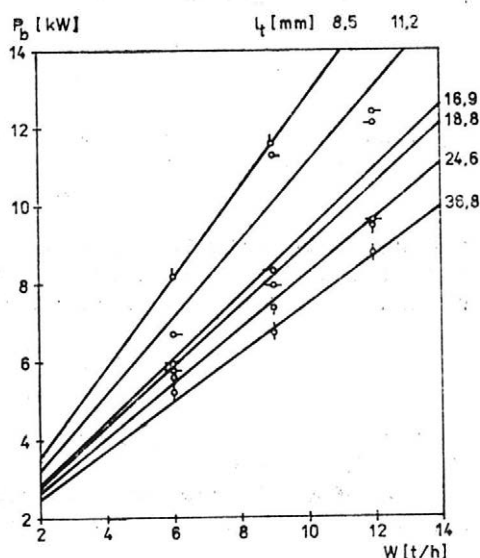
K obdobně zajímavému výsledku dojdeme, jestliže v modelu (19) vypustíme progresivní člen (tj. $c = 0$) a takto zjednodušený vztah užijeme jako regresní model pro táž data podle Grimma (1965). Vyjde nám $I_{xy} = 0,830$, což signalizuje fakt, který by byl zřejmější z grafického znázornění, že totiž takový model již velmi špatně vystihuje realitu, zvláště v oblasti krátké řezanky. Vynásobíme-li však tento zjednodušený model výkonností, dostáváme v podstatě vztah (8), při jehož porovnání s týmiž daty vypočteme $I_{xy} = 0,966$, což je zdánlivě velmi příznivá hodnota.

Lze tedy učinit zajímavý dílčí závěr, že při výzkumu energetických charakteristik řezacího bubnu závislosti vyjádřené ve formě měrné spotřeby energie na jednotkové množství produktu citlivěji ukazují skutečný charakter závislosti než charakteristiky příkonové, což se projevuje při korelační analýze. To je také zřejmě jeden z důvodů, proč mnoho autorů považuje lineární závislost příkonu bubnu na výkonnosti za přibližně postačující.

Navržený model (19) byl rovněž aplikován na obdobné měření pro travu (Grimm, 1965). Z dat je však patrné, že v měřených mezích nebylo dosaženo energeticky optimální výkonnosti. Proto ani nepřekvapuje, že hodnota indexu korelace $I_{xy} = 0,959$ je zde téměř táž i při vypuštění progresivního členu z modelu. Tím se jen potvrzuje, že v oblasti nižší výkonnosti než optimální se tento člen významně neuplatňuje. Zjištěné hodnoty parametrů zjednodušeného modelu (19) pro travu $P_0 = 1,23$, $k_1 = 5,83$, $k_2 = 0,466$ jsou rovněž hodnotami pro zjednodušený model příkonu odpovídající vztahu (8), pro který byl zjištěn index korelace $I_{xy} = 0,974$. Grafické znázornění těchto modelů je na obr. 5 a 6.



5. Regresní model měrné spotřeby energie bubnu řezačky jako funkce výkonnosti a nastavené délky řezanky pro travu (podle měření Grimma, 1965) — The regression model of the specific power consumption of the cutterhead as a function of performance and chopping length adjusted for grass (measured by Grimm, 1965)



6. Regresní model příkonu bubnu řezačky jako funkce výkonnosti a nastavené délky řezanky pro travu (podle měření Grimma, 1965) — The regression model of the specific power input of the cutterhead as a function of performance and chopping length adjusted for grass (measured by Grimm, 1965)

MODEL ENERGETICKÉ EXPLOATAČNÍ CHARAKTERISTIKY SAMOJÍZDNÉ ŘEZAČKY

Při odvození tohoto modelu jsme si dali za úkol vyjádřit závislost měrné spotřeby energie samojízdné řezačky, resp. řezačkového agregátu na nejdůležitějších technologických parametrech, tj.

$$q_a = f(W, l_t, H) \quad (20)$$

Při odvozování modelu uděláme tuto úvahu:

- vycházíme z modelu měrné spotřeby řezacího bubnu (19) odvozeného v této práci,
- do modelu začleníme složku příkonu na pojezd řezačky (12) podle Anderta (1969) analogicky jako ve vztazích (13) až (15),

c) předpokládáme, že příkony dalších orgánů řezačky mají takový vztah k výkonosti, že se mohou promítnout do hodnoty stávajících parametrů modelu.

Dostáváme tak model ve tvaru

$$q_a = \frac{P_o}{W} + \frac{k}{H} + \frac{k_1}{l_t} + k_2 + \frac{c}{l_t} \cdot W^{a-1} \quad (21)$$

a odtud po substituci

$$W = B \cdot H \cdot v \quad (22)$$

za předpokladu konstantního záběru B je výsledný model

$$q_a = \frac{k_o}{v \cdot H} + \frac{k}{H} + \frac{k_1}{l_t} + k_2 + \frac{k_3}{l_t} \cdot (v \cdot H)^{a-1} \quad (23)$$

Z modelu (21), resp. (23) lze odvodit W_{opt} , resp. v_{opt} (podobně jako Andert, 1972 — vzorec 16), přičemž platí

$$W_{opt} = B \cdot H \cdot v_{opt} \quad (24)$$

tedy jinak řečeno: energeticky optimální výkonnosti dosahuje řezačka při různých hodnotách optimální pracovní rychlosti především v závislosti na výnosu. Optimální výkonnost přitom není jediná, ale závisí na nastavené délce řezanky:

$$W_{opt} = \left[\frac{P_o \cdot l_t}{c \cdot (a-1)} \right]^{1/a} \quad (25)$$

což platí analogicky s jinými hodnotami parametrů i pro řezací buben podle rovnice (19) — (křivka q_{min} v obr. 2).

Obecný model se pro případ suboptimálních pracovních rychlostí a pro konstantní nastavenou délku řezanky redukuje na tvar

$$q_a = \frac{k_o}{v \cdot H} + \frac{k}{H} + k_{12} \quad (26)$$

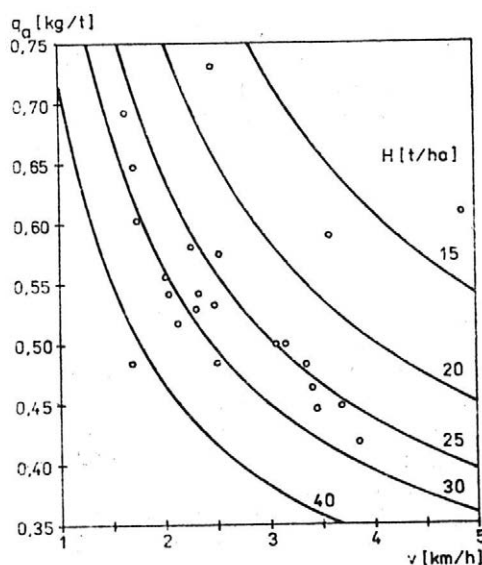
kde parametr k_{12} je pouze funkcí nastavené délky řezanky

$$k_{12} = \frac{k_1}{l_t} + k_2 \quad (27)$$

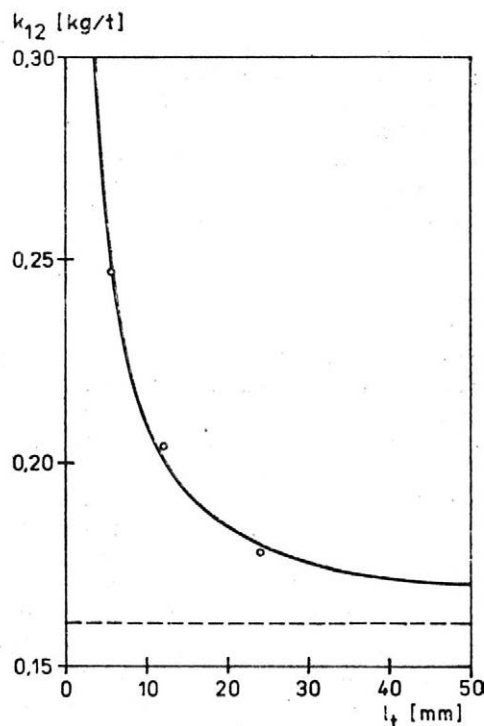
Posledních dvou vztahů bylo použito pro zpracování výsledků měření, která jsme dělali se řezačkou SPS-420 v JZD Jaslo v Blučině (Bouček, 1976) a na Státním statku Bezno (Bouček, 1979). To je zcela oprávněné, protože výsledky vzhledem k omezené pracovní rychlosti nepodávají dostatečnou informaci o poloze minima měrné spotřeby energie.

Nejprve byly nalezeny regresní koeficienty modelu (26) z dat naměřených při konstantní $l_t = 24$ mm. Bylo zjištěno: $k_o = 20,3$, $k = 1,40$, $k_{12} = 0,178$ a hodnota indexu korelace $I_{xy} = 0,910$. Hodnoty koeficientů platí pro proměnné v jednotkách uvedených v obr. 7, kde jsou znázorněny naměřené body i zjištěná regresní závislost (26).

