

Čsm

BULLETIN

ČESKÁ SPOLEČNOST
PRO MECHANIKU

2•1999

BULLETIN

2'99

ČESKÁ SPOLEČNOST PRO MECHANIKU

BULLETIN

2/99

Česká společnost pro mechaniku

Odpovědný pracovník
a redakce časopisu:

Ing. Jiří Dobiáš, CSc.
Doc. Ing. Miloslav Okrouhlík, CSc.
Ústav termomechaniky AV ČR
Dolejškova 5, 182 00 Praha 8
tel. 6605 3973, 6605 3214
fax 8584695
e-mail : jdobias@it.cas.cz

Jazyková korektura:

RNDr. Eva Hrbantová

Tajemnice sekretariátu:
Adresa sekretariátu:

Ing. Jitka Havlinová
Dolejškova 5, 182 00 Praha 8
tel. 6605 3045, tel./fax 8587784
e-mail : csm@it.cas.cz

Domovská stránka www:

<http://www.csm.cz>

Určeno členům České společnosti pro mechaniku

Podávání novinových zásilek povolila Česká pošta, s. p., odštěpný závod Praha,
č.j. nov 5279/95 ze dne 7. 7. 1995

Vydává Česká společnost pro mechaniku
Tiskne: MERKANTA s.r.o., Zenklova 34, Praha 8

ISSN 1211-2046
Evid. č. UVTEI 79 038

OBSAH

Josef Beneš: Zákon o vysokých školách	2
Terminologie pro teorii strojů a mechanismů	5
- Anglický rejstřík	6
- Český rejstřík	14
Cyril Höschl: Rozuměj fyzikové klasické mechanice?	21
Jan Kovanda, Lukáš Netušil: Mechanika a "pomocník" automobil	24
Kronika	30
Očekávané akce	45

CONTENTS

Josef Beneš: Universities Act	2
Terminology for the Theory of Machines and Mechanisms	5
- English Index	6
- Czech Index	14
Cyril Höschl: Do Physicists Understand Classical Mechanics?	21
Jan Kovanda, Lukáš Netušil: Mechanics and "Assistant" Automobile	24
Cronicle	30
Prospective Events	45

Zákon o vysokých školách

Universities Act

Zákon č.111/1998 Sb., o vysokých školách, (dále jen nový zákon) nahradil zákon č. 172/1990 Sb., o vysokých školách, a jeho tzv. „malou“ novelu č. 216/1993 Sb. Zákon č. 172, který vrátil vysokým školám po dlouhých letech komunistické nadvlády opět akademické svobody, poskytl jim rozsáhlou autonomii a samosprávu a otevřel cestu k jejich obnově. Nový zákon vypracovaný po několikaletých zkušenostech s působením zákona č. 172/1990 Sb. a jeho novely se snaží poskytnout spolehlivý právní rámec pro činnost a rozvoj moderního vysokého školství v České republice.

Důležitou změnou, kterou nový zákon zavedl, byla úprava právního postavení vysokých škol. Stávající státní vysoké školy, s výjimkou škol vojenských a Policejní akademie, které byly do konce roku 1998 přispěvkovými organizacemi, se staly právnickými osobami svého druhu s označením veřejná vysoká škola. Právnickou osobou je pouze vysoká škola, nikoli její součásti. Stát během r. 1999 převede do vlastnictví vysokých škol majetek, ke kterému měly právo hospodaření a který potřebují k realizaci své činnosti. Lze říci, že v současné době je již téměř všechn majetek převeden. Pro zabezpečení a veřejnou kontrolu závažných majetkových transakcí vysokých škol byl zaveden nový orgán veřejné vysoké školy - správní rada. Členy správní rady po projednání s rektorem jmenuje a odvolává ministr tak, aby v ní byli přiměřeně zastoupeni zejména představitelé veřejného života, územní samosprávy a státní správy. Členy správní rady nemohou být zaměstnanci dané veřejné vysoké školy, ale rektor se jednání správní rady účastní. Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy má právo hospodaření veřejné vysoké školy kontrolovat.

Nový zákon umožňuje vznik soukromých škol. I když stát nepředpokládá, že soukromé školy budou činit výraznou část našeho vysokého školství, mohou působit jako určitý konkurenční prvek a především mohou pomoci vykryt oblasti, kde veřejné školy plně neuspokojuji potřeby společnosti, a to jak oborově, tak i regionálně. Těmto školám není předepisována jejich vnitřní struktura ani způsob řízení, vztahuje se však na ně další obecná ustanovení o studijních programech, studiu, studentech, akademických pracovnících a akreditaci. Jedině soukromá vysoká škola zřízená jako obecně prospěšná společnost má právo ucházet se o státní dotaci, avšak na tuto dotaci není právní nárok.

Nový zákon se snaží řešit základní problém přelomu 20. a 21. století - jak vyhovět vysoké poplatce po studiu a přitom udržet žádoucí kvalitu vysokoškolského vzdělání. Zahraniční zkušenosti jednoznačně ukazují, že řešením může být pouze dostatečná diverzifikace vysokého školství, tj. vytvoření nabídky profesně orientovaných, zpravidla tříletých studijních programů. „Krátké“ bakalářské programy mohou uskutečňovat jak klasické vysoké školy univerzitního typu, tak instituce, které se na ně specializují. Důležitým rysem moderních, diverzifikovaných systémů je rovněž „prostupnost“ mezi různými studijními programy i institucemi, které tyto programy uskutečňují. Zákon o vysokých školách vychází ve svých základních ustanoveních z toho, že typickým rysem vysokoškolského studia je jeho sepětí s tvůrčí činností, že vysoké školy nemohou být pouze vzdělávacími institucemi, ale musí se na nich současně pěstovat a rozvíjet vlastní vědecká nebo výzkumná, vývojová, umělecká a další tvůrčí činnost.

Za základní jednotku vysokoškolského vzdělávání je vzat studijní program, který může být bakalářský, magisterský nebo doktorský. Podle převažujícího typu uskutečňovaných studijních programů se rozlišují vysoké školy univerzitní (zaměřené převážně na magisterská a doktorská programy) a neuniverzitní (zaměřené na bakalářské programy). Obojí mohou být zřizovány buď státem (zákonem), nebo jinými právnickými osobami. Na vysokoškolském vzdělávání se mohou významně podílet i další instituce, např. vědecké a výzkumné ústavy.

Specifikou vzniku nových neuniverzitních vysokých škol je možnost jejich vytvoření ze stávajících vyšších odborných škol, které v současné době uskutečňují a nebo jsou schopny uskutečňovat programy s úrovni bakalářských studijních programů.

Jak již bylo řečeno, vysoké školství se otevírá daleko větší části populace, studijní programy jsou diverzifikované - rozmanitější, mohou vznikat nové školy, a to i soukromé. Všechny zmíněné aspekty s sebou přinášejí problém v zajištění potřebné kvality vysokoškolského vzdělání. Proto nový zákon daleko podrobněji specifikoval oblasti kompetencí Akreditační komise, která je zárukou udržení potřebné kvality. Akreditační komise, jako zcela odborně nezávislý orgán jmenovaný vládou, se vyjadřuje k žádostem o akreditaci studijního programu, o udělení státního souhlasu při vzniku soukromé vysoké školy, k žádostem o akreditaci habilitačního řízení a řízení ke jmenování profesorem. Ve všech těchto případech je kládne stanovisko Akreditační komise podmínkou pro udělení akreditace nebo státního zmocnění Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy. Zákon dále ukládá

Akreditační komisi hodnotit kvalitu všech akreditovaných činností uskutečňovaných vysokými školami.

Dvěma důležitými nově uzákoněnými dokumenty jsou dlouhodobý záměr veřejné vysoké školy a dlouhodobý záměr vzdělávací, vědecké, výzkumné, vývojové, umělecké a další tvůrčí činnosti pro oblast vysokých škol vypracovaný ministerstvem. Tyto záměry jsou každoročně aktualizovány. Oba dokumenty jsou zveřejněny a jejich shoda je jednou z rozhodujících skutečností určujících výši dotace veřejné vysoké škole.

Všechny důležité problémy Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy projednává s reprezentací vysokých škol, která je podle nového zákona tvořena zástupci delegovanými volenými akademickými orgány (Radou vysokých škol) a orgánem složeným z představitelů vysokých škol (Českou konferencí rektorů).

Závěrem :

Nový zákon o vysokých školách rozšířil práva vysokých škol především v majetkové oblasti svěřením původně státního majetku do jejich vlastnictví. Vysoké školy jako celek si nadále zachovaly vysokou míru autonomie. Ustanovení správních rad a zavedení dlouhodobých záměrů však poskytuje veřejnosti možnost kontroly a usměrnění především ekonomického chování vysokých škol a dále pak dává možnost státu ovlivňovat činnost škol ve smyslu naplňování státních záměrů uplatňováním nepřímých nástrojů v řízení - především financování.

Stát podporuje v maximální míře uspokojení touhy společnosti po terciárním vzdělávání s tím, že budou vytvořeny specifické předpoklady pro splnění požadavků jedinců pro určité typy a okruhy vzdělávání.

Stát rovněž podporuje, aby se ve vzdělávacím procesu uplatňovaly všechny subjekty, které k tomu mají chuť a předpoklady a jsou schopny splnit náročná kritéria akreditace.

Nový zákon o vysokých školách je dokumentem moderním, který je plně v souladu se současnými evropskými trendy v oblasti vysokého školství.

Josef Beneš
Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy

Terminologie pro teorii strojů a mechanismů

Anglický rejstřík

Český rejstřík

Terminology for the Theory of Machines and Mechanisms

English Index

Czech Index

pokračování z čísla 1/98 - zpracoval prof. ing. Jiří Novotný, DrSc.

ENGLISH INDEX

Absolute acceleration	2.2.17	Bending	3.5.37	Compound pendulum	3.8.5	Decay	4.1.26
Absolute motion	2.2.2	Bending moment	3.2.40	Compression	3.5.35	Deflection (of a beam)	3.5.23
Absolute velocity	2.10	Bending stiffness	3.5.14	Compression period	3.5.64	Deflection (of a plate)	3.5.24
Absorber	4.3.9	Bevel gear	1.1.31	Compression wave	3.9.51	Degree of freedom	3.7.29
Acceleration	2.2.14	Bias	4.1.4	Compressive force	3.2.22	Degree of freedom of a kinematic chain	1.3.11
Acceleration due to gravity	3.5.71	Bilateral constraint	3.7.22	Concealed motion	3.3.8	Degree of freedom of a kinematic pair	1.2.5
Accelerometer	4.3.17	Bilateral manipulator	5.1.16	Concentrated force	3.2.18	Degree of freedom of a mechanism	1.3.11
Accuracy	4.2.1	Body force	3.2.20	Concurrent force system	3.2.50	Delay	4.1.27
Active accommodation	5.5.4	Bresse normal circle	2.3.17	Cone of friction	3.5.52	Density	3.5.1
Active device/system	A.18	Buckling of a bar	3.5.25	Conical gear	1.1.31	Derivative control	4.1.31
Active force	3.2.4	Buckling of a plate	3.5.25	Connecting rod	1.1.14	Detent	1.1.49
Actuating signal	4.1.8	Burmester point	2.3.34	Connectivity of a kinematic pair	1.2.5	Deterministic force	3.2.32
Actuating signal ratio	4.1.10	Cam	1.1.15	Conservative field of force	3.2.71	Detuner	4.3.11
Actuator	1.2.24	Cam follower	1.1.21	Conservative force	3.2.72	Differential constraint	3.7.24
Adaptive control	5.4.2	Camshaft	1.1.23	Constraint	1.3.13; 3.7.20	Differential mechanism	1.3.26
Adjustable mechanism	1.3.28	Canonical variable	3.3.5	Continuous beam	3.6.15	Direct impact	3.5.58
Alternating load	3.2.64	Cantilever beam	3.6.16	Continuous force	3.2.19	Direct mobility	3.7.31
Amplitude	3.9.7	Cardan circles	2.3.10	Continuous load	3.2.59	Direct receptance	3.7.32
Android	5.1.3	Cardan joint	1.2.18	Continuous system	3.8.19	Direct strain	3.5.20
Angle of deformation	3.5.22	Cardan shaft	1.1.45	Continuous-path control	5.4.5	Direct task	5.5.8
Angle of friction	3.5.51	Cartesian coordinate robot	5.3.6	Continuum	3.8.19	Discrete system	3.8.18
Angle of rotation	2.2.28	Central axis	3.7.19	Control element	4.3.1	Disk	3.6.23
Angle of torsion	3.5.21	Central ellipsoid of inertia	3.7.17	Control ratio	4.1.11	Disk cam	1.1.16
Angle of twist	3.5.21	Central force	3.2.14	Controlled variable	4.1.1	Displacement	2.2.6
Angular acceleration	2.2.22	Central impact	3.5.56	Coplanar force system	3.2.49	Displacement transducer	4.3.15
Angular displacement	2.2.8	Central motion	2.2.32	Coplanar system	3.8.13	Dissipative force	3.2.74
Angular momentum	3.3.4	Centre of gravity	3.7.5	Coriolis force	3.2.11	Distal	5.5.7
Angular velocity	2.2.13	Centre of mass	3.7.4	Couple	3.2.37	Distributed force	3.2.19
Anisotropy	3.5.10	Centre of percussion	3.5.67	Coupled modes	3.9.30	Distributed load	3.2.59
Annulus	1.1.27	Centre of twist	3.5.40	Coupler	1.1.9	Double pendulum	3.8.6
Anthropomorphic robot	5.1.4	Centre point	2.3.32	Coupler curve	2.3.25	Double-crank mechanism	1.3.33
Antinode	3.9.33	Centre-point curve	2.3.33	Coupler point	2.3.24	Double-helical gear	1.1.30
Aperiodic motion	2.2.47	Centrifugal force	3.2.10	Coupler-point curve	2.3.25	Double-rocker mechanism	1.3.35
Apparent motion	3.3.7	Centring-point curve	2.3.22	Coupling	1.2.21	Double-slider mechanism	1.3.37
Applied force	3.2.4	Centripetal acceleration	2.2.20	Crank	1.1.7	Drag-link mechanism	1.3.33
Arch	3.6.10	Centripetal force	3.2.8	Crank-and-rocker mechanism	1.3.32	Drift	4.2.5
Arm	5.2.4	Centrode	2.3.7	Critical damping	3.9.45	Drive	1.2.25
Assur group	1.3.12	Centrode tangent	2.3.15	Critical force	3.2.26	Drive shaft	1.1.44
Attenuation	4.1.25	Centroid	3.7.18	Critical load	3.2.68	Driven link	1.1.4
Automatic control system	4.3.4	Chain	1.1.42	Critical speed	3.9.36	Driving link	1.1.3
Automatic controller	4.3.2	Characteristic mode	3.9.28	Cross reception	3.7.33	Driving-point mobility	3.7.31
Axial force	3.2.24	Circle point	2.3.30	Crosshead	1.1.13	Dwell	2.2.51
Axial tension	3.5.34	Circle-point curve	2.3.31	Cubic of stationary curvature	2.3.21	Dwell mechanism	1.3.25
Axis of rotation	2.3.2	Clearance	1.2.26	Curved bar	3.6.9	Dynamic balance	3.2.56
Axode	2.3.11	Click	1.1.49	Cycle	3.9.5	Dynamic error band	4.2.17
Azimuth	5.3.19	Closed kinematic chain	1.3.6	Cyclic coordinate	3.3.6	Dynamic load	3.2.63
Backlash	1.2.26	Closed-loop control	4.1.29	Cyclic efficiency (of a machine)	3.3.27	Dynamic stiffness	3.7.46
Balanced mechanism	3.2.57	Closed-loop control system	4.3.4	Cyclic ignorable coordinate	3.3.6	Dynamics	3.1.1
Balancing	3.2.54	Closed-loop harmonic response	4.1.11	Cylindrical cam	1.1.18	Eccentric impact	3.5.57
Ball point	2.3.23	Closure of a kinematic pair	1.2.6	Cylindrical gear	1.1.25	Effective power	3.3.25
Bandwidth	4.2.19	Clutch	1.2.22	Cylindrical pair	1.2.14	Eigen-mode	3.9.28
Bar	1.1.6; 3.6.6	Coefficient of non-uniformity of motion	2.2.44	Cylindrical shell	3.6.24	Elastic axis	3.5.41
Barrel cam	1.1.18	Coefficient of restitution	3.5.66	d'Alembert couple	3.2.45	Elastic body	3.6.2
Base	5.2.1	Coefficient of static friction	3.5.50	d'Alembert force	3.2.9	Elastic deformation	3.5.17
Base coordinate system	5.3.3	Cognate mechanism	1.3.4	d'Alembert's principle	3.4.10	Elastic force	3.2.17
Beam	3.6.13	Column	3.6.8	Damper	4.3.10	Elastic foundation	3.6.32
Bearing	1.1.48	Command	4.1.5	Damping	3.9.40	Elastic hysteresis	3.5.3
Bearing force	3.2.28	Complex excitation	3.7.41	Damping coefficient	3.9.43	Elastic impact	3.5.62
Beat	3.9.23	Complex response	3.7.42	Damping ratio	3.9.44	Elastic line	3.5.41
Belt	1.1.40	Compliance	3.5.8	Dead band	4.2.9	Elastic strain	3.5.17
				Dead load	3.2.61	Elastic support	3.6.29
				Dead point	2.2.57	Elasticity	3.5.2

