

A **F** **T** **ACTA**
FACULTATIS
TECHNICAE



TECHNICKÁ UNIVERZITA VO ZVOLENE

1

ROČNÍK: X

ZVOLEN 2006

OBSAH

VYUŽITIE VYBRANÝCH METÓD ZLEPŠOVANIA KVALITY PRI HODNOTENÍ PRÍČIN REKLAMÁCH VÝROBKOV NUTZUNG VON AUSWALMETHODEN FÜR DIE QUALITÄTSMITIGERUNG BEI DER BEWERTUNG DER URSACHE VON ERZEUGNISBEANSTANDUNGEN Miroslava ŤAVODOVÁ	5
OPTIMALIZÁCIA KALKULAČNÉHO SYSTÉMU V PODMIENKACH STROJÁRSKEJ VÝROBY OPTIMALIZATION OF CALCULATION SYSTEM IN THE CONDITION OF ENGINEERING PRODUCTION Marek POTKÁNY	13
ZOSÚLADENIE KOLÍSAVÉHO ODBERU A STABILNÉHO ZDROJA TEPLA ADJUSTMENT OF UNSTABLE SUPPLY AND STABLE SOURCE OF HEAT Ján PLÁŠEK	27
POČÍTAČOVÁ SIEŤ INRO.NET COMPUTER NETWORK INRO.NET Elena PIVARČIOVÁ	43
OPERATING AND TERRAIN CONDITIONS OF FOREST SKIDDERS PREVÁDZKOVÉ A TERÉNNÉ PODMIENKY LESNÝCH ŤAHAČOV Milan MIKLEŠ – Ján HOLÍK	53
SKÚŠANIE MATERIÁLOV TESNENÍ V EKOLOGICKY PRIAZNIVEJŠÍCH HYDRAULICKÝCH OLEJOCH. ČASŤ 1 – OBJEMOVÉ ZMENY PRÜFUNG DER DICHTUNGSWERKSTOFFEN IN UMWELTFREUNDLICHEREN HYDRAULIKÖLE. TEIL 1 – VOLUMENÄNDERUNGEN Marián KUČERA	61
PNEUMATIKA VERSUS NEROVNOSTI VOZOVKY Z POHLEDU VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ TYRE VERSUS ROAD SURFACE BUMPS FROM VIEW- POINT OF COMPUTATIONAL MODELLING Jan KRMELA – Františka PEŠLOVÁ	69
DYNAMICKÁ ANALÝZA PREVRÁTENIA NAKLADAČA DYNAMICAL ANALYSIS OF A LOADER OVERTURN Ján HOLÍK – Milan MIKLEŠ	77

ZLEPŠOVANIE KVALITY PROSTREDNÍCTVOM SIX SIGMA V STROJÁRSKOM PODNIKU QUALITY IMPROVEMENT BY SIX SIGMA IN ENGINEERING COMPANY Pavol GEJDOŠ	85
CREATION OF CONSTRUCTIONAL DOCUMENTATION OF COMBUSTION EQUIPMENT BY USING CA TECHNOLOGIES TVORBA KONŠTRUKČNEJ DOKUMENTÁCIE VYKUROVACIEHO ZARIADENIA S VYUŽITÍM CA TECHNOLOGIE Milada GAJTANSKA – Pavel HUSA	97
CONTRIBUTION OF THE ANALYSIS VIBRATION OF FORESTRY MACHINE PRÍSPEVOK K ANALÝZE KMITANIA LESNÍCKEHO STROJA Branislav DANKO	103
ANALÝZA ZAŤAŽENIA NOSNEJ KONŠTRUKCIE ZEMNÉHO STROJA ANALYSE LOAD OF THE STRUCTURE FRAMEWORK THE AUTOMATIC BUILDING MACHINE Branislav DANKO	111
SOLUTION OF STRESSES AROUND HOLES OF DIFFERENTS SHAPES IN ANISOTROPIC PLATE UNDER INPLANE LOADING RIEŠENIE NAPÄTÍ OKOLO OTVOROV RÔZNYCH TVAROV V ANIZOTROPNEJ STENE PRI ROVINNOM ZAŤAŽENÍ Ferdinand BODNÁR	121
APLIKÁCIA ŠTATISTICKÝCH METÓD PRI HODNOTENÍ SPOĽAHLIVOSTI MOBILNEJ TECHNIKY APPLICATION OF STATISTICAL METHODS IN EVALUATION OF MOBILE MACHINES PROBABILITY Ľuboš AMBROZ	133

VYUŽITIE VYBRANÝCH METÓD ZLEPŠOVANIA KVALITY PRI HODNOTENÍ PRÍČIN REKLAMÁCII VÝROBKOV

NUTZUNG VON AUSWAHLMETHODEN FÜR DIE QUALITÄTSOPTIMIERUNG BEI DER BEWERTUNG DER URSACHE VON ERZEUGNISBEANSTANDUNGEN

Miroslava ĽAVODOVÁ

ZUSAMMENFASSUNG: Die Qualität der Erzeugnisse und Leistungen ist wichtig für den Wettbewerb. Eine ständige Qualitätssteigerung ist notwendig um die Wettbewerbsposition auszubauen. Die Motivation zur Qualitätssteigerung entsteht aus dem Bedarf nach höheren Wert und Kundenzufriedenheit. Der Artikel bietet zwei Anwendungsmöglichkeiten für die Methoden der Qualitätsoptimierung bei der Beanstandung von Holzfertigparkett.

Schlüsselwörter: die Qualität, Pareto-Analyse, Ishikawa-Diagramm, die Produktbeanstandung

ABSTRAKT: V konkurenčnom prostredí je kvalita výrobkov a služieb dôležitá. Stále zlepšovanie kvality je nevyhnutné na zvyšovanie konkurencieschopnosti organizácie. Motivácia na zlepšovanie kvality vychádza z potreby ponúknuť zákazníkovi vyššiu hodnotu a uspokojenie. Článok ponúka možnosti použitia dvoch metód zlepšovania kvality pri hodnotení reklamácií drevených hotových podlahových panelov.

Kľúčové slová: kvalita, Paretová analýza, Ishikawov diagram, reklamácia výrobkov

1. ÚVOD

Kvalita sa stáva základným faktorom rozhodovania zákazníka pri výbere medzi viacerými produktmi. Z tohto dôvodu sa práve ona stáva kľúčovým faktorom marketingového úspechu, zachovania a upevnenie pozície výrobcu na trhu. Snahy zvyšovať kvalitu by mali smerovať k stálemu hľadaniu príležitostí na zlepšenie, a nie k čakaniu na problém, ktorý by tieto príležitosti odhalil. Zlepšovanie kvality sa dosahuje zlepšovaním procesov.[2]

2. METÓDY A MATERIÁLY

V projektoch a činnostiach zlepšovania kvality zohrávajú vedúcu úlohu rozhodnutia založené na analýze situácií a údajov. Úspech projektov a činností zlepšovania kvality sa znásobuje správnym využitím nástrojov a metód vypracovaných na tieto účely.

Nástroje a metódy zlepšovania kvality sa delia podľa [1] na:

- nástroje na spracovanie číselných údajov,
- nástroje na spracovanie nečíselných údajov.

2.1 Diagram príčina – účinok

Je to nástroj zo skupiny nástrojov na spracovanie nečíselných údajov. Používa sa preskúmanie a znázornenie vzťahov medzi daným účinkom (napr. zmenami znakov kvality) a jeho potencionálnymi príčinami. Rozličné potenciálne príčiny sa usporiadajú do hlavných kategórií a subkategórií, takže výsledok sa podobá kostre ryby. Preto sa tento nástroj označuje aj diagram rybacej kosti. Využíva sa pre analýzu a formuláciu vzťahov medzi príčinou a účinkom a pre uľahčenie spracovania problému od príznaku po príčinu a na jeho riešenie.

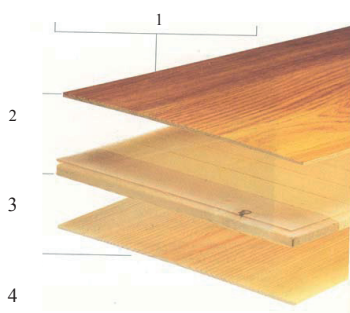
2.2 Pareto diagram

Patrí do skupiny nástrojov na spracovanie číselných údajov. Je to jednoduchý grafický spôsob usporiadania objektov (príčin) od najčastejšieho po najzriedkavejší výskyt. Pareto diagram sa zakladá na Paretovom princípe, podľa ktorého často iba niekoľko objektov vysvetľuje väčšiu časť účinku. Odlíšením najdôležitejších objektov od menej dôležitých možno dosiahnuť najväčšie zlepšenie s najmenším úsilím. Znázorňuje v klesajúcom poradí relatívny príspevok každého objektu k celkovému účinku. Pre zostrojenie sa používa stĺpcový graf, kde stĺpce predstavujú relatívny príspevok každého objektu. Na znázornenie kumulatívneho príspevku sa používa čiara kumulatívnej frekvencie (početnosti) – Lorenzova krivka.[1]

3. VÝSLEDKY

Viacvrstvá parketa – hotový drevený podlahový panel (obr. 1) je prvok vrstvej konštrukcie, ktorý sa skladá z hornej (nášľapnej) vrstvy z listnatého dreva, stredovej vrstvy z latiek z ihličnatého dreva a spodnej vrstvy, ktorou je SM/JD dyha. Tieto tri vrstvy sú spolu spojené lepidlom. Povrch hotového dreveného podlahového panela je upravený lakovaním, resp. voskovaním.[3]

- 1 – Povrchová úprava – lak,
- 2 – Nášľapná vrstva z listnatého dreva,
- 3 – Stredová vrstva z ihličnatého dreva,
- 4 – Spodná vrstva – dyha.



Obr. 1 Hotový podlahový panel

Pri analýze príčin nepodarkovosti výrobku-hotového dreveného podlahového panela, ktoré boli predmetom reklamácií, boli zistené nasledovné skutočnosti Tab. 1 [4]:

Tab. 1 Príčiny reklamácií hotových podlahových panelov

P. č.	Príčiny reklamácií hotových podlahových panelov	Hodnota reklamácií (Sk)
1.	Medzery na čelných spojoch panelov	185 751,-
2.	Nepripustné farebné rozdiely panelov	169 281,-
3.	Odskoky na paneloch, prevýšenie na spojoch	119 991,-
4.	Pozdĺžne plošné zakrivenie panela	72 199,-
5.	Nevyhovujúca povrchová úprava panelov	70 632,-
6.	Zahorené čelá panelov	40 644,-
7.	Pozdĺžne medzery na spojoch panelov	36 128,-
8.	Vytrhané boky na paneloch	36 099,-
9.	Vydutie položenej podlahy	30 797,-
10.	Odliepanie lamiel nášľapnej vrstvy panela	22 379,-
11.	Zvyšky laku na hranách panelov	15 767,-
12.	Nedolakované miesta na nášľapnej vrstve	14 454,-
13.	Trhliny na povrchu panela	1 101,-
	Hodnota uplatnených reklamácií (obdobie jedného roka)	Σ 815 223,-

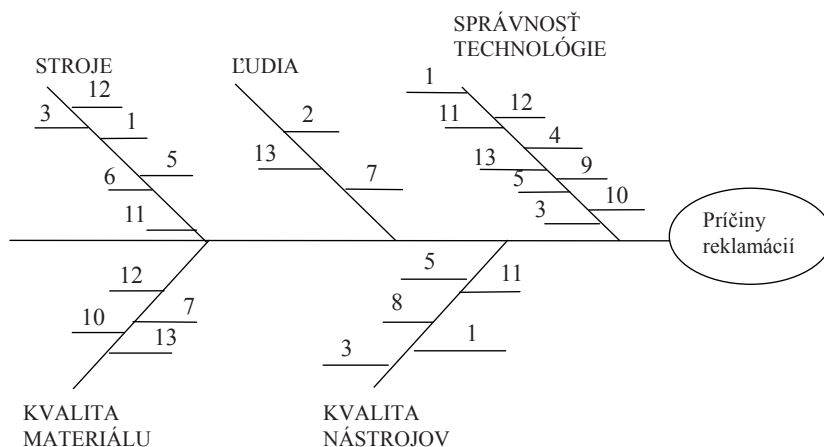
3.1 Použitie vybraných nástrojov pre analýzu príčin reklamácií

Pre analýzu reklamácií výrobku – hotového podlahového panela, sme teda použili dva vybrané nástroje na zlepšovanie kvality pre spracovanie údajov, jeden z kategórie pre spracovanie číselných a druhý pre spracovanie nečíselných údajov.

Pre analýzu príčin vzniku reklamácií hotových podlahových panelov môžeme použiť diagram príčina-účinnok (Obr. 2), kde postup je nasledovný:

- a) definovať jasne a stručne účinok;
- b) definovať hlavné kategórie príčin, kde treba zväžiť nasledujúce faktory: systémy údajov a informácií, prostredie, zariadenie, materiály, meracie metódy, ľudia;

- c) začať zostrojovanie diagramu definíciou účinku v obdĺžniku na pravej strane a usporiadať hlavné kategórie ako „napájajúce“ obdĺžnika „účinnok“;
- d) vyvinúť diagram na základe premyslenia a zaznamenania všetkých príčin nasledujúcej úrovne a postupovať k príčinám vyššieho rádu;
- e) vybrať a identifikovať niekoľko (3 až 5) príčin najvyššej úrovne, ktoré majú najväčší vplyv na účinok. Tu sa treba zamerať a požadovať ďalšie opatrenia, napr. zber údajov, operatívne riadenie a pod.



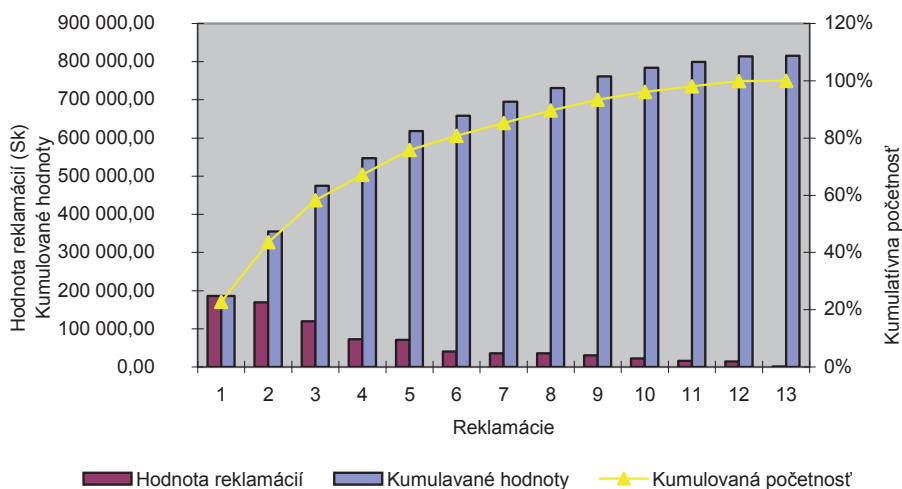
Obr. 2 Diagram príčin a účinkov

Pri použití Partovho diagramu na základe údajov z tabuľky 1 vypočítame kumulované hodnoty a hodnoty kumulovanej početnosti v % (Tab. 2). Zostrojíme Pareto diagram kumulovaných hodnôt a Loenzovu krivku, ktorá predstavuje kumulatívnu početnosť.

V grafe (Obr. 3) sú na osi x znázornené úsečky príčin reklamácií (1,2,...13). Na ľavej zvislej osi sú hodnoty reklamácií. Na pravej zvislej osi je znázornená kumulatívna početnosť. Je to percentuálna hodnota podielu jednotlivých čiastkových hodnôt reklamácií. Nad úsečkami príčin reklamácií sa zostrojí histogram, kde tmavé stĺpce predstavujú hodnoty reklamácií a svetlé stĺpce zas kumulované hodnoty. Kumulované hodnoty získame kumuláciou (pripočítavaním) jednotlivých hodnôt reklamácií. Na znázornenie kumulatívneho príspevku sa používa čiara kumulatívnej početnosti – jej body predstavujú kumulované hodnoty.

Tab. 2 Hodnoty pre zostrojenie Paretovho diagramu

P. č.	Hodnota reklamácie (Sk)	Kumulovaná početnosť	Kumulované hodnoty
1.	185751	22,79%	185751
2.	169281	43,55%	355032
3.	119991	58,27%	475023
4.	72199	67,13%	547222
5.	70632	75,79%	617854
6.	40644	80,78%	658498
7.	36128	85,21%	694626
8.	36099	89,63%	730725
9.	30797	93,41%	761522
10.	22379	96,16%	783901
11.	15767	98,09%	799668
12.	14454	99,86%	814122
13.	1101	100,00%	815223



Obr. 3 Paretov diagram s čiarou kumulovanej početnosti

3.2 Zhodnotenie použitých nástrojov na zlepšovanie kvality pre analýzu reklamácií

Hotový drevený podlahový panel je výrobok, ktorého výroba pozostáva z troch technologických prúdov. Každý z nich je sám o sebe zložitým procesom, s rôznymi vplyvmi, ktoré spolu úzko súvisia. My budeme hodnotiť výrobok ako celok, ale pre podrobnejšiu analýzu je potrebné sledovať každý prúd samostatne.

Diagram príčina – účinok poukázal, že tri z piatich kategórií obsahovali podstatne viacej príčin reklamácií. Boli to stroje (s nimi úzko spojené nástroje), technológia a materiál.

Aj keď sa príčiny nedali zaradiť do kategórií jednoznačne, resp. niektoré príčiny patrili do viacerých kategórií, dal sa problém celkom zreteľne popísať (Tab. 3).

Tab. 3 Rozdelenie kategórií pre diagram príčina – účinok

P. č.	Príčiny reklamácií hotových podlahových panelov	Kategória
1.	Medzery na čelných spojoch panelov	Stroje, technológia, nástroje
2.	Nepripustné farebné rozdiely panelov	Ľudia
3.	Odskoky na paneloch, prevýšenie na spojoch	Stroje, technológia, nástroje
4.	Pozdĺžne plošné zakrivenie panela	Technológia
5.	Nevyhovujúca povrchová úprava panelov	Stroje, nástroje, technológia
6.	Zahorené čelá panelov	Stroje
7.	Pozdĺžne medzery na spojoch panelov	Ľudia, materiál
8.	Vytrhané boky na paneloch	Nástroje
9.	Vydotie položenej podlahy	Technológia
10.	Odliepanie lamiel nášľapnej vrstvy panela	Technológia, materiál
11.	Zvyšky laku na hranách panelov	Stroje, technológia, nástroje
12.	Nedolakované miesta na nášľapnej vrstve	Stroje, materiál
13.	Trhliny na povrchu panela	Technológia, materiál, ľudia

Pri odstraňovaní príčin, ktoré majú za následok vznik reklamácií je preto potrebné zamerať sa hlavne na spomínané tri kategórie.

- *Stroje* – je potrebné venovať pozornosť technickému stavu výrobných zariadení, ich správne nastavovaniu, práci na nich a údržbe. Samozrejme, že to súvisí aj s používaním kvalitných, dobre pripravených nástrojov a s ich pravidelnou výmenou.
- *Technológia* – dodržiavanie správneho technologického postupu (lisovacie časy a teploty, klimatizovanie materiálu, nanášanie a úprava povrchovej vrstvy).
- *Materiál* – používať len klimatizovaný materiál (združené prírezy-lamely pre nášľapnú vrstvu, dyha pre spodnú vrstvu).

Paretová analýza ukázala, že prvých päť príčin predstavuje hodnotu až 75,79 % strát, čo sú tri štvrtiny všetkých strát z reklamácií sledovaného výrobku. V prvých piatich príčinách sa nachádzajú štyri z piatich kategórií diagramu príčina-účinok. Stĺpce v grafoch nám jasne a názorne ukazujú, akým podielom sa ktorá príčina na vzniku nepodarku podieľa. Táto názornosť je dôležitá z hľadiska prehľadnosti a poukázania na hlavné príčiny strát vo výrobe. Možné príčiny vzniku kvalitatívnych nezhôd v jednotlivých kategóriách sme sa snažili nižšie popísať:

Medzery na čelných spojoch panelov

- stroje: veľký posuv a úber materiálu
- technológia: nedodržanie technológie sušenia a klimatizovania dyhy
- nástroje: nedodržiavanie trvanlivosti a životnosti nástrojov, nedostatočné intervaly výmeny nástrojov;

Nepripustné farebné rozdiely panelov

- ľudia: triedenie lamiel pre nášľapnú vrstvu panelov;

Odskoky na paneloch, prevýšenie na spojoch

- stroje: nesprávne nastavenie stroja

- technológia: nedodržanie technológie klimatizovania dyhy a prírezov
- nástroje: nedodržanie trvanlivosti a životnosti nástrojov;

Pozdĺžne plošné zakrivenie panela

- technológia: nedodržanie technológie klimatizovania dyhy a prírezov;

Nevyhovujúca povrchová úprava panelov

- technológia: nedodržanie stanového postupu povrchovej úpravy – brúsenie, tmelenie, lakovanie, nedodržanie technológie klimatizovania dyhy
- nástroje: nedodržanie trvanlivosti a životnosti nástrojov
- stroje: nesprávne nastavenie stroja;

Z uvedeného je zrejmé, kde je potrebné hľadať hlavné príčiny vzniku reklamácií výrobku. Je predpoklad, že po podrobnom preskúmaní a následnom odstránení príčin dosiahneme zlepšenie kvality hotových drevených podlahových panelov.

4. ZÁVER

Ako už bolo vyššie uvedené pri analýze reklamácií výrobku, hotového dreveného podlahového panela, sme použili dva vybrané nástroje na spracovanie údajov podľa [1]. Jeden z kategórie pre spracovanie číselných údajov – Pareto diagram a druhý pre spracovanie nečíselných údajov – diagram príčina-účinok.

Obidva nástroje na zlepšovanie kvality nám ukázali, kde hľadať príčiny vzniku reklamácií a po ich analýze sme sa pokúsili navrhnúť spôsob ich odstránenia. Pri analýze príčin nepodarkovosti výrobku-hotového dreveného podlahového panela, podľa Paretoho diagramu, prvých päť príčin: medzery na čelných spojoch panelov, neprípustné farebné rozdiely panelov, odskoky na paneloch, prevýšenie na spojoch pozdĺžne plošné zakrivenie panela a nevyhovujúca povrchová úprava panelov predstavovalo 75,79 % strát. Sú to tri štvrtiny všetkých strát z reklamácií sledovaného výrobku. Pri použití diagramu príčina-účinok sa ukázali tri hlavné príčiny reklamácií. Boli to stoje, technológia a materiál.

Vyhodnotením použitých nástrojov zlepšovania kvality sme navrhli opatrenia, pri ktorých predpokladáme, že po nich uplatnení sa podarí znížiť podiel nepodarkovosti a kvalitu výrobku zlepšiť.

LITERATÚRA

- [1] STN ISO 9004-4 (01 0324): Manažérstvo kvality a prvky systému kvality. Časť 4: Návod na zlepšovanie kvality. UNMS SR Bratislava 2001, s. 5, 17, 28, 48.
- [2] ĽAVODOVÁ, M.: Prehľad a možnosti použitia jednoduchých nástrojov riadenia kvality. Zborník In: MVK k 10. výročiu vzniku FEVT Trendy lesníckej, drevárskej a environmentálnej techniky a jej aplikácie vo výrobnom procese, sekcia č. 3 Technicko-výrobný manažment a riziká v priemysle, september 2006.
- [3] ĽAVODOVÁ, M.: Sledovanie vlastností podlahovín ako podklad pre riadenie technologického procesu. Pisomná práca k dizertačnej skúške doktorandského štúdia. Zvolen. TU vo Zvolene, DF, 2006.
- [4] Správa o stave kvality výrobkov a environmentu v A.N.B. a. s., Žarnovica za rok 2002.

Adresa autorky:

Ing. Miroslava Ťavodová

Katedra technického manažmentu

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene

Študentská 26

960 53 Zvolen

OPTIMALIZÁCIA KALKULAČNÉHO SYSTÉMU V PODMIENKACH STROJÁRSKEJ VÝROBY

OPTIMALIZATION OF CALCULATION SYSTEM IN THE CONDITION OF ENGINEERING PRODUCTION

Marek POTKÁNY

ABSTRACT: The aim of this work is to optimize costing system in the condition of engineering production on the base of fact analyses. It deals with application of the direct costing (variable costing) as a basic tool for effective system of decision making for planning of manufacturing and marketing programme.

Key words: calculation, costing, cost, profit, contribution margin

ABSTRAKT: Cieľom práce je na základe analýzy skutkového stavu v oblasti tvorby kalkulácií vybraného strojárského podniku navrhnuť optimalizáciu kalkulačných postupov. Ide konkrétne o aplikáciu kalkulácie neúplných (variabilných) nákladov ako nevyhnutného predpokladu efektívneho systému rozhodovania v prípade rozhodovacej úlohy plánu výrobného programu.

Kľúčové slová: kalkulácia, náklady, zisk, krycí príspevok

ÚVOD

Predpokladom optimálnej stratégie v oblasti rozhodovania podnikateľských subjektov sú vnútropodnikové informácie, predovšetkým rozpočty, kalkulácie, ich štruktúra daná metódou kalkulácie ako aj samotnými nákladmi. Efektívny systém riadenia sa nezaobíde bez kvalitných informácií o nákladovej situácii v jednotlivých strediskách, činnostiach a výkonoch firmy. Takéto informácie, čerpaná z oblasti nákladového účtovníctva, by mal manažmentu pre mnohé typy rozhodovacích úloh poskytovať kalkulačný systém podniku.

1. TEORETICKÉ VÝCHODISKÁ PREDMETNEJ PROBLEMATIKY

V súčasnej dobe kalkulácie ekonomického subjektu kvantifikujú (stanovujú, zisťujú, predpokladajú) náklady, a ostatné zložky ceny na výrobok, polotovar, prácu, službu, na činnosť, resp. čiastkový stav (operáciu, aktivitu), ktorý je potrebné v súvislosti s jej

uskutočnením vykonať, na investičnú akciu alebo inak naturálne vyjadrený výkon predávaný v rôznych trhových segmentoch (Knapová, 2005). Ako **kalkulovanie** sa teda všeobecne označuje **činnosť, ktorej cieľom je zistiť skutočné alebo plánované náklady a ostatné zložky ceny pripadajúce na kalkulačnú jednotku.**

Metódou kalkulácie sa rozumie spôsob stanovenia predpokladanej výšky, resp. následného zistenia skutočnej výšky hodnotovej veličiny na konkrétny výkon (Kráľ, 2001). Voľba optimálnej metódy kalkulácie závisí od niekoľkých činiteľov, medzi ktoré patria:

- vymedzenia **predmetu kalkulácie**,
- **spôsobu priradovania nákladov** predmetu kalkulácie,
- **štruktúry nákladov**, v ktorej sa zisťujú náklady na kalkulačnú jednotku.

1.1 Predmet kalkulácie

Predmetom kalkulácie všeobecne môžu byť všetky druhy čiastkových aj finálnych výkonov, ktoré podnik uskutočňuje. Táto všeobecná zásada sa však v praxi často modifikuje vzhľadom na rozsah vyrábaného sortimentu a zložitosť podnikateľského procesu.

Hovoríme teda na jednej strane o **kalkulačných jednotkách**, ktoré môžu byť vyjadrené vo fyzických jednotkách – ks, kg, liter, m, m³, KWh, Sh, odpracovaná hodina, zákazka, lôžko, ... **Kalkulačná jednotka je teda konkrétny výkon vymedzený mernou jednotkou a druhom, na ktorý sa stanovujú alebo zisťujú náklady.**

1.2 Spôsob priradovania nákladov

Spôsob priradovania nákladov predmetu kalkulácie veľmi úzko naväzuje na metódu členenia nákladov na náklady priamo priraditeľné predmetu kalkulácie (**priame náklady**, stanovené na kalkulačnú jednotku normou alebo delením – *priamy materiál, mzdy, odvody, a pod.*) a náklady nepriamo priraditeľné predmetu kalkulácie (**nepriame, režijné náklady** – *energie, služby, odpisy, poplatky, a pod.*, stanovené na kalkulačnú jednotku vybranými kalkulačnými technikami).

V prípade techniky priradenia režijných nákladov **jednoduchým delením** sa tieto náklady priradujú podľa počtu zhotovených kalkulačných jednotiek. Pri kalkulácii tzv. **delením s pomerovými (ekvivalentnými) číslami** sa vychádza z odlišujúceho sa podstatného parametru kalkulačných jednotiek (napr. nákladovej alebo časovej náročnosti). Režijné náklady sa potom priradujú vo vzťahu základného pomerového čísla k ostatným pomerovým číslam. Pri technike priradenia režijných nákladov pomocou **prirážky (resp. sadzby)** sa režijné náklady priradujú podľa jednej (sumárnej) alebo viacerých (diferencovaných) peňažných (priame mzdy, priamy materiál, výrobné náklady výroby, ..) a naturálnych (množstvo výkonov, spotreba normohodín, ...) rozvrhových základní.

1.3 Štruktúra nákladov

Štruktúra kalkulačného vzorca je v podniku vyjadrená individuálnou potrebou riadenia nákladov. Rozlišujeme **absorpčnú (úplnú) kalkuláciu** a **kalkuláciu neúplných variabilných nákladov**. Úplnú kalkuláciu je možné metodicky vyjadriť nasledovne:

Priame (jednotkové) náklady
+ Nepriame režijné náklady
= Celkové náklady výkonu
+ Ziskové rozpätie výkonu
= Predajná cena výkonu

Ak však budeme rešpektovať skutočnosť, že predajná cena nie je určovaná nákladmi podnikateľského subjektu, ale je určená trhom, je možné využiť tzv. **retrográdnú kalkuláciu** nákladov. Hlavne pre riešenie rozhodovacích úloh týkajúcich sa optimalizácie sortimentu výkonov, je potrebné vykázať v tomto kalkulačnom vzorci oddelene náklady ovplyvnené zmenami objemu výkonov (**variabilné náklady**) a náklady neovplyvnené zmenami objemu výkonov (**fixné náklady**) (Kupkovič, 2002). Základná štruktúra tejto tzv. kalkulácie variabilných (neúplných) nákladov má nasledovný tvar:

Predajná cena (výkonu)
– Dočasné cenové zvýhodnenia (množstevné, sezónne)
= Cena po úpravách
– Variabilné náklady (výkonu)
= Príspevok na úhradu (krycí príspevok – KP) výkonu

Rozdiely v systéme kalkulovania na báze úplných nákladov a kalkulácie neúplných nákladov možno znázorniť nasledovne (tabuľka 1):

Tabuľka 1 Rozdiely kalkulácie úplných a neúplných nákladov

Kalkulácia úplných nákladov		Kalkulácia neúplných nákladov	
Výrobok A	Výrobok B	Výrobok A	Výrobok B
Priame náklady A	Priame náklady B	Tržby A	Tržby B
+ režijné náklady	+ režijné náklady	– variabilné náklady A	– variabilné náklady B
= celkové náklady A	= celkové náklady B		
+ zisková prirážka A	+ zisková prirážka B	= krycí príspevok A	= krycí príspevok B
zisk A + zisk B		krycí príspevok A + krycí príspevok B = celkový KP – celkové fixné náklady	
= Zisk podniku		= Zisk podniku	

2. SYSTÉM KALKULÁCIÍ NÁKLADOV V STROJÁRSKOM PODNIKU

Náklady sa vo vybranom podniku strojárkej výroby sledujú za podnik ako celok a zároveň aj na jednotlivé strediská v druhovom členení na analytických účtoch zriadených k syntetickým účtom finančného účtovníctva v triede 5. Taktiež je vedená evidencia priamych nákladov (priamy materiál, externé kooperácie) a nepriamych nákladov (osobné náklady, odpisy, finančné náklady, náklady na obstaranie a pod., ...)

Podnik strojárkej výroby v prípade zostavovania kalkulácií využíva metodiku prírážkovej kalkulácie v systéme účtovania úplných nákladov využívaného kalkulačného vzorca. Kalkulačný vzorec má nasledovnú štruktúru:

- Priamy materiál**
- + Externé kooperácie
- = **Priame náklady výroby**
- + Výrobné náklady 1 (vzťahná veličina 1a * kalkulačná sadzba 1a)
- + Výrobné náklady 2 (vzťahná veličina 2a * kalkulačná sadzba 2a)
- + Výrobná réžia (VRN)
- = Príspevky od výrobných NS
- = **Vlastné náklady výroby (VNV)**
- + Správne režijné náklady (SRN)
- + Zásobovacie režijné náklady (ZRN)
- + Odbytové režijné náklady (ORN)
- = **Úplné vlastné náklady (UVN)**
- + Zisk, (resp. kalkulovaná Strata)
- = **Predajná cena (PC)**

Daná metodika kalkulácie umožňuje jednoznačne identifikovať pôvod vzniku režijného nákladu na jednotlivé nositele nákladov (napr. zákazky) formou jednotlivých **príspevkov nákladových stredísk** a pracovísk. Sleduje jednotlivé výrobné režijné náklady, ktoré sú rozdelené podľa operácií (úkonov), ktoré sa na výrobkoch (kalkulačných jednotkách) vykonávajú. Súčet týchto nákladov tvorí **príspevky od výrobných stredísk**. Tieto príspevky sú tvorené súčinom hodnoty vzťažnej veličiny a kalkulačnej sadzby. Podkladom pre stanovenie príspevku výrobných pracovísk na nositeľov nákladov sú technologické postupy pre výrobu nositeľa nákladov, t. j. technicko-hospodárske normy (THN) spotreby normohodín (Nh) výrobného pracoviska pri výrobnej operácii na výrobe určitého počtu nositeľa nákladov (*1 ks, výrobný plán, a pod.*).

Vzťah pre výpočet prírážky režijných nákladov je nasledovný:

Prirážka VÝROBNEJ RÉŽIE = objem výrobnéj réžie / príspevky od výrobných NS [%] (1)

Do položky **externých kooperácií** patria nákladové položky, ktoré súvisia s výrobou výrobkov, ale jedná sa o služby, resp. operácie (úkony), ktoré sa vykonávajú mimo podnik, pretože si ich podnik zabezpečuje vo vlastnej réžii, alebo nemá potrebnú technológiu a tieto operácie sú nutnou súčasťou technologického postupu.

Do položky **správne režijné náklady** patria všetky časovo rozlíšené prvotné a druhotné náklady súvisiace s riadením a správou podniku, s organizáciou a všeobecnou obsluhou výrobnéj alebo nevýrobnéj činnosti, rozpočtované a účtované v správnych nákladových strediskách, ktoré nemožno určiť priamo na nositeľa, ale pomocou prírážky tejto réžie

Prirážka SPRÁVNEJ RÉŽIE = objem správnej réžie / príspevky od výrobných NS [%] (2)

Do položky *zásobovacie režijné náklady* patria všetky časovo rozlíšené prvotné a druhotné náklady súvisiace s nákupom, rozpočtované a účtované v NS nákupu a skladov materiálu, ktoré nemožno určiť priamo na nositeľa nákladov. Ide teda o náklady, ktoré súvisia s obstaraním materiálu a jeho prepravou, uskladňovaním a manipuláciou rozpočtované pomocou prirážky, kde rozvrhovou základňou je hodnota spotreby priameho materiálu:

$$\text{Prirážka ZÁSOBOVACEJ RÉŽIE} = \text{objem zásobovacej réžie} / \text{priamy materiál} \quad [\%] \quad (3)$$

Do položky *odbytové režijné náklady* patria všetky časovo rozlíšené prvotné a druhotné náklady súvisiace s odbytom, rozpočtované a účtované v odbytových NS, ktoré nemožno určiť priamo na nositeľa nákladov. Sú to náklady, ktoré súvisia s uskladňovaním, manipuláciou, predajom a expedíciou hotových výrobkov a polotovarov. Vzťah pre výpočet prirážky je nasledovný:

$$\text{Prirážka ODBYTOVEJ RÉŽIE} = \text{objem odbytovej réžie} / (\text{pr. materiál} + \text{príspevky výr. NS+VRN+ZRN+SRN}) \quad [\%] \quad (4)$$

V príspevku je prezentovaná metodika tvorby kalkulácií štyroch základných produktov daného podniku, pričom potrebné údaje k zostaveniu kalkulácií nám sumarizuje tabuľka 2. Prirážky potrebné pre prepočet režijných nákladov jednotlivých stredísk podľa uvedených vzťahov (1,2,3,4) sú nasledovné: *Výrobná réžia* = 17,260 %, *Správna réžia* = 26,726 %, *Zásobovacia réžia* = 8,764 %, *Odbytová réžia* = 2,984 %.

Tabuľka 2 Náklady absorpčnej kalkulácie vybraných produktov podniku

Položka kalkuláčného vzorca	Vybrané produkty danej strojárkej spoločnosti				Celkové náklady
	Ozubený hrebeň (2 736 ks)	Čap s prílohou (2 400 ks)	Prevodovka (170 ks)	Predná náprava (450 ks)	
<i>Priamy materiál</i>	3 863 232 Sk	496 800 Sk	469 200 Sk	902 250 Sk	5 731 482 Sk
<i>Exter. kooperác.</i>	0 Sk	0 Sk	0 Sk	9 900 Sk	9 900 Sk
<i>Výrobné náklady</i>	1 688 030 Sk	238 800 Sk	438 566 Sk	594 540 Sk	2 939 936 Sk
<i>Výrobná réžia</i>	287 909 Sk	41 208 Sk	75 696 Sk	102 600 Sk	507 411 Sk
<i>Správna réžia</i>	445 804 Sk	63 816 Sk	117 215 Sk	158 895 Sk	785 730 Sk
<i>Zásobovacia réžia</i>	338 580 Sk	43 536 Sk	41 123 Sk	79 943 Sk	503 182 Sk
<i>Odbytová réžia</i>	197 046 Sk	26 376 Sk	34 068 Sk	55 125 Sk	315 615 Sk
Celkové náklady	6 603 558 Sk	910 536 Sk	1 175 868 Sk	1 903 259 Sk	10 793 256 Sk

V súlade s rešpektovaním kalkulačného vzorca danej spoločnosti je možné prezentovať kalkuláciu úplných nákladov nami vybraných produktov:

Tabuľka 3 Kalkulácia úplných nákladov pre „Ozubený hrebeň“ a „Čap s prílozkou“

KALKULAČNÁ POLOŽKA	OZUBENÝ HREBEŇ	ČAP S PRÍLOŽKOU
Priamy materiál	1 412	207
Externé kooperácie	0	0
Ostatné Priame náklady	612	0
Priame náklady výroby	2 024	207
Výrobné náklady		
(kalkul. sadzba *vzťahná veličina)	<i>pila hydr. kotúčová =</i> <i>142*0,0866</i> <i>poloautomat sústr. =</i> <i>180*0,0016</i> <i>otryskávací stroj =</i> <i>185*0,0766</i> <i>lis hydraulický =</i> <i>173*0,0866</i> <i>fréza konzol zvislá =</i> <i>140*0,23</i> <i>fréza vertikálna =</i> <i>218*0,11</i> <i>fréza konzol zvislá =</i> <i>140*0,21</i> <i>zámočnicke práce =</i> <i>90*0,0617</i> <i>pranie dielcov =</i> <i>173*0,0350</i> <i>obrábacie centrum =</i> <i>175*0,8683</i> <i>pranie dielcov =</i> <i>173*0,0350</i> <i>fréza stolová =</i> <i>135*0,3433</i> <i>pranie dielcov =</i> <i>173*0,0350</i> <i>zámočnicke práce =</i> <i>90*0,1367</i> <i>obrázkačka =</i> <i>170*1,0266</i> <i>pranie dielcov =</i> <i>173*0,0350</i> <i>zámočnicke práce =</i> <i>90*0,1367</i> <i>**</i> <i>** celkom 609,66</i>	<i>poloautomat zvaráci =</i> <i>242*0,0794</i> <i>stroj odmasťovací priebežný</i> <i>= 123*0,0166</i> <i>lakovňa – zar. =</i> <i>249*0,0563</i> <i>konzervovanie v oleji =</i> <i>181*0,0043</i> <i>pila pásová =</i> <i>96*0,05</i> <i>zámočnicke práce =</i> <i>180*0,0017</i> <i>navítačka =</i> <i>191*0,0683</i> <i>poloautomat sústružnícky =</i> <i>180*0,2067</i> <i>pranie dielcov =</i> <i>185*0,0134</i> <i>zámočnicke práce =</i> <i>181*0,0183</i> <i>stolový pieskovač =</i> <i>231*0,01</i> <i>** celkom 99,5</i>
Výrobná réžia 17,26 %	105,23	17,17
Príspevky od výrobných NS	714,89	116,67
Vlastné náklady výroby	2 126,89	323,67
Správne režijné náklady 26,726 %	162,94	26,59
Zásob. režijné náklady 8,764 %	123,75	18,14
Odbytové režijné náklady 2,984 %	72,02	10,99
Úplné vlastné náklady výroby	2 485,6	379,39
Zisk (strata)	+ 746,9	121,11
Predajná cena bez DPH	3 232,5 Sk	500,50 Sk

** z hľadiska obmedzeného rozsahu príspevku nie je možné uviesť všetky položky príspevkov výrobných stredísk, pričom tie sú dané technologickou nadväznosťou výrobných postupov jednotlivých výrobkov

Tabuľka 4 Kalkulácia úplných nákladov pre „Prevodovku“ a „Prednú nápravu“

KALKULAČNÁ POLOŽKA	PREVODOVKA	PREDNÁ NÁPRAVA
Priamy materiál	2 760	2 005
Externé kooperácie	0	22
Ostatné Priame náklady	0	0
Priame náklady výrobu	2 760	2 027
Výrobné náklady	<i>stend na diferent =</i> 324*0,5175	<i>poloautomat zvarací =</i> 242*0,3561
(kalkul. sadzba *vzťazná veličina)	167,68	86,17
	<i>píla pásová =</i> 177*0,0159	<i>zámočnicke práce =</i> 181*0,0409
	2,82	7,40
	<i>zámočnicke práce =</i> 180*0,0017	<i>konzervovanie v oleji =</i> 181*0,0091
	0,30	1,65
	<i>revolver sústruh =</i> 251*0,0444	<i>píla pásová =</i> 105*0,0208
	11,16	2,19
	<i>otriskávací stroj zvislá</i> <i>= 140*0,23</i>	<i>brúška dvojkotúčová =</i> 198*0,0071
	0,63	1,40
	<i>vrtací stroj =</i> 199*0,0491	<i>stolový pieskovač =</i> 231*0,0125
	9,77	2,89
	<i>pec el. komorová=</i> 351*0,0552	<i>fréza vertikálna =</i> 139*0,0896
	19,37	12,45
	<i>otryskávací stroj =</i> 180*0,006	**
	1,11	
	<i>revolver sústruh =</i> 185*0,1185	<i>poloautomat sústružnícky</i> <i>= 165*0,7500</i>
	21,93	123,75
	<i>revolver sústruh =</i> 185*0,1185	<i>sústruh hrotový =</i> 158*0,8792
	21,93	138,91
	<i>fréza na ozub kol. =</i> 132*0,6556	<i>vrtáčka otočná =</i> 220*0,1417
	86,53	31,17
	<i>pranie dielcov =</i> 173*0,0026	**
	0,45	
	<i>stroj odmasťov. =</i> 123*0,0026	
	0,32	
	<i>preťahovačka =</i> 229*0,0806	
	18,45	
	<i>pece Aichelin =</i> 390*0,0500	
	19,50	
	**	
	<i>poloautomat</i> <i>sústružnícky =</i> 180*0,0593	
	10,694	
	**	
	** celkom 2 579,78	** celkom 1 321,19
Výrobná réžia 17,26 %	445,27	228,04
Príspevky od výrobných NS	3 025,05	1 549,23
Vlastné náklady výroby	5 785,05	3 576,23
Správne režijné náklady 26,726 %	689,47	353,10
Zásob. režijné náklady 8,764 %	241,89	177,65
Odbytové režijné náklady 2,984 %	200,42	122,55
Úplné vlastné náklady výroby	6 916,83	4 229,53
Zisk (kalkulovaná strata)	- 1168,83	+ 2 370,47
Predajná cena bez DPH	5 748 Sk	6 600 Sk

** z hľadiska obmedzeného rozsahu príspevku nie je možné uviesť všetky položky príspevkov výrobných stredísk, pričom tie sú dané technologickou nadväznosťou výrobných postupov jednotlivých výrobkov

V prípade stanovenia výrobných nákladov jednotlivých stredísk (pracovísk) je vzťahovou veličinou vyťaženie strediska v normohodinách (Nh). Napr. pri výrobe ozubeného hrebeňa sa druhá operácia vykonáva na pracovisku poloautomat sústružnícky. Normohodiny stroja pri výrobe 2 736 ks ozubených hrebeňov sú 4,38 Nh. Vzťahová veličina pre dané pracovisko potom činí 0,0016 Nh/ks.

