

MATHEMATICAL MODEL OF THE TRUCK SHOE BRAKE

V. Drobný*

Summary: *Numerical simulation of the truck shoe brake describes the process of inclination and reach the maximal brake efficiency of the air actuated shoe brake. There was a full explanation of the mathematical model as a complex unit, including detail description of brake-shoe lining contact area simplification. The input for mathematical simulation was maximal estimated brake pressure time dependency. As the outputs, the kinematical and force time dependencies for a few design options were observed. The change of maximal brake force by brake-shoe lining wear was determined.*

1. Úvod

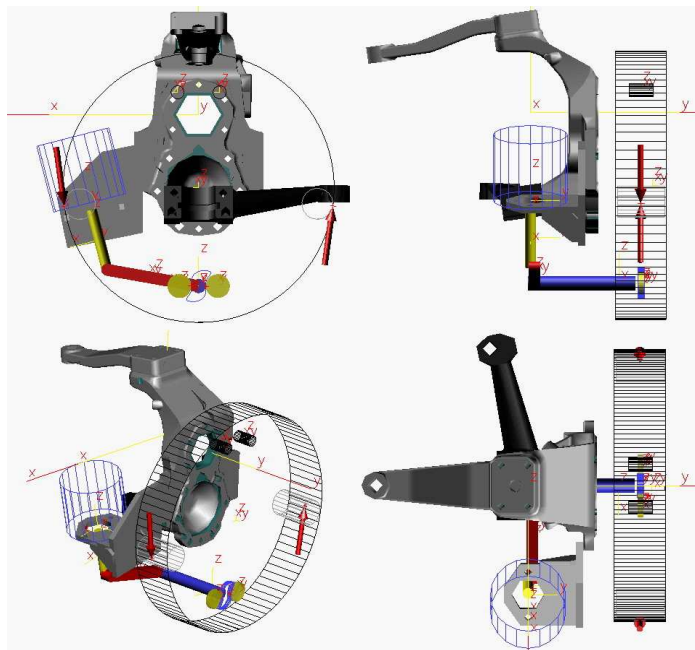
Příspěvek se zabývá identifikací ovládacího systému brzdy využitím známých průběhů vstupní veličiny a sledováním citlivosti na změny konstrukce mechanismu. Problematika sestavení ovládacího mechanismu brzdy přední nápravy nákladního vozidla se zakládá na kombinaci metody numerických simulací s metodou grafickou. Byla prováděna kinematická analýza mechanismu, sestavení náhradního modelu s cílem stanovit působíště normálních sil a následně byla provedena analýza silových poměrů v matematickém modelu mechanismu brzdy vozidla.

K simulaci byl použit softwarový produkt SIMPACK, verze 8.013, distribuovaný společností Intec, GmbH, Wessling, SRN. Jedná se o systém určený k modelování vázaných mechanických soustav.

2. Matematický model brzdy předního kola

Matematický model brzdy je tvořen základním tělesem těhlice předního kola, ke kterému jsou připojována tělesa ovládacího mechanismu brzdy. Aktuátor převádějící náběh tlaku v brzdovém systému na sílu působí mezi tělesem válce a tělesem pístu vzduchového válce. Výchozí polohu zajišťuje vratná pružina. Automatické vymezování vůle je v matematickém modelu nahrazeno pevnou vazbou mezi pákou a hřídelem, s možností modifikace vzájemného úhlového pootočení. Na opačném konci hřídele je souměrný rozvírací klíč brzdy, odkud je brzdná síla přenášena třecí plochou, nebo pomocnými kladkami na čelisti brzdy.

