



Financováno
Evropskou unií
NextGenerationEU



NÁRODNÍ
PLÁN OBNOVY



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

CVIČENÍ - Vyhodnocení volby druhu pohonu a spolupráce pohonu s měničem momentu a pohony hydrogenerátorů

QZE - Stroje pro zemní práce

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Fakulta strojního inženýrství

Vysoké učení technické v Brně



FAKULTA ústav automobilního
STROJNÍHO a dopravního
INŽENÝRSTVÍ inženýrství





Financováno
Evropskou unií
NextGenerationEU



NÁRODNÍ
PLÁN OBNOVY



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

Určení výkonové bilance zemního stroje



FAKULTA ústav automobilního
STROJNÍHO a dopravního
INŽENÝRSTVÍ inženýrství

Pro určení celkového výkonu navrhované motorové jednotky je nutné provést dílčí výpočty výkonů potřebných pro různé provozní režimy a funkce stroje. Výpočet provést analyticky v tomto postupu:

- Nejprve provedení **výpočtu výkonu potřebným pro pojezd zemního stroje**, tedy překonání jízdních odporů a setrvačnosti stroje.
- V další části provedení **výpočtu výkonu nutného pro obsluhu hydraulické soustavy a ovládání kloubového řízení**.
- Na závěr **výkon podpůrných funkcí** stroje.



Financováno
Evropskou unií
NextGenerationEU



NÁRODNÍ
PLÁN OBNOVY



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

Výkon pro jezd stroje – nakladače Analytický výpočet



FAKULTA ústav automobilního
STROJNÍHO a dopravního
INŽENÝRSTVÍ inženýrství

Celkový potřebný výkon P_P pro překonání jízdních odporů

$$P_P = R_C \cdot v \text{ [W]}$$

Kde:

- $v \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je obecná rychlost stroje
- $R_C \text{ [N]}$ je celkový jízdní odpor

Pro spolehlivý pohyb stroje je zapotřebí překonat jízdní odpory. Ty se skládají z odporu:

- valivého,
- aerodynamického, aerodynamický odpor zanedbávat a neuvažovat do rychlosti cca $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
- dynamického (při zrychlování) a
- odporu proti stoupání při pohybu do svahu.

$$R_C = R_V + R_D + R_S \text{ [N]}$$

Kde:

- R_V [N] je celkový valivý odpor
- R_D [N] je setrvačný (dynamický) odpor
- R_S [N] je odpor stoupání
- Valivý odpor jednotlivých pneumatik - pohybuje po plastickém podloží. Pneumatika hustěna na takový tlak, aby byl dosažen co nejmenší součinitel valivého odporu.
- dochází k určité deformaci podloží,
- deformaci pneumatiky samotné.
- Výsledný valivý odpor R_{VK} je tedy složen z odporu vnějšího a vnitřního.

$$R_{VK} = R_{ext} + R_{int} = C_1 \cdot G_k \sqrt[3]{\frac{p_k}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p_k \cdot D^2}} \text{ [N]}$$

Výsledný valivý odpor R_{VK}

$$R_{VK} = R_{ext} + R_{int} = C_1 \cdot G_k^3 \sqrt[3]{\frac{p_k}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p_k \cdot D^2}} \quad [N]$$

Kde:

- R_{ext} [N] je vnější odpor (odpor deformace podloží)
- R_{int} [N] je vnitřní odpor (odpor deformace pneumatiky)
- C_1 je konstantní součinitel vnějšího odporu (volíme 0,35–0,5)
- C_2 je konstantní součinitel vnitřního odporu (volíme 0,065)
- p_k [Pa] je tlak hustění pneumatiky, viz katalog
- G_k [N] je zatížení kola, dle hustění viz katalog
- D [m] je průměr kola, viz katalog
- ε [$N \cdot m^{-3}$] je součinitel objemového přetvoření podloží, doporučeno:
 - $\varepsilon = (2-4) \cdot 10^6$ oranice,
 - $\varepsilon = (10-25) \cdot 10^6$ louka, strniště,
 - $\varepsilon = (100-200) \cdot 10^6$ polní cesta
 - $\varepsilon \rightarrow \infty$ tvrdý povrch

