

# ANALÝZA ŠÍŘENÍ TRHLIN ROTORU NÍZKOTLAKÉ ČÁSTI PARNÍ TURBÍNY

## FATIGUE CRACK GROWTH ANALYSIS OF THE LOW-PRESSURE ROTOR OF THE STEAM TURBINE

Martin Nesládek <sup>a)</sup>, Jiří Kuželka <sup>a)</sup>, Milan Růžička <sup>a)</sup> a Petr Měšťánek <sup>b)</sup>

<sup>a)</sup> ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, Technická 4, 160 00 Praha 6

<sup>b)</sup> Doosan Škoda Power s.r.o., Tylova 1/57, 301 28 Plzeň

### Abstrakt

Tento příspěvek shrnuje aplikovaný numericko-analytický přístup k predikci směru a rychlosti šíření trhlin v potenciálně kritických lokalitách hřídele nízkotlaké části parní turbíny. Primárním cílem bylo poskytnout hodnotící hledisko pro posouzení trojice kandidátních materiálů pro konstrukci hřídele v daných provozních podmínkách a s ohledem na předpokládaný charakter šíření trhlin. Výsledkem jsou predikované růstové křivky modelových trhlin, resp. diagramy mapující charakter šíření trhlin v podmínkách kombinovaného namáhání drážky závěsu lopatky turbíny.

### Abstract

This paper summarizes the applied numerical-analytical approach for predicting the fatigue crack growth rate and direction of propagation in potentially critical localities of the shaft of the low-pressure part of the steam turbine. The primary objective was to develop a means of evaluation of a pair of candidate materials applicable to shaft design under given operating conditions and with respect to the expected mechanism of crack propagation. As a main result, predicted fatigue crack growth curves of model cracks and diagrams mapping the nature of crack propagation in the conditions of combined loading of the turbine blade groove were obtained.

