

Experimentáln**A**nalýza **N**apět**I** **2003**

METODIKA URČENIA ZOSTATKOVEJ ŽIVOTNOSTI SEGMENTOV POTRUBNÝCH DVOROV KOMPRESOROVÝCH STANÍC **METHOD OF RESIDUAL DURABILITY PREDICTION FOR PIPE YARD SEGMENTS OF COMPRESOR PLANTS**

František Trebuňa^{*}, Bigoš Peter^{**}, Juraj Ritók^{***}, Jozef Bocko^{****}

Prediction of residual durability is always a serious technical and scientific problem. Operational durability is determined by two groups of factors. First group consist of structural characteristics, technical materials, constructional dimensions, construction shape, technological factors, joints and other. Second group is created by operational characteristics, i.e. loading of construction, human factor, environment, etc. There is one serious source of dangerous vibrations. It is evidently the surging of turbocompressor. Surging is an aerodynamical phenomenon determined also by streaming in the pipe system, not only in the turbocompressor aggregate. There are analysed in this contribution influences of above mentioned factors on residual durability.

Keywords

Compressor plant, pipe yard, durability, experimental methods of elasticity, stress simulation
Kompresná stanica, potrubný dvor, životnosť, experimentálne metódy pružnosti, modelovanie namáhania.

ÚVOD

Vo všetkých oblastiach výroby sa v Slovenskej republike vo všeobecnosti pociťuje nedostatok finančných prostriedkov. Manažérov to vedie k rozhodnutiam využívať existujúce zariadenia, ktoré je ešte možné udržať v prevádzkyschopnom stave čo najdlhšie. S tým súvisí potreba určiť zostatkovú životnosť strojov a zariadení spoľahlivými technickými a programovými prostriedkami.

Predikcia zvyškovej životnosti konštrukcií je vážnym technickým i vedeckým problémom a je riešená v celom rade vedeckých prác. [1, 2].

V príspevku je uvedený postup určenia zostatkovej životnosti potrubného dvora a komponentov kompresorovej stanice. V kompresorových staniach dochádza často k pulzáciám, ktoré najmä v staniach bez antipumpážneho zariadenia môžu spôsobiť porušenie.

Kolektív riešiteľov SVUST v Běchovicích, ktorý v minulosti participoval na riešení problému dospel k záveru, že za hlavnú príčinu pulzácií potrubného dvora možno považovať nestacionárny prietok média niekoľkými strojmi pri vzniku pumpáže. Príčinou je nepriaznivé rozloženie prietokov v potrubnej sieti a s tým spojený vzrast odporov a presun prevádzkového bodu týchto strojov k hranici dynamickej stability, k čomu dochádza predovšetkým pri nevhodnom usporiadaní strojov. Ako bolo konštatované vo výskumných správach [3,4] nebezpečie kmitania potrubných dvorov vzniká pri dvojstupňovom stlačovaní. Chvenie potrubia s nízkou frekvenciou (rádovo niekoľko jednotiek Hertzov) sa prejavuje i chvením ventilov a intenzívnejšie chvenie po dobu dlhšiu ako 15 minút sa môže prejavovať poškodením armatúr potrubného dvora. Na základe informácií, ktoré riešiteľom úlohy poskytli pracovníci obsluhy, najúčinnjším postupom, ktorým je možné dosiahnuť zánik vibrácií, je prepojenie sústroja z I. do II. stupňa a naopak.

^{*}Prof. Ing. František Trebuňa, CSc., Doc. Ing. Jozef Bocko, CSc., Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky, Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, Letná 9, 041 87 Košice E-mail: frantisek.trebuna@tuke.sk,

^{**} Prof. Ing. Peter Bigoš, CSc., Ing. Juraj Ritók, PhD., Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, Letná 9, 041 87 Košice
E-mail: peter.bigos@tuke.sk,

Za príčinu nebezpečného kmitania je teda preukázateľne považovaná pumpáž turbokompresora. Pri pumpáži ide o aerodynamický jav, ktorý neprebíha len v samotnom stroji, ale je podmienený vzájomným účinkom prúdenia v sieti, do ktorej kompresor dodáva prepravované médium (obr.1).