Dále pak na základě úvahy, že model (26) by se měl při změně nastavené délky řezanky za jinak stejných podmínek (rychlost a výnos) lišit jen hodnotou parametru k_{12} , zjistíme porovnáním modelu (26) s výsledky měření pro nastavenou délku řezanky 12,0 a 5,5 mm střední hodnotu parametru k_{12} pro tyto délky řezanky a odtud opět regresí stanovíme hodnotu koeficientů ve vztahu (27): $k_1 = 0,482$, $k_2 = 0,160$ a index korelace $I_{xy} = 0,997$.

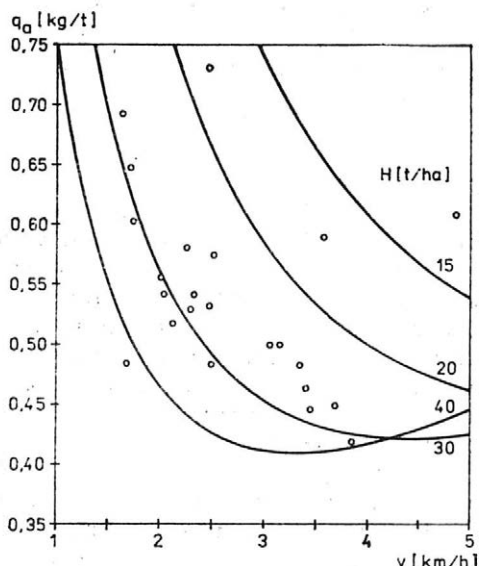


7. Měrná spotřeba energie (motorové nafty) řezačky SPS-420 při přímé sklizni vojtěšky v závislosti na pracovní rychlosti a výnosu, $l_t = 24$ mm = konst. Regresní závislost podle rovnice (26) — The specific power consumption (of Diesel oil) of the SPS-420 chopper during direct lucerne harvesting, as depending on the speed of operation and yield, $l_t = 24$ mm = const. Regression dependence according to equation (26)



8. Vliv délky řezanky na absolutní člen modelu (26). Regresní závislost podle rovnice (27) — The effect of chopping length on the absolute member of model (26). Regression dependence as in equation (27)

9. Měrná spotřeba energie (motorové nafty) řezačky SPS-420 při přímé sklizni vojtěšky v závislosti na pracovní rychlosti a výnosu, $l_t = 24$ mm. Očekávaný průběh s lokálním minimem měrné spotřeby — The specific power consumption (of Diesel oil) of the SPS-420 chopper during direct lucerne harvesting, as depending on the speed of operation and yield, $l_t = 24$ mm. The expected course with the local minimum of specific consumption



Toto je znázorněno na obr. 8, kde hyperbola odpovídající vztahu (27) v podstatě představuje vliv délky řezanky na měrnou spotřebu energie samojízdné řezačky v oblasti suboptimálních pracovních rychlostí. Čárkovaná je vyznačena asymptotická hodnota k_p .

Obr. 9 představuje hypotetický tvar exploatační energetické charakteristiky samojízdné řezačky, jak by asi mohl vypadat, kdyby se uplatnil model (23) v plném rozsahu.

Jak již bylo uvedeno, byla měrná spotřeba energie q_a zjišťována jen při skutečném řezání. Proto praktická měrná spotřeba energie

$$q_p = k_p \cdot q_a \quad (28)$$

bude vyšší o spotřebu energie při otáčení nebo jiných nepracovních jízdách, při přejezdech na jiný pozemek, při chodu naprázdno v době čekání apod. Koeficient k_p přitom značně závisí na konfiguraci pozemku, sestavení sklizňové linky, organizaci práce linky, kvalifikaci řidiče řezačky i dopravních prostředků a vzdálenosti honů.

Poněkud méně očekávaná je praktická skutečnost, že na mnoha těchto faktorech (sestavení, organizace, kvalifikace) závisí i dosažená hodnota „čistě“ měrné spotřeby q_a , neboť tyto faktory v praxi často limitují pracovní rychlost řezačky.

Jak je známe, nastavenou délku řezanky lze změnit na řezačce změnou rychlosti vkládání píce, počtu nožů na bubnu, otáček bubnu, nebo kombinací těchto způsobů.

Je proto třeba upozornit, že veškeré úvahy o závislosti spotřeby energie na délce řezanky v této práci platí nejpřesněji pro v praxi nejčastější způsob změny nastavené délky řezanky změnou rychlosti vkládání píce. Ostatní způsoby značně ovlivňují ventilační vlastnosti řezacího bubnu, a tím i jeho energetiku (Andert, 1970; Vraný, 1971). Proto vystižení takové změny by znamenalo přinejmenším změnu hodnot koeficientů příslušného modelu nebo i nutnost doplnit modely dalším členem.

ZÁVĚR

V tomto příspěvku jsme se věnovali vlivu hlavních technologických parametrů na energetiku řezání píce. Důraz byl přitom položen i na poněkud opomíjený vliv délky řezanky a na jeho souvislost s vlivem ostatních parametrů.

Spotřebu energie považujeme přitom za vhodné vyjadřovat formou měrné spotřeby energie na jednotkové množství pořezané píce. Kromě obvyklého zjišťování točivých momentů na řezacím bubnu, vývodovém hřídeli apod., což je jinak velmi důležité při výzkumných a vývojových pracích, klademe důraz na stanovování měrné spotřeby paliva pro samojízdnou řezačku, resp. pro celý řezačkový agregát v závislosti na výkonnosti.

Teoretickým výsledkem práce je rozšíření teorie měrné spotřeby řezaček o vliv nastavené délky řezanky. Je to jednak závislost měrné spotřeby energie bubnu řezačky na výkonnosti řezačky a nastavené délce řezanky, jednak závislost měrné spotřeby energie samojízdné řezačky na pracovní rychlosti, výnosu píce a nastavené délce řezanky.

K praktickým výsledkům práce, vyvozeným z výsledků teoretických, patří fakt, že lze snižovat měrnou spotřebu energie na řezání píce. K tomu je třeba znát jednak energeticky optimální režim řezačky, jednak činit opatření, aby tohoto režimu mohlo být dosaženo. Částečně tomu lze napomoci přednostním nasazováním výkonných řezaček na pozemky s nejvyšším výnosem píce, ale zásadní řešení spočívá v radikální změně dopravy řezanky. Dopravní systém musí umožnit řezačce, aby dosáhla optimální pracovní rychlosti v daných podmínkách.

To lze zajistit buď výkonnými dopravními prostředky, anebo přerušením vazby řezačky na dopravní prostředek užitím zásobníku.

Řadu poznatků o energetice řezání píce je třeba v praxi trpělivě vysvětlovat. Např. je třeba bojovat se zakořeněným názorem, že při poloviční nastavené délce řezanky auto-

matically vzniká dvojnásobná spotřeba energie. Jak bylo ukázáno citací autorů i vlastním měřením, jen část energie v celkové bilanci řezačky připadá na řezání, jako takové a jediné tato část nepřímo úměrně narůstá se zkracováním řezanky. Naproti tomu je v praxi velmi málo znám vliv pracovní rychlosti na energetiku řezaček a zejména existence optimální pracovní rychlosti.

Poděkování

Autor děkuje vedení i pracovníkům n. p. Agrostroj Prostějov, JZD Jaslo v Blučině a OSSS Bezno za umožnění výzkumu a pomoc při experimentálních pracích.