Sadzba na danom pracovisku je stanovená podielom režijných nákladov daného pracoviska a počtom normohodín potrebných na výrobu jednotlivých výrobkov. V našom prípade je pre dané časové obdobie stanovená na úrovni 180 Sk/Nh, čo znamená, že pre jeden ozubený hrebeň je potrebné do kalkulácie z daného pracoviska započítať nákladovú položku 30 hal. Podobným spôsobom sa postupuje aj v prípade ostatných pracovísk.

3. NÁVRH SYSTÉMU KALKULÁCIE VARIABILNÝCH NÁKLADOV

Pri tvorbe systému kalkulácie neúplných (variabilných) nákladov bolo potrebné vychádzať zo zaužívaného systému kalkulácie nákladov, ktorý sa v danom podniku využíva. Zásadným krokom bolo navrhnuť členenie nákladov na náklady fixné a variabilné. V tomto prípade bola využitá kombinácia empirickej metódy a metódy variátorov.

3.1 Metóda variátorov

Zmena objemu produkcie priamo ovplyvňuje vývoj nákladov, pričom sa jednotlivé nákladové druhy, resp. kalkulačné položky, či celkové náklady produkcie správajú rozdielne. Pri hľadaní optimálneho objemu produkcie musíme poznať vývoj nákladov a určiť veľkosť závislosti zmeny nákladov od zmeny objemu produkcie. Na určenie tejto závislosti môže poslužiť koeficient reakcie (k_r), ktorý vypočítame nasledovne:

$$k_r = P_{zN} / P_{zV} \quad (5)$$

Kde: P_{zN} – percento zmeny nákladov,

P_{zV} – percento zmeny objemu produkcie

Ak $k_r = 0$ sledovaný nákladový druh považujeme za fixný, ak k_r nadobúda inú hodnotu náklad je variabilný proporcionálny alebo neproporcionálny. Hodnoty percenta zmeny nákladov a percenta zmeny objemu je možné určiť nasledovne:

$$P_{zN} = [(N_1 / N_0) \times 100 - 100 + ((N_2 / N_1) \times 100) - 100 + \dots] / (n+1) \quad (6)$$

$$P_{zV} = [(V_1 / V_0) \times 100 - 100 + ((V_2 / V_1) \times 100) - 100 + \dots] / (n+1) \quad (7)$$

Kde: $N_1 (V_1)$ – náklady (výnosy), v prvom období (napr. mesiac január),

$N_2 (V_2)$ – náklady (výnosy), v druhom období (napr. mesiac február),

$N_0 (V_0)$ – náklady (výnosy), v základnom období (napr. mesiac december),

n – počet sledovaných období (napr. mesiacov, štvrtkov).

3.2 Empirická metóda

Patrí medzi najpoužívanjšie metódy výpočtu fixných a variabilných nákladov. Často sa stretáme aj s názvom klasifikačná analýza. Závislosť nákladov na zmene objemu výroby sa meria kvalifikovaným odhadom, pričom základným podkladom sú údaje o hospodárení stredísk. Presnosť výpočtu je určená úrovňou znalostí experta o jednotlivých nákladových položkách.

Pre našu rozhodovaciu úlohu bolo v danom podniku potrebné prerozdeľovať približne 80 nákladových položiek, ktoré boli väčšinou zmiešanей povahy. Z hľadiska rozsahového obmedzenia príspevku je uvedený len ich skrátený zoznam do 18 sumarizovaných skupín s vyčíslením percentuálneho vyjadrenia ich variabilného charakteru (*napr. náklady na spotrebu plynu – 20 % variabilnej povahy, zvyšných 80 % fixnej povahy*). Ide teda o nákladové položky:

- | | | |
|------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------|
| – spojovací materiál (100 %), | – výkovky a vylisky (100 %), | – odliatky (100 %), |
| – ostatný priamy materiál (100 %), | – | spotreba rež. materiálu (20 %), |
| – materiál na opravy (2 %), | – opravy výrobných zariadení (50 %), | – PHM (2 %), |
| – ochranné pomôcky (2 %), | – spotreba DHM (21 %), | – energia (49 %), |
| – plyn (20 %), | – teplo (3 %), | – cestovné (100 %), |
| – poštovné (4 %), | – ostat. služby (7 %), | – mzdy rob. (4 %), |

Na základe vykonaného členenia nákladov bolo možné pristúpiť k úprave kalkulačného vzorca, ktorý je dôležitým nástrojom rozhodovacej úlohy plánu výrobného programu. Je veľmi dôležité poznať variabilnú časť nákladov, ktorá by mala byť jednoznačne pokrytá cenou a na základe ich rozdielu aj výšku krycieho príspevku (KP) je možné optimalizovať výrobný program. Retrográdný tvar kalkulácie bude mať nasledovnú štruktúru:

Predajná cena po úpravách

- Priamy materiál
- Externé kooperácie
- Ostatné priame náklady
- Výrobné náklady 1 (variabilná časť)
vzťažná veličina 1a * kalkulačná sadzba 1a
- Výrobné náklady 2 (variabilná časť)
vzťažná veličina 2a * kalkulačná sadzba 2a
-
- vzťažná veličina n * kalkulačná sadzba n
- Výrobná réžia (variabilná časť)
- Správna réžia (variabilná časť)
- Zásobovacia réžia (variabilná časť)
- Odbytová réžia (variabilná časť)
- = **Príspevok na úhradu fixných nákladov a tvorbu zisku (KP)**

Na základe výsledkov odhadu variabilného charakteru jednotlivých nákladových druhov, ich bolo možné priradiť jednotlivým položkám kalkulačného vzorca. Sumárne údaje potrebné pre zostavenie kalkulácie variabilných nákladov sú uvedené v tabuľke 5.

Tabuľka 5 Náklady kalkulácie variabilných nákladov vybraných produktov podniku

Položka kalkulačného vzorca	Produkty strojárkej spoločnosti				Celkové náklady
	Ozubený hrebeň (2 736 ks)	Čap s príložkou (2 400 ks)	Prevodovka (170 ks)	Predná náprava (450 ks)	
<i>Priamy materiál</i>	3 863 232 Sk	496 800 Sk	469 200 Sk	902 250 Sk	5 731 482 Sk
<i>Exter. kooperác.</i>	0 Sk	0 Sk	0 Sk	9 900 Sk	9 900 Sk
<i>Výrobné náklady</i>	370 099 Sk	39 720 Sk	93 731 Sk	99 999 Sk	603 549 Sk
<i>Výrobná réžia</i>	3 064 Sk	336 Sk	774 Sk	828 Sk	5 005 Sk
<i>Správna réžia</i>	1 259 Sk	144 Sk	318 Sk	338 Sk	2 058 Sk
<i>Zásobovacia réžia</i>	40 548 Sk	5 208 Sk	4 923 Sk	9 572 Sk	60 251 Sk
<i>Odbytová réžia</i>	4 077 Sk	504 Sk	541 Sk	972 Sk	6 094 Sk
Variabilné náklady	4 282 279 Sk	542 712 Sk	569 490 Sk	1 023 859 Sk	6 418 339 Sk

Prirážky potrebné pre prepočet režijných variabilných nákladov jednotlivých stredísk podľa uvedených vzťahov (1,2,3,4), rešpektujúc variabilný charakter nákladov sú potom nasledovné: *Výrobná réžia* = 0,8282 %, *Správna réžia* = 0,3395 %, *Zásobovacia réžia* = 1,0493 %, *Odbytová réžia* = 0,095 %.

Pre určenie kriteriálnej veličiny rozhodovania, teda výške krycích príspevkov, bolo potrebné priradiť výrobkom len časť variabilných priamych nákladov, ale najmä výrobné náklady jednotlivých pracovísk a z nich vyplývajúce položky jednotlivých réžií. Pri stanovení výrobných nákladov jednotlivých pracovísk sa zákonite mení výška kalkulačnej sadzby. Sčítaním všetkých nákladových druhov pripadajúcich na dané pracovisko je možné stanoviť celkové variabilné náklady, ktoré je potrebné dať do pomeru s celkovým vyťažením pracoviska. Takto sa stanovila variabilná časť kalkulačnej sadzby jednotlivých pracovísk (resp. strojov). Následne sa potom mohli stanoviť aj výšky prirážok jednotlivých réžií.

Podobným spôsobom je možné pokračovať aj pri stanovení kalkulácie variabilných nákladov pre výrobky PREVODOVKA a PREDNÁ NÁPRAVA. Z dôvodu neprekročenia rozsahového rámcu príspevku uvediem len výšku krycích príspevkov týchto výrobkov, ktoré podobne ako predchádzajúce výrobky vykazujú kladné hodnoty. Je veľmi dôležité vedieť, že čím je absolútna hodnota krycieho príspevku vyššia, tým daný výrobok viac prispieva k úhrade fixných nákladov a tvorbe zisku:

- krycí príspevok – PREDNÁ NÁPRAVA = 4 324,75 Sk,
- krycí príspevok – PREVODOVKA = 2 398,06 Sk,
- krycí príspevok – OZUBENÝ HREBEŇ = 1 667,35 Sk,
- krycí príspevok – ČAP S PRÍLOŽKOU = 274,37 Sk.

Tab. 6 Kalkulácia variabilných nákladov pre „Ozubený hrebeň“ a „Čap s príložkou“

KALKULAČNÁ POLOŽKA	OZUBENÝ HREBEŇ	ČAP S PRÍLOŽKOU
Predajná cena	3 232,5	500,5
– Priamy materiál	1 412	207
– Externé kooperácie	0	0
Výrobné náklady	<i>píla hydr. kotúčová =</i> 23*0,0867 1,99	<i>poloautomat zvarací =</i> 8*0,0794 0,64
(kalkul. sadzba *vzťažná veličina)	<i>poloautomat sústr. =</i> 24*0,0016 0,04	<i>stroj odmasťovací</i> <i>priebežný = 25*0,0166</i> 0,42
	<i>otryskávací stroj =</i> 26*0,0766 1,99	<i>lakovňa – zar. =</i> 21*0,0563 1,18
	<i>lis hydraulický =</i> 20*0,0866 1,73	<i>konzervovanie v oleji =</i> 33*0,0043 0,14
	<i>fréza konzol zvislá =</i> 28*0,23 6,44	<i>píla pásová =</i> 14*0,05 0,70
	<i>fréza vertikálna =</i> 57*0,11 6,27	<i>zámočnicke práce =</i> 24*0,0017 0,04
	<i>fréza konzol zvislá =</i> 28*0,21 5,88	<i>navráťka =</i> 26*0,0683 1,78
	<i>zámočnicke práce =</i> 18*0,0617 1,11	<i>poloautomat sústružnícky</i> <i>= 24*0,2067</i> 4,96
	<i>pranie dielcov =</i> 173*0,0350 0,77	<i>pranie dielcov =</i> 35*0,0134 4,69
	<i>obrábacie centrum =</i> 40*0,8683 34,73	<i>zámočnicke práce =</i> 33*0,0183 0,60
	<i>pranie dielcov =</i> 22*0,0350 0,77	<i>stolový pieskovač =</i> 37*0,01 0,37
	<i>fréza stolová =</i> 28*0,3433 9,61	
	<i>pranie dielcov =</i> 22*0,0350 0,77	
	<i>zámočnicke práce =</i> 18*0,1367 2,46	
	<i>obrábačka =</i> 49*1,0266 50,30	
	<i>pranie dielcov =</i> 22*0,0350 0,77	
	<i>zámočnicke práce =</i> 18*0,1367 2,46	
	**	
	** celkom 135,27	** celkom 16,55
Výrobná réžia 0,8282 %	1,12	0,14
Správna réžia 0,3395 %	0,46	0,06
Zásobovacia réžia 1,0493 %	14,82	2,17
Odbytová réžia 0,095 %	1,49	0,21
Krycí príspevok (KP)	1 667,35	274,37

4. ROZHODOVACIA ÚLOHA PLÁNU VÝROBNÉHO PROGRAMU PRI OBMEDZENEJ VÝROBNEJ KAPACITE

V nasledujúcej časti príspevku sa pokúsim na praktickom príklade, jednej z mnohých typov rozhodovacích úloh, poukázať na význam stanovenia výšky krycieho príspevku ako

kriteriálnej veličiny rozhodovania v prípade využívania kalkulácie neúplných nákladov. Ide o rozhodovaciu úlohu plánovania výrobného programu pri obmedzenej výrobnej kapacite.

V našom prípade je výrobná kapacita obmedzená tzv. **úzkym miestom výroby** – kľúčovým strojom, ktorý sa využíva pri výrobe všetkých vybraných výrobkov. Ide o **poloautomat sústružnícky**, ktorého kapacita je v bližšie nešpecifikovanom časovom období obmedzená na 504 normohodín (Nh).

Ak vychádzame z nám známych objemov výroby jednotlivých výrobkov (tabuľka 2), ich noriem spotreby času v úzkom mieste výroby a výšky krycích príspevkov, je potom možné zostaviť optimálny výrobný program (tabuľka 7). Dôležitou časťou je však výpočet kritériálnej veličiny v úzkom mieste výroby – **krycieho príspevku/normohodinu (KP/Nh)**:

ozubený hrebeň: $1\,667,35 / (0,0016 \times 2736) = 381,54 \text{ Sk/Nh}$,

prevodovka: $2\,398,06 / (0,1352 \times 170) = 104,35 \text{ Sk/Nh}$,

predná náprava: $4\,324,75 / (0,8083 \times 450) = 11,88 \text{ Sk/Nh}$,

čap s príložkou $274,37 / (0,2067 \times 2400) = 0,55 \text{ Sk/Nh}$,

Prioritu má výrobok, ktorý dosahuje vyššiu hodnotu krycieho príspevku na normohodinu. Hodnoty krycích príspevkov na normohodinu v úzkom mieste výroby vyjadrujú pomerne vysoké hodnoty v absolútnych číslach, čo je spôsobené tým, že nebola vyjadrená časová náročnosť (prácnosť) jednotlivých výrobkov súčtom všetkých technologických operácií, ale sme ich vyjadrili na kľúčový stroj. Ide o modelovú situáciu, ktorú by bolo potrebné v praxi doplniť o celé výrobkové portfólio (v našom prípade 250 druhov výrobkov). Tento nedostatok bol odstránený vyjadrením KP/Nh všetkých opracovávaných dielcov.

Tabuľka 7 Plán výrobo-odbytového programu

Výrobky zoradené podľa priority	Množstvo (ks)	Časový nárok v úzkom mieste výroby (Nh)	Kumulatívna náročnosť (Nh)	Krycí príspevok (Sk)
<i>Ozubený hrebeň</i>	2 736 ks	4,40 Nh	4,4 Nh	4 561 869,6 Sk
<i>Prevodovka</i>	170 ks	22,90 Nh	27,3 Nh	407 670,2 Sk
<i>Predná náprava</i>	450 ks	363,70 Nh	391 Nh	1 946 137,5 Sk
<i>Čap s príložkou*</i>	546 ks	113,00 Nh	504 Nh	724 760,4 Sk
Krycí príspevok spolu				7 640 437,7 Sk

Zostávajúcich 1 854 ks „Čapu s príložkou“ sa vzhľadom na obmedzenú kapacitu úzkeho miesta výroby nepodarí zahrnúť do výroby v danom časovom období a je na zodpovedných pracovníkoch ako budú túto situáciu riešiť (*práca nadčas, druhá smena, presun do ďalšieho obdobia, kooperácia,*)

Aby sa v danom podniku využil čo najvyšší finančný efekt pri rešpektovaní úzkeho miesta výroby je potrebné vychádzať z výsledkov kalkulácie variabilných nákladov, ktorá dokáže poskytnúť dôležité informácie aj ohľadom plánovania výrobného programu.

Ak na základe výsledkov absorpčnej kalkulácie nákladov, by mohla byť snaha o vylúčenie (resp. obmedzenie) výrobku prevodovka z výrobného programu, ktorý dosahoval stratu – 1 168,8 Sk/ks, ten istý výrobok dosahuje v prípade kalkulácie variabilných nákladov kladnú hodnotu krycieho príspevku vo výške 2 398,06 Sk/ks. Výraznou mierou teda prispieva k úhrade fixných nákladov a potenciálne aj k tvorbe zisku. Práve fixné náklady pripočítaním pomocou prirážky v kalkulácii úplných nákladov obmedzujú jej vypovedaciu schopnosť a závery z nej plynúce môžu spôsobiť pokles výsledku hospodárenia.

ZÁVER

Hlavným nedostatkom kalkulácie úplných nákladov je rozvrhovanie nákladov vyvolaných konkrétnym druhom výkonu (nie jednotkou) a spoločných (nepriamych) nákladov na vopred stanovený objem a sortiment výkonov.

Na základe analýzy doterajšieho systému kalkulácie nákladov v danom podniku bolo možné dospieť k záveru, že je pre potreby rozhodovania nevhodný, pretože pomocou prirážok režijných nákladov proporcionálne prepočítava na výkony aj fixné náklady, čo vedie k nepresnosti v samotnom rozdeľovaní nákladov.

Navrhovaný systém kalkulovania nákladov, ktorý kalkuluje výkonu len variabilné náklady (tabuľka 6) umožňuje rýchlejšiu a efektívnejšiu orientáciu v oblasti cien a pri plánovaní výrobného programu s ekonomickým prínosom pre daný podnik. Vyžaduje si však aplikáciu klasifikácie nákladov v závislosti od zmeny objemu produkcie na náklady variabilné a fixné a stanovenie hodnoty krycieho príspevku jednotlivých výrobkov.

SUMMARY

The allocation of costs, which are made by production of outputs and overhead costs, is basic negative aspect of the absorption costing.

By the analysis of present calculation system in the company of engineering production we determined a few results. The calculation system is not appropriate for decision-making processes because proportional allocates fixed costs to products by the margin of overhead costs. The effect of this process is not precise and address allocation of costs.

The proposed calculation system uses more effective orientation in process of prices creating and planning of manufacturing and marketing programme with the economic effect for the company. It demands application of cost classification to variable and fixed costs with the specification of contribution margin.

LITERATÚRA

1. KNAPOVÁ, B. 2005. Manažerské účetnictví a kalkulace, In: CD zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie finance a účetnictví ve věde, výuce a v praxi. UTB Zlín, 2005, ISBN 80-7318-288-2.
2. KRÁL, B. a kol. 2001. Manažerské účtovníctvo, Bratislava: vyd. Súvaha s.r.o., 2001. 344 s. ISBN 80-88727-45-6.

3. KUPKOVIČ, M. a kol. 2002, Kalkulácie a rozpočty. Sprint Bratislava, 2002, 251 s. ISBN 80-88848-95-4.
4. POTKÁNY, M. 2003: Možnosti uplatnenia controllingu v podnikoch drevárskeho a nábytkárskeho priemyslu. Doktorská dizertačná práca, Zvolen: TU DF, 220 s. 2003.

Adresa autora:

Ing. Marek Potkány, PhD.

Katedra podnikového hospodárstva

Drevárska fakulta Technickej univerzity vo Zvolene

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen, SR

potkany@vsld.tuzvo.sk

ZOSÚLADENIE KOLÍSAVÉHO ODBERU A STABILNÉHO ZDROJA TEPLA

ADJUSTMENT OF UNSTABLE SUPPLY AND STABLE SOURCE OF HEAT

Ján PLÁŠEK

ABSTRAKT: Článok poskytuje základné podklady k riešeniu tepelného zdroja s využitím akumulčných daností kvapaliny. Je účelné spaľovať palivo pri konštantnom stálom výkone generátora a takto efektívne získané teplo akumulovať v samostatnej časti siete.

Kľúčové slová: zdroj tepla, teplotné médium, tepelná sieť, spotrebiče

ABSTRACT: The article deals with the basic information of solving the problem about the source of heat using the accumulating characteristics of the liquid. It is effective to combust the fuel at a constant production of the boiler and this way to accumulate the received heat in the network.

Key words: Source of heat, warm-water medium, network, appliances

1. ÚVOD

Tepelný výkon je určujúcou veličinou v závislosti na veličinách určených pre prepojenie tepelných zdrojov so spotrebičmi, ktoré v danom časovom priestore možno kompenzovať akumulovaním.

1.1 Prenos tepelného výkonu k spotrebičom

Prenos tepla v uzatvorenej sústave medzi zdrojom III. a sústavou spotrebičov I. je v tomto prípade riešený kvapalným nosičom formou termoolejovej, teplovodnej, alebo horúcovodnej siete. Predmetom riešenia je využitie dostupného energetického zdroja po podrobnej analýze výkonu v priebehu najchladnejšieho dňa. Schéma tejto sústavy je na prvom obrázku.

1.2 Zdroj tepla

Trvalé zmeny s nízkym využitím maximálneho výkonu umožňujú voľbu zdroja tepla aj na báze elektrického ohrevu. Predpoklad zabezpečenia vyššieho odberu výkonu pre ohrev s nízkym využitím maximálneho odberu do hodnoty 1500 hodín ročne dáva možnosť voliť hodnotu tepelného ohrevu zdroja iba 8 hodín denne s akumulovaním na celý deň. Hodinový výkon nabíjania zdroja potom vypočítame podielom

$$Q_{MAX} = \frac{24}{8} Q, \quad [W] \quad (1)$$

kde Q [W] je priemerný hodinový tepelný výkon odberu za kalendárny deň.

Zdrojom nemusí byť iba elektrická energia.

Výkon pre klimatizáciu, vetranie a pre krytie tepelných strát technológie, nekladie požiadavky na výkon akumulácie podielom 24/8. Prijateľný je časový interval odberu 16 hodín. V čase od 22.00 hod do 6.00 hod bude technológia udržiavaná v teplej zálohe. Pri zahŕňovaní pracovnej smeny o 6.00 hod. bude čerpanie z akumulátora pri súbežnom zakurovaní generátora do 10.00 hod. Veľkosť akumulácie musí umožniť prevádzku technológie aj v priebehu zakurovania.

Hodinový výkon nabíjania zdroja vypočítame podielom

$$Q = \frac{16}{12} Q_T, \quad [W] \quad (1a)$$

kde Q_T [W] je priemerný hodinový tepelný výkon odberu technológie vrátane vetrania a klimatizácie za kalendárny deň.

Výkon pre ohrev úžitkovej vody kladie iné požiadavky na akumuláciu. Najnevýhodnejší variant je pri odbere tri hodiny od 5.00 hod do 6.00 hod a od 18.00 hod do 20.00 hod, odoberané teplo zo zdroja technológie 12 hodín. Pre krajný prípad je reálne počítať s podielom

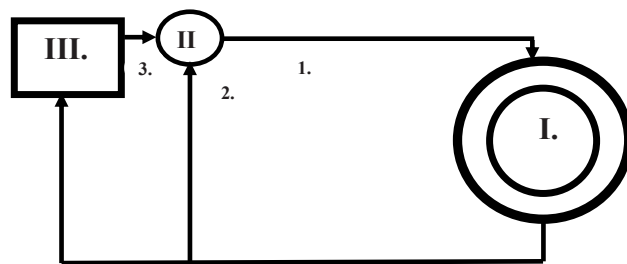
$$Q = \frac{3}{12} Q_{TUV} \cdot [W] \quad (1b)$$

Výkon pre vykurovanie vzduchotechnikou je riešený podľa rovnice (1a).

Výkon pre klimatizáciu vychádza z nutnosti zvlhčovania vzduchu na predpísanú hodnotu. Výpočet výkonu je zhodný s funkciou (1a).

1.3 Tepelná sieť

Je napájaná podľa označenia v obrázku 1 pre vytvorenie požadovaného tepelného toku v mieste 1 z teplotne prehriateho tekutinového akumuláčného zásobníka v mieste 3 zdroja s vyššou teplotou III a z vychladeného tekutinového vratného vedenia zo sústavy spotrebičov I v mieste 2. Vhodným primiešaním v zariadení II oboch tekutín z miest 2 a 3 je takto zásobovaná tepelná sieť z miesta 1 pre krytie tepelného výkonu sústavy spotrebičov I.



- I. Súbor spotrebičov, II. Miešací blok, III. Zdroj
 1. Miesto výtoku tekutiny do siete pre súbor spotrebičov
 2. Miesto vtoku tekutiny do miešania z vychladenej siete
 3. Miesto výtoku tekutiny zo zdroja

Obrázok 1 Schéma sústavy zdroj – sieť – spotrebiče

2. PREDPOKLADY RIEŠENIA DIMENZIE ZDROJA

Výkon Q pokrýva sumárnu požiadavku súboru spotrebičov I. pre celodenný odber vykurovania Q_{oh} , pre ohrev úžitkovej vody Q_{TUV} , pre vzduchotechniku Q_V , pre klimatizáciu Q_X a pre komplex výrobkov technológie Q_T .

$$Q = Q_{oh} + Q_{TUV} + Q_V + Q_X + Q_T. \quad [\text{W}] \quad (2)$$

2.1 Tepelný výkon pre vykurovanie

Kryje tepelné straty objektu, výpočet je daný [10] podľa najnižšej výpočtovej vonkajšej priemernej teploty za deň pre danú oblasť. Oblasťami sú v ČR a SR so strednými hodnotami t_z [°C] –12, –15 a –18 °C určenými podľa rovnice

$$t_z = \frac{t_7 + t_{14} + 2t_{21}}{4}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (3)$$

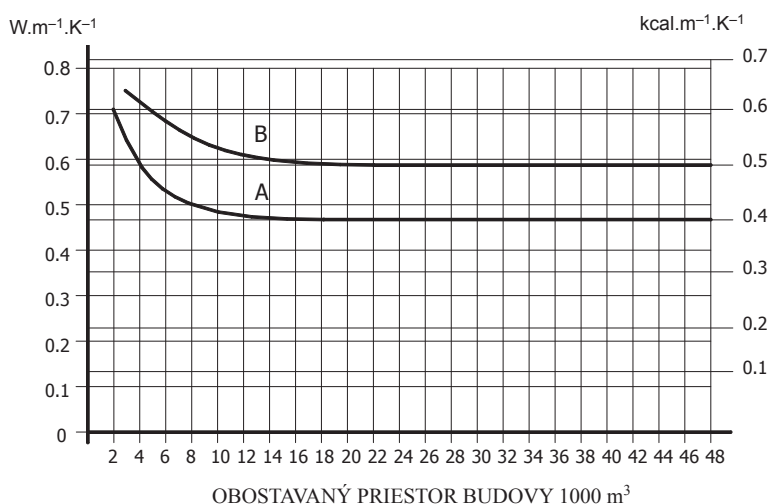
kde je t_7 [°C] vonkajšia teplota nameraná o 7.00 hod.,
 t_{14} [°C] vonkajšia teplota nameraná o 14.00 hod.,
 t_{21} [°C] vonkajšia teplota nameraná o 21.00 hod.

Stredné hodnoty t_z pre jednotlivé miesta na Slovensku sú vybraté z uvedeného podkladu.

$$Q_{oh} = V \cdot q_0 \cdot (t_v - t_z), \quad [\text{W}] \quad (4)$$

kde je V [m³] obostavaný priestor budovy,
 q_0 [W.m⁻³.K⁻¹] tepelná charakteristika,
 t_z [°C] stredná hodnota výpočtovej vonkajšej teploty pre danú oblasť počas najchladnejšieho dňa,
 t_v [°C] priemerná teplota vo vnútri objektu.

Tepelná charakteristika q_0 je určovaná podľa obrázku 2. **Krivka A** platí približne pre určenie prípojného množstva tepla pre tradičné tehelné stavby (podľa [10] prevádzka vykurovania I, chránená poloha), pri nechránenej polohe hodnotu odčítanú z obrázku násobiť súčiniteľom 1,15, pri veľmi nepriaznivej polohe súčiniteľom 1,3 (súčinitele rešpektujú vplyv akumulácie). **Krivka B** platí obdobne pre panelové stavby, pri nechránenej polohe násobiť odčítanú hodnotu súčiniteľom 1,08, pri veľmi nepriaznivej polohe 1,15.



Obrázok 2 Tepelná charakteristika

Tabuľka 1 Stredná najnižšia výpočtová vonkajšia teplota za deň pre jednotlivé miesta

miesto	nadmorská výška [m]	t_z [°C]	miesto	nadmorská výška [m]	t_z [°C]
Banská Bystrica	362	-15	Martin	385	-18
Bardejov	277	-18	Michalovce	115	-15
Bratislava	142	-12	Nitra	190	-12
Čadca	420	-18	Nové Zámky	119	-12
Dolný Kubín	475	-18	Poprad	675	-18
Dunajská Streda	115	-12	Považská Bystrica	288	-18
Galanta	122	-12	Prešov	257	-15
Humenné	157	-15	Prievidza	279	-18
Komárno	112	-12	Rimavská Sobota	208	-15
Košice	205	-15	Spišská Nová Ves	458	-18
Levice	160	-12	Trenčín	211	-15
Liptovský Mikuláš	577	-18	Zvolen	293	-18
Lučenec	191	-15	Žilina	344	-18

Únik tepla z vykurovaného prostredia je vypočítateľný z priemernej teploty vo vnútri objektu t_v [°C]. Podľa [11] príloha 3 je teplota t_v v objektoch I. kategórie 13,9 až 16,7 °C,

v objektoch II. kategórie 16,7 až 18,2 °C, v objektoch III. kategórie 18,2 až 19,1 °C a v objektoch IV. kategórie 20,5 až 21,5 °C. Táto teplota sa dá upresniť podľa [9] tabuľka A.2 a tabuľka A.3.

Tabuľka 2 Vnútna teplota t_v vo vykurovaných a nevykurovaných miestnostiach

vykurované miestnosti		nevykurované susedné miestnosti			
		vonkajšia teplota	t_z -12 °C	t_z -15 °C	t_z -18 °C
druh miestnosti	t_v [°C]	druh miestnosti	t_v [°C]	t_v [°C]	t_v [°C]
Ordinácie, ošetrovne	24	Podstrešné priestory a povaly	-3 ÷ -9	-6 ÷ -12	-9 ÷ -15
Kúpelne, nemocničné izby	22	Bez vonkajších stien – vedľa kúrených – nekúrených	+15 +10	+15 +10	+15 +10
Obývačky, kancelárie, učebne, jedálne	20	Bez vonkajších dverí 1 vonkaj. stena 2 vonkaj. steny 3 vonkaj. steny	+6 +3 0	+3 0 -3	-3 -6 -9
Chodby, dielne, laboratória, kiná, divadlá, obrábacie dielne	18	S vonkajšími dverami (verandy, vstupné haly uzatvorené prejazdy)	-3	-6	-9
Zámočnícke dielne, predajne trvanlivých potravín	16	Schodište – s vonkajšou stenou – vnútorné	+3 +10	+3 +10	0 +10
WC, chodby, telocvične, spoločné nočľahárne, športové haly	15	Pivnice (aj pivnice čiastočne pod terénom)	+3	+3	0
Archívy, montážne haly, múzeá, archívy	12	Kotolne, strojovne výmenník. stanice	+20	+20	+20
Schodištia, sklady	10	Priľahlá zem pod podlahou pri stene do hĺbky 1 metra v hĺbke 1 až 2 metre	+5 -3 0	+5 -3 0	+5 -6 -3
Garáže, sklady bez obsluhy, tržnice potravín	5	Miestnosti v susedných domoch s ÚK Lokálne vykurovaných	+15 +10	+15 +10	+15 +10

2.2 Tepelný výkon pre ohrev úžitkovej vody

Priemerný denný výkon ohrievania TUV Q_{TUV} je

$$Q_{TUV} = \frac{a \cdot b \cdot \delta t}{T} \cdot c_{VO}, \quad [\text{W}] \quad (5)$$

kde je a [kg.os⁻¹.deň⁻¹] normovaná potreba teplej vody na osobu a deň,
 b [1] počet osôb odoberajúcich teplú vodu,
 δt [K] teplotný rozdiel ohrievanej teplej vody,
 c_{VO} [J.kg⁻¹.K⁻¹] merná tepelná kapacita vody,
 T [s] je trvanie ohrevu TUV za deň.

Tepelný výkon pre krajný najnepriaznivejší prípad môžeme počítať podľa funkcie (1b).

S využitím tabuľky 3 je volená denná spotreba a podľa druhu objektu a účelu užívania na osobu a deň.

Voda, ktorá v zimnom období má teplotu 5 až 10 °C a je vo výmenníku ohrievaná na 55 °C, teplotný rozdiel ohrevu je $\delta t = (55 - 10) = 45$ °C.

Voda, ktorá mimo zimného obdobia má teplotu 15 °C a je vo výmenníku ohrievaná na 55 °C, teplotný rozdiel ohrevu je $\delta t = (55 - 15) = 40$ °C.

Merné teplo vody c_{VO} podľa [9] je $c_{VO} = 4212 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Trvanie ohrevu je $T = 8,64 \cdot 10^4 \text{ s}$ (24 hodín).

Tabuľka 3 Priemerná denná potreba teplej užitkovej vody

odberateľ	merná jednotka spotreby	odber TUV 55 °C v litroch
Obytné domy v závislosti na stupni vybavenia, spôsobe úhrady nákladov a iných miestnych podmienkach.	1 obyvateľ / deň (24 hod.)	50 až 130
Internáty.	1 obyvateľ / deň (24 hod.)	40 až 60
Hotely a penzióny.	1 obyvateľ / deň (24 hod.)	50 až 200
Nemocnice, verejné sanatóriá, zotavovne (spoločné kúpelne s vaňami a sprchami).	1 lôžko / deň	150 až 180
Sanatóriá a zotavovne s kúpeľňami – vaňami vo všetkých izbách	1 lôžko / deň	180 až 200
Nemocnice a sanatóriá pre liečbu bahennými kúpeľmi	1 lôžko / deň	200 až 250

2.3 Tepelný výkon pre vykurovanie vzduchotechnikou

Objekty s technológiou odsávania vyžadujú dodanie tepelného výkonu podľa rovnice:

$$Q_V = V_{CV} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_v - t_z), \quad [\text{W}] \quad (6)$$

kde okrem už uvedeného je

V_{CV} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] výkon ventilátora zabezpečujúci výmenu vzduchu a vetranie,

ρ [kg.m^{-3}] stredná hustota vzduchu,

c_p [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$] stredná tepelná kapacita ohrievaného vzduchu.

Nasávaný vzduch do objektu počítame v normálnych podmienkach (priemerná teplota 0 °C, priemerný tlak 101,3 kPa), podľa [9] tab. 4

$$\rho = 1,2928 \text{ kg.m}^{-3}, \quad c_p = 1,005 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}.$$

Tepelný výkon počítame podľa funkcie (1a). Teplota t_v je teplota vybraných častí objektu. Časové využitie takéhoto vykurovania je dlhšie, ako uvádza [11]. Používané teplovzdušné súpravy sú typu SAHARA.

2.4 Tepelný výkon pre klimatizáciu

V lete sa zvyšuje v porovnaní so vzduchotechnikou výkon o teplo potrebné na zvlhčovanie

$$Q_X = \dot{m}_{H_2O} \cdot r, \quad [W] \quad (7)$$

kde je $\dot{m}_{H_2O}$ [kg. s⁻¹] množstvo vlhčiackej vody,
 r [J.kg⁻¹] výparné teplo vody.

Pre 101,3 kPa a 0 °C výparné teplo vody r podľa [8] $r = 2,4 \cdot 10^6$ J.kg⁻¹, hustota vodnej pary podľa [9] $\rho = 0,804$ kg.m³. Výkon pre klimatizáciu vychádza podľa [10] tabuľka A3. Vybraté hodnoty vlhkosti sú v tabuľke 4, klimatické podmienky v tabuľke 5.

Priklad využitia funkcie (7) pre lokality Banská Bystrica a Zvolen

Relatívna vlhkosť vlhkého vzduchu je

$$\varphi = \frac{m_{H_2O}}{m_{H_2O} + m_{SV}}, \quad [1] \quad (7.1)$$

kde je m_{H_2O} [kg] hmotnosť vody nasýtenej vo vzduchu,
 m_{SV} [kg] hmotnosť suchého vzduchu.

Hmotnosť vlhkého vzduchu m_{VV} a vody m_{H_2O} v zmesi je

$$m_{H_2O} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} m_{SV}. \quad [kg] \quad (7.2)$$

$$m_{H_2O} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} m_{SV}. \quad [kg] \quad (7.3)$$

Ak teplota vzduchu a vlhčiackej vody v objekte je konštantná, zmena vlhkosti je izotermická. Pri teplote 18 °C, je $\rho_{H_2O} = 1,606 \cdot 10^{-2}$ kg.m⁻³, $\rho_{SV} = 1,213$ kg.m⁻³ a $r = 2,458 \cdot 10^6$ J.kg⁻¹. Tieto hodnoty sú označené indexom 0. Hustota vstupného vlhkého ρ_{SV} , vzduchu je

$$\rho_{0VV} = \rho_{0SV} + \varphi_0 \cdot \rho_{0H_2O}, \quad [kg.m^{-3}] \quad (7.4)$$

kde je ρ_{0H_2O} [kg.m⁻³] hustota vody nasýtenej vo vzduchu,

ρ_{0SV} [kg.m⁻³] hustota suchého vzduchu.

Hmotnostný tok čerstvého vzduchu je

$$\dot{m}_{0VV} = V_{\check{C}V} \cdot \rho_{0VV} = V_{\check{C}V} \cdot (\rho_{0SV} + \varphi_0 \rho_{0H_2O}), \quad [kg. s^{-1}] \quad (7.5)$$

kde je $V_{\check{C}V}$ [m³.s⁻¹] objemový prietok čerstvého vzduchu podávaný ventilátorom,

ρ_{0VV} [kg.m⁻³] hustota vstupného vlhkého vzduchu k zvlhčovaniu.

Hmotnostný tok vody vo vstupnej a výstupnej zmesi zmesi je

$$\dot{m}_{0H_2O} = \frac{\rho_{0VV} \cdot V_{\check{C}V} - \dot{m}_{0SV}}{\varphi_0} \quad [kg.s^{-1}] \quad (7.6)$$

$$\dot{m}_{1H_2O} = \frac{\rho_{1VV} \cdot V_{\dot{C}V} - \dot{m}_{0SV}}{\varphi_1} \cdot [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.7)$$

kde okrem už uvedeného je $\dot{m}_{1H_2O}$ [kg.m⁻³] hmotnostný tok vody nasýtenej vo vzduchu, φ_1 [kg.m⁻³] relatívna vlhkosť vzduchu po zvlhčení.

Zmena hmotnosti vody po zvlhčení Δm_{H_2O} je podľa funkcie (7.3)

$$\Delta m_{H_2O} = m_{1H_2O} - m_{0H_2O} = m_{SV} \left(\frac{\varphi_1}{1 - \varphi_1} - \frac{\varphi_0}{1 - \varphi_0} \right), [\text{kg}] \quad (7.8)$$

Hmotnostný tok suchého vzduchu sa nemení, hmotnosť vlhkého vzduchu sa mení

$$m_{1VV} = m_{1H_2O} + m_{0SV}, [\text{kg}] \quad (7.9)$$

$$m_{1H_2O} = m_{0H_2O} + \Delta m_{H_2O} \cdot [\text{kg}] \quad (7.10)$$

Za ventilátorom vzduch zmení svoju vlhkosť na φ_1 podľa tabuľky 4,

$$\rho_{1VV} = \rho_{0SV} + \varphi_1 \cdot \rho_{0H_2O} \cdot [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (7.11)$$

Hmotnostný tok zvlhčeného vzduchu je

$$\dot{m}_{1VV} = V_{\dot{C}V} \cdot \rho_{1VV}, [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.12)$$

kde je $V_{\dot{C}V}$ [m³.s⁻¹] objemový prietok čerstvého vzduchu podávaný ventilátorom,

ρ_{1VV} [kg.m⁻³] hustota zvlhčeného vzduchu.

Hmotnostný tok vody $\dot{m}_{H_2O}$ k zvlhčovaniu z φ_0 na φ_1 je

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{1H_2O} - \dot{m}_{0H_2O} = \frac{\rho_{1VV} \cdot V_{\dot{C}V} - \dot{m}_{0SV}}{\varphi_1} - \frac{\rho_{0VV} \cdot V_{\dot{C}V} - \dot{m}_{0SV}}{\varphi_0} \cdot [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.13)$$

Tabuľka 4 Relatívna vlhkosť vo vykurovaných miestnostiach

relatívna vlhkosť vo vykurovaných miestnostiach			
druh miestnosti	φ [%]	druh miestnosti	φ [%]
Kúpelne, nemocničné izby	90	Obývačky, kancelárie, učebne, jedálne, laboratória, Schodišťa, sklady	60
Ordinácie, ošetrovne, umývarne pre deti, WC, garáže, kuchyne pre hromadné stravovanie	80	Mechanické dielne, obrábacie dielne	60
Operačné sály, telocvične, haly, kloby, schodišťa, športové a nádražné haly.	70	Valcovne, zlievárne, výroba armatúr, nárad'ovne	49

Tabuľka 5 Klimatické podmienky namerané na Sliachi

obdobie	rozsah	teplota	vlhkosť	počet dní	obdobie	rozsah	teplota	vlhkosť	počet dní
		t [°C]	φ [1]	n [1]			t [°C]	φ [1]	n [1]
najchl. deň roka	max.	-8,4	0,58	1	vonk. teplota t>12°C	max.	34	0,99	145
	min.	-24,3	0,84			min.	12,13	0,20	
	Φ	-16,8	0,79			Φ	17,39	0,75	
najchl. mesiac roka	max.	6,1	0,99	31	vonk. teplota t>15°C	max.	34	0,99	103
	min.	-16,8	0,41			min.	15,1	0,20	
	Φ	-2,62	0,85			Φ	18,8	0,75	
vonk. teplota t<12°C	max.	11,96	0,99	222	vonk. teplota t>18°C	max.	34	0,99	61
	min.	-16,8	0,15			min.	18,1	0,20	
	Φ	1,06	0,81			Φ	20,3	0,70	
vonk. teplota t<15°C	max.	14,95	0,99	262	najtep. mesiac roka	max.	34	0,39	31
	min.	-16,8	0,15			min.	9,5	0,99	
	Φ	3,13	0,80			Φ	19,35	0,87	
vonk. teplota t<18°C	max.	17,93	0,99	304	najtep. deň roka	max.	34	0,39	1
	min.	-16,8	0,15			min.	17,8	0,99	
	Φ	5,12	0,80			Φ	26	0,70	

Priemerne za rok je teplota 7,7 °C , vlhkosť 77 %.