Obr.1 Potrubný dvor (vertikálne usporiadané potrubné slučky)

Sacie potrubie, potrubie medzitlaku, výtlaku a kobýl má vonkajší priemer 720mm a hrúbku steny 20mm. Nábehové potrubie má priemer 521mm a hrúbku steny 17,5mm.

Základné mechanické vlastnosti materiálu potrubia určené na skúšobných tyčiach 10x50 STN 420310 trhacím strojom INSTRON podľa STN 420311 v axiálnom (A) a obvodovom (O) smere sú uvedené v tabuľke č.1.

Tabuľka č. 1 Základné mechanické vlastnosti materiálu potrubia

Tyč	Re [MPa]	Rm [MPa]	A5 [%]	Z [%]	E[Mpa]
A	393	555	33,3	70,2	1,9.10 ⁵
O	421	557	30,0	68,4	1,86.10 ⁵

Pre tyče A a O boli moduly pružnosti určené zo záznamu $F - \Delta L$ pri trojnásobnom zaťažovaní napätiami $\sigma < R_e$, pričom deformácie boli snímané indukčným snímačom pri zväčšení 2000x.

Skúška rázom v ohybe bola realizovaná na vzorkách 10 x 10 x 55mm (tyč STN 420381.5). Vrub tvaru V bol umiestnený vo zvarovom kove, hrane stavenia a v základnom materiály v súlade s STN 420381. Výsledky sú uvedené v tabuľke č. 2.

Tabuľka č. 2 Vrubová húževnatosť zvarového spoja potrubia

Tyč	Základný materiál	Hrana stavenia	Zvarový kov
KCV [Jcm ⁻²]	118,0	98,4	56,0

Na zvarovom spoji bola urobená aj skúška lámavosti za studena podľa STN 420401 na vzorke o rozmeroch 30 x 20 x 300mm pre priemer tlačného tŕňa $D=2 \times$ hrúbka vzorky (22mm) a vzdialenosti podpier $D+3 \times$ hrúbka vzorky. Pri uhle ohybu 120° nedošlo ku vzniku trhliny, a teda z tohoto hľadiska je zvarový spoj vyhovujúci.

METODIKA RIEŠENIA A DISKUSIA K DOSIAHNUTÝM VÝSLEDKOM

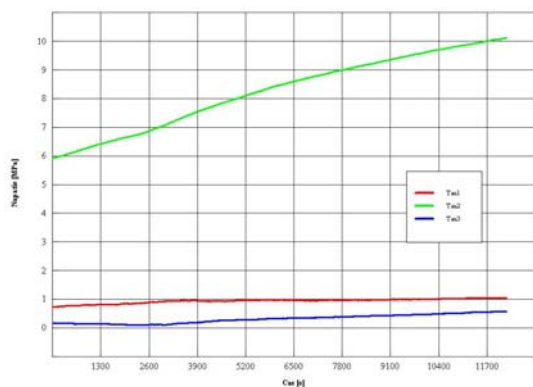
Pre experimentálno-numerické určovanie integrálnych hodnôt vnútorných silových veličín v myslenom reze bola použitá metodika uvedená v [5, 6]. Umožňuje vytvoriť komplexný obraz o možných nebezpečných namáhaniach potrubného dvora a brať na zreteľ všetky skutočné prevádzkové vplyvy na výslednú napätosť i na posúdenie zvyškovej životnosti.

V každom potrubnom systéme dochádza počas prevádzky k časovo premenlivému zaťažovaniu, napr. pri odstavení, resp. uvedení systému do prevádzky, pri zmenách tlaku z prevádzkových príčin a pod., ktoré pri

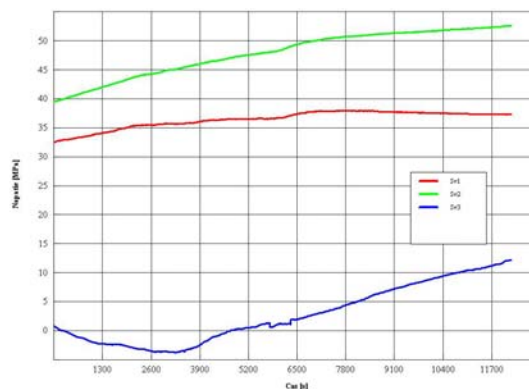
dlhodobom používaní potrubia bez výmeny kritických úsekov zariadenia môže viesť k únavovému poškodeniu materiálu a po vyčerpaní životnosti k poruche v kritickom mieste.