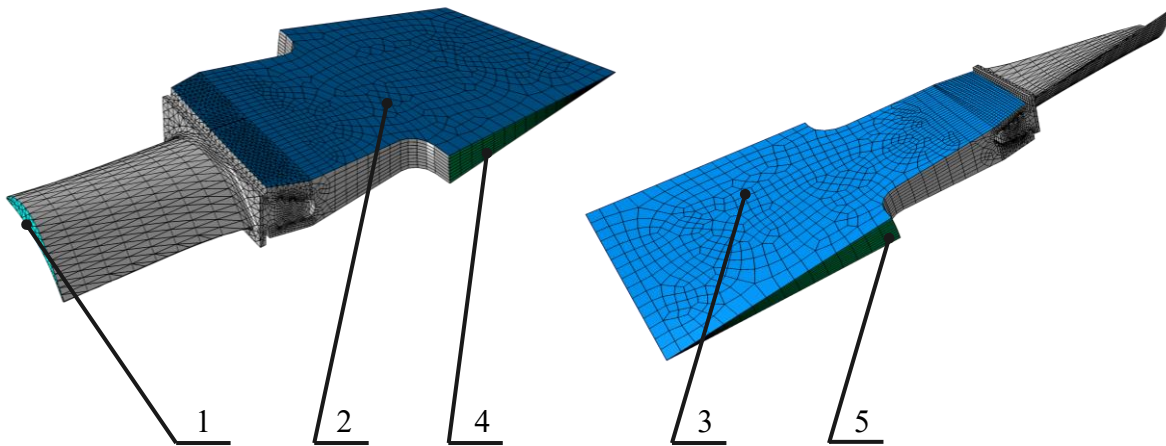
### Úvod

V kontextu snahy států Evropské unie o budování nízkoemisního energetického průmyslu čelí tradiční výrobci parních turbín novým požadavkům na provozní parametry a spolehlivost svých produktů. Předpokládá se, že tradiční fosilní zdroje budou ve stále větší míře plnit roli zálohy s požadavkem na rychlé vykrývání frekventovaných výpadků v dodávkách energie z obnovitelných zdrojů. Nestabilita obnovitelných zdrojů se negativně promítá do provozních podmínek turbín, potažmo všech návazných komponent, které jsou v důsledku toho vystaveny mechanismu únavy materiálu v rostoucí míře. Tento trend je nutné promítnout do návrhových metodik exponovaných součástí, kde např. rychlé teplotní změny ve vysokotlakých sekcích indukují termo-mechanickou únavu, která, má-li být adekvátně hodnocena, vyžaduje náročnou realizaci experimentálních zkoušek a numerických simulací [1], [2].

Dlouhodobá spolupráce Fakulty strojní ČVUT v Praze s předním světovým výrobcem parních turbín Doosan Škoda Power s.r.o. vyústila v nedávné době v realizaci série analýz zbytkové životnosti rotoru nízkotlaké části parní turbíny [3]. Cílem analýz bylo na základě predikce směru a rychlosti šíření trhliny v potenciálně kritických místech poskytnout možné hledisko pro porovnání třech kandidátních materiálů (nízkolegovaná vysokopevnostní ocel a dvě alternativní nízkolegované žarupevné oceli, dále v textu značeno jako ocel A, B, C) pro konstrukci hřídele nízkotlaké sekce parní turbíny z pohledu lomově-mechanických vlastností. Realizované analýzy byly iniciovány a dále pracují s předpokladem zmiňovaných zvýšených nároků na frekvenci startů a odstávek turbíny. Tento příspěvek shrnuje dílčí aplikované postupy včetně hlavních výsledků.

## Numerické simulace růstu trhlin

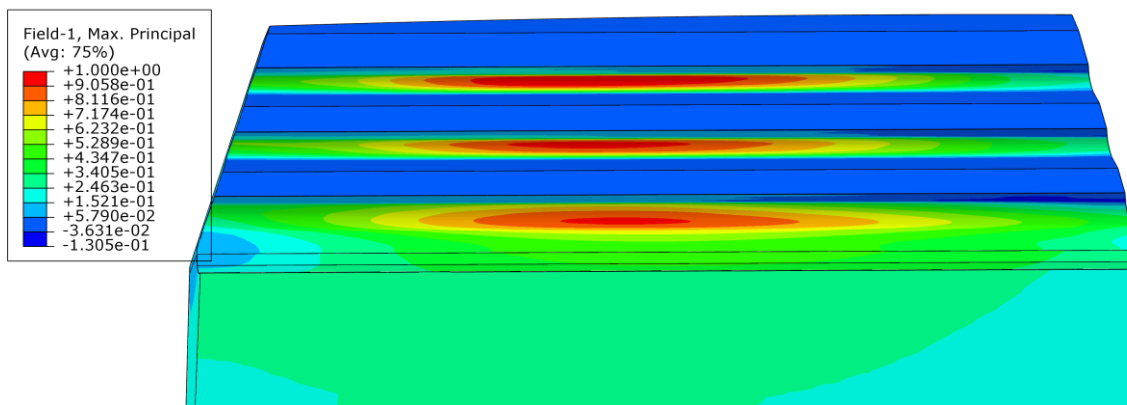
V odborné literatuře [4], [5] lze nalézt analytické vztahy výpočtu faktoru intenzity napětí pro vybrané případy konstrukcí v daném režimu namáhání a zvolené poloze a orientace trhliny. Obvykle se jedná o jednoduchá tělesa vystavená základním módům namáhání umožňující idealizaci na 2D úlohu. Komplexnější případy jak z pohledu tvarového, tak i z hlediska aplikovaných okrajových podmínek je nutné pro získání relevantních výsledků podrobit numerické analýze metodou konečných prvků (MKP), což je otázka i zde prezentovaného případu hřídele parní turbíny.