Celkový valivý odpor všech kol R_V

Vypočítáme jako **součet jednotlivých kol**:

$$R_V = \sum_{i=1}^k R_{Vki} [N]$$

- Odpor dynamický nebo také setrvačný vzniká působením setrvačných sil, které brání zrychlování stroje, a naopak nutí těleso setrvat v pohybu při brzdění.
- K odporu zrychlení v přímém pohybu přičítáme také odpor zrychlení otáčejících se součástí stroje, kde hmotnost rotačních součástí brání jejich roztočení.
- Pro výpočet u nakladače uvažujeme jako hlavní zdroj dynamického odporu celkovou hmotnost nakladače a jako rotační součásti jeho kola.
- Dynamický odpor R_D spočítáme rovnicí:

$$R_D = m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{\sum J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right) [N]$$

$$R_D = m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{\sum J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right) [N]$$

- m [kg] je hmotnost naloženého stroje, uvažujeme v konceptu
- a [$m \cdot s^{-2}$] je předpokládané zrychlení stroje, uvažujeme v konceptu
- J_{Ki} [$kg \cdot m^2$] je moment setrvačnosti kola, vypočteme
- r_d [m] je dynamický poloměr kola, viz katalog

Pro výpočet momentu setrvačnosti kola J_{Ki} sečteme dílčí momenty setrvačnosti pneumatiky a samotného ráfku:

$$J_{Ki} = m_p \cdot r_p^2 + m_r \cdot r_r^2 [kg \cdot m^2]$$

- m_p [kg] je hmotnost pneumatiky, viz katalog
- m_r [kg] je hmotnost ráfku, viz katalog
- r_p [m] je největší poloměr pneumatiky, viz katalog
- r_r [m] je poloměr ráfku, viz katalog

Při jízdě do svahu na stroj působí sinová složka tíhové síly. Při jejím překonávání dochází ke změně potenciální energie. Pro výpočet odporu stoupání R_s použijeme rovnici:

$$R_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ [N]}$$

Kde:

g [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

α [$^\circ$] je úhel stoupání

Hodnota stoupání může být vyjádřena v procentech. Pro přepočtení procentuální hodnoty na stupně můžeme užít rovnici:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} \text{ [}^\circ\text{]}$$

Kde:

s_s [%] je hodnota procentuálního stoupání



Financováno
Evropskou unií
NextGenerationEU



NÁRODNÍ
PLÁN OBNOVY



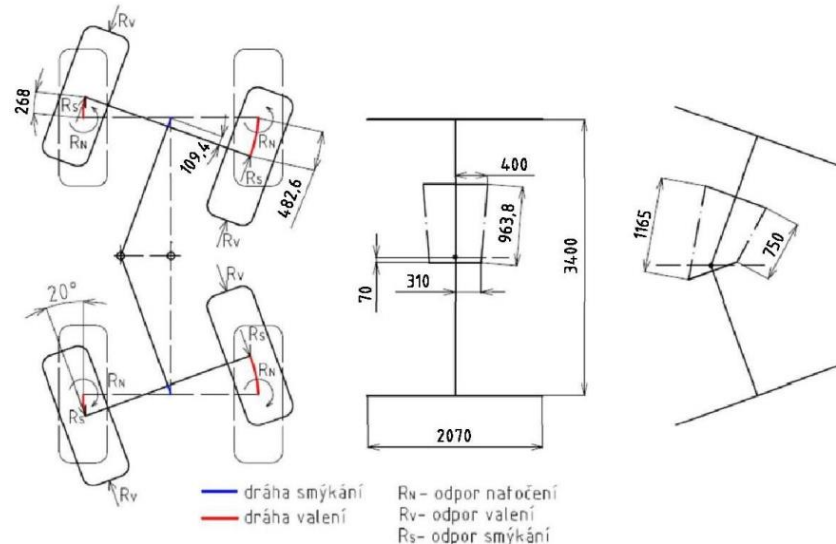
MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

Výkon pro řízení stroje - nakladače



FAKULTA ústav automobilního
STROJNÍHO a dopravního
INŽENÝRSTVÍ inženýrství

- Kloubové nakladače pro změnu směru jízdy využívají natáčení polorámů.
- Pomocí dvou posuvných hydromotorů, které jsou uloženy symetricky po stranách nakladače ve směru jízdy.
- Největší odpor, když nakladač zatáčí stojící na místě. Dochází k:
 - vybočení středového kloubu a rotaci svislých os obou náprav
 - vnější kola se odvalují od sebe,
 - vnitřní kola se otáčejí na místě



K zatočení musí hydromotory vyvinout dostatečnou práci pro překonání všech dílčích odporů. Prvním počítaným odporem, který je třeba překonat, je třecí moment M_T vznikající při otáčení kol okolo jejich svislé osy.