Elbow	5.2.7	Frequency response function	4.1.9	Idler	1.1.38	Line of action of a force	3.2.2
Elementary work	3.3.20	Frequency-modulated signal	4.1.6	Image pole	2.3.27	Linear momentum	3.3.1
Elevation	5.3.18	Friction	3.5.43	Impact	3.5.54	Linear system	3.8.17
Ellipsoid of inertia	3.7.16	Friction wheel	1.1.39	Impact force	3.5.55	Link	1.1.2
End-effector	5.2.9	Frictional force	3.5.49	Impedance	3.7.47	Linkage	1.3.29
Engine	3.1.3	Full scale	4.2.18	Impulse	3.2.31	Linkwork	1.3.29
Epicyclic gear	1.3.44	Function-generating mechanism	1.3.21	Impulsive force	3.2.30	Live load	3.2.62
Epicyclic gear train	1.3.44	Fundamental frequency	3.9.4	Inelastic impact	3.5.63	Load	3.2.58
Equations of equilibrium	3.7.38	Fundamental mode	3.9.29	Inertia couple	3.2.45	Logarithmic decrement	3.9.38
Equilibrium	3.2.53	Fundamental vibration	3.9.15	Inertia force	3.2.9	Longitudinal force	3.2.24
Equilibrium configuration	3.7.34			Inertia tensor	3.7.13	Longitudinal impact	3.5.60
Equivalent buckling length of a bar	3.5.26	Gain	4.1.13	Inertial system	3.8.21	Longitudinal rigidity	3.5.12
Equivalent force	3.2.27	Gain crossover	4.1.17	Infinite resolution	4.2.8	Longitudinal strain	3.5.20
Equivalent force system	3.2.46	Gain margin	4.1.16	Inflection centre	2.3.20	Longitudinal vibration	3.9.24
Equivalent mass of a mechanism	3.7.6	Gain stability	4.2.4	Inflection circle	2.3.18	Longitudinal wave	3.9.48
Equivalent mechanism	1.3.3	Galileo's law of relativity	3.4.12	Inflection point	2.3.19	Loop	1.3.9
Equivalent moment	3.2.44	Gantry	5.2.2	Initial condition	3.3.10	Loop gain	4.1.15
Equivalent moment of inertia	3.7.14	Gear	1.1.24	Input	4.1.5; A. 15	Loop phase	4.1.14
Equivalent viscous damping	3.9.42	Gear pair	1.2.20	Input link	1.1.3	Loop ratio	4.1.12
Ergodic process	3.7.51	Gear ratio	2.2.56	Instantaneous centre of acceleration	2.3.6	Lower pair	1.2.9
Error signal	4.1.8	Gear sector	1.1.28	Instantaneous centre of velocity	2.3.3	Lumped-parameter system	3.8.18
Error signal ratio	4.1.10	Gear segment	1.1.28	Instantaneous dwell	2.2.52		
Excitation	3.7.40	Gear train	1.3.42	Instantaneous screw axis	2.3.5	Machine	0.1
Exoskeleton	5.1.21	Geared linkage	1.3.45	Integral control	4.1.32	Magnitude of a force	3.2.3
External force	3.2.15	Generalized coordinate	A.20	Intelligent robot	5.1.8	Major axes	5.3.9
		Generalized force	3.2.75	Interferometer	4.3.19	Manipulated variable	4.1.2
Face cam	1.1.17	Generalized momentum	3.3.2	Internal force	3.2.16	Manipulator	5.1.13
Feedback control system	4.3.4	Geneva drive	1.3.46	Invariant system	3.8.12	Manoeuvrability	5.3.8
Feedback element	4.3.3	Geneva mechanism	1.3.46	Inverse motion	2.2.4	Manual manipulator	5.1.14
Field of force	3.2.69	Geometric constraint	3.7.23	Inverse task	5.5.9	Mass of a body	3.7.3
First principle of dynamics	3.4.14	Governor	4.3.8	Isomorphism	1.3.2	Mass of a particle	3.7.2
Fixed axode	2.3.12	Gradient	A.6	Isotropic body	3.6.4	Master-slave manipulator	5.1.15
Fixed centrole	2.3.8	Gravitational field	3.5.70	Isotropy	3.5.11	Master-slave robot	5.1.15
Fixed load	3.2.61	Grid	3.6.18	Jerk	2.2.24	Mean-square value	A.10
Fixed-sequence manipulator	5.1.18	Grillage	3.6.18	Joint	1.2.2	Mechanical efficiency	3.3.26
Fixed-stop-robot	5.1.7	Gripper	5.2.10	Joint coordinate system	5.3.5	Mechanical energy	3.3.18
Flexibility	3.5.8	Ground	4.3.20	Joint space	5.3.11	Mechanical mobility	3.7.30
Flexural centre	3.5.39	Guidance mechanism	1.3.20	Journal	1.1.47	Mechanical shock	3.5.53
Flexural rigidity	3.5.14	Guide	1.1.12			Mechanical system	3.8.2
Floating link	1.1.9	Gyro effect	3.5.72	Kinematic analysis	2.1.2	Mechanism	0.2
Flywheel	1.2.23	Gyroscope	3.8.7	Kinematic chain	1.3.5	Mechanism element	1.1.1
Follower	1.1.4	Gyroscopic effect	3.5.72	Kinematic inversion	1.3.14.	Membrane	3.6.21
Follower load	3.2.67	Gyrostatic action	3.5.72	Kinematic joint	1.3.8	Middle surface of a plate	3.6.22
Force	3.2.1			Kinematics	2.1.1	Minor axes	5.3.10
Force function	3.2.70	Hamilton's principle	3.4.11	Kinetic energy of a particle	3.3.16	Mirror pole	2.3.27
Force of gravity	3.5.68	Hamiltonian function	3.3.11	Kinetic energy of a system	3.3.17	Mitre gear	1.3.43
Force sense	5.5.11	Hamiltonian variable	3.3.5	Kinetic friction	3.5.44	Mobile	1.3.10
Force-closed pair	1.2.7	Harmonic	3.9.9	Kinetic potential	3.3.12	Mobility of a kinematic chain	1.3.11
Forced vibration	3.9.21	Harmonic vibration	3.9.14	Kinetics	3.1.1	Mobility of a mechanism	1.3.11
Forearm	5.2.6	Helical gear	1.1.29	Kineto statics	3.1.1	Modal vector	3.9.28
Form-closed pair	1.2.8	Helical pair	1.2.13	Lag	4.1.27	Mode of vibration	3.9.27
Foundation	3.6.31	Herring-bone gear	1.1.30	Lagrangian function	3.3.12	Module	5.2.11
Four-bar linkage	1.3.30	Heterogeneous body	3.6.5	Latch	1.1.50	Modulus of rigidity	3.5.15
Four-bar mechanism	1.3.31	Higher pair	1.2.10	Latent vector	3.9.28	Moment arm	3.2.36
Fourier component	3.9.9	Hinge	1.2.11	Lateral buckling of a beam	3.5.28	Moment of a force about a point	3.2.35
Frame	1.1.5	Hold	5.3.24	Law of (universal) gravitation	3.4.13	Moment of a force about an axis	3.2.34
Frame acceleration	2.2.19	Holonomic constraint	3.7.27	Lead	2.2.59	Moment of inertia	3.7.7
Frame motion	2.2.5	Holonomic system	3.8.8	Limit position	2.2.58	Moment of momentum	3.3.3
Frame velocity	2.2.12	Homogeneous body	3.6.3	Limit position of a link	1.3.16	Momental ellipsoid	3.7.16
Frame-work	3.6.12	Hooke's joint	1.2.18	Limit position of a mechanism	1.3.15	Momentum	3.3.1
Free support	3.6.28	Hooke's law	3.5.5	Limiting friction	3.5.48	Motion	2.2.1
Free vibration	3.9.19	Hyperstatic system	3.8.16			Moving axode	2.3.13
Frequency	3.9.3	Hypoid gear	1.1.32			Moving centrole	2.3.9

Multi-degree-of-freedom system	3.8.18	Pin joint	1.2.19	Pulley	1.1.41	Scleronomous constraint	3.7.26
Multi-layered structure	3.6.26	Pinch zone	5.3.16	Pulsating load	3.2.65	Scleronomic system	3.8.11
Natural frequency	3.9.39	Pitch	2.2.59; 2.2.60	Q-factor	3.9.37	Scotch-yoke mechanism	1.3.38
Natural mode	3.9.28	Pivot	1.1.46	Quality factor	3.9.37	Screw axis	2.3.4
Neutral axis	3.5.42	Pivot-point curve	2.3.22	r.m.s. value	A.11	Screw mechanism	1.3.40
Neutral equilibrium	3.7.37	Pivoting friction	3.5.46	Rack	1.1.37	Screw motion	2.2.35
Newton's first law of motion	3.4.14	Planar contact pair	1.2.16	Radius of gyration	3.7.15	Screw pair	1.2.13
Newton's second law of motion	3.4.15	Planar mechanism	1. 3.17	Random process	3.7.49	Second principle of dynamics	3.4.15
Newton's third law of motion	3.4.16	Planar motion	2.2.33	Random vibration	3.9.18	Secondary axes	5.3.10
Node	3.9.32	Planar system	3.8.13	Ratchet	1.1.51	Self-locking mechanism	1.3.27
Noise	A.17	Plane motion	2.2.33	Rayleigh dissipation function	3.2.76	Sensitivity	4.2.3
Non-conservative force	3.2.73	Planet gear	1.1.35	Reaction	3.2.5	Sensor	4.3.21
Non-holonomic constraint	3.7.28	Planetary gear	1.1.35	Rectilinear translation	2.2.26	Sequential control	5.4.6
Non-holonomic system	3.8.9	Planetary gear train	1.3.44	Reduced force	3.2.27	Servosystem	4.3.5
Normal acceleration	2.2.15	Plastic deformation	3.5.18	Reduced mass of a mechanism	3.7.6	Servomechanism	4.3.6
Normal mode	3.9.28	Plastic strain	3.5.18	Reduced moment	3.2.44	Settling time	4.1.23
Normal mode of vibration	3.9.28	Plasticity	3.5.6	Reduced moment of inertia of a mechanism	3.7.14	Shake	5.3.25
Normal reaction	3.2.6	Playback accuracy	5.3.23	Redundant mobility of a robot	5.3.7	Shaking force	3.2.29
Normal stress	3.5.31	Playback robot	5.1.9	Reference input	4.1.3	Shear centre	3.5.39
Normal vibration	3.9.20	Poincaré ellipsoid of inertia	3.7.16	Reference point	5.3.15	Shear force	3.2.25
Nutation	2.2.31	Point mass	3.7.1	Regular precession	2.2.30	Shear modulus	3.5.15
Oblique impact	3.5.59	Point-to-point control	5.4.3	Regulator	4.3.7	Shear strain	3.5.22
Off-line programming	5.5.3	Polar moment of inertia of a body	3.7.9	Relative acceleration	2.2.18	Shear stress	3.5.32
Offset error	4.2.15	Polar moment of inertia of a lamina	3.7.8	Relative coordinate system	5.3.2	Shear wave	3.9.49
Open kinematic chain	1.3.7	Pole	2.3.14	Relative displacement	2.2.7	Shearing	3.5.38
Open pair	1.2.7	Pole triangle	2.3.26	Relative force	3.2.12	Shearing force	3.2.25
Open-loop control	4.1.28	Pole velocity	2.3.16	Relative motion	2.2.3	Shock wave	3.9.50
Open-loop harmonic response	4.1.12	Pose	5.3.21	Relative velocity	2.2.11	Shoulder	5.2.3
Opposite pole	2.3.28	Pose-to-pose control	5.4.4	Relaxation time	A.13	Signal	A.14
Opposite-pole quadrilateral	2.3.29	Positional accuracy	5.3.22	Remote centre compliance	5.2.13	Simple harmonic motion	2.2.48
Orientation	5.3.20	Potential	A.7	Resolution	4.2.7	Simple harmonic quantity	3.9.8
Oscillation	3.9.6	Potential energy of a particle	3.3.13	Resolved-motion rate control	5.4.7	Simple pendulum	3.8.3
Output	A.16	Potential energy of a system	3.3.14	Resonance	3.9.34	Simply-supported beam	3.6.14
Output link	1.1.4	Power	3.3.23	Resonance frequency	3.9.35	Sinusoidal vibration	3.9.14
Output torque	3.2.43	Power of a force	3.3.24	Response time	4.1.21	Slenderness ratio of a bar	3.5.27
Overshoot	4.2.12	Precession	2.2.29	Restitution period	3.5.65	Slider	1.1.10
Pairing element	1.2.4	Precision	4.2.2	Resultant force	3.2.47	Slider-crank mechanism	1.3.36
Parallel force system	3.2.48	Primary axes	5.3.9	Retardation	2.2.23	Sliding block	1.1.11
Parallel-crank mechanism	1.3.34	Primary feedback	4.1.7	Revolute pair	1.2.11	Sliding friction	3.5.44
Particle	3.7.1	Prime mover	3.1.3	Rheonomic constraint	3.7.25	Sliding motion	2.2.39
Passive accommodation	5.5.5	Principal axis of inertia	3.7.11	Rheonomic system	3.8.10	Slip sense	5.5.12
Passive device/system	A.19	Principal mode	3.9.28	Rigid body	3.6.1	Smooth support	3.6.27
Path	2.3.1	Principal moment of inertia	3.7.12	Rise time	4.1.22	Snubber	4.3.12
Path-generating mechanism	1.3.22	Principle of conservation of energy	3.4.2	Robot	5.1.2	Span of a beam	3.6.17
Pawl	1.1.49	Principle of conservation of momentum	3.4.6	Robot system	5.1.19	Spatial force system	3.2.51
Peak value	A.9	Principle of conservation of momentum	3.4.4	Robotics	5.1.1	Spatial mechanism	1.3.19
Peak-to-peak value	3.9.13	Principle of energy	3.4.1	Rocker	1.1.8	Spatial motion	2.2.34
Pedipulator	5.1.12	Principle of moment of momentum	3.4.5	Rod	3.6.6	Spatial system	3.8.14
Period	3.9.2	Principle of momentum	3.4.3	Roller support	3.6.30	Spectrum	3.9.12
Period of a motion	2.2.46	Principle of motion of centre of mass	3.4.7	Rolling friction	3.5.45	Spherical cam	1.1.19
Periodic motion	2.2.45	Principle of virtual work	3.4.9	Rolling load	3.2.66	Spherical mechanism	1.3.18
Permanent load	3.2.61	Prismatic pair	1.2.12	Rolling motion	2.2.37	Spherical motion	2.2.36
Permanent set	3.5.18	Process	3.7.48	Root-mean-square value	A.11	Spherical pair	1.2.15
Perturbation	3.3.9	Product of inertia	3.7.10	Rotation	2.2.27	Spherical pendulum	3.8.4
Phase angle	2.2.49	Programmable manipulator	5.1.17	Sandwich pair	1.2.16	Spin friction	3.5.46
Phase crossover	4.1.18	Pronation	5.3.17	Sandwich structure	3.6.25	Spin motion	2.2.38
Phase margin	4.1.19	Proper vector	3.9.28	Scalar	A. 1	Spring	3.6.11
Pick-and-place robot	5.1.6	Proportional control	4.1.30	Scalar quantity	A. 1	Spring constant, dynamic	3.7.46
Pilgrim-step mechanism	1.3.24	Prosthetic device	5.1.20	Scale factor	4.2.20	Springback	5.3.26
Pilgrim-step motion	2.2.53	Proximal	5.5.6			Sprocket wheel	1.1.43
		Proximity sense	5.5.13			Spur gear	1.1.26
						Stable equilibrium	3.7.35