Obr. 1: Modelovaná cyklicky symetrická část rotoru včetně partie příslušného závěsu a listu lopatky. Číslování ploch odkazuje na příslušné okrajové podmínky, resp. vazby: 1 – zatížení odstředivými a tečnými silami, 2 a 3 – vazba cyklické symetrie, 4 – nulový axiální posuv, 5 – vazba zamezující deplanaci.

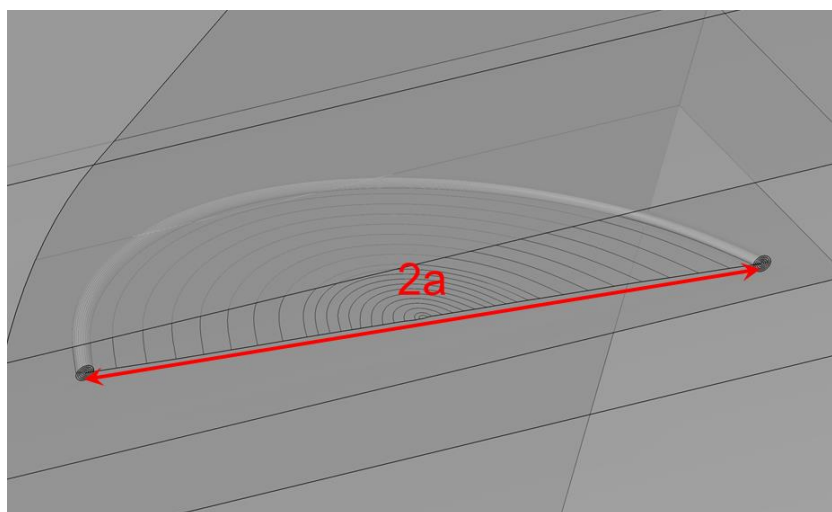
Posuzovanými lokalitami byla jednak lopatková drážka rotoru a jednak střed rotoru. Na obr. 1 je zachycen numerický model cyklicky symetrického segmentu rotoru a příslušné části lopatky. Silové zatížení bylo aplikováno na plochu č. 1 ve formě normálové a tečné síly stanovené na základě návrhových kritérií Doosan Škoda Power s.r.o. Východiskem je mez kluzu materiálu, která u ocelí B a C dosahuje přibližně stejných hodnot, pro ocel A se uvádí zhruba o 60 % vyšší. Příčná síla aplikovaná na list lopatky je modelovou náhradou dynamického účinku nestacionárního proudu páry a vyvoluje ohyb lopatky. Oba účinky jsou pomocí kontaktních vazeb přenášeny na zuby drážky rotoru. Dále byly uvažovány odstředivé účinky rotující hmoty modelované části geometrie a rotoru.

Na obr. 2 je ukázka distribuce prvního hlavního napětí v oblasti drážky rotoru po zatížení odstředivými silami. S uvažováním napětí, které navíc v drážce vyvolá ohyb lopatky, byla jako kritické místo zvolena lokalita uprostřed horní drážky. Z tohoto místa byla dále na základě sekvence numerických simulací (celkem 21 pro každý ze tří materiálů) inkrementálně šířena trhlina. Vzhledem k tomu, že nebyl k dispozici reálný případ poruchy tohoto typu, ze kterého by bylo možné tvar čela a lomových ploch sejmout, digitalizovat a implementovat do simulačního modelu, byla aplikována hypotéza směru šíření trhliny podle lokální orientace prvního hlavního napětí. Jako iniciační defekt byl zvolen rovinný půlkruh orientovaný opět ve směru kolmém na první hlavní napětí v kritickém místě. Lokální inkrement přírůstku délky trhliny byl stanoven s využitím Parisova zákona.