$$M_T = 0,667 \cdot F \cdot f_T \cdot R \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Kde:

- 0,667 je konstanta při odvození integrace
- F [N] je normálová síla působící na jedno kolo
- f_T [-] je součinitel smykového tření pro povrchy: asfalt, beton = 0,9
- R [m] je poloměr stykové plochy pneumatiky s povrchem

Poloměry stykových ploch pro kola na přední nápravě R_F a zadní R_R určíme rovnicí

$$R_F = \sqrt{\frac{m_F \cdot g}{2 \cdot p_F \cdot \pi}} \cdot 10^3 \text{ [m]}$$

$$R_R = \sqrt{\frac{m_R \cdot g}{2 \cdot p_R \cdot \pi}} \cdot 10^3 \text{ [m]}$$

Poloměry stykových ploch pro kola na přední nápravě R_F a zadní R_R určíme rovnicí

$$R_F = \sqrt{\frac{m_F \cdot g}{2 \cdot p_F \cdot \pi}} \cdot 10^3 [m]$$

$$R_R = \sqrt{\frac{m_R \cdot g}{2 \cdot p_R \cdot \pi}} \cdot 10^3 [m]$$

Kde:

- m_F [kg] je zatížení přední nápravy při plném nákladu,
- m_R [kg] je zatížení zadní nápravy při plném nákladu,
- p_F [MPa] je tlak hustění předních pneumatik,
- p_R [MPa] je tlak hustění zadních pneumatik,

Velikost práce momentu při rovinném rotačním pohybu zjistíme integrací

$$W_N = \vec{F} \cdot d\vec{f} = F \cdot dr = F \cdot R \cdot d\varphi = M \cdot d\varphi$$

$$W_N = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M \cdot d\varphi$$

Práci W_N pro překonání třecího momentu při smýkání kol vyjádříme jako

$$W_N = 0,667 \cdot f_T \cdot \frac{\pi \cdot \alpha_n}{180} (m_F \cdot g \cdot R_F + m_R \cdot g \cdot R_R) \text{ [J]}$$

Kde:

- 0,667 je konstanta při odvození integrace
- f_T [-] je součinitel smykového tření pro asfalt, beton - $f_T = 0,9$
- α_n [°] je úhel vybočení jednotlivé nápravy

Dalším odporem je **odpor valení kol**.

Vnější kolo oběhne menší poloměr než kolo vnitřní.

Spočítají se nejprve valivé odpory jednotlivých kol, které se následně sečtou pro získání celkové hodnoty valivého odporu stroje při zatáčení.

Práci pro překonání odporů vnějšího kola W_{RO} a vnitřního kola W_{RI} získáme rovnicí:

$$W_{RO} = s_{RO} \cdot f_V \cdot \frac{m_{ph} \cdot g}{4} [J] \quad W_{RI} = s_{RI} \cdot f_V \cdot \frac{m_{ph} \cdot g}{4} [J]$$

Kde:

- s_{RO} [m] je dráha valení vnějšího kola,
- f_V [-] je součinitel valivého odporu pro asfalt, beton,
- s_{RI} [m] je dráha valení vnitřního kola,

Celková práce pro překonání valivého odporu při zatáčení od všech kol W_R

$$W_R = 2 \cdot W_{RO} + 2 \cdot W_{RI} [J]$$

2 + 2 je počet kol přední a zadní nápravy, může se lišit dle typu stroje

Při vybočení kloubového řízení se k sobě přiblíží středy náprav. To má za následek smyk pneumatik po určité dráze. Pro výpočet práce k překonání smykového odporu jednoho kola W_{SK} :

$$W_{SK} = s_S \cdot f_T \cdot g \cdot \frac{m_{ph}}{4} [J]$$

s_S [m] je dráha smyku každého kola při přiblížení náprav

Celková práce pro překonání odporu při smyku všech kol W_S :

$$W_S = 4 \cdot W_{SK} [J]$$

4 je počet kol, může se lišit dle typu stroje, ale nakladače mají takřka výhradně tento počet kol