2.5 Tepelný výkon pre technológiu

$$Q_{Ti} = q_{Ti} \cdot n_i, \text{ [W]} \quad (8)$$

kde je q_{Ti} merná spotreba na výrobok, [J]
 n_i produkcia i-tého výrobku za čas.

Tabuľka 6 Prehľad štatisticky vykazovaných výrobkov rôznych vybraných technológií

drevárska výroba		strojáreňská výroba		lesnícka výroba		dodávka palív	
výrobok	jednotka [N]	výrobok	jednotka [N]	výrobok	jednotka [N]	výrobok	jednotka [N]
drevovlákn	t	hrubá výroba	t	ťažba guľatiny	plm.	tuhé a kvapalné palivo	t
preglejka, drevotrieska, latovka	m ³	kalenie, žihanie	t	odpadové drevo	kg	plyn	tis.m ³
podlahoviny dýha	m ²	tavenie	t	dodávka suroviny	prm.	el. energia	MWh
povrchová úprava	m ²	výrobky	ks	výroba štiepok	kg	teplo	GJ

[plm] je ťažba guľatiny v m³, [prm] je dodávka suroviny vrátane obsahu vzduchu v m³.

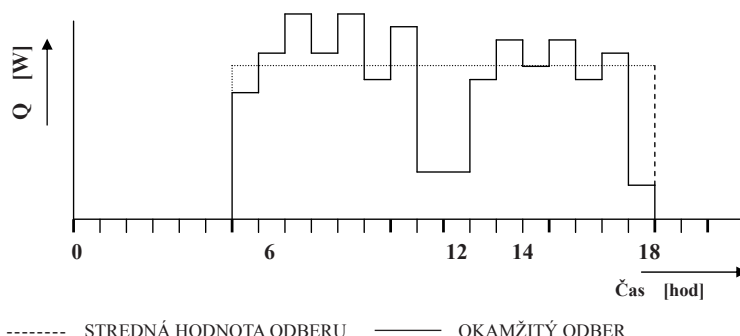
Vysvetlivka k tabuľke 6: V rovnici (8) i-tej technológie je štatistickou jednotkou výrobok za čas. Pri výrobe drevotriesky je jednotkou objem N [m³], produkcia N za čas je n [m³.s⁻¹]. Merná spotreba na jednotku produkcie je q_{Ti} [J.m⁻³].

Pre celý komplex výrobkov

$$Q_T = x_T \cdot \sum Q_{Ti}, \text{ [W]} \quad (9)$$

kde je x_T [1] súdobosť tepelného zaťaženia.

Tepelný výkon počítame podľa (1a), (1b), príkladom priebehu odberu je obrázok 3.



Obrázok 3 Príklad priebehu odberu tepelného výkonu technológiou

3. OKRAJOVÉ PODMIENKY PRIEBEHU OHREVVU A ODBERU

Výpočet postupného zvyšovania teploty v zdroji **III.** v čase pri zahájení nabíjania

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3, \text{ [kg.s}^{-1}\text{]} \quad (10)$$

Nabíjanie v podmienkach podľa rovnice (1) pre miesto **III.,**

$$\dot{q}_{III} = 3 \cdot \dot{q}_1, \text{ [W]} \quad (11)$$

$$\dot{q}_{III} = 3 \cdot c_p \cdot \dot{m}_1 \cdot (t_1 - t_2), \text{ [W]} \quad (12)$$

Teploty v zdroji budú v čase po prvej až ôsmej hodine $t_{3MIN} = 90^\circ\text{C} \leq t_3 \leq 110^\circ\text{C} = t_{3MAX}$.

$$t_{3j} = \frac{t_1(8-j) + t_{3MAX} \cdot j}{8}, \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (13)$$

kde je t_{3MAX} [°C] najvyššia teplota tekutiny v zdroji **III.** po ukončení nabíjania
 j [–] poradie hodín prevádzky po zahájení ohrevu zdroja.

Po prvej hodine ($j = 1$) °C, teplota t_3 bude rovnomerne zvyšovaná o $2,5^\circ\text{C.h}^{-1}$.

Nabíjanie v podmienkach podľa rovnice (1a) pre miesto **III.,**

$$\dot{q}_{III} = \frac{16}{12} \cdot \dot{q}_1, \text{ [W]} \quad (14)$$

$$\dot{q}_{III} = 1,33 \cdot c_p \cdot \dot{m}_1 \cdot (t_1 - t_2), \text{ [W]} \quad (15)$$

$$t_{3j} = \frac{t_1(12-j) + t_{3MAX} \cdot j}{12}, \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (16)$$

Po prvej hodine ($j = I$) °C, teplota t_3 bude zvyšovaná o $1,667 \text{ °C.h}^{-1}$.

Nabíjanie v podmienkach podľa rovnice (1b) pre miesto III.

$$\dot{q}_{III} = 0,25 \cdot \dot{q}_1, \quad [\text{W}] \quad (17)$$

$$\dot{q}_{III} = 0,25 \cdot c_p \cdot \dot{m}_1 \cdot (t_1 - t_2) \cdot [\text{W}] \quad (18)$$

Okrajové podmienky po ukončení nabíjania

Prvá podmienka po ukončení nabíjania ohrevu

$$\dot{m}_1 t_1 = \dot{m}_2 t_2 + \dot{m}_3 t_3 \quad (19)$$

potom po úpravách

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{(t_1 - t_2)}{(t_3 - t_2)} \quad [1] \quad (20)$$

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{(90 - 70)}{(110 - 70)} = 0,5 \text{ teda ak } \dot{m}_1 = 1, \text{ potom } \dot{m}_2 = 0,5, \dot{m}_3 = 0,5.$$

Druhá podmienka v čase po ukončení ohrevu, t. j. v čase pred nabíjaním zdroja III.

$$t_1 = t_3, \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_3 = 1, \quad \dot{m}_2 = 0.$$

Teplota t_3 v zdroji III. klesá od $t_{3MAX} = 110 \text{ °C}$ do $t_{3MIN} = 90 \text{ °C}$.

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \cdot [1] \quad (21)$$

Odber tepla v podmienkach podľa rovnice (1) pre miesto III pri nabíjaní 8 hodín má za následok klesanie teploty t_3

$$t_{3i} = \frac{t_2 \cdot \sum_{i=0}^{16} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} + t_{3MAX} \cdot \left(24 - \sum_{i=0}^{16} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \right)}{24}, \quad [\text{°C}] \quad (22)$$

kde je t_{3MAX} [°C] najvyššia teplota tekutiny v zdroji III.

i [–] poradie hodín prevádzky po ukončení nabíjania zdroja.

Odber tepla v podmienkach podľa rovnice (1a) pre miesto III.

$$t_{3i} = \frac{t_2 \cdot \sum_{i=0}^4 \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} + t_{3MAX} \cdot \left[(n+4) - \sum_{i=0}^4 \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \right]}{n+4}, \quad [\text{°C}] \quad (23)$$

kde je i [–] poradie hodín prevádzky po ukončení nabíjania zdroja,

n [hod] časový údaj rešpektujúci nutnosť krytia teplotných únikov z akumulátora v priebehu 8 hodinového odstavenia a 4 hodinového zakurovania generátora. Pre toto časové rozpätie je $n = 3$.

Odber tepla v podmienkach podľa rovnice (1b) pre miesto III.

$$t_{3i} = \frac{t_2 \cdot \sum_{i=0}^3 \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} + t_{3MAX} \left[(n+3) \sum_{i=0}^3 \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \right]}{n+3}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (24)$$

kde je i [-] poradie hodín prevádzky po ukončení nabíjania zdroja.

n [hod] je časový údaj rešpektujúci nutnosť krytia teplotných únikov z akumulátora v priebehu 8 hodinového odstavenia generátora. Pre toto rozpätie je $n = 2$.

4. VÝPOČTY PODIELU TOKOV A TEPLÔT PODĽA PRIEBEHU ODBERU

Výsledky výpočtov priebehu teplôt a podielov tokov za 16 hodín odberu z akumulátora sú v tabuľke.

Tabuľka 7 Prehľad priebehu teplôt a podielov hmotných tokov počas odberu tepla

poradie hodín po ukončení ohrevu i [-]	teploty			podiel hmotných tokov		
	t_1	t_2	t_3	$\dot{m}_1 / \dot{m}_1$	$\dot{m}_2 / \dot{m}_1$	$\dot{m}_3 / \dot{m}_1$
	[$^{\circ}\text{C}$]	[$^{\circ}\text{C}$]	[$^{\circ}\text{C}$]	[$\text{kg.s}^{-1}/\text{kg.s}^{-1}$]	[$\text{kg.s}^{-1}/\text{kg.s}^{-1}$]	[$\text{kg.s}^{-1}/\text{kg.s}^{-1}$]
0	90	70	109,166	1	0,489	0,511
1	90	70	108,315	1	0,478	0,522
2	90	70	107,445	1	0,466	0,534
3	90	70	106,555	1	0,453	0,547
4	90	70	105,643	1	0,439	0,561
5	90	70	104,708	1	0,424	0,576
6	90	70	103,790	1	0,408	0,592
7	90	70	102,803	1	0,390	0,610
8	90	70	101,543	1	0,366	0,634
9	90	70	100,397	1	0,342	0,658
10	90	70	99,300	1	0,317	0,683
11	90	70	98,145	1	0,289	0,711
12	90	70	96,960	1	0,258	0,742
13	90	70	95,720	1	0,222	0,778
14	90	70	94,486	1	0,183	0,817
15	90	70	93,125	1	0,135	0,865
16	90	70	91,680	1	0,077	0,923

Výsledky výpočtov priebehu teplôt a podielov tokov za 4 hodiny odberu z akumulátora sú v tabuľke.

Tabuľka 8 Prehľad priebehu teplôt a podielov hmotných tokov počas odberu tepla

poradie hodín po zahájení odberu z akumulátora i [–]	teploty			podiel hmotných tokov		
	t_1	t_2	t_3	$\dot{m}_1 / \dot{m}_1$	$\dot{m}_2 / \dot{m}_1$	$\dot{m}_3 / \dot{m}_1$
	[°C]	[°C]	[°C]	[kg.s ⁻¹ /kg.s ⁻¹]	[kg.s ⁻¹ /kg.s ⁻¹]	[kg.s ⁻¹ /kg.s ⁻¹]
0	90	70	107,143	1	0,4615	0,5385
1	90	70	104,066	1	0,4129	0,5871
2	90	70	100,711	1	0,3488	0,6512
3	90	70	96,990	1	0,2590	0,7410
4	90	70	92,755	1	0,1211	0,8789

Výsledky výpočtov priebehu teplôt a podielov tokov za 3 hodiny odberu z akumulátora sú v tabuľke.

Tabuľka 9 Prehľad priebehu teplôt a podielov hmotných tokov počas odberu tepla

poradie hodín po zahájení odberu z akumulátora i [–]	teploty			podiel hmotných tokov		
	t_1	t_2	t_3	$\dot{m}_1 / \dot{m}_1$	$\dot{m}_2 / \dot{m}_1$	$\dot{m}_3 / \dot{m}_1$
	[°C]	[°C]	[°C]	[kg.s ⁻¹ /kg.s ⁻¹]	[kg.s ⁻¹ /kg.s ⁻¹]	[kg.s ⁻¹ /kg.s ⁻¹]
0	90	70	106,6000	1	0,4536	0,5464
1	90	70	101,6288	1	0,3677	0,6323
2	90	70	96,5704	1	0,2473	0,7527
3	90	70	94,5488	1	0,1852	0,8148

5. VÝPOČTY PRIEBEHU AKUMULAČNÉHO OHREVVU

Výsledky výpočtov priebehu teploty t_3 v zdroji pre 8 hodín nabíjania podľa sú v tabuľke.

Tabuľka 10 Prehľad priebehu teplôt t_3 počas nabíjania

trvanie nabíjania j	teplota pred ohrevom t_1	teplota pri nabíjaní t_3
[hod.]	[°C]	[°C]
1	90	92,5
2	90	95
3	90	97,5
4	90	100
5	90	102,5
6	90	105
7	90	107,5
8	90	110

Výsledky výpočtov priebehu teploty t_3 v zdroji pre 12 hodín nabíjania podľa sú v tabuľke.

Tabuľka 11 Prehľad priebehu teplôt t_3 a podielu hmotnostných tokov počas nabíjania

trvanie nabíjania j	teplota pred ohrevom t_1	teplota pri nabíjaní t_3	podiel tokov $\dot{m}_2 / \dot{m}_1$	podiel tokov $\dot{m}_3 / \dot{m}_1$
[hod.]	[°C]	[°C]	[kg.s ⁻¹ / kg.s ⁻¹]	[kg.s ⁻¹ / kg.s ⁻¹]
1	90	91,667	0,077	0,923
2	90	93,333	0,143	0,857
3	90	95,000	0,200	0,800
4	90	96,667	0,250	0,750
5	90	98,333	0,294	0,706
6	90	100,000	0,333	0,667
7	90	101,667	0,368	0,632
8	90	103,333	0,400	0,600
9	90	105,000	0,429	0,571
10	90	106,667	0,455	0,545
11	90	108,333	0,478	0,478
12	90	110,000	0,500	0,500

6. VÝPOČET OBJEMOVÉHO OBSAHU ZDROJA

Z predchádzajúcej časti je možné odvodiť postup určenia objemu zdroja **III**. V závislosti na hmotnostnom toku v mieste **1**, ktorý kolíše,

$$V_3 = \frac{\sum_{i=1}^{16} \dot{m}_{3i} + \sum_{j=1}^8 \dot{m}_{3j}}{\rho_3} \cdot 3600, \quad [\text{m}^3] \quad (25)$$

kde je $\dot{m}_{3i}$ [kg.s⁻¹] hmotnostný tok tekutiny cez zdroj **III** v jednotlivých časových úsekoch,
 $\dot{m}_{3j}$ [kg.s⁻¹] hmotnostný tok tekutiny cez zdroj **III** v jednotlivých časových úsekoch,
 ρ_3 [kg³.m⁻³] hustota tekutiny pri teplote t_3 ,
 i [-] poradie hodín prevádzky ohrevu,
 j [-] poradie hodín prevádzky nabíjania.

Podiel hmotného toku k toku prechádza do tvaru

$$v_3 = \frac{\sum_{i=1}^{16} \frac{\dot{m}_{3i}}{\dot{m}_{1i}} + \sum_{j=1}^8 \frac{\dot{m}_{3j}}{\dot{m}_{1j}}}{\rho_3} \cdot 3600, \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (26)$$

kde je okrem už uvedeného v_3 [m³.kg⁻¹] podiel objemového obsahu zdroja k hmotnostnému toku k súboru spotrebičov.

Po dosadení výsledkov dostaneme pri $\rho_3 = 951,02 \text{ kg.m}^{-3}$, 110 °C a pretlaku 0,15 MPa:

$$\sum_{i=1}^{16} \frac{\dot{m}_{3i}}{\dot{m}_{1i}} + \sum_{j=1}^8 \frac{\dot{m}_{3j}}{\dot{m}_{1j}} = 16,184 \text{ kg.kg}^{-1}.$$

Výpočet objemu zdroja **III. v podmienkach** podľa rovnice (1a) je:

$$V_3 = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{m}_{3i} + \sum_{j=1}^{12} \dot{m}_{3j}}{\rho_3} \cdot 3600, \quad [\text{m}^3] \quad (27)$$

$$v_3 = \frac{\sum_{i=1}^4 \frac{m_{3i}}{\dot{m}_{1i}} + \sum_{j=1}^{12} \frac{\dot{m}_{3j}}{\dot{m}_{1j}}}{\rho_3} \cdot 3600, \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (28)$$

$$\sum_{i=1}^4 \frac{\dot{m}_{3i}}{\dot{m}_{1i}} + \sum_{j=1}^{12} \frac{\dot{m}_{3j}}{\dot{m}_{1j}} = 11,426 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Výpočet objemu zdroja **III. v podmienkach** podľa rovnice (1b) je:

$$V_3 = \frac{\sum_{i=1}^3 \dot{m}_{3i} + \sum_{j=1}^{12} \dot{m}_{3j}}{\rho_3} \cdot 3600, \quad [\text{m}^3] \quad (29)$$

$$v_3 = \frac{\sum_{i=1}^3 \frac{m_{3i}}{\dot{m}_{1i}} + \sum_{j=1}^{12} \frac{\dot{m}_{3j}}{\dot{m}_{1j}}}{\rho_3} \cdot 3600, \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (30)$$

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\dot{m}_{3i}}{\dot{m}_{1i}} + \sum_{j=1}^{12} \frac{\dot{m}_{3j}}{\dot{m}_{1j}} = 2,1998 + 8,029 = 10,2288 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Z ÁVER

Technické riešenie akumulačného tepelného zdroja je mimoriadne aktuálne. Obdobná aktuálnosť je preukazaná využívaním zdrojov samotnej technológie odberateľa.

LITERATÚRA

- [1] ČERNECKÝ, J., KONIAR, J., SILÁČI, J.: 2005. Vplyv volnej konvekcie na prúdenie popri zakrivenej stene za prítomnosti teplotného gradientu. In. *Zborník z 21. medzinárodnej vedeckej konferencie MOBILNÉ ENERGETICKÉ PROSTRIEDKY – HYDRAULIKA – ŽIVOTNÉ PROSTRIEDKY – ERGONOMIA MOBILNÝCH STROJOV*, Technická univerzita Zvolen, 13. 9. 2005. Technická univerzita Zvolen, 2005. ISBN 80-228-1488-1.
- [2] ČERNECKÝ, J., KVASNOVÁ, P.: 2005 Spracovanie autovrakov dezintegráciou. In. *Technické vzdelávanie ako súčasť všeobecného vzdelávania 2005* Veľká Lomnica, 6. a 7. septembra 2005.
- [3] JENČÍK, J.: 2000. *Technická měření*. Skriptá ČVUT Praha, 2000. ISBN 80-01-02138-6
- [4] KABÁT, E., HORÁK, M.: 2000. *Prenos tepla*. Skriptá STU Bratislava Strojnícka fakulta 2000 ISBN 80-227-1409-7

- [5] MRAČNA, V., PLÁŠEK, J.: 2006. Využitie akumulácie v zdroji tepla. In. *Zborník z XV. medzinárodnej vedeckej konferencie*. ŽILINSKÁ UNIVERZITA, Strečno 26. 4–28. 4. 2006 s. 245–251. ISBN 80-8070-533-X.
- [6] MRENICA, M.: 2002. Energetická náročnosť hydraulických drapákov na guľatinu. In. *Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie*. Univerzita Pardubice, 2002. ISBN 80-7194-464-5.
- [7] PLÁŠEK, J.: 2006. *Technické riešenie akumuláčného tepelného zdroja vykurovaného objektu*. Vedecká štúdia, TU Zvolen, 2006. ISBN 80-228-1541-1.
- [8] RAŽNIEVIČ, K.: *Tepelné tabuľky a diagramy*. Alfa Bratislava, 1969.
- [9] Wittlinger, V.: *Minilexikón tepla*. Alfa Bratislava, 1992. ISBN 80-05-00995-X
- [10] STN 06 0210, *Výpočet tepelných strát budov pri ústrednom vykurovaní*. Úrad pre normalizáciu, metrológiu a skúšobníctvo. Bratislava, 1997
- [11] STN 38 3350, *Zásobování teplem. Všeobecné zásady*. Vydavatelství norem Praha, 1988.

Adresa autora:

Ing. Ján Plášek, CSc.

Katedra environmentálnej techniky
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
Študentská 26
960 01 Zvolen
E-mail: plasek@vsld.tuzvo.sk

POČÍTAČOVÁ SIEŤ INRO.NET

COMPUTER NETWORK INRO.NET

Elena PIVARČIOVÁ

ABSTRACT: In the article there is described system for user management, server and computer network administration, configuration and control in college. The mentioned is server with operation system Linux installed. In system creating there was used on the present popular and favorite script language PHP, as power tool for modern WEB creation and it enables to make dynamically generated web pages, i.e. from database or file. Realized web interface of administration system is transparent and easy to use both for the user and network administrator. Completed system is actually the only tool in server and computer network running in college.

Key words: administration system, information system, PHP, MySQL

ABSTRAKT: V príspevku je popísaný systém pre správu používateľov, administráciu, konfiguráciu a kontrolu servera a počítačovej siete na vysokoškolskom internáte Technickej univerzity vo Zvolene. Jedná sa o server s operačným systémom Linux, ktorý je kompatibilný s Unix. Pri tvorbe systému bol použitý v súčasnosti populárny a obľúbený skriptový jazyk PHP, ktorý je vhodným nástrojom pre tvorbu moderného WEBu a umožňuje vytvoriť www stránky, ktoré sa generujú dynamicky, napríklad z databázy či súboru. Realizované webové rozhranie administratívneho systému je prehľadné a jednoduché na ovládanie ako pre používateľa, tak aj pre správcu siete. Vytvorený systém je v súčasnosti jedinou pomôckou pri prevádzkovaní servera a počítačovej siete na vysokoškolskom internáte Ľudovíta Štúra Technickej univerzity vo Zvolene.

Kľúčové slová: administratívny systém, informačný systém, PHP, MySQL

1. ÚVOD

Pre správu používateľov, administráciu, konfiguráciu a kontrolu servera a počítačovej siete na vysokoškolskom internáte Ľudovíta Štúra Technickej univerzity vo Zvolene bol vytvorený systém, ktorý prostredníctvom webového rozhrania umožňuje prehľadné a jednoduché ovládanie ako pre používateľa, tak aj pre správcu siete. Administratívny systém predstavuje komplexné riešenie, určené pre konfiguráciu servera a jeho služieb.

Vytvorený systém je v súčasnosti jedinou pomôckou pri prevádzkovaní servera a počítačovej siete na vysokoškolskom internáte Technickej univerzity vo Zvolene.

2. NÁVRH SYSTÉMU

Vytvoreniu administračného systému predchádzal rýchly vývoj počítačovej siete na internáte. Postupným zvyšovaním počtu používateľov bolo potrebné zjednodušiť pridávanie a úpravu používateľov, zautomatizovať mnoho činností, vytvoriť informačný systém (webovú stránku) pre používateľov a podobne. Rovnako pribúdali aj požiadavky na tento systém:

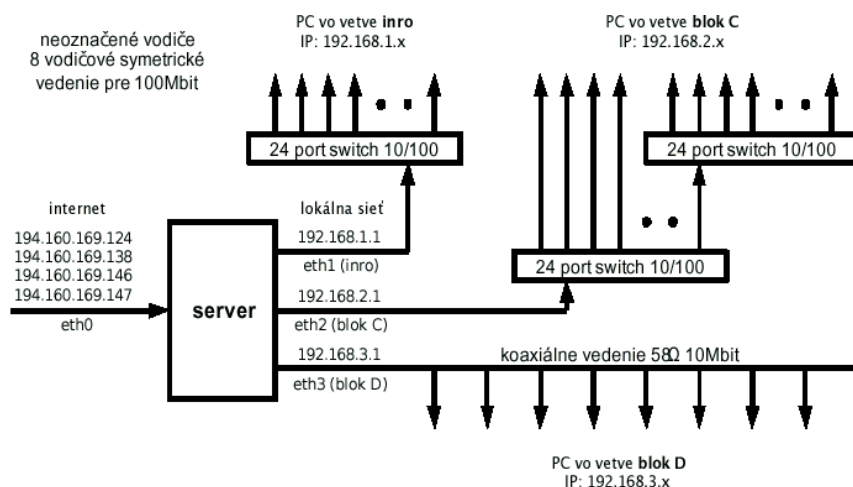
- prístupnosť cez webové rozhranie pomocou internetového prehliadača,
- dostatočne vysoká úroveň zabezpečenia,
- možnosť spravovať používateľov (siet') bez nutnosti prihlasovať sa na server cez konzolu,
- pridávať platnosť používateľských účtov pre určité obdobia,
- možnosť prideliť viac IP adries počítačov pre jedného používateľa,
- obmedziť množstvo prenášaných dát pre používateľov,
- prehľadné zobrazenie používateľov a štatistických údajov,
- informačný systém pre používateľov (lokálne webové stránky – informácie o účte, zoznam aktuálnych používateľov, oznamy a pod.),
- prispôbenie pre jednoduché dopĺňanie nových funkcií.

Počas vytvárania systému vznikali ďalšie nápady a požiadavky najmä zo strany používateľov:

- meranie vonkajšej teploty s grafom,
- vyriešenie VIDEOLAN – živé vysielanie niektorých televíznych staníc.

Pri návrhu siete museli by zohľadnené nasledujúce obmedzenia:

- limitovaný počet pridelených verejných IP adries (4 IP adresy),
- nemožnosť prideliť každému počítaču verejnú IP adresu.



Obr. 1 Štruktúra siete na internáte – inro, blok C a blok D

A požiadavky:

- vytvorené tri lokálne sieťové vetvy (inro, blok C, blok D), ktoré sú zvlášť pripojené na server, s možnosťou pridávania ďalších vetiev,
- nutnosť rozdeliť počítače na jednotlivé pridelené verejné IP adresy pomocou NAT.

Rozdelenie siete na viac vetiev bolo z nasledujúcich dôvodov:

- každá vetva je v samostatnom bloku,
- prehľadnosť (podľa IP adresy sa dá zistiť, do ktorej vetvy počítač patrí),
- každej vetve je pridelená jedna verejná IP adresa,
- jedna z vetiev (blok D) je na zastaralej – pomalej linke (koaxiálny kábel 10 Mbit/s – dôvod oddelenia), ostatné vetvy sú zapojené do štruktúrovanej kabeláže s rýchlosťou pripojenia 100 Mbit/s).

3. POUŽITÉ PROSTRIEDKY

3.1 Programovacie prostriedky

Pri tvorbe systému bolo použitých niekoľko skriptovacích programovacích jazykov (pred ich spustením nie je nutná kompilácia, spúšťajú sa pomocou interpretera):

- **BASH** je interaktívne prostredie pre zadávanie príkazov, spúšťanie programov a zároveň je to skriptovací programovací jazyk založený na dávkovom princípe, v ktorom je postupnosť príkazov, ktoré by sa inak zadávali z príkazového riadku. Ako príkazy sa využívajú klasické programy, ktoré sú nainštalované v operačnom systéme Unix (Linux), okrem iného majú riadiace príkazy, pomocou ktorých je možné vytvárať podmienky, cykly a podobne, navyše umožňujú využívať premenné a najdôležitejšou oblasťou sú rúry, presmerovania a pod. Množstvo rôznych konzolových programov bežne inštalovaných v operačnom systéme Unix dopĺňa tento skriptovací jazyk na takú úroveň, pri ktorej je možné vytvoriť aj veľmi zložité skripty. Tieto skripty sú v administratívnom systéme využité najmä kvôli zjednodušeniu, sprehladeniu a kompletizácii operácií, ktoré sú vykonávané v istých časových intervaloch. Pre zložitejšie operácie je využívaný PERL alebo PHP.
- Skriptovací jazyk **PERL** možno označiť ako vyššiu úroveň napr. od BASH, jeho zápis je veľmi podobný jazyku C. Umožňuje prácu s premennými, poliami, reťazcami, cyklami, umožňuje jednoducho rozdeľovať (parsovať) textové výstupy (napr. iných programov) do premenných a polí, následné spracovanie získaných údajov. Pri použití vhodných modulov umožňuje kvalitnú prácu s textami, databázami, ale i grafikou a pod. Nevýhodou jazyka PERL je nízka rýchlosť, ktorá je prakticky u všetkých skriptovacích jazykov, a tiež nemožnosť zakódovať napísané programy, lebo tie sa nekompilujú takže každý má možnosť pozrieť si zdrojový kód. Skripty PERL boli využívané v administratívnom systéme najmä pre generovanie konfiguračných súborov a záznamov z databázy a parsovanie výstupov programov. Postupne vďaka lepším vlastnostiam skriptovacieho jazyka PHP sú PERL skripty zo systému vytláčané a nahrádzané PHP skriptami.

- **PHP** predstavuje najčastejšie využívaný skriptovací jazyk pri tvorbe dynamických webových stránok. Zápis PHP je podobný jazyku C, ktorý bol prispôsobený pre jednoduchšie programovanie a navyše rozšírený o možnosť objektového programovania. PHP má relatívne voľné pravidlá zápisu, ktoré umožňujú napr. jednoducho pracovať s premennými a rôznymi typmi, napríklad automatické pretypovanie premennej podľa toho, kde ju využívame a podobne. Rozšírenosť jazyka podmienilo aj veľké množstvo príkazov a funkcií implementovaných priamo do PHP, prípadne umožňuje ďalšie rozšírenie o rôzne moduly a nové funkcie. Skripty napísané v PHP nemusia byť využité len pre tvorbu web stránok, ale je možné využiť ich aj ako systémové skripty – programy. V administratívnom systéme je pomocou PHP skriptov vytvorené celé webové prostredie, využíva sa pre prístup k databázam, pomocou PHP sa generujú konfiguračné súbory programov, získavajú sa údaje o množstve prenesených dát z FIREWALLU a podobne. Administratívny systém využíva nasledujúce moduly pre PHP:
 - XTEMPLATE – predstavuje zostavu tried, ktoré umožňujú oddelenie PHP kódu webovej stránky od dizajnu napísaného v HTML, ktorý je zapísaný v inom súbore.
 - PEAR – DB_DataObject – rozšírenie o distribuovaný systém a správu balíčkov (balíček DB_DataObject predstavuje triedy pre jednoduchšiu a prehľadnejšiu prácu s databázami pomocou objektového programovania).
- **XHTML** jazyk umožňujúci vytváranie formátovaného textu s hypertextovými odkazmi. Je rozšírením HTML, v ktorom hlavnou zmenou bolo dodržanie pravidiel XML. Kódy XHTML a HTML sú navzájom veľmi podobné. Rozdiely sú najmä v prísnejších pravidlách zápisu a v značkách „tag“, ktoré nemajú ukončovaciu značku. Administratívny systém tento jazyk využíva pre formátovanie textov a tabuliek ako výstup PHP skriptov, ktorý je zobrazovaný na webovom prehliadači.

3.2 Programy a služby

- **IPTABLES** predstavuje program pre konfiguráciu FIREWALLu – sieťového filtra, na operačnom systéme Linux (od verzie 2.4). FIREWALL má Linux vstavaný priamo v jadre, IPTABLES je len nástroj pre jeho nastavovanie. V našom prípade je úlohou FIREWALLU:
 - hlavné zabezpečenie sieťovej prevádzky,
 - kontrola prístupu k jednotlivým službám (blokuje alebo povoľuje podľa rôznych pravidiel),
 - zabezpečenie NAT – pripojenie lokálnej siete do internetu,
 - kontrola prenášaných dát,
 - nastavenie práv jednotlivým používateľom,
 - meranie množstva prenesených dát jednotlivých používateľov,
 - čiastočné blokovanie možnosti šírenia vírusov medzi lokálnou sieťou a internetom.
- **DNS** (Domain Name Server) je sieťová služba, ktorá udržiava aktuálny zoznam názvov a IP adries všetkých počítačov v lokálnej sieti, prípadne zistí názov alebo IP adresu akéhokoľvek počítača na internete. Názvy počítačov v lokálnej sieti má uložené v konfiguračných súboroch, ktoré je potrebné vygenerovať vždy po zmene, pridaní alebo odstránení používateľa. Názvy počítačov na internete zisťuje služba od iných DNS serverov, ktoré sú rozmiestnené po celom svete a vhodne hierarchicky prepojené.

Na túto službu sa vždy obráti počítač požadujúci zistenie IP adresy z názvu, alebo názov z IP adresy.

- **DHCP** (Dynamic Host Configuration Protocol) je protokol, ktorý bol vyvinutý pre zjednodušenie konfigurácie jednotlivých počítačov v lokálnej sieti, jeho úlohou je nastaviť na počítačoch všetky parametre siete podľa vopred určených nastavení. Služba zabezpečujúca tento protokol prideliť nastavenie siete na základe MAC adresy, ktorá:
 - predstavuje 48 bitové číslo (zapisuje sa v tvare 12:34:56:78:9A:BC),
 - je zakódovaná v každej sieťovej karte,
 - je „nemenná“,
 - je jedinečná, neexistujú dve sieťové karty s rovnakým číslom,
 - označuje sa ňou každý vysielaný packet.

Počítač po zapnutí začne vyhľadávať službu DHCP a očakáva, že mu prideli IP adresu a ostatné sieťové nastavenia.

- **PROXY server** – služba zabezpečujúca prenos, filtráciu, dočasné odkladanie prenášaných dát, vytvára záznamy o prenášaných dátach cez službu HTTP medzi počítačmi a internetom. Server využíva program SQUID, ktorý plní funkciu PROXY servera.
- **APACHE WEB server** – služba (program) pre zdieľanie dokumentov cez protokol HTTP. Navyše využíva moduly pre PHP, čo umožňuje interaktívne spracovanie PHP skriptov. Konfigurácia APACHE je vytvorená na základe ukážkových a predvolených konfigurácií.
- **MYSQL** – databázový SQL server, umožňuje vytvárať štruktúrovaný systém dát uložených v tabuľkách, ktoré môžu byť medzi sebou vzájomne prepojené. Práca s databázami a tabuľkami v MYSQL je veľmi rýchla a jednoduchá.
- **SAMBA** vytvára kompatibilné sieťové prostredie známe z operačného systému Windows na zdieľanie, prenos súborov a dát. Možnosti konfigurácie SAMBA servera ďaleko presahujú možnosti nastavení v MS Windows, preto sa často stáva hlavným diskovým serverom pre malé ale aj veľké počítačové siete.

3.3 Štruktúra tabuliek v databáze

Filozofia systému si vyžiadala určitú kombináciu tabuliek. Výsledná štruktúra vznikla na základe nasledujúcich požiadaviek:

- každý používateľ môže mať pridelených niekoľko počítačov,
- každý počítač môže mať jednu IP adresu z každej podsiete (celkovo toľko IP adries koľko je podsietí),
- prednastavené určité práva a dátové obmedzenia (pre možnosť globálnej zmeny),
- archivácia množstva prenesených dát pre každého používateľa,
- možnosť pridávania – predplatenia internetu na určité obdobia,
- evidencia platieb používateľov.

Databáza obsahuje nasledujúce tabuľky:

- **používatelia** – tabuľka obsahuje základné údaje o každom používateľovi (meno, fakulta, ročník, poznámka, index na práva a dátové obmedzenia),

- **počítače** – tabuľka obsahuje názov počítača, hardvérovú MAC adresu a index používateľa, ktorému počítač patrí,
- **podsieť** – tabuľka obsahuje prvé tri čísla z IP adresy a identifikačný názov,
- **IP adresy** – tabuľka obsahuje IP adresu, názov patriaci IP adrese, index podsiete, do ktorej patrí, index počítača, ku ktorému IP adresa patrí (jeden počítač môže mať aj viac IP adries pokiaľ je využívaný vo viacerých podsieťach – napr. prenosné počítače), čas kedy bol počítač naposledy zapnutý, a pod.
- **predvolené práva** – tabuľka obsahuje povolenie pridelovania IP adresy, prístup na server, povolenie proxy, prístup na internet cez NAT, práva prístupu k administrácnému webovému rozhraniu na serveri, názov predvoľby,
- **dátové limity** – tabuľka obsahuje predvolené hodnoty pre každý typ prenášaných dát (cez PROXY a NAT) v oboch smeroch a spolu,
- **IP adresy a DNS názvy** – nezávislá tabuľka pridelených verejných IP adries a DNS názvov,
- **prenášané dáta** – tabuľka obsahuje index používateľa, čas kedy boli prenesené dáta odčítané a jednotlivé hodnoty prenesených dát (hodnoty sa zapisujú každú hodinu a iba u používateľov, pri ktorých bola v danom intervale zaznamenaná sieťová aktivita),
- **platnosť účtov** – tabuľka obsahuje index používateľa, školský rok a semester, pre ktorý má používateľ predplatený internet.

Ďalšie tabuľky v databáze, ktoré nesúvisia s konfiguráciou siete:

- tabuľka odkazovača (fórum na stránke),
- tabuľka peňažných operácií (peňažný denník),
- tabuľka nameraných teplôt – zaznamenáva aktuálnu vonkajšiu teplotu v päťminútových intervaloch,
- tabuľka zoznamu dostupných TV staníc,
- tabuľka hlasovania pre výber TV stanice.

3.4 Konfiguračné súbory

Systém vytvára konfiguračné súbory pre nasledujúce služby a programy:

- DHCP,
- DNS,
- súbor hosts,
- BASH skript, ktorý nakonfiguruje FIREWALL

Každý skript je reprezentovaný jedným súborom PHP. Spustením skript vypíše celý vygenerovaný konfiguračný súbor. Pri spustení sa výstup vždy presmeruje na súbor, tým sa celá konfigurácia uloží do súboru, ktorý stačí skopírovať do systémového adresára a na koniec je nutné prinútiť konkrétnu službu pre znovunačítanie novej konfigurácie.

Spúšťanie skriptov v určitých časových intervaloch zabezpečuje služba CRON, ktorá je vstavaná do operačného systému Linux. Každú hodinu je spúšťaný skript pre zachytenie prenesených dát a následné zapísanie do databázy, spracovanie obmedzenia prenesených dát a skript pre zistenie zapnutého počítača. Skript napísaný v BASH spustí všetky skripty pre generovanie konfiguračných súborov, skopíruje vygenerované súbory do systémových

adresárov a zabezpečí reštartovanie všetkých služieb s novými konfiguráciami. Tento skript sa spúšťa každých päť minút, ale len ak boli vykonané zmeny v databázach, ktoré vyžadovali zmenu konfigurácie (pridanie počítača, zmena MAC adresy a podobne).

3.5 Systémové skripty

Úlohy systémových skriptov:

- vytváranie konfiguračných súborov podľa hodnôt načítaných z databáz,
- zabezpečenie výmeny a znovunačítania konfiguračných súborov,
- vykonávanie akcie v určitých časových intervaloch (napríklad kontrola prenesených dát, blokovanie používateľov, ktorí prekročili povolený limit na prenesené dáta, identifikácia zapnutého počítača a pod.).

4. REALIZÁCIA

Webové rozhranie je navrhnuté v tvare klasického osvedčeného redakčného systému. Vľavo je umiestnené menu, informačný a hlasovací blok, v pravo priestor pre zobrazovanie stránok. Celá vykresľovaná plocha je rozdelená pomocou tabuliek. Grafický vzhľad je vytvorený pomocou CSS štýlov, kde sú definované triedy, ktoré nastavujú rôzne vlastnosti vykresľovania (typ písma, farba, zarovnanie, pozadie, okraje, odsadenie od okrajov a podobne). To umožňuje jednoduchšie odladovanie dizajnu celej stránky. Generovanie obsahu stránok je dynamické, čo zabezpečujú PHP skripty. V týchto skriptoch sú spracovávané požiadavky od používateľa až po výsledné generovanie stránok, ktoré využíva šablóny pomocou tried knižnice XTEMPLATE.

Používateľ sa na stránky pripojí z lokálnej siete pomocou internetového prehliadača. Jednoduchým výberom z menu na stránke si môže pozrieť informácie o svojom účte, množstve prenesených dát, zozname aktuálne pripojených počítačov, pravidiel pre používateľov siete, najnovšie informácie pre používateľov na úvodnej stránke, môže využiť odkazovač a ďalšie aktuálne informácie v informačnom bloku (obr. 2).

Administrátor má k dispozícii:

- Užívatelia – zobrazí všetkých používateľov v tabuľke, umožňuje zoradenie podľa rôznych kritérií (priezviska, izby, fakulty, ročníka a podobne).
- Úprava nastavení používateľa – v sekcii údaje o používateľovi je možná úprava mena, priezviska, fakulty, ročníka, atď. Sekcia PC obsahuje zoznam všetkých počítačov pridelených používateľovi (možnosť vymazať, pridať nový počítač, hardvérovú adresu sieťovej karty MAC). Sekcia platnosť zobrazuje predplatené obdobia (možnosť vymazať, pridať obdobia). Sekcia platby obsahuje zoznam platieb (je možné len pridávanie).
- Úprava nastavení počítača – v nastavení počítača je možné zmeniť názov, hardvérovú adresu (MAC address). Sekcia IP adresy obsahuje zoznam IP adries pridelených v rôznych podsieťach (z dôvodu prenositeľnosti počítačov medzi jednotlivými vetvami). Je možné pridať počítač do podsiete, vymazať pridelenú IP adresu.
- Zoznam aktívnych počítačov zobrazuje v tabuľke všetky počítače, ktoré majú pridelené IP adresy a sú povolené. Je možné ľubovoľné zoradenie. Ukazuje aj stav počítača

(online – zapnutý a pripojený do siete, alebo deň a čas kedy bol naposledy zapnutý). Možnosť upravovať nastavenia počítača a používateľského účtu.

- Prenesené dáta zobrazujú v tabuľke množstvo prenesených dát každého používateľa. Je možné zobraziť prenesené dáta za posledný týždeň alebo školský rok, prípadne zobraziť prenesené dáta cez proxy server, dáta prenesené cez NAT alebo spolu. Možnosť zoradiť podľa mena, množstva v smere do internetu, z internetu a spolu.
- Pridanie nového používateľa

The screenshot shows the 'inro.net' website. On the left is a navigation menu with links like 'Domov', 'Môj Počítač', 'Zoznam PC', 'Pravidlá', 'Odkazovač', 'vidеоlan', 'www.inro.sk', and 'mapa slovenska'. The main content area is titled 'Pravidlá užívateľov siete inro.net'. It contains several sections: '1. základné informácie' (basic info about the network), '2. užívateľ' (user responsibilities), '3. povinnosti a zodpovednosť' (duties and liability), '4. práva užívateľov' (rights of users), '5. obmedzenia' (limitations), '6. porušenie pravidiel' (violation of rules), and '8. inro.net' (general disclaimer). The interface also shows a date/time display (06. Jul 2006 10:27) and a weather forecast for Zvolena.