Literatura

- ANDERT, A.: Výzkum energetické spotřeby a návrh energetických zdrojů při výrobě píce. [Výzkumná zpráva Z-652.] Praha, VÚZT. 1968. — 1. část textová. 76 s., 2. část obrazová 8 s., 96 obr.
- ANDERT, A.: Energetika agregátu z kolového traktoru, sběrací řezačky a velkoobjemového vozu. Zeměd. Techn., 15, 1969, č. 5, s. 241-260.
- ANDERT, A.: Vliv vlhkosti a hmotnosti řádku na energetiku a maximální výkonnost agregátu pro sklizeň píce. Zeměd. Techn., 15, 1969, č. 10-11, s. 543-556.
- ANDERT, A.: Vliv vyšších otáček a otupení ostří na energetiku agregátu pro sklizeň řezané píce. Zeměd. Techn., 16, 1970, č. 9, s. 511-523.
- ANDERT, A.: Optimální konstrukční výkonnost mobilních i stacionárních agregátů pro minimální měrnou spotřebu energie. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 8, s. 461-480.
- ANDERT, A. — JANEČEK, A.: Matematický model sklizeň řezačky. [Výzkumná zpráva Z-1090.] Praha, VÚZT 1974. 92 s.
- BAKER, P. — BERŽINEC, J.: Sledovanie niektorých faktorov procesu rezania stebľa obilovín. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 1, s. 1-11.
- BOUČEK, J.: Vliv délky řezanky na energetickou náročnost horkovzdušného sušení vojtěšky. [Výzkumná zpráva Z-1311.] Praha, VÚZT 1976. 53 s.
- BOUČEK, J.: Metodické otázky požadavků na délkové složení řezanky. [Výzkumná zpráva Z-1453.] Praha, VÚZT 1978. 142 s.
- BOUČEK, J.: Výzkum podmínek pro zvýšení energetické účinnosti horkovzdušného sušení píce. [Kandidátská disertace.] Praha, VÚZT 1979.
- BOUČEK, J.: Vliv délky řezané píce na energetickou náročnost její dopravy. Zeměd. Techn., 25, 1979, č. 12, s. 719-730.
- GORJACKIN, V. P.: Teorija solomarezki i silosorezki. In: Teorija, konstrukcija i proizvodstvo sel'skochozjajstvennyh mašin. Tom 4. Moskva, Sel'choz'giz 1936, s. 226-263.
- GRIMM, K.: Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-Feldhäckslern. München, Neureuter, 1965. 122 s. — Berichte über Landtechnik 86.
- HORA, O. — ČERMÁK, A.: Poznatky z výzkumu řezacích bubnů. Zeměd. Techn., 13, 1967, č. 10, s. 639-650.
- CHANCELLOR, W. J.: Energy requirements for cutting forage. Agric. Engin., 1958, s. 633-636.
- IGE, M. T. — FINNER, M. F.: Effects and interactions between factors affecting the shearing characteristics of forage harvesters. Trans. ASAE, 18, 1975, č. 6, s. 1011-1016.
- KROMER, K. H.: Untersuchungen am Trommelfeldhäckslern unter besonderer Berücksichtigung der Materialförderung in und nach Schneid-Wurf-Trommeln. München, Neureuter, 1967. 181 s. — KTL Berichte über Landtechnik 144.
- LILJEDAHN, J. B. aj.: Measurement of shearing energy. Agric. Engin., 1961, č. 6, s. 298-301.
- NETÍK, O. aj.: Energetická náročnost zemědělských strojů. [Výzkumná zpráva Z-1335.] Praha, VÚZT 1976. 30 s.
- PRINCE, R. P. aj.: Discussion on energy requirements for cutting forage. Agric. Engin., 1958, s. 638-639, 652.
- REZNIK, N. E.: Silosouboročnyje kombajny. Teorija i rasčet. Moskva, Mašinostrojenije 1964. 446 s.

- REZNIK, N. E.: Toerija rezanija lezviem i osnovy rasčeta režušich apparatov. Moskva, Mašinostrojenje 1975. 310 s.
- RICHEY, C. B.: Discussion on energy requirements for cutting forage. Agric. Engin., 1958, s. 636-637.
- SASS, H.: Der Leistungsbedarf des Feldhäcklers. Landtechnik, 9, 1958, s. 226-229.
- SOUČEK, Z.: Silové a energetické poměry kolové řezačky. Zeměd. Techn., 8, 1962a, č. 4, s. 257-280.
- SOUČEK, Z.: Silové a energetické poměry kolové řezačky. Zeměd. Techn., 8, 1962b, č. 5, s. 337-360.
- TRIEBELHORN, R. E. — SMITH, J. L.: Chopping energy of a forage harvester. Trans. ASAE, 18, 1975, č. 3, s. 423-426.
- VRANÝ, Z.: Rozbor silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček. Zeměd. Techn., 17, 1971a, č. 1, s. 23-38.
- VRANÝ, Z.: Experimentální výzkum silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček. Zeměd. Techn., 17, 1971b, č. 10, s. 629-648.

Došlo dne 11. 6. 1993

БОУЧЕК, Я. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Энергетика резки фуража. Земěд. Techn., 26, 1980 (10): 617-630.

Приводится обзор методов измерения энергетических характеристик процесса резки фуража, а также теоретических выводов относительно этих характеристик. Теория удельного расхода энергии служит для математической обработки как ранее уже опубликованных измерений потребляемой мощности барабана соломорезки, так и собственных измерений энергорасхода самоходной соломорезки SPS-420 в производственных условиях. В качестве метода разработки данных измерений используется многомерная нелинейная регрессия. Теоретическим результатом работ является расширенная теория об удельном расходе энергии у соломорезок, дополненная влиянием установленной длины резки. На основе анализа регрессии и корреляции сформулирована математическая модель зависимости упомянутого расхода энергии от двух параметров от производительности и установленной длины соломорезки. Для самоходной соломорезки аналогично сформулирована модель зависимости удельного расхода энергии от трех практических параметров: рабочей скорости, урожая фуража и установленной длины соломорезки. Практическим результатом разработок является рекомендация по сокращению удельного расхода энергии.

удельный расход энергии; косилка-измельчитель; установленная длина соломорезки; оптимальная производительность соломорезки

BOUČEK, J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha - Řepy): *The Energetics of Fodder Chopping*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (10): 617-630.

A survey of the used methods of measuring the energetic characteristics of the process of fodder chopping is given, together with a survey of the theoretical conclusions on these characteristics. The theory of the specific power consumption is used for the mathematical processing of the measurements of power input to the cutterhead, as published in literature, and of the data obtained in the measurement of power consumption in the SPS-420 self-propelled chopper under field conditions. Multi-dimensional non-linear regression is used as the method of processing the results of measurement. The theoretical outcome of the study is an extension of the theory of specific power consumption in forage choppers to which the effect of chopping lengths is added. On the basis of regression and correlation analysis, a mathematical model was formulated for the dependence of the specific power consumption of the cutterhead on two parameters: the performance and the chopping lengths. Similarly, a model of the dependence of specific power consumption on three practical parameters, including speed of operation, forage yield, and chopping length, was formulated for the self-propelled chopper. Recommendations for reducing the specific power consumption of these machines are derived for practical conditions. specific power consumption; chopper-harvester; chopping length (theoretical length of cut); optimum performance of chopper

Adresa autora:

Ing. Jan Bouček, Výzkumný ústav zemědělské techniky, 163 07 Praha - Řepy

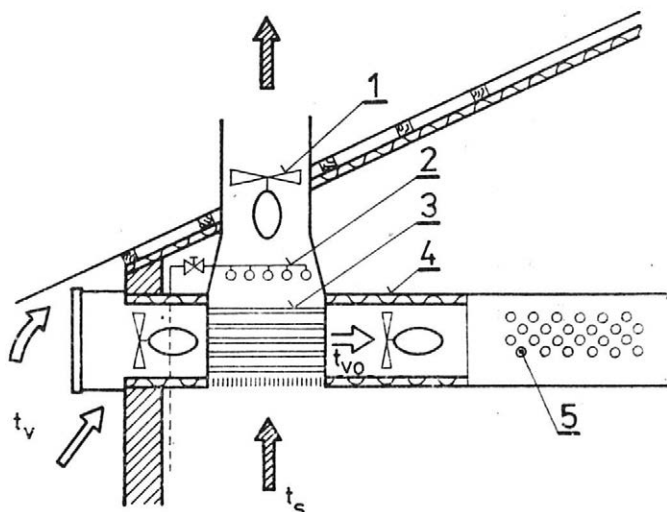
NOVÉ ENERGETICKÉ SYSTÉMY V ZEMĚDĚLSTVÍ

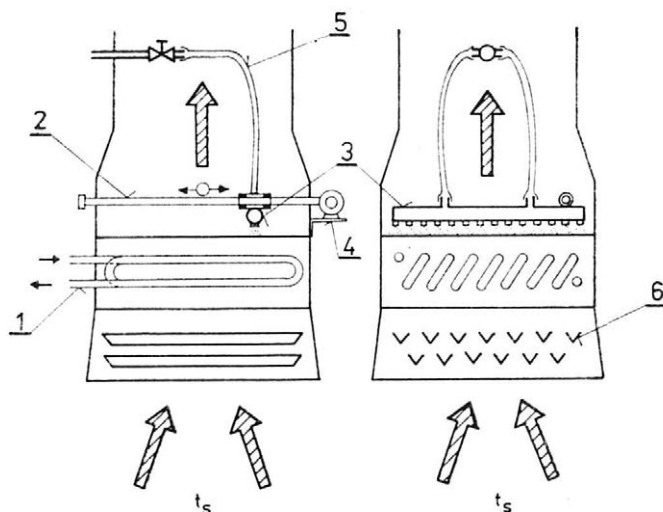
Na široké technické základně se v celém světě řeší problémy využívání odpadního tepla jak z vlastních zdrojů, tak z velkých energetických nebo průmyslových zařízení.