Sečteme všechny dílčí práce potřebné pro překonání odporu vyvolaného třením pneumatik při rotaci kolem jejich svislé osy, odporu při valení kol a dodatečném odporu při smyku pneumatik. Získáme **celkovou práci $W_{\check{R}}$ pro překonání všech odporů řízení:**

$$\hat{W}_{\check{R}} = W_N + W_R + W_S [J]$$

Pomocí zjištěné práce pro překonání odporů a dle navržených rozměrů hydromotorů určíme tlak $p_{\check{R}}$ potřebný pro řízení stroje dle:

$$p_{\check{R}} = \frac{W_{\check{R}}}{s_I \cdot S_I + s_O \cdot S_O} [MPa]$$

$$p_{\check{R}} = \frac{W_{\check{R}}}{(l_{\check{r}} - l_I) \cdot \pi \cdot \frac{(D_{\check{r}}^2 - d_{\check{r}}^2)}{4} + (l_O - l_{\check{r}}) \cdot \pi \cdot \frac{D_{\check{r}}^2}{4}} [MPa]$$

Pomocí zjištěné práce pro překonání odporů a dle navržených rozměrů hydromotorů určíme tlak $p_{\check{r}}$ potřebný pro řízení stroje dle:

$$p_{\check{r}} = \frac{W_{\check{r}}}{s_I \cdot S_I + s_O \cdot S_O} [MPa]$$

$$p_{\check{r}} = \frac{W_{\check{r}}}{(l_{\check{r}} - l_I) \cdot \pi \cdot \frac{(D_{\check{r}}^2 - d_{\check{r}}^2)}{4} + (l_O - l_{\check{r}}) \cdot \pi \cdot \frac{D_{\check{r}}^2}{4}} [MPa]$$

Kde:

- s_I [m] je dráha, na které koná práci vnitřní hydromotor
- s_O [m] je dráha, na které koná práci vnější hydromotor
- S_I [mm²] je plocha pístu vnitřního hydromotoru
- S_O [mm²] je plocha pístu vnějšího hydromotoru
- $l_{\check{r}}$ [m] je délka vysunutí hydromotoru v přímém směru,
- l_I [m] je délka vysunutí vnitřního hydromotoru při zatočení,
- l_O [m] je délka vysunutí vnějšího hydromotoru při zatočení,
- $D_{\check{r}}$ [mm] je průměr hydromotoru navržený dle podobných strojů,
- $d_{\check{r}}$ [mm] je průměr pístu hydromotoru navržený dle podobných strojů,

Hodnotu tlaku pro řízení tedy budeme uvažovat vyšší, aby byl stroj schopen zatočit i při nejméně příznivých podmínkách.

Nyní určíme průtok $Q_{\check{R}}$ jako v případě hydromotorů pro pracovní zařízení v rovnici

$$Q_{\check{R}} = \frac{\left(\frac{D_{\check{r}}^2}{4} - \frac{d_{\check{r}}^2}{4}\right) \cdot \pi \cdot z_{\check{r}} \cdot 60 \cdot 1\,000}{t_{\check{r}}} [l \cdot \text{min}^{-1}]$$

Kde:

- $t_{\check{r}}$ [s] je doba přetočení řízení z jedné strany na druhou, zvoleno
- $z_{\check{r}}$ [m] je délka vysunutí/zasunutí pístů hydromotorů,
- 60; 1 000 jsou konstanty pro převedení výsledku na litry za minutu

Výkon $P_{\check{r}}$ pro řízení stroje:

$$P_{\check{R}} = \frac{p_{\check{R}} \cdot 10^6 \cdot Q_{\check{R}} \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\eta_{HS}} [W]$$



Financováno
Evropskou unií
NextGenerationEU



NÁRODNÍ
PLÁN OBNOVY



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

Výkon pro pohon hydraulické soustavy stroje – pracovní hydraulika nakladače



FAKULTA ústav automobilního
STROJNÍHO a dopravního
INŽENÝRSTVÍ inženýrství

Základní hydraulicky ovládané funkce nakladače jsou:

- zvedání výložníku,
- naklápění lopaty
- řízení stroje.

Někteří výrobci na svých strojích využívají dva hydrogenerátory, jeden pro pracovní hydrauliku a druhý hydrogenerátor pro okruh řízení.

Jiní výrobci využívají systém, kdy je celá hydraulická soustava pro zvedání i řízení zásobována tlakovým olejem z jednoho hydrogenerátoru a řídicí systém rozděljuje průtok oleje mezi řízení a ostatní funkce tak, že řízení má vždy prioritu a je mu dodáván maximální potřebný průtok a tlak.

Toto řešení je výhodné, zejména v kombinaci s využitím technologie load sensing. Ta umožňuje redukovat tlak a průtok dodávaného tlakového oleje na takový, který je v danou chvíli potřebný.

Základní hydraulicky ovládané funkce nakladače jsou:

- zvedání výložníku,
- naklápění lopaty
- řízení stroje.