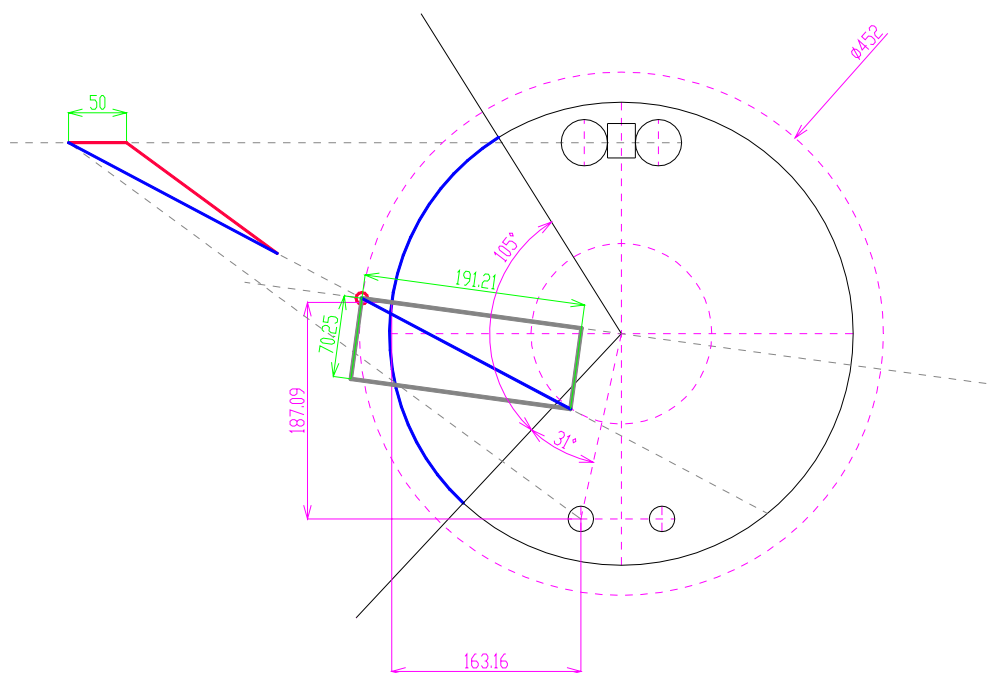
* Ing. Vladislav Drobný: TUV UVMV s.r.o.; Novodvorská 994; 142 21 Praha 4; tel.: +420.239 046 977, fax: +420.239 046 975; e-mail: vladislav.drobný@tuv-sud.cz



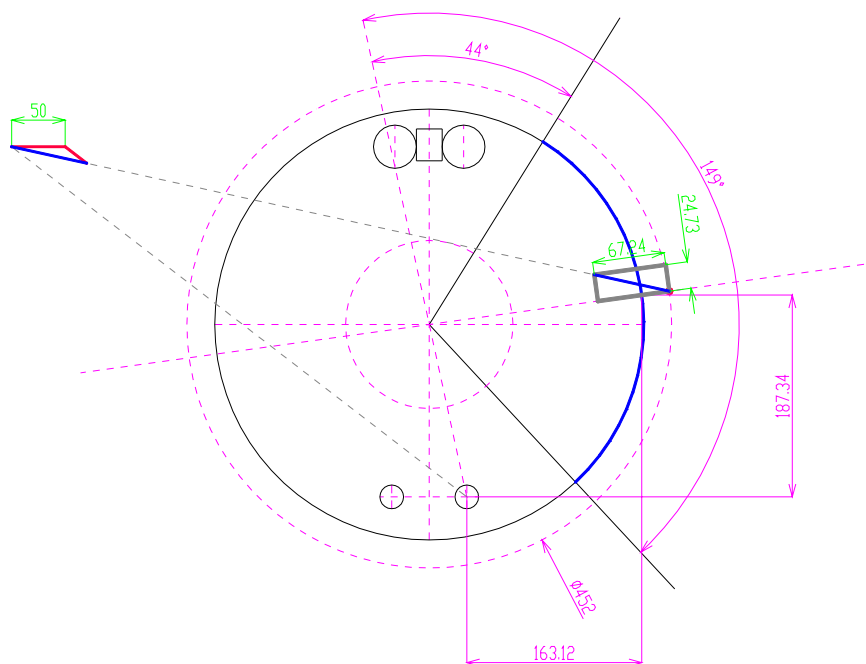
Obrázek 1 Matematický model brzdy (šipky vyznačují působíště kontaktních sil)

2.1. Náhradní kinematický model působíště sil

Pro určení působíště výslednice sil, resp. kontaktního místa v náhradním mechanismu soustředujícím spojitě rozloženou normálnou sílu do jednoho bodu, bylo nutné provést samostatně kinematický rozbor užitím grafické metody. Výstupem grafické metody jsou polohy kontaktních bodů na čelistech brzdy (viz Obrázek2 a Obrázek3). Tyto kontaktní body jsou následně použity při stavbě matematického modelu.