Dostatočne presné určenie týchto parametrov spôsobuje často problémy. Najväčšie sú pri definovaní silových účinkov pôsobiacich na potrubie (skutočný účinok tlaku, dilatácie sily ovplyvňované trením o uloženie, sily od „sadania“ potrubia a s tým spojeného ohybu a krútenia, rozdiely oproti projekčným predpokladom, sily od tlaku a vlastnej tiaže v škrupinovej časti potrubia a i.).

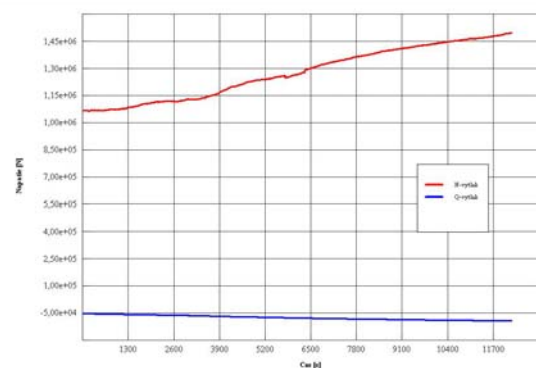
Kvôli názornosti uvádzame časové priebehy nameraných hodnôt šmykových a normálových napätí v priereze potrubia medzitolaku (obr. 2 a obr. 3). Z nameraných hodnôt napätí sú určené vnútorné silové veličiny, ktoré sú na obr. 4 a obr.5. Na určenie zvyškových napätí v potrubí potrubného dvora bola použitá metóda inkrementálneho odvrtávania systémom RS-200.



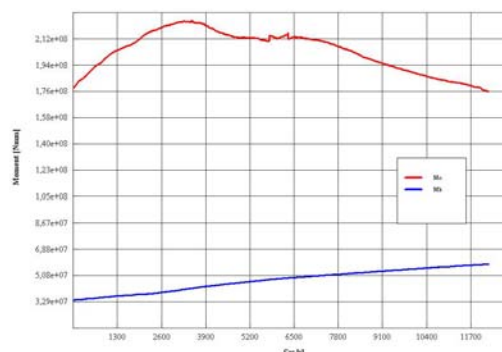
Obr.2 Časový priebeh šmykových napätí v priereze medzitolaku



Obr.3 Časový priebeh normálových napätí medzitolaku



Obr.4 Priebeh osovej a šmykovej sily medzitolaku



Obr.5 Priebeh krútiaceho a ohybového momentu v priereze medzitolaku

Maximálna hodnota napätia v telese rúry určená uvedenou metódou je rovná 65 MPa a min. napätie vo zvare -93 MPa. Záporná hodnota vo zvare však únosnosť rúry ovplyvňuje pozitívne, preto v ďalšom nie je potrebné zaoberať sa uvedenou skutočnosťou. Hodnotu napätia v telese rúry je potrebné rešpektovať predovšetkým v súvislosti s posúdením únavovej pevnosti a určením zvyškovej životnosti.

V ideálnom systéme nevzniká žiadne mechanické kmitanie, lebo celá energia sa premieňa na účelnú prácu. Mechanické kmitanie vzniká ako vedľajší produkt prenosu médií, resp. prenosu dynamických síl sústavou. Konštrukčné prvky sústavy vzájomne reagujú a v sústave dochádza k rozptylu energie formou mechanického kmitania.

Mechanické kmitania vznikajúce počas prevádzky strojových zariadení obsahujú mnoho užitočných informácií o jeho technickom stave, odzrkadľujú charakter pracovných procesov a tiež intenzitu zaťaženia zariadenia. Vibrodiagnostika umožňuje stanoviť nielen konštrukčný nedostatok alebo poruchu, ale aj ich príčiny.