Speciálním zdrojem odpadního tepla v zemědělství je biologické teplo zvířat a jejich produktů. Je to především teplo odváděné s povrchu zvířat prouděním vzduchu a saláním a teplo vydychávaného vzduchu. Teplo z dýchání je jednak citelné, jednak latentní, kterého může být využito pouze při kondenzaci vodní páry. Všechno teplo produkované přímo zvířaty se sdílí do prostředí stájí a jeho velká část je odváděna bez dalšího užítu větráním do venkovního ovzduší. Množství takto ztraceného tepla je značné. Ze stáji pro 100 dojníc se odvádí v zimním období při venkovních teplotách do -5°C denně 3600 MJ energie (150 až 250 kg lehkého topného oleje LTO), ze stáji pro výkrm býků denně 2800 MJ na 100 zvířat, od každých 100 prasat na výkrm o hmotnosti 100 kg činí denní ztráta 1400 MJ. Přitom jde o teplo, které se musí odvádět, aby se zajistilo dostatečné větrání, takže zlepšením izolačních vlastností staveb se jeho množství nezmenší. Lze ho získat pomocí rekuperátorů nebo regenerátorů.

K rekuperaci tepla lze použít různé výměníky. Mohou to být především vhodné dimenzované trubkové, deskové nebo lamelové výměníky, protiproudé nebo křížoproudé. V některých experimentálních objektech, o nichž se objevují informace v odborné literatuře, se používají výměníky se skleněnými trubicemi. Těmi prochází venkovní vzduch do stáje, kde je rozváděn, nejvhodněji perforovaným potrubím. Kolem trubice je ze stájového prostředí odsáván vzduch a předává jim teplo (obr. 1). Problémem všech výměníků tepla používaných ve stájových objektech nebo při rekuperaci tepla v sušárnách je značná prašnost vzduchu. Organický prach je dobrým tepelným izolantem a většinou obsahuje i velmi adhezivní a lepkavé částice. Usazování takového prachu na teplosměnných plochách výměníků snižuje značně účinnost přestupu tepla. Proto nelze v zemědělských objektech běžně výměníky používat. Problém zachování čistých teplosměnných ploch je řešen tak, že se ostříkují tlakovou vodou. Přitom mohou být skleněné trubice užitečné, protože se mohou dobře čistit. Účinnost trubkových výměníků je však zpravidla vždy nižší než např. výměníků lamelových. To je zřejmě důvod, proč firma B. Rasmussen Thorning dodává do stájových objektů lamelový výměník s tlakovým ostříkovačem. Celá souprava je umístěna ve skříni (obr. 2), kde nad svislým lamelovým výměníkem pojíždí prostřed-

1. Rekuperace tepla ze stájového vzduchu (1 — ventilátor pro odťah vzduchu o teplotě t_s ze stáje, 2 — vodní trysky, 3 — trubkový výměník tepla, 4 — přívod čerstvého vzduchu ohřátého na teplotu t_{vo} , 5 — rozvod vzduchu perforovaným potrubím)



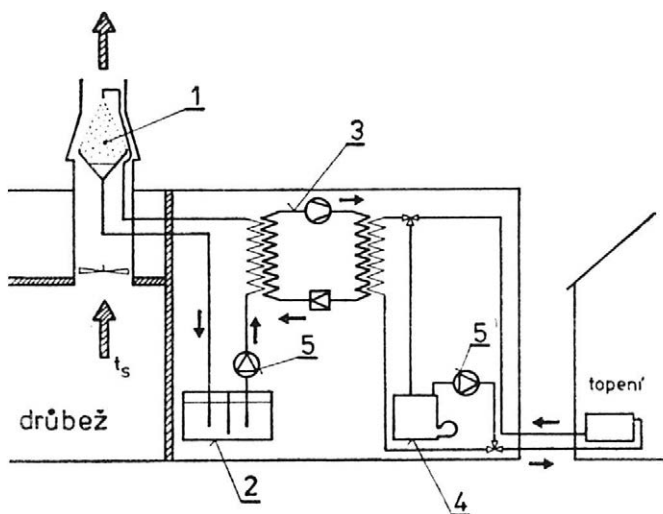


2. Schéma rekuperačního výměníku s čistěním tlakovou vodou (1 — lamelový výměník tepla nebo výparník tepelného čerpadla, 2 — vratný pohybový šroub, 3 — posuvná objímka s rozváděcí trubkou a tryskami, 4 — elektropohon, 5 — pružné potrubí pro přívod tlakové vody, 6 — žlábkový pro zachycení a odtok vody)

nictvím vratného pohybového šroubu trubice s tryskami. Ostříkuje se v krátkých intervalech po celý den. Délka intervalu se řídí podle obsahu prachu ve vzduchu a zřejmě také podle jeho složení. Stékající voda se zachycuje ve žlábkách, odkud odtéká do odpadu.

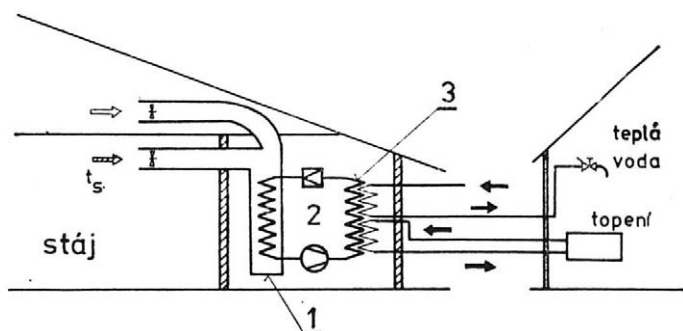
Jiný způsob jímání tepla z odcházejícího vzduchu je jeho sprchování. V odtahu vzduchu (obr. 3) se umístí jemný rozprašovač tak, aby kapky vody, odnímající vzduchu citelné i latentní teplo, se shromažďovaly v trychtýřovité nádobě. Odtud odtékají do sedimentační nádrže. Voda bez prachových částic je z nádrže čerpána zpět k trysce, přičemž prochází koaxiálním nebo jiným vhodným výměníkem, který je součástí tepelného čerpadla. Vodní srážník tepelného čerpadla pak přenáší teplo ze sprchovací vody, zvětšené o teplo dodané kompresorem, do místa jeho využití k ohřevu užitkové vody nebo pro vytápění.

Tepelná čerpadla se v experimentálních objektech s využíváním biologického tepla objevují často. Jsou buď typu voda — voda, jako je tomu na obr. 3, nebo vzduch — voda, což je schematicky nakresleno na obr. 4. Výparník tepelného čerpadla se v takovém případě umísťuje přímo do odtahu stájového vzduchu. V objektech s uzavřeným podstřešním prostorem může být tímto způsobem využito i teplo vznikající při dopadu slunečního záření na střechu.



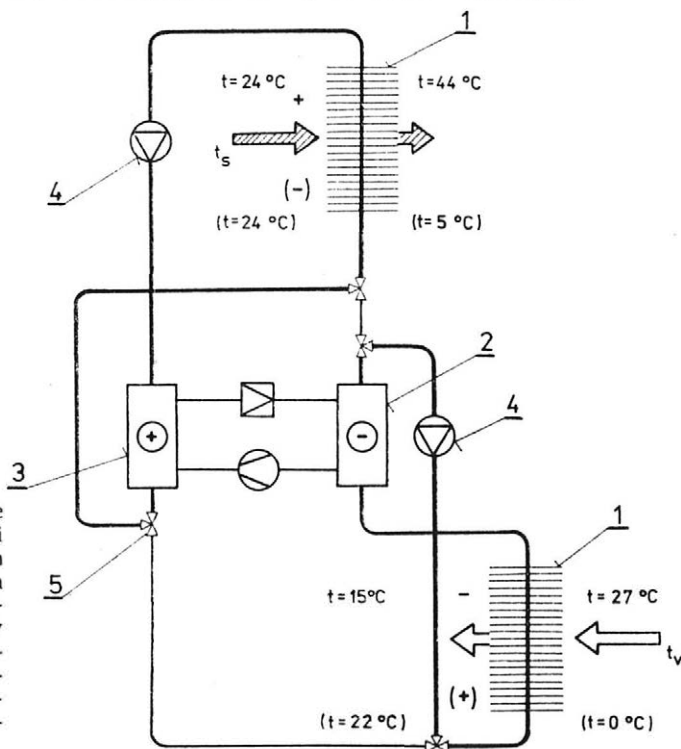
3. Využití tepla ze stájového vzduchu sprchováním (1 — vodní sprcha, 2 — sedimentační nádrž, 3 — tepelné čerpadlo, 4 — pomocný kotelní na horkou vodu, 5 — oběhová čerpadla)

4. Využití tepla ze vzduchu tepelným čerpadlem vzduch — voda (1 — vzduchový výparník, 2 — kompresor, 3 — vodní srážník)



Výhodné možnosti skýtá použití rekuperačních výměníků s prostředníkem v systému tepelného čerpadla. Výměníky s prostředníkem jsou takové, kde vzduch odcházející ze stájí předává teplo zprostředkující teplotně kapalině. Tou bývá zpravidla směs vody a látek tuhnuvších při nízké teplotě. Kapalina přenáší teplo do jiného místa, kde je opět dalším výměníkem sdílena do čerstvého vzduchu nasávaného z venkovního prostředí.