Obrázek 2 Grafická metoda pro náběžnou čelist (otočeno o 180°)



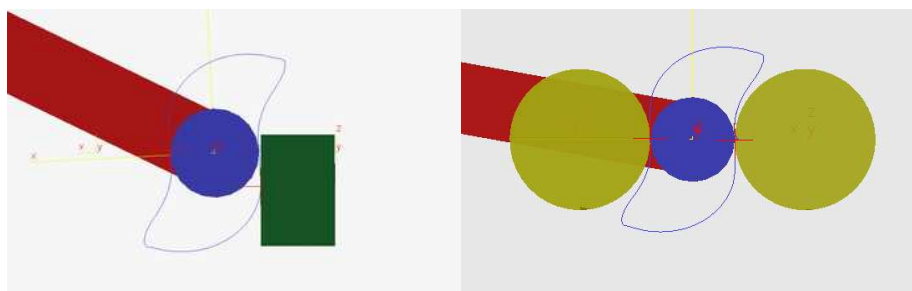
Obrázek 3 Grafická metoda pro úběžnou čelist (otočeno o 180°)

2.2. Třecí elementy

V bodech, jejichž definice vyplývá z předchozího odstavce byly v matematickém modelu brzdy vytvořeny kontaktní silové prvky působící mezi brzdovým bubnem a příslušnou čelistí. Silový prvek jednostranného kontaktu umožňuje generovat normální sílu pouze při vzájemném kontaktu daných těles. V ostatních případech je kontaktní síla rovna nule. V závislosti na normální síle je definována další silová vazba zajišťující třecí sílu mezi čelistí a bubnem. Velikost třecí síly je dána třecím součinitelem. Jeho velikost byla v tomto případě stanovena hodnotou 0.39.

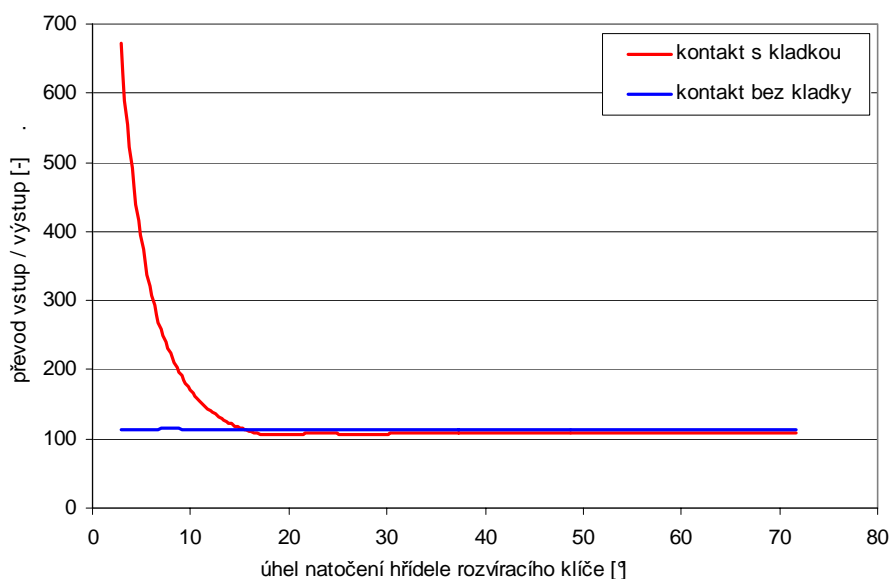
2.3. Rozvírací mechanismus

Přenos síly z rozvíracího klíče je možné realizovat buď pomocí třecí plochy přímo na čelist, nebo použitím pomocné kladky (viz Obrázek4). Varianta s použitím pomocné kladky snižuje tření v kontaktním bodě, proto se jeví jako výhodnější, avšak dochází ke změně úhlu normály v kontaktním bodě.