Obr. 2 Webové rozhranie pre používateľa

5. ZÁVER

V príspevku bol popísaný systém pre administráciu servera a počítačovej siete na vysokoškolskom internáte Ľudovíta Štúra Technickej univerzity vo Zvolene. Celý systém je vytvorený pomocou voľne dostupných programových prostriedkov. Návrh a realizácia prešla istými vývojovými stupňami a momentálne je optimalizovaná pre podmienky počítačovej siete na internáte. Webové rozhranie administratívneho systému je prehľadné a jednoduché na ovládanie ako pre používateľa, tak aj pre správcu siete.

Pri programovaní webového rozhrania bola použitá technológia oddeleného kódu od dizajnu, ktorá umožňuje vytvoriť pre stránku nový dizajn bez zmeny funkčnosti a nutnosti opätovného programovania celého systému. Keďže stále vznikajú nové požiadavky nielen zo strany používateľov, ale i zo strany udržiavania trendu v najnovších technológiách, na systéme sa bude aj naďalej pracovať.

LITERATÚRA

- BOŽEK, P.: 2001. Tvorba multimedialnej aplikácie. In: *The 1st International conference on Applied Mathematics and Informatics at Universities*. Gabčíkovo, 2001, s. 306–310.
- CSONGRÁDY, T.: 2002. Elektronické dokumenty – knihy budúcej generácie. In: *Knižnica európskeho štandardu*, SLDK pri TU vo Zvolene, Zvolen, 2002, s. 181–187.
- REVÁK, P.: 2005. *Automatizácia administrátorských prác v OS UNIX pomocou rozhrania www*. Diplomová práca, Technická univerzita vo Zvolene, 2005.
- ŠIPOŠ, Ľ., LIZOŇOVÁ, D.: 2002. On Line vzdelávanie v predmete „Obchodné právo“. In: *UNIN-FOS 2002*, Žilinská univerzita v Žiline, 2002, s. 109–112.

Adresa autorky:

Mgr. Elena Pivarčiová, PhD.

KIAT, FEVT, TU vo Zvolene

Masarykova 24

960 53 Zvolen

epivarci@vsld.tuzvo.sk

OPERATING AND TERRAIN CONDITIONS OF FOREST SKIDDERS

PREVÁDZKOVÉ A TERÉNNE PODMIENKY LESNÝCH ŤAHAČOV

Milan MIKLEŠ – Ján HOLÍK

ABSTRACT: The paper deals with looking for mutual relationships between terrain and operating conditions of forest skidders in form of probability model. The field of application is in monitoring of operating conditions, planning and organizing of experiment in this field.

Key words: operation, conditions, terrain, forest skidder, traction force, engine power

ABSTRAKT: Článok sa zaoberá hľadáním vzájomných vzťahov medzi terénnymi a pracovnými podmienkami lesných ťahačov formou pravdepodobnostného modelu. Jedná sa o monitorovanie prevádzkových podmienok a plánovanie a organizáciu experimentu v tejto oblasti.

Kľúčové slová: prevádzkové podmienky, terén, lesný ťahač, hnacia sila, výkon motora

INTRODUCTION

Probability model of operation conditions describes operation of the examined machine in the form of conjugated occurrence probabilities of particular operation factors. Operation factors can be either stochastic dependent or independent.

While quantifying the probability model of operation of a skidder the operation factors have been due to the examination possibilities divided into two categories:

- terrain conditions (terrain micro–and macroprofile)
- operation conditions in a narrower sense (operation period, load, distance)

1. PROBABILITY MODEL OF OPERATION CONDITIONS

Probability model of operation conditions is to be deduced from the following discussion. Let the operation factors $x_1, x_2, \dots, x_n$ describing operation conditions be random/arbitrary functions of the argument l and the operation of the machine be the simultaneous realisation of these factors. Then, the effect that “the machine is situated” (works) in the j -th operation conditions is equivalent to the effect where the operation conditions is

equivalent to the effect where the operation factors $x_1, x_2, \dots, x_n$ are from n -dimensional space D_j . In words formulated relation can be in the form of probability written as:

$$P(\text{operation conditions are in the state } j) = P\{(x_1, x_2, \dots, x_n) \subset D_j\} = \\ = \iint \dots \int f(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1, dx_2, \dots, dx_n \\ (D_j)$$

In this expression $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ means the conjugated probability density of the random vector $(x_1, x_2, \dots, x_n)$.

Becoming acquainted with the description of the probability model of operation conditions of the actual operation (whether in the form of the complete description of the law of probability distributions, or only in the form of its several characteristics), the term “hypothetical unit of operation duration” can be quantified as an alternative of operation conditions of the actual operation for frame durability adjustment and demonstration purposes.

Let us define a hypothetical unit of machine operation duration represented by the “matrix”:

$$l_b \sim \begin{vmatrix} v_1 & v_2 & \dots & v_j & \dots & v_q \\ x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1j} & \dots & x_{1q} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2j} & \dots & x_{2q} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{i1} & x_{i2} & \dots & x_{ij} & \dots & x_{iq} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nj} & \dots & x_{nq} \end{vmatrix}$$

is such a sample (made on the basis of the knowledge of appropriate description of the law of their distribution) of the operation factors $(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj})$ and with them corresponding occurrence probabilities $v_j, j = 1, 2, \dots, q$, that with its utilisation the counted adjustment of technical life $L_{vyp} = \lambda \cdot l_b$ will with the probability approaching one either equal to the technical life of the actual operation under the operation conditions, or for the durability demonstration the extent of damage after the examination duration $L_{sk} = \lambda \cdot l_b$ with the probability approaching one will equal to the extent of damage of the actual operation under the operation conditions and during the same operation period.

2. TERRAIN MACROPROFILE

Terrain macroprofile, particularly represented by its grade, has an influence primarily on the level (it is the “source” of load, mainly its quasi-static central part) of engine, transmissions and undercarriage load, i. e. the load of those parts of the machine that are the sources of energy and that transmit energy from the source to the contact place of the machine with the ground.

The influence of grade on the outer performance of the machine, its towing performance

$$PH = \frac{FH \cdot V}{3,6}$$

can be conveniently pursued through its tension characteristic.

Under the tension characteristic it is understood the plotted relation (observed or computed) between the towing performance PH (kW), operation speed V [kms per hour], hourly fuel consumption Mp [kg per hour], specific towing consumption mH [g kW⁻¹h⁻¹] and gradient δ of the tractive power FH [kN] for all speed gears $i = 1, 2, \dots, n$, i. e. a group of relations:

$$PH; V; MP; mH; \delta = f(FH)$$

Under the tractive power FH a man understands the component of the resulting tractive power F in the direction of tractor movement (in case of the movement on plain – a horizontal component, in case of descent drive – a component parallel with slope grade).

The complete computed tension characteristic can be constructed if the following characteristics are known:

- the course of skid in relation to the tractive power FH,
- revolution characteristic of the engine with regulator, i. e. the relation:

$$Per, Mekk, m_{ep} = f(n), P_j = \sup\{Per(n)\},$$

- complex transmissions for particular speed gears, effective radius r_h [m] of driving wheels, tractor gravity G [kN], mechanical efficiency m_p , rolling coefficient f and aggregate structure represented by the angle of resulting tractive power inclination from the direction of tractor movement (angle T).

In tension characteristic it is possible to follow the influence of slope grade and ground type on tension qualities of a tractor.

It can be stated that:

- in a number of works, the coefficient of tyre adhesion utilisation has been proved not to change a lot in a wide range of tyres radial load
- if the course of relation or of a particular tractor on plain is known and this relation is presumed not to change substantially with the change of driving axial load, the course of tractor skidding during the slope movement can be relatively precisely determined
- theoretical solutions and practical experiments proved the tension qualities of a tractor on a slope (in the direction of slope grade as well as of contour line) to be determined on the basis of the knowledge of its tension characteristics on a plain with sufficient accuracy
- tractor towing performance on the slope declines cca 2 to 6 per cent on one slope grade

Based from the above-cited, the tension characteristics of the skidder LKT 81 moving in the direction of the slope grade were counted for standardized conditions. Chosen results of the calculation are in Table 1 and Figure 1.

3. TERRAIN MICROPROFILE

Deriving from the facts that:

- from the point of relation between terrain and vehicle the microprofile is defined as such a group of ground unevennesses that causes vibrations,
- from the deformation aspect the tyre that is of the lowest stiffness is that tyre which is simultaneously / at the same time the member of the part where the largest amount of mechanical energy of terrain vibrations is being changed into thermal energy, the influence of terrain microprofile can be examined as the relation of power losses in a tyre to the dimensions of ground microunevennesses.

A particular machine – skidder LKT 81 is going to be examined. First, some necessary tyre characteristics will be inspected.

Since no load characteristics of the tyre LKT 81 have been measured so far, their parameters will be determined from available catalogue data. Thus, we will utilise the measured geometric characteristics of the tyre 16,9/14-30 of Czech production and catalogue values of the same type of the tyre manufactured by the firms DUNLOP, that are listed in Table 2.

In the table and the text the following symbols are used:

D – maximal tyre diameter,

R_s – static tyre radius (radius at static load),

B – tyre width,

T – tyre load,

H_b – tyre height (spacing between the rim and the outer perimeter).

These values were counted:

$$c = 0,3697 \cdot 10^5 [Nm^{-1}]$$

$$K = 5,2155 \cdot 10^4 [Nm^{-1}]$$

$$\omega_o = 13,2547 [rads^{-1}]$$

$$k = 3,936 \cdot 10^3 [Nsm^{-1}]$$

The next step after the examination of the tyre characteristics is to determine the power “lost” in the tyre during the movement on terrain unevennesses. For harmonical mass movement on the elastic face for forces oscillation of frequency ω_o the relation for the deformation h (compression) is following:

$$h(t) = h_o \sin \omega_o t$$

where h_o is maximal vibration amplitude.

Damping force T_{dl} for viscous damping is given as:

$$T_{dl} = k dh / dt = h_o \omega_o \cos \omega_o t$$

Work per a period L_T and power N is to be expressed as:

$$L_p = \int_0^T T_{dl} dh = \int_0^T k \omega_o^2 h_o^2 \cos^2 \omega_o t dt$$

$$N_1 = L_T / T = \frac{1}{T} \int_0^T k \omega_o^2 h_o^2 \cos^2 \omega_o t dt$$

where $T = 2\pi/\omega_o$

After integration

$$N_1 = k\omega_o^2 h_o^2 / 2 = K\omega_o h_o^2 / 2$$

The results of the calculation for values $h_o = 3; 5; 7; 62 [cm]$ are written in Table 3. The value corresponds with the state when the wheel rebounds from the soil. For four tyres the total lost power is derived from the relation:

$$N_\varepsilon = 4 \cdot N_1$$

Table 1: Maximal values of towing performance and responding values of tractive power on the hook and speed depending on the angle of ground climb and the type of ground LKT 81, descent drive, angle of power in the rope $T = 30^\circ$

Šs 2 – compact topsoil

1. speed gear: $i_1 = 150$

A [°]	A [%]	PH max [kW]	V for PH max [kmh ⁻¹]	PH for PH max [kN]
22,5	41,4	5,03	2,18	8,21
15,0	26,8	11,36	2,65	15,42
7,5	13,1	18,11	2,91	22,42
0	0	25,69	3,19	29,01
-7,5	-13,1	33,22	3,24	36,88
-15,0	-26,8	40,71	3,27	44,74
-22,5	-41,4	47,99	3,29	52,46

2. speed gear: $i_2 = 81,77$

22,5	41,4	1)	–	–
15,0	26,8	1)	–	–
7,5	13,1	9,63	5,25	6,60
0	0	22,45	6,35	12,73
-7,5	-13,1	36,65	6,46	20,42
-15,0	-26,8	50,93	6,57	28,28
-22,5	-41,4	64,95	6,49	96,00

Šs 3 – concrete, asphalt

1. speed gear: $i_1 = 150$

30,0	57,6	7,02	2,69	9,39
22,5	41,4	13,18	3,24	14,63
15,0	26,8	20,50	3,29	22,41
7,5	13,1	28,54	3,53	29,09
0	0	36,92	3,59	36,99

2. speed gear: $i_2 = 81,77$

A [°]	A [%]	PH max [kW]	V for PH max [kmh ⁻¹]	FH for PH max [kN]
30,0	57,6	1)	–	–
22,5	41,4	1)	–	–
15,0	26,8	8,06	5,41	5,36
7,5	13,1	21,43	6,27	12,30
0	0	36,73	6,75	19,59

3. speed gear: $i_3 = 49,72$

30,0	57,6	1)	–	–
22,5	41,4	1)	–	–
15,0	26,8	1)	–	–
7,5	13,1	11,19	9,30	4,33
0	0	35,58	11,22	11,41

1. insufficient engine power

A angle of ground climb

PH max..... maximal engine towing performance for particular speed gear V and PH max, or FH for PH max. ... running speed, or tractive power on the rope for PH max.

Table 2: Chosen parameters of the tyre 16.9/14-30

Manufacturer	Pressure [MPa]	D [m]	R _s [m]	B [m]	T [N]	H _b [m]
BARUM	0,196	1,4753	0,6742	0,416	20643	0,326
DUNLOP	0,196133	1,4732	0,6604	0,4292	24222	0,325

D maximal tyre diameter

R_s static tyre radius (st static load)

B tyre width

T tyre load (load capacity)

H_b tyre height (spacing between the rim and the outer perimeter)

Table 3: Values of absorbed power in one (N₁) and four (N_Σ) tyres depending on the height of unevenness (h₀)

h ₀ [m]	0,03	0,05	0,0762
N ₁ [kW]	0,311	0,864	2,006
N _Σ [kW]	1,244	3,455	8,025

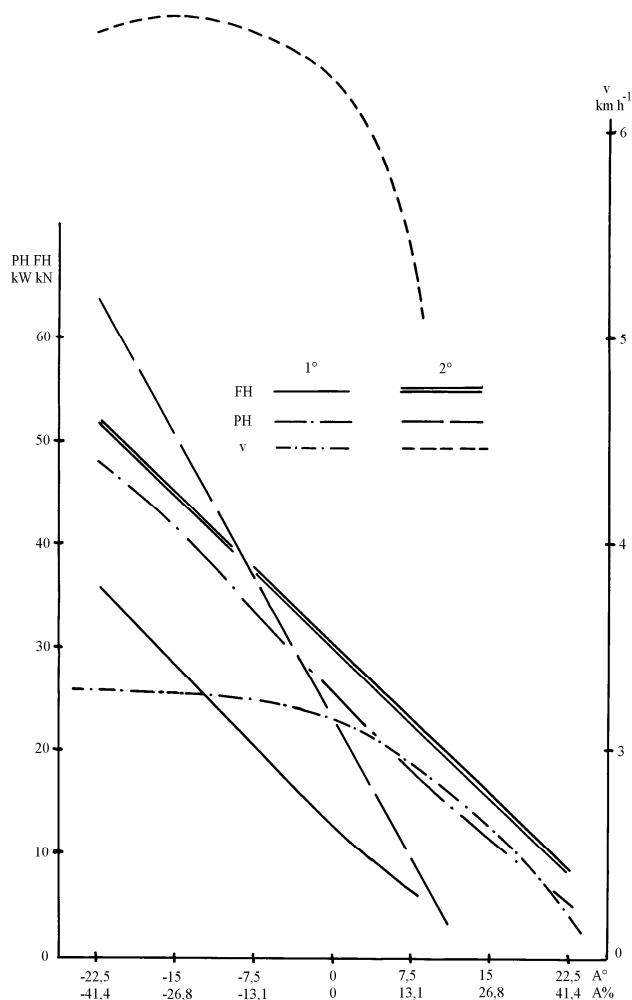


Figure 1: Dependence of the towing performance PH; tractive power on the hook FH and speed v on the angle of ground climb (LKT 81, Ss 2, T = 30°, descent drive)

CONCLUSION

From content of paper result following conclusions:

- absolute value of the lost power is in comparison with tractor power small,
- although relative differences between the values of lost power during the movement through various unevennesses are significant, their importance recedes in comparison with machine engine power, and thus, also their difference is in that case negligible since there will be no possibility for it to come out.

On the basis of the above – said, it can be, at least from the first sight, stated that the influence of terrain of microprofile on machine power losses is of little importance, practically negligible.

LITERATURE

1. GREČENKO, A.: Vlastnosti terénních vozidel, VŠZ Praha, 1994, 118 s., ISBN 80-213-0190-2.
2. MARKO, J.: Pohony a prenosy II., Vydavateľstvo TU vo Zvolene, 2005, 202 s., ISBN 80-228-1533-0.
3. MIKLEŠ, M., HOLÍK, J.: Teória mobilných strojov, Vydavateľstvo TU vo Zvolene, 2005, 236 s., ISBN 80-228-1546-2.
4. MIKLEŠ, M., HOLÍK, J.: Projektovanie a výpočet lesných strojov, Vydavateľstvo TU vo Zvolene, 2005, 181 s., ISBN 80-228-1321-4.
5. OBURKA, S.: Traktory, ES VUT Brno, 1989, 155 s., ISBN 80-214-0081-1.

Address:

prof. Ing. Milan Mikleš DrSc., doc. Ing. Ján Holík, CSc.

Katedra lesnej a mobilnej techniky – FEVT

Technická univerzita vo Zvolene

Masarykova 24

960 53 Zvolen

e-mail: mikles@vsld.tuzvo.sk, holik@vsld.tuzvo.sk

Článok je prezentovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/3534/06.

SKÚŠANIE MATERIÁLOV TESNENÍ V EKOLOGICKY PRIAZNIVEJŠÍCH HYDRAULICKÝCH OLEJOCH. ČASŤ 1 – OBJEMOVÉ ZMENY

PRÜFUNG DER DICHTUNGSWERKSTOFFEN IN UMWELTFREUNDLICHERENHYDRAULIKÖLE.TEIL1 – VOLUMENÄNDERUNGEN

Marián KUČERA

ZUSAMMENFASSUNG: Das Waldschutzesproblem mit dem Austritt der hydraulischen Ölen, die aus hydrostatischen und Getriebsystemen der Forstmaschinen austreten, kann man mit Benutzung der Qualitätsmaterial der Dichtung lösen. Elastomerwerkstoffe gewährleisten in der Regel auf Grund hervorragender mechanischer, thermischer und chemischer Beständigkeiten die Barrierefunktion von Dichtungen. In der Praxis werden allerdings wiederholt Schadensfälle mit teilweise weit reichenden technischen und wirtschaftlichen Konsequenzen beobachtet. Für den Dichtungsausfall, d.h. das Auftreten einer Leckage bzw. Verlust des im angrenzenden Systemraum befindlichen Fluids (Schmiermittel) sind dabei typische Phänomene wie Quellen, Schrumpfung, Abrieb, Versprödung, Festigkeitsänderungen und bleibende Verformungen des verwendeten Elastomers verantwortlich. Als Ursache für diese Phänomene sind in Abhängigkeit der Einsatzbedingungen neben Wechselwirkungen des Elastomerwerkstoffs mit eingesetzten Schmierstoffen und deren Additive vor allem Alterungsvorgänge im Bereich der chemischen Vernetzung und an der Polymerkette zu nennen. Natürlich spielen die Temperaturen der Medien eine entscheidende Rolle. Daher wird vor dem Einsatz von Dichtungen als dynamische Abdichtung in den hydrostatischen Systemen verwendete der biologisch abbaubare Öle die Durchführung von Quelltests empfohlen. Die Prüfung des Verhaltens gegenüber biologisch abbaubare Öle wird nach STN ISO 1817 und DIN 53 521 vorgenommen. Einige partikuläre Ergebnisse sind im vorliegenden Referat genannt.

Schlüsselwörter: Quellversuch, hydrostatische System, umweltfreundlichen Hydrauliköle, Dichtungen

ABSTRAKT: Problém ochrany lesa pred únikmi hydraulických olejov z hydrostatických a prevodových systémov lesných strojov je možné riešiť použitím kvalitných materiálov tesnení. Elastomérmé materiály zabezpečujú spravidla na základe vynikajúcej mechanickej, teplotnej a chemickej odolnosti izolačnú funkciu tesnenia. V skutočnosti sú však pozorované prípady poškodení tesnení s oveľa rozsiahlejšími technickými a hospodárskymi dôsledkami. Poškodeniu tesnení, to znamená vzniku priesakov prípadne strate hydraulického média z uzavretého priestoru tesniaceho systému, odpovedajú typické fenomény ako sú napučiavanie, prípadne zmršťovanie tesnenia, opotrebenie kontaktných plôch, skrehnutie, zmeny pevnosti a trvalá deformácia použitému materiálu tesnenia.

Popri vzájomnom pôsobení medzi materiálom tesnenia a použitými hydraulickými olejmi a ich aditívami je treba vznik týchto fenoménov hľadať v závislosti od podmienok použitia predovšetkým v procesoch starnutia v oblasti chemického zosieťovania ako i na polymerizačnom reťazci materiálu tesnenia. Významnú úlohu zohráva aj prevádzková teplota hydraulického oleja. Prekročením stanovených hodnôt dochádza k zmenám mechanických vlastností tesniacich prvkov. Práve z tohto dôvodu sa odporúča pred použitím dynamicky namáhaných tesnení v hydraulických obehových systémoch, ktoré používajú ako náplne ekologicky priaznivejšie hydraulické oleje zrealizovať test vzájomnej znášanlivosti konkrétnej dvojici tesniaci materiál a biologicky rozložiteľný olej v zmysle platných noriem STN ISO 1817 a DIN 53 521. Niektoré dielčie výsledky sú uvedené v predložennom referáte.

Kľúčové slová: skúška napučievania, hydrostatický systém, ekologicky priaznivejšie hydraulické oleje, tesnenia

1. ÚVOD

Už niekoľko rokov sa diskutuje o vnášaní ropných derivátov do prírodného prostredia, pôdy, ale najmä vody. Sčasti sa jedná o unikajúce mazacie oleje (motorové pily), ktoré pri svojom používaní nutne prichádzajú do styku so životným prostredím. Značná časť však pochádza z netesností alebo porúch hydraulických systémov mechanizačných prostriedkov. Hydraulické prvky používané v mechanizačných prostriedkoch a zariadeniach kladú neustále vyššie nároky na použitý tesniaci systém. Sprísňujú sa najmä požiadavky na ochranu životného prostredia, ktoré si vyžadujú 100 % nepriepustnosť tesniacich prvkov. Toto je jeden z dôvodov používať v hydraulických mechanizmoch v citlivých oblastiach národného hospodárstva (ochranné pásma vodných nádrží, prírodné rezervácie, poľnohospodárske pôdy a lesný ekosystém) výlučne olejové náplne, ktoré by spĺňali popri technických požiadavkách kladených na hydraulickú kvapalinu tiež prísne ekologické požiadavky (Tkáč, Škulec 2004). Zaraďujú sa sem hydraulické oleje na rastlinnej báze, syntetické oleje na báze esterov a syntetické oleje na báze polyglykolov. Súčasný stav v používaní biologicky rozložiteľných hydraulických olejov v hydraulických obehových systémoch strojov je potrebné hodnotiť v širších súvislostiach problematiky voľby typu oleja a jeho vplyvu na komponenty hydraulických prvkov týchto mechanizmov, teda aj tesnení. Stanovenie hraničných hodnôt vzájomnej kompatibility medzi konkrétnou dvojicou tesnenie a ekologicky priaznivejší hydraulický olej je preto dôležitým parametrom pri návrhu optimálneho tesniaceho systému pracovného stroja.

1.1 Účinky tlakového média na tesniaci systém

Každý tesniaci prvok v hydraulickom systéme je úplne alebo čiastočne obklopený tlakovým hydraulickým médiom. Z tohto dôvodu je vzájomné pôsobenie tlakového hydraulického média a tesnenia nevyhnutné. Účinky tlakového biologicky rozložiteľného média môžeme rozdeliť na:

- fyzikálne účinky,
- chemické účinky,
- mechanické účinky.

1.1.1 Fyzikálne vplyvy

Fyzikálne ovplyvňuje hydraulické tlakové médium materiál tesnenia spravidla zväčšením prípadne zmenšením objemu, bežne označované ako napučiavanie prípadne zmršťovanie. V dôsledku objemových zmien dochádza k zmenám základných fyzikálnych vlastností materiálu tesnenia, čo vedie k zmene pevnosti v ťahu, ťažnosti a tvrdosti. Tento poznatok si preto vyžaduje poznať účinok ekologicky priaznivejších hydraulických olejov na objemové zmeny v súčasnej dobe používaných materiálov tesnení.

1.1.2 Chemické vplyvy

Chemicky sú materiály tesniacich prvkov ovplyvňované:

- teplotou hydraulického tlakového média v systéme pracovného stroja,
- účinkom kyslíka a vzdušného ozónu,
- obsahom vody v hydraulickom oleji,
- aditívami v hydraulickom tlakovom médiu,
- rozložiteľnými produktami hydraulických kvapalín.

Tepelno-oxidačným pôsobením nízkomolekulových zložiek alkoholu a glykolu v ekologicky priaznivejších hydraulických tlakových kvapalinách vznikajú štiepením agresívne produkty, ktoré napádajú a poškodzujú materiály tesnení v hydraulickom systéme pracovného stroja.

1.1.3 Mechanické vplyvy

Materiál tesnenia je mechanicky namáhaný deformovaním prierezu tesniaceho prvku a pulzáciou tlaku samotným hydraulickým tlakovým médium. Fyzikálne a chemické účinky hydraulickej kvapaliny vedú k výraznému mechanickému opotrebeniu tesnení. Zväčšenie objemu tesniaceho prvku účinkom hydraulického tlakového média vedie k „zmäknutiu“ tesnenia, ktoré má za následok zvýšenie oteru. Následne sa zvyšuje aj poškodenie tesniaceho prvku účinkom vysokých tlakov v hydraulických systémoch strojov. Objemové zmeny sú sprevádzané poklesom tvrdosti materiálu tesnenia a spôsobujú nárast prítlačných síl na protiľahlú plochu tesnenia. Tieto zmeny sa prejavujú vyššími hodnotami trecích síl na kontaktných plochách tesnení.

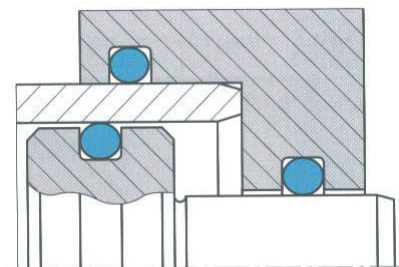
2. MATERIÁL A METÓDY

O-kružky sú tesnenia z technickej gumy určené k zamedzeniu nežiadúcich únikov hydraulickej kvapaliny z tesniaceho systému. Tesniaca schopnosť závisí nielen na samotnom O-kružku, ale i na jeho zástavbovom priestore. Je to jednoduchý a lacný tesniaci prvok pre statické a dynamické aplikácie. Tvarovo je O-kružok uzatvorený krúžok prstencového tvaru s kruhovým prierezom (obr. 1). Základné usporiadanie dynamicky namáhaných O-kružkov je na obrázku 2. Pri správnej voľbe tesniaceho O-kružku je často rozhodujúce rešpektovať limitné hodnoty objemového napučiavania prípadne zmršťovania. Objemové

zmeny totiž môžu výrazne ovplyvniť zmenu fyzikálnych, chemických a mechanických vlastností materiálu tesniaceho O-krúžku.



Obrázok 1 Tesniaci O-krúžok



Obrázok 2 Základné usporiadanie dynamicky namáhaných O-krúžkov

Pre experimentálne práce bol vykonaný výber vzoriek z dostupných materiálov tesnení tak, aby bolo možné zhotoviť potrebné laboratórne vzorky. Dôležitou podmienkou skúšania materiálov tesnení z dôvodu zabezpečenia identických podmienok skúšania pre všetky materiály bola jednotná hrúbka O-krúžkov ($2 \pm 0,2$) mm a objem v rozmedzí 1–3 cm³ v zmysle normy ISO 4661. Na experimentálne skúšky boli použité skúšobné vzorky polyuretánových tesnení firmy Freudenberg Simrit, spol. s r.o. pod obchodným označením:

- SIMRITAN 94AU 925,
- SIMRITAN 94AU 955,
- SIMRITAN 94AU 985.

Pre zabezpečenie rôzneho účinku na materiály O-krúžkov bol výber ekologicky priaznivejších hydraulických olejov realizovaný tak, že boli pri experimentoch použité hydraulické kvapaliny rozdielnej chemickej štruktúry. Jednalo sa o:

biologicky rozložiteľné hydraulické kvapaliny na báze prírodných esterov:

- hydraulický olej BIHOL 46, výrobca BIONA JERSÍN s. r. o,
- hydraulický olej EKOHYD 46, výrobca FUCHS-PETROCHEMA spol. s r. o.

biologicky rozložiteľné hydraulické kvapaliny na báze syntetických esterov:

- hydraulický olej HLP SYNTH 46, výrobca PANOLIN AG.,
- hydraulický olej BP BIOHYD SE-S 46, výrobca BP AUSTRIA, AG.

biologicky rozložiteľné hydraulické kvapaliny na báze syntetických polyglykolov:

- hydraulický olej UKADOL NG 46, výrobca UK MINERALÖWERKE W&W GmbH.,
- hydraulický olej VITAM BAF 46, výrobca ARAL LUBRICANTS GmbH.

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Podstatou skúšobnej metódy je stanoviť zmeny hmotnosti a objemu na skúšobných vzorkách polyuretánových O-krúžkov pred a po pôsobení v skúšobnom hydraulickom oleji za predpísaných podmienok skúšky. Stanoví sa zmena hmotnosti Δm a zmena

objemu ΔV v percentách pôvodných hodnôt z meraní troch skúšobných vzoriek rovnakého materiálu tesnenia v zmysle STN ISO 1817 podľa vzorcov:

$$\Delta m = \frac{m_3 - m_1}{m_1} \times 100 [\%] \quad (1)$$

a

$$\Delta V = \frac{(m_3 - m_4 + m_5) - (m_1 - m_2 + m_5)}{(m_1 - m_2 + m_5)} \times 100 [\%] \quad (2)$$

kde, m_1 – začiatková hmotnosť skúšobného telesa na vzduchu [g],
 m_2 – začiatková zdanlivá hmotnosť skúšobného telesa (plus prísvesok, ak sa použil) vo vode [g],
 m_3 – hmotnosť skúšobného telesa na vzduchu po pôsobení kvapaliny [g],
 m_4 – zdanlivá hmotnosť skúšobného telesa (plus prísvesok, ak sa použil) v destilovanej vode po pôsobení kvapaliny [g],
 m_5 – zdanlivá hmotnosť prísvesku v destilovanej vode [g].

Čiastkové hodnoty hmotnostných a objemových zmien boli zisťované po 7, 14, 28 a 42 dňoch exploatácie na analytických váhach s presnosťou 0,0001 g. Len dlhodobším sledovaním objemových zmien tesniacich materiálov (v príspevku uvedená až 1000 hodín = 42 dní) v ekologicky priaznivejších hydraulických olejoch je možné stanoviť a analyzovať stupeň poškodenia tesnení v hydraulických systémoch pracovných strojov. Na základe normy ISO 471 bola zvolená skúšobná teplota 100 ± 1 °C. Skúšky boli realizované v spolupráci s Katedrou chémie a chemických technológií TU vo Zvolene, v skúšobnej sušiarňi KBC – 25W s regulovanou teplotou (Kučera, 2004).

3.1 Výsledky skúšok kompatibility tesniacich materiálov so skúšanými hydraulickými olejmi

V tabuľkách 1 až 6 sú uvedené zmeny hmotnosti a zmeny objemu testovaných vzoriek polyuretánových O-krúžkov používaných v hydraulických prvkoch, ktorých náplň tvoria ekologicky priaznivejšie hydraulické oleje. Na posúdenie vzájomnej znášanlivosti tesniacich polyuretánových materiálov O-krúžkov firmy Freudenberg Simrit, spol. s r. o. s konkrétnymi ekologicky priaznivejšími hydraulickými olejmi bolo použité kritérium nemeckej normy DIN 53 521, podľa ktorého sa za vhodné materiály tesnení považujú tie, ktoré vykazujú v skúšobných podmienkach maximálne 3 % extrakcie (záporná hodnota objemového napučovania) až 10 % absorpcie (kladná hodnota objemového napučovania) pôvodných hodnôt objemu. Hodnoty objemových zmien vybraných typov polyuretánových O-krúžkov, ktoré nezodpovedajú tomuto kritériu sú v tabuľkách orámované, ukazujú na nekompatibilitu materiálov tesnení a neodporúča sa ich použitie so skúšaným hydraulickým olejom.

Tabuľka 1 Zmeny hmotnosti a objemu vzoriek polyuretánových tesnení v biologicky rozložiteľnom hydraulickom oleji BIHOL 46, stanovené podľa ISO STN 1817

<i>Zmena hmotnosti Δm a zmena objemu ΔV [%]</i>								
Vzorka tesnenia	po 7 dňoch		po 14 dňoch		po 28 dňoch		po 42 dňoch	
	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]
SIMRITAN 94AU925	+ 0,63	+ 0,69	+ 0,96	+ 1,04	+ 2,39	+ 2,61	+ 4,31	+ 4,79
SIMRITAN 94AU955	+ 0,62	+ 0,69	+ 1,13	+ 1,24	+ 3,38	+ 3,69	+ 4,21	+ 4,59
SIMRITAN 94AU985	+ 4,77	+ 5,21	+ 6,62	+ 7,23	+ 8,83	+ 9,64	+ 11,69	+ 12,76

Tabuľka 2 Zmeny hmotnosti a objemu vzoriek polyuretánových tesnení v biologicky rozložiteľnom hydraulickom oleji EKOHYD 46, stanovené podľa ISO STN 1817

<i>Zmena hmotnosti Δm a zmena objemu ΔV [%]</i>								
Vzorka tesnenia	po 7 dňoch		po 14 dňoch		po 28 dňoch		po 42 dňoch	
	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]
SIMRITAN 94AU925	+ 2,11	+ 2,29	+ 4,49	+ 4,89	+ 6,96	+ 7,59	+ 10,49	+ 11,44
SIMRITAN 94AU955	+ 1,05	+ 1,15	+ 2,18	+ 2,37	+ 2,73	+ 2,98	+ 3,24	+ 3,53
SIMRITAN 94AU985	+ 1,69	+ 1,84	+ 2,16	+ 2,36	+ 3,34	+ 3,64	+ 4,46	+ 4,86

Tabuľka 3 Zmeny hmotnosti a objemu vzoriek polyuretánových tesnení v hydraulickom oleji PA-NOLIN HLP Synth 46, stanovené podľa ISO STN 1817

<i>Zmena hmotnosti Δm a zmena objemu ΔV [%]</i>								
Vzorka tesnenia	po 7 dňoch		po 14 dňoch		po 28 dňoch		po 42 dňoch	
	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]
SIMRITAN 94AU925	+ 3,05	+ 3,26	+ 5,04	+ 5,38	+ 7,07	+ 7,55	+ 8,66	+ 9,25
SIMRITAN 94AU955	+ 0,21	+ 0,23	+ 0,81	+ 0,87	+ 1,30	+ 1,39	+ 2,37	+ 2,53
SIMRITAN 94AU985	+ 2,21	+ 2,35	+ 4,32	+ 4,62	+ 5,58	+ 5,96	+ 7,40	+ 7,91

Tabuľka 4 Zmeny hmotnosti a objemu skúšobných vzoriek polyuretánových tesnení hydraulickom oleji BIOHYD SE-S 46, stanovené podľa ISO STN 1817

<i>Zmena hmotnosti Δm a zmena objemu ΔV [%]</i>								
Vzorka tesnenia	po 7 dňoch		po 14 dňoch		po 28 dňoch		po 42 dňoch	
	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]
SIMRITAN 94AU925	+ 1,76	+ 1,95	2,69	+ 2,97	+ 3,29	+ 3,64	+ 4,12	+ 4,56
SIMRITAN 94AU955	+ 0,13	+ 0,15	+ 0,87	+ 0,96	+ 1,86	+ 2,06	+ 2,37	+ 2,63
SIMRITAN 94AU985	+ 0,87	+ 0,98	+ 1,10	+ 1,23	+ 2,07	+ 2,29	+ 2,66	+ 2,95

Tabuľka 5 Zmeny hmotnosti a objemu skúšobných vzoriek polyuretánových tesnení v hydraulickom oleji UKADOL PG 46, stanovené podľa ISO STN 1817

Zmena hmotnosti Δm a zmena objemu ΔV [%]								
Vzorka tesnenia	po 7 dňoch		po 14 dňoch		po 28 dňoch		po 42 dňoch	
	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]
SIMRITAN 94AU925	+ 9,57	+ 9,25	+ 12,99	+ 12,56	+ 18,06	+ 17,45	+ 22,10	+ 21,36
SIMRITAN 94AU955	+ 9,04	+ 8,74	+ 12,55	+ 12,13	+ 17,12	+ 16,54	+ 21,18	+ 20,47
SIMRITAN 94AU985	+ 8,52	+ 8,23	+ 11,96	+ 11,56	+ 17,57	+ 16,98	+ 21,41	+ 20,67

Tabuľka 6 Zmeny hmotnosti a objemu skúšobných vzoriek polyuretánových tesnení v hydraulickom oleji VITAM BAF 46, stanovené podľa ISO STN 1817

Zmena hmotnosti Δm a zmena objemu ΔV [%]								
Vzorka tesnenia	po 7 dňoch		po 14 dňoch		po 28 dňoch		po 42 dňoch	
	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]	Δm [%]	ΔV [%]
SIMRITAN 94AU925	+ 12,76	+ 11,32	+ 16,38	+ 14,56	+ 21,66	+ 19,25	+ 26,48	+ 23,54
SIMRITAN 94AU955	+ 2,40	+ 2,14	+ 4,11	+ 3,65	+ 6,99	+ 6,21	+ 9,57	+ 8,50
SIMRITAN 94AU985	+ 6,35	+ 5,65	+ 9,96	+ 8,85	+ 13,11	+ 11,65	+ 15,92	+ 14,15

3.2 Vyhodnotenie výsledkov skúšok

Z vykonaných analýz môžeme konštatovať, že pri vzájomnej znášanlivosti medzi biologicky rozložiteľnými hydraulickými olejmi na rastlinnej báze a materiálmi polyuretánových O-krúžkov firmy Freudenberg Simrit, spol. s r.o. boli zistené tieto závery:

- všetky materiály O-krúžkov v biologicky rozložiteľnom hydraulickom oleji BIHOL 46 počas celej doby skúšky ukázali dobré odolnostné vlastnosti, bola však zaznamenaná vyššia plusová hodnota objemového napučievania pri polyuretáne pod obchodným označením SIMRITAN 94AU 985 po 1000 hodinách pôsobenia v hydraulickom oleji BIHOL 46.
- v biologicky rozložiteľnom hydraulickom oleji EKOHYD 46 došlo k miernemu objemovému napučievaniu materiálu SIMRITAN 94AU 925, ale tiež až po 42 dňoch vystaveniu účinkom ekologicky vhodnejšieho hydraulického oleja.

Pri vzájomnej znášanlivosti medzi biologicky rozložiteľnými hydraulickými olejmi na báze syntetických esterov a materiálmi tesniacich O-krúžkov firmy Freudenberg Simrit, spol. s r.o. boli zistené tieto závery:

- všetky polyuretánové materiály O-krúžkov v obidvoch biologicky ľahkorozložiteľných hydraulických olejoch HLP Synth 46 fy PANOLIN aj BIOHYD SE/S46 vyhovujú kritériám vzájomnej kompatibility medzi tesniacim prvkom a hydraulickým olejom,

Pri testovaní agresivity medzi biologicky rozložiteľnými hydraulickými olejmi na báze syntetických polyglykolov a materiálmi tesniacich O-krúžkov firmy Freudenberg Simrit, spol. s r. o. boli zistené tieto závery:

- pri testovanom skúšobnom biologicky rozložiteľnom hydraulickom oleji UKADOL PG 46 sme zaznamenali výrazne napučiavanie vo všetkých vzorkách polyuretánových elastomérov SIMRITAN 94AU 925, SIMRITAN 94AU 985 a SIMRITAN 94AU 955 už po 14 dňoch pôsobenia.
- zlepšenie výsledkov možno vidieť pri vzájomnom pôsobení biologicky rozložiteľného hydraulického oleja VITAM BAF 46, kde boli zaznamenané síce vyššie kladné hodnoty objemového napučiavania pri vzorke SIMRITAN 94AU 925 už po 7 dňoch, ale pri vzorke SIMRITAN 94AU 985 až po 28 dňoch. Pri polyuretáne pod obchodným označením SIMRITAN 94AU 955 nebolo dokonca v tomto biologicky rozložiteľnom hydraulickom oleji počas celej doby skúšky zaznamenané žiadne prekročenie povolených limitov objemového napučiavania a tento materiál ukázal dobré odolnostné vlastnosti vhodné na použitie v tesneniach hydraulických systémov pracovných strojov.

4. ZÁVER

Vzájomnej kompatibilite medzi biologicky rozložiteľným hydraulickým olejom a materiálmi tesniacich prvkov v hydraulických systémoch strojov je potrebné venovať zvýšenú pozornosť, pretože sa prejavujú rôzne reakcie materiálov tesnení v biologicky rozložiteľných olejoch, vyrobených podľa odlišných receptúr. Testovaním vybraných vzoriek biologicky rozložiteľných hydraulických olejov na materiály tesniacich prvkov v laboratórnych podmienkach môžeme zistiť limitné hodnoty fyzikálnych vlastností týchto materiálov, ktoré potom môžeme porovnať s výsledkami nameranými v reálnych hydraulických obvodoch. Ich prekročenie nemusí mať vždy za následok poškodenie tesnenia, a následne stratu tesnosti hydraulického prvku, ale i napriek tomu to znamená nedefinovaný stav, ktorý by mohol znamenať možné riziko pre prevádzku hydraulických zariadení. Iba komplexné vyhodnotenie vhodnosti tesniacich materiálov v skúšobnom hydraulickom obvode po pôsobení ekologicky neškodných hydraulických olejov podľa medzinárodných noriem STN ISO 1817, DIN 53 521 a ISO/CD 15380-E môže priniesť ucelený pohľad na správanie sa tesnení v ekologicky priaznivejších hydraulických kvapalinách.

Zo skúšobných postupov a ich vyhodnotenia je možná voľba optimálnej kombinácie materiálu tesniaceho prvku a ekologicky priaznivejšieho hydraulického oleja z pohľadu prevádzkovej spoľahlivosti a životnosti sledovaného hydraulického prvku.

LITERATÚRA

- KUČERA, M.: 2004. Biologicky rozložiteľné hydraulické oleje a ich účinky na materiály tesniacich prvkov hydraulických systémov lesných strojov. Dizertačná práca. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2004, 134 s.
- TKÁČ, Z. – ŠKULEC, R.: 2004. The tests of the ZTS 122 45 tractor with biodegradable oil. Agriculture, Volume 50, 2004, č. 4–6, pp. 93–98. ISSN 0551-3677

Adresa autora:

Ing. Marián Kučera, PhD.