Pouhým přepojením okruhů zprostředkující kapaliny lze měnit funkci obou výměníků a zvolit buď režim ohřevu vzduchu rekuperační, nebo režim chlazení nasávaného vzduchu. Takový případ je naznačen v obr. 5. Jsou-li okruhy propojeny tak, aby teplotně kapalinou obíhala přes oba vzduchové výměníky (1), je systém zapojen jako rekuperační. Teplo odcházející ze stáje je horním výměníkem odnímáno odvětrávanému vzduchu. Teplotně kapalinou se přenáší ke spodnímu lamelovému výměníku, kde je předáno vstupujícímu vzduchu. V okruhu je zapojeno ještě tepelné čerpadlo. Teplo, které nebylo využito ve spodním výměníku, se teplotně kapalině odejme výparníkem (2) a je převedeno do srážníku (3) a zde do teplotně kapalině, proudící ke spodnímu výměníku. Teplotní poměry vzduchu procházejícího výměníky jsou pro tento případ uvedeny na obr. 5 v závorkách.



5. Schéma klimatizace objektů rekuperačními výměníky s tepelným čerpadlem v zimním a letním období (1 — rekuperační výměníky s prostředníkem, 2 — výparník tepelného čerpadla, 3 — srážník, 4 — oběhová čerpadla, 5 — trojcestné ventily)

Přepojením čtyř trojcestných ventilů (5) tak, aby každý výměník (1) pracoval v samostatném okruhu s tepelným čerpadlem, se změnil funkce celého systému na chladicí zařízení. Spodní výměník (1) se stává součástí výparníkového okruhu, odnímá přicházejícímu vzduchu teplo a ochlazuje jej. Srážníkem (3) je toto teplo předáno přes horní výměník (1) do vzduchu, který odchází větráním ze stáje.

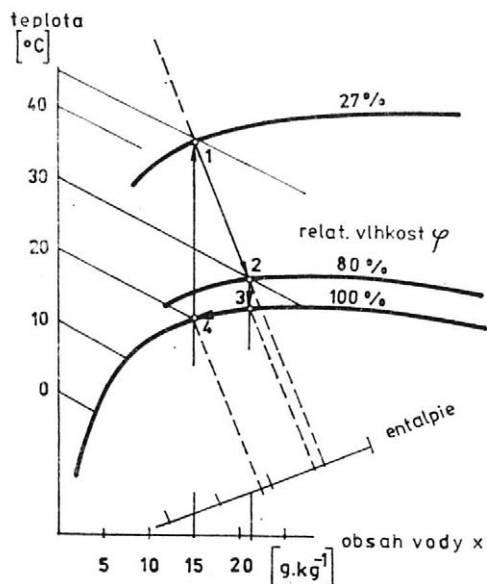
Tepelné čerpadlo pro vytápění i chlazení lze využít i bez použití rekuperačních výměníků. Vzduch proudící z objektu i do objektu omývá přímo lamely vzduchového výparníku a srážníku. Vzduchovody pro nasávaný i vydechovaný vzduch ovšem musí být umístěny blízko sebe. Výhodné je umístit tepelné čerpadlo na točnu, aby bylo možné v paralelních svislých vzduchovodech jednoduše přesunout výparník a srážník. Je-li výparník umístěn v proudu přicházejícího venkovního vzduchu, je tento vzduch ochlazován. Umístí-li se do proudu vzduchu vydechovaného z objektu, odnímá vzduchu teplo a přenáší je prostřednictvím srážníku do vzduchu vcházejícího do objektu. Zařízení tak pracuje v topném režimu.

Prosté rekuperační výměníky mají účinnost 40 až 60 %. Jejich užití může významně ovlivnit bilanci paliv pro vytápění. V některých případech je možné uspořít veškeré palivo, a tím i výstavbu kotelny. V jiných případech je možné s použitím rekuperačních výměníků a tepelných čerpadel nahradit pevná nebo tekutá paliva plně elektrickou energií, což vyloučí rovněž nutnost kotelny.

Pro příklad uveďme tepelnou bilanci stáje pro předvýkrm 220 prasat o průměrné hmotnosti 25 kg. Při venkovní teplotě -10°C mohou být při zajištění optimální teploty tepelné ztráty prostupem konstrukcí ze stáje 7 kW, ztráty větráním 18 kW, celkem 25 kW. Výdej tepla zvířaty je 17 kW. V případě běžného větrání je třeba uhradit tepelný výkon 8 kW. Při použití rekuperace tepla s účinností 45 % se získá z odváděného vzduchu 8,1 kW, takže veškerá potřeba tepla je zcela pokryta. V tomto případě se ušetří za topné období asi 2200 a 2800 kg topného oleje (při 70 % účinnosti kotelny).

V některých případech je výdej tepla zvířaty takový, že se může použít pro ohřev vody nebo vytápění jiných prostorů. Např. v drůbežárnách lze takto získat i v zimním období denně asi 0,1 kWh od každé nosnice. V hale pro 10 000 slepic je to množství tepla, kterým by bylo možné ohřát téměř 20 000 litrů vody z 15°C na 60°C . V přepočtu na tekuté palivo představuje takové množství tepla kolem 100 kg LTO.

Rekuperačních výměníků a tepelných čerpadel může být využito i v sušárnách. Zajímavý je pokus s tzv. kondenzační sušárnou obilí „Schwaben“. Komora sušárny je upravena tak, aby všechny vzduch neustále obíhal ze sušícího prostoru přes výparník, kompresor s elektromotorem a srážník tepelného čerpadla opět do sušícího prostoru. Tepelné, vlhkostní a teplotní změny v tomto systému lze sledovat v příkladu na i - x diagramu na obr. 6. Do sušícího prostoru vstupuje vzduch o teplotě



6. Psychrometrický diagram změny stavu sušícího vzduchu při použití tepelného čerpadla v kondenzační sušárně

44 °C a relativní vlhkosti 27 % (bod 1). Průchodem vzduchu obilím dochází k adiabatickému odpařování vody za stálé entalpie, teplota vzduchu poklesne na 30 °C a jeho relativní vlhkost se zvýší na 80 % (bod 2). V takovémto stavu vystupuje ze sušicího prostoru a přichází k výparníku tepelného čerpadla. Zde se ochlazuje, nejprve za stálého vodního obsahu. Po dosažení teploty rosného bodu (bod 3) kondenzuje vodní pára a vzduch se vysušuje. Jeho teplota klesne na 20 °C (bod 4). Při postupu přes srážník tepelného čerpadla je opět ohřát na původní sušicí teplotu. Přenos tepla do vzduchu je bezztrátový, protože ztráty kompresoru i elektromotoru jsou rovněž využity k ohřevu.

V normální komorové sušárně je spotřeba tepla na odpaření 1 kg vody asi 5050 kJ (tj. 0,12–0,14 kg LTO). K tomu se přidává elektrická energie na pohon ventilátoru a potřebných částí kotelný v hodnotě 0,2 kWh. Celková potřeba energie na odpaření 1 kg vody je 5770 kJ. V kondenzační sušárně lze získat z každého kg kondenzující vody 2500 kJ. Tepelné čerpadlo musí dodat ještě 2550 kJ.kg⁻¹. Spolu s energií pro pohon oběžného ventilátoru je potřeba energie 2900 kJ.kg⁻¹. To je asi polovina, než je potřeba běžné sušárny. Podle dosavadních zkušeností může být potřeba tepla ještě menší, protože celá kondenzační sušárna je tepelně dobře izolována.

V současné době je prakticky a s největším ekonomickým efektem realizovatelné využití biologického tepla pomocí tepelného čerpadla z chlazeného mléka. Používané chladicí jednotky lze vybavit vodním srážníkem a kondenzační teplo může být využito pro ohřev vody. Taková zařízení vyrábějí dnes všechny neznámější firmy vyrábějící zařízení pro zpracování mléka, např. Alfa Laval, Pacco, Miele a další. Energetický efekt využití tepla z mléka je významný: z každého litru mléka ochlazeného na 4 až 5 °C lze získat teplo pro ohřev 0,5 l vody na teplotu 45 °C až 55 °C. Pořizovací náklady na zařízení jsou řádově 10,— Kčs na objem 1 litru denně ohřáté vody. Návrhnost této investice je v průměru dva roky.