Obrázek 4 Varianty kontaktu s třecí plochou a s pomocnou kladkou

Pro porovnání byla provedena kinematická analýza převodu na rozvírácím klíči pro obě varianty. Z analýzy vyplývá, že při použití totožného rozvíracího klíče tvořeného evolventou, dochází u varianty s pomocnými kladkami k výrazné změně převodového poměru mezi natočením hřídele klíče a posunutím středu kladky v ose x. Sledovanou závislost zobrazuje Obrázek 5 společně s porovnáním převodového poměru stejného mechanismu s variantou kontaktu pomocí třecí plochy. Bez použití kladky je převod v celém rozsahu konstantní, s použitím kladky se převodový poměr ustálí až po natočení hřídele rozvíracího klíče z konstrukční polohy o úhel větší než 20° . Tomu odpovídá posunutí kontaktních bodů obložení a bubnu přibližně o 1mm.



Obrázek 5 Poměr rychlosti natáčení hřídele a rychlosti rozevírání čelistí v ose x

2.4. Kinematická analýza – seřízení brzdy

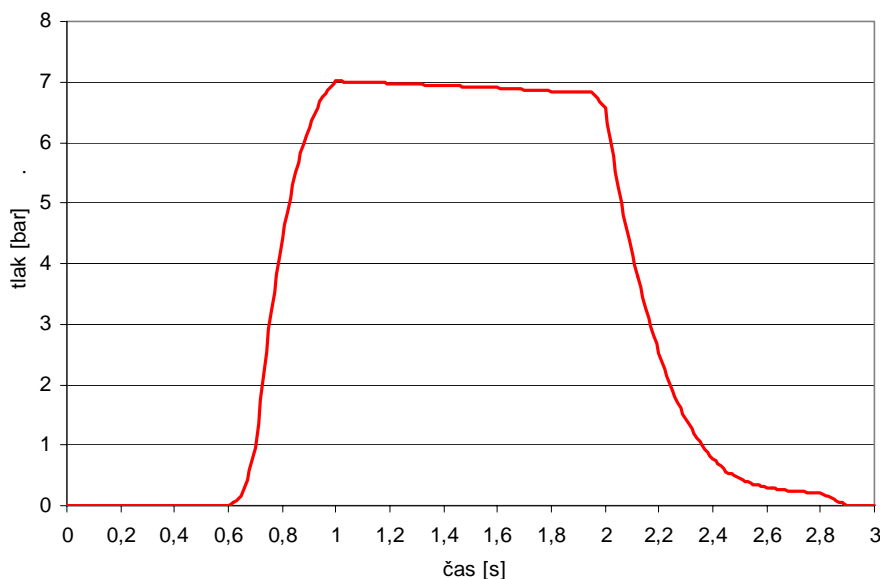
V konstrukční poloze klíče by vůle mezi obložním a bubnem měla být minimálně 1mm. Seřízením brzdy je zapotřebí tuto vůli vymezit. Seřízením zároveň dojde k překlenutí oblasti s velkou změnou převodu pro variantu s kladkou. Ovládací mechanismus byl v matematickém modelu nastaven natáčením pevné vazby samostavu tak, aby bylo dosaženo počáteční natočení rozvíracího klíče 20° .

2.5. Tuhost soustavy

Mechanismus brzdy byl modelován jako soustava tuhých těles s pevnými mechanickými vazbami. Deformovatelným členem je v soustavě kontakt mezi čelistí brzdy a brzdovým bubnem. Tuhost kontaktu byla nastavena tak, aby korespondovala s optimální délkou stlačení pístu ve vzduchovém válci (25 – 30mm).

3. Výstupy simulací

Aktivace brzdy je v modelu definována charakteristikou náběhu tlaku ve vzduchovém válci.