Standing wave	3.9.52	Transfer function	2.2.54; 3.7.44
Starting regime of a machine	2.2.40	Transient error	4.2.13
Static balance	3.2.55	Transient vibration	3.9.17
Static error band	4.2.16	Translation	2.2.25
Static friction	3.5.47	Transmissibility	3.7.45
Statically determinate system	3.8.15	Transmission ratio	2.2.55
Statically indeterminate system	3.8.16	Transmittance	3.7.44
Statics	3.1.2	Transportation	2.2.5
Stationary process	3.7.50	Transportation acceleration	2.2.19
Steady-state error	4.2.14	Transportation force	3.2.13
Steady-state motion of a machine	2.2.42	Transportation velocity	2.2.12
Steady-state vibration	3.9.16	Transverse force	3.2.25
Step function	4.1.24	Transverse impact	3.5.61
Step mechanism	1.3.23	Transverse vibration	3.9.25
Step motion	2.2.50	Transverse wave	3.9.47
Stiffness	3.5.7	Tree	1.3.10
Stiffness (coefficient)	3.5.9	Truss	3.6.12
Stimulus	3.7.40	Twist	3.5.19
Stochastic force	3.2.33	Twisting moment	3.2.41
Stochastic process	3.7.49		
Stop	1.1.52	Ultimate strength	3.5.36
Stopping regime of a machine	2.2.41	Ultraharmonic	3.9.11
Strain	3.5.16	Uncoupled modes	3.9.31
Strain energy	3.3.15	Undershoot	4.2.12
Stress	3.5.30	Uniform load	3.2.60
String	3.6.7	Uniform motion	2.2.43
Stroboscope	4.3.18	Uniformly distributed load	3.2.60
Structural error	4.2.11	Unilateral constraint	3.7.21
Structure of a mechanism	1.3.1	Universal coupling	1.2.18
Strut	3.6.8	Universal	1.2.18
Sub-assembly	1.2.1	Unstable equilibrium	3.7.36
Subharmonic	3.9.10	Upperarm	5.2.5
Subharmonic response	3.7.43	Useful power	3.3.25
Superposition principle	3.4.8		
Surface force	3.2.21	Variable-mass system	3.8.20
Synchronous vibration	3.9.22	Vector	A.2
Systém	3.8.1	Vector field	A.4
System error	4.2.10	Vector function	A.5
Tactile sense	5.5.10	Vector quantity	A.3
Tangential acceleration	2.2.16	Velocity	2.2.9
Tangential reaction	3.2.7	Velocity hodograph	A.8
Task coordinate system	5.3.4	Velocity transducer	4.3.16
Teach control	5.4.1	Vernier	4.3.13
Teach pendant	5.2.12	Vibration	3.9.1
Teach restrict	5.5.2	Virtual deformation	3.5.29
Teach-in programming	5.5.1	Virtual displacement	3.7.39
Teleoperator	5.1.5	Virtual work	3.3.21
Tensile force	3.2.23	Viscous damping	3.9.41
Tension	3.5.33		
Thick plate	3.6.19	Walking machine	5.1.11
Thin plate	3.6.20	Wave	3.9.46
Third principle of dynamics	3.4.16	Wave front	3.9.53
Time constant	A.13	Wavelength	3.9.54
Time history	A.12	Wedge mechanism	1.3.41
Time response	4.1.20	Weight	3.5.69
Torque	3.2.41	Work	3.3.19
Torsion	3.5.19	Work of deformation	3.3.22
Torsional moment	3.2.41	Working envelope	5.3.12
Torsional rigidity	3.5.13	Working range	5.3.13
Torsional vibration	3.9.26	Working space	5.3.14
Trajectory	2.3.1	Working volume	5.3.14
Transducer	4.3.14	World coordinate system	5.3.1

Worm wheel	1.1.34
Wrench	3.2.52
Wrist	5.2.8
Yoke cam	1.1.20
Yoke follower	1.1.22
Young's modulus of elasticity	3.5.4
Zero-line stability	4.2.6

ČESKÝ REJSTŘÍK

Absolutní pohyb	2.2.2	Člen zpětné vazby	4.3.3
Absolutní rychlosť	2.2.10	Čtyřčlenný mechanismus	1.3.31
Absolutní souřadnicová soustava	5.3.1	Čtyřkroubový kinematický řetězec	1.3.30
Absolutní zrychlení	2.2.17	Čtyřkroubový mechanismus	1.3.31
Adaptívni řízení	5.4.2	Čtyřúhelník protilehlých pólů	2.3.29
Akcelerometr	4.3.17		
Akční veličina	4.1.2	d'Alembertův princip	3.4.10
Aktivní přizpůsobení	5.5.4	Deformace	3.5.16
Aktivní síla	3.2.4	Deformační energie	3.3.15
Aktivní zařízení/soustava	A.18	Deformační práce	3.3.22
Aktuator	1.2.24	Derivační řízení	4.1.31
Amplituda	3.9.7	Deterministická síla	3.2.32
Amplitudová charakteristika	4.1.15	Deviáční moment	3.7.10
Android	5.1.4	Diferenciální mechanismus	1.3.26
Anizotropie	3.5.10	Diferenciální vazba	3.7.24
Antropomorfí robot	5.1.4	Dilčí soustava	1.2.1
Aperiodický pohyb	2.2.47	Disipativní síla	3.2.74
Aretace	5.3.24	Disková vačka	1.1.16
Assurova skupina	1.3.12	Diskrétní soustava	3.8.18
Automatický řídící systém s uzavřenou smyčkou	4.3.4	Distal	5.5.7
Automatický řídící systém se zpětnou vazbou	4.3.4	Doba restituce	3.5.65
Axoid	2.3.11	Doba komprese	3.5.64
Azimut	5.3.19	Doba náhodu	4.1.22
Ballív bod	2.3.23	Doba skokové odezvy	4.1.21
Bezpečnost stability	4.1.16	Doba regulace	4.1.23
Bod obratu	2.3.19	Doba ustálení	4.1.23
Bressova kružnice	2.3.17	Dolní rameno	5.2.6
Bubnová vačka	1.1.18	Dostředivá síla	3.2.8
Burmestrov bod	2.3.34	Dostředivé zrychlení	2.2.20
Buzení	3.7.40	Dráha	2.3.1
Cardanovy kružnice	2.3.10	Drážková vačka	1.1.17
Cardanův hřidel	1.1.45	Drift	4.2.5
Cardanův kloub	1.2.18	Dvojice ozubení	1.2.20
Centrální elipsoid setrvačnosti	3.7.17	Dvojklikový mechanismus	1.3.33
Centrální pohyb	2.2.32	Dvojsmykadlový mechanismus	1.3.37
Centrální ráz	3.5.56	Dvojvahadlový mechanismus	1.3.35
Centrální síla	3.2.14	Dvostranný manipulátor	5.1.16
Citlivost	4.2.3	Dynamická tuhost	3.7.46
Citlivost na blízkost	5.5.13	Dynamické vyvážení	3.2.56
Citlivost na dotyk	5.5.10	Dynamické zatížení	3.2.63
Citlivost na sílu	5.5.11	Dynamika	3.1.1
Citlivost na smýkání	5.5.12	Ekvivalentní hmotnost mechanismu	3.7.6
Coriolisova síla	3.2.11	Ekvivalentní moment	3.2.44
Coriolisovo zrychlení	2.2.21	Ekvivalentní moment setrvačnosti	
Cyklická souřadnice	3.3.6	mechanismu	3.7.14
Cyklická účinnost (stroje)	3.3.27	Ekvivalentní sila	3.2.27
Cyklus	3.9.5	Ekvivalentní soustava sil	3.2.46
Časová konstanta	A.13	Ekvivalentní viskózní tlumení	3.9.42
Časová odezva	4.1.20	Ekvivalentní vzděrná délka prutu	3.5.26
Časový průběh	A.12	Elementární práce	3.3.20
Čelní ozubené kolo	1.1.25	Elevace	5.3.18
Celo vlny	3.9.53	Elipsoid setrvačnosti	3.7.16
Čep	1.1.47	Ergodický proces	3.7.51
Cepové spojení	1.2.19	Excentrová vačka	1.1.20
Člen mechanismu	1.1.2	Exoskeleton	5.1.21
		Fáze	2.2.49
		Fáze smyčky	4.1.14

Fázová charakteristika	4.1.14	Integrační řízení	4.1.32
Fázová rezerva	4.1.19	Inteligentní robot	5.1.8
Fixed-stop robot	5.1.7	Interferometr	4.3.19
Fourierova složka	3.9.9	Invariantní soustava	3.8.12
Frekvence	3.9.3	Inverzní pohyb	2.2.4
Frekvenčně modulovaný signál	4.1.6	Izomorfismus	1.3.2
Frekvenční charakteristika	4.1.9	Izotropie	3.5.11
Frekvenční charakteristika otevřené smyčky	4.1.12	Izotropní těleso	3.6.4
Frekvenční charakteristika regulační odchyly	4.1.10	Jednoduché (matematické) kyvadlo	3.8.3
Frekvenční charakteristika uzavřené smyčky	4.1.11	Jednostranná vazba	3.7.21
Fyzikální kyvadlo	3.8.5	Jerk	3.2.24
Galileův zákon relativity	3.4.12	Kanonická proměnná	3.3.5
Geometrická vazba	3.7.23	Kinematická analýza	2.1.2
Gradient	A.6	Kinematická dvojice	1.2.3
Gravitační pole	3.5.70	Kinematická inverze	1.3.14
Gravitační síla	3.5.68	Kinematický kloub	1.3.8
Gravitační zákon	3.4.13	Kinematický řetězec	1.3.5
Gravitační zrychlení	3.5.71	Kinematika	2.1.1
Gyrokop	3.8.7	Kinetická energie hmotného bodu	3.3.16
Gyrokopický účinek	3.5.72	Kinetická energie soustavy	3.3.17
		Kinetický potenciál	3.3.12
Hladká podpora	3.6.27	Kladka	1.1.41
Hlavní moment setrvačnosti	3.7.12	Klidové tření	3.5.47
Hlavní osa setrvačnosti	3.7.11	Klika	1.1.7
Hamiltonova funkce	3.3.11	Klikový mechanismus	1.3.36
Hamiltonova proměnná	3.3.5	Klínový mechanismus	1.3.41
Hamiltonův princip	3.4.11	Kloub	1.2.2
Harmonická složka	3.9.9	Kloubový mechanismus	1.3.29
Harmonická veličina	3.9.8	Kloubový mechanismus s ozubenými koly	1.3.45
Harmonické kmitání	3.9.14	Kloubový mechanismus s ozubením	1.1.30
Harmonický pohyb	2.2.48	Kloubový mechanismus s vnitřním ozubením	1.1.26
Heterogenní těleso	3.6.5	Kluzný člen	1.1.11
Hladká podpora	3.6.27	Kmitání	3.9.1
Hlavní moment setrvačnosti	3.7.12	Kmitna	3.9.33
Hlavní osa setrvačnosti	3.7.11	Koefficient přenosu na mezi stability	4.1.17
Hlavní osy	5.3.9	Kolo se šípovým ozubením	1.1.27
Hmotnost hmotného bodu	3.7.2	Kolo s vnějším ozubením	1.1.27
Hmotnost tělesa	3.7.3	Kolo s vnitřním ozubením	1.1.27
Hmotný bod	3.7.1	Komplexní ozubení	3.7.41
Hnací člen	1.1.3	Komplexní odezva	3.7.42
Hnací hřidel	1.1.44	Koncový efektor	5.2.9
Hnací moment	3.2.42	Konfigurační prostor	5.3.11
Hnáný člen	1.1.4	Konsola	3.6.16
Hodograf rychlosti	A.8	Konzervativní síla	3.2.72
Holonomní soustava	3.8.8	Konzervativní silové pole	3.2.71
Holonomní vazba	3.7.27	Kotouč	3.6.23
Homogenní těleso	3.6.3	Kotoučová vačka	1.1.16
Hookův zákon	3.5.5	Krácející robot	5.1.11
Horní rameno	5.2.5	Krajní poloha	2.2.58
Hustota	3.5.1	Krajní poloha členu	1.3.16
Hybná polodie	2.3.9	Krajní poloha mechanismu	1.3.15
Hybnost	3.3.1	Kritická rychlosť	3.9.36
Hybný axoid	2.3.13	Kritická síla	3.2.26
Hypoidní ozubené kolo	1.1.32	Kritické otáčky	3.9.36
Chapadlo	5.2.10	Kritické tlumení	3.9.45
		Kritické zatížení	3.2.68
Impedance	3.7.47	Krokový mechanismus	1.3.23
Impuls	3.2.31	Krokový pohyb	2.2.50
Impulsní síla	3.2.30	Kroucení	3.5.19
Indiferentní rovnováha	3.7.37	Kroucicí moment	3.2.41
Inerciální soustava	3.8.21	Kruhový bod	2.3.30
		Kružnice obratu	2.3.18