Katedra lesnej a mobilnej techniky,

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, e-mail: kucera@vsld.tuzvo.sk

PNEUMATIKA VERSUS NEROVNOSTI VOZOVKY Z POHLEDU VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ

TYRE VERSUS ROAD SURFACE BUMPS FROM VIEW-POINT OF COMPUTATIONAL MODELLING

Jan KRMELA – Františka PEŠLOVÁ

ABSTRAKT: Článek se zabývá návrhem překážek pro hodnocení deformačních charakteristik pneumatik na základě experimentálního a výpočtového modelování. Pro experimentální modelování je použito zařízení tzv. statického adhezoru, což je zařízení pro testování deformačních charakteristik pneumatik a umožňuje získat např. radiální deformační charakteristiku. Výpočtové modelování je provedeno metodou konečných prvků v programovém systému ANSYS.

Klíčová slova: Pneumatika, překážka, deformační charakteristika, experiment, výpočet

ABSTRACT: The paper deals with the obstacles design for obtaining of the deformation characteristics of the tyre by the experimental and the computational modelling. The static adhesor (machinery for the testing of the tyre static characteristics e.g. a radial deformation characteristic) are applied for the tyre experimental modelling. The Finite Element Method by the program system ANSYS is applied to the computational modelling.

Key words: Tyre, obstacle, deformation characteristic, experiment, computation

ÚVOD

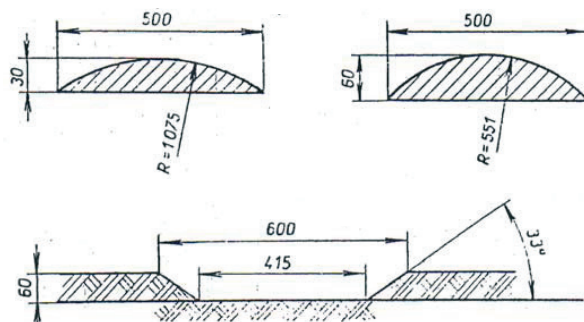
Vozidla používaná pro osobní a nákladní dopravu jsou při provozování zatěžována dynamicky. Dynamický charakter zatěžování je vyvolán zejména nerovnostmi vozovky (překážkami). Pneumatika, která tvoří silové rozhraní (styčné místo) mezi kolem a vozovkou a musí tyto překážky překonávat, je tak důležitým článkem složitého dynamického systému „vozidlo-vozovka“.

TYPY PŘEKÁŽEK PŘI JÍZDĚ VOZIDLA

Pro měření dynamických součinitelů při jízdě vozidla přes překážky je postavena norma ČSN 30 0560 (1970), která definuje tři typy překážek na vozovce. Dvě jsou válcové

výsečové překážky (válcový výstupek) o délce výseče 500 mm a výšce 30 a 60 mm, třetí má tvar „prohlubně“ (Fig. 1).

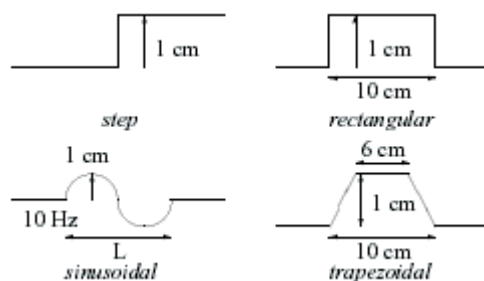
V normě popsane překážky jsou určeny pro zkoumání dynamických stavů celého vozidla, přičemž norma neuvádí a lze se pouze domnívat, že výběr geometrických parametrů překážky je ovlivněn i velikostí pláště pneumatiky a překážky lze aplikovat i pro dynamické zkoušení pneumatik samotných.



Obr. 1 – Definice překážek podle normy ČSN 30 0560 (1970)
Fig. 1 – Obstacles definition by standard ČSN 30 0560 (1970)

Překážky pro dynamické výpočty

Nejčastěji používané druhy překážek podle geometrie překážky pro dynamické výpočty kontaktní úlohy „pneumatiky-vozovka“, tj. přejezd vozidla přes překážku, jsou uvedeny v práci MIEGE (2002) a zobrazeny na Fig 2. Překážky je možné dělit z pohledu podélného profilu překážky na vyduť a vypuklé, přičemž plochy překážek mohou být zaoblené nebo rovinné.



Obr. 2 – Geometrické druhy překážek pro dynamické výpočty podle MIEGE (2002)
Fig. 2 – Tyre obstacles geometry for dynamic computation by MIEGE (2002)

Dynamické výpočty také řeší nájezd pneumatiky (nahuštěné na daný tlak a konkrétně zatížené) na výstupek (dané výšky a geometrického tvaru) pod různým úhlem určitou rychlostí. Simuluje se problém co nejvíce se blížící jedné ze skutečných situací v běžném

silničním provozu, např. nechtěný nájezd vozidla na obrubník při výjezdu z parkoviště a pod.

Výpočtové modelování vyžaduje pro predikci chování pneumatik v silničním provozu znalost i situací, které se netýkají čistě dynamických stavů zatěžování. Je důležité mít zmapované, jak bude pneumatika v různých krajních situacích namáhána, protože různé druhy dlouhodobého namáhání budou mít vliv i na životnosti konkrétních pneumatik.

Formulace problému

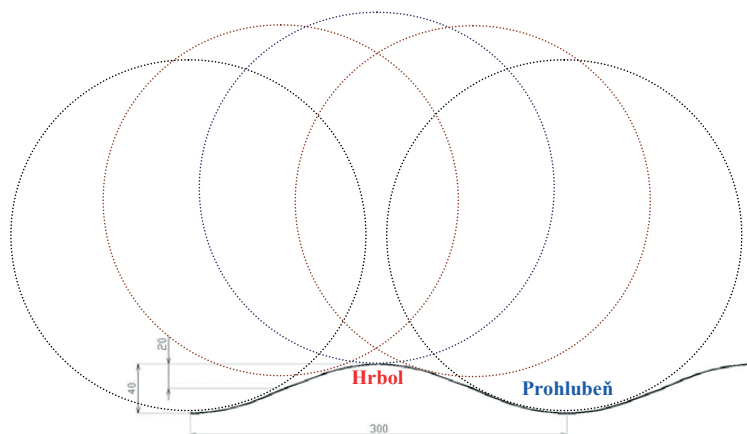
Tato práce se zabývá přehodnocováním a návrhem tzv. výpočtových překážek, které lze zahrnout do výpočtů z pohledu geometrie jako konkrétní geometrické útvary překážek.

Cílem je řešit takové kritické situace způsobené překážkou, se kterými je možné se setkat v běžném silničním provozu a převážně ty, které mohou způsobit vážnou dopravní nehodu.

ÚVAHA NAD VSTUPNÍMI PODMÍNKAMI

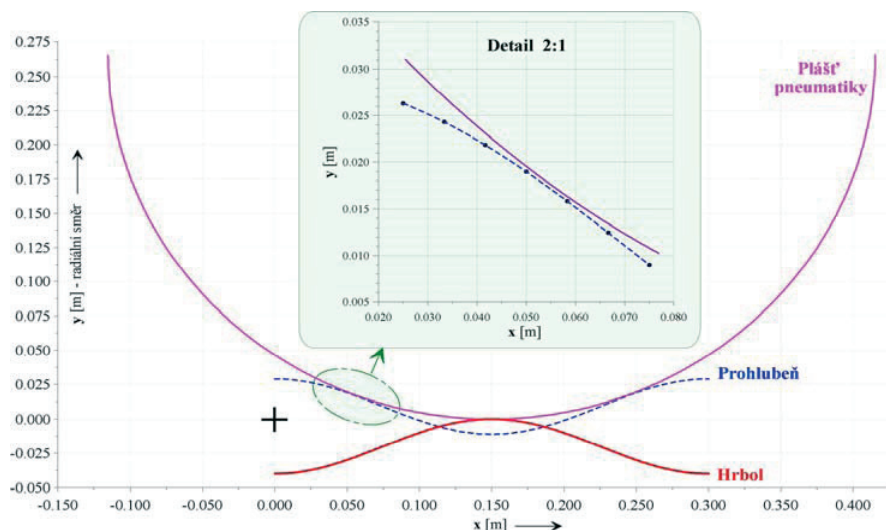
Pro výpočtové modelování dynamických stavů pneumatiky při její interakci s vozovkou je nejdříve nutná znalost chování pneumatiky při jejím statickém zatížení.

Disertační práce KRMELA (2004) se zabývá výpočtovým modelováním pneumatik a již zde pro vstupní údaje musely být uvažovány „definované překážky“, která má pneumatika překonávat. Z toho důvodu, že nejsou pro výpočtové modelování a pro statické experimentální zkoušení pneumatik normalizovány žádné druhy překážek, KRMELA (2004) stanovil překážky sinusového tvaru s konvexním (vypuklým – hrbol) a konkávním (dutým – prohlubeň) průběhem s amplitudou 20 mm, (Fig 3). Délka periody je volena s ohledem na průměr pláště pneumatiky.



Obr. 3 – Geometrie překážek sinusového tvaru podle disertační práce KRMELA (2004)

Fig. 3 – Sinusoidal shape obstacles geometry by dissertation KRMELA (2004)



Obr. 4 – Poloha pneumatiky na překážce podle KRMELA (2004)
Fig. 4 – Tyre position on obstacles by KRMELA (2004)

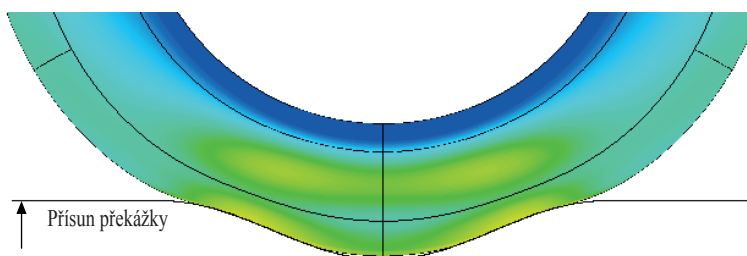
Pokud se jedná o statické výpočty, je zapotřebí uvažovat zatížení pneumatiky, jak je schematicky na Fig. 3 uvedeno, v poloze:

- vcházející na překážku,
- na překážce (Fig. 4),
- a vycházející z překážky.

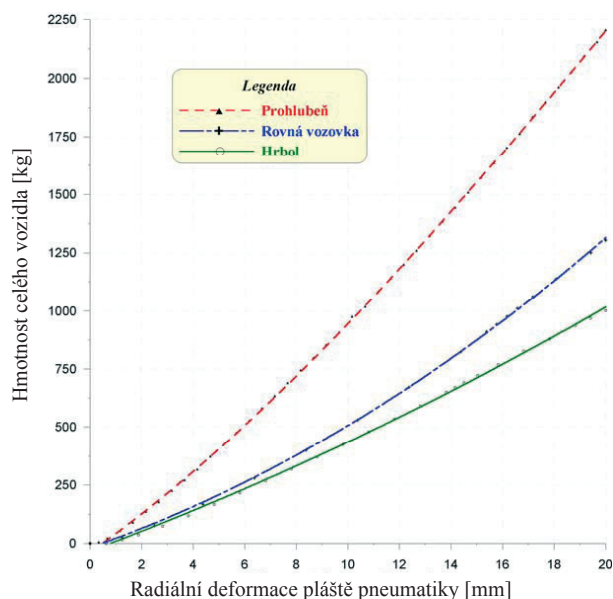
Výstupy z výpočtového modelování

Výsledky deformačně-napěťových stavů interakce pneumatiky s rovnou vozovkou, hrbolem a prohlubní jsou uvedeny v KRMELA (2004).

Jako příklad výstupů z výpočtů interakce pláště pneumatiky s definovanou nerovností je na Fig. 5 uvedena deformace pneumatiky s překážkou tvaru prohlubně.



Obr. 5 – Deformace pneumatiky v kontaktu s prohlubní
Fig. 5 – Tyre deformation during interaction tyre with concave obstacle

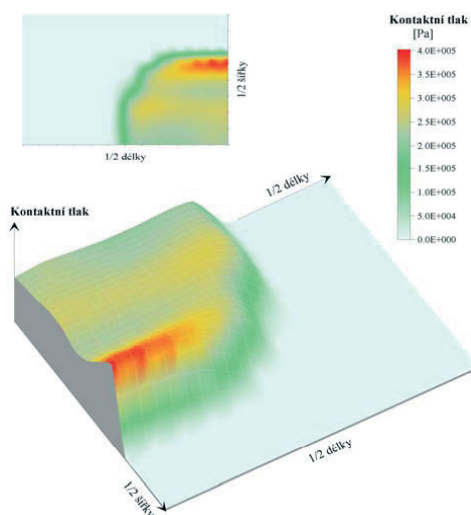


Obr. 6 – Radiální deformační charakteristiky celého vozidla podle KRMELA (2004)

Fig. 6 – Radial deformation characteristic of whole vehicle by KRMELA (2004)

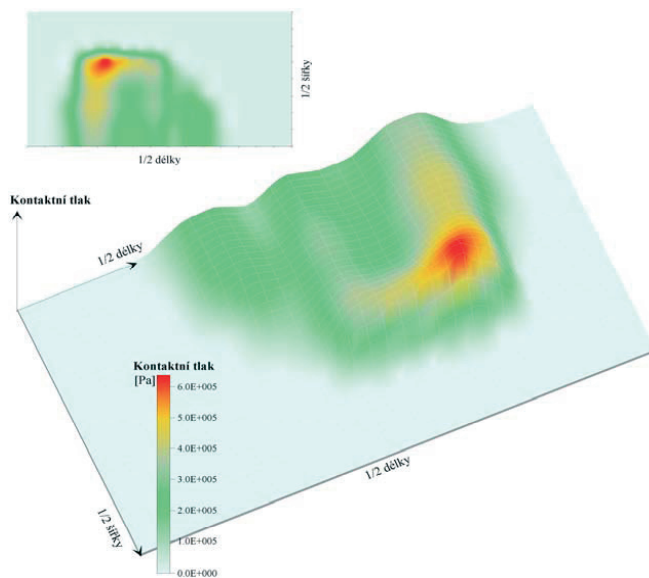
„Radiální deformační charakteristiky“ celého vozidla pro jednotlivé překážky jsou uvedeny podle práce KRMELA (2004) na Fig. 6.

Rozložení kontaktního tlaku v dotykové ploše pro jednotlivé překážky KRMELA (2004) zobrazují Fig. 7, Fig 8 a Fig. 9.

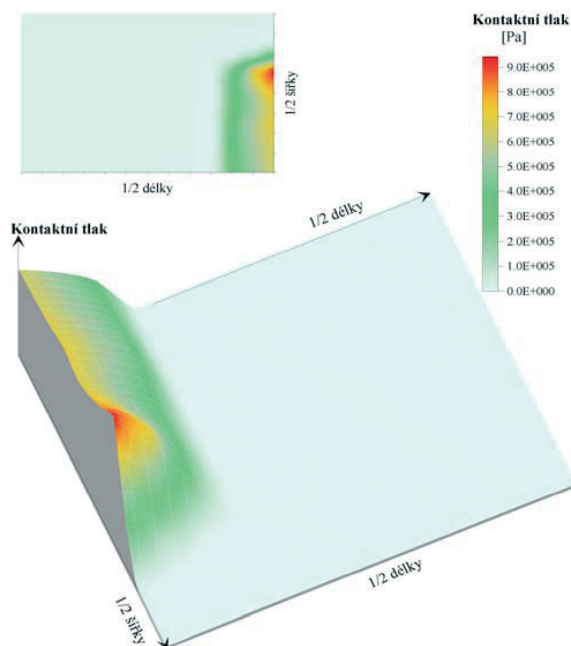


Obr. 7 – Kontaktní tlak při interakci pláště s rovnou vozovkou KRMELA (2004)

Fig. 7 – Contact pressure for interaction tyre – smooth roadways by KRMELA (2004)



Obr. 8 – Kontaktní tlak při interakci pláště s prohlubní KRMELA (2004)
 Fig 8 – Contact pressure for interaction tyre – concave obstacle by KRMELA (2004)



Obr. 9 – Kontaktní tlak při interakci pláště s hrbolem KRMELA (2004)
 Fig 9 – Contact pressure for interaction tyre – convex obstacle by KRMELA (2004)

Stavy chování pláště v interakci s jakýmkoliv konvexním nebo konkávním tvarem překážek nejsou publikované, proto ke zhodnocení chování pláště musí být provedeny experimenty.

PŘEKÁŽKY PRO STATICKÉ EXPERIMENTÁLNÍ MODELOVÁNÍ PNEUMATIK

Statické zkoušky pneumatik jsou prováděny na zařízení tzv. statickém adhezoru, kde lze získat tvar a velikost dotykové plochy, radiální deformační charakteristiku aj. Změna průběhu a velikosti deformace u konkrétní pneumatiky při daném tlaku huštění je ovlivněna i geometrickým tvarem podložky. Neboli tvar vozovky změni charakter radiální deformační charakteristiky dané pneumatiky.

V práci BRAUN (1988) byly stanoveny překážky vypuklé s podélným řezem ve tvaru trojúhelníku s výškou vrcholu 30 mm a úhlem stěn vrcholu svírající 90°; ve tvaru trojúhelníku s výškou vrcholu 65 mm a úhlem stěn vrcholu svírající 90°, přičemž vrchol nemá ostrý úhel, ale je zakulacen o poloměru 12 mm. Uvedené překážky byly navrženy pouze pro experimentální měření na statickém adhezoru.

ZÁVĚR

Navrhujeme experimentálně ověřit různé typy překážek na statickém adhezoru s tím, že výsledky měření budou sloužit jako vstupy do výpočtového modelování pneumatika vers. vozovka.

Staticky ověřené geometrie překážek doporučujeme zahrnout do normy „definovaných překážek“.

Pro komplexní výpočtové modelování je třeba normalizovat nově navržené, příp. i jiné typy překážek s ohledem na rozměry pneumatiky, s vytvořením jejich databáze, včetně zahrnutí stávajících normou ČSN 30 0560 (1970) definovaných překážek.

Poděkování

Práce byla provedena v rámci grantového projektu GAČR 101/06/0508.

LITERATURA

1. ČSN 63 1511, 1970. Pérování vozidel. Měření dynamických součinitelů při jízdě vozidla přes překážky.
2. MIEGE A., 2002. *Tyre for truck ride simulations*. CPGS Dissertation. University of Cambridge.
3. KRMELA J., 2004. *Návrh výpočtového prostorového modelu radiální pneumatiky*. Disertační práce. Univerzita Pardubice.
4. BRAUN P., 1988. *Silové vztahy mezi vozidlovými koly a povrchem typických překážek*. Disertační práce. Brno, Vojenská akademie A. Zápotockého.

5. KRMELA J., HAJDUCHOVÁ L., PEŠLOVÁ F., JANÍČEK P., 2005. Composite Structures Used in Tyre. In *22nd International Colloquium (Advanced manufacturing and repair technologies in vehicle industry)*. Polská republika.

Kontaktní adresa:

J. Krmela, Ing. Ph.D.: Fakulta výrobních technologií a managementu, Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, Na Okraji 1001, Ústí nad Labem, 400 01, tel.: +420 475 285 511, e-mail: Krmela@fvtm.ujep.cz, Jan2.Krmela@post.cz

F. Pešlová, prof. Ing. Ph.D.: Fakulta výrobních technologií a managementu, Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, e-mail: Peslova@fvtm.ujep.cz

Corresponding author:

J. Krmela, Ing. Ph.D.: Faculty of production and management, J. E. Purkyně University in Ústí nad Labem, Na Okraji 1001, Ústí nad Labem, 400 01, Czech Republic, tel.: +420 475 285 511, e-mail: Krmela@fvtm.ujep.cz, Jan2.Krmela@post.cz

F. Pešlová, prof. Ing. Ph.D.: Faculty of production and management, J. E. Purkyně University in Ústí nad Labem, e-mail: Peslova@fvtm.ujep.cz

DYNAMICKÁ ANALÝZA PREVRÁTENIA NAKLADAČA

DYNAMICAL ANALYSIS OF A LOADER OVERTURN

Ján HOLÍK – Milan MIKLEŠ

ABSTRAKT: Príspevok sa zaoberá analýzou dynamických pomerov pri náraze ochrannej konštrukcie bezpečnostnej kabíny nakladača o zemínu a jej celkovej deformácie. Uvedená analýza sa tiež týka vymedzenia vzťahu pre silu a energiu ako funkciu hmotnosti stroja.

Kľúčové slová: nakladač, kabína, prevrátenie nakladača, ochranná konštrukcia nakladača, dynamická analýza

ABSTRACT: This paper deals about an dynamical analysis of situation during impact of a safety construction of a loader safety cab about soil and its total deformation. Presented analysis also determine an equation for force and energy as a function of a machine weight.

Key words: loader, cab, overturn of loader, safety construction of loader, dynamical analysis

ÚVOD

Kabína zemného stroja je z hľadiska bezpečnej prevádzky týchto strojov veľmi dôležitý konštrukčný uzol. Preto jej dimenzovaniu je treba venovať veľkú pozornosť. V praxi sa využívajú laboratórne skúšky overujúce vlastnosti konštrukcií používaných na ochranu vodiča. Jedná sa o ochrannú konštrukciu *FOPS* a ochrannú konštrukciu *ROPS*. Okrem toho sa kontroluje priestor limitujúci deformáciu – *DLV*.

Výsledky analýzy uvedenej v tomto článku môžu slúžiť ako podklady pre skúšky stroja podľa normy STN ISO 3471, ktorá určuje spôsob hodnotenia nosných vlastností konštrukcií chrániacich vodiča pri prevrátení (*ROPS*) aplikáciou statického zaťaženia

1. ZÁKLADNÉ CHARAKTERISTIKY ZEMINY

Predpokladáme, že povrch zeme, na ktorom by došlo k prevráteniu nakladača je svah s maximálnym sklonom $\varphi_0 = 30^\circ$, s tým, že zemina tvorí rovnorodý materiál.

Na základe výskumu V. Kacigina a V. Guskova možno odpor zeminy popísať dvoma rovnicami a to:

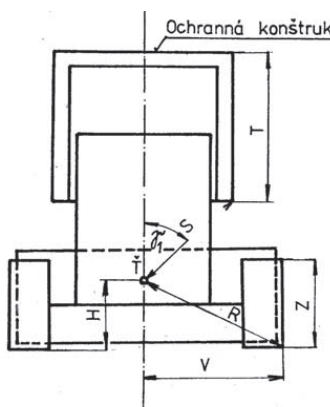
$$F_g = A \cdot p \cdot \tan gh \left(\frac{k \cdot W}{p} \right) \quad (1)$$

$$F_t = \mu \cdot F_g \quad (2)$$

kde: F_g [N] – normálová zložka reakcie zeminou;
 F_t [N] – tangenciálna zložka reakcie zeminou;
 A [m²] – plocha prierezu *ROPS* v styku so zeminou;
 p [Nm⁻²] – únosnosť zeminou;
 k [–] – súčiniteľ objemového stlačenia zeminou;
 W [m] – vzdialenosť preniknutia *ROPS* do zeminou;
 μ [–] – súčiniteľ trenia medzi zemou a lopatou nakladača.

2. DYNAMIKA PREVRÁTENIA NAKLADAČA

Vo výpočtoch sa predpokladá, že nakladač, až na jednu výnimku, je tuhé teleso (obr. 1). Výnimkou je ochranná konštrukcia kabíny, ktorá sa pri náraze môže deformovať v bočnom smere.



Obr. 1 Rozmery kolesového nakladača potrebné pre výpočet

Podľa medzinárodnej normy ISO 3471 minimálna bočná sila pri skúške ochrannej konštrukcie má mať hodnotu:

$$F_s = k \cdot G^{1,2} \approx f(D_s) \quad [\text{N}] \quad (3)$$

kde: k [–] – súčiniteľ obmedzujúci maximálnu hodnotu bočnej sily a deformácie;
 G [kg] – hmotnosť nakladača;
 D_s [m] – bočná výchylka (deformácia ochrannej konštrukcie).

Veľkosť plochy pod krivkou bočnej sily predstavuje hodnotu pohltenej energie ochrannou konštrukciou.

Potom:

$$U = \int_0^{D_s} F_s \cdot dD_s \quad [\text{J}] \quad (4)$$

2.1 Fázy prevrátenia

Počiatková poloha nakladača je znázornená na obr. 2 čiarkovane. V tejto polohe sa jeho ťažisko nachádza kolmo nad bodom otáčania O .

Uvažujeme rotačný pohyb nakladača ako tuhého telesa z polohy počiatkovej do polohy vyznačenej na obr. 2 plnou čiarou.

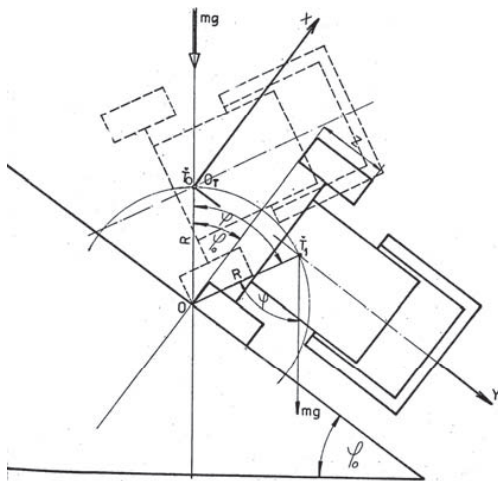
Pohybové rovnice pre tento rotačný pohyb okolo bodu otáčania O dostaneme z momentovej podmienky rovnováhy k tohto bodu.

Hlavná pohybová rovnica podľa II. Newtonovho zákona má tvar:

$$M = \varepsilon \cdot I \quad (5)$$

kde: $\varepsilon \text{ [s}^{-2}\text{]}$ – uhlové zrýchlenie telesa rotujúceho okolo osi O ;

$I \text{ [kgm}^2\text{]}$ – hmotný moment zotrvačnosti telesa rotujúceho okolo osi O .



Obr. 2 Počiatková poloha nakladača (čiarkovane) a poloha pred rázom medzi zemou a kolesami nakladača

Hmotný moment zotrvačnosti nakladača k otočnému bodu O sa vypočíta podľa Steinerovej vety.

Potom bude:

$$I = I_G + m \cdot R^2 \quad (6)$$

kde: $I_G \text{ [kgm}^2\text{]}$ – hmotný moment zotrvačnosti nakladača k jeho ťažisku;

$m \text{ [kg]}$ – hmotnosť nakladača;

$R \text{ [m]}$ – vzdialenosť ťažiska nakladača od bodu otáčania O .

Pohybová rovnica bude potom mať tvar:

$$M = \varepsilon \cdot (I_{\tilde{T}} + m \cdot R^2)$$

Pretože $\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$,

pre moment od tiaže nakladača na naklonenej rovine platí:

$$m \cdot g \cdot R \cdot \sin\alpha = \frac{d^2\varphi}{dt^2} (I_{\tilde{T}} + m \cdot R^2) \quad (7)$$

Rozložením pohybu bodu $\tilde{T}$ po kružnici s polomerom R na dva priamočiare pohyby v smeroch súradnicových osí x a y dostaneme:

$$x = R \cdot \cos(\varphi - \varphi_0) \quad (8)$$

$$y = R \cdot \sin(\varphi - \varphi_0) \quad (9)$$

Rovnice (8) a (9) definujú polohu ťažiska nakladača pri jeho otáčaní sa okolo bodu O . Ich deriváciou možno definovať prechodové rýchlosti ťažiska pri otáčaní okolo bodu O .

Čiže platí:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = -R \frac{d\varphi}{dt} \sin(\varphi - \varphi_0) \quad (10)$$

$$v_y = \frac{dy}{dt} = R \frac{d\varphi}{dt} \cos(\varphi - \varphi_0) \quad (11)$$

Keď nakladač dosiahne polohu podľa obr. 2, dôjde k rázu medzi zemou a kolesom nakladača a k otáčaniu okolo bodu I až do polohy ako je na obr. 3.

Pohybová rovnica pre tento rotačný pohyb okolo bodu I má tvar:

$$\left\{ I_d + m \cdot \left[(Z - H)^2 + V^2 \right] \right\} \frac{d\varphi^2}{dt} = m \cdot g \cdot \sqrt{(Z - H)^2 + V^2} \cdot \sin\beta \quad (12)$$

Z obr. 4 vyplýva, že $\beta = \varphi - \gamma$, potom

$$\gamma = \arccos \frac{(Z - H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z - H)^2 + V^2}} \quad (13)$$

Po dosadení rovnice (13) do (12) dostaneme:

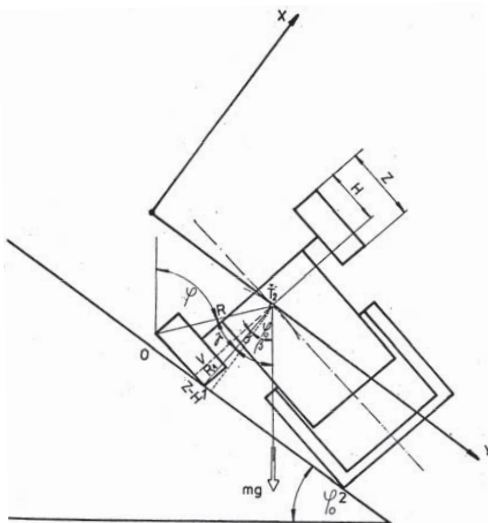
$$\left\{ I_d + m \cdot \left[(Z - H)^2 + V^2 \right] \right\} \frac{d\varphi^2}{dt} = m \cdot g \cdot \sqrt{(Z - H)^2 + V^2} \cdot \sin \left\{ \varphi - \arccos \frac{(Z - H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z - H)^2 + V^2}} \right\} \quad (14)$$

Znova rozložíme pohyb bodu T_2 okolo bodu I s polomerom R_I na dva priamočiare pohyby v smere súradnicových osí x a y .

Pritom platí: $R_1 = \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}$

$$x = R_1 \cdot \cos \delta \quad y = R_1 \cdot \sin \delta \quad \delta = \varphi - \varphi_0 - \gamma$$

$$\delta = \varphi - \varphi_0 - \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}}$$



Obr. 3 Poloha nakladača počas nárazu ochrannej konštrukcie o zem

Súradnice ťažiska T_2 sú:

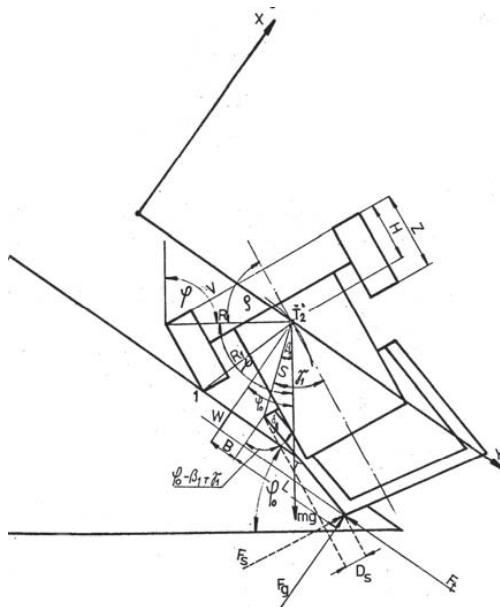
$$x = R_1 \cdot \cos \left\{ \varphi - \varphi_0 - \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}} \right\} \quad (15)$$

$$y = R_1 \cdot \sin \left\{ \varphi - \varphi_0 - \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}} \right\} \quad (16)$$

Deriváciou rovníc (15) a (16) dostaneme prechodové rýchlosti bodu T_2

$$v_x = -R_1 \cdot \sin \left\{ \varphi - \varphi_0 - \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}} \right\} \frac{d\varphi}{dt} \quad (17)$$

$$v_y = R_1 \cdot \cos \left\{ \varphi - \varphi_0 - \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}} \right\} \frac{d\varphi}{dt} \quad (18)$$



Obr. 4 Poloha nakladača po náraze ochrannej konštrukcie o zem

Po dosadení za R_1 bude:

$$v_x = \sqrt{(Z-H)^2 + V^2} \cdot \sin \left\{ \varphi_0 + \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}} - \varphi \right\} \frac{d\varphi}{dt} \quad (19)$$

$$v_y = \sqrt{(Z-H)^2 + V^2} \cdot \cos \left\{ \varphi_0 + \arccos \frac{(Z-H)^2 + V^2 - Z^2 - R^2}{2R \cdot \sqrt{(Z-H)^2 + V^2}} - \varphi \right\} \frac{d\varphi}{dt} \quad (20)$$

Rovnice (14), (19) a (20) popisujú pohyb nakladača z polohy znázornenej na obr. 2 cez polohu na obr. 3 do polohy na obr. 4.

Pre momenty k ťažisku nakladača podľa obr. 4 platí:

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} - M_1 + M_2 = 0 \quad \Rightarrow \quad I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_1 - M_2 \quad (21)$$

$$\text{kde: } M_1 = F_t (x+W) \quad (22)$$

$$M_2 = F_g (L+B) \quad (23)$$

Podľa geometrie na obr. 4 platí:

$$\rho = \arctg\left(\frac{V}{H}\right) \quad \rho + \varphi - \beta_1 + \gamma_1 = 2\pi \quad \text{a} \quad \beta_1 = \rho + \varphi + \gamma_1 - 2\pi$$

$$L = T \cdot \sin(\varphi_0 - \beta_1 + \gamma_1 + \delta_1)$$

$$L = T \cdot \sin\left[\varphi - \arctg\left(\frac{V}{H}\right) - \varphi + 2\pi + \arcsin\left(\frac{D_s}{T}\right)\right] \quad (24)$$

$$B = S \cdot \sin(\varphi_0 - \beta_1)$$

$$B = S \cdot \sin\left[\varphi - \arctg\left(\frac{V}{H}\right) - \varphi - \gamma_1 + 2\pi\right] \quad (25)$$

Po dosadení rovníc (24), (25) do rovníc (22), (23) dostaneme upravený vzťah rovnice (21).

$$I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = F_t (x + W) - F_g \left[T \cdot \sin \varphi_0 - \arctg\left(\frac{V}{H}\right) - \arcsin\left(\frac{D_s}{T}\right) + S \cdot \sin \varphi_0 - \arctg\left(\frac{V}{H}\right) - \varphi - \gamma_1 + 2\pi \right] \quad (26)$$

Súčasne platí:

$$m \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} = F_g - mg \cdot \cos \varphi_0 \quad (27)$$

$$m \frac{d^2 \varphi_y}{dt^2} = mg \cdot \sin \varphi_0 - F_t \quad (28)$$

2.2 Určenie hĺbky preniknutia ochrannej konštrukcie do zeme

Podľa obr. 4 platí pre hĺbku preniknutia konštrukcie:

$$W = S \cdot \cos(\varphi_0 - \beta_1) + T \cdot \cos\left[\varphi_0 - \beta_1 + \gamma_1 + \arcsin\left(\frac{D_s}{T}\right)\right] - x$$

Po úprave bude:

$$W = S \cdot \cos\left[\varphi_0 - \arctg\left(\frac{D_s}{T}\right) - \varphi + 2\pi - \gamma\right] + T \cdot \cos\left[\varphi_0 - \arctg\left(\frac{V}{H}\right) - \varphi + 2\pi + \arcsin\left(\frac{D_s}{T}\right)\right] - x \quad (29)$$

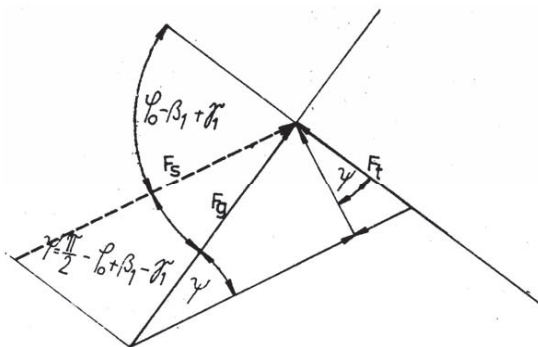
Veličina D_s sa vyskytuje v rovnici (26) i (29), pričom je možné ju vyjadriť aj v sile F_s v rovnici (3).

2.3 Rozklad sily F_s

Pretože sila F_s pôsobí na bok ochrannej konštrukcie nakladača, možno ju vyjadriť pomocou síl F_t a F_g pomocou nasledovných transformačných rovníc:

$$\psi = \varphi_0 - \beta_1 + \gamma_1$$

$$F_s = F_g \cdot \sin \left[2\pi - \arctg \left(\frac{V}{H} \right) - \varphi + \varphi_0 \right] - F_t \cdot \cos \left[2\pi - \arctg \left(\frac{V}{H} \right) - \varphi + \varphi_0 \right] \quad (30)$$



Obr. 5 Zložky sily F_s

Teraz je možné každú z premenných veličín uvedených v rovniciach (26), (27) a (28) vyjadriť vo vzťahu k veličinám φ , x alebo y pomocou rovníc (1), (2), (3) a (29), (30).

ZÁVER

V článku je naznačená trojrozmerná dynamická analýza modelového prevrátenia nakladača. Výsledky určujú funkčnú závislosť hmotnosti nakladača a deformujúcich síl F_t a F_g na ochrannú konštrukciu. Pomocou transformačných rovníc dostaneme závislosť deformujúcej sily F_s na silách zeminy F_t a F_g .

LITERATÚRA

1. DRAŽAN, F., NEMČEK, M.: Zemné stroje, SVŠT Bratislava, 1981.
2. Medzinárodná norma STN ISO 3471 – Ochranné konštrukcie pri prevrátení, SUTN Bratislava, 1994.
3. GONDA, J.: Technická dynamika, ŠNTL Bratislava, 1965.

Adresa autorov:

doc. Ing. Ján Holík, CSc., prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc.

FEVT TU vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, e-mail: holik@vsld.tuzvo.sk, mikles@vsld.tuzvo.sk

Článok vznikol v rámci riešenia vedeckého grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/3534/06.

ZLEPŠOVANIE KVALITY PROSTREDNÍCTVOM SIX SIGMA V STROJÁRSKOM PODNIKU

QUALITY IMPROVEMENT BY SIX SIGMA IN ENGINEERING COMPANY

Pavol GEJDOŠ

ABSTRACT: The article deals about implementations of Six Sigma method. The philosophy of Six Sigma is related to the philosophy of Total Quality Management (TQM) and it is oriented on purchasers, processes and Continuous Improvement Process (CIP). The advantage of the method Six Sigma is the fact, that it proves to unify three areas – to be management philosophy, to be advisable applied statistics and to introduce the CIP through the model DMAIC (Define – Measure – Analyse – Improve – Control), into the one strategic and systematic way of doing the process of CIP.

Key words: Six Sigma, quality improvement, process capability, efficiency, reduction of variance

ABSTRAKT: Článok sa zaoberá možnosťami implementácie metódy Six Sigma. Je to filozofia, ktorá je spojená s filozofiou Totálneho riadenia kvality, ktorá je založená na hodnotách a neustálom zlepšovaní procesov. Procesne orientované manažerstvo kvality a pokles nežiadúcej variability, ktoré zapríčiňujú vznik nezhodných produktov sa stali základnými predpokladmi ako úspešne uspokojiť požiadavky zákazníkov. Jednou z možností ako uspokojiť požiadavky zákazníkov je metóda Six Sigma, ktorá v sebe spája všetky aktivity moderného prístupu manažmentu kvality, ktorý je nevyhnutný pre úspešné zvyšovanie podnikovej výkonnosti a rozvoja podniku.

Kľúčové slová: Six Sigma, zlepšovanie kvality, spôsobilosť procesov, výkonnosť, redukcia odchýlok

1. ÚVOD

Súčasný dynamický sa rozvíjajúce a rýchlo sa meniace ekonomické prostredie stavia podniky pred problém zabezpečenia dlhodobej konkurencieschopnosti. Rozhodujúcim faktorom smerom k zákazníkom v zdravom trhovom prostredí je marketingová stratégia odvíjajúca sa od reklamy, kvality a ceny produktov, dodacích i záručných podmienok a pod. Rozhodujúcim faktorom smerom do vnútra spoločnosti (interné prostredie) je systém a kvalita riadenia spoločnosti. To si vyžaduje zavádzať do praxe nové metódy riadenia a zmeny v prístupoch, kde základným cieľom je zvyšovať efektívnosť, výkonnosť spoločnosti a kvalitu produktu.

Jedným z veľmi frekventovaných súčasných tém pri rozvoji systému manažérstva kvality je problematika merania a hodnotenia výkonnosti procesov. Six Sigma reprezentuje strategický prístup k neustálemu zlepšovaniu kvality prostredníctvom aplikácie množstva nástrojov. Pragmatickým cieľom Six Sigma je znižovanie výdavkov organizácie za podmienky, že nebude ohrozené plnenie zákazníckych požiadaviek na kvalitu.

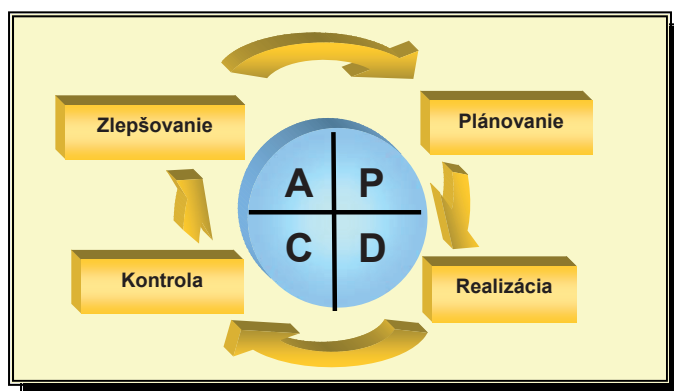
2. ZLEPŠOVANIE KVALITY

Manažérstvo kvality je špecializovaná manažérska činnosť, orientovaná na rozvoj kvality práce, produkcie a všetkých aktivít akejkoľvek organizácie (Potkány, 2004).

Postupné alebo nepretržité zdokonaľovanie je pravdepodobne najsilnejšia stránka sprevádzajúca manažment. Pod komplexný manažment kvality spadajú dve základné zodpovednosti týkajúce sa nepretržitého zdokonaľovania práce:

- procesy na podporu a efektívne zlepšenie bežných metód a procedúr,
- riadenie inovačného úsilia na dosiahnutie väčšieho technologického pokroku.

Aplikácia jednotlivých oblastí manažérstva je postavená na princípe nepretržitého zdokonaľovania identifikovaných procesov. K uplatňovaniu takéhoto prístupu sa využíva tzv. Demingov kruh PDCA, ktorý je znázornený na obrázku 1.



Obrázok 1 Demingov model PDCA

PDCA cyklus symbolizuje proces analýzy problémov medzi potrebami odberateľa a súčasnou úrovňou práce. Je to systematický postup založený na korekcii a prevencii pred defektmi, pri zdokonaľovaní metód a procedúr. Toto odstraňuje korene príčin problémov a nepretržite zriaďuje a reviduje nové normy.

Vzhľadom k tomu, že okolie každého podniku podlieha zmenám, musia sa nutne meniť a zlepšovať aj podnikové procesy. Oblasť zlepšovania procesov môžeme rozdeliť na tri základné prístupy:

- kontinuálne zlepšovanie procesov – orientácia na znalosti pracovníkov, zlepšovanie inkrementálnym spôsobom,

- radikálne zlepšovanie procesov – prostredníctvom re-engineeringu,
- evolučné zmeny – vedie k zabudovaniu mechanizmu evolučných zmien do systému, ktorý sa potom optimalizuje zvnútra podľa požiadaviek prostredia.