Někteří výrobci na svých strojích využívají dva hydrogenerátory, jeden pro pracovní hydrauliku a druhý hydrogenerátor pro okruh řízení.

Jiní výrobci využívají systém, kdy je celá hydraulická soustava pro zvedání i řízení zásobována tlakovým olejem z jednoho hydrogenerátoru a řídicí systém rozděluje průtok oleje mezi řízení a ostatní funkce tak, že řízení má vždy prioritu a je mu dodáván maximální potřebný průtok a tlak.

Toto řešení je výhodné, zejména v kombinaci s využitím technologie load sensing. Ta umožňuje redukovat tlak a průtok dodávaného tlakového oleje na takový, který je v danou chvíli potřebný.

Pro výpočet výkonu je třeba zjistit maximální tlak a průtok potřebný pro jednotlivé funkce.

Nakladač většinu času pracuje tak, že jednotlivé funkce nepracují společně, tedy nejprve nabere materiál pohybem lopaty, pak zdvihem výložníku zvedne lopatu a nakonec jí vyklopí.

Průtok proto určíme porovnáním a výběrem z hodnot průtoku potřebného pro zvedání výložníku a průtoku pro ovládání lopaty. Průtok je určen rozměry hydromotorů a časem navrženým pro daný cyklus.

Rozměry jsou dány tlakem, velikostí působících sil a navrženou geometrií. Čas je volen tak aby byl pro danou činnost co nejvhodnější.

V provozu pak také dochází ke kombinaci obou činností, je to například při rozhrnování a nahrnování. V tomto případě pak dojde k dělení průtoku mezi hydromotory a cykly se tím zpomalí. To nečiní problémy, jelikož čas zvednutí či vyklopení lopaty není při těchto činnostech tak důležitým jako při nakládání kdy přímo ovlivňuje výkonnost nakladače.

Stroj také může být vybaven přípojným zařízením poháněným tlakovým olejem, vyžadujícím pro svoji činnost poměrně vysokou zásobu tlakového oleje,

Výkon pro pohon zvedání výložníku

Zvedací síla působí vertikálně v těžišti přípojného zařízení.

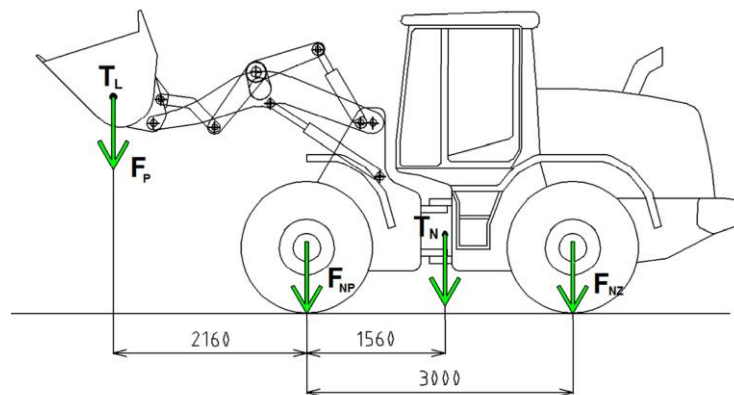
Zvedací sílu zajišťují hydromotory zvedající výložník. Velikost síly by se měla pohybovat na úrovni překlopného zatížení v přímém směru.

Větší sílu nedokáže nakladač využít, dojde totiž k jeho překlopení přes přední nápravu.

Překlopné zatížení je hodnota síly, kterou když zatížíme nakladač tak dojde k jeho překlopení přes přední nápravu.

Určuje se v staticky nejméně výhodné pozici, tj. když je výložník ve vodorovné poloze a moment od překlopného zatížení k přední nápravě je nejvyšší.

U nezatíženého nakladače se předpokládá rozložení hmotnosti 48% na přední nápravu a 52% na nápravu zadní.