Křivka extrémních křivostí	2.3.21	Nepružný ráz	3.5.63	Peak	A.9	Prodleva	2.2.51
Křivka kruhových bodů	2.3.31	Nesprázené tvary kmitání	3.9.31	Pedipulátor	5.1.12	Programování počítačem	5.5.3
Křivka středových bodů	2.3.33	Neutralní osa	3.5.42	Perioda	3.9.2	Programování učením	5.5.1
Křivka středů extrémních křivostí	2.3.22	Nevázané tvary kmitání	3.9.31	Perioda (pohybu)	2.2.46	Programovatelný manipulátor	5.1.17
Křivý prut	3.6.9	Newtonův 1. zákon	3.4.14	Periodický pohyb	2.2.45	Proměnné zatištění	3.2.62
Křížák	1.1.13	Newtonův 2. zákon	3.4.15	Pevná spojka	1.2.21	Pronace	5.3.17
Kulisový zvedák	1.1.22	Newtonův 3. zákon	3.4.16	Pick-and-place robot	5.1.6	Proporcionalní řízení	4.1.30
Kuželové ozubené kolo	1.1.31	Nižší dvojice	1.2.9	Pivotové řízení	3.5.46	Propružení	5.3.26
Labilní rovnováha	3.7.36	Nonius	4.3.13	Planetové kolo	1.1.35	Propustnost	3.7.45
Lagrangeova funkce	3.3.12	Normální kmitání	3.9.20	Planetový převod	1.3.44	Prostá podpora	3.6.28
Lano	3.6.7	Normállová reakce	3.2.6	Plasticita	3.5.6	Prostře podepřený nosník	3.6.14
Lineární soustava	3.8.17	Normállové napětí	3.5.31	Plastická deformace	3.5.18	Prostornová soustava	3.8.14
Logaritmický dekrement	3.9.38	Nositelka sily	3.2.2	Playback robot	5.1.9	Prostornový soustava sil	3.2.51
Loketní kloub	5.2.7	Nosník	3.6.13	Plný rozsah	4.2.18	Prostornový mechanismus	1.3.19
Ložisko	1.1.48	Nutace	2.2.31	Počáteční podminka	3.3.10	Prostornový pohyb	2.2.34
Ložisková síla	3.2.28	Obálka pracovního prostoru	5.3.12	Poddajnost	5.2.13	Protéza	5.1.20
Maltézský kříž	1.3.46	Obecná dvojice	1.2.17	Podélná tuhost	3.5.8	Protilehlý pól	2.3.28
Manévrovatelnost	5.3.8	Objemová síla	3.2.20	Podélná vlna	3.9.48	Proximal	5.5.6
Manipulátor	5.1.13	Oblouk	3.6.10	Podélné kmitání	3.9.24	Průhyb desky	3.5.24
Manipulátor s pevným programem	5.1.18	Obostranná vazba	3.7.22	Podélný ráz	3.5.60	Průhyb nosníku	3.5.23
Master-slave robot	5.1.15	Obrácená úloha	5.5.9	Podminěnost kinematické dvojice	1.2.6	Prut	1.1.6, 3.6.6
Mechanická energie	3.3.18	Obraz pólu	2.3.27	Pohlcovací	4.3.9	Pružina	3.6.11
Mechanická pohyblivost	3.7.30	Odeznění	4.1.26	Pohon	1.2.25; 3.1.3	Pružná hysterez	3.5.3
Mechanická soustava	3.8.2	Odstředivá síla	3.2.10	Pohyb	2.2.1	Pružná podpora	3.6.29
Mechanická účinnost	3.3.26	Ohyb	3.5.37	Pohyb se zpětnými kroky	2.2.53	Pružná síla	3.2.17
Mechanismus	0.2	Ohybová tuhost	3.5.14	Pohyblivé zatištění	3.2.66	Pružná deformace	3.5.17
Mechanismus s klikou a vahadlem	1.3.32	Ohybový moment	3.2.40	Pohybová energie hmotného bodu	3.3.16	Pružná osa (čára)	3.5.41
Mechanismus s prodlevami	1.3.25	Ojnice	1.1.14	Pohybová energie soustavy	3.3.17	Pružné těleso	3.6.2
Mechanismus se zpětnými kroky	1.3.24	Ojniční bod	2.3.24	Pól	2.3.14	Pružnost	3.5.2
Membrána	3.6.21	Ojniční křivka	2.3.25	Pól obratu	2.3.20	Pružný ráz	3.5.62
Měřítko	4.2.20	Okamžitá osa šroubového pohybu	2.3.5	Pól rychlosti	2.3.3	Pružný základ	3.6.32
Mez pevnosti	3.5.36	Okamžitá prodleva	2.2.52	Pól zrychlení	2.3.6	Prvek kinematické dvojice	1.2.4
Mezní trení	3.5.48	Okamžitý střed otáčení	2.3.3	Polární moment setrvánosti	3.7.8	Prvek mechanismu	1.1.1
Mimostředný ráz	3.5.57	Okamžitý střed zrychlení	2.3.6	rovinného útvaru		Přechod fáze na mezi stability	4.1.18
Mitré gear	1.3.43	Omexovač	4.3.12	Polární moment setrvánosti tělesa	3.7.9	Přechodová chyba	4.2.13
Mobilní robot	5.1.10	Opakovatelnost	4.2.2	Polidie	2.3.7	Přechodové kmitání	3.9.17
Modul	5.2.11	Operační souřadnicová soustava	5.3.4	Polohování	5.3.21	Překnit	4.2.12
Modul pružnosti	3.5.4	Orientování	5.3.20	Poloměr setrvánosti	3.7.15	Přemístění	2.2.6
Modul pružnosti ve smyku	3.5.15	Osa čepu	1.1.46	Půlová rychlosť	2.3.16	Přenosová funkce	3.7.44
Modulátor	4.3.11	Osa otáčení	2.3.2	Půlový trojuhelník	2.3.26	Přenosnost	4.2.1
Moment hybnosti	3.3.3	Osa šroubového pohybu	2.3.4	Poměrné prodloužení	3.5.20	Přenosnost playbacku	5.3.23
Moment hybnosti tělesa	3.3.4	Oscilace	3.9.6	Poměrné tlumení	3.9.44	Přenosnost polohy	5.3.22
Moment setrvánosti	3.7.7	Osová síla	3.2.24	Portál	5.2.2	Přenosnost přehrávání	5.3.23
Moment silové dvojice	3.2.38	Osový tah	3.5.34	Porucha	3.3.9	Převod ozubeného soukolí	2.2.56
Moment síly k bodu	3.2.35	Otáčení	2.2.27	Posouvací síla	3.2.25	Převodník	4.3.14
Moment síly k ose	3.2.34	Otevřený kinematický řetězec	1.3.7	Postupné řízení	5.4.6	Převodová funkce	2.2.54
Motor	3.1.3	Ozubné kolo	1.1.24	Posunutí nulového bodu	4.2.15	Převodový mechanismus	1.3.21
Mříž	3.6.18	Ozubný hřeben	1.1.37	Posuvná dvojice	1.2.12	Převodový poměr	2.2.55
Nadbytečná pohyblivost	5.3.7	Ozubný převod	1.3.42	Posuvný pohyb	2.2.25	Příčná vlna	3.9.47
Náhodné kmitání	3.9.18	Ozubný segment	1.1.28	Potenciál	A.7	Příčný kmitání	3.9.25
Náhodný proces	3.7.49	Páka	1.1.8	Potenciální energie hmotného bodu	3.3.13	Příčný ráz	3.5.61
Napětí	3.5.30	Paralelogramový mechanismus	1.3.34	Potenciální energie soustavy	3.3.14	Přidružený mechanismus	1.3.4
Nastavení	4.1.4	Pasivní přizpůsobení	5.5.5	Povel	4.1.5	Přihradová soustava, rám	3.6.12
Nebezpečná oblast	5.3.16	Pasivní soustava	A.19	Povrchová síla	3.2.21	Přímá pohyblivost	3.7.31
Neholonomní soustava	3.8.9	Pasivní zařízení	A.19	Práce	3.3.19	Přímá poddajnost	3.7.32
Neholonomní vazba	3.7.28	Pásмо dynamické chyby	4.2.17	Pracovní prostor	5.3.14	Přímá úloha	5.5.8
Neholonomní polodíl	2.3.8	Pásmo necitlivosti	4.2.9	Pracovní rozsah	5.3.13	Přínočáry posuvný pohyb	2.2.26
Nehybný axoid	2.3.12	Pásmo statické chyby	4.2.16	Pravouhlý (kartézský) robot	5.3.6	Přínovatelná křížová kulisa	1.3.38
Nekonečná rozlišitelnost	4.2.8	Pastorek	1.1.36	Precese	2.2.29	Přímý ráz	3.5.58
Nekonzervativní síla	3.2.73	Paže	5.2.4	Princip superpozice	3.4.8	Přímý regulátor	4.3.7
				Princip virtuální práce	3.4.9	Pulzuječí zatištění	3.2.65
				Proces	3.7.48	Q-faktor	3.9.37

Rám	1.1.5; 5.2.1	Řízení s uzavřenou smyčkou	4.1.29	Stabilita nulového bodu	4.2.6	Tahová síla	3.2.23
Ramenní kloub	5.2.3	Řízení souvislé	5.4.5	Stabilita zesílení	4.2.4	Teach-in	5.5.1
Rameno momentu	3.2.36	Řízení učením	5.4.1	Stabilní rovnováha	3.7.35	Tečná polodíl	2.3.15
Rayleighova dissipativní funkce	3.2.76			Stacionární proces	3.7.50	Tečná reakce	3.2.7
Ráz	3.5.54	Samosvorný mechanismus	1.3.27	Stálé zatížení	3.2.61	Tečné zrychlení	2.2.16
Rázová síla	3.5.55	Sendvičová konstrukce	3.6.25	Statiké vyvážení	3.2.55	Teleoperátor	5.1.5
Rázová vlna	3.9.50	Senzor	4.3.21	Staticky neurčitá soustava	3.8.16	Tenká deska	3.6.20
Reakce	3.2.5	Servomechanismus	4.3.6	Staticky určitá soustava	3.8.15	Tenzor setrválosti	3.7.13
Redukovaná hmotnost mechanismu	3.7.6	Servosystém	4.3.5	Statika	3.1.2	Těžistě	3.7.5
Redukovaná síla	3.2.27	Setrváčná síla	3.2.9	Stavěcí pohon	1.2.24	Tíha	3.5.69
Redukovaný moment	3.2.44	Setrváčná silová dvojice	3.2.45	Stavitelný mechanismus	1.3.28	Tlak	3.5.35
Redukovaný moment setrváčnosti mechanismu	3.7.14	Setrváčník	1.2.23	Stochastický proces	3.7.49	Tlaková síla	3.2.22
Regulační odchylka	4.1.8; 4.2.10	Sférická dvojice	1.2.15	Stochastická síla	3.2.33	Tlaková vlna	3.9.51
Regulární precese	2.2.30	Sférická vačka	1.1.19	Stojatá vlna	3.9.52	TLumení	3.9.40
Regulátor	4.3.2	Sférický kyvadlo	3.8.4	Stoupání	2.2.59	Tlumič	4.3.10
Regulátor rychlosti	4.3.8	Sféricky mechanismus	1.3.18	Stoupání na radián	2.2.60	TLustlá deska	3.6.19
Regulovaná veličina	4.1.1	Sférický pohyb	2.2.36	Stranové vybočení nosníku	3.5.28	Torzní kmitání	3.9.26
Relativní rychlosť	2.2.11	Signál	A.14	Střed čáry	3.7.18	Torzní tuhost	3.5.13
Relativní pohyb	2.2.3	Síla	3.2.1	Střed hmotnosti	3.7.4	Trajetorie	2.3.1
Relativní přemístění	2.2.7	Silová dvojice	3.2.37	Střed kroucení	3.5.40	Translace	2.2.25
Relativní setrváčná síla	3.2.12	Silová funkce	3.2.70	Střed objemu	3.7.18	Transmisibilita	3.7.45
Relativní souřadnicová soustava	5.3.2	Silové pole	3.2.69	Střed plochy	3.7.18	Trvalá chyba	4.2.14
Relativní zrychlení	2.2.18	Silové podmíněná dvojice	1.2.7	Střed rázu	3.5.67	Tfeci kolo	1.1.39
Reonomní soustava	3.8.10	Silový šroub	3.2.52	Střed smyku	3.5.39	Tfeci kužel	3.5.52
Reonomní vazba	3.7.25	Skalár	A.1	Střední hodnota čtverců	A.10	Třecí síla	3.5.49
Rezonance	3.9.34	Skleronomní soustava	3.8.11	Střední kvadratická hodnota	A.11	Třecí úhel	3.5.51
Rezonanční frekvence	3.9.35	Skleronomní vazba	3.7.26	Střednice prutu	3.7.19	Tření	3.5.43
Robot	5.1.2	Skoková funkce	4.1.24	Střednicová plocha (deský)	3.6.22	Tuhé těleso	3.6.1
Robotika	5.1.1	Skokové zatížení	3.5.53	Středový bod	2.3.32	Tuhost	3.5.7
Rohatka	1.1.51	Sledující zatížení	3.2.67	Střídavé zatížení	3.2.64	Tvar kmitání	3.9.27
Rošt	3.6.18	Sloup	3.6.8	Stroboskop	4.3.18	Tvarové podmíněná dvojice	1.2.8
Rotace	2.2.27	Smyčka	1.3.9	Stroj	0.1		
Rotaci dvojice	1.2.11	Smyk prutu	3.5.38	Strom	1.3.10	Učení s omezením rychlosti	5.5.2
Roviná dvojice	1.2.16	Smykadlo	1.1.10	Struktura mechanismu	1.3.1	Učící panel	5.2.12
Roviná soustava	3.8.13	Smykání	2.2.39	Strukturální chyba	4.2.11	Uhel otocení	2.2.28
Roviná soustava sil	3.2.49	Smyková vlna	3.9.49	Struna	3.6.7	Uhel zkroucení	3.5.21
Rovinový mechanismus	1.3.17	Smykové napětí	3.5.32	Stupeň pohyblivosti kinematického řetězce	1.3.11	Úhlové přemístění	2.2.13
Rovinový pohyb	2.2.33	Smykové tření	3.5.44	Stupeň pohyblivosti mechanismu	1.3.11	Úhlové zrychlení	2.2.22
Rovnice rovnováhy	3.7.38	Snímač	4.3.14	Stupeň volnosti	3.7.29	Ultraharmonická složka	3.9.11
Rovnoccenný (náhradní) mechanismus	1.3.3	Snímač posuvu	4.3.15	Stupeň volnosti kinematické dvojice	1.2.5	Unášivá rychlosť	2.2.12
Rovnoměrné zatížení	3.2.60	Snímač rychlosti	4.3.16	Stupeň volnosti kinematického řetězce	1.3.11	Unášivá setrváčná síla	3.2.13
Rovnoměrný pohyb	2.2.43	Součinitel klidového tření	3.5.50	Stupeň volnosti mechanismu	1.3.11	Unášivé zrychlení	2.2.19
Rovnováha sil	3.2.53	Součinitel nerovnoměrnosti pohybu	2.2.44	Subharmonická odezva	3.7.43	Unášivý pohyb	2.2.5
Rovnovážná poloha	3.7.34	Součinitel rázu	3.5.66	Subharmonická složka	3.9.10	Univerzální klub	1.2.18
Rozběh stroje	2.2.40	Součinitel restituce	3.5.66	Svazek sil	3.2.50	Ustálené kmitání	3.9.16
Rozkmit	3.9.13	Součinitel tlumení	3.9.43	Synchronní kmitání	3.9.22	Ustálený pohyb stroje	2.2.42
Rozlišitelnost	4.2.7	Součinitel tuhosti	3.5.9	Synchronní manipulátor	5.1.5	Útlum	4.1.25
Rozpětí (nosníku)	3.6.17	Souřadnicová soustava kloubu	5.3.5	Systém robotu	5.1.19	Úvrat'	2.2.57
Ruční manipulátor	5.1.14	Soustava	3.8.1	Šikmý ráz	3.5.59	Uzavřený kinematický řetězec	1.3.6
Rychlosť	2.2.9	Soustava rovnoběžných sil	3.2.48	Šírka pásmá	4.2.19	Uzel	3.9.32
Rychlostní řízení	5.4.7	Soustava s proměnnou hmotností	3.8.20	Šnek	1.1.33	Užitečný výkon	3.3.25
Ryw	3.2.24	Soustavová skupina	1.3.12	Šnekové kolo	1.1.34	Vačka	1.1.15
Řemen	1.1.40	Soustředěná síla	3.2.18	Špičková hodnota	A.9	Vačkový hřidel	1.1.23
Řetěz	1.1.42	Spektrum	3.9.12	Šroub	1.1.33	Vačkový mechanismus	1.3.39
Řetězové kolo	1.1.43	Spin	2.2.38	Šroubové dvojice	1.2.13	Vahadlo	1.1.8
Řídici člen	4.3.1	Spojitá soustava	3.8.19	Šroubové kolo	1.1.29, 1.1.34	Válcová dvojice	1.2.14
Řídici veličina	4.1.3	Spojitě zatížení	3.2.59	Šroubový mechanismus	1.3.40	Válcová skořepina	3.6.24
Řízení bod po bodu	5.4.3	Spojitě rozložená síla	3.2.19	Šroubový pohyb	2.2.35	Válcová vačka	1.1.18
Řízení dráhové	5.4.5	Spojitý nosník	3.6.15	Štíhlost prutu	3.5.27	Valivá podpěra	3.6.30
Řízení polohové	5.4.4	Spojka	1.2.22	Šum	A.17	Valivé tření	3.5.45
Řízení s otevřenou smyčkou	4.1.28	Spojovací tyč	1.1.9	Tah	3.5.33	Valivý pohyb	2.2.37
		Sprázené [vázané] tvary kmitání	3.9.30				