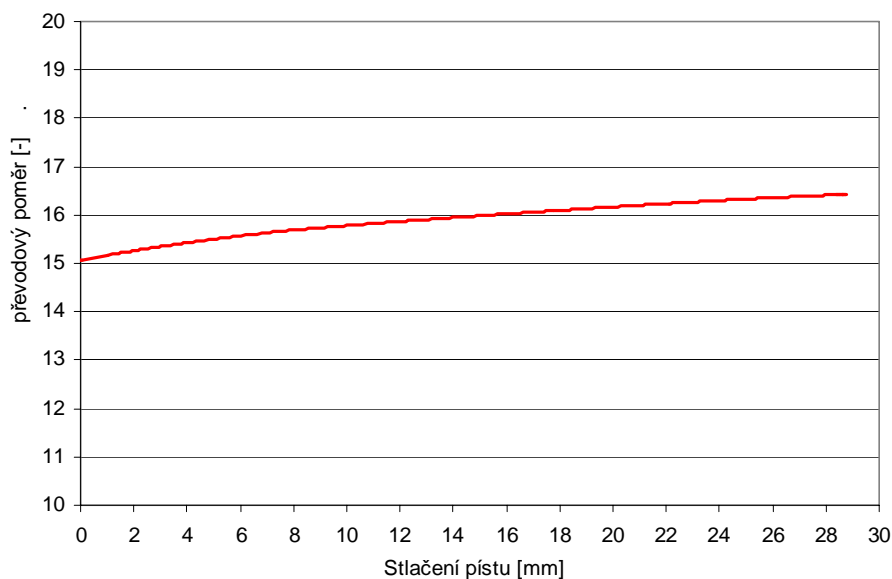


Obrázek 6 Časový průběh náběhu tlaku ve vzduchovém válci brzdy

3.1. Kinematika mechanismu

Z kinematického pohledu na mechanismus brzdy byly sledovány průběhy posuvů a natočení příslušných součástí v závislosti na posuvu pístu vzduchového válce.

Celkový převod mechanismu s kladkou je určen z poměru rychlosti stlačení pístu a rychlosti rozevírání čelistí ve směru osy x. Jeho průběh zobrazuje Obrázek 7. Jak bylo dříve popsáno, změna převodu pro seřizovaný mechanismus již není výrazná.



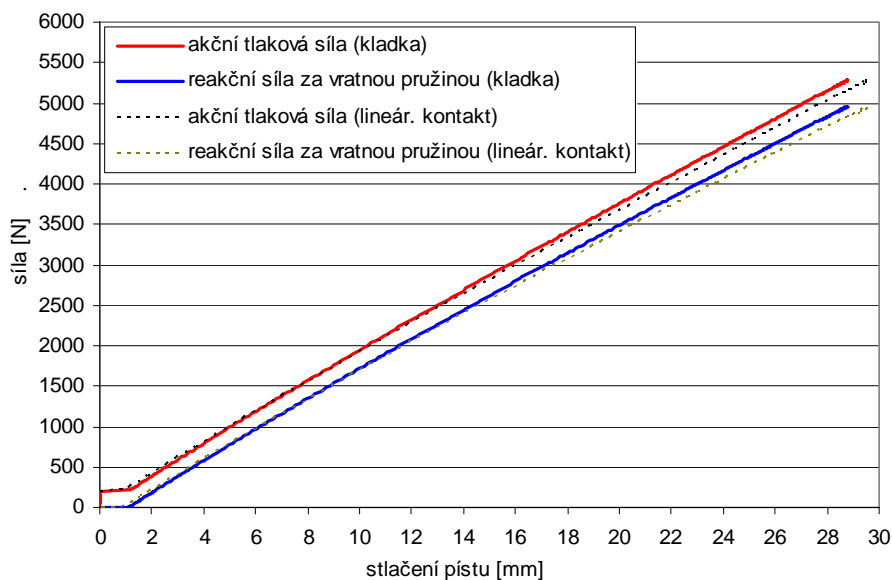
Obrázek 7 Poměr rychlosti stlačení pístu a rychlosti rozevírání čelistí v ose x

Většina ostatních kinematických průběhů je u varianty s lineárním kontaktem shodná s mechanismem s kladkou. Pouze posuv kontaktu klíče s třecí plochou ve směru osy z zůstává konstantní.