2.1 Zlepšovanie kvality prostredníctvom Six Sigma

Six Sigma je metóda zlepšovania produktivity, výkonnosti a kvality poskytovaných výrobkov a služieb. Vychádza z dokonalého porozumenia požiadaviek a očakávaní zákazníkov a uplatňuje overené nástroje na odstraňovanie chýb v procesoch ich uspokojovania.

Six Sigma sa realizuje prostredníctvom vlastných zamestnancov podniku. Zamestnanci predstavujú najdôležitejšie riešiteľské kapacity zlepšovania. Orientácia na zákazníkov, procesy a zamestnancov robí zo Six Sigma spôsob budovania a rozvíjania novej podnikovej kultúry.

Podľa niektorých autorov je Six Sigma systém manažmentu kvality v organizácii, iní autori označujú Six Sigma ako nástroj, resp. metodiku umožňujúcu dosahovať podnikateľskú úspešnosť (Business Excellence). Vecne sa Six Sigma dá považovať za nástroj, metodiku hodnotenia úrovne kvality. Má štatistický základ a súvisí so spôsobilosťou procesov.

2.1.1 Základné princípy Six Sigma

Six Sigma vychádza z nasledovných hlavných princípov, ktorými sa zároveň odlišuje od iných metód zvyšovania výkonnosti podnikov (Pande, Neuman, Cavanagh, 2002).

1. Orientácia na zákazníkov

„Viac ako len uspokojiť zákazníka“

Zákazník definuje kvalitu: očakáva vysokú výkonnosť, spoľahlivosť, konkurenčné ceny, včasné dodávky, kvalitné služby a korektné správanie. V každodenných činnostiach, ktoré ovplyvňujú vnímanie podniku zákazníkom nestačí byť len dobrý. Viac ako len uspokojiť zákazníka je nutnosť a zdroj konkurenčnej výhody.

Six Sigma začína hodnotenie vlastnej výkonnosti u zákazníka. Napríklad, ak plnenie ukazovateľa dôležitého pre zákazníka nedosahuje zákazníkom definované hodnoty, je to impulz pre zlepšenie.

2. Orientácia na procesy

„Procesy z pohľadu zákazníka“

Prekonanie očakávaní vyžaduje pozeráť na podnikové procesy z perspektívy zákazníka.

- Aké sú požiadavky zákazníka?
- Skutočne ich poznáme?
- Sú naše procesy spôsobilé plniť a prekonávať požiadavky zákazníka?

Zodpovedanie týchto a podobných otázok umožňuje získať znalosti o tom, čo zákazník naozaj chce, potrebuje, žiada, očakáva.

Na základe poznania požiadaviek zákazníka, Six Sigma identifikuje prioritné oblasti a procesy, v ktorých by podnik mohol dosiahnuť výrazné zlepšenia. Následne aplikuje nástroje na odhalenie príčin chýb a nedostatkov a nástroje na ich odstránenie. Six Sigma dáva manažmentu schopnosť predpovedať výsledky procesov, spôsob ako ovládnuť procesy. To je jediným spôsobom udržania a rozvíjania konkurenčnej schopnosti.

3. Orientácia na zamestnancov

„O výsledkoch rozhodujú zamestnanci „

Tí tvoria výsledky a výsledky sú závislé od kvality. Preto každý musí mať aj príležitosť meniť a zlepšovať súčasný stav vecí. Úlohou vedenia podniku je vytvárať príležitosti pre zlepšovanie, podporovať a motivovať zamestnancov, vytvárať prostredie zamerané na využitie ich schopností a znalostí s cieľom uspokojiť zákazníka.

Six Sigma využíva vlastné riešiteľské kapacity podniku. Organizácia programu Six Sigma vyžaduje, aby na riešenie projektov zlepšovania boli vyčlenené dostatočné zdroje – predovšetkým zdroje vo forme špeciálne školených riešiteľov projektov pracujúcich na plný a na čiastočný úväzok. Na každý projekt zlepšovania je vytvorený riešiteľský tím, ktorý angažuje ďalších zamestnancov.

4. Riadenie a zlepšovanie založené na údajoch, informáciách a znalostiach

„Zákazníci cítia odchýlky, nie priemer „

Systémy riadenia podnikov najčastejšie hodnotia a posudzujú výkonnosť sledovaných ukazovateľov na základe ich priemerných hodnôt z minulosti. Zákazníci však podnik nehodnotia na základe hodnoty dlhodobého priemeru. Zákazníci hodnotia podnik podľa okamžitej výkonnosti. Ak sa vyskytne odchýlka od požadovanej hodnoty, zákazník to hodnotí ako nedostatok. Pre zákazníkov aj pre podnik sú dôležité stabilné a spôsobilé procesy. Len procesy, ktorých výkonnosť je spoľahlivá a predvídateľná môžu poskytnúť dokonalú kvalitu. Rozptyl výkonnosti procesov je predmetom zlepšovania metódou Six Sigma. Rozptyl, teda výskyt odchýlok od požadovaných hodnôt a ich tolerancií je najväčším nepriateľom tak dodávateľov, ako aj zákazníkov daných výrobkov a služieb.

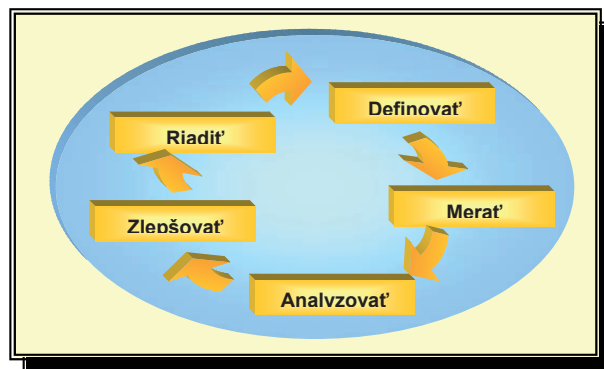
5. Štandardný postup zlepšovania procesu

Six Sigma v riešení projektu používa štandardný postup krokov. Dodržiavanie štandardného postupu eliminuje typické chyby a nedostatky v riešení projektov, akými sú nedodržanie pôvodného účelu a zámeru projektu, snaha prejsť do etapy zlepšovania bez dôkladnej analýzy príčin problému, alebo prekročenie plánovaného časového rámca projektu.

Štandardný postup riešenia projektu pomáha monitorovať priebeh projektu, zjednotiť spôsob práce rôznych riešiteľov v rámci podniku, vybrať pre danú etapu riešenia správne nástroje, ale predovšetkým poskytuje jednotný jazyk komunikácie všetkých zúčastnených.

Najčastejšie uplatňovaný štandardný postup zlepšovania procesu je DMAIC a jeho modifikácie, ktorý pozostáva z nasledujúcich krokov (Pande, Neuman, Cavanagh, 2002):

- Definovanie (DEFINE) – je počiatočná fáza, kedy je potrebné nájsť, kde sú kľúčové oblasti. Akým smerom sa zamerať na dosiahnutie vyššej (lepšej) úrovne sigma.
- Meranie (MEASURE) – cieľom tejto fázy v stratégii Six Sigma je získanie informácií o súčasnej situácii, o súčasnej produkcii a jej kvalite. Meranie je potrebné chápať tak, ako veľa iných vecí v Six Sigma, vo veľmi širokom spektre, pretože môže ísť o zisťovanie veľmi rôznorodých údajov.
- Analýza (ANALYZE) – je fáza, ktorá má priniesť poznatky o hlavných zdrojoch problému, ktoré spôsobujú najzávažnejšie, alebo najväčšie „chyby“. S pomocou štatistických, či iných metód je potrebné identifikovať zdroje strát na kvalite výroby.
- Zlepšovanie (IMPROVE) – v tejto fáze je cieľom presadiť a uskutočniť zmeny, ktoré prispievajú k zlepšovaniu kvality vo všetkých smeroch získaných v minulej fáze.
- Riadenie (CONTROL) – účelom tejto fázy je získavanie a sledovanie výsledkov z minulej fázy.



Obrázok 2 DMAIC model

Taktiež existujú aj variácie tohto modelu DMAIC, ako napríklad DMADV (Define – Measure – Analyse – Design – Verify). V tomto prípade je fáza Definovania rovnaká ako v základnom module, fáza Merania je zameraná na meranie potrieb zákazníkov, resp. trhov, vo fáze Analýza sa hodnotia rôzne možnosti postupu a konečné fázy Zlepšovania a Riadenia sú nahradené fázami Navrhovania (Design), v ktorej sa navrhuje proces tak, aby vyhovoval požiadavkám zákazníkom, resp. trhom a záverečná fáza Overovania (Verify), kedy sa overuje dosiahnutie kritérií určených vo fáze Definovania. DMAIC je spôsob, ako do podnikových procesov efektívne aplikovať a trvale udržať zlepšenia.

6. Proaktívny manažment

Byť proaktívny, znamená predstihnúť udalosti. Reaktívne skoky z krízy do krízy sú príznakom manažéra, alebo spoločnosti, ktorý stratili kontrolu nad situáciou. Metóda Six Sigma zlučuje nástroje a praktiky, ktoré menia reaktívne zvyky v dynamický, citlivý a proaktívny spôsob manažmentu. V podstate sú východným bodom pre kreatívnu a efektívnu zmenu.

7. Organizácia pre podporu Six Sigma

Zlepšená spolupráca medzi výrobcami, predajcami a zákazníkmi predstavuje obrovské možnosti. Konkurencia medzi kolektívmi, ktoré by inak mali pracovať na spoločnom ciele, spôsobuje miliónové straty.

8. Dokonalosť ako dlhodobý cieľ

Žiadna spoločnosť nedosiahne vysokú úroveň výkonnosti Six Sigma bez nových nápadov a prístupov. Tie vždy prinášajú so sebou aj určité riziko, no pokiaľ sa ľudia, ktorí vidia možnú cestu k lepšej výkonnosti obávajú chýb a nikdy sa o nič ani nepokúsia, výsledkom ich činností je stagnácia, rozklad a zánik.

3. APLIKÁCIA SIX SIGMA V STROJÁRSKEJ VÝROBE

Prostredníctvom aplikácie metodológie DMAIC v rámci Six Sigma je možné pozornosť sústrediť na skúmanie výrobného procesu vybraného výlisku. Výlisok je charakteristický pre výrobu Lean. Je to jeden z najpočetnejších a tvarovo jeden z najtypickejších výliskov v skupine prevodovkové diely. Počas celého výrobného procesu výlisku je možný výskyt celkovo 88 chýb. Na ďalšiu analýzu výrobného procesu podľa metódy Six Sigma sme sa zaoberali prioritnou skupinou parametrov, ktoré sú bližšie špecifikované v nasledujúcej tabuľke 1.

Tabuľka 1 Parametre výlisku (Hauková, 2006)

Pozícia	Názov parametra	Požiadavky zákazníka
1	Poloha kužeľa	$0,56 \pm 0,1$
2	Výška ozubenia	$2,1 \pm 0,05$
3	Radiálna hádzavosť kužeľa voči ozubeniu	$< 0,15$
4	Kruhovitnosť kužeľa	$< 0,04$
5	Uhol kužeľa	$6,5^\circ \pm 15'$
6	Osadenie mostíka – ozubenie	$4,60 \pm 0,1$
7	Rozmer ozubenia cez valčeky A+B	80,711–80,924

Pre meranie spôsobilosti výrobného procesu je v tomto prípade vhodnejšie použiť index spôsobilosti **Ppk**. Dôvodom je, že merania sme prevádzali na vývojovej zákazke výlisku, ktorá celkovo pozostávala z 2000 ks. Z tejto zákazky bola vyhotovená štúdia spôsobilosti založená na celkovom rozsahu $n = 100 \text{ ks}$, odoberaných v pravidelných časových intervaloch po dobu približne 16 hodín. Počas tejto „skrátenej“ vývojovej zákazky samozrejme nie je možné očakávať, že všetky zdroje variability inherentne prítomné vo výrobnom procese majú rovnakú možnosť prejaviť sa. Práve z tohto dôvodu sme použili index **Ppk**, ktorý popisuje predbežnú spôsobilosť procesu a je založený na výberovej štandardnej odchýlke s a nie na sigme procesu. Vzorec pre výpočet **Ppk** je uvedený nasledujúcim vzťahom.

$$Ppk = \frac{\min[(USL - \bar{X}), (\bar{X} - LSL)]}{3 \times s}$$

LEGENDA: Ppk – spôsobilosť procesu pre vývojovú zákazku
 USL (LSL) – horná (dolná) tolerančná medza
 $\bar{x}$ – aritmetický priemer
 s – výberová štandardná (smerodajná) odchýlka

Pre index Ppk platí odlišná interpretácia spôsobilosti výrobného procesu, než pre index Cpk . Nasledovný popis zhŕňa klasifikáciu procesu na základe Ppk podľa QS – 9000.

- $P_{pk} > 1,67$ proces je spôsobilý
- $1,33 \leq P_{pk} \leq 1,67$ proces je podmienene spôsobilý
- $P_{pk} < 1,33$ proces je nespôsobilý

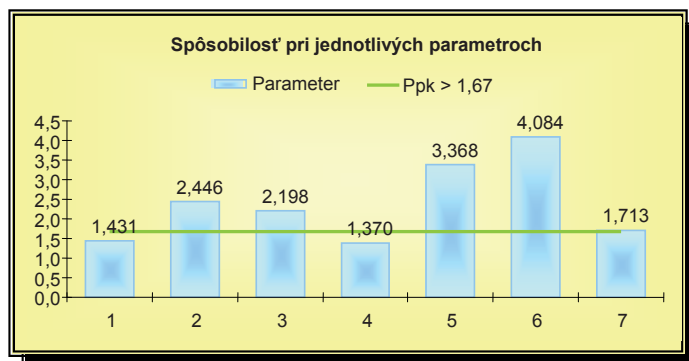
Podľa požiadaviek normy QS – 9000 boli namerané hodnoty usporiadané do 25 podskupín o veľkosti 4. Za účelom získania indexu spôsobilosti Ppk sme ich vyhodnotili a zistili, ktoré z týchto parametrov spĺňajú požiadavku na spôsobilosť procesu. Pre parametre s indexmi spôsobilosti pod úrovňou 1,67 uvádzame Shewhartové regulačné diagramy – diagram stredných hodnôt ($\bar{X}$ – diagram) a diagram rozpätia (R – diagram), pre posúdenie štatistickej zvládnutosti procesov.

V nasledujúcej tabuľke 2 sú uvedené základné štatistické charakteristiky analyzovaných dát výliskov u všetkých parametrov sumarizujúcich bodové odhady parametrov o rozsahu $n = 100$ ks a v grafe 1 je uvedený podrobnejší prehľad o dosiahnutí, resp. nedosiahnutí podmienky spôsobilosti.

Tabuľka 2 Základné štatistické charakteristiky parametrov (Hauková, 2006)

	Parameter						
	1	2	3	4	5	6	7
Rozsah vzoriek	100	100	100	100	100	100	100
Maximálna nameraná hodnota	0,615	2,109	0,089	0,034	6,500	4,630	80,819
Minimálna nameraná hodnota	0,515	2,078	0,021	0,013	6,444	4,596	80,750
Rozpätie R	0,100	0,03	0,07	0,021	0,06	0,03	0,07
Smerodajná odchýlka s	0,0213	0,0062	0,0153	0,0048	0,0108	0,0071	0,0146
Priemer $\bar{x}$	0,5684	2,0955	0,0490	0,0203	6,4745	4,6134	80,7858
Horná tolerančná medza USL	0,660	2,150	0,150	0,040	6,583	4,700	80,924
Dolná tolerančná medza LSL	0,460	2,050	–	–	6,250	4,500	80,711
Ppk	1,431	2,446	2,198	1,370	3,368	4,084	1,713

Graf 1 Zázornenie spôsobilosti jednotlivých parametroch



Pri dvoch parametroch 1 – poloha kužeľa a 4 – kruhovitosť kužeľa nebola splnená požiadavka na spôsobilosť, len požiadavka na podmienenú spôsobilosť.

Pre bodové odhady týchto dvoch parametrov je veľmi užitočné uviesť intervaly spoľahlivosti (IS) pre hladinu významnosti, za ktorú sme si zvolili $\alpha = 0,05$. Takto stanovené IS nás informujú, aký je pohyb bodových odhadov, ak rozsah výberu zmeníme, resp. použijeme iný náhodný výber z toho istého procesu. Pre takto stanovené IS platí, že bodové odhady s 95%-nou pravdepodobnosťou padnú do určených intervalov.

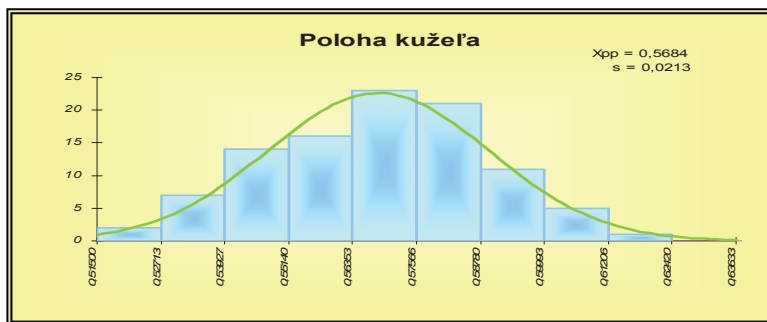
Tabuľka 3 Intervaly spoľahlivosti pre dané charakteristiky (Hauková, 2006)

Parameter	Hladina významnosti α pre intervalový odhad:	0,05	Bodový odhad	95 % interval spoľahlivosti (IS)
1	Stredná hodnota $\bar{x}$		0,5684	(0,56412 ; 0,57343)
	Výberová štandardná odchýlka s		0,0213	(0,0187 ; 0,0248)
4	Stredná hodnota $\bar{x}$		0,0203	(0,0194 ; 0,0213)
	Výberová štandardná odchýlka s		0,0048	(0,0042 ; 0,0056)

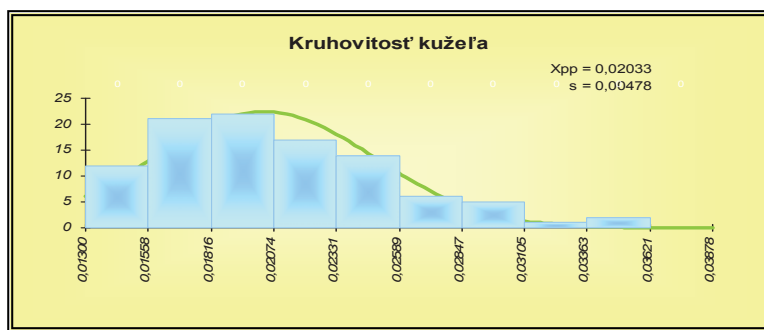
3.1 Analýza parametrov nespĺňajúcich podmienku spôsobilosti

Naším cieľom bolo analyzovať vplyvy, ktoré by mohli byť príčinou nespôsobilosti procesu vzhľadom na skúmané parametre. Pre vizuálnu predstavu sme údaje z merania u oboch parametroch znázornili v histogramoch, ktoré vizualizujú tvar rozdelenia nameraných hodnôt okolo strednej hodnoty (grafy 2, 3).

Graf 2 Histogram parametra 1 – poloha kužela

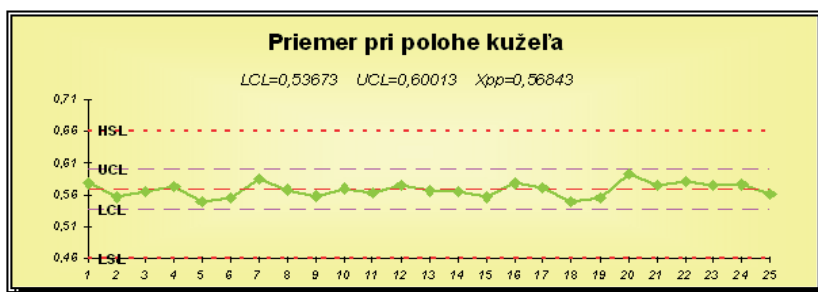


Graf 3 Histogram parametra 4 – kruhovitosť

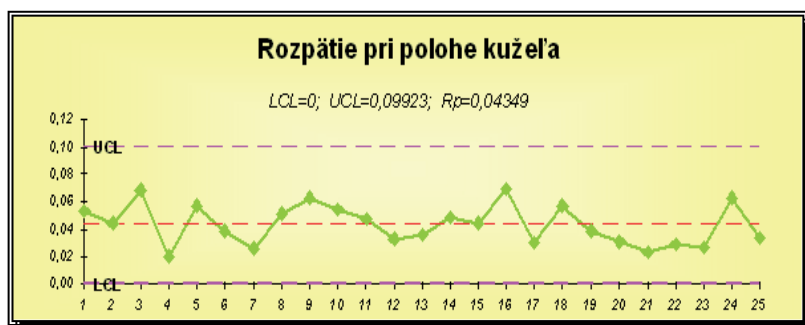


Obidva parametre sme podrobili štúdiu štatistickej stability, na základe Shewhartových regulačných diagramov (grafy 4, 5, 6, 7):

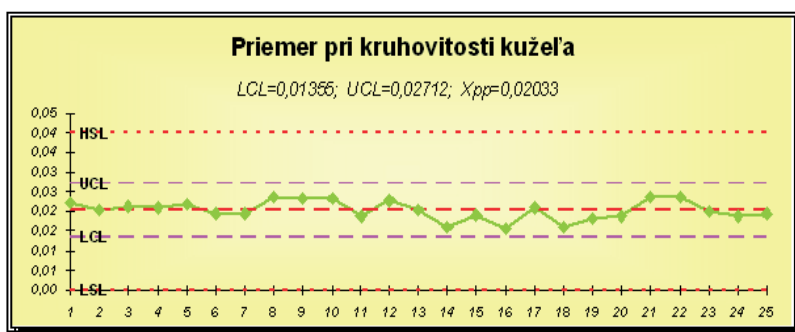
Graf 4 X – diagram strednej hodnoty pre parameter poloha kužela



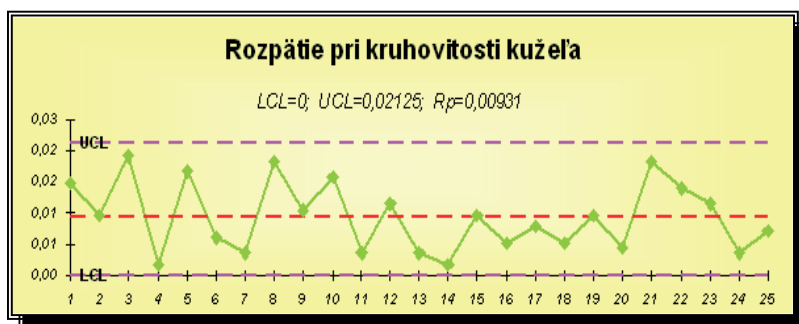
Graf 5 R – diagram rozpätia pre parameter poloha kužeľa



Graf 6 X – diagram strednej hodnoty pre parameter kruhovitosť



Graf 7 R – diagram rozpätia pre parameter kruhovitosť



Vysvetlivky: *UCL* – horná regulačná medza podľa Shewharta
LCL – dolná regulačná medza podľa Shewharta
R_p – rozpätie
X_{pp} – stredná hodnota (priemer)

4. DISKUSIA A ZÁVER

Teória regulácie procesu vychádza z existencie variability ako vlastnosti každého procesu, ktorá spôsobuje nedostatok jeho opakovateľnosti. I za relatívne stálych podmienok pôsobí na proces a jeho výstupy objektívne rada vplyvov, ktoré spôsobujú, že nie je možné vyprodukovať dva úplne totožné produkty. Je však možné tieto vplyvy študovať a vytvárať podmienky, aby sa variabilita procesu pohybovala vo svojich prirodzených hraniciach, bola stabilná a aby bolo možné na základe znalostí prirodzených medzí variability predvídať chovanie procesu v budúcnosti.

Z vykonaných analýz sme zistili, že dva z parametrov nespĺňajú podmienku spôsobilosti. Pre parameter 1 – poloha kužeľa a parameter 4 – kruhovitosť kužeľa sme sa pokúsili odhaliť príčiny spôsobujúce nesplnenie podmienky spôsobilosti. Na identifikáciu vplyvov sme použili nástroje riadenia kvality – histogram a Shewhartové regulačné diagramy, ktoré odhaľujú pôsobenie možných vplyvov.

Ako je možné vidieť z uvedených Shewhartových regulačných diagramov, na obidva parametre vplývajú len náhodné vplyvy, nakoľko v diagramoch nebolo možné spozorovať žiadne body nestability (body vyskytujúce sa mimo regulačných medzí UCL, LCL) teda z analýzy vyplýva, že sigma procesu nemôže byť znížená odstránením nenáhodných príčin variability pôsobiacich v procese, preto bolo pre nás dôležité prehodnotiť súčasný stav v oblasti riadenia kvality, v skúmanom podniku:

- SPC (statistical process control) – *štatistická regulácia procesov*, ktorá je zavedená v tomto podniku neposkytuje mnoho možností k zníženiu sigmy. Ako metódy využíva 7 nástrojov na riadenie kvality (*histogram, diagram príčin a následkov, regulačný diagram, Paretov diagram, vývojový diagram a korelačný diagram*). Okrem týchto základných nástrojov kvality spoločnosť využíva metódy, ako napríklad analýza možných príčin a následkov – *FMEA* rozvinutie funkcie kvality – *QFD*, testy štatistickej významnosti.
- Spoločnosť vlastní špičkové *výrobné zariadenia* pre finálne operácie, ktoré sú na svetovej úrovni, tým pádom náhrada novými výrobnými zariadeniami sa nejaví ako schodné riešenie.
- *Procesy* sú optimalizované dlhoročnou praxou, sú na úrovni technologického vodcovstva. V porovnaní s konkurenciou má spoločnosť podobne postavené procesy výroby synchronných krúžkov. V tomto prípade sa momentálne nevyskytujú možné návrhy pre zlepšovanie.
- Jedinou možnosťou takejto situácie je hĺbková *analýza procesov* so zameraním sa na zníženie sigmy v rôznych štádiách rozpracovania, ktoré v dôsledku môžu znížiť celkovú sigma výstupov.

Organizačná štruktúra, v akej táto firma pracuje nemá dostatok voľných ľudských ani strojových kapacít na podrobné skúmanie a technologickú optimalizáciu. Ďalším prvkom k zlepšovaniu, by bola zmena organizačnej štruktúry, ktorá je neoddeliteľnou súčasťou pri zavádzaní metódy Six Sigma. Potrebu by bolo vytvorenie takej organizačnej štruktúry v rámci Six Sigma, ktorá vedie od vedenia podniku až po výrobných zamestnancov.

Metóda merania výkonnosti procesov pomocou Sigma spôsobilosti umožňuje organizácií priebežne sledovať na akej hladine sigma sú jednotlivé procesy za podmienok, že rozsah nezhôd bude skutočne viazaný na milión príležitostí a nie na vyprodukované jednotky

(výstupy) z procesu. Príležitosťou je chápané akékoľvek miesto v procese, kde by mohla vzniknúť určitá nehoda čím sa vyjadrovanie rozsahu nezhôd veľmi sprísňuje. Hlavným zmyslom realizácie programov Six Sigma je hľadanie nových možností a príležitostí k neustálemu zlepšovaniu sledovaných procesov. Pomocou redukcie nežiadúcej variability, ktorá spôsobuje chybné produkty, pomocou procesného riadenia, sledovania spôsobnosti procesov je možné výrazne ovplyvniť výkonnosť a efektívnosť podnikových procesov, pretože zníženie variability procesu potom znamená:

- rovnomernejšiu výrobu,
- menšiu pravdepodobnosť výskytu nezhodných produktov,
- menší rozsah kontroly a nižšie náklady na kontrolu a skúšanie,
- nižšie náklady vyvolané poruchami procesu, produkováním odpadu a jednotiek vyžadujúcich prepracovanie,
- menej reklamácií, garančných a servisných opráv,
- dobrý image podniku,
- splnenie požiadaviek zákazníkov a viac spokojných zákazníkov.

SÚHRN

The article deals about implementations of Six Sigma method. The Six Sigma combines all activities of the modern approach to Quality Management, which are necessary for successful enterprise efficiency rise and company development. The ground of Six Sigma is decreasing undesirable variability of companies' processes by means of basic model of Six Sigma, model DMAIC. This model used many known tools and methods of quality management to achieve continual quality improvement. As a result is decreasing of incorrect products, increasing products quality, decreasing of costs, competitive advantage, satisfied customer etc.

LITERATÚRA

1. HAUKOVÁ, I.: 2006. Návrh implementácie metódy Six Sigma vo vybranom podniku. Diplomová práca, TU Zvolen, 2006, 58 s.
2. PANDE, P., NEUMAN, R., CAVANAGH, R.: 2002. Zavádíme metodu Six Sigma. Brno: TwinsCom s.r.o. 2002, 416s, ISBN 80-238-9289-4.
3. POTKÁNY, M.: 2004. Uplatnenie controllingu vo vnútropodnikovom riadení, personálnom manažmente a manažerstve kvality podnikov DSP. *Vedecká štúdia 7/2004/B*, Zvolene: TU vo Zvolene, 2004, 92 s, ISBN 80-228-1427-X.
4. QS-9000, PPAP – *Production Part Approval Process*, 3. edition, 1999, England.

Adresa autora:

Ing. Pavol Gejdoš, PhD.,

Katedra podnikového hospodárstva
Drevárska fakulta Technickej univerzity vo Zvolene
T. G. Masaryka 24
960 53 Zvolen
Slovensko
gejdos@pobox.sk

CREATION OF CONSTRUCTIONAL DOCUMENTATION OF COMBUSTION EQUIPMENT BY USING CA TECHNOLOGIES

TVORBA KONŠTRUKČNEJ DOKUMENTÁCIE VYKUROVACIEHO ZARIADENIA S VYUŽITÍM CA TECHNOLOGIE

Milada GAJTANSKA – Pavel HUSA

ABSTRACT: This paper deals with application of CA technology and its full utilization of standard PC hardware in creation of production documentation of the combustion equipment. The authors describe the Solidworks system, which is ideal for data transfer into follow-up applications.

Key words: production documentation, Solidworks system, automatic generating

ABSTRAKT: Tento príspevok sa zaoberá aplikáciou CA technológie a jej plného využitia štandardného hardwaru platformy PC pri tvorbe výrobnej dokumentácie spaľovacieho zariadenia. Autori popisujú systém SolidWorks, ktorý je ideálny na prenos dát do nadväzujúcich aplikácií.

Kľúčové slová: výrobná dokumentácia, Solidworks systém, automatické generovanie

PREFACE

By the elaborating of the assignment AV 811/2002 “Optimalization of burning procedure pointed at economical a ecological using of biomass and wooden waste in the burning devices up to 50 kW” eventuated need of construction solving of fireplace for two independent heating medias. This kind of fireplaces solving in the accessible burning devices is not in the frame of optimalization of burning procedure. This program is for its simplicity and variability suitable for students who are dealing with processing of models and documentations from simple components to creation of production documentations of complex configurations.

THE APPLICATION OF SOLID WORKS BY THE ELABORATION OF THE CONSTRUCTION DOCUMENTATION

Solid Works 2003 is functional parametrical modeler with the possibility of automatic generating 2D document. It is based on modeling base Parasolid and it is assigned for machine and design industry. In these fields it is used for processing the models and documentation of simple component up to very complicated configurations. Easy manageability is ensured by its philosophy – everything is made with combination of work in sketch and tools for creating volume or blanket solids. Except adding and deduction of shapes, shape's openings, ribs, chamfers, reflections, right-angled, orbicular and irregular fields, SolidWorks has at disposal creating of forms, with shells with different wall thickness, ability to draw unfurled sheet metal shapes, processing of spatial curves, screening of curves at space, editing of models in configurations, detection of crashes in configurations, “unfold” complicated configurations etc. At disposal there is testing of kinematical characteristics of components, which are composed and bind in configurations. When the mechanism is not working, the system offers many tools for diagnostics or editing the composition and its kinematics. Components of configurations and drawings are saved in separate files. In drawings dominates particularly whole automatic creating of views.

BASIC DATA ABOUT SOLIDWORKS 2003

Unbeatable swift work and simple use, including known Windows functions such as “drag-and-drop, point and click, cut and paste”. With Solid Work are constructional data 100 % editable and relations between components, configurations and drawings are always up-to-date.

Constructional analysis. Simple constructional analysis with COSMOSXpress™, first analysis for simple and swift strength calculation of components integrated directly into the 3D modeling software.

Tools for converting from 2D to 3D. Creating of 3D models from existing 2D files using the best converting tools, possibility to “pull” 2D drawings into SolidWorks drawings, support for re-usable 2D geometry including external refs (xrefs), views and tools, which allow easier creating of 3D models from DWG files.

Constructor communication. It uses superb communication ability included in eDrawings module. EDrawings is the first email–communicating tool that markedly simplifies sharing 2D and 3D information.

Online access to finished components. Saving time with 3D Content Central, the first integrated web source that supports 3D modeling software users with inbuilt access to finished components by online catalogs.

Configurations administration. Configurations administration is unique part of SolidWorks software architecture, which is included into models, configurations and drawings. Simplify work by repeated use and creating model or configurations variations inside of one document.

- It increases control and flexibility by means of configurations, which allow seeing variations of the model and simply switching between these variations.

Modeling the configuration. Incomparable increase of performance in modeling large configurations, which consist of more than 10 000 components. Binding with other parts and support connection by creating new parts. Creating and editing of parts, which are in configuration.

- Simulate real motion and mutual mechanical interaction of solids by means of unique physical simulation function.
- Command for reflection of components and configurations is accelerating modeling and it allows creating new models and configurations based on existing geometry.
- It accelerates creation of new configurations with intelligent connection and manage simply locate and repair conflict by means of unique diagnostics of connections.

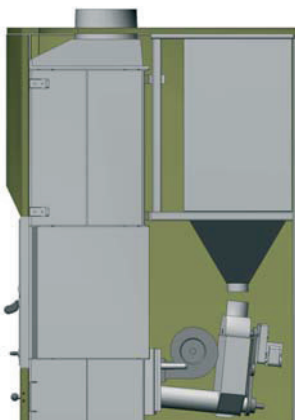


Fig. 1 Complete configuration

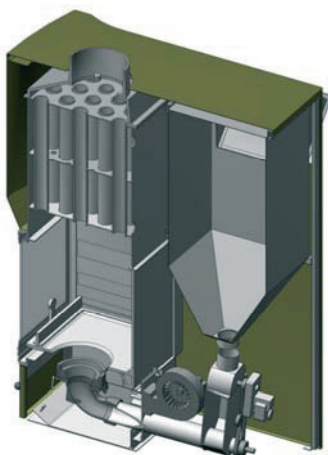


Fig. 2 Separated complete configuration

Drawings. SolidWorks offers necessary tools for simple creating of complete drawings documentation for production. It is creating associative drawings, views of drawings are automatically updated after every change, which is made on component or configuration.

- It automatically generates 3D models drawings, including views, dimensions, comments and piece lists.
- It is saving time with predefined views in drawings.
- It works on drawing separately from models and configurations, during which time is keeping full associability between models in configurations and drawings by means of unique abilities of RapidDraft function.
- It is creating variable positions by simple use of alternative view, special function for documenting the motion in configuration.

Modeling the components. Solid Works 2003 offers unlimited opportunities to model the components.

It is creating the models simply by means of extension, rotation, thin-walled elements, shells, fields of elements and holes.

- Quick creating of components in real time by means of unique attribute of multiple solids.
- It is creating changes in real time using “drag-and-drop”, by simple dynamic editing of the elements and sketches.

Areas. It is creating completion areas by using extension and pulling with revisory curves, it is filling holes, trimming, extending, rounding and intuitively sewing the areas. It changes gauge and creates field.

Tinny components. It uses full associative abilities for modeling whole scale of edges, cut-outs, corner cut-outs, over presses, rims, borders and folds, which are the best in its class.

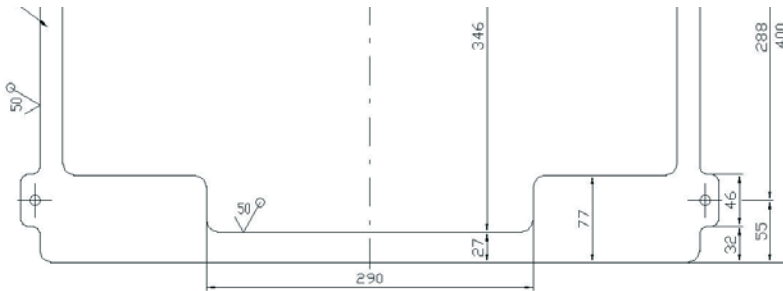


Fig. 3 Example of drawing documentation – ashtray

Exchange of data. SolidWorks 2003 provides data translators from and to almost all engineering CAD products, which are on the market.

Supported standards.

- ANSI, DIN, ISO, GOST, JIS, GB, BSI.

ZÁVER

Program SolidWorks 2003 bol pri aplikácii výrobnej dokumentácie uplatnil najmä pri modulovom riešení celej konštrukcie s nadväznosťou na výrobu. Väčšia časť vyrábaných komponentov bola prostredníctvom tohto programu vyhotovená na laserovom zariadení. SolidWorks 2003 plne využíva všetky výhody a vlastnosti MS Windows, jednoduché a intuitívne ovládanie a bezproblémovú komunikáciu s ostatnými aplikáciami CAD.

LITERATURE

- (1) LUPTÁK, O., BAHÝL, V., HUSA, P.: 2003. Technická dokumentácia AV 811/2002. TU Zvolen, 2003
- (2) BAHÝL, V., MARČOK, M.: 1994. Využitie výpočtovej techniky v procese výučby fyziky na Technickej univerzite vo Zvolene. *Pedagogický software 1994*, České Budějovice, 1994, s. 186–187
- (3) ZELENÝ, O.: SolidWorks. *Strojárstvo 12/2003*, 2003

Author's addresses:

doc. RNDr. Milada Gajtanska, CSc.

Ing. Pavel Husa

Katedra fyziky, elektrotechiky a aplikovanej mechaniky

Drevárska fakulta Technickej univerzity vo Zvolene

Masarykova 24

960 01 Zvolen

Slovensko

e-mail: gajtan@vsld.tuzvo.sk

CONTRIBUTION OF THE ANALYSIS VIBRATION OF FORESTRY MACHINE

PRÍSPEVOK K ANALÝZE KMITANIA LESNÍCKEHO STROJA

Branislav DANKO

ABSTRAKT: Cieľom príspevku je analýza kmitania a využitie charakteristík náhodného kmitania lesníckeho stroja – ťahača, ktoré je buď simulovanou vertikálnou nerovnosťou terénu pri stálej rýchlosti. Tiež naznačiť teoretický rozbor rovinného pohybu modelu stroja. Parametre lesníckeho stroja uvažujem ako deterministické funkcie. Dynamika stroja je analyzovaná štatistickou analýzou kmitania vozidla. Kmitanie uvažujem ako ideálny náhodný gaussovský a stacionárny proces. Príspevok poukazuje na tvorbu dynamického a matematického modelu lesníckeho stroja – ťahača a zostrojenie frekvenčných charakteristík kmitania stroja prostredníctvom štatistickej analýzy.

Kľúčové slová: analýza, kmitanie, lesnícky stroj – ťahač

ABSTRACT: The goal of the paper is analyse of vibration and using the characteristics of random function of forestry machine modelled by speed of vehicle and vertical unevenness of track. The theoretical analyse of plane motion of the model forestry machine, too. The parameters of machine are the deterministic function. The dynamic analyse was analysed the statistical analyse of machine. A solution of oscillation process will be ideal stationary random process.

The paper is shown to creative the dynamical and mathematical model of the forestry machine and constructive the characteristics of amplitude –frequencies or power spectral density by statistical analyse.

Key words: analysis, vibration, forestry machine

INTRODUCTION

Studies in the field of stochastic dynamic are devoted to most Gaussian stationary excitations but only a few random process in engineering practice are really Gaussian stationary. Stochastic loadings will be interpreted not only as external forces, but also as external kinematics effects. The exact solutions in linear or non – linear random vibration analyses are limited on the assumption that is Gaussian white noise and the structures can be modelled as single degree of freedom systems. The stochastic systems we encounter

the approaches, such as: tangent linearization method, statistical linearization method in various modifications, statistical quadratization method, and the Markov process approach and its modifications, etc.

Thanks to computer techniques is frequently applied Monte Carlo simulation method (Hlavňa a kol., 2001). Sometimes are the solutions by combining the method with other methods or virtual product development of Adams.

MATERIAL AND METHODS

Dynamical model

Fig. 1 presents a dynamic model of a forest wheeled skidder in which vertical displacement z_1, z_2, z_3, z_T and torsion of α_T of center mass m_T of gravity forestry tractor. The system has three degrees of freedom z_T, α_T, z_3 or z, z_2, z_3 . For the chosen dynamic model were derived a equations of motion. Equations of motion were constructed by means of Lagrange equations of second type (Bibljuk – Danko, 1999).