Obr. 2: Ukázka distribuce prvního hlavního napětí (relativní hodnoty vůči maximu) na podtlakové straně lopatkové drážky rotoru po zatížení odstředivými účinky

Takto pojatá numerická simulace predikce směru šíření trhliny v prostoru představuje náročný úkol, vyžadující vlastní programové skripty pro postupné modelování čela trhliny. V tomto případě bylo pro přípravu modelu využito prostředí konečnoprvekového programu Abaqus 2019 spolu se skripty v jazyce Python. Každý inkrement trhliny ve smyslu tvaru čela a lomových ploch byl skriptem na základě výše popsaných předpokladů generován jako geometrická skořepinová entita se sadou soustředných kruhových tubusů okolo čela trhliny (obr. 3). Ty jsou nezbytné pro následné generování mapované sítě šestistěnných elementů a výpočet křivkového J-integrálu, resp. faktoru intenzity napětí v lokálním bodě čela trhliny.

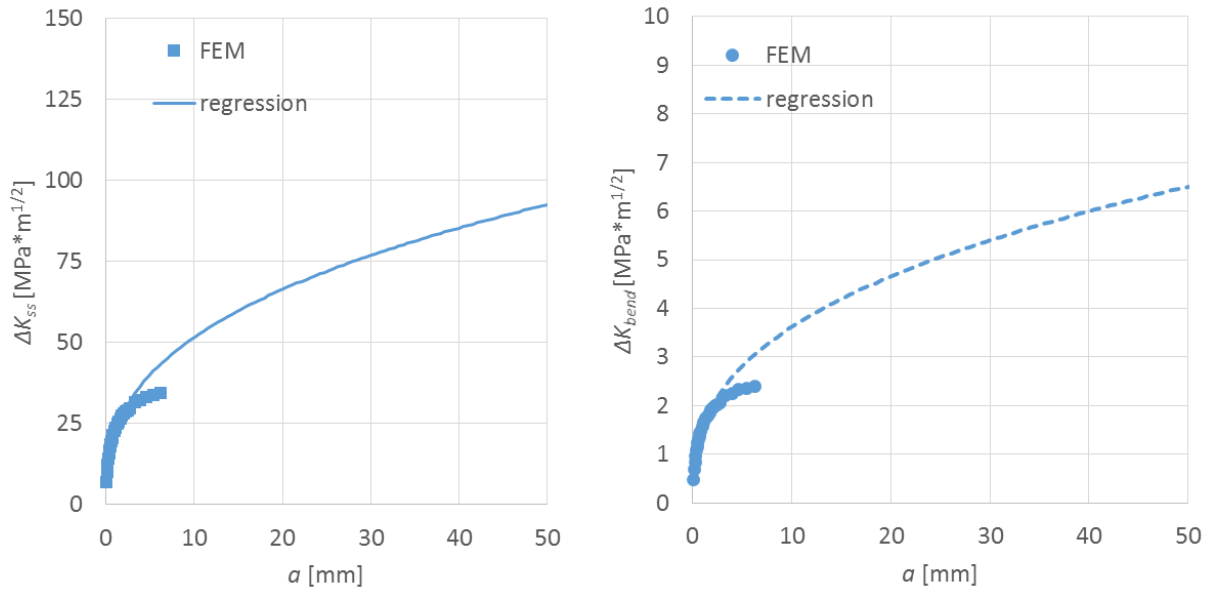


Obr. 3: Geometrická skořepinová entita reprezentující tvar čela a lomových ploch v N-tém inkrementu. Definice délky trhliny  $a$ .

Tímto způsobem bylo šíření trhliny realizováno na základě maximální hodnoty faktoru intenzity napětí  $\Delta K_{ss}$  pro zatížení maximálními odstředivými účinky, což zároveň odpovídá rozkmitu daného cyklem „start-stop“ turbíny. Závislost rozkmitu faktoru intenzity napětí  $\Delta K_{bend}$  na délce trhliny daná ohybovým účinkem lopatky byla v predikovaných stavech trhliny určena následně. Příklad grafů takto identifikovaných závislostí je ukázán na obr. 4 včetně regresních křivek, které byly voleny v mocninném tvaru:

$$\Delta K_{ss} = A_{ss} a^{n_{ss}}, \quad \Delta K_{bend} = A_{bend} a^{n_{bend}}, \quad (1)$$

kde symboly  $A$  a  $n$  s příslušnými indexy reprezentují regresní koeficienty. Tyto vztahy byly následně využity v níže popsaných analytických výpočtech za účelem sestavení diagramů mezních stavů ve smyslu šíření trhliny v lopatkové drážce rotoru.