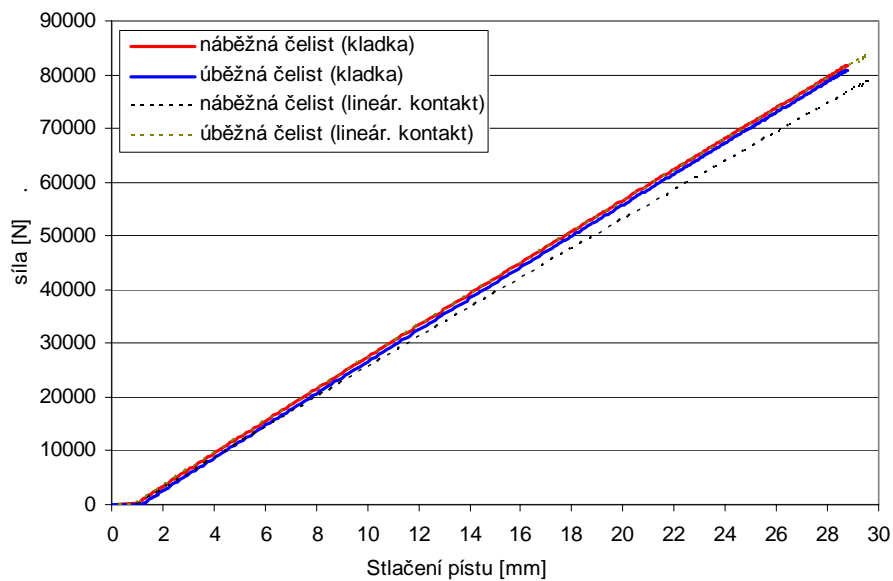
3.2. Silové průběhy

Průběhy sil obou variant mechanismu brzdy v závislosti na stlačení pístu vzduchového válce pro počáteční natočení klíče 20° zobrazuje Obrázek8 – Obrázek11. Jsou zde znázorněny průběhy akční a reakční síly ve vzduchovém válci. Akční síla je závislá na vstupním tlaku a na okamžité poloze pístu. Velikost akční tlakové síly musí být zvětšena o sílu vratné pružiny, kterou musí překonat. Reakční síla je potom o tuto sílu menší a představuje skutečnou sílu působící na převodnou páku mechanismu brzdy. Dále jsou zobrazeny průběhy normálních sil v kontaktních bodech pro náběžnou a úběžnou čelist, průběhy tečných sil v kontaktních bodech, průběhy kontaktních sil na rozvřacím klíči. Tečná síla představuje brzdnu sílu příslušné čelisti. Rozdíl v kontaktních silách na rozvřacím klíči je způsoben samosvorným účinkem u náběžné čelisti a na druhé straně opačným účinkem u čelisti úběžné. Ze zobrazení výsledného průběhu brzdného momentu je možné sledovat pouze nepatrný rozdíl v délce stlačení pístu při zachování stejného brzdného účinku obou sledovaných variant.

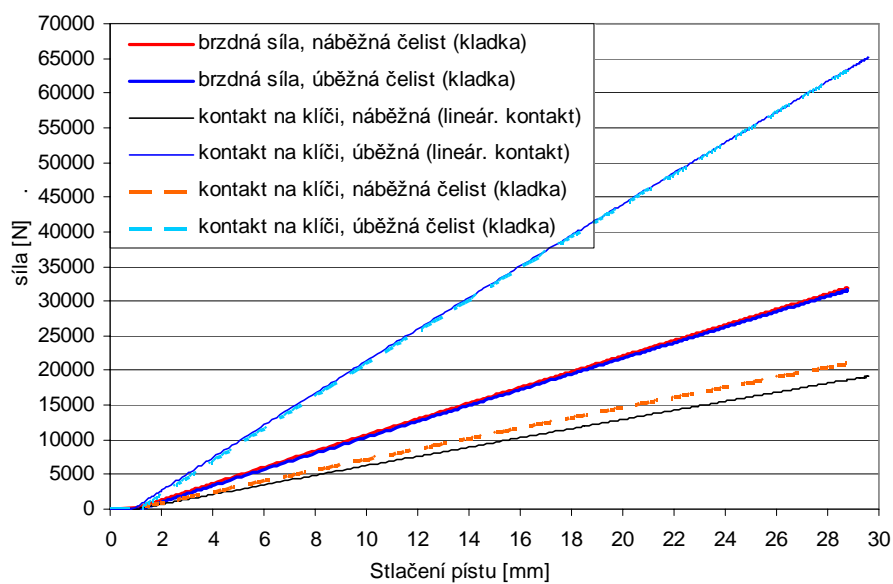
Z hlediska linearity průběhu se varianty neliší, u obou je závislost lineární v celém průběhu zdvihu. U varianty s lineárním kontaktem je náběh sil méně strmý a tudíž maxima brzdného účinku je dosaženo při větším zdvihu brzdového válce. Změna úhlu normály při kontaktu s kladkou průběh negativně neovlivňuje.