Značné množství biologického tepla je obsaženo v exkrementech zvířat. Jak významný podíl energie je obsažen ve výkalech nejlépe vyplývá z celkové energetické bilance zvířat. Jako příklad uvádíme hrubou energetickou bilanci prasete o živé hmotnosti 40 až 50 kg, vyjádřenou denním množstvím energie:

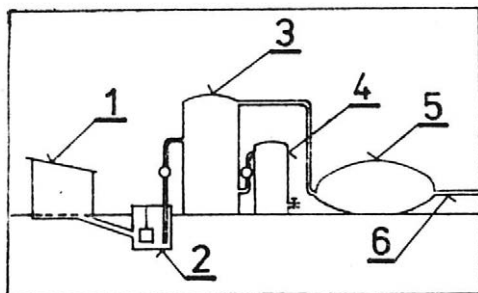
vložená energie (krmivo)	32 000 kJ
mechanická činnost a vnitřní metabolismus zvířete	6 500 kJ
dýchání a ztráta tepla konvekci a sáláním	7 500 kJ
výkaly	11 500 kJ
přírůstek hmotnosti zvířete	6 500 kJ

Při skladování tekutých výkalů v otevřených jímkách vzniká aerobní proces, při němž se hnůj zahřívá a teplo uniká do volného prostoru. Tím se ztrácí asi 50 % energie výkalů. Nechá-li se vytvořit na povrchu výkalů tuhá vrstva a hnůj se provzdušňuje tlakovým vzduchem, urychlí se proces zrání hnoje a zároveň je možné značnou část vznikajícího tepla odvést odsáváním vzduchu z jímky. Teplý vzduch může být pomocí tepelného čerpadla využit buď ke klimatizaci stájových objektů nebo pro ohřev vody. Množství denně získané energie je závislé na tepelných vlastnostech jímky a na ztrátách tepla z hladiny tekutého hnoje. Může se pohybovat v rozmezí 2000 až 4000 kJ od jednoho prasete s hmotností 40 až 50 kg, popř. 15 000 až 30 000 kJ od jednoho kusu skotu s hmotností 350 až 450 kg.

V posledním období se objevuje mnoho úvah o anaerobní úpravě hnoje s možností využití vznikajícího bioplynu. Bioplyn je směs asi 70 % metanu, téměř 30 % kyslíčnicku uhličitého a malých příměsí dusíku, vodíku a sirovodíku (0,1–0,5 %). Jeho výhřevnost je 23 000 kJ.m⁻³, tedy stejná, jakou má zemní plyn.

Rada firem nabízí již dodávku kompletního technologického zařízení pro tyto účely (Biologische Verfahrenstechnik — Rakousko, Assoreni — Itálie a jiné). Také u nás je od roku 1973 v provozu bioplynová stanice, která zpracovává prasečí výkaly z velkovýkrmny Gigant Třeboň.

Technologické systémy buď zpracovávají hnůj na bioplyn a tekuté hnojivo, nebo na bioplyn, tuhé hnojivo a čistou vodu. Systémy s tekutým hnojivem jako konečným produktem jsou podstatně jednodušší. Z literatury je známo např. zařízení podle obr. 7. Ze stáje je hnůj smýván do podzemní nádrže, v níž je umístěn mechanický drtič. Ten zpracovává i další odpady organické hmoty. Je žádoucí, aby obsah sušiny v nádrži byl co nejvyšší, nejlépe 8–12 %. V takovém případě se snižuje množství tepla, které je zapotřebí vkládat do tekutého hnoje, aby se v optimální míře vyvinulo metanové kvašení, které probíhá ve vyhnívací nádrži. Potřebná teplota je 30 až 45 °C. Aby byla co nejnižší vlastní spotřeba bioplynu pro ohřívání vyhnívací nádrže, musí být zajištěna dobrá tepelná izolace. Hnůj musí být dobře promícháván,



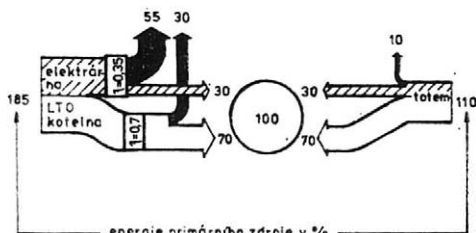
7. Bioplynová stanice (1 — stáj, 2 — jímka s drtičem na kejdu a odpady, 3 — vyhnívací nádrž, 4 — kultivační nádrž, 5 — plynojem, 6 — výpust bioplynu)

což se dělá buď stlačeným plynem, nebo mechanicky. Aby anaerobní proces probíhal intenzivněji i za nižší teploty, regeneruje se u zařízení podle obr. 7 část hnoje v kultivační nádrži, kam se přidávají enzymatické látky stimulující kultivaci kvasných bakterií. Vznikající bioplyn se jímá v plynojem. Pro menší zařízení může být plynojemem pružný nafukovací vak. Zajímavé řešení plynojemů má firma Assoreni. Zvon je umístěn přímo nad vyhnívací nádrží, zapuštěné v zemi. Při změně objemu plynu, kdy vykonává svislý posuvný pohyb, se šroubovým převodem zároveň otáčí promíchávací zařízení.

Podle velikosti vlastní spotřeby bioplynu pro ohřev vyhnívací nádrže, která činí 10 až 45 % výroby, lze využít z výkalů jednoho prasete denně 0,11 až 0,18 m³ bioplynu, z výkalů jedné dojnice 1,2 až 2,0 m³, hovězího žíru 0,7 až 1,2 m³ a od jedné slepice asi 0,009 až 0,015 m³ bioplynu. Pro názornost je lepší přepočítat na LTO, kde platí: 1 m³ bioplynu = 0,55 kg LTO.

Spolu s vývojem technologií na zpracování výkalů a výrobu bioplynu se řeší i způsoby jeho využívání. Zatím nejzajímavějším zařízením je výrobek koncernu FIAT, zvaný TOTEM. Jeho základním prvkem je motor Fiat 127 o obsahu 903 cm³, upravený pro spalování bioplynu. Motor pohání trojfázový asynchronní generátor o výkonu 15 kW, který dodává elektrický proud o napětí 380 V, 50 Hz. Celé zařízení je zabudováno do zvukově i tepelně izolované nádoby o objemu asi 1 m³. Je zde i nádrž na 9 l chladicí vody, nádrž pro 8 kg oleje, výměník vzduch — voda pro získávání tepla z výfukových plynů a z okolního ovzduší, výměník olej — voda a voda — voda pro získávání tepla z chladicích kapalin. Výkon výměníků je 38 kW. Touto energií je možné ohřát 430 l vody za hodinu z teploty 15 °C až na 90 °C, takže může být využita přímo i pro ústřední vytápění. Pro názornost je vhodné uvést, že získaná elektrická i tepelná energie by stačila pro vytápění, ohřev vody, osvětlení, vaření a provoz elektrických spotřebičů v pěti bytových jednotkách s užitnou plochou 70 m². Spotřeba plynu v TOTEMU je 8,5 m³ · h⁻¹. Při 12 hodinách provozu denně je to množství od 50 až 80 dojnic.

Účinnost přeměny energie v TOTEMU je cca 91%. Ve srovnání se zásobováním teplem z kotelny a elektrickou energií z elektrorozvodné soustavy je tato účinnost velmi vysoká. Názor o tom podává obr. 8, kde střední kruh představuje hodnotu spotřeby energie.



8. Porovnání energetické účinnosti konvenčních zdrojů energie a energetické jednotky TOTEM

Na celém světě je intenzivně zaváděno využívání sluneční energie pro ohřev vzduchu nebo vody slunečními kolektory. V zemědělství se používá vzduchových kolektorů především pro sušení zemědělských produktů. Výhodné je zejména dosoušení sena, popř. obilí, vzduchem ohřátým jen o několik stupňů nad teplotu okolí. I v takovém případě se snižuje relativní vlhkost vzduchu a zvyšuje se jeho sušicí schopnost. U jednoduchých kolektorů z plastických fólií lze dosáhnout při teplotě venkovního vzduchu 18 až 22 °C a při měrném průtoku vzduchu $75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na 1 m^2 kolektorové plochy již při nízké radiaci $200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ zvýšení teploty o 5 až 6 °C. Uvedené hodnoty radiace se dosahuje při zatažené obloze. Je-li v takovém případě relativní vlhkost venkovního vzduchu 70 %, sniží se při použití 1 m^2 kolektorové plochy na usušení 10 kg sena doba sušení na 40 hodin, proti době 100 hodin, které by bylo zapotřebí pro dosoušení sena studeným vzduchem. Tak podstatné zkrácení doby sušení má vliv nejen na urychlení sklizně píce i za velmi nepříznivých podmínek, ale i na zvýšení jejich kvality.

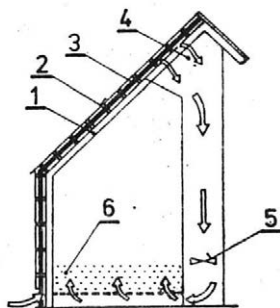
V zahraničí se velmi rozšiřují vzduchové fóliové kolektory pro dosoušení balíků píce a obilí, které se instalují jen po dobu sklizňové sezóny. Pokládají se na ploché střeše nebo přímo na zemi a po sklizni se uloží do skladu. Jsou buď přetlakové nebo podtlakové.