Vázané tvary kmitání	3.9.30	Zákon zachování momentu hybnosti	3.4.6
Vazba	1.3.13; 3.7.20	Západka	1.1.49
Vedení	1.1.12	Zápešti	5.2.8
Vedlejší osy	5.3.10	Zarážka	1.1.52
Vektor	A.2	Zastavení stroje	2.2.41
Vektorová funkce	A.5	Zatištění	3.2.58
Vektorová přímka sily	3.2.2	Závér	1.1.50
Vektorová veličina	A.3	Zázrněj	3.9.23
Vektorové pole	A.4	Zdvih	2.2.61
Velikost sily	3.2.3	Zem	4.3.20
Vernier	4.3.13	Zemnici bod	4.3.20
Věta o pohybu středu hmotnosti (těžiště)	3.4.7	Zesílení	4.1.13
Věta o práci a energii	3.4.1	Zesílení smyčky	4.1.15
Věta o změně hybnosti	3.4.3	Zjevný pohyb	3.3.7
Věta o změně momentu hybnosti	3.4.5	Zkos	3.5.22
Vetknutý nosník	3.6.16	Zobecněná hybnost	3.3.2
Virtuální deformace	3.5.29	Zobecněná síla	3.2.75
Virtuální přemístění	3.7.39	Zobecněná souřadnice	A.20
Virtuální práce	3.3.21	Zpětná vazba (hlavní)	4.1.7
Viskózní tlumení	3.9.41	Zpomalení	2.2.23
Vlastní frekvence	3.9.39	Zpoždění	4.1.27
Vlastní tvar kmitání	3.9.28	Zrychlení	2.2.14
Vlna	3.9.46	Zvedák	1.1.21
Vlnová délka	3.9.54		
Vložené kolo	1.1.38		
Vnější síla	3.2.15		
Vnitřní síla	3.2.16		
Vodicí mechanismus	1.3.20; 1.3.22		
Volné kmitání	3.9.19		
Vrstvená konstrukce	3.6.26		
Vrtné tření	3.5.46		
Vstup	A.15		
Vstupní člen	1.1.3		
Vůle	1.2.26		
Výkon	3.3.23		
Výkon sily	3.3.24		
Vynucené kmitání	3.9.21		
Výsledná setrvačná síla	3.2.29		
Výsledná síla	3.2.47		
Výsledný moment	3.2.39		
Výstup	A.16		
Výstupní člen	1.1.4		
Výstupní moment	3.2.43		
Vyšší dvojice	1.2.10		
Vyvážený mechanismus	3.2.57		
Vyvažování	3.2.54		
Vzájemná poddajnost	3.7.33		
Vzpěr	3.5.25		
Vzpěra	3.6.8		
Vztažný bod	5.3.15		
Youngův modul pružnosti	3.5.4		
Základ	3.6.31		
Základní frekvence	3.9.4		
Základní kmitání	3.9.15		
Základní souřadnicová soustava	5.3.3		
Základní tvar kmitání	3.9.29		
Zakmitání	5.3.25		
Zákon zachování (mechanické) energie	3.4.2		
Zákon zachování hybnosti	3.4.4		

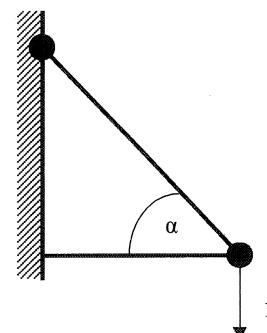
Rozumějí fyzikové klasické mechanice?

Do Physicists Understand Classical Mechanics?

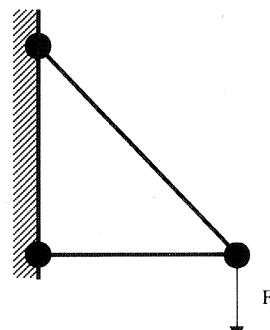
Prof. Ing. Cyril Höschl, DrSc.

Summary Some confusing or ambiguous formulations were found in a textbook containing a set of questions designated to test knowledge of physics at medical faculties. The authors of this textbook are suspected not to fully understand kinematics of relative motion in body systems, or the third law of Newton. Especially, the misleading term „centrifugal acceleration“, so often used by many physicists, is discussed and its incorrectness pointed out. In another textbook a statically indeterminate system was erroneously solved as a determinate one.

V jedné středoškolské učebnici se v kapitole o vektorovém skládání sil požaduje, aby student vypočítal tlakovou sílu ve vetknutém nosníku vyztuženém lanem a zatiženém podle obr. 1. Pro kontrolu je uveden výsledek ($F \cot \alpha$). Ten však platí pro vzpěru podle obr. 2. Případ podle obr. 1 je staticky neurčitý, což si autoři učebnice neuvědomili. Kdyby student postupoval při zkoušce z pružnosti a pevnosti způsobem, který se naučil ze své středoškolské učebnice, dostal by nedostatečnou. Nejsou to však autoři učebnice a její recenzenti, kteří by si takové hodnocení zasloužili mnohem více?



Obr. 1



Obr. 2

Odpovím na provokativní otázku v nadpisu: podle mých zkušeností ne všichni. Existují velké rozdíly mezi jednotlivými učiteli na středních školách, ale bohužel i na školách vysokých, kde učitelé splňují (přinejmenším formálně) kritéria nejvyšší odbornosti.

Svou kritiku nemyslím nikterak zle. Fyzikové si zvykli považovat klasickou mechaniku za uzavřený obor, jemuž není třeba věnovat velkou pozornost. Tento přezíravý postoj může bohužel natropit mnoho škod při výchově nových generací odborníků i v jiných než technických profesích.

Existuje např. příručka Fyzika '96/97, určená lékařským fakultám, která obsahuje otázky pro testy z fyziky při přijímacím řízení. Autory ani vydavatele neuvádím, neboť je nechci znevýhodnit. Uvedená publikace není totiž jediná, která si kritiku zasluhuje.

Předem podotýkám, že nejsem příznivcem zmechanizovaných zkušebních testů, v nichž se kladou otázky typu „Jaká jsou jména tří zmrzlých mužů?“ a nabízejí se odpovědi např. a) Pankrác Servác Bonifác, b) Kašpar Melichar Baltazar, c) Erich Maria Remarque, a to ani tehdy, je-li k nim vydána sbírka otázek s klíčem správných odpovědí. Vedou totiž studenty spíše k memorování hesel než k promýšlení látky a netestují skutečné znalosti, tím méně talent. Uvedeme příklady nevhodných otázek, volně citovaných z uvedené příručky.

Na otázku „Jak můžeme vyjádřit hybnost?“ se nabízejí odpovědi: a) jako součin skaláru a vektoru, b) jako podíl vektoru a skaláru atp. Za správnou se považuje pouze odpověď a). Zajisté, $\vec{p} = m \cdot \vec{v}$, je-li \vec{p} hybnost, m hmotnost tělesa při jeho translaciálním pohybu a \vec{v} jeho okamžitá rychlosť. Přemýšlivý student však může právem zatrhnout jako správnou i odpověď b), neboť nic nám nebrání, abychom nenapsali rovněž platný vztah $\vec{p} = \vec{v}/m^{-1}$. Znalost této rovnice ještě neznamená, že student pojmu „hybnost“ rozumí. To by totiž vyžadovalo, aby vysvětlil, co tento pojem znamená, proč byl do mechaniky zaveden a kde a za jakých okolností platí zákon zachování hybnosti. Tyto znalosti, které jsou mnohem důležitější než sama definice pojmu, nemůže student v uvedeném testu vůbec uplatnit. Student, který mechaniku do hloubky ovládá, je tedy ve zřejmé nevýhodě.

Uvedeme ještě jiný příklad podle téže příručky. K otázce „Jak lze vyjádřit zrychlení?“ se nabízejí odpovědi typu a) jako součin dvou vektorů, b) jako podíl vektoru a skaláru atd. Za správnou se podle klíče považuje pouze odpověď b). Ovšemž platí, že $\vec{a} = \lim \Delta \vec{v}/\Delta t$ pro $\Delta t \rightarrow 0$. Správná je však i odpověď a). Pro Coriolisovo zrychlení totiž platí vzorec $\vec{a}_C = 2\vec{\omega} \times \vec{v}$, kde $\vec{\omega}$ je vektor úhlové rychlosti unášivého pohybu a \vec{v} vektor relativní

rychlosti. Student, který zná kinematiku relativních pohybů a rozumí Coriolisovu zrychlení, bude za své vynikající znalosti v testu potrestán, jeho správná odpověď a) nebude uznána.

Poněkud jiného druhu je další příklad ze stejné sbírky. Autoři ukládají studentovi odpověď na otázku, čím si vysvětlit pojmem „odstředivé zrychlení“ při rovnoměrném kruhovém pohybu a za správnou považují odpověď, že k tomuto pojmu vede třetí Newtonův zákon. Od studentů se zřejmě očekává, že budou tento naprostý nesmysl papouškovat. Především je třeba připomenout, že vektorový přírůstek $d\vec{v}$ za časový interval $d\tau$ směruje při rovnoměrném kruhovém pohybu vždy do středu kružnice a nikdy obráceně. Ostatně sama podstata vzorce pro velikost normálové složky zrychlení (při jakémkoli křivočárem pohybu bodu) $a_n = v^2/r$ naznačuje, že nezáleží na smyslu rychlosti (v i $-v$ dají při stejném poloměru křivosti dráhy r stejnou složku a_n) a že při změně znaménka r se mění i znaménko a_n , tzn., že zrychlení bude vždy směrovat do středu křivosti dráhy. Pojem „odstředivé zrychlení“ se bohužel vyskytuje snad ve všech českých učebnicích fyziky v souvislosti s vlivem rotace Země na velikost těhového zrychlení. Neexistuje však žádný pohyb bodu po jakkoli zakřivené dráze, při němž by normálová složka zrychlení směrovala od středu křivosti.

Představme si pro jednoduchost, že těleso o hmotnosti m leží na povrchu Země na rovníku a je přitahováno do středu Země gravitační silou F . Část této sily o velikosti $\Delta F = m\omega^2 r$ uděluje tělesu dostředivé zrychlení $\omega^2 r$, přičemž ω je úhlová rychlosť zemské rotace a r je vzdálenost těžiště tělesa od středu Země. Jako těhová síla proto zůstává jen rozdíl $F - \Delta F$. Těhové zrychlení (tj. zrychlení volného pádu) se proto rovná podílu $(F - \Delta F)/m$. Je menší proti gravitačnímu zrychlení F/m o hodnotu $\Delta F/m = \omega^2 r$, ale to neznamená, že poslední uvedený výraz je zrychlení odstředivé. Naopak, je to dostředivé zrychlení kruhového pohybu vyvolaného zemskou rotací.

S třetím Newtonovým zákonem to nemá co dělat. Zákon o akci a reakci se týká sil a nikoli zrychlení. Smyslem tohoto zákona je poukázat na to, že působení těles je vždy vzájemné. Působí-li jedno těleso na druhé nějakou silou, působí zároveň i druhé těleso na prvé. Zrychlení však na sebe vzájemně nepůsobí.

Mechanika a „pomocník“ automobil

Mechanics and „Assistant“ Automobile

Doc. Ing. Jan Kovanda, CSc.
Ing. Lukáš Netušil

Summary *The article is aimed at describing suspension mechanisms of the Honda Integra R 1.8 Vti vehicle from the mechanical point of view. The impressions from the testing of the vehicle turned the authors attention to the kinematic schemes of front and rear axles. The both suspension mechanisms and behaviour of the vehicle are analysed.*

Cílem tohoto článku je umožnit pohled na podvozek zajímavého osobního automobilu. Osobní zkušenost z testovacích jízd s popsaným automobilem byla mimořádným zážitkem, protože vozidlo svým chováním patří spíše do kategorie sportovních vozidel. Vozidlo má vynikající motor, který podtrhuje jeho sportovní ladění. Nicméně mechanika podvozku je opravdu zajímavá a hlavně dobře funguje v předpokládaném typu provozu. Dále pak slouží jako zajímavý studijní materiál pro studenty strojní fakulty, kteří připravili podklady pro článek.

Automobil a jeho pravopráctky se údajně vztahují k roku 1655, kdy byl jistým otcem Verbiestem, působícím jako misionář v Číně, postaven čtyřkolový stroj poháněný reaktivní silou páry. Od té doby uběhlo mnoho času a lidstvo urazilo velký kus cesty za poznáním, který je možno dokumentovat například pohledem na současný automobil, nesoucí značku tak zvučného jména jako je HONDA. Právě ta představuje špičku na poli automobilových závodů, zejména formule 1, což je jedna z oblastí, kde jsou aplikovány nejnovější poznatky vědy a techniky. Proto zkušenost s vrcholným modelem značky, kterým je bezesporu HONDA INTEGRA TYPE R 1.8 Vti, znamená kontakt s moderní stavbou motoru a pohonného ústrojí stejně tak, jako s mechanismy zavěšení kol a náprav.



Obr. 1 Honda Integra type R 1.8 Vti

Základní technické údaje

Jde o sportovní kupé 2 + 2 s motorem vpředu a pohonem předních kol. Jeho základní technické parametry jsou:

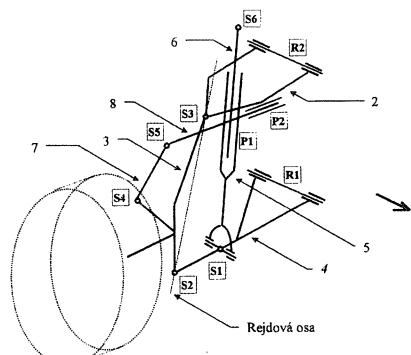
Karoserie	- samonosná ocelová
Základní rozměry	- rozvor náprav 2570 mm - rozchod kol vpředu/vzadu 1482/1480 mm - délka 4400 mm, šířka 1695 mm, výška 1320 mm, světlá výška 116 mm
Hmotnosti	- pohotovostní 1130 kg, užitečná 370 kg
Motor	- kapalinou chlazený zážehový řadový čtyřválec, uložený napříč před přední nápravou, 2xOHC, 16 ventilů, variabilní časování i zdvih ventilů VTEC - 1797 cm ³ , (ϕ 81,0 x 87,2 mm), 11,1 : 1 - 140 kW / 7900 min ⁻¹ , 178 N.m / 7300 min ⁻¹
Převodové ustrojí	- jednokotoučová suchá spojka s taliřovou pružinou, ovládání kapalinové - plně synchronizovaná pětistupňová převodovka s přímým řazením
Podvozek	- samosvorný šroubový diferenciál Torsen - bezrámová konstrukce s nezávisle zavěšenými koly - provozní brzdy dvouokruhové kapalinové s ABS a podtlakovým posilovačem, na obou nápravách kotoučové - parkovací brzda mechanická na zadní kola

- hřebenové řízení s posilovačem s proměnnou účinností
- pneu Bridgestone Potenza RE 010_195/5R15

Stručný technický popis nenaznačuje, že by vozidlo výrazně vybočovalo ze standardu, na který jsme v dnešní době zvyklí. Avšak bližší pohled na zavěšení kol, které ovlivňuje tak důležité parametry vozidla, jakými jsou říditelnost, pohodlí jízdy, životnost pneumatik atd., musí zalahodit oku snad každého člověka, jemuž automobily nejsou úplně cizí.

Přední náprava

Závěsy předních kol jsou lichoběžníkové konstrukce, složené z dolních příčných ramen tvaru L, šikmých vzpěr a horních rozvidlených ramen. Pérování je provedeno vinutými pružinami s progresivní charakteristikou, souose umístěnými teleskopickými tlumiči a příčným zkrutným stabilizátorem ($\phi 24$ mm) uchyceným dvakrát do rámu a jednou na pravém a levém spodním příčném rameni. Hliníková křížová vzpěra pomáhá zvýšit tuhost mezi klenbami obou vzpěr v přední části. Možnost demontovat čep závěsu horního ramene, který je umístěn hluboko v podběhu, je realizována demontovatelnými úchyty do karosérie. Aby nedocházelo k negativnímu vlivu hnacího momentu na řízení, jsou oba hnací hřidele stejně dlouhé, čímž odpadá nutnost vyvažovat delší hřidel.