Obr. 4: Příklad numericky stanovené závislosti maximálního rozkmitu faktoru intenzity napětí  $\Delta K$  na délce trhliny  $a$  vlivem „start-stop“ cyklu (vlevo) a ohybu lopatky (vpravo)

### Diagramy mezních stavů šíření trhliny

Uvažujme lineární závislost prahového rozkmitu faktoru intenzity napětí  $\Delta K_{th}$  na součiniteli asymetrie cyklu  $R$ :

$$\Delta K_{th} = kR + q, \quad (2)$$

kde  $k$  a  $q$  jsou experimentálně identifikované materiálové parametry. Součinitel asymetrie cyklu můžeme v tomto případě vyjádřit následujícím vztahem:

$$R = \frac{\Delta K_{ss} - \frac{\Delta K_b}{2}}{\Delta K_{ss} + \frac{\Delta K_b}{2}}. \quad (3)$$

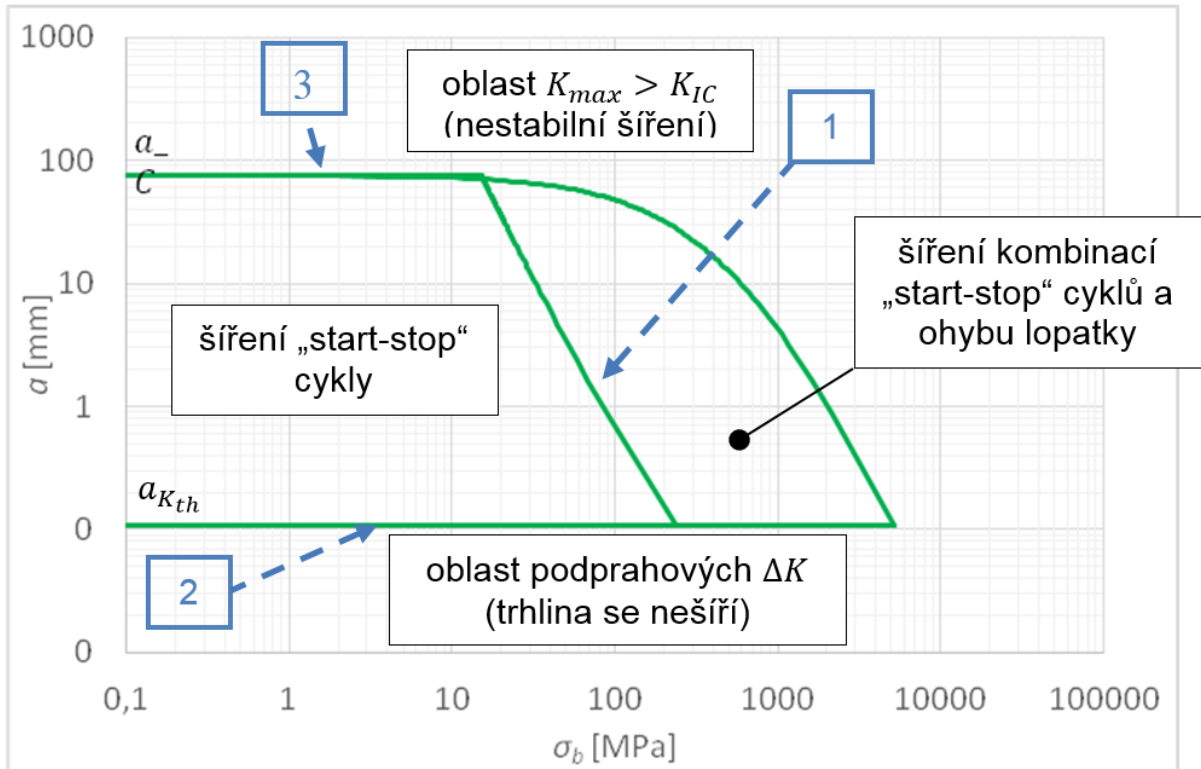
K určení mezního ohybového účinku, resp. amplitudy vztažného napětí  $\sigma_b$  v průřezu závěsu lopatky odpovídající prahovému rozkmitu napětí  $\Delta K_b = \Delta K_{th}$  provedeme dosazení a úpravu rovnic (2) a (3), čímž dostaneme