Výkon pro pohon zvedání výložníku

Pro zjištění sil působících v hydromotorech F_{HV} pro zvedání výložníku využijeme momentové rovnováhy.

$$F_{HV} = \frac{F_{ZV} \cdot l_v}{2 \cdot r_v} \quad [N]$$

Plocha pístu hydromotoru výložníku S_{HV} a jeho průměr D_{HV} :

$$S_{HV} = \frac{F_{HV}}{p_{HS}} \quad [mm^2]$$

Průtok tlakového oleje potřebný pro naplnění hydromotorů Q_V :

$$Q_V = \frac{2 \cdot V_{HV} \cdot 60}{t_{ZV}} \quad [l \cdot min^{-1}]$$

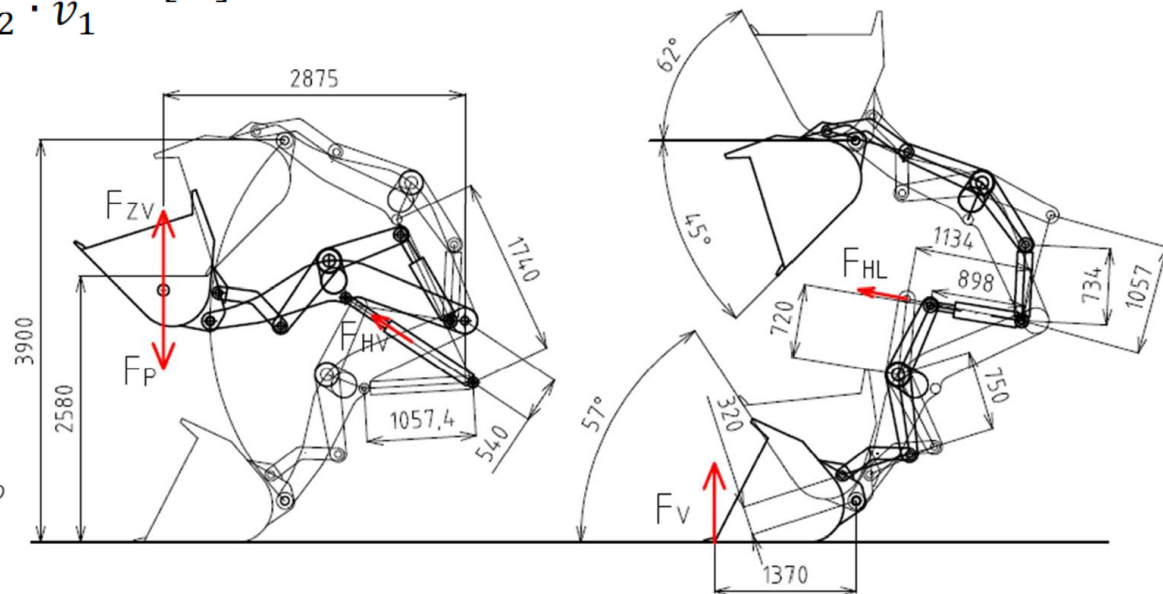
Ze zjištěného průtoku lze určit čas t_{DV} potřebný pro pohyb výložníku dolů:

$$t_{DV} = \frac{\pi \cdot (D_{HV}^2 - d_{HV}^2) \cdot z_{VH} \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot Q_V \cdot 1000000} \quad [s]$$

Výkon pro pohon zvedání výložníku

Velikost vylamovací síly uvažujeme přibližně hranici překlopného zatížení. Princip výpočtu je podobný, jako při výpočtu pro zvedání výložníku, využijeme proto stejných rovnic a stejného postupu k zjednodušení:

$$F_{HL} = F_V \cdot l_1 \frac{v_2}{l_2 \cdot v_1} \quad [N]$$



Výkon pro pohon zvedání výložníku

Hodnoty obou průtoků vyšly podobné, mírně vyšší je hodnota pro ovládání lopaty. Pro výpočet výkonu P_H použijeme zaokrouhlenou hodnotu.

$$P_H = \frac{p_{HS} \cdot 10^6 \cdot Q_{LV} \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\mu_{HS}} \quad [W]$$

Výstupem výpočtu není pouze zjištěný výkon, další důležitou hodnotou je i zjištěný čas trvání pracovního cyklu. Získáme ho snadno sečtením časů pro pohyb výložníku dolů a nahoru spolu s časem pro vyklopení lopaty.

Vycházíme z výkonových požadavků pro základní elektrické a hydraulické prvky stroje. Uvažujeme hydraulický okruh pro brždění, ovládací systém a pro pohon ventilátorů chlazení provozních náplní. Budou poháněny jedním hydrogenerátorem. Stroj bude vybaven kompresorovou klimatizací, při běhu motoru budou dobíjeny akumulátory, bude vyráběna elektrická energie pro osvětlení stroje, výstražné prvky a palubní počítač

jednotlivé prvky
hydraulické
brzdový okruh, tlak 15 Mpa, průtok $10 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
ovládací okruh, tlak 3,5 Mpa, průtok $10 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
nucené chlazení, tlak 21 Mpa, průtok $7,4 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
klimatizace
dobíjení akumulátorů
osvětlení stroje, výstražné prvky
palubní počítač
celkový výkon pro základní funkce stroje