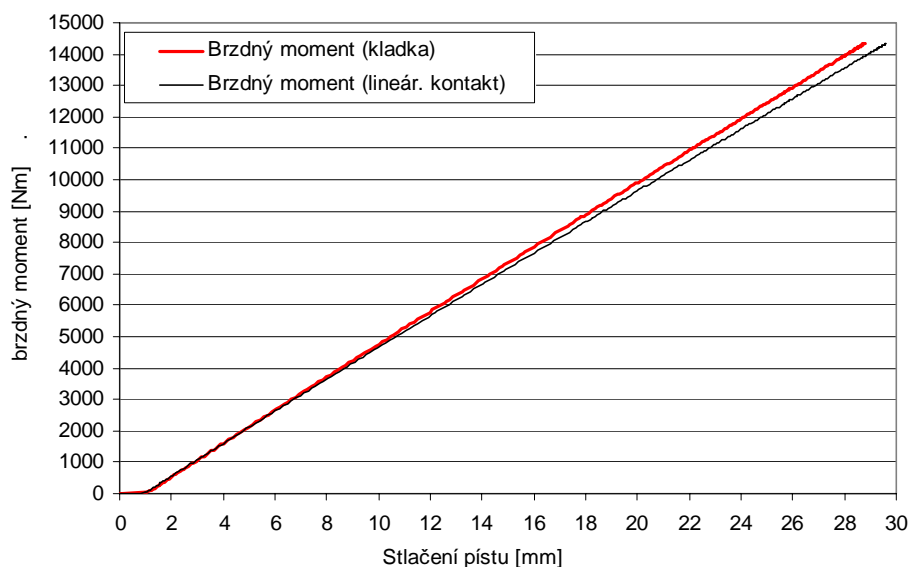
Obrázek 8 Průběh akční síly vyvolané tlakem v brzdovém válci, průběh reakční síly snížené o sílu vratné pružiny



Obrázek 9 Průběh normální síly v kontaktním bodě mezi čelistí a bubnem



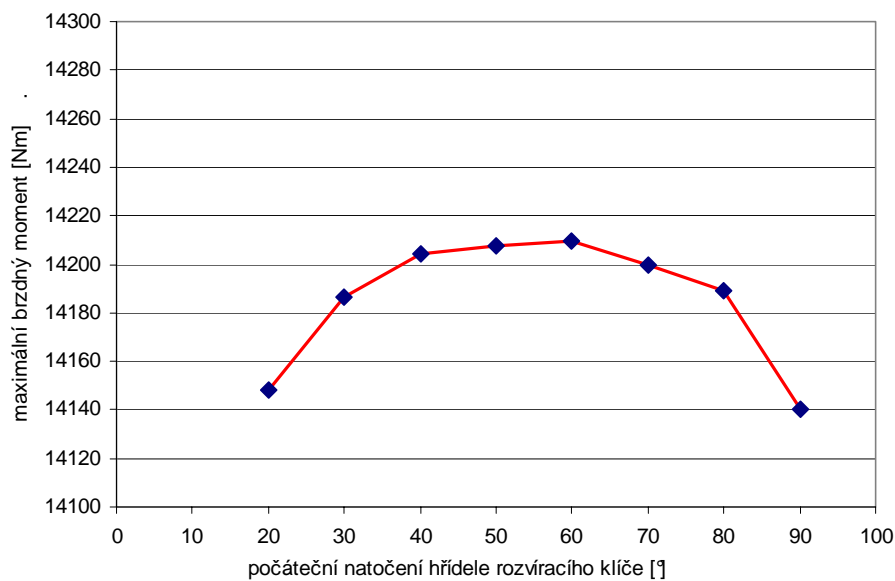
Obrázek 10 Průběh tečné (brzděné) síly v kontaktním bodě, průběh kontaktní síly na rozvracím klíči