Z hľadiska namáhania mechanických sústav a ich jednotlivých častí je dôležité poznať kvantitatívne a kvalitatívne ukazovatele kmitania na povrchu týchto častí. Mechanické kmitanie merané na povrchu strojového zariadenia je mierou cyklického namáhania konštrukčných prvkov stroja. Kmity nepodávajú úplný obraz o

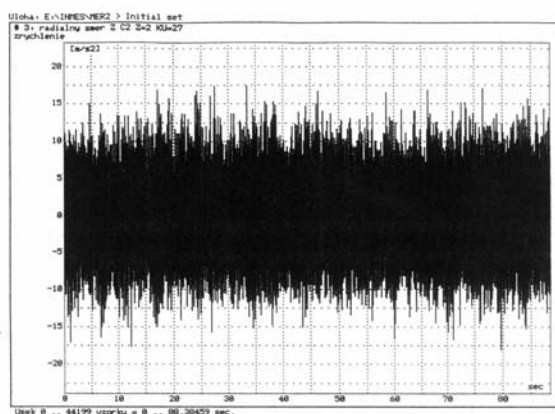
skutočnom namáhaní stroja a tiež nezaručujú, že sa neobjavia nadmerné miestne namáhania spôsobené rezonančným kmitaním. Podrobné hodnotenie a premeriavanie kmitania strojového zariadenia je vo všeobecnosti zložitá a prácna. Pre praktickú kontrolu úrovne mechanického kmitania bola zvolená mohutnosť mechanického kmitania. V súčasnosti sa mohutnosť mechanického kmitania posudzuje maximálnou efektívnou hodnotou rýchlosti kmitania meraného v určených miestach [7].

Strojové zariadenia, na ktorých zisťujeme mohutnosť kmitania, sú podľa výkonu a konštrukčného usporiadania rozdelené v zmysle normy STN ISO 2372 do 6 tried. Hodnotenie mechanického kmitania strojových zariadení zaradených do jednotlivých tried je spracované podľa normy DIN 45665.

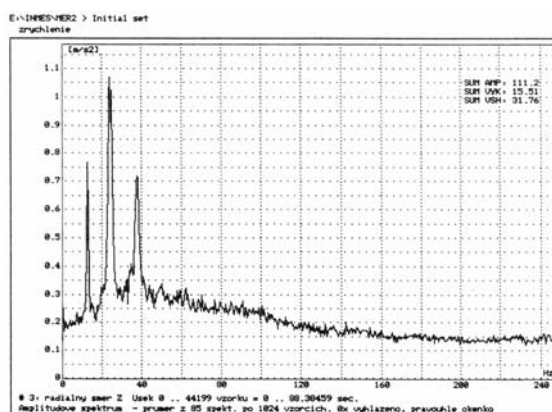
Medzi bezpečnosťou prevádzky a mohutnosťou mechanického kmitania existuje úzka súvislosť. Bezpečnosť prevádzky je do značnej miery zabezpečená prípustným chodom strojových zariadení, čo znamená, že mechanické kmitanie povrchu strojových zariadení je v súlade s predpismi a normami. Mohutnosť kmitania vyjadruje energetický stav mechanického kmitania sústavy.

Z uvedeného teda vyplýva, že akékoľvek kmitanie zvyšuje energetickú náročnosť strojových zariadení. Táto náročnosť bude rásť so zvyšovaním efektívnej rýchlosti kmitania, resp. so zvyšovaním mohutnosti kmitania.

Výsledky merania zrýchlenia na potrubí medzitlaku pre radiálny smer sú na obr. 6., jeho amplitúdové spektrum je na obr. 7.