Obr. 2 Přední náprava

Počet stupňů volnosti nápravy je dán vzorcem

$$i = i^* - \text{parazitní rotace},$$

přičemž

$$i^* = 6 \cdot (n - 1) - 3 \cdot s - 5 \cdot p - 5 \cdot r,$$

kde n je počet těles, s značí počet sférických vazeb, p znamená počet posuvných vazeb a r je počet rotačních vazeb. Pro nás případ platí

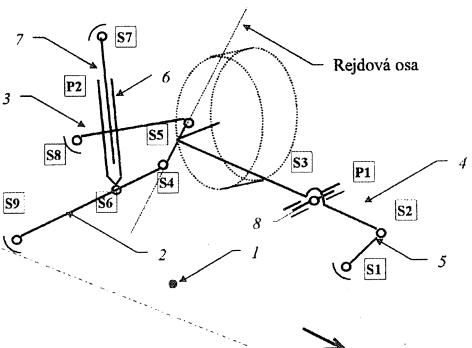
$$i^* = 6 \cdot (8 - 1) - 3 \cdot 6 - 5 \cdot 2 - 5 \cdot 2 = 4.$$

Tzv. parazitní stupně volnosti neboli nepotřebné rotace - jde o rotace binárních členů okolo své osy - se vyskytuje po jednom na rameni řízení 7 a tlumiči, což dohromady představuje 2 parazitní stupně volnosti. Přední náprava má tedy dva stupně volnosti, a to propérování a natočení kol.

Zadní náprava

Závěsy zadní nápravy jsou rovněž lichoběžníkové konstrukce. Skládají se z horních a dolních příčných rozvidlených ramen a podélných vzpěr. Pérování je provedeno vinutými pružinami s progresivní charakteristikou, souose umístěnými teleskopickými tlumiči a příčným zkrutným stabilizátorem ($\phi 22$ mm) uchyceným dvakrát do rámu a jednou na pravém a levém spodním příčném rameni.

Všechny vazby, neuvažujeme-li tlumič a vazbu "4-1", jsou provedeny, viz Obr. 3, pomocí silentbloků (pružně prostřednictvím pryžového pouzdra). V daném rozsahu pohybů se chovají jako sférické klouby, což je nutné respektovat při vytváření kinematického schématu.



Obr. 3 Zadní náprava

Počet stupňů volnosti vypočteme podle výše uvedeného vzorečku, avšak veličinu i^* určíme ze vztahu

$$i^* = 6 \cdot (n-1) - 3 \cdot s - 5 \cdot p.$$

Význam proměnných n , s a p je stejný jako u přední nápravy, přičemž platí $n = 8$, $s = 9$ a $p = 2$.

Potom dostávame

$$i^* = 6 \cdot (8-1) - 3 \cdot 9 - 5 \cdot 2 = 5.$$

Nepotřebné rotace se vyskytují po jedné na vzpěře 5, rameni 3, rameni 2 a tlumiči, což dává dohromady 4 parazitní rotace. Z toho vzniká, že zadní náprava má 1 stupeň volnosti, který odpovídá propérování.

Výrobce chtěl aplikovat přířizování kol zadní nápravy, čehož dosáhl tím, že těhlici „klasického“ lichoběžníkového závěsu modifikoval za vzniku podélného ramene uchyceného

dvakrát do rámu. Jednou pomocí příčné vzpěry „5“ a podruhé pomocí posuvně uloženého sférického kloubu (vazba S3, P1). Pokud by druhé uložení ramene bylo realizováno pouze sférickou vazbou, byl by výsledný mechanismus nepohyblivý.

K tomu, jakým směrem se budou zadní kola při průjezdu zatáčkou natáčet, se nelze bez provedení přesného měření vyjádřit (natočení je v rámci jednotek stupňů). Ale pro vůz této kategorie by to mělo být proti směru natáčení předních kol, jelikož vozidlo s dánym rozložením hmotnosti a poháněnými předními koly se bude s největší pravděpodobností chovat nedotáčivě. Nedotáčivost u sportovního automobilu není zrovna žádáná a již zmíněné natáčení zadních kol proti smyslu předních kol podporuje přetáčivost. Vůz se tedy chová s uvedeným přířizováním zadních kol spíše neutrálně.

Nemusíme snad podotýkat, že zmíněný způsob zavěšení kol představuje spíš jistou technickou lahůdku. Ve větší míře jsou však používány jednodušší „klasické“ závěsy, které rovněž splňují požadavky na ně kladené.

Co dodat na závěr? Snad jen, že technika spěje dopředu značným tempem a to, co se mohlo našim dědům zdát jako nemožné, je dnes prakticky samozřejmé. Nikdy bychom však neměli opovrhovat věcemi, které jsou staré a nemoderní, neboť právě ony položily základ těm „moderním“. Jen na nás záleží, jak bude naloženo s objevy dnů minulých, současných, ale i budoucích.

Poděkování

Předsednictvo České společnosti pro mechaniku děkuje všem, kteří přispěli větší částkou, než jim ukládá povinná výše členského příspěvku. Jde o 14% členů, což představuje zvýšení zhruba o 1% ve srovnání s rok starým údajem.

Kronika

Chronicle

K úmrtí ing. Miloslava Procházky, CSc.

Po krátké nemoci zemřel dne 16. března 1999 nás dobrý kolega, přítel a vynikající odborník v mechanice silničních, dálničních a letištních staveb ing. M. Procházka, CSc. Narodil se 2. prosince 1927 v Liskovci na Českomoravské vysočině. Vystudoval VTA v Brně, specializaci dopravní stavby (silnice, letiště, mosty). Krátkou dobu pracoval jako stavbvedoucí u Vojenských staveb, v letech 1959 až 1968 jako vedoucí skupiny vývoje téhož podniku. V této době vypracoval a obhájil kandidátskou práci z oblasti teorie a konstrukce dopravních staveb. Svou kvalifikaci si později doplnil studijními pobory ve Francii (1967, 1974) a Holandsku (1992). Po krátkém působení ve Výzkumném ústavu dopravním v Praze, přešel v roce 1969 na Stavební fakultu ČVUT, kde zastával funkci vedoucího vědeckovýzkumné silniční laboratoře, v níž působil až do svého odchodu do důchodu. V roce 1992 založil soukromou výzkumnou organizaci INTERVIA, orientovanou na vědeckotechnické poradenství v oblasti diagnostiky vozovek a moderních systémů hospodaření s vozovkami.

Dlouhou řadu let pracoval v Silniční společnosti ČSVTS ve funkci vědeckého tajemníka, v roce 1971 založil odbornou sekci povrchových vlastností vozovek, jejímž byl od začátku až do své smrti předsedou. Byl též dlouholetým členem Technického výboru pro povrchové vlastnosti vozovek mezinárodní organizace PIARC/AIPCR (nyní WRA-World Road Association). Výsledky jeho práce byly oceněny několika čestnými uznáním a Cenou rektora ČVUT (1980).

Miloše Procházku jsme přizvali ke spolupráci začátkem sedmdesátých let a vytvořili tak trojici zaměřenou obecně na problematiku interakcí pozemních dopravních prostředků s jejich cestami. Protože společné snažení bylo zaměřeno na konečné uplatnění získaných poznatků v praxi, v prvních letech se naše úsili orientovalo zejména na seznámení odborných pracovníků

silničního a letištního stavitelství, provozu a údržby s pojetím výškových nerovností, jakožto realizace náhodné funkce. K tomu byla uspořádána řada konferencí a seminářů. Po zhodnocení velkého množství experimentálních údajů bylo možné přjmout model (kvazi)homogenní gaussovské náhodné funkce, s výkonovou spektrální hustotou mocninového typu s jedním parametrem. Dalším krokem bylo navrhnut klasifikaci vozovek podle úrovně jejich výškových nerovností. Vycházeli jsme z toho, že rozhodující je účinek nerovností na jedoucí vozidlo, vyjadřený rozptylem zrychlení v relevantním místě vozidla (např. na rámu, sedadle apod.). Z provedené analýzy vyplynulo, že tento rozptyl je dán součinem rychlosti jízdy, již zmíněného parametru výškových nerovností a dalšího parametru charakterizujícího globálně dynamické vlastnosti vozidla. To umožnilo navrhnut klasifikaci nerovností relativně ve vztahu ke kategoriím vozidel. Tato klasifikace je popsána v řadě článků doma i v zahraničí a bylo o ní referováno na Světovém silničním kongresu v Austrálii (1983) a Bruselu (1985). Byla též zahrnuta do zcela revidované normy ČSN 736175 a do směrnice L-33 ministerstva dopravy.

Nedilnou součástí problematiky nerovností vozovek je proměrování vybraných úseků vozovek a vyhodnocení odpovídajících charakteristických parametrů. Postupně se vyhraly dvě skupiny metod. První, klasická, vychází z podrobné technické nivelační daného dilčího úseku vozovky a následného vyhodnocení až do výkonové spektrální hustoty nerovností. Jejím rozpracováním a využíváním se zabýval M. Procházka. Pro rutinní ověřování kvality vozovek ve vybrané silniční síti se používají tzv. dynamické metody. Jedna z nich inverzním způsobem využívá shora zmíněný systémový vztah. Tato metoda zejména umožnuje zjištění lokálních nehomogenit podélného profilu vozovky. Spojením a vzájemnou metodickou podporou obou uvedených principů byl vytvořen systém DYNVIA. Díky spolupráci s prof. J. J. Henrym (prezidentem výboru C-1, dříve zmíněné WRA), realizované v rámci Programu vědeckotechnické spolupráce mezi USA a ČR, bylo umožněno předvést a úspěšně ověřit tuto českou komplexní metodu na letecké základně NASA Wallops ve Virginii. Na základě toho byl měřicí systém DYNVIA pozván k účasti na přípravě a následné realizaci rozsáhlých harmonizačních měření postupně v Arizoně, Japonsku a Evropě (Holandsko, Německo), organizovaných v rámci Světové silniční asociace (WRA). Kladné hodnocení zde vykonané práce bylo podnětem pro náměty na další spolupráci v prohlubování a celosvětovém sjednocování metodik měření a hodnocení vozovek podle jejich povrchových vlastností.

Miloš Procházka nás opustil uprostřed neukončené práce, které se věnoval s nevšedním zápalem a úsilím. Jeho odchodem ztrácíme významného spolupracovníka, dobrého kolegu a milého přítele. I nadále nám zůstane příkladem pracovitého, cílevědomého a iniciativního člověka, na jehož práci budeme i v budoucnu navazovat. Čest jeho památce.

Oldřich Kropáč

Jaroslav Šprinc

*

K pětasedmdesátinám prof. ing. Milana Baldy, DrSc.

Obor automatického řízení a v širším kontextu technické kybernetiky je ve srovnání s jinými přírodními vědami oborem mladým, jeho historie začala zhruba před 50 lety, a je jen velmi málo osobnosti v našem státě, které rozvoj tohoto odvětví techniky tak výrazně formovaly od samého počátku až do současnosti jako prof. ing. Milan Balda, DrSc., jehož 75. narozeniny vzpomínáme 22. července. Jen málokdo v padesátých letech správně rozpoznal v prvních počítacích strojích, v začínajících, univerzálně koncipovaných regulačních přístrojích a v pracích zabývajících se společnou podstatou řízení živých organismů a technických systémů, že to jsou historické mezníky ohlašující vznik oboru, který bude dominantním způsobem ovlivňovat nejen rozvoj technických a přírodních věd, ale později i všechny sféry lidského života. Prof. Balda patřil k témuž výjimečným osobnostem. Jako vývojový pracovník a vedoucí vývojového oddělení národního podniku Regula využil svých zkušeností v oboru regulační techniky a již necelé dva roky po založení Mezinárodní federace automatického řízení (IFAC) se mu podařilo prosadit ustavení katedry s tímto zaměřením na fakultě strojní ČVUT. Současně se v témaž roce podílel na založení časopisu Automatizace a stal se prvním předsedou jeho redakční rady. Až další desetiletí technického vývoje prokázala, jak správné a prozíravé byly tyto zakladatelské činy.

Prof. Balda patří ke generaci, jejíž studentská léta byla poznamenána světovou válkou a okupací. Maturitu na reálce v Plzni složil v roce 1942, ale teprve po opětovném otevření

vysokých škol po válce může začít své studium na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Po jeho dokončení zůstává zprvu jako asistent v oboru měření a regulace, ale toto zaměření jej záhy (1951) přivádí do podniku Regula, kde se posléze stává vedoucím vývojového oddělení. V průběhu padesátých let publikuje své první práce a učební texty z oblasti automatické regulace a pneumatických regulátorů. V roce 1954 obhájil disertační práci Modelování regulačních obvodů, která správně předvírá význam modelů řízených objektů pro návrh systému řízení. V roce 1958 je jmenován docentem a krátce nato vedoucím nově ustavené katedry automatického řízení. Vznik katedry je rozhodující měrou zásluhou prof. Baldy, ale nejen to, stává se podnětem pro vznik dalších kateder podobného profilu.

Vytvořit katedru zaměřenou na průmyslové a další aplikace automatického řízení byl ve své době nadmíru nesnadný úkol, který především vyžadoval zachytit hlavní trendy nesmírně rychlého rozvoje jak teoretických disciplín tohoto oboru, tak i revolučních změn v koncepci jeho technických prostředků, hlavně pak aplikace analogových a číslicových počítačů v řídící technice. Principy řízení i generace počítačové techniky se měnily velmi rychle a přiměřeně na ně reagovat v pojetí učebních plánů vyžadovalo mimořádnou prozíravost. Pod vedením prof. Baldy se budování katedry soustřeďovalo především na zavedení a formování nových disciplín odpovídajícím novému univerzalizovanému pojednání řídicích systémů s širokým využitím modelů a matematických metod. Stejně důležité pak bylo pro katedru získat novou řídící a výpočetní techniku. Pro představu si připomeňme, že v pouhých třech letech 1965 až 1967, kdy se rozběhly první ročníky nového samostatného oboru Automatizační technika, bylo zavedeno osm nových výukových předmětů a několik kurzů postgraduálního studia a dále na katedře začalo svou činnost první výpočetní středisko na Fakultě strojní ČVUT. Až s odstupem let si vlastně uvědomujeme, jak náročný to byl záměr a jak následující desetiletí prověřila jeho předvídavou koncepci. I při tomto intenzivním úsili o rozvoj pedagogických aktivit neopouští však prof. Balda svou aktivní výzkumnou práci. V této době, tj. v desetiletí 1965 až 1975, vede na katedře široce pojatý projekt výzkumu fluidikových prvků a řídicích systémů. Výsledky tohoto výzkumu shrnuje prof. Balda do své doktorské disertační práce, obhájené v roce 1974. Současně s fluidikovým výzkumným programem rozvíjí prof. Balda také vědeckou výchovu aspirantů, z nichž téměř čtyři desítky obhájilo kandidátskou resp. doktorskou hodnost.

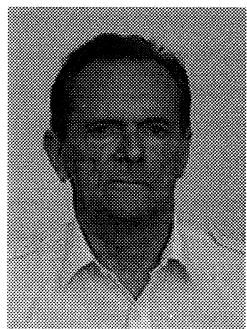
Je nad rámec této krátké vzpomínky uvést řadu dalších zásluh prof. Baldy o rozvoj a pojetí výuky disciplín technické kybernetiky na technických univerzitách, ani uvádět všechny

významné funkce, které zastával ve vedení fakulty, ČVUT a v orgánech řízení čs. vědy. Nicméně neměli bychom zapomenout, že své zkušenosti s formováním katedry využil na Kubě, kde jako expert MŠ se podílel na budování technické univerzity. Nelze také opomítnout jeho zásluhu na zásadním rozšíření koncepce výuky vtělené do nově založeného oboru Automatizované systémy řízení v první polovině 70. let, do níž se promítly především významné integrační tendenze v řízení a nová úloha počítačů v této oblasti. Po celou dobu svého pedagogického, vědeckého a organizačního působení prosazoval prof. Balda jako krédo řídící techniky, že nestačí jen úspěšně vyrábět její technické prostředky, ale že je třeba skutečně náročným způsobem připravovat inženýry schopné plně využít stále širších možností její aplikace a také znalé hlubších souvislostí a dopadů jejího nasazení. Prof. Balda byl celých 31 let vedoucím katedry automatického řízení a pro nás, kteří jsme s ním tak dlouhou dobu spolupracovali, je připomínání jeho letošního jubilea také příležitostí k ocenění jeho osobnosti, která je schopná hlubokého lidského porozumění a hlavně příkladem nevšedního životního optimismu. Obdivujeme jeho elán, který dosud uplatňuje ve své firmě AvAut, a přejeme mu, aby do dalších let vstoupil ve zdraví a s pohodou jemu vlastní.