In case of dynamic calculation it is necessary to take into consideration different characteristics of the vehicle axles. The model of the tractor with trunk makes use of simplified type of pneumatic tires shown in Fig. 1. The structural parameters are:

- mass of tractor $m_T = 7\,100$ kg
- mass of front featuring tractor $m_1 = 4\,394$ kg
- mass of rear featuring tractor $m_2 = 2\,750$ kg
- damping coefficient of two tires in vertical direction $b_1 = b_2 = 6\,800$ N.s.m⁻¹
- stiffness coefficient of two tires in vertical direction $k_1 = k_2 = 485\,000$ N.m⁻¹
- damping coefficient of trunk $b_{km} = 900$ N.s.m⁻¹
- stiffness coefficient of trunk $k_{km} = 46\,000$ N.m⁻¹

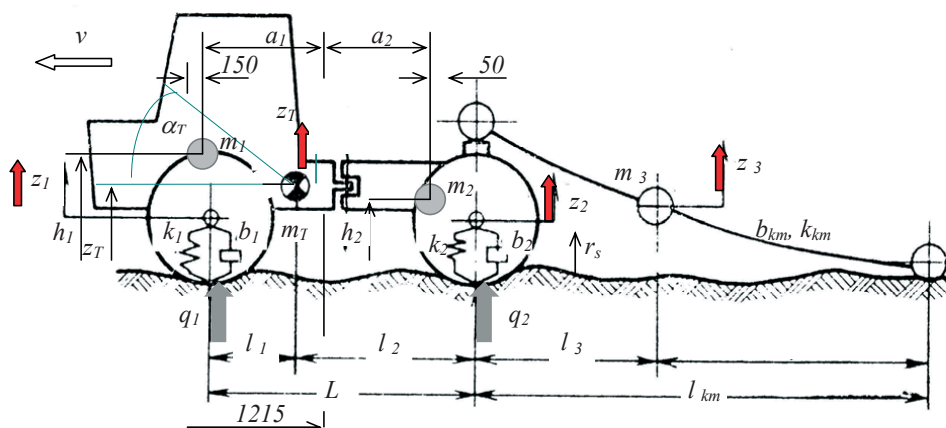


Figure 1 A dynamic model of forest wheeled skidder of type LKT with trunk

Mathematical model

Usually the first step is to construct a physical model that may be an assemblage of discrete elements such as mass, springs, dashpots or continuous elements such as beams, bars, shells and volumes or a combination of discrete and continuous elements. And the application of the fundamental laws of mechanics we have generally differential equations. Equations of motion of the tractor without trunk are:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + a_{11} \cdot \dot{z}_1 + a_{10} \cdot z_1 + b_{12} \cdot \ddot{z}_2 &= a_{10} \cdot q_1(t) + a_{11} \cdot \dot{q}_1(t); \\ \ddot{z}_2 + b_{21} \cdot \dot{z}_2 + b_{20} \cdot z_2 + a_{22} \cdot \ddot{z}_1 &= b_{10} \cdot q_1(t - \tau_i) + b_{11} \cdot \dot{q}_1(t - \tau_i); \end{aligned} \quad (1)$$

and by means of Laplace transformation as:

$$\begin{aligned} (s^2 + a_{11} \cdot s + a_{10}) \cdot z_1(s) + b_{12} \cdot s^2 \cdot z_2(s) &= (a_{10} + a_{11} \cdot s) \cdot F_1(s); \\ a_{22} \cdot s^2 \cdot z_1(s) + (s^2 + b_{21} \cdot s + b_{20}) \cdot z_2(s) &= (b_{10} + b_{11} \cdot s) \cdot F_1(s) \cdot e^{-\tau_i \cdot s}; \end{aligned} \quad (2)$$

and the transmission function can be expressed as:

$$H_{z_1}(s) = \frac{z_1(s)}{F_1(s)}, \quad (3)$$

$$H_{z_1}(s) = \frac{\begin{vmatrix} a_{10} + a_{11} \cdot s & b_{12} \cdot s^2 \\ (b_{10} + b_{11} \cdot s) \cdot e^{-\tau_i \cdot s} & s^2 + b_{21} \cdot s + b_{20} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} s^2 + a_{11} \cdot s + a_{10} & b_{12} \cdot s^2 \\ a_{22} \cdot s^2 & s^2 + b_{21} \cdot s + b_{20} \end{vmatrix}}, \quad (4)$$

$$H_{z_1}(s) = H_{z_1}(i\omega) = \frac{D_\omega + i \cdot C_\omega}{M_\omega + i \cdot N_\omega}, \quad (5)$$

where:

$$\begin{aligned} \Delta z_1(i\omega) &= D_\omega + i \cdot C_\omega; \\ \Delta F_1(i\omega) &= M_\omega + i \cdot N_\omega; \end{aligned} \quad (6)$$

Equations of motion of the tractor with trunk are:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + a_{11} \dot{z}_1 + a_{10} z_1 + b_{12} \ddot{z}_2 &= a_{10} \dot{q}_1(t), \\ \ddot{z}_2 + b_{21} \dot{z}_2 + b_{20} z_2 + a_{22} \ddot{z}_1 + d_{21} \dot{z}_3 + d_{20} z_3 &= \\ b_{10} q(t - \tau_i) + b_{11} \dot{q}_1(t - \tau_i) &, \\ \ddot{z}_3 + d_{31} \dot{z}_3 + d_{30} z_3 + b_{31} \dot{z}_2 + b_{30} z_2 &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

and by means of Laplace transformation are:

$$\begin{aligned}
(s^2 + a_{11}.s + a_{10}).z_1(s) + b_{12}.s^2.z_2(s) &= (a_{10} + a_{11}.s).F_1(s); \\
a_{22}.s^2.z_1(s) + (s^2 + b_{21}.s + b_{20}).z_2(s) + (d_{21}.s + d_{20}).z_3(s) &= (b_{10} + b_{11}.s).F_1(s).e^{-\tau_i.s}; \\
(b_{31}.s + b_{30}).z_2(s) + (s^2 + d_{31}.s + d_{30}).z_3(s) &= 0;
\end{aligned} \tag{8}$$

and the transmission function can be expressed as:

$$H_{z_1}(s) = \frac{z_1(s)}{F_1(s)}, \tag{9}$$

$$H_{z_1}(s) = \frac{\begin{vmatrix} a_{10} + a_{11}.s & b_{12}.s^2 & 0 \\ (b_{10} + b_{11}.s).e^{-\tau_i.s} & s^2 + b_{21}.s + b_{20} & d_{21}.s + d_{20} \\ 0 & b_{31}.s + b_{30} & s^2 + d_{31}.s + d_{30} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} s^2 + a_{11}.s + a_{10} & b_{12}.s^2 & 0 \\ a_{22}.s^2 & s^2 + b_{21}.s + b_{20} & d_{21}.s + d_{20} \\ 0 & b_{31}.s + b_{30} & s^2 + d_{31}.s + d_{30} \end{vmatrix}}, \tag{10}$$

$$H_{z_1}(s) = H_{z_1}(i\omega) = \frac{D_\omega + i.C_\omega}{M_\omega + i.N_\omega}, \tag{11}$$

where:

$$\begin{aligned}
\Delta z_1(i\omega) &= D_\omega + i.C_\omega; \\
\Delta F_1(i\omega) &= M_\omega + i.N_\omega;
\end{aligned} \tag{12}$$

The power spectral density (PSD) of vertical displacement z_l of field in the form:

$$G_{z_1}(\omega) = |H_{z_1}(i\omega)|^2 . G_u(\omega), \tag{13}$$

where $G_u(\omega)$ is PSD of kinematics displacements.

The frequency response function of the filter can be expressed as:

$$\begin{aligned}
H(i\omega) &= \frac{1 + \gamma i\omega}{-\omega^2 + i2\xi_0\omega_0\omega + \omega_0^2}, \\
|H(i\omega)|^2 &= \frac{1 + \gamma^2\omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2.\xi_0\omega_0\omega)^2}
\end{aligned} \tag{14}$$

where:

ω is kinematics excitation ($\omega = 4.91$ or 6.99 or 7.71 rad.s^{-1}), ω_0 is circular frequency of front or rear featuring of tractor ($\omega_0 = 10.53$ or 13.28 rad.s^{-1}), ξ is proportion damping ($\xi = 0.08$ and 0.09) and $\gamma^2 = 1$

Statistical analysis of vehicle vibration

Let us consider the approximation of the power spectral density of vertical unevenness $u(t)$ of field in the form:

$$G_u(\omega) = R(0) \cdot \frac{\alpha}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \omega^2 + \beta^2}{(\alpha^2 + \omega^2 - \beta^2)^2 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot \beta^2} \quad (\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}), \quad (15)$$

where: $\beta = \beta_1 \cdot v$, $\alpha = \alpha_1 \cdot v$, (16)

RESULTS AND DISCUSION

The simulation calculation was made for kinematics excitation where the height of unevenness was considered 0.07 m and the length of unevenness 2.2 m and for velocity of tractor $v = 1.0, 1.72, 2.45, 2.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (Danko, 2003).

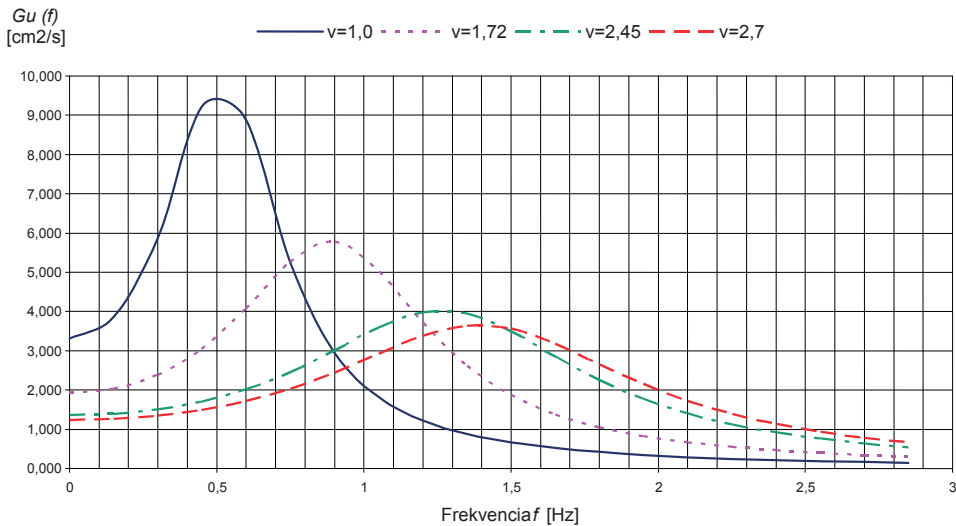


Figure 2 The power spectral density (PSD) of front axle of tractor for kinematics excitation

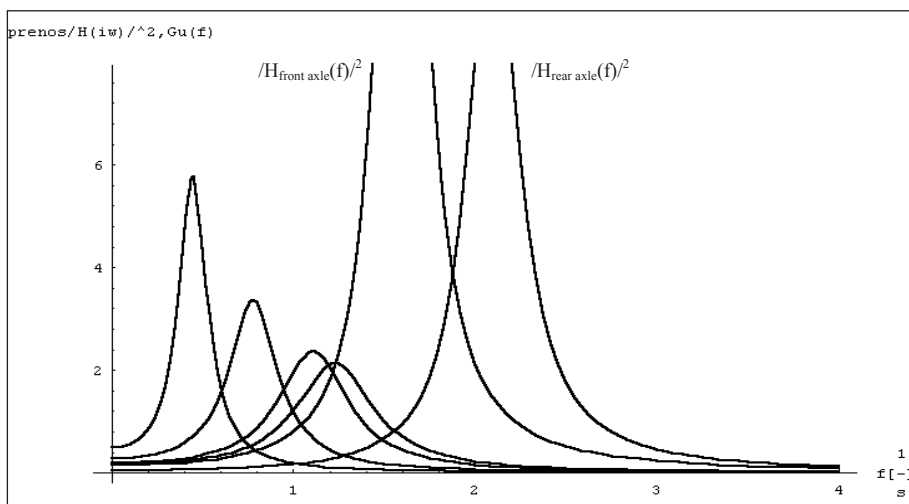


Figure 3 The frequency response of front featuring of tractor or rear, in functional dependence on spectral density (PSD) for kinematics excitation

CONCLUSION

The results of the solutions (14) and (15) are shown in graphic form on Figs. 3–2. This interaction significantly influences the machine characteristics. In this study a stationary vibration is extended to the dynamic analyses of vehicles by using Gaussian process with frequency response and more the characteristics of random vibration of vehicles. Finally it should be emphasized that these statistically responses are very useful for estimating the reliability of the vehicles structures (Danko, 2003).

The experiment test was designed to verify the gathered results. An output of the solved problems is to define optimal parameters suitable for designed forest wheeled skidder.

SÚHRN

Výsledné riešenie vzťahov (14) a (15) môžeme vidieť na grafických priebehoch obrázkov č. 3 a 2. Z grafických priebehov na obrázku č.2 vidíme, že veľkosť spektrálnej výkonovej hustoty závisí od rýchlosti mobilného lesníckeho stroja cez nerovnosť. Grafická závislosť z obrázku č.3 nám poukazuje na amplitúdovú frekvenčnú charakteristiku, z ktorej môžeme stanoviť frekvenčné budenie prednej a zadnej nápravy po prejazde nerovnosťou, resp. vhodnosť mechanického systému pri daných rýchlostiach a frekvenčných špičkách.

Kmitanie stroja spôsobené vertikálnou nerovnosťou môžeme za určitých linearizovaných podmienok považovať ako ideálny náhodný gaussovský a stacionárny proces.

Využitím štatistických metód v danej problematike môže priniesť aplikáciu do spoľahlivosti konštrukcie stroja (Danko, 2003).

Výsledky boli overené experimentálnymi skúškami a následnou optimalizáciou vybraných parametrov môžeme prispieť k skvalitneniu lesníckych strojov.

REFERENCES

- BIBLJUK, N. I., – DANKO, B.: Modelovanie v dynamike lesných mobilných strojov, In. *Vedecké štúdie 5/1999/A*, TU Zvolen, 1999, str. 40–54, ISBN 80-228-0883-0
- DANKO, B.: Výskum špeciálnych lesníckych strojov v oblasti kmitania, In. *Doktorandská práca*, Zvolen, 2003
- DANKO, B. – DANKO, M.: Vybrané vstupy pre výpočet odhadu spoľahlivosti konštrukčných uzlov lesníckeho stroja LKT 81.T, In. *Spolehlivost 2003*, Brno, str. 35–41, ISBN 80-85960-63-X
- HLAVŇA, V. – FITZ, P. – ISTENÍK, R.: Analýza mobilného prostriedku s duálnym pohonom. *Ko-munikácie*, Vedecké listy žilinskej univerzity, 2001, č. 1, str. 20–34, ISSN 1335-4205

Práca vznikla v rámci výskumného zámeru a riešenia vedeckého grantového projektu VGP 1/7585/20 „Teória pracovných princípov lesných strojov a s určením ich technických parametrov pri minimalizácii negatívnych dopadov na lesné prostredie“.

Adresa autora:

Ing. Branislav Danko, Ph.D.

Katedra mechaniky a strojnictva, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
Študentská 26
960 53 Zvolen

ANALÝZA ZAŤAŽENIA NOSNEJ KONŠTRUKCIE ZEMNÉHO STROJA

A ANALYSE LOAD OF THE STRUCTURE FRAMEWORK THE AUTOMATIC BUILDING MACHINE

Branislav DANKO

ABSTRACT: The goal of the paper is analyse load of the forces and stress of the structure framework the automatic building machine. In the first chapter is given a theoretical survey of the present situation in the field of these solver problems. In following parts is showed utilization experimental measurement of the parameter load – force, stress and displacement of automatic machine UNK 501, consistent random algorithm to base numerical characteristics, with possibility optimization project of nodes for given dynamic system, which presents a linear system with random inputs of Gaussian distribution of stochastic excitement. Important a evaluate parameter of load working cycles is stress and force, which formulate optimizing problem of structure framework and to end fatigue or durability. The mechanical system was experimental analysed the characteristics of amplitude – force and stress.

The results of calculations, the experimental analyse are worked out in the transparent graphs that can by for drawing unambiguous usable in science as well as the technical practice for optimization design of automatic building machine.

Key words: load, durability, fatigue, structure framework

ABSTRAKT: Príspevok prezentuje uplatnenie poznatkov z výskumu zisťovania zaťaženia konštrukcií zemných mobilných strojov, pre stanovenie dynamickej životnosti a únavovej pevnosti nosnej konštrukcie stroja, experimentálnych výsledkov univerzálneho klbového nakladača typu UNK 501. Súčasťou sú diskretizované experimentálne výsledky výskumu zaťaženia a možnosti analytického riešenia problému zemného mobilného stroja, najmä pohyb stroja v priestore, dynamický model a systém zaťaženia vybranej konštrukcie zemného stroja – výložníka a lopaty. Tiež porovnanie analytických výsledkov s experimentálnymi a ozvy prevádzkového zaťaženia. Výsledky experimentálnych analýz sú prezentované tabuľkovou formou a grafickými charakteristikami.

Kľúčové slová: zaťaženie, životnosť, únava, nosná konštrukcia

ÚVOD

Charakter prevádzkového namáhania vedie k únave materiálu, ktorá časovo obmedzuje životnosť stroja. Podstatou únavového procesu sú striedavé plastické deformácie,

ku ktorým dochádza pod medzou klzu, resp. medzou únavy. Z tohto vyplýva, že únavové trhliny nie sú dôsledkom vysokých preťažení. Podľa vykonaného prieskumu bolo 90 % pevnostných porúch konštrukčných častí u mobilných strojov, príčinou únavy. Z toho v 66 % z prípadov bol príčinou nevhodný tvar konštrukčných častí, v 30 % bola príčinou pevnostnej poruchy výroba a technológia a 4 % boli priznané vade materiálu.

Skúmaným objektom k stanoveniu zaťaženia nosnej konštrukcie dynamickou simuláciou je zemný univerzálny kĺbový nakladač UNK501 o celkovej hmotnosti 22 515 kg a nosnosťou 5 000 kg, ktorého nosná konštrukcia pozostáva z predného, zadného a nakladacieho mechanizmu s lopatou. Zaťaženie lopaty je spôsobené odporom prostredia pri naberaní, zotrvačnými silami pri naberaní, vyprázdňovaní a jazde po terénnych nerovnostiach. Pritom pre posúdenie výpočtového odhadu únavovej životnosti mostov náprav nie je postačujúce zistenie zaťaženia lopaty. Doba prevádzky zaťaženia nosnej konštrukcie je daná motohodinami (ďalej len mth). Zložky zaťaženia – zložky síl a momentov lopaty a odozva nosnej konštrukcie stroja na zaťaženie má charakter stacionárnych a nestacionárnych kmitov s premenlivou frekvenciou a rôznou asymetriou kmitov. Na únavovom poškodení nosnej konštrukcie sa najviac podieľa úsek naberania lopaty, počas ktorej sa striedavo prikláňa lopata a zdvíha výložník. Niektoré časti konštrukcie sú vystavené rázom v úseku vyprázdňovania.

Stanovením cieľa práce predpokladám získať zaťaženia pôsobiace na lopatu a nosnej oceľovej konštrukcie zemného stroja s možnosťou odhadu únavovej pevnosti alebo životnosti. Nosná konštrukcia je posudzovaná na únavu z hľadiska rozkmitu nominálnych napätí.

MATERIÁL A METODIKA

Zemné mobilné stroje zväčša slúžia na naberanie alebo ťaženie hornín s rôznymi materiálovými vlastnosťami, na premiestňovanie a vysýpanie. Dĺžka prepravovanej vzdialenosti sa pohybuje v desiatkach metrov. Niekedy však je využívaný daný zemný stroj aj na vedľajšie pracovné úkony napríklad zarovnávanie terénu, zahrňovanie priekop, a pod. Nosnou konštrukciou je predný a zadný rám s kĺbom a nakladacie zariadenie s lopatou. Nosná konštrukcia musí plniť bezporuchovo svoju funkciu, predpísanú prevádzkovú dobu bez ohľadu na prevádzkové zaťaženie stroja. Vzhľadom na diferencovaný prístup k stanoveniu technického života, je možný pri využívaní nosnej konštrukcie vznik únavové poškodenia kumuláciou.

Prevádzkové zaťaženie

Hlavnou pracovnou činnosťou stroja je naberanie a ťaženie spojené s prepravou. pracovný cyklus môžeme rozdeliť na štyri fázy:

- jazda s prázdnu lopatou (t_{j0}),
- naberanie lopatou (t_p),
- preprava s plnou lopatou – jazda (t_{j1}),
- vyprázdňovanie lopaty (t_v).

Čas základného pracovného cyklu je vyjadrená súčtom časových intervalov:

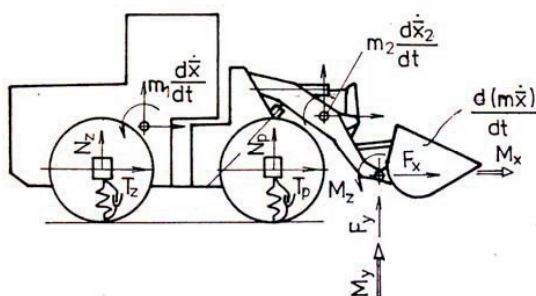
$$T_Z = t_P + t_J + t_V \quad (1)$$

Percentuálne podiely času hlavného použitia stroja v jednotlivých fázach sa pohybuje v rozsahu: čas plnenia lopaty 15 až 20 %, čas vyprázdňovania lopaty 7 až 15 %, celkový čas jazdy 35 až 60 %, čas vedľajšieho použitia 7 až 25 %, čas krátkych výpadkov do 13 %.

Dynamický model

Zjednodušený fyzikálny model (pozri obrázok 1) môžeme charakterizovať vlastnosťami, akými sú odpor prostredia lopaty a vektor zotrvačných síl premenlivých hmotností naberaného materiálu, ktorý je vyjadrený vektorom síl F_x , F_y a vektorom momentov M_x , M_y , M_z . Konštrukciu trakčnej časti a nakladacie zariadenie uvažujeme za tuhú ohľadom k pneumatikám. Zotrvačné sily odpružených hmôt od nerovnomernosti pohybu sú sústredené v ťažisku trakčnej časti a ťažiska nakladacieho zariadenia, pričom jej poloha je premenlivá vzhľadom na nastavenie mechanizmu hydraulických valcov.

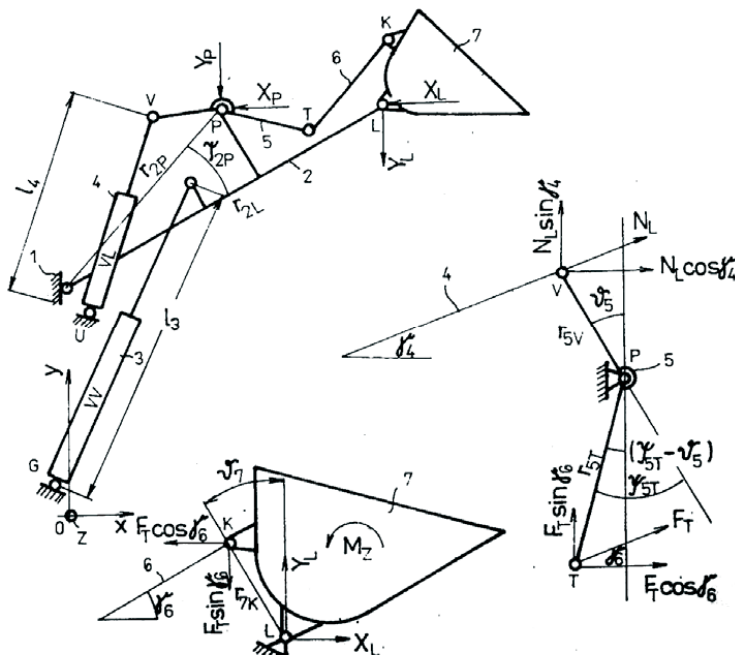
Vyššie uvedené vlastnosti sa prejavujú na prevádzkovom zaťažení tým, že odozva výslednej sily na lopate je ovplyvnená zotrvačnými silami a pohybom stroja po nerovnej podlažke, tiež zmenami polohy mechanizmu, hmotnosťou naberaného materiálu a hystereziou.



Obrázok 1 Fyzikálny model zemného stroja

Sily pôsobiace na výložník

Výložník je zaťažený všetkými zložkami výsledného vektora sily F s výnimkou momentu M_z , ktorý prenáša len vyklápací mechanizmus. Poloha výložníka je závislá na dĺžkach priamočiarych hydromotorov (ďalej len PHM). Posunutie tiažovej sily výložníka je eliminované zavedením momentu M_{ZV} . Silové pôsobenie na výložník je zrejmé z obrázku 2.



Obrázok 3 Sily pôsobiace na vyklápací mechanizmus

$$\beta = \arcsin \frac{1}{l_3} [x_{1A} - x_{1G} + r_{2H} \cdot \cos(\psi_{2H} + \alpha)], \quad (4)$$

$$x_P = x_{1A} + r_{2P} \cdot \cos(\psi_{2P} + \alpha), \quad y_P = y_{1A} + r_{2P} \cdot \cos(\psi_{2P} + \alpha)$$

$$\nu_5 = \arcsin \left[\frac{(x_P - x_{1U})^2 + (y_P - y_{1U})^2 + r_{5V}^2 - l_4^2}{2 \cdot r_{5V} \sqrt{(y_P - y_{1U})^2 + (x_P - x_{1U})^2}} \right] + \arctg \frac{y_P - y_{1U}}{x_P - x_{1U}}. \quad (5)$$

$$\gamma_4 = \arcsin \frac{1}{l_4} [y_P - y_{1U} + r_{5V} \cos \nu_5],$$

$$x_W = x_{1A} + r_{2L} \cos \alpha - x_P + r_{5T} \cos(\psi_{5T} - \nu_5), \quad (6)$$

$$y_W = y_{1A} + r_{2L} \sin \alpha - y_P + r_{5T} \cos(\psi_{5T} - \nu_5).$$

$$\nu_7 = \arcsin \left[\frac{x_W^2 + y_W^2 + r_{7K}^2 - l_6^2}{2 \cdot r_{7K} \sqrt{x_W^2 + y_W^2}} \right] + \arctg \frac{y_W}{x_W}. \quad (7)$$

$$\gamma_6 = \arcsin \frac{1}{l_6} [y_W + r_{7K} \cos \nu_7]. \quad (8)$$

Sústavu môžeme zapísať v tvare vektorov:

$$\bar{X} = A.\bar{F} + \bar{C} \quad (9)$$

kde: $\mathbf{X}$ je vektor silovej odozvy, $\mathbf{F}$ je vektor výslednej sily na lopate, $\mathbf{A}$ je transformačná matica s koeficientmi závislými od polohy nakladacieho mechanizmu, $\mathbf{C}$ je odozva od tiažových síl.

Účelom experimentálneho vyhodnotenia je práve stanovenie z nameranej odozvy výslednú silu $\mathbf{F}$. Potom môžeme použiť nasledovný vzťah:

$$\bar{F} = B.\bar{X} + \bar{D} \quad (10)$$

kde: $\mathbf{B}$ je inverzná transformačnej matici, $\mathbf{D}$ je vektor sily, ktorá vyvolá rovnakú odozvu $\mathbf{X}$ ako tiažové sily nakladacieho mechanizmu.

Potrebné koeficienty polynómov môžeme stanoviť lineárnou regresiou transformačnej matice podľa analytického výpočtu. Vplyv vlastnej tiaže je možné zanedbať tak, že vektor sily $\mathbf{D}$ položíme rovný nule. Ďalšie podrobnej riešenie a stanovenie koeficientov polynómov matic, nie je cieľom tejto práce.

Výsledná sila na lopate je závislá na odozve $\mathbf{X}$, ktorá je daná strednou silou v tiahlach lopaty F_T , zdvíhacou silou valcov výložníka N_Z a súčtom, resp. rozdielom síl pôsobiacich na pravý a ľavý čap.

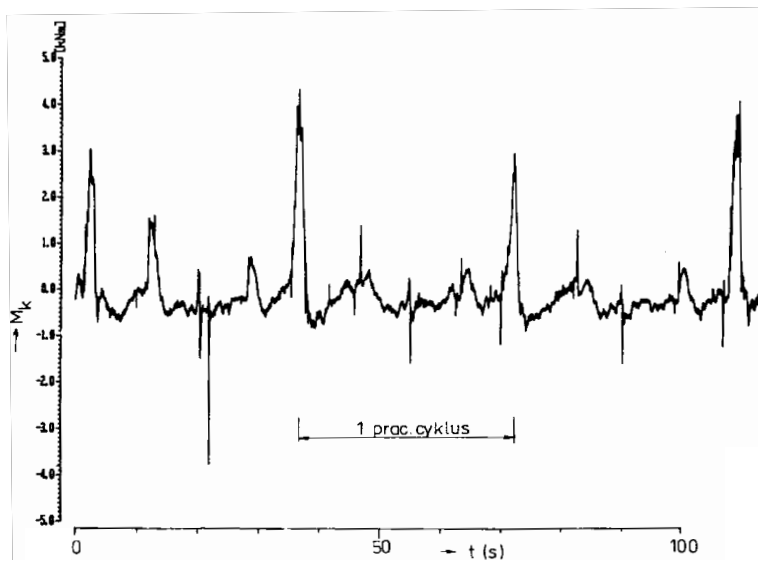
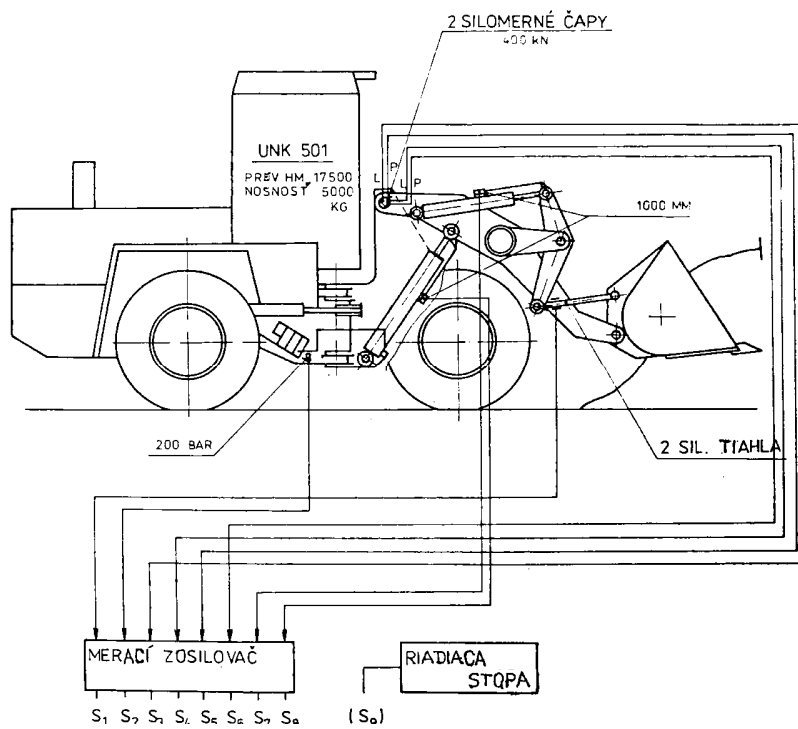
VÝSLEDKY

Priebehy signálov odozvy vysunutia PHM (označené L_V , L_L), výslednej sily na tiahle lopaty (označené F_T), odozvy tlaku výložníka (označené PV) a odoziev zložiek síl v silomerných čapoch F_x , F_y na ľavej (označené L_{13} a L_{24}) a pravej strane výložníka (označené P_{24} a P_{13}) vzhľadom k polohe hydraulických valcov pre hlinu môžeme vidieť na obrázku č. 6. Pre úplnosť odoziev v závislosti na zaťaženie stroja daného pracovného cyklu, je vhodné informatívne uviesť aj priebeh hnacieho momentu nápravy. Grafický priebeh odozvy hnacieho momentu nápravy je uvedený na obrázku č. 5.

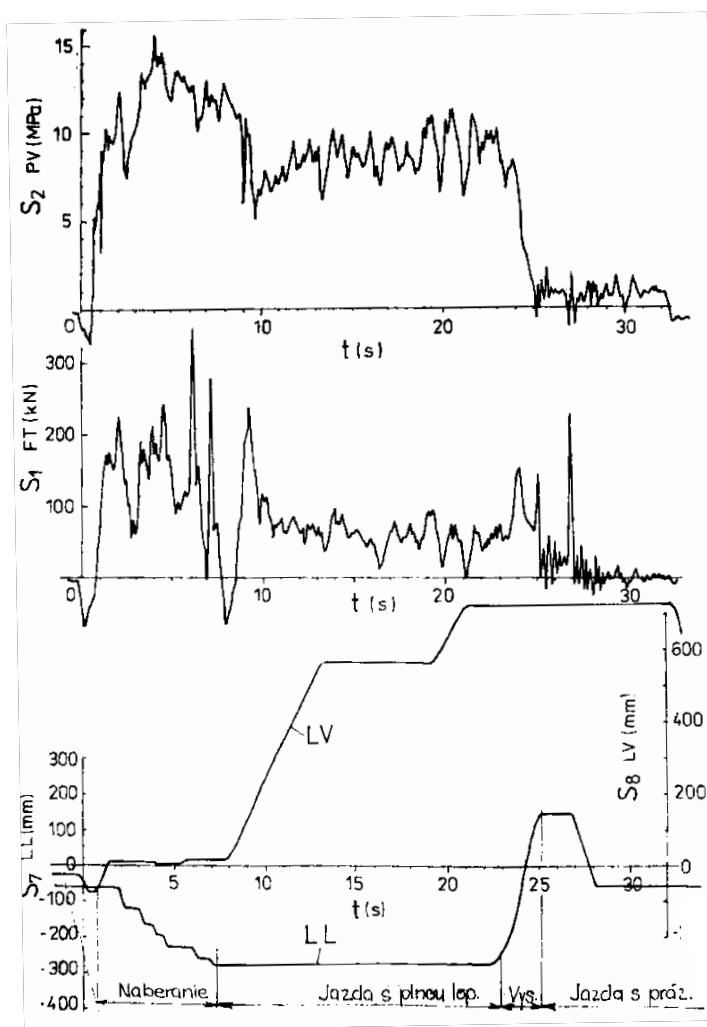
Maximálne namerané hodnoty porovnávacieho pracovného cyklu stroja s ťažko rozpojiteľnou zeminou – hlinou, môžeme vidieť v tabuľke č. 1.

Tabuľka 1 Tabuľka max. hodnôt meraných parametrov zaťažovacieho cyklu stroja

Poloha PHM L_L, L_V [mm]		Sila tiaha F_T [kN]	Tlak zdvíhacieho PHM P_V [MPa]	Sila v čape výložníka F [kN]				Točivý moment na prednej náprave stroja M_k [kNm]
lopata	výložník			pravý		ľavý		
				P₁₃ y-os	P₂₄ x-os	L₁₃ y-os	L₂₄ x-os	
275	710	−380až630	17	310 430		310 400	4,5	
naberanie vysýpanie	zdvíhanie	naberanie kor.polohy	naberanie	naberanie		naberanie	za prac. cyklus	



Obrázok 5 Grafický priebeh točivého momentu na prednej náprave stroja



Obrázok 6 Grafický priebeh meraných veličín pracovného cyklu zemného stroja UNK 501

DISKUSIA

Pri zhodnotení sú pre nás zaujímavé výsledky, ktoré majú súvislosť s výpočtom prevádzkovej a únavovej životnosti nosnej konštrukcie zemného stroja. Základný čas pracovnej periódy cyklu má meniaci sa charakter podľa prepravovanej vzdialenosti, času naberania, resp. vysýpania. V našom porovnávateľnom prípade sa čas pracovného cyklu pohyboval do 60 sekúnd (hlina). V skutočnosti sa čas pracovnej periódy mení od 24 do 64 sekúnd pri technologickom výkone stroja v rozsahu od 130 do 450 m³.hod⁻¹.

Za životnosť stroja, ktorú všeobecne určuje predovšetkým stredný čas do poruchy hlavných častí, obvykle 10 000 motohodín, sa perióda opakuje cca 10⁶ násobne. Počas

každkej periódy vzniká asi 100 až 150 kmitov zaťaženia, z čoho vyplýva pomerne veľký stredný počet $1,25 \cdot 10^8$ kmitov. Počet kmitov ale závisí od veľkosti odozvy, presnosť merania a spôsobu vyhodnotenia. Pri veľkom počte opakovaní pracovnej periódy za čas životnosti má poradie kmitov zaťaženia vo vnútri periódy zanedbateľný vplyv na únavovú životnosť a zaťažovací dej považujeme za stacionárny.

Priebeh odozvy na zaťaženie v rozsahu pracovnej periódy má charakter stacionárnych aj nestacionárnych kmitov. Vlastné frekvencie sa výraznejšie neprejavili, až na tiahla lopaty pri vyprázdňovaní.

Najväčší rozkmit odozvy môžeme predpokladať u ťažko rozpojiteľných zemín (porovnávateľná hlina) a ťažkých hornín. Najväčší počet kmitov zasa môžeme predpokladať u pracovných cyklov s krátkou vzdialenosťou.

Vonkajšie pracovné zaťaženie je definované výslednou silou, ktorá pôsobí na lopatu stroja. Interpretácia výslednej sily sa javí veľmi dôležitá, pretože môže vyvolať príčiny značných rozdielov v porovnaní so skutočným zaťažením nosnej konštrukcie, resp. celého mechanizmu stroja. Rozpory môžu nastať aj medzi prevádzkovým zaťažením stroja a únavovou skúškou vzorky, čo potvrdili ostatné experimentálne merania.

Prevádzkové napätie v citlivých miestach nosnej konštrukcie sú podobné súborom odozvy, čo potvrdzuje poznanie, že možno vychádzať u nosnej konštrukcie daného zemného stroja zo spoločného súboru zaťaženia.

CONCLUSION

The main of the work is obtain the load of structure framework of the automatic building machine with application field of the force and stress, which are presented here by means the automatic building machine UNK501.

In the first chapter is given a theoretical survey of the present situation in the field of these solved problems. There are explained the key concepts of the field of parts guide in it since the subject of the work thesis, which is the automatic building machine UNK501, belongs just to this group of constructional arrangement of parts. In following parts is showed utilization experimental measurement of the parameter load – force, stress and displacement, of the automatic building machine UNK501, consistent random algorithm to base numerical characteristics, with possibility optimalization project of nodes for given dynamic system. The dynamic system presents a linear system with random inputs of Gaussian distribution of stochastic excitement (Hlavňa, 2001). Important a evaluate parameter of load working cycles is stress and force, which formulate optimizing problem of structure framework and to end fatigue or durability. The mechanical system was experimental analysed of the characteristics of amplitude – force and stress. The results of analyse are shown in graphic form on Figs. 2–6 and on the table 1.

The final solutions of results are in form standard of characteristics of strength and servis life of structure framework. The maximum largeness into virtual simulation of force of flexible tier rod in the vertical line is 250 kN and in the horizontal line is –100 kN and stress 450 MPa by means maximal loading capacity 5469 kg of clay. The maximum largeness of life cycles is $1,39 \cdot 10^7$ cycles and the operating strength is 208 MPa for distance stress 165 MPa.

Results of calculations, experimental and virtual analyse are worked out in the transparent graphs that can be used for drawing unambiguous usable in science as well as the technical practice for optimization design of automatic building machine (Danko, 2006; Beňo, 2003).

LITERATÚRA

- BEŇO, P.: Teoretická analýza pevnostných parametrov pre optimalizáciu napätí a deformácií zaťaženej oceľovej konštrukcie. *Dizertačná práca*, TU Zvolen, 2003, 144 s.
- DANKO, B. – DANKO, M.: Vybrané vstupy pre výpočet odhadu spoľahlivosti konštrukčných uzlov lesníckeho stroja LKT 81.T, In. *Spolehlivost 2003*, Brno, str. 35–41, ISBN 80-85960-63-X
- DANKO, B.: Vplyv a porovnanie oziev zaťaženia nosnej konštrukcie zemného mobilného stroja na jej dynamickú pevnosť a životnosť, In. *Habilitačná práca*, Zvolen, 2006
- HLAVŇA, V. – FITZ, P. – ISTENÍK, R.: Analýza mobilného prostriedku s duálnym pohonom. *Komunikácie, Vedecké listy žilinskej univerzity*, 2001, č. 1, str. 20–34, ISSN 1335-4205

Práca vznikla v rámci výskumného zámeru a riešenia vedeckého grantového projektu VGP 1/3517/06 „Modelovanie environmentálnej spoľahlivosti lesných a drevárskych strojov v návaznosti na použité materiály a bezpečnosť prevádzky“.

Kontaktná adresa:

Ing. Branislav Danko, Ph.D.

Katedra mechaniky a strojnictva, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
Študentská 26
960 53 Zvolen

SOLUTION OF STRESSES AROUND HOLES OF DIFFERENTS SHAPES IN ANISOTROPIC PLATE UNDER INPLANE LOADING

RIEŠENIE NAPÄTÍ OKOLO OTVOROV RÔZNYCH TVAROV V ANIZOTROPNEJ STENE PRI ROVINNOM ZAŤAŽENÍ

Ferdinand BODNÁR

ABSTRACT: Stresses around circular, elliptical, square, rectangular and one complicated shape of hole in anisotropic plate at arbitrarily oriented uniaxial, biaxial and shear stresses at infinity are modelled to know concentration of stresses around holes. Aroused software is based on plane theory of elasticity of anisotropic body, on conformal mappings and the method of zero stress boundary condition on the hole. The solution is conducive to assessment of the essential influencing factors of material properties, hole geometry and type of loading on concentration of stresses around holes. Presented results confirm it.

Key words: anisotropic material, hole, stress concentration

ABSTRAKT: Za účelom zistenia koncentrácie napätí okolo otvorov sú počítané napätia v anizotropnej stene zaťaženej ľubovoľne orientovaným jednoosovým, dvojosovým normálovým a šmykovým napätím v nekonečne, okolo kruhového, eliptického, štvorcového, obdĺžnikového otvoru a otvoru zložitého tvaru. Použitý software je zostavený na základe teórie pružnosti anizotropných telies, na konformnom zobrazení a metóde nulovej okrajovej podmienky na otvore. Riešenie umožňuje zisťovať vplyv hlavných faktorov koncentrácie napätí okolo otvorov, ktorými sú materiálové vlastnosti, geometria otvoru a spôsob zaťaženia. Prezentované výsledky to potvrdzujú.

Kľúčové slová: anizotropný materiál, otvor, koncentrácia napätí

1. INTRODUCTION

It is well know, that holes cause serious problems of stress concentrations due to the geometry discontinuity. These problems are even more serious in structures of materials with anisotropic behaviour. In order to predict the structural behaviour of these structures a detailed study of the effect of hole geometry and type of loading on stress distribution around the hole is necessary. Analytical solutions are available in the literature with different degree of mathematical complexity. Lechnickij (Lechnickij, 1957) gave solutions

for stress around different shapes of holes using series method. Savin's approach (Savin, 1951) by conformal mapping and Schwarz formula is much simpler. Analytical calculation of stress concentrations in plane with infinite dimensions under mechanical loads have been performed by many authors, mainly using the methods of complex valued stress functions and conformal mappings. Solution of stress concentrations around circular hole on the same base made also Lang in a thin orthotropic plate (Lang, 1979). Ukadgaonker and Rao (Ukadgaonker & Rao, 2000) adapted Savin's formulation to get general solution for inplane loading problem.

2. MAPING FUNCTION

In the theory of complex variables, conformal mapping facilitates representing the area external to a given hole in z – plane by the area outside the unit circle in ζ – plane by transformation using a mapping function. Such a mapping function is given in a general form by

$$z = \omega(\zeta) = R \left(\zeta + \sum_{k=1}^N \frac{m_k}{\zeta^k} \right), \quad (1)$$

where m_k are the constants of the mapping function. By introducing the constants m_k for a given shape of hole into the program, the results for the corresponding hole can be obtained. R is a constant for size of hole. In the present analysis, the hole size effect is not considered and hence R is taken equal to unity and the stress distribution is independent of the size of the hole.