Výkon stroje pro jednotlivé pracovní režimy

Celkový výkon při konkrétním pracovním režimu stroje je dán součtem dílčích výkonů pro jednotlivé využívané funkce:

- Práce na nezpevněném povrchu (rovina, stoupání)
- Práce na měkkém podloží (rovina, stoupání)
- Jízda po zpevněné komunikaci (rovina, stoupání) – transportní rychlost stroje
- Nabírání materiálu

Určení výsledného výkonu:

Název výkonu	symbol
Výkon pro práci na nezpevněném povrchu, na rovině	P_{11}
Výkon pro práci na nezpevněném povrchu, stoupání	P_{12}
Výkon pro práci na měkkém podloží, na rovině	P_{21}
Výkon pro práci na měkkém podloží, ve stoupání	P_{22}
Výkon pro dopravní režim na pevném podloží, na rovině	P_{31}
Výkon pro dopravní režim na pevném podloží, stoupání	P_{32}
Výkon pro překonání adhezní síly	P_4

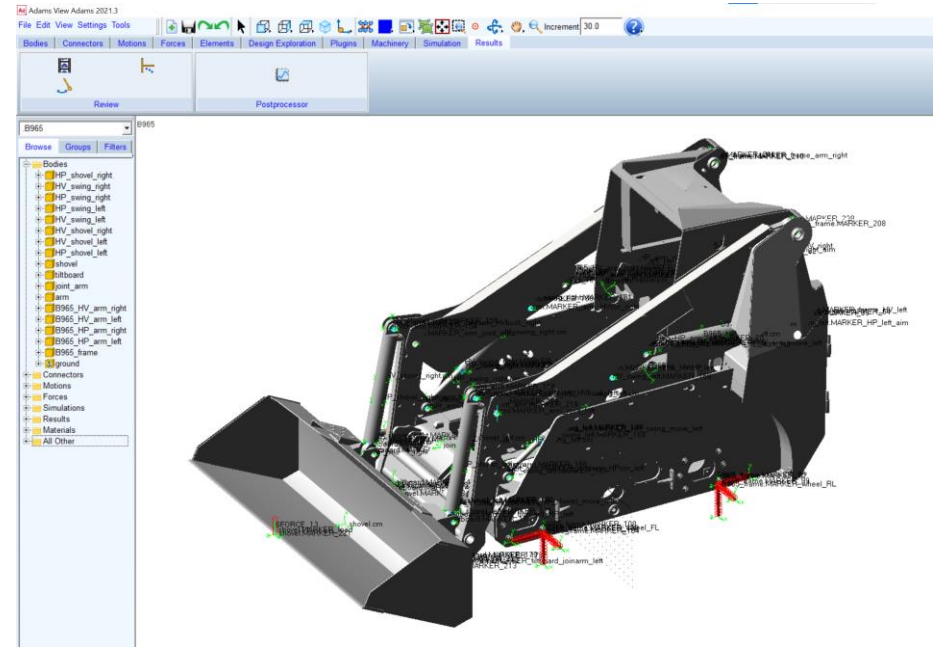
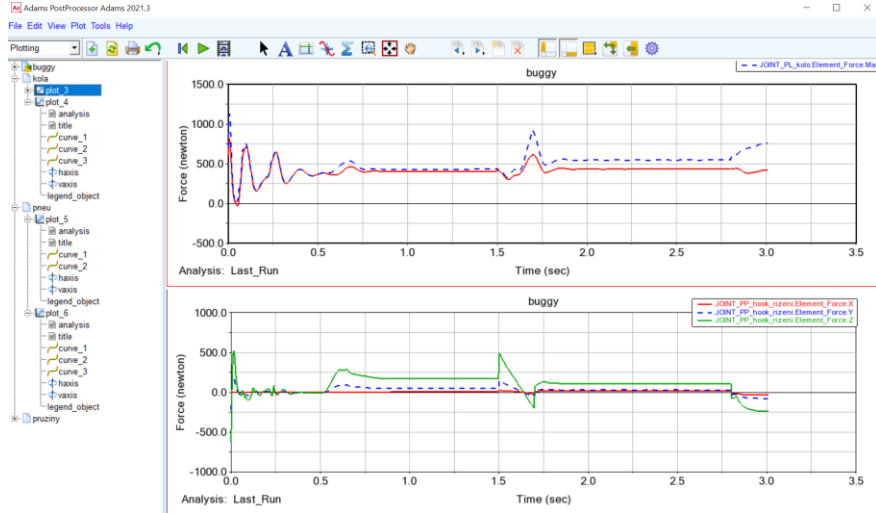
Numerické simulace spolupráce pohonu v software pro MBS MSC ADAMs

32

Numerické simulace stanovení potřebného výkonu a návržení typu pohonu na základě bilance stupně hybridizace (ADAMs).