$$\Delta K_b = \frac{1}{2} \left( -2\Delta K_{ss} - k + q \pm \sqrt{4\Delta K_{ss}(\Delta K_{ss} + 3k + q) + (k - q)^2} \right). \quad (4)$$

S uvažováním proporcionality napětí a rozkmitů faktoru intenzity napětí můžeme psát

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_{b,ref}} = \frac{\Delta K_b}{\Delta K_{bend}}, \quad (5)$$

kde  $\sigma_{b,ref}$  je referenční vztažné ohybové napětí v průřezu závěsu lopatky při  $\Delta K_{bend}$  podle (1). Dosazením (4) do (5) získáme vztah pro výpočet limitního ohybového napětí  $\sigma_b$  odpovídající prahovému rozkmitu faktoru intenzity napětí v závislosti na délce trhliny  $a$ . Na ní je tedy třeba dosud pohlížet tak, že je dosažena šířením pouze „start-stop“ cykly.



Obr. 5: Legenda k diagramům limitních stavů trhliny v lopatkové drážce rotoru

Rovnice (5) spolu s (4) popisují mezní křivku č. 1 v diagramu na obr. 5. Prahová délka trhliny, neboli dolní limitní délka stabilně se šířící trhliny, byla stanovena z upraveného vztahu (1)

$$a_{K_{th}} = \left( \frac{\Delta K_{th}}{A_{SS}} \right)^{\frac{1}{n_{ss}}}, \quad (6)$$

kde  $\Delta K_{th}$  je prahový rozkmit faktoru intenzity napětí pro asymetrii cyklu odpovídající „start-stop“ cyklu. Z této hodnoty vychází mez č. 2 na obr. 5.

Horní limitní křivka č. 3 v diagramu odpovídá meznímu stavu nestabilního šíření trhliny, kdy maximální faktor intenzity napětí dosahuje lomové houževnatosti  $K_{IC}$ . S uvažováním kombinace namáhání „start-stop“ cykly a ohybem lopatky platí, že

$$K_{IC} = \Delta K_{SS} + \frac{\Delta K_b}{2}. \quad (7)$$

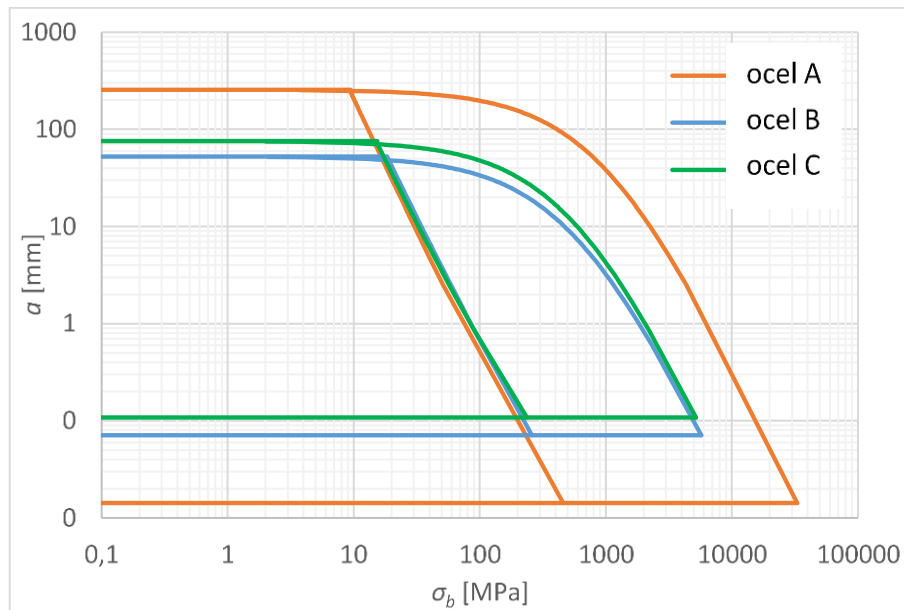
Spolu s (1) a (5) můžeme pro křivku č. 3 psát