U přetlakových kolektorů se vzduch dopravuje pod tlakem 100 až 600 Pa černým polyetylenovým rukávem o délce 25 až 50 m a o průměru 700 mm. Tento rukáv je vsunut do dalšího rukávce ze stabilizované průhledné fólie o tloušťce 0,2 mm. Průměr tohoto rukávce je 800 mm. Aby při provozu kolektoru byl i vnější válec napjatý, je na vstupním okraji vnitřního válce vytvořeno několik otvorů, jimiž uniká část vzduchu do prostoru mezi oba rukávce. Vzhledem k nepříznivým geometrickým poměrům válcového absorberu mají rukávce kolektory nízký činitel využití energie.

Vyšší účinnost mají podtlakové kolektory z fólií opatřených výstupky naplněnými vzduchem (bublínkami). Dva pásy takových bublinkových fólií se přiloží na sebe, výstupky k sobě. Spodní fólie je černá a tvoří absorber. V polovině šířky se mezi obě bublinkové fólie vloží perforovaná roura, např. plastická drenážní trubka. Vzduch je pak kolem výstupků nasávan k této rouře a odváděn do sušícího prostoru. Tímto typem kolektoru lze asi se 40% účinností dosáhnout zvýšení teploty o 30 až 40 °C, při objemovém průtoku cca $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$.

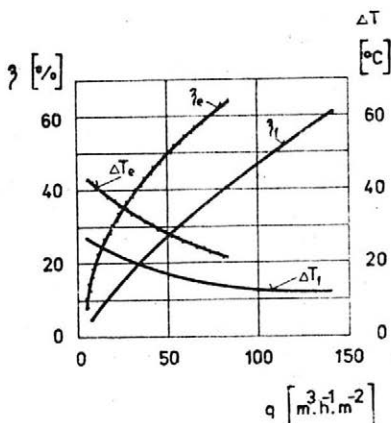
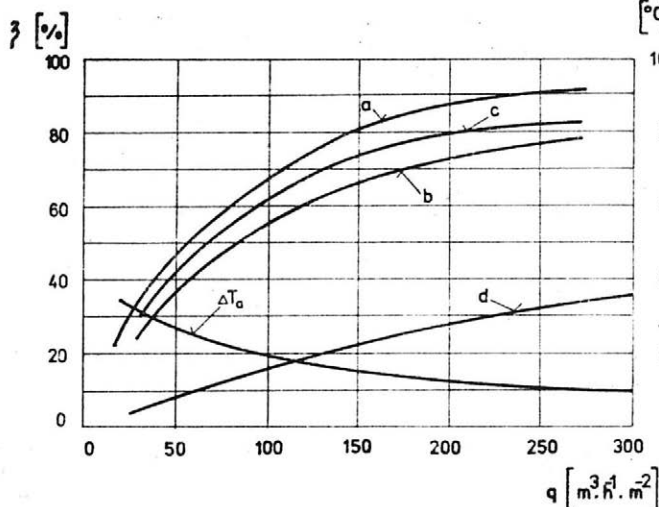
Často se objevují náměty, jak využít přímo střeš objektů jako součásti kolektorů. Střeška ze skleněných nebo sklolaminátových desek může tvořit kryt kolektoru, pod nímž je umístěna černá absorpční deska nebo fólie a vytvořen vzduchový kanál. Střeška z vlnitého plechu nebo azbestocementových desek nebo vlnovek může po opatření černým matným nátěrem vytvořit přímo absorber. Krytí absorberu se vytvoří nejlépe fólií nebo transparentní deskou, které se upevní na listy. Pod střešou se vytvoří vzduchové kanály, popřípadě s tepelnou izolací na jejich spodní straně (obr. 9).

9. Systém slunečních kolektorů pro ohřev vzduchu k dosoušení píce



Účinnost všech kolektorů je závislá na průtoku vzduchu a jeho ohřátí. V provozu, při velkém množství vzduchu, může dosahovat až 90 %. Příklad průběhu účinnosti některých zmíněných kolektorů je na obr. 10.

Ceny vzduchových kolektorů lze odhadovat na 200 až 1000,— Kčs na 1 m^2 jejich plochy. Podstatně nákladnější než vzduchové kolektory jsou ploché kolektory pro ohřev vody. To není jen proto, že jejich výroba je složitější, ale i proto, že musí pracovat v systému obsahujícím ještě akumulční nádrž s výměníkem tepla a pojistné a regulační zařízení s automatickým řízením činnosti celého solárního systému. Celkové pořizovací náklady kolektorového systému pro ohřev vody jsou 2500 až



10.

Učinnosti vzducho-

vých slunečních kole-

ktorů v závislosti na mě-

ném objemovém průto-

ku vzduchu (a — účin-

nost kolektoru s vlnitým

kovovým absorberem a

fóliovým krytem z fólie

GfK o tloušťce 1 mm,

ΔT_a — oteplení vzdu-

chu při průchodu kole-

ktorem podle a při

teplotě venkovního vzdu-

chu 19°C a intenzitě

záření $780 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, b —

účinnost kolektoru s ro-

vinným kovovým absor-

bérem a s krytem z fó-

lie GfK, c — účinnost

kolektoru s rovinným

absorbérem a se skleně-

ným krytem o tloušťce

4 mm, d — účinnost ko-

lektoru s rovinným ab-

sorbérem, bez transpa-

rentního krytu, η_e —

účinnost podtlakového

kolektoru z bublinkové

fólie, ΔT_e — oteplení

vzduchu při průchodu

podtlakovým fóliovým

kolektorem, η_f — účin-

nost přetlakového kole-

ktoru z dvojitého fólio-

vého rukávce, ΔT_f —

oteplení vzduchu při

průchodu přetlakovým

válcovým kolektorem

3500,— Kčs na 1 m^2 kolektorové plochy. Vztáhneme-li tuto částku na denní objem ohřáté vody, je to 80 až 100,— Kčs na 1 litr vody 50°C teplé. To je ze všech nových zdrojů energie nejvyšší měrný pořizovací náklad.

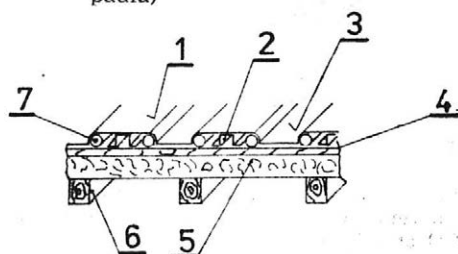
Ekonomickou efektivnost solárních systémů lze výrazně ovlivnit integrací se systémy pro využívání biologického tepla. Pak relativně poklesnou náklady na akumulaci a rozvod energie i na automatické řízení celého systému. Od tzv. biosolárních systémů se očekává, že se sníží celkové náklady o 30 až 50 % proti nákladům na klasické solární systémy. Kromě toho se zvýší i účinnost, a tím celkový energetický zisk ze slunečních kolektorů.

Integrovaný biosolární systém nabízí např. firma Alfa Laval pod názvem TOTALTHERM. Jeho ústřední částí je akumulací zásobník s tepelným čerpadlem, kam vstupuje teplo z provzdušňovaného hnoje, slunečních kolektorů, z chlazeného mléka, z rekuperačních výměníků, popř. z dalších zdrojů nízkopotenciálního tepla.

Podle některých literárních údajů lze ještě větší snížení pořizovacích nákladů dosáhnout tzv. energetickou střechou (obr. 11). To je kovová střecha se zabudovaným výparníkem tepelného čerpadla, který střechu ochlazuje, a tím se získává nejen teplo konvertované ze slunečního záření, ale i teplo ze vzduchu a vodních srážek. Uvádí se, že energetickou střechou lze získat nejméně dvakrát více tepla ze sluneční energie a pořizovací náklady mohou poklesnout na 30 % nákladů na budování dnes používaných solárních systémů pro ohřev vody.