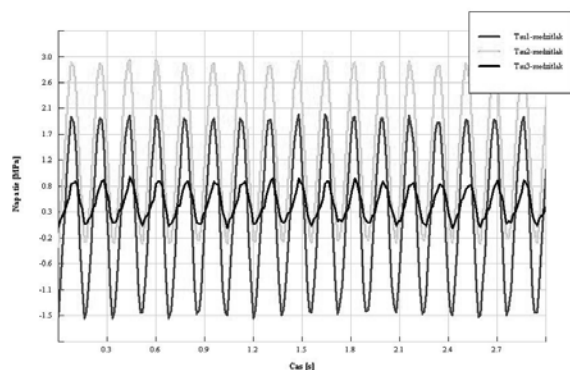


Obr.6 Časový priebeh zrýchlení na potrubí medzitlaku v radiálnom smere

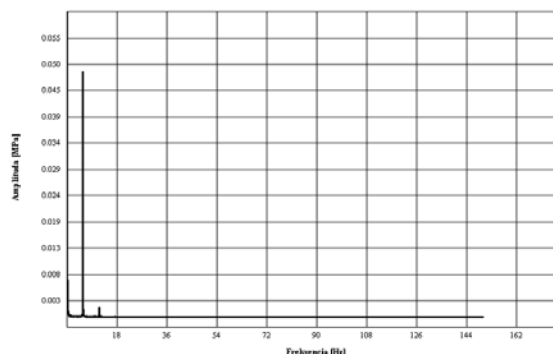


Obr.7 Amplitúdové spektrum zrýchlení v radiálnom smere na potrubí medzitlaku

Paralelne s meraním zrýchlení v troch smeroch – osovom x, obvodovom y a radiálnom z, boli merané aj zmeny vybraných zložiek šmykových napätí na potrubí výtlačku a medzitlaku a normálového napätia v smere osi potrubia. Ako je zrejmé z obr. 9 a obr. 10, ide o harmonický priebeh namáhania, ktorý je spojený s kmitaním od turbosústrojenstva.



Obr.9 Priebeh šmykových napätí na medzitlaku počas ustálenej prevádzky

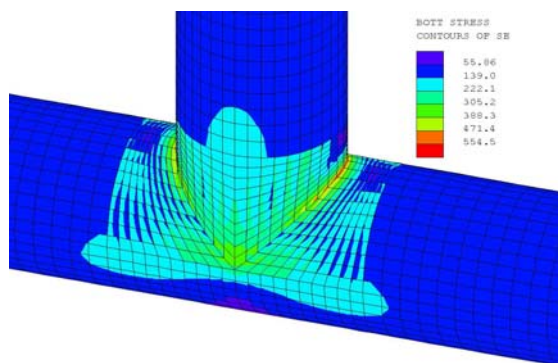


Obr.10 Amplitúdové spektrum z časového ustálenej priebehu napätí na medzitlaku počas prevádzky

Namáhanie spojenia potrubí bolo určené metódou konečných prvkov. Časť potrubia v blízkosti spoja bola modelovaná pomocou izoparametrických škrupinových prvkov, vzdialenejšie časti nosníkovoými prvkami.

Použitie nosníkových prvkov bolo zvolené za tým účelom, aby vytvorená sieť nebola extrémne veľká, čo by výrazne predĺžilo čas výpočtu. Keďže cieľom výpočtu bolo preskúmať napäťové pomery v okolí spoja, kde sú napätia najväčšie, má takýto model opodstatnenie. Nosníkové prvky boli pripojené k zvyšku konštrukcie pomocou dosky s veľkou tuhosťou, ktorá uzatvára potrubie. Nosníkové prvky sa na ňu pripájajú v jej strede. Na obr. 11 je znázornené pole redukovaných napätí na vonkajšom povrchu pripojenia kobyly k potrubiu výtaku pri vnútornom pretlaku 6 MPa.

Proces poškodzovania do vzniku lomu prechádza niekoľkými štádiami a je ovplyvňovaný celým radom faktorov. Medzi ne sa podľa počtu kmitov a podľa veľkosti amplitúdy počíta i predpätie, časový sled kmitov rôznej veľkosti a prestávok, frekvencia a rýchlosť zmien deformácií, teplota, štruktúra materiálu a tvar súčasti.



Obr.11 Pole redukovaných napätí na vonkajšom povrchu

So zreteľom na údaje uvedené v správe [4] a na počet zaťažujúcich cyklov (v intervale $0,6 \cdot 10^6$ až $1 \cdot 10^6$ cyklov) v dôsledku pulzácií za desať rokov technického života potrubného dvora možno predpokladať, že za 30 rokov prevádzky (od roku 1973) bolo vykonaných $1,8 \cdot 10^6$ až $3,0 \cdot 10^6$ cyklov, čo je približne medzný počet cyklov pre hranicu únavy konštrukčného uzla. Na základe experimentálne určených časových závislostí napätí pri prevádzke bez parametra pulzácie tlaku možno za amplitúdy považovať tieto hodnoty zložiek napätí: $\Delta\sigma_a = 46$ MPa, $\Delta\tau_a = 5$ MPa. Hodnota redukovanej zmeny napätia je $\Delta\sigma_{ra} = 47$ MPa.