The mapping function in Eq. (1) corresponds to the isotropic case and it is further modified to consider anisotropy. Taking $\zeta = \rho e^{i\theta}$ where ρ, θ are the coordinates in ζ – plane and taking $\rho = 1$ on unit circle, it is:

$$\zeta = (\cos\theta + i \sin\theta). \quad (2)$$

Inserting Eq. (2) into Eq. (1) this has a form:

$$z = \omega(\zeta) = R \left[\left(\cos\theta + \sum_{k=1}^N m_k \cos k\theta \right) + i \left(\sin\theta - \sum_{k=1}^N m_k \sin k\theta \right) \right]. \quad (3)$$

By introducing the complex parameters of anisotropy s_j into Eq. (3), by affine transformation, z becomes

$$z_j = \omega_j(\zeta) = R \left[\left(\cos\theta + \sum_{k=1}^N m_k \cos k\theta \right) + s_j \left(\sin\theta - \sum_{k=1}^N m_k \sin k\theta \right) \right]. \quad (4)$$

Using the following identities into Eq. (4)

$$\cos k\theta = \frac{1}{2} \left(\zeta^k + \frac{1}{\zeta^k} \right), \quad \sin k\theta = \frac{-i}{2} \left(\zeta^k - \frac{1}{\zeta^k} \right), \quad (5)$$

the mapping function takes the final form as:

$$z_j = \omega_j(\zeta) = \frac{R}{2} \left[a_j \left(\frac{1}{\zeta} + \sum_{k=1}^N m_k \zeta^k \right) + b_j \left(\zeta + \sum_{k=1}^N \frac{m_k}{\zeta^k} \right) \right], \quad (6)$$

where

$$a_j = (1 + is_j) \quad b_j = (1 - is_j) \quad (j = 1, 2). \quad (7)$$

The complex parameters s_1, s_2 for anisotropy of the plate are determined from Eq. (12) given in the following section. The mapping function z_j in Eq. (6) will be introduced into the equations of boundary conditions while determining the stress functions of a given plate problem.

3. COMPLEX VARIABLE FORMULATION

Considering a thin anisotropic plate under generalized plane stress and the resultant of the external forces act on the mid-plane xOy . The generalized Hooke's law in terms of average stresses $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ and average strains $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ is given by:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= a_{11}\sigma_x + a_{12}\sigma_y + a_{16}\tau_{xy}, \\ \varepsilon_y &= a_{12}\sigma_x + a_{22}\sigma_y + a_{26}\tau_{xy}, \\ \gamma_{xy} &= a_{16}\sigma_x + a_{26}\sigma_y + a_{66}\tau_{xy}. \end{aligned} \quad (8)$$

Representing $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ in terms of Airy's stress function $U(x, y)$,

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 U}{\partial y^2}, \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}, \quad \tau_{xy} = -\frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} \quad (9)$$

and introducing Eq. (8) in terms of $U(x, y)$ into the compatibility equation,

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y}, \quad (10)$$

can be obtained basic equation of theory of the plane elasticity of anisotropic bodies:

$$a_{22} \frac{\partial^4 U}{\partial x^4} - 2a_{26} \frac{\partial^4 U}{\partial x^3 \partial y} + (2a_{12} + a_{66}) \frac{\partial^4 U}{\partial x^2 \partial y^2} - 2a_{16} \frac{\partial^4 U}{\partial x \partial y^3} + a_{11} \frac{\partial^4 U}{\partial y^4} = 0. \quad (11)$$

The general solution of Eq. (11) depends on the roots of the characteristic equation

$$a_{11}s^4 - 2a_{16}s^3 + (2a_{12} + a_{66})s^2 - 2a_{26}s + a_{22} = 0 \quad (12)$$

and

$$s_1 = \alpha_1 + i\beta_1, \quad s_2 = \alpha_2 + i\beta_2, \quad s_3 = \alpha_1 - i\beta_1, \quad s_4 = \alpha_2 - i\beta_2. \quad (13)$$

These complex parameters given by Eq. (13) depend on the coefficients a_{ij} ($i, j = 1, 2, 6$) of the anisotropic plate.

The Airy's stress function $U(x,y)$ in Eq. (9) can be represented by

$$U(x,y) = F_1(x+s_1y) + F_2(x+s_2y) + F_3(x+s_3y) + F_4(x+s_4y) \quad (14)$$

or:
$$U(x,y) = F_1(z_1) + F_2(z_2) + \overline{F_1(z_1)} + \overline{F_2(z_2)}. \quad (15)$$

Introducing the analytic functions $\phi(z_1)$, $\psi(z_2)$ and their conjugates $\overline{\phi(z_1)}$, $\overline{\psi(z_2)}$ given by

$$\frac{dF_1}{dz_1} = \phi(z_1), \quad \frac{dF_2}{dz_2} = \psi(z_2), \quad \frac{d\overline{F_1}}{d\overline{z_1}} = \overline{\phi(z_1)}, \quad \frac{d\overline{F_2}}{d\overline{z_2}} = \overline{\psi(z_2)} \quad (16)$$

into Eq. (15) and then from Eq. (9), the stress components in terms of $\phi(z_1)$, $\psi(z_2)$ are obtained as:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 2 \operatorname{Re} \left[s_1^2 \phi'(z_1) + s_2^2 \psi'(z_2) \right], \\ \sigma_y &= 2 \operatorname{Re} \left[\phi'(z_1) + \psi'(z_2) \right], \\ \tau_{xy} &= 2 \operatorname{Re} \left[s_1 \phi'(z_1) + s_2 \psi'(z_2) \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

4. GENERAL SOLUTION FOR INPLANE LOADING WITH ARBITRARY BIAXIAL LOADING CONDITION

The arbitrary biaxial loading condition will consider arbitrary orientation of uniaxial tension, any ratio of biaxial tension, and shear stress at infinity.

4.1 Problem configuration

In order to consider several cases of inplane loading in one single solution, the arbitrary biaxial loading condition is introduced into the boundary conditions. The remotely applied loading is considered about arbitrary coordinate axes $x'0y'$ rotated by an angle β from the principal body directions $x0y$ as shown in Fig. 1(a). The boundary conditions are:

$$\sigma_{x'}^\infty = \lambda \sigma, \quad \sigma_{y'}^\infty = \sigma, \quad \tau_{x'y'}^\infty = 0 \quad \text{at } |z| \rightarrow \infty, \quad (18)$$

where $\sigma_{x'}^\infty$, $\sigma_{y'}^\infty$ are the stresses applied about x' , y' axes at infinity.

By transformation of axes, the boundary conditions in Eq. (18) about $x0y$ axes are given by:

$$\begin{aligned} \sigma_{x'}^\infty + \sigma_{y'}^\infty &= \sigma_x^\infty + \sigma_y^\infty, \\ \sigma_{y'}^\infty - \sigma_{x'}^\infty + 2i\tau_{x'y'}^\infty &= (\sigma_y^\infty - \sigma_x^\infty + 2i\tau_{xy}^\infty) e^{2i\beta}. \end{aligned} \quad (19)$$

From the relations in Eqs. (18) and (19) σ_x^∞ , σ_y^∞ , τ_{xy}^∞ about $x0y$ axes are explicitly written as:

$$\begin{aligned}\sigma_x^\infty &= \frac{\sigma}{2}[(\lambda+1) + (\lambda-1)\cos 2\beta] , \\ \sigma_y^\infty &= \frac{\sigma}{2}[(\lambda+1) - (\lambda-1)\cos 2\beta] , \\ \tau_{xy}^\infty &= \frac{\sigma}{2}[(\lambda-1)\sin 2\beta] .\end{aligned}\quad (20)$$

The boundary conditions in Eq. (20) are useful to determine the stress functions for the hole free plate.

4.2 Determination of stress functions

Scheme of solution. The anisotropic plate containing the hole is subjected to remotely applied tension $\sigma_x^\infty = \lambda\sigma$, $\sigma_y^\infty = \sigma$ at the outer edges as shown in Fig. 1(c). The edges of the hole are free from loading. To determine the stresses around the hole, the solution is split into two stages.

First stage solution. The stress functions $\phi_1(z_1)$, $\psi_1(z_2)$ are obtained for a hole free plate due to applied stresses σ_x^∞ , σ_y^∞ as shown in Fig. 1(a). The boundary conditions f_1, f_2 on a fictitious hole are determined from these stress functions.

Second stage solution. For the second stage solution, the plate with hole is applied by a negative of the boundary conditions f_1, f_2 on its hole boundary in the absence of remote loading as shown in Fig. 1(b). The stress functions of the second stage solution $\phi_0(z_1)$, $\psi_0(z_2)$ are determined from these boundary conditions.

The stress functions $\phi(z_1)$, $\psi(z_2)$ for the given plate problem are obtained by superposition of the stress functions of the first and second stage solutions as shown in Fig. 1(c). They are given by:

$$\begin{aligned}\phi(z_1) &= \phi_1(z_1) + \phi_0(z_1), \\ \psi(z_2) &= \psi_1(z_2) + \psi_0(z_2).\end{aligned}\quad (21)$$

By introducing the above stress functions $\phi(z_1)$, $\psi(z_2)$ into Eq. (17), the stresses σ_x , σ_y , τ_{xy} around the hole are obtained.

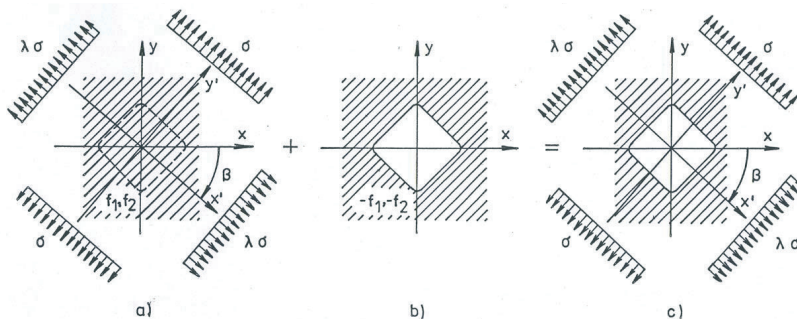


Fig. 1 Problem configuration and scheme of solution: (a) Undisturbed state of stress. Positive loading on outer boundary. Boundary conditions f_1, f_2 on fictitious hole; (b) Disturbed state of stress. Negative loading on hole boundary: $-f_1, -f_2$; (c) State of stress concentration for a free inner boundary and loading on outer boundary

Stress functions of first stage solution. By taking , and upon integration, can be expressed $\phi_1(z_1)$, $\psi_1(z_2)$. Taking for uniqueness of solution they can be written as:

$$\begin{aligned}\phi_1(z_1) &= B^* z_1, \\ \psi_1(z_2) &= (B'^* + iC'^*)z_2.\end{aligned}\quad (22)$$

Boundary conditions from first stage solution. The boundary conditions on the fictitious hole are given by:

$$\begin{aligned}f_1 &= 2 \operatorname{Re}[\phi_1(z_1) + \psi_1(z_2)] , \\ f_2 &= 2 \operatorname{Re}[s_1 \phi_1(z_1) + s_2 \psi_1(z_2)] .\end{aligned}\quad (23)$$

Now considering the plate with hole and negative of the boundary conditions without external loading as shown in Fig. 1(b), the stress boundary conditions on the hole are $f_1^0 = -f_1$, $f_2^0 = -f_2$ and they are given by:

$$\begin{aligned}f_1^0 &= -2 \operatorname{Re}[B^* z_1 + (B'^* + iC'^*)z_2] , \\ f_2^0 &= -2 \operatorname{Re}[s_1 B^* z_1 + s_2 (B'^* + iC'^*)z_2] .\end{aligned}\quad (24)$$

The constants B^* , B'^* , C'^* in Eqs. (22) and (24) are given by:

$$\begin{aligned}B^* &= \frac{\sigma_x^\infty + (\alpha_2^2 + \beta_2^2)\sigma_y^\infty + 2\alpha_2 \tau_{xy}^\infty}{2[(\alpha_2 - \alpha_1)^2 + (\beta_2^2 - \beta_1^2)]} , \\ B'^* &= \frac{(\alpha_1^2 - \beta_1^2 - 2\alpha_1 \alpha_2) \sigma_y^\infty - \sigma_x^\infty - 2\alpha_2 \tau_{xy}^\infty}{2[(\alpha_2 - \alpha_1)^2 + (\beta_2^2 - \beta_1^2)]} , \\ C'^* &= \left\{ [\alpha_2(\alpha_1^2 - \beta_1^2) - \alpha_1(\alpha_2^2 - \beta_2^2)] \sigma_y^\infty + [(\alpha_1^2 - \beta_1^2) - (\beta_2^2 - \beta_1^2)] \right\} .\end{aligned}\quad (25)$$

Upon introducing the mapping function (6) into the boundary conditions (24) the stress boundary conditions on the hole are

$$\begin{aligned}f_1^0 &= - \left[(K_1 + \bar{K}_2) \left(\frac{1}{\zeta} + \sum_{k=1}^N m_k \zeta^k \right) + (K_2 + K_1) \left(\zeta + \sum_{k=1}^N \frac{m_k}{\zeta^k} \right) \right] , \\ f_2^0 &= - \left[(K_3 + \bar{K}_4) \left(\frac{1}{\zeta} + \sum_{k=1}^N m_k \zeta^k \right) + (K_4 + K_3) \left(\zeta + \sum_{k=1}^N \frac{m_k}{\zeta^k} \right) \right] ,\end{aligned}\quad (26)$$

where

$$\begin{aligned}K_1 &= \frac{R}{2} [B^* a_1 + (B'^* + iC'^*)a_2] , & K_2 &= \frac{R}{2} [B^* b_1 + (B'^* + iC'^*)b_2] , \\ K_3 &= \frac{R}{2} [s_1 B^* a_1 + s_2 (B'^* + iC'^*)a_2] , & K_4 &= \frac{R}{2} [s_1 B^* b_1 + s_2 (B'^* + iC'^*)b_2] .\end{aligned}\quad (27)$$

Stress functions of second stage solution. As a result of the Schwarz formula, the stress functions are obtained by the following equations using the boundary conditions in Eq. (26):

$$\begin{aligned}\phi_0(\zeta) &= \frac{i}{4\pi(s_1 - s_2)} \int_{\gamma} (s_2 f_1^0 - f_2^0) \frac{t + \zeta}{t - \zeta} \frac{dt}{t} + \lambda_1, \\ \psi_0(\zeta) &= \frac{-i}{4\pi(s_1 - s_2)} \int_{\gamma} (s_1 f_1^0 - f_2^0) \frac{t + \zeta}{t - \zeta} \frac{dt}{t} + \lambda_2.\end{aligned}\quad (28)$$

γ is the boundary of the unit circle in ζ -plane. λ_1, λ_2 are imaginary constants which will not affect the stresses and may be dropped further. The following results are used while evaluating the integrals in Eq. (28)

$$\int_{\gamma} \frac{1}{t^k} \cdot \frac{t + \zeta}{t - \zeta} \cdot \frac{dt}{t} = \frac{4\pi i}{\zeta^k}, \quad \int_{\gamma} t^k \cdot \frac{t + \zeta}{t - \zeta} \cdot \frac{dt}{t} = 0. \quad (29)$$

Finally, the stress functions of the second stage solution $\phi_0(\zeta), \psi_0(\zeta)$ of Eq. (28) are given by:

$$\phi_0(\zeta) = \left[\frac{a_3}{\zeta} + b_3 \sum_{k=1}^N \frac{m_k}{\zeta^k} \right], \quad \psi_0(\zeta) = - \left[\frac{a_4}{\zeta} + b_4 \sum_{k=1}^N \frac{m_k}{\zeta^k} \right], \quad (30)$$

where

$$\begin{aligned}a_3 &= \frac{1}{s_1 - s_2} [s_2(K_1 + \bar{K}_2) - (K_3 - \bar{K}_4)], & b_3 &= \frac{1}{s_1 - s_2} [s_2(K_2 + \bar{K}_1) - (K_4 - \bar{K}_3)], \\ a_4 &= \frac{1}{s_1 - s_2} [s_1(K_1 + \bar{K}_2) - (K_3 + \bar{K}_4)], & b_4 &= \frac{1}{s_1 - s_2} [s_1(K_2 + \bar{K}_1) - (K_4 + \bar{K}_3)].\end{aligned}\quad (31)$$

Final solution. Now considering the stress functions $\phi(z_1), \psi(z_2)$ for the given plate problem by superposition of stress functions from Eqs. (22) and (30) as per Eq. (21) and introducing them into Eq. (17), the stresses around the hole are obtained from:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_x^\infty + 2 \operatorname{Re} [s_1^2 \phi'_0(z_1) + s_2^2 \psi'_0(z_2)], \\ \sigma_y &= \sigma_y^\infty + 2 \operatorname{Re} [\phi'_0(z_1) + \psi'_0(z_2)], \\ \tau_{xy} &= \tau_{xy}^\infty - 2 \operatorname{Re} [s_1^2 \phi'_0(z_1) + s_2^2 \psi'_0(z_2)]\end{aligned}\quad (32)$$

where

$$\phi'_0(z_1) = \frac{\phi'_0(\zeta)}{\omega'_1(\zeta)}, \quad \psi'_0(z_2) = \frac{\psi'_0(\zeta)}{\omega'_2(\zeta)}, \quad \omega'_1(\zeta) = \frac{dz_1}{d\zeta}, \quad \omega'_2(\zeta) = \frac{dz_2}{d\zeta}. \quad (33)$$

Conformal transformation is applied by means of the transformation function $z = \omega(\zeta) = \omega(\rho e^{i\theta})$, Eq. (1) to transform the Cartesian coordinates $x_0 y_0$ to the orthogonal curvilinear coordinates $\rho = \text{const.}, \theta = \text{const.}$ Applying the transformation equations, the stresses in Cartesian coordinates given by Eq. (32) are transformed into orthogonal curvilinear coordinate system (ρ, θ) .

5. RESULTS OF NUMERICAL PROCEDURES

On the basis of the mentioned theory were developed a computer program. The program has been generated the mapping function constants for various holes and realized the whole calculation until the stresses. In order to study the variations of σ_θ/σ in anisotropic plate due to different shapes of holes, the circular, elliptical, square, rectangular hole of side ratio 5 and one complicated shape of hole were considered. Realized checking solution has exactly reproduced the results of several cases in the available literature (Lechnickij, 1957), (Ukadgaonker & Rao, 2000). The stresses calculation were realised around holes in a wooden plate at biaxial stresses at infinity. Calculations were performed for *Picea abies* in a tangential plane. The used elasticity coefficients E_L , E_R , E_T , G_{LR} , G_{LT} and Poisson's ratios ν_{RL} , ν_{LR} , ν_{TL} , ν_{LT} were taken from literature (Babiak & Dubovský, 2001).

The distribution of stresses ratio σ_θ/σ around the elliptical hole of axes ratio 2 ($a/b = 2$) for *Picea abies* subjected to shear stress in planes rotated by 45° and 135° at infinity, i. e. $\lambda = -1$, $\beta = \pi/2$, is presented for particular angular positions θ about x – axes in Fig. 2.

The distribution of σ_θ/σ around the elliptical hole of axes ratio 2 subjected to in-plane shear stress at infinity, i. e. $\lambda = -1$, $\beta = \pi/4$, is presented in Fig. 3.

Fig. 4 presents courses of σ_θ/σ around a rectangular hole (side ratio 5) due to shear stress i. e. $\gamma = 0$, $\beta = \pi/2$.

Fig. 5. presents courses of σ_θ/σ around a square hole due to equibiaxial tension at $\lambda = 1$, $\beta = \pi/2$.

The distribution of σ_θ/σ around the complicated shape of hole at equibiaxial tension is shown in Fig. 6.

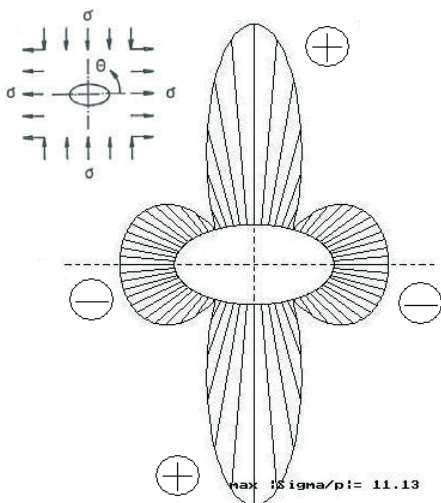


Fig. 2 Stress distribution around the elliptical hole due to shear stress under 45°

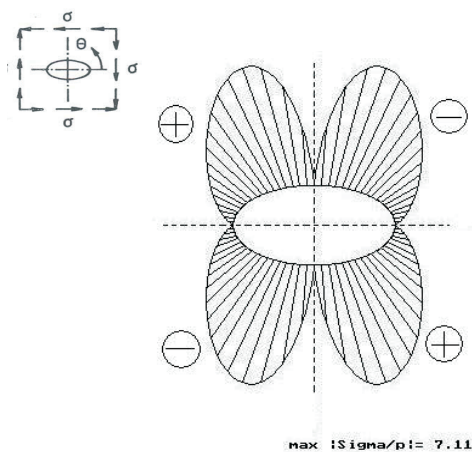


Fig. 3 Stress distribution around the elliptical hole due to shear stress

The distribution of σ_θ/σ around circular hole in plane subjected to loading in x, y directions and shear stress at infinity, $\lambda = -1$, $\beta = \pi/6$, is shown in Fig. 7.

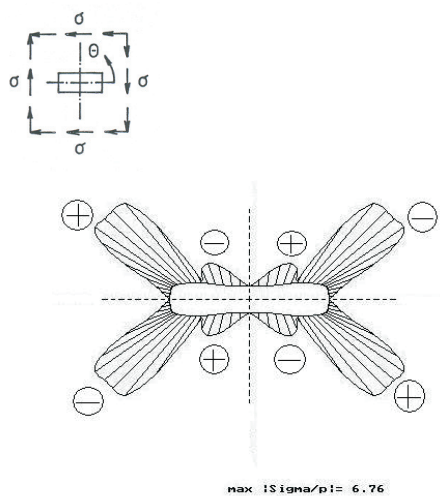


Fig. 4 Stress distribution around the rectangular hole (side ratio 5) due to shear stress

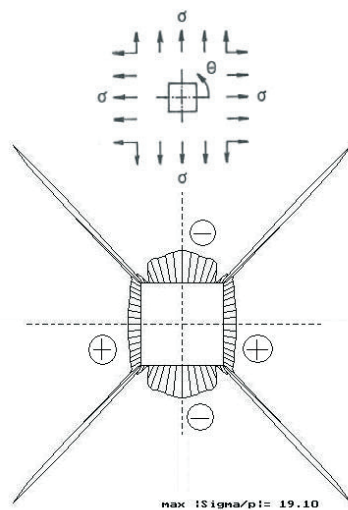


Fig. 5 Stress distribution around the square hole due to equibiaxial tension

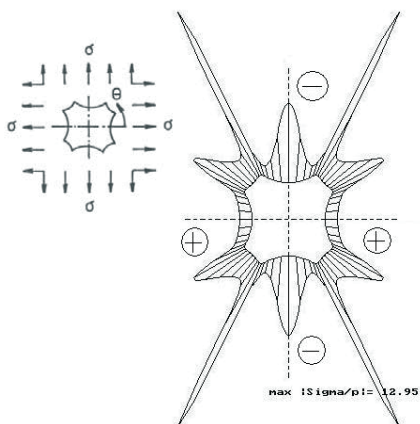


Fig. 6 Stress distribution around the complicated hole due to equibiaxial tension

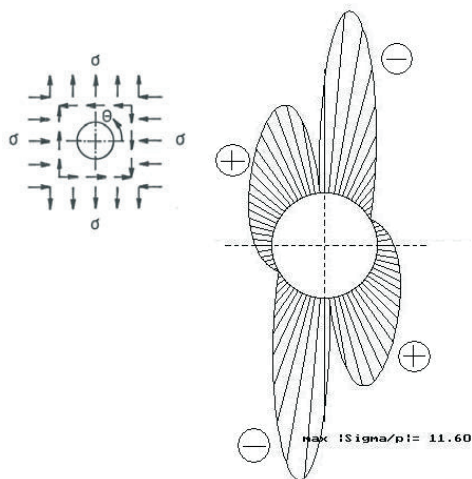


Fig. 7 Stress distribution around the circular hole due to shear stress under 30°

The influences of different shapes of holes and manners of loading on concentration of stresses are obvious of graphs in Figs. 2, 3, 4, 5, 6 and 7, respectively. Maximum values of σ_θ/σ are come out in figures.

6. CONCLUSION

Developed computer program on basis of theory of elasticity of anisotropic body, on conformal mappings and the method of zero stress boundary condition on the hole enable to asses the influence of material properties, hole geometry and type of loading at infinity on concentration of stresses around hole. Based on the carried out calculations in this paper, the following conclusions can be drawn. The stress distribution around a given shape of hole depends on combined effect of hole shape and type of loading. Of the studied shapes of holes (circular, elliptical, square, rectangular hole and one complicated shape of hole) the most degree of stress concentration was watched at corners of square hole. The maximum values of stresses ratios σ_θ/σ , it means the most disadvantageous cases, were reached at square hole, loaded in equibiaxial tension.

SÚHRN

Na základe teórie pružnosti anizotropných materiálov, konformnom zobrazení a metóde nulovej okrajovej podmienky na okraji otvoru bol zostavený počítačový program. Program umožňuje sledovať vplyv materiálových vlastností, geometrie otvoru a spôsobu zaťaženia steny v nekonečne na koncentráciu napätí okolo otvoru. Na obrázkoch 2 až 7 sú zobrazené priebehy σ_θ/σ v závislosti od uvedeného spôsobu zaťaženia a tvaru otvoru (elipsa, obdĺžnik, štvorec, zložitý tvar a kruh). Z hľadiska geometrie otvoru najväčšia koncentrácia napätí je v rohoch štvorcového otvoru $(\sigma_\theta/\sigma)_{\max} = 19,10$.

REFERENCES

- [1] BABIAK, M. – DUBOVSKÝ, J.: 2001. *Problémy mechanických vlastností dreva*. Zvolen: 2001.
- [2] HUFENBACH, W. – KROLL, L.: Stress analysis of notched anisotropic finite plates under mechanical and hydrothermal loads. *Archive of Applied Mechanics*, 1999, 69: 145–159.
- [3] LANG, M.: Výpočet napätí u ortogonálne anizotropných materiálov oslabených otvormi. *Habilitačná práca*. Košice: VŠT Košice, 1979, 126 pp.
- [4] LECHNICKIJ, S. G.: 1957. *Anizotropnyje plastinki*. Moskva: Gostechizdat, Moskva-Leningrad: 1957, 463 pp.
- [5] SAVIN, G. N.: 1951. *Koncentracija naprjaženij okolo otverstij*. Gostechizdat, Moskva-Leningrad: 1951, 496 pp.
- [6] UKADGAONKER, V. G. – RAO, D. K. N.: 2000. A general solution for stresses around holes in symmetric laminates under inplane loading. *Structures Composite*, 49, 2000: 339–354.

This research was supported by Slovak Scientific Grant Agency under project No. 1/2441/05 Grant.

Adresa autora:

doc. Ing. Ferdinand Bodnár, CSc.

Katedra mechaniky a strojnictva, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen

e-mail: bodnar @ vsld.tuzvo.sk

APLIKÁCIA ŠTATISTICKÝCH METÓD PRI HODNOTENÍ SPOĽAHLIVOSTI MOBILNEJ TECHNIKY

APPLICATION OF STATISTICAL METHODS IN EVALUATION OF MOBILE MACHINES PROBABILITY

Ľuboš AMBROZ

ABSTRACT: Probability of failure, probability of non-failure function, density of failure probability and intensity of failure are basic probability indexes. These indexes are variable quantities. Variable quantities from standpoint of mathematical statistics are determined by various probability distribution formulas. Basic probability distribution formulas are Weibull distribution, Gauss normal distribution and exponential distribution.

Key words: probability distribution formula, test of conformity

ABSTRAKT: Pravdepodobnosť poruchy, pravdepodobnosť bezporuchovej činnosti, hustota pravdepodobnosti poruchy a intenzita porúch sú základne spoľahlivostné ukazovatele spoľahlivosti. Tieto ukazovatele sú náhodné premenné veličiny. Náhodné premenné veličiny sa z hľadiska teórie matematickej štatistiky riadia rôznymi zákonmi rozdelenia pravdepodobnosti. Základnými zákonmi rozdelenia sú Weibullovo rozdelenie, Gaussovo normálne rozdelenie a exponenciálne rozdelenie.

Kľúčové slová: zákon rozdelenia pravdepodobnosti, test zhody

ÚVOD

Teória spoľahlivosti je vedecká disciplína, ktorej predmetom je skúmanie všeobecných metód a postupov, ktoré sa musia dodržiavať pri projektovaní, výrobe, preberaní, doprave a používaní výrobkov, ak sa má zabezpečiť maximálna efektívnosť v procese používania výrobkov, ale ktorá tiež rozpracúva všeobecné metódy výpočtu spoľahlivosti zariadenia na základe spoľahlivosti jednotlivých častí. Teória spoľahlivosti skúma zákonitosti vzniku porúch zariadení a metódy ich predpovedania, hľadá spôsob zvýšenia spoľahlivosti výrobkov pri ich konštrukcii a pri ich výrobe, ale aj metódy na udržiavanie spoľahlivosti počas skladovania, rozpracúva metódy previerky spoľahlivosti pri preberaní veľkých množstiev produkcie. Teória spoľahlivosti sa zaoberá kvantitatívnymi

ukazovateľmi spoľahlivosti, skúma ich vzťah k ukazovateľom ekonomickosti a efektívnosti. Podľa noriem ISO je spoľahlivosť definovaná ako súhrnný termín, ktorého čiastkovými vlastnosťami sú bezporuchovosť, udržiavateľnosť a zaistenosť údržby.

CHARAKTERISTIKY BEZPORUCHOVOSTI

Pre číselné hodnotenie bezporuchovosti výrobkov boli vytvorené kritériá – kvantitatívne ukazovatele, ktoré umožňujú kvantitatívne hodnotiť bezporuchovosť rôznych výrobkov. Kritérium bezporuchovosti je určitou mierou bezporuchovosti. Číselnú hodnotu kritéria bezporuchovosti pre konkrétny výrobok nazývame charakteristikou (ukazovateľom) bezporuchovosti.

Za základné ukazovatele bezporuchovosti výrobku považujeme:

- pravdepodobnosť poruchy,
- pravdepodobnosť bezporuchovej činnosti,
- hustota pravdepodobnosti poruchy,
- intenzita porúch.

1. Pravdepodobnosť poruchy v čase t je pravdepodobnosť, že k poruche výrobku dôjde v intervale času prevádzky od 0 do t . Vyjadrujeme ju distribučnou funkciou $F(t)$.

$$F(t) = \frac{\sum_{i=1}^n n_i(t)}{N} \quad (1)$$

Kde: $n_i(t)$ – počet porúch v i -tom intervale Δt

N – celkový počet pozorovaných výrobkov

2. Pravdepodobnosť bezporuchovej činnosti je pravdepodobnosť, že k poruche nedôjde v čase prevádzky od 0 do t . Túto pravdepodobnosť vyjadrujeme funkciou $R(t)$, ktorá je doplnujúcou funkciou distribučnej funkcie $F(t)$, takže platí:

$$R(t) + F(t) = 1 \quad (2)$$

3. Hustota pravdepodobnosti poruchy je definovaná ako podiel prírastkov pravdepodobnosti poruchy v intervale času prevádzky od t do $\Delta t + t$ pri $\Delta t \rightarrow 0$.

Ak je náhodná veličina spojitá funkcia, derivovaním distribučnej funkcie $F(t)$ podľa t dostaneme hustotu porúch $f(t)$:

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} \quad (3)$$

4. Intenzita porúch je vyjadrená podielom hustoty pravdepodobnosti bezporuchovej prevádzky.

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \quad (4)$$

ZÁKONY ROZDELENIA NÁHODNÝCH VELIČÍN

Základné charakteristiky, s ktorými pracujeme pri analýze bezporuchovosti (stredná doba do poruchy, stredná doba medzi poruchami), sú náhodné premenné veličiny. Náhodné premenné veličiny sa z hľadiska teórie matematickej štatistiky riadia rôznymi zákonmi rozdelenia pravdepodobnosti. Pre spracovanie experimentálnych informácií sa najčastejšie používajú dva teoretické zákony rozdelenia náhodných veličín – normálny a Weibullov. V menšom rozsahu sa používa tiež zákon exponenciálny, ktorý sa dá odvodiť z Weibullovhovho zákona.

1. Normálny zákon rozdelenia

Normálny zákon rozdelenia je vhodný použiť pri výpočte stredného času do poruchy, stredného času medzi poruchami a času používania a to ako u celých strojov, tak aj u ich jednotlivých skupín, dvojíc súčiastok a súčiastok. Zahrňuje aj oblasť opotrebenia súčiastok a to zmeny rozmerov súčiastok v časovej závislosti. Ak sa náhodná veličina x riadi normálnym zákonom rozdelenia hustota pravdepodobnosti $f(t)$ náhodnej veličiny je daná vzťahom:

$$f(t) = \frac{1}{\Omega(2\pi)^{-2}} \exp \left(-\frac{(t-t_p)^2}{2\Omega^2} \right) \quad (5)$$

kde: Ω – smerodajná odchýlka náhodnej veličiny,

t – náhodná veličina,

t_p – priemerná hodnota náhodnej veličiny

2. Weibullov zákon rozdelenia

Weibullov zákon rozdelenia sa používa pri výpočtoch prácnosti údržieb, diagnostiky a odstraňovania porúch. Hustota pravdepodobnosti náhodnej veličiny je daná vzťahom:

$$f(t) = b \cdot a^{-2} \cdot t^{b-1} \cdot e^{-(t/a)^b} \quad (6)$$

kde: b – parameter tvaru (bezrozmerný)

a – parameter merítka (s rozmerom času)

3. Exponenciálny zákon rozdelenia

Exponenciálny zákon rozdelenia sa používa pri výpočte náhlych porúch spravidla náhodného charakteru.

Pri exponenciálnom zákone rozdelenia hustota pravdepodobnosti náhodnej veličiny $f(t)$ je daná vzťahom:

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad (7)$$

Distribučná funkcia náhodnej veličiny je daná vzťahom:

$$F(t) = 1 - \lambda e^{-\lambda t} \quad (8)$$

V prípade, že náhodná premenná x predstavuje čas bezporuchovej činnosti, potom pravdepodobnosť bezporuchovej činnosti vyjadríme podľa vzťahu:

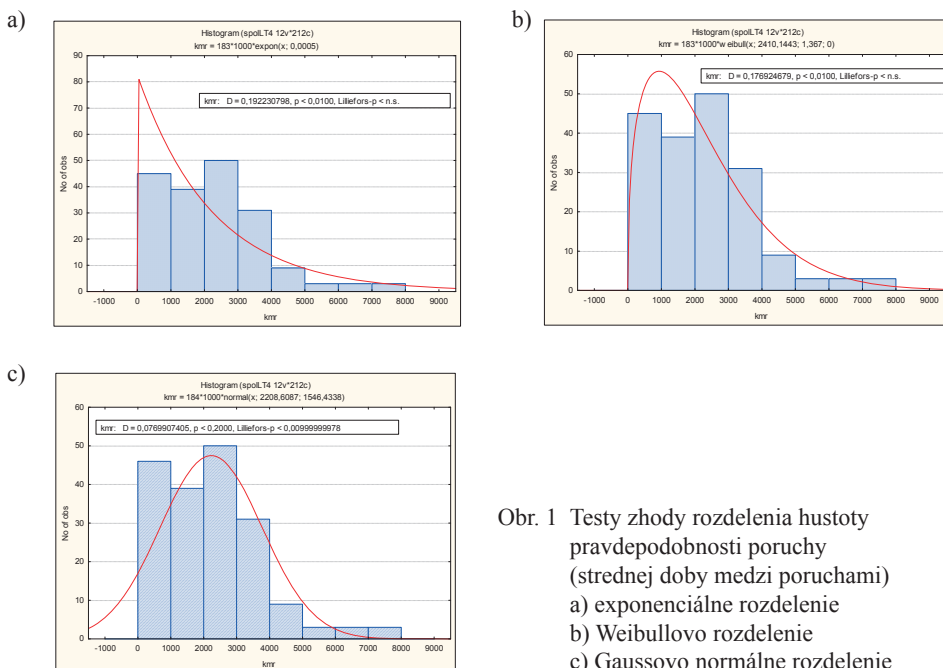
$$R(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad (9)$$

HODNOTENIE ŠTATISTICKÉHO SÚBORU

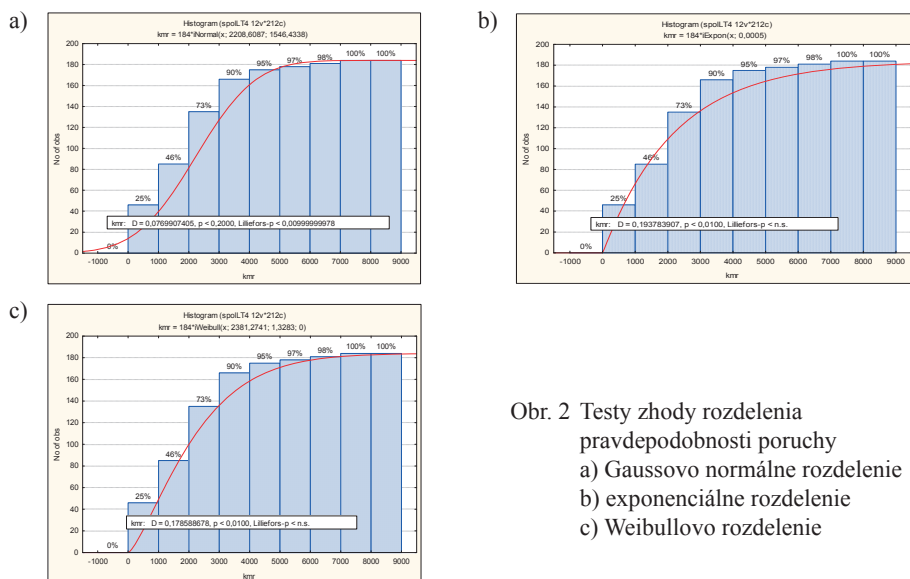
Hodnoteným štatistickým súborom je 27 vozidiel T-815 VT 8x8 sledovaných počas 18 mesiacov. Sledovannými údajmi boli počet km do 1. poruchy pre typ skúšky (n , U , n), prvok u ktorého vznikla porucha, príčina a prejav poruchy. Získané údaje sú z Knihy opráv automobilovej techniky. Sú to teda údaje z prevádzky, nešlo o vopred naplánovaný experiment alebo sledovanie. Pri overovaní zhody štatistického modelu rozdelenia náhodnej veličiny s rozdelením veličiny v sledovanom štatistickom súbore boli použité tieto metódy v programe STATISTICA:

- Kolmogorov-Smirnov test,
- Test Lilleforsov,
- Test Chi-square.

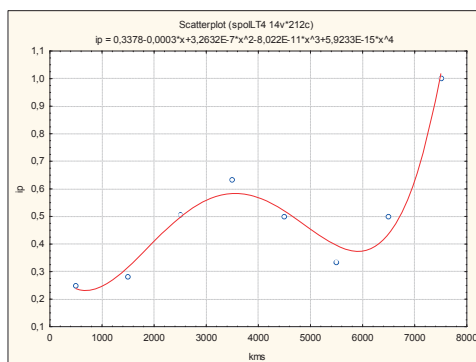
Testované boli rozdelenie hustoty strednej doby medzi poruchami (hustota pravdepodobnosti poruchy) a pravdepodobnosť vzniku poruchy. Základnými štatistickými charakteristikami súboru sú stredná doba medzi poruchami $T_{str} = 2208$ km a rozptyl $\delta = 1546$ km.



Obr. 1 Testy zhody rozdelenia hustoty pravdepodobnosti poruchy (strednej doby medzi poruchami)
a) exponenciálne rozdelenie
b) Weibullovo rozdelenie
c) Gaussovo normálne rozdelenie



Obr. 2 Testy zhody rozdelenia
pravdepodobnosti poruchy
a) Gaussovo normálne rozdelenie
b) exponenciálne rozdelenie
c) Weibullovo rozdelenie



Obr. 3 Priebeh intenzity porúch

Tab. 1 Základné charakteristiky hodnoteného súboru – pravdepodobnosť bezporuchovej činnosti, hustota pravdepodobnosti poruchy, hustota porúch a intenzita porúch

Interval v km	počet porúch v intervale	celkový počet porúch	bezporuchovosť (%) R(t)	poruchovosť (%) F(t)	hustota porúch f(t)	intenzita porúch $\lambda(t)$
0,000 <= x < 1000	46	46	100.00	25.00	25.00	0.25
1000 <= x < 2000	39	85	75.00	46.20	21.20	0.28
2000 <= x < 3000	50	135	53.80	73.37	27.17	0.51
3000 <= x < 4000	31	166	26.63	90.22	16.85	0.63
4000 <= x < 5000	9	175	9.78	95.11	4.89	0.50
5000 <= x < 6000	3	178	4.89	96.74	1.63	0.33
6000 <= x < 7000	3	181	3.26	98.37	1.63	0.50
7000 <= x < 8000	3	184	1.63	100.00	1.63	1.00
8000 <= x < 9000	0	184	0.00	100.00	0.00	
spolu	184		0.00		100.00	

ZÁVER

Základnými štatistickými charakteristikami sledovaného súboru sú stredná doba medzi poruchami $T_{\text{str}} = 2208$ km a rozptyl $\delta = 1546$ km. Pri testovaní zhody rozdelenia pravdepodobnosti bezporuchovej činnosti a hustoty pravdepodobnosti poruchy bolo zistené, že žiadne z teoretických rozdelení nevyhovuje (pravdepodobnosť zhody $p < 0,5$). Veľká relatívna chyba strednej doby medzi poruchami (70 %) a nepreukázaná zhoda rozdelenia hodnotených veličín s teoretickým modelom rozdelenia svedčí o tom, že 184 spracovaných hodnôt (počet km pri zistení poruchy) nie je postačujúci. Vplyv má tiež skutočnosť, že nie všetky poruchy boli uvedené v Knihe opráv automobilovej techniky a technika bola uvedená do prevádzky s rôznym počtom najazdených km. Týmto súbor dostatočne nespĺňa požiadavku homogenity. Tieto skutočnosti vyplývajú z toho, že ide o údaje z prevádzky, ktoré neboli sledované s cieľom analýzy spoľahlivosti. Dostatočne presné spoľahlivostné charakteristiky je možné získať len spracovaním rozsiahleho štatistického súboru sledovaného po dostatočne dlhú dobu. Nevyhnutné je splnenie požiadavky homogenity súboru. Objekty (prvky) v súbore musia byť typovo zhodné a uvedené do prevádzky v jednom čase pri rovnakom množstve odjazdených km alebo odpracovaných Mh. Sledovanie v prevádzke alebo spoľahlivostný experiment musí byť organizačne a materiálne dostatočne zabezpečený.

LITERATÚRA

- [1] DANKO, M.: Prevádzková spoľahlivosť strojov, VŠLD Zvolen, 1991
- [2] CHAJDIK, J., GUDÁBA, M. : Štatistické metódy v praxi, Bratislava STATIS, 1997
- [3] HOLUB, R., VINTR, Z.: Základy spoľahlivosti, Vojenská akademie v Brně, 2002
- [4] KOPECKÝ, Z.: Provozní spolehlivost ženíjní techniky, Brno VA, 1993
- [5] LINCZÉNYI, A.: Inžinierska štatistika, Bratislava Alfa, 1974
- [6] MYKISKA, A.: Bezpečnost a spolehlivost systémů, Vydavatelství ČVUT Praha, 2004

Adresa autora:

Ing. Ľuboš Ambroz

Záhumnie 8

976 31 Hronsek