Metodika:

- Stanovení pojezdových výkonů na reprezentativním terénu
- Stanovení typu a výkonu pracovních mechanismů
- Stanovení druhu provozních stavů
- Stanovení úrovně hybridizace



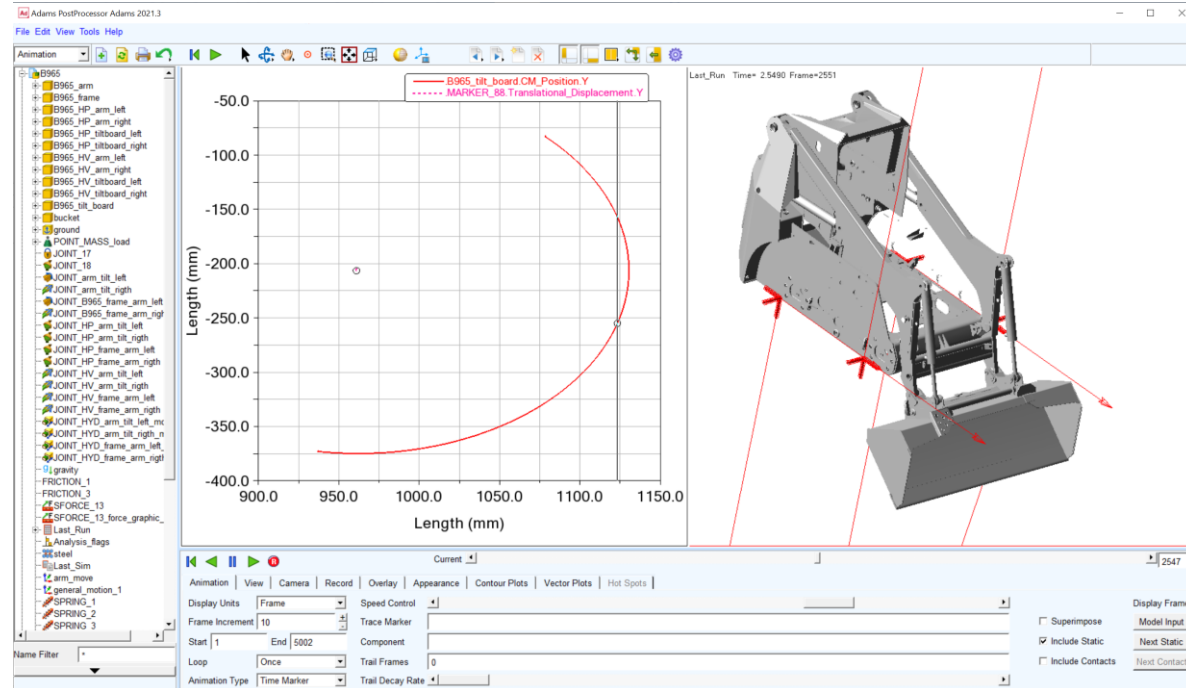
Numerické simulace spolupráce pohonu v software pro MBS MSC ADAMS

33

Samostatné numerické úlohy pro studenty ve cvičení

Témata:

- Kolový nakladač kloubový
- Kolový nakladač smykem řízený
- Kolový nakladač s nápravovým řízením
- Rypadlo na kolovém podvozku
- Rypadlo na pásovém podvozku
- Dozer na pásovém podvozku





Financováno
Evropskou unií
NextGenerationEU



NÁRODNÍ
PLÁN OBNOVY



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

DĚKUJI ZA POZORNOST

Vytvořeno v rámci projektu: Akcelerace zelených dovedností a udržitelnosti na VUT v Brně (NPO_VUT_MSMT-2143/2024-5)



+420 541 142 432

kasperek@fme.vutbr.cz

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Jiri.Fruhbauer@vutbr.cz

Ing. Jiří Frühbauer

Vysoké učení technické v Brně
Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a
dopravního inženýrství

FAKULTA ústav automobilního
STROJNÍHO a dopravního
INŽENÝRSTVÍ inženýrství