Pavel Zítek

*

Ing. Vratislav Kafka, DrSc. sedmdesátníkem



Třetího července se dožívá sedmdesáti let vědecký pracovník Ústavu teoretické a aplikované mechaniky AV ČR ing. Vratislav Kafka, DrSc. Dr. Kafka se narodil v Hevlíně nad Dyjí, maturoval v Benešově v roce 1948, vystudoval fakultu inženýrského stavitelství ČVUT v Praze, kterou ukončil v roce 1953. Od ledna 1952 byl při studiích asistentem na ústavu experimentální pružnosti vedeném profesorem Václavem Tesařem. Po ukončení studií musel místo asistenta na fakultě opustit, několik měsíců pracoval v Hydroprojektu Praha a na podzim 1953 nastoupil jako aspirant do Ústavu teoretické a aplikované mechaniky ČSAV pod

vedením profesora Tesaře.

V roce 1957 získal titul kandidáta věd po obhajobě disertační práce Teorie pružnosti vrstevnatého prostředí a dále pracoval v ÚTAM jako vědecký pracovník. V roce 1968 byl zvolen členem Koordinačního výboru tvůrčích svazů a v srpnových dnech předsedou tříčlenného mimořádného vedení ústavu. V roce 1981 obhájil doktorskou disertační práci Obecná teorie pružnoplastické deformace kvazihomogenních materiálů založená na analýze vnitřní mikroskopické napjatosti a získal titul doktora věd. V roce 1979 byl jmenován vedoucím jednoho z vědeckých oddělení ústavu a tuto funkci vykonával do konce roku 1998.

Po listopadu 1989 byl zvolen předsedou Komise pro nápravu křivd v ústavu a v letech 1990-1994 místopředsedou a později předsedou Vědecké rady ÚTAM. V roce 1992 byl zvolen členem Vědecké rady Grantové agentury AV ČR, kde působil do ukončení činnosti této rady. V též roce byl zvolen členem Rady fondu pro vydávání vědecké literatury při AV ČR, jejímž členem je dosud. V letech 1994-1997 byl předsedou České společnosti pro biomechaniku. Je členem redakční rady mezinárodního časopisu Clinical Biomechanics a časopisu Inženýrská mechanika. Během tří pobytů v USA přednášel na čtyřech amerických univerzitách.

Během celé své vědecké kariéry se zaměřoval hlavně na problémy matematického modelování složitého chování různých druhů materiálů, především na otázky vlivu jejich struktury a heterogeneity na mechanické a termomechanické vlastnosti. Vedle klasických technických materiálů byly jeho práce věnovány biologickým tkáním a jejich vývojové optimalizaci a v posledních letech též vlivu heterogeneity na atomové úrovni ve vztahu k jevu tvarové paměti. Publikoval asi 160 tištěných vědeckých prací, ve velké většině v angličtině, čtyři samostatné monografie: Řešení napjatosti v periodicky nestejnорodém vrstevnatém prostředí (Academia, 1964), Microstresses in Elastic-Plastic Deformation of Quasi-homogeneous Materials (Academia, 1972), Základy teoretické mikroreologie heterogenních látek (Academia, 1984), Inelastic Mesomechanics (World Scientific Publishing, 1987), a podílel se na dvou dalších monografiích: Biomechanics (Elsevier, 1993) a Ligaments and Ligamentoplastics (Springer, 1998).

Dvakrát - v roce 1976 a v roce 1992 - byla dr. Kafkovi udělena Cena Československé akademie věd, v roce 1990 medaile Za zásluhy o rozvoj mechaniky Československé společnosti pro mechaniku, v roce 1989 stříbrná plaketa Stanislava Bechyně Za zásluhy o rozvoj v technických vědách Prezidiem Československé akademie věd, v roce 1994 byl zvolen

aktivním členem New York Academy of Sciences, je uváděn v Kdo je kdo v České republice, Who's Who in Engineering (American Association of Engineering Societies, Washington D.C.) a Who's Who in the World (Marquis, U.S.A.).

Jiří Náprstek

*

Prof. Ing. Milan Apetaur, DrSc.

(* 28. srpna 1929)

Od doby, kdy na silnice vyjely první automobily pánů Benze a Daimlera, uplynulo již více než sto deset let a bezpochyby lze dvacáté století považovat za století automobilu. Tento fenomén záhy zachvátil i historické země koruny české a naši kolébkou automobilu se ještě na sklonku devatenáctého století stala moravská Kopřivnice. Nesselsdorfer Wagenbaufabrik, později TATRA měla štěstí na schopné a tvůrčí invencí nadané konstruktéry, skutečné osobnosti. Jména těch nejvýraznějších byla a jsou Sviták, Ledwinka, Galia a také Apetaur.

Ostravský rodák Milan Apetaur měl k automobilům vždy blízko, a tak nebylo divu, že po maturitě na gymnasiu vystudoval na pražské technice právě obor automobily, tehdy vedený šéfkonstruktérem Pragovky profesorem Janem Petránkem, dalším z výrazných osobností československého automobilového průmyslu. Po absolutoriu v roce 1952 nastoupil mladý a elánem nabity inženýr do PALu Kbely, kde se ani nerozkoukal a šel na vojenskou prezenční službu, samozřejmě že k automobilistům. Po vojně nastoupil do tehdy nově založeného Ústavu pro výzkum motorových vozidel (ÚVMV) v Praze, ve kterém se soustředila skutečná elita našich odborníků. Po čtyřech letech sbírání zkušeností a prvních úspěchů, v oné neblahé době tvrdých kádrových prověrek, musel mladý odborník ÚVMV opustit, a tak se vrátil na Moravu, kde nastoupil v Tatře do konstrukce osobních automobilů. V letech 1958 až 1972 pracoval na vývoji automobilů Tatra 603 a Tatra 613 a samozřejmě i na celé řadě prototypů, které se nikdy do výroby nedostaly. Bylo jeho zásluhou, že jízdní vlastnosti Tatry 613 se oproti předchozímu

typu 603 tak výrazně zlepšily, jak jen bylo u koncepce s motorem vzadu možné. Dynamika jízdy a jízdní vlastnosti podvozku, to jsou ty odborné oblasti, kterým se plně věnoval. Studoval, pracoval, publikoval doma i v zahraničí a brzy dosáhl vědecké hodnosti kandidáta věd. Když v roce 1972 byl vývoj osobních automobilů v Tatře přerušen, přešel do konstrukce nákladních automobilů, kde se opět věnoval podvozkům, ale také strategickým koncepcioním úkolům. Stal se vedoucím pražské konstrukční kanceláře Tatry, získal řadu patentů a začal jako docent s externími přednáškami na Katedře automobilů a spalovacích motorů Strojní fakulty ČVUT v Praze, tehdy vedené profesorem Josefem Kožouškem. Kruh se uzavřel v roce 1980, kdy nastoupil právě na katedru automobilů jako řádný profesor. Studiu oboru automobilů dal novou podobu a hlavně dynamiku, vyplývající z jeho vitality, energie a jména i v zahraničí uznávaného odborníka. Napsal řadu skript a vychoval stovky nových odborníků. V roce 1994, ve věku kdy profesori bývají pensionováni, odešel ne na odpočinek, ale aby se opět mohl věnovat koncepcioní a konstrukční práci v oboru. Své zkušenosti z Tatry zužitkoval v automobilce ROSS, kde pod jeho vedením vzniklo několik pozoruhodných prototypů terénních nákladních automobilů, určených i pro armádu české republiky. V této době se také konečně mohl „na plný plyn“ věnovat práci v České automobilové společnosti, jejíž je místopředsedou. Jeho činnost vyvrcholila v roce 1996 prestižním mezinárodním kongresem automobilových odborníků FISITA, pořádaným v Praze. Na tento úspěšný kongres se stále vzpomíná a je dáván jako vzor dalším pořadatelům. Bylo to právě zásluhou prof. ing. Milana Apetaura, DrSc., že společnosti ČAS byla dána důvěra, kterou nezklamala.

Děkujeme a přejeme jubilantovi hodně zdraví .

Dr. Ing. Branko Remek

*

Vzpomínka na naše nejlepší léta

(K sedmdesátinám prof. ing. Jiřího Kratochvíla, DrSc.)

S pojmem „metoda konečných prvků“ jsem se poprvé setkal ke konci roku 1966. Byl jsem tehdy vášnivý bridžista a vymýšlení nových licitačních systémů mi suplovalo vědu. Můj partner ing. František Leitner, později nejlepší československý bridžista a hráč světového formátu, se ve vlaku při cestě na jeden z mnoha bridžových turnajů rozpoval o své práci. Prý spolupracuje na vytváření komplikovaného programu pro statické výpočty přehrad. Dělají ve dvojici a jeho partnerem je odborný asistent z FAST VUT ing. Jiří Kratochvíl, CSc. Je to prý otevřená hlava, s ohromným čichem na odbornou literaturu. Nedávno mu řekl, že by potřebovali matematika, a tak se František obrátil na mne. Zeptal jsem se jej, co to vlastně metoda konečných prvků je. Z odpovědi jsem moc moudrý nebyl. Zapamatoval jsem si, že se oblast výpočtu rozdělí na mnoho trojúhelníčků.

S ing. Kratochvílem jsem se seznámil počátkem roku 1967. Hned při našem prvním setkání mi půjčil Syngeovu knihu *The Hypercycles in Mathematical Physics*. Našel jsem v ní interpolační teorém pro lineární polynomy na trojúhelníku. Je zajímavé, že je dokázán za podmínky maximálního úhlu, která se začala systematicky analyzovat teprve v devadesátých letech. Snažil jsem se tento výsledek zobecnit na čtyřstěny a poprvé jsem okusil základnosti tří dimenzí. Víc jsem však hrál bridž, neměl jsem žádnou motivaci a potřebné vědomosti. Opět zasáhl ing. Kratochvíl. Na začátku října 1967 mi dal fotokopii článku Pin Tonga a T.H.H. Piana o konvergenci metody konečných prvků, který vyšel v americkém časopise *Solids and Structures*. Byl to spíš inženýrský článek, dal mi však potřebnou motivaci a stal se základem mé kandidátské práce, kterou jsem pak za rok obhájil.

Je třeba zdůraznit, že pojem metoda konečných prvků je Kratochvílovým výmyslem. Později propagovaný název metoda konečného prvku (což spíše odpovídá anglickému the finite element method) se neujal. Ing. Kratochvíl byl prvním člověkem na evropském kontinentě, co se začal metodou konečných prvků zabývat. Objevil ji pro sebe v roce 1965 ve vědecké knihovně Vojenské akademie, když listoval americkými leteckými žurnály. Byl překvapen jejimi možnostmi a rozhodl se vytvořit program pro statické výpočty přehradních hrázi. Protože to nejdůležitější v článcích nebylo, musel mnohé algoritmizační a programátorské postupy vymyslet.

V prosinci 1967 se ing. Kratochvíl sblížil s prof. Zlámalem, ředitelem Laboratoře počítacích strojů a významným českým matematikem v oboru parciálních diferenciálních rovnic a numerických metod, a začal ho učit metodu konečných prvků. Zprostředkoval mi také setkání se Zlámalem, s kterým jsem začal debatovat o metodě konečných prvků z matematického hlediska. Zlámal neměl možnost s nikým jiným o konečných prvcích z matematického hlediska mluvit. Kratochvíl začal Zlámala pravidelně navštěvovat, půjčil mu právě vyšrou Zienkiewiczovu knihu a bavil se s ním o algoritmizaci MKP. V této trojici jsme se často setkali ve Zlámalově pracovně, protože Kratochvíl býval u počítače v tehdejší Laboratoři počítacích strojů velmi často.

Protože Zlámal v březnu 1968 dopisoval článek o svém vynikajícím výsledku, který později vyšel pod názvem *On the finite element method* v *Numerische Mathematik*, začal se zajímat o numerickou realizaci, takže do našeho týmu se zapojil tehdy mladičký ing. Libor Holuša, kterému Kratochvíl – tehdy už docent (jako habilitační práci prostě předložil svou výzkumnou zprávu, kterou vypracoval pro Hydropunkt Brno), začal vysvětlovat svoje programátorské taje. V červenci 1968 byl díky Kratochvílovým radám komplikovaný program pro přibližné řešení biharmonického problému pomocí Zlámalova (ale také Argyrisova, Bellova, Boshardova a Visserova) polynomu pátého stupně hotov. Já zatím dopsal kandidátskou práci a Kratochvíl spolu s prof. Kolářem začal organizovat sepisování knihy o MKP *Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků*. Rozhodli jsme se ji napsat ve čtveřici Kolář - Kratochvíl - Leitner - Ženíšek.

Před podepsáním smlouvy v druhé polovině roku 1969 jsme už měli za sebou několik článků o algoritmizaci různých inženýrských problémů. Úhrnem jsem společně s Kratochvílem podepsán na jedenácti článcích, dvou skriptech a třech vydáních naší knihy (první české v roce 1972, německé v roce 1975 a druhé české, přepracované a rozšířené, v roce 1979). Málokdy se vyskytně tak úzká spolupráce mezi matematikem a inženýrem (či inženýrem a matematikem), která vydržela dlouhá léta – nejlepší léta našeho života. V období 1968 - 1975 jsme se vidali téměř každý den, buď v Kratochvílově pracovně na Veslařské, nebo na zpočátku neutrálním území Laboratoře počítacích strojů, která se stala od září 1972 mým pracovištěm. Málokdy inženýr ovlivnil matematika tak, jak prof. Kratochvíl ovlivnil mne. Má navic nehynoucí zásluhu na tom, že v Brně vznikla jak inženýrská, tak matematická škola metody konečných prvků, z nichž ta matematická měla světovou úroveň. Ten náškok, který jsme díky Kratochvílovi měli před okolním světem, byl totiž k nezaplacení a my jej dokonale využili.

Kratochvíl neučil či neovlivňoval jenom nás matematiky - byl zapáleným a obětavým pedagogem; vždy jsem se při svých návštěvách u něho v pracovně na Veslařské setkal s nějakým jeho vědeckým aspirantem. Prof. Kratochvíl je pro mne ideálem vysokoškolského učitele: široký rozhled ve svém oboru, skvělý přehled o časopisecké literatuře, za sebou rozsáhlé vědecké i pedagogické dílo a chut' předávat své znalosti at' už formou přednášek, či vychováváním vědeckých aspirantů.

Naposledy mě prof. Kratochvíl překvapil (a jako numerického matematika zahanbil) v roce 1982, když mi donesl výtisk Numerische Mathematik s článkem O. Pirroneau o kombinaci metody konečných prvků a metody charakteristik pro řešení Navier-Stokesových rovnic popisujících proudění tekutin. Tento článek byl potom základem rozsáhlého průmyslového programu, na kterém se pracovalo několik let. Po roce 1984 se naše cesty rozešly, vidali jsme se tak šestkrát do roka. On byl vice inženýr, já matematik. Opět jsme se setkali v roce 1991 jako členové vědecké rady VUT.

Prvního září 1999 bude prof. ing. Jiřimu Kratochvílovi, DrSc. sedmdesát let. Nepředstavujte si však, že odpočívá. Je stále činný a ve skvělé formě. Je to trochu ironie, že za nejpopolanějšího napsat nějaký medailon k této příležitosti do inženýrského časopisu byl vybrán matematik. Udělal jsem to rád a je mi to velkou ctí.