$$\sigma_{bc} = \frac{2(K_{IC} - A_{SS}a^{n_{ss}})}{A_{bend}a^{n_{bend}}} \sigma_{b,ref}. \quad (8)$$

## Výsledky

Výše popsaným numericko-analytickým postupem byly zkonstruovány diagramy pro všechny tři posuzované materiály – obr. 6. Lomově-mechanické vlastností materiálů ve smyslu  $K_{IC}$ ,  $\Delta K_{th}$  a Parisových křivek byly realizovány v COMTES FHT a.s v podmínkách odpovídajících přechodové teplotě FATT, případně při 20 °C v závislosti na daném materiálu. Nutno podotknout, že odlišnosti v uspořádání diagramů na Obr. 6 pro jednotlivé materiály jdou na

vrub nejen lomově-mechanickým vlastnostem, ale i uvažovanému zatížení drážky, jež vychází z meze kluzu daného materiálu.



Obr. 6: Diagramy limitních stavů trhliny v lopatkové drážce rotoru pro posuzovanou trojici materiálů

## Závěr

Výše popsaná metodika poskytuje jedno z možných hledisek ve smyslu lomově-mechanických vlastností aplikovatelné pro posouzení vhodnosti variantních materiálů pro konstrukci nízkotlakých sekcí rotorů parních turbín. Uváděné diagramy umožňují zároveň hodnocení stability a režimu růstu detekovaného defektu a tím i posouzení závažnosti poruchy. Nedílnou součástí diagramů jsou růstové křivky trhliny pro daný materiál a provozní podmínky umožňující odhad zbytkové životnosti.

## Acknowledgement

This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation program under the Grant Agreement 764545– TURBO-REFLEX.

## Literatura

- [1] Nesládek, M., Jurenka, J., Lutovinov, Růžička, M., Měšťánek, P., Džugan, J. (2017): *An assessment of thermo-mechanically induced fatigue damage of a steam turbine shaft*. Procedia Structural Integrity, Vol. 7, pp. 190-197.
- [2] Nesládek, M., Bartošák, M., Jurenka, J., Papuga, J., Růžička, M., Měšťánek, P., Džugan, J. (2018): *Thermo-mechanical fatigue prediction of a steam turbine shaft*. MATEC Web of Conferences, 12th International Fatigue Congress (FATIGUE 2018), Vol. 165, Article 22016.
- [3] Kuželka, J., Nesládek, M., Lutovinov, M., Jurenka, J., Růžička, M., Rund, M., Měšťánek, P. (2019): *Numerical simulations of fatigue crack growth in a steam turbine rotor blade groove*. Procedia Structural Integrity, Vol. 17, pp. 780-787.
- [4] Rooke, D.P., Cartwright, D.J. (1976): *Compendium of Stress Intensity Factors*. H.M. Stationery Office, London. ISBN 0117713368
- [5] Murakami, Y. (1987): *Stress Intensity Factors Handbook*. Pergamon. ISBN 0080348092