ZÁVERY

Na základe analýzy poznatkov získaných experimentálne, výpočtovým modelovaním a teoretickými štúdiami možno konštatovať:

- základný materiál plynovodného potrubia z hľadiska štruktúry a mechanických vlastností zodpovedá akosti X56. Experimentálne určené hodnoty základného materiálu plynovodného potrubia sú $R_e > 393$ MPa, $R_m > 555$ MPa, $A_5 > 29,8\%$ a $KCV > 117$ Jcm⁻²,
- zvarový spoj z hľadiska štruktúry, priebehu tvrdosti, vrubovej húževnatosti a lámavosti za studena možno považovať za vyhovujúci. Z hľadiska odolnosti voči krehkému porušeniu je najslabším miestom zvarový kov a hrana stavenia,
- amplitúdy redukovaných napätí v jednotlivých myšlených rezoch prepočítané na redukované napätia v myšlených rezoch na potrubí medzitlaku a výtaku neprekračujú hodnoty napätí 50 MPa a 57 MPa určených na kobyľách,
- statické zložky napätia pri natlakovaní potrubia dobre korešpondujú s vypočítanými hodnotami zložiek napätí,
- určené hodnoty zvyškových napätí v rúre v mieste zvaru sú z intervalu 3 MPa, resp. –93 MPa, čo pozitívne ovplyvňuje výsledné namáhanie zvaru,
- zložky zvyškových napätí v telese rúry sú 23 MPa a 65 MPa, čo zvyšuje hodnotu stredného napätia a spôsobuje mierny pokles medznej amplitúdy namáhanie,
- rýchlosti určené integráciou nameraných zrýchlení sú $v \leq 1,6$ ms⁻¹, čo podľa zaradenia v zmysle príslušných noriem pre všetky triedy strojov možno považovať za prevádzkyschopný stav,
- výpočet polí napätí podľa MKP dokumentuje, že v miestach koncentrácie napätí bola dosiahnutá medza klzu, čo však nie je dôvodom pre vyradenie zariadenia z prevádzky,

- na základe rozboru vplyvu statických i cyklických zaťažení na kumuláciu poškodenia možno konštatovať, že z hľadiska amplitúd zaťaženia vrátane pulzácie dvora nie je vyčerpaná životnosť zariadenia.

Na základe experimentálneho výskumu, výpočtu, podrobnej analýzy, za predpokladu, že počas merania boli vyvolané stavy analogické prevádzkovým podmienkam, resp. miernym pulzáciám, ktoré sa pri prevádzke zariadenia vyskytujú možno vysloviť odporúčanie pre ďalšie prevádzkovanie potrubného dvora.

LITERATÚRA

- [1] Trebuňa, F., Bigoš, P.: Intenzifikácia technickej spôsobilosti ťažkých nosných konštrukcií. Vienaľa, Košice 1998, 345 s.
- [2] Bílý, M., Sedláček, J.: Spolehlivost' mechanických konštrukcií. VEDA Bratislava, 1983.
- [3] Cyrus, V., Foltá, V.: Pulzácie v potrubnom systéme kompresorových staníc s turbodýchadlom o výkone 6 MW- rozbor, návrh opatření k jejich odstranění – výzkumná zpráva č. SVÚSS 92 – 04006.
- [4] Cyrus, V., Sprinc, M.: Měření pulzací tlaku v potrubním systému kompresorové stanice KS2 v Jablůňove nad Turňou u 1. a 2. haly – výzkumná zpráva č. SVÚSS 94 – 04001.
- [5] Benča, Š., Élesztős, P., Pobežal, P.: Opakované tenzometrické merania a výpočet síl na prírúbách kompresora „Nuovo Pignone“ v KS Jablonov nad Turňou. Správa pre SPP š.p., Divízia SLOVTRANSGAZ, Bratislava, jún 1995.
- [6] Benča, Š., Élesztős, P., Chmelko, V., Pobežal, P.: Opakované tenzometrické merania a výpočet celkových síl a napätí (včítane montážnych) na sacom a výtlačnom potrubí kompresora „Pignone č.2“ v KS Veľké Zlieve. Správa pre SPP š.p., Divízia SLOVTRANSGAZ, Bratislava, november 1995
- [7] Žiaran, S.: Znižovanie hluku a kmitania, Vydavateľstvo STU Bratislava, 1997