Alexander Ženíšek

*

Profesor Jiří Šejnoha šedesátníkem

I když se tomu nechce věřit, letos v srpnu se dožívá v plné tvůrčí i organizační síle šedesáti let jeden z předních českých odborníků v oblasti mechaniky, profesor Jiří Šejnoha. Narodil se v Nové Pace, kde získal všeobecné vzdělání. Kromě všeestranného talentu mu byl po matce dán do vínku i talent muzikální, a tak ještě na střední škole se rozhodoval, zda se dát na dráhu uměleckou či inženýrskou. Rozhodnutí padlo pro inženýrství, a tak se stal studentem tehdejší Fakulty architektury a pozemního stavitelství, kterou absolvoval v roce 1961. Poté pracoval jako projektant v Pozemních stavbách n. p. Praha a v Pražském projektovém ústavu

Praha, kde vytvořil řadu odvážných konstrukcí. Řemeslu statika ho vyučoval Dr.Ing. František Bäumelt, který ve svém posudku realisticky odhadl, že bude-li Jiřimu Šejnohovi dána příležitost, musí v krátké době vyrůst v odborníka světového formátu. Tato předpověď se začala postupně naplňovat. V roce 1964 nastoupil Jiří jako asistent na Fakultu stavební, kde v roce 1968 získal vědeckou hodnost kandidáta věd a v roce 1983 vědeckou hodnost doktora věd. V roce 1980 byl jmenován docentem a v roce 1984 profesorem mechaniky. Od roku 1987 vede katedru stavební mechaniky, která patří v současnosti k nejlépe organizovaným a kvalifikovaným pracovištěm na ČVUT - na tomto pracovišti působí v současnosti sedm profesorů. Oslavenec si díky svým schopnostem a díky svému vystupování získal na fakultě značnou přirozenou autoritu jak u svých kolegů, tak u studentů.

I když oba známe Jiřího Šejnohu velice dobře a chceme toto pojednání prezentovat velmi neformálně, přesto nelze pominout výčet poct a funkcí, které jubilantovi byly přiřknuty. Je nebo byl členem vědeckých rad (FSv, ČVUT, ÚTAM), členem národního komitétu IUTAM a do roku 1992 byl členem Vědeckého kolegia mechaniky ČSAV. Je předsedou komise pro obhajoby CSc. (39-01-9), členem komise pro obhajoby CSc. (36-01-9), byl předsedou komise pro obhajoby DrSc. (36-01-9) a komise pro obhajoby DrSc. (39-01-9). Dále je členem mezinárodní redakční rady časopisu Building Journal a členem několika habilitačních komisi a jmenovacích (prof.) komisi. V roce 1989 mu byla udělena Bechyňova medaile, v letošním roce Medaile ministra školství. Je též členem Inženýrské akademie České republiky.

V současné době Jiří zastává funkci prorektora pro výstavbu ČVUT. Tato funkce by se zdála vice administrativní než odborná. Opak je však pravdou. Profesor Šejnoha zde využívá všech svých odborných i organizačních schopností ve prospěch své alma mater. S nasazením sobě vlastním se snaží o podstatné rozšíření vysokoškolského areálu v Praze 6 - Dejvicích.

Vraťme se však k jeho kariéře odborné. Absolvoval několik - převážně měsíčních - pobytů na zahraničních univerzitách (RWTH Aachen, SRN 1985, University of Wisconsin Milwaukee, USA 1990, 1994, College of Engineering Odense, Dánsko 1990, Dept. d'Enginyeria del Terreny Cartográfica, Barcelona 1993, RPI, Troy USA, 1994, 1995, 1996). Pobyty byly spojeny s prací na společných projektech a s přednáškovou činností. V současné době je hlavním nositelem sdruženého projektu v rámci GA ČR (FSv, ÚTAM, Bulgarian Academy of Sciences) Localization of Inelastic Deformation and Damage. Je spoluautorem 7 knižních publikací, z toho 2 zahraničních. Monografie Numerical Methods in Structural Mechanics vyšla na doporučení amerických odborníků v roce 1996 v ASCE Publ. (USA) a u

Thomase Telforda, U.K. a v roce 1997 byla odměněna cenou rektora ČVUT. Publikoval přes 130 odborných článků (přes 30 v zahraničí) a dalších 85 odborných prací.

Profesor Šejnoha je vynikajícím pedagogem i skvělým vědcem a kromě toho i velmi úspěšným projektantem. Vyškolil 14 kandidátů věd nebo doktorů, byl zodpovědným řešitelem nebo spoluřešitelem 11 výzkumných projektů, autorem návrhů projektů několika realizovaných staveb. Soutěžní návrh na výstavbu budovy (250 m) na sídlišti Défense v Paříži byl zařazen mezi projekty vysoko hodnocené v časopisu Architecture d'aujourd'hui.

Závěrem bychom rádi konstatovali, že je nám velkým potěšením, že jsme po většinu svého života měli tu čest spolupracovat s tak skvělým člověkem, jakým je profesor Jiří Šejnoha. Věříme, že Jiří bude ještě dlouho působit jako kantor na stavební fakultě, že vychová mnoho nových inženýrů a doktorů a že se mu podaří vybudovat další, podstatnou část areálu ČVUT v Dejvicích. K tomu mu přejeme hodně zdraví a jemu vlastního nadšení.

Zdeněk Bittnar

Vladimír Kříštek

*

K šedesátinám prof. ing. Vladimíra Zemana, DrSc.

Je to neuvěřitelné, že již uběhlo čtyřicet let od doby, kdy nás dva osud prostřednictvím prof. Šejvly přivedl společně na katedru mechaniky – tehdy k úkolu řešit kinematiku a kinematickou geometrii šroubových kompresorů. Velice rád na tyto začátky vzpomínám, neboť od té doby jsme pracovali spolu na jedné katedře či oddělení, tak jak se osud pracoviště mechaniky v Plzni na Vysoké škole strojní a elektrotechnické, či od roku 1991 na Západočeské univerzitě v Plzni, vyvíjel. A v průběhu těchto čtyřiceti let práce v oboru mechanika dospěl prof. Zeman (raději bych psal Vláďa, ale nehodí se to) ke kulatému věku šedesáti let. Taková příležitost si jistě zaslouží jistou rekapitulaci dosavadní životní dráhy.

Původem Jihocech – narodil se 20.9.1939 ve Strakonicích, kde rovněž maturoval na tehdejší jedenáctileté střední škole – začal vysokoškolská studia v roce 1956 na strojní fakultě

VŠSE v Plzni. A Plzeň se mu stala osudnou. Zde začal, jak jsem se již zmínil, pracovat na katedře prof. Šejvla nejprve jako studentská vědecká síla, potom asistent s polovičním úvazkem, asistent a odborný asistent. Prof. Šejvl, na kterého oba vděčně vzpomínáme, ovlivnil významně naši životní dráhu mimo jiné i tím, že nás vedl soustavně k aplikaci poznatků mechaniky v praxi. Prof. Zeman tak absolvoval praxi v závodě Elektrické lokomotivy k.p. Škoda a již tam se zaměřil na problematiku dynamiky složitých mechanických systémů – tehdy to byl pohon lokomotiv. Z oblasti dynamiky ozubených převodů byla i jeho kandidátská práce, obhájená v roce 1971. Jako docent se začal intenzivně věnovat výchově doktorandů (tehdy aspirantů). Je jich již celá řada, kteří, stejně tak jako stovky studentů strojní fakulty a fakulty aplikovaných věd, na něj vzpomínají jako na obětavého, přátelského a vysoce erudovaného pedagoga.

Vzhledem k jeho cílevědomé a koncentrované vědecké práci bylo zcela logické, že se podílel na vzniku a úspěšné činnosti ústavu akademie věd v Plzni. Jeho odborné kvality dokumentované velkým počtem zahraničních i tuzemských časopiseckých publikací a ochota pracovat nad rámec svých povinností vedly i k jeho zapojení do práce v odborných institucích, jako je Čs. komitét IFTOM, výbor České společnosti pro mechaniku, členství v GAMMu, EUROMECHu, sněmu AV ČR a Inženýrské akademii.

Po listopadu 1989 ovlivnil významně vývoj VŠSE a Západočeské univerzity jako předseda jejího senátu a proděkan fakulty aplikovaných věd. Od roku 1990 je prof. Zeman vedoucím katedry mechaniky této fakulty. V této funkci měl a má možnost plně rozvinout svoji školu optimalizace a ladění dynamických systémů, a to ve stálé nových aplikacích. K problematice seismicky buzených jaderných reaktorů přibyla oblast dynamiky šroubových kompresorů velmi úspěšně řešená ve spolupráci s univerzitou v Dortmundu. Je přitom třeba vyzdvihnout skutečnost, že dokáže vytvářet i výborné podmínky pro realizaci svých spolupracovníků. To dokazuje např., abych uvedl svoji osobní zkušenosť, vznik zcela nového oboru biomechanika na naši katedře.

Nechci již dále pokračovat ve faktografii. Jistě důležitější je připomenout jeho rodinné zázemí, především jeho manželku Alenu, která má nesmírné zásluhy nejen na jeho pracovních výsledcích, ale především na tom, že by mu nikdo tu šedesátku nehádal!

A na závěr dovolte jednu velmi osobní poznámku. Čtyřicet let společného soužití na jednom pracovišti v naprosté harmonii – to je jistě pádný důvod zdůraznit neobyčejně vzácné lidské vlastnosti mého kolegy a přítele, oceňované všemi, kdo ho znají. Za sebe i své kolegy

mu přeji ještě mnoho let spokojené práce na katedře, doprovázené zdravím a pocitem spokojenosti.

Prof. Josef Rosenberg

Očekávané akce

Prospective Events

First Announcement

R. Sundaram *India*, T. Wester *Norway*
Secretary: F. Alaejos *Spain*

About IACM

The International Association for Computational Mechanics (IACM) was founded in 1981 by a group of scientists who came together at a Conference in Atlanta, Georgia and decided to set up such an association. Today, theories on the mechanics of solids and fluids, electromagnetism, heat transfer, plasma physics and other scientific disciplines are implemented through computational methods in engineering, design, manufacturing, and in studying broad cases of physical phenomena. The discipline concerned with the application of computational methods and devices to these ends is called computational mechanics. The objective of IACM is to stimulate and promote education, research and practice in computational methods, to foster the interchange of ideas among various fields contributing to this science and to provide forums and meetings for the dissemination of knowledge. Currently 24 national and regional organizations are affiliated to IACM representing over 2000 members from 36 countries.



IASS-IACM 2000

Fourth International Colloquium on Computation of Shell & Spatial Structures

June 5-7, 2000
Chania - Crete, Greece

Organised by the
Greek Association for Computational Mechanics (GACM)
National Technical University of Athens (NTUA)
Working Group No.13: Numerical Methods in Sheet & Spatial Structures, IASS
In co-operation with the
International Association for Computational Mechanics (IACM)

IASS Executive Council

President: S.I. Medvedovský *Czech Republic*
Vice Presidents: J.F. Ober *USA*, R. Astudillo *Spain*, G.C. Giuliani *Italy*, M. Kawaguchi *Japan*
Treasurer: A. Samartin *Spain*
Members: F. Escrig *Spain*, Y. Hanjalić *Japan*, H. Isher *Switzerland*, T.T. Lin *P.R. China*, M. Levy *USA*, R. Metra *France*, M.I. Mungan *Turkey*, H. Naoohi *UK*, J.B. Obrebski *Poland*, E. Ramm *Germany*, M. Saitoh *Japan*, A.C. Sardesis *USA*, V.V. Shrigaya *Russia*, B.W. Smith *UK*, N.K. Srivastava *Canada*.



Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků '99

Jednodenní seminář, Praha 18.11.1999

V listopadu tohoto roku proběhne čtvrtý ročník semináře *Výpočty konstrukcí MKP*. Zveme všechny zájemce, aby se zúčastnili tohoto pravidelného setkání a obohatili je svými odbornými příspěvky. Vítána budou zejména vystoupení týkající se ukázek průmyslových aplikací MKP, implementace numerických metod na počítačích a grafického zpracování dat. Vydány budou jednostránkové abstrakty přednášek.

Pořádá: Ústav termomechaniky AV ČR
VAMET s.r.o.
Společnost pro mechaniku
GAČR 101/99/0834

Místo a čas konání: Ústav termomechaniky AV ČR, Dolejškova 5, Praha 8
začátek první přednášky: 9:30
prezentace: 8:30-9:30

Dopravní spojení: od metra C (Nádraží Holešovice) tramvají č. 17 nebo od metra B (Palmovka) tramvajemi č. 10, č. 24 do stanice Kyselova

Poplatek: 500,- Kč. V ceně jsou zahrnuty abstrakty přednášek se seznamem všech účastníků, oběd a káva. Platí se při prezentaci nebo bankovním převodem. Autoři příspěvků jsou od poplatku osvobozeni.

Bankovní spojení: IPB a.s.-pobočka Praha 8, Ke Stírce 50
číslo účtu 101289018/5100, var. symbol 30

Přihlášky: Zájemce prosíme, aby přihláška došla nejpozději do 11.11.1999 na adresu: sekretariát, ÚT AV ČR, Dolejškova 5, Praha 8, 182 00
V přihlášce uvedte jméno, adresu a pokud možno telefon, fax, popř. e-mail.
Účastníky, kteří chtějí presentovat příspěvek, žádáme, aby zaslali jednostránkový abstrakt do 30.9.1999. Vybráno bude 12 referátů.

Kontaktní adresy: Jiří Plešek, ÚT AV ČR, Dolejškova 5, Praha 8, 182 00
tel: (02) 6605 3213, fax: 8584695, e-mail: plesek@it.cas.cz
Svatopluk Pták, VAMET s.r.o., Slávy Horníka 16a/1021, Praha 5,
150 00
tel/fax: (02) 5721 3124, e-mail: vamet_aht@telecom.cz

WWW adresa: <http://www.it.cas.cz/vypocty99/>

INTERNATIONAL CONFERENCE ON
MONTE CARLO SIMULATION
MCS 2000

in
MONTE CARLO
Principality of Monaco

18-21 June 2000

This International Conference on Monte Carlo Simulation should serve as a forum for discussion of Engineers, Mathematicians and other professionals who are interested in the theoretical and practical aspects of Monte Carlo Simulation. It will provide a unique opportunity for exchanging ideas on the status of MCS procedures as they are applied to a broad spectrum of problems of theoretical and applied nature. The conference theme encompasses e.g.

- Random Number Generators-Algorithms
- Methods of Solutions (Spectral Simulation, solving the SDE's directly, Numerics of PDE's, etc.)
- Algorithms (Evolutionary, Genetic, etc.)
- Practical Engineering Applications
- and other pertinent topics

VENUE

The venue of the conference will be the well known City of Monte Carlo, at the most beautiful French Riviera, which is easily accessed from the airport of Nice, France. Hotel accommodations at reduced rates will be negotiated.

SPECIAL FEATURE

A special feature of this conference will be the honoring of the 70th anniversary of the birthday of Dr. M. Shinozuka, Professor at University of Southern California and Professor Emeritus at Princeton University, USA.

CHAIRS

The conference will be chaired by Professor G.I. Schuëller of the Leopold-Franzens University (LFU), Innsbruck, Austria, EU; Professor P.D. Spanos of Rice University, Houston, Texas, USA and Professor W. Kliemann of Iowa State University, Ames, USA

SPONSORSHIP

The conference is sponsored by the International Association for Structural Safety and Reliability (IASSAR).

SCHEDULE

Potential participants should send a 300 word abstract - preferably by e-mail - no later than December 15, 1999 to

Institute of Engineering Mechanics
Monte Carlo Simulation 2000 Conference
Attn. Mrs. Daniela A. Gratzer, Secretariat
Leopold-Franzens University (LFU)
Technikerstr. 13
A-6020 Innsbruck, Austria, EU
Tel: +43 512 507 6841
Fax: +43 512 507 2905
E-mail: Mechanik@uibk.ac.at

Authors of accepted papers will be notified by January 15, 2000

Draft papers will be due March 31, 2000

Final papers will be due June 18, 2000

Authors will have the option of requesting review of their papers for publication in the Journal of Probabilistic Engineering Mechanics.

For further details on the Conference, please consult the home page:
http://www.uibk.ac.at/c/c8/c810/conf/mcs_2000.html