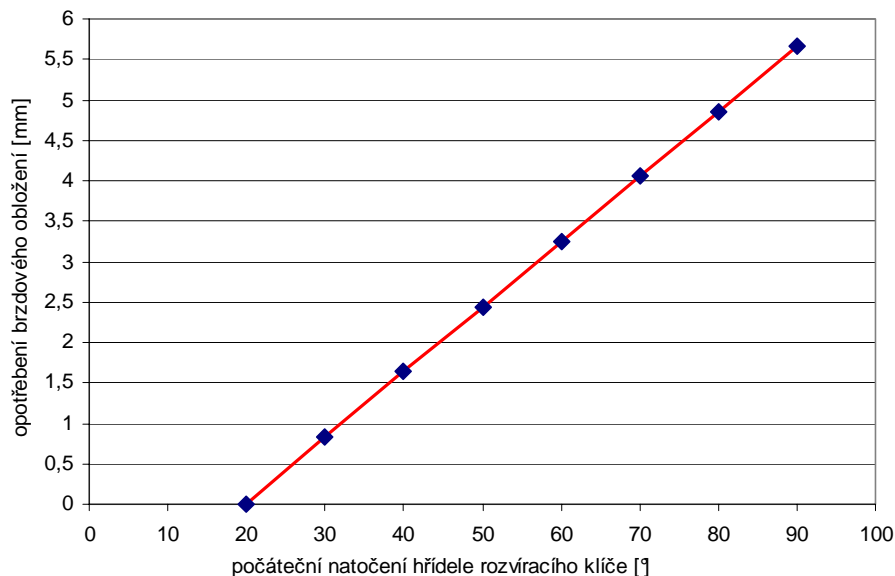
Obrázek 11 Průběh brzdňého momentu

3.3. Změna účinku s opotřebením

Vůle vzniklé opotřebením brzdového obložení jsou v brzdě automaticky vymezovány pomocí samostavu. V matematickém modelu nebyla sledována tato změna kontinuálně, ale byly počítány pouze vybrané režimy pro variantu s pomocnou kladkou. Obrázek12 zobrazuje změnu maximálního brzdňého momentu v závislosti na počátečním úhlu natočení rozvřacího klíče. S velikostí počátečního úhlu natočení klíče souvisí výška opotřebení brzdového obložení. Tuto závislost je zobrazuje Obrázek13, ze kterého je možné odečíst maximální přípustné opotřebení do výměny brzdového obložení ~5,5mm.



Obrázek 12 Změna maximálního brzdňého momentu v závislosti na počátečním úhlu natočení rozvřacího klíče (varianta s kladkou)



Obrázek13 Velikost opotřebení brzdového obložení (varianta s kladkou)

4. Závěr

Matematický model mechanismu ovládní provozní brzdy přední nápravy nákladního vozidla představuje subsystem, pomocí něhož lze stanovit průběh brzdného momentu brzdy v závislosti na průběhu tlaku vstupujícího do vzduchového válce brzdy. Ze simulací vyplývá linearita průběhů brzdných sil v celém průběhu zdvihu pro obě varianty. Výhodou mechanismu s pomocnou kladkou je snížení tření v kontaktu rozvracího klíče a čelistí. Další diferenci způsobuje změna délky zdvihu pístu vzduchového válce při náběhu brzdných sil. Maximální brzdný moment se sice při opotřebovávání brzdového obložení mění, ale změna účinku brzdy není výrazná.

5. Poděkování

Tento příspěvek vznikl v rámci řešení projektů Výzkumného centra spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka.

6. Literatura

Petránek, J. (1969) Ústrojí automobilů, ČVUT, Praha.

Simdoc (1999) Dokumentace k simulačnímu systému SIMPACK v 8.013, Intec GmbH.