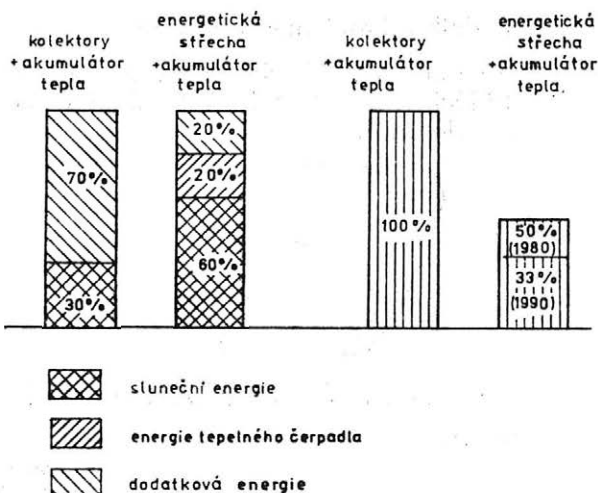
Intenzivní výzkum solárních fotovoltaických článků vede již k prvním praktickým aplikacím. Několik firem, např. POMPES GUINARD, nabízí fotočlávkové panely pro čerpání vody nebo pro jiné účely. Panely jsou značně rozměrné, pro výkon 500 W činí plocha 10 m^2 a hmotnost panelu je 320 kg . Podstatně menší panely se již používají pro nabíjení akumulátorů elektrických ohradníků. Na letošním veletrhu

11. Schéma energetické střechy, zisk energie a pořizovací náklady ve srovnání s plochými kolektory pro ohřev vody (1 — krycí díl, 2 — výztužný profil, 3 — základní díl, 4 — těsnění střechy, 5 — izolace, 6 — krokve, 7 — trubky výparníku tepelného čerpadla)

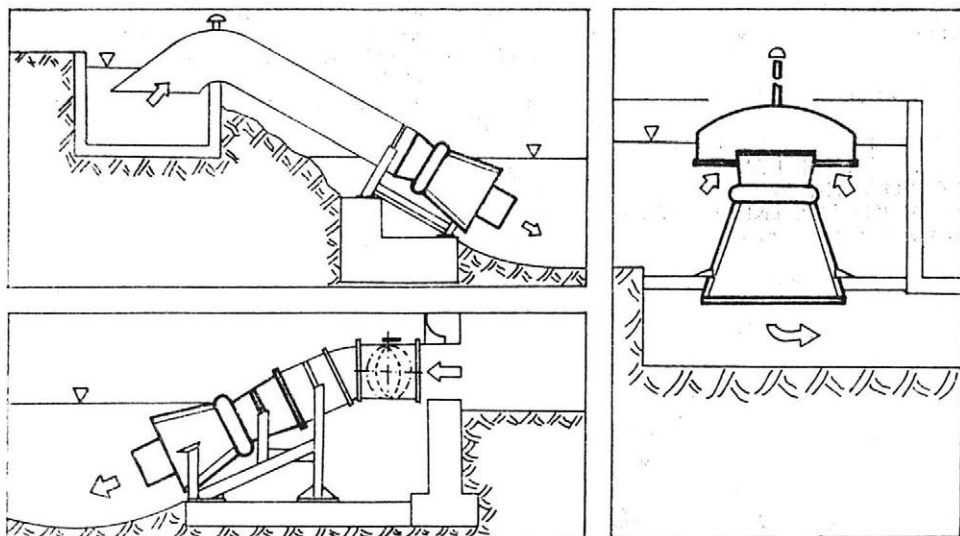


zdroje tepla

pořizovací náklady



Hannover 80 vystavovala firma Solar Electricity Otto Hahn solární střešní tašky. Jsou to tašky z plastické hmoty, v nichž jsou hermeticky uzavřeny solární fotočlánky s výkonem 2 W.



12. Použití modulu malé vodní elektrárny

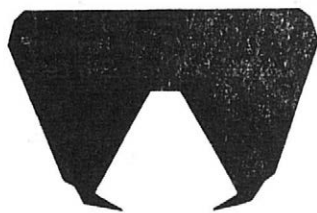
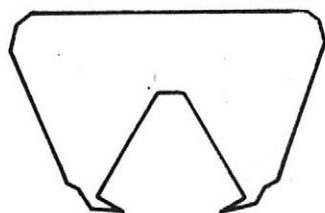
K výčtu nových zdrojů energie lze počítat i energii malých vodních toků. Na mnoha místech se přikračuje k obnově dřívějších i k budování nových vodních děl na malých potocích a říčkách. Pro tyto účely vyrábí mezinárodní společnost LEROY-SOMER vhodně konstruované hydrogenerátory, které lze snadno instalovat v nejrůznějších podmínkách (obr. 12). Hydrogenerátorů „Hydrolec“ lze použít pro tlakové výšky od 1,0 do 4,5 m, při průtoku 3,2 až 2470 l.s⁻¹ a jejich výkon je 2,7 až 34 kW.

UNIVERSAL TRACTOR



podnik zahraničního obchodu

Vám nabízí velký výběr kolových a pásových traktorů v různých výkonnostních třídách pro zemědělství, lesnictví a stavební práce, pro práce v průmyslu a v dopravě.



TRAKTOR S HYDRAULICKÝM NAKLADAČEM TIH-445 DH

MOTOR

JEDNOKOTOUČOVÁ SPOJKA
RYCHLOSTNÍ SKŘÍŇ

ŘÍZENÍ
NOŽNÍ BRZDA
RUČNÍ BRZDA
ELEKTRICKÉ ZAŘÍZENÍ

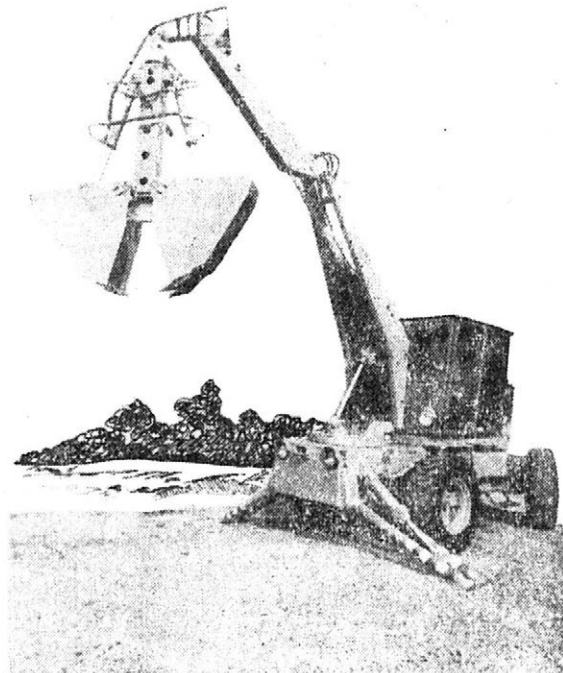
HYDRAULICKÉ ZAŘÍZENÍ

MINIMÁLNÍ VÝŠKA ZDVIHU
SE ZÁVĚSNÝM HÁKEM
PALIVOVÁ NÁDRŽ
PŘÍDAVNÉ ZAŘÍZENÍ MONTOVANÉ
NA ZVLÁŠTNÍ PŘÁNÍ

D-115, čtyřtákní, dieselový s přímým vstřikováním, tři válce chlazené vodou, 33,1 kW (45 k) podle DIN při 2400 ot. min⁻¹
suchá, ovládaná pedálem
mechanická, tři stupně a skupinová převodovka (šest rychlostních stupňů)
s hydraulickým posilovačem
na všechna čtyři kola, hydraulicky ovládaná
pásová brzda na přední nápravu, ručně ovládaná
spouštění, osvětlení, ukazatele směru, jmenovité
napětí 12 V, třífázový alternátor 500 W, spouštěč
2,94 kW (4 k), baterie 153 Ah
dva na sobě nezávislé okruhy poháněné zubovým
čerpádem

5600 mm
100 l

pro různé pracovní úkony



V případě dalších informací
se laskavě obraťte na

UNIVERSAL TRACTOR

podnik zahraničního obchodu

sídlo: Brašov – Rumunsko

Turulul ul. č. 5

telefon: 12661, 18665

dálnopis: 61335, 61336, 61365

pobočka: Bukurešť – Rumunsko

ul. Lipscani č. 19

telefon: 13 87 13

dálnopis: unitra 11889

Haš S.: Energie v zemědělství	577
Kosek J.: Energetická účinnost zemědělské výroby	579
Chyský J.: Tepelná bilance zemědělských objektů	593
Haš S.: Tepelné energetické charakteristiky slunečních kolektorů	603
Bouček J.: Energetika řezání píce	617
Zemědělská technika v zahraničí	
Haš S., Fiala J.: Nové energetické systémy v zemědělství	631

СОДЕРЖАНИЕ

Косек Я.: Энергетическая эффективность сельскохозяйственного производства	591
Хиски Я.: Тепловой баланс сельскохозяйственных объектов	601
Гаш С.: Тепловые энергетические характеристики солнечных коллекторов	615
Боучек Я.: Энергетика резки фиража	630

CONTENTS

Kosek J.: The Energetic Efficacy of Agricultural Production	591
Chyský J.: The Thermal Balance of Farm Buildings	602
Haš S.: The Thermo-energetic Characteristics of Solar Collectors	616
Bouček J.: The Energetics of Fodder Chopping	630

INHALT

Kosek J.: Energieausbeute in der landwirtschaftlichen Produktion	591
Chyský J.: Wärmebilanz der landwirtschaftlichen Objekte	602
Haš S.: Wärmeenergetische Charakteristiken der Sonnenkollektoren	616
Bouček J.: Energetik der Futterhäckselung (E)	630

Rukopis odevzdán k tisku 16. 7. 1980 — Podepsáno k tisku 3. 10. 1980

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6. tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.