

UDC 621.774.35

SCOPUS CODE 2206

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2025-2-223-231>

ავტომატდგანის სამართულის ღეროზე დარტყმითი ძალების განსაზღვრა

სლავა მებონია	მეტალურგიის, მასალათმცოდნეობისა და ლითონების დამუშავების დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 69 E-mail: meboniaslava@gtu.ge
ზურაბ ლომსაძე	მეტალურგიის, მასალათმცოდნეობისა და ლითონების დამუშავების დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 69 E-mail: zlomsadze@gtu.ge
ზურაბ საბაშვილი	მეტალურგიის, მასალათმცოდნეობისა და ლითონების დამუშავების დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 69 E-mail: z_sabashvili@gtu.ge
არჩილ ქოროღლიშვილი	მეტალურგიის, მასალათმცოდნეობისა და ლითონების დამუშავების დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 69 E-mail: Achikoroghlishvili01@gmail.com

რეცენზენტები:

ნ. ხიდაშელი, სტუ-ის ქიმიური ტექნოლოგიისა და მეტალურგიის ფაკულტეტის პროფესორი

E-mail: khidly@gtu.ge

ლ. რობაქიძე, რ. დვალის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტის უფროსი მეცნიერი თანამშრომელი,
აკადემიური დოქტორი

E-mail: levani robakidze 1952@gmail.com

ანოტაცია. განხილულია ავტომატურ დგანზე გლინების მიერ ლითონის შეტაცების პროცესში მოქმედი დარტყმითი ძალოვანი ფაქტორები, კონკრეტულად, მეორეული შეტაცებისას სამართულ-

ღეროს სისტემაში წარმოქმნილი დარტყმითი ძალები.

ენერგეტიკულ პრინციპზე დაყრდნობით შემუშავებულია ავტომატდგანის სამართულ-ღეროს სისტემაში დარტყმის ძალის განსაზღვრის მეთოდი, რომლითაც შესაძლებელია გამოვიანგარიშოთ აღნიშნუ-

ლი ძალები საინჟინრო პრაქტიკისათვის საკმარისი სიზუსტით. თეორიულად დადგენილია დარტყმის ძალის დამოკიდებულება მილნამზადის მასაზე, მექანიკურ თვისებებზე, დეფორმაციის კერის გეომეტრიულ და კინემატიკურ პარამეტრებზე და ტექნოლოგიური ინსტრუმენტის ზომებსა და ფორმაზე, რაც საშუალებას გვაძლევს შევარჩიოთ აღნიშნული სიდიდეების ოპტიმალური მნიშვნელობები, რომლებიც საჭიროა დარტყმითი ურთიერთქმედების მინიმიზაციისათვის. მიღებული საანგარიშო ფორმულები იძლევა დამაკმაყოფილებელ შედეგებს, ვინაიდან კონკრეტული ტიპის მილის გლინვის პროცესისათვის შესრულებული გათვლების შედეგები, პრაქტიკულად ემთხვევა სამეცნიერო-ტექნიკურ ლიტერატურაში მოყვანილ ექსპერიმენტულ მნიშვნელობებს. ანგარიშებით მიღებული ცდომილება არ აღემატება 5 – 7 %-ს.

საკვანძო სიტყვები: ავტომატური დგანი; დარტყმის ძალა; სამართული; ღერო.

შესავალი

ავტომატურ დგანებზე გლინების მიერ ლითონის შეტაცებისას დეფორმაციის კერაში წარმოიქმნება მნიშვნელოვანი დარტყმითი ძალები. განსაკუთრებით ეს ეხება მეორეულ შეტაცებას, როცა სამართულსა და ღეროს შორის წარმოქმნილი ღრეჩოს გამო მათ შორის ხდება ე. წ. ცივი დარტყმა. შესაბამისად იზრდება ღერძული დატვირთვა ავტომატდგანის ღეროზე, რაც იწვევს მისი გრძივი მდგრა-

დობის დაკარგვას, ასევე სამართულისა და ღეროს საკონტაქტო ზედაპირის თელვას. სამეცნიერო-ტექნიკური ლიტერატურის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ავტომატურ დგანზე დარტყმითი ძალის განსაზღვრის საკითხი მოითხოვს შემდგომ გადაწყვეტას [1-5]. აქედან გამომდინარე, სამართულ-ღეროს სისტემაში მოქმედი დარტყმითი ძალების ზუსტად გაანგარიშების მეთოდის შემუშავება წარმოადგენს აქტუალურ ამოცანას.

ძირითადი ნაწილი

ჩვენ მიერ შემუშავებულია ავტომატდგანის სამართულ-ღეროს სისტემაში დარტყმის ძალის განსაზღვრის მეთოდი, რომელიც ეყრდნობა ენერგეტიკულ პრინციპს და საშუალებას გვაძლევს გამოვიანგარიშოთ საძიებელი ძალები მარტივი გზით და პრაქტიკისათვის საკმარისი სიზუსტით.

დარტყმის პროცესის თავისებურება ავტომატდგანის სამართულ-ღეროს სისტემაში ისაა, რომ მეორეული შეტაცების წინ მილნამზადი უკვე დაჭერილია ავტომატდგანის გლინებში და ამიტომ, ფაქტობრივად, დარტყმის პროცესში მონაწილეობს არა მხოლოდ მილნამზადი, არამედ ავტომატდგანის მუშა გლინები და მათთან შეერთებული ტრანსმისიის დეტალები – შპინდელები, კბილა უჯრა, რედუქტორი და სხვა [6]. ამიტომ დამრტყმელი სხეულის მასა უნდა განისაზღვროს გლინებისა და ტრანსმისიის დეტალების დაყვანილი მასით, რომლის M მნიშვნელობა შეიძლება გამოვთვალოთ გლინებისა და დგანის ტრანსმისიის დეტალების კინეტიკური ენერგიისა და პირობითი აღნიშნული მასის კინეტიკური ენერგიის ტოლობიდან:

$$\frac{Mv_0^2}{2} = \frac{(I_1 + I_2 + I_3)\omega_0^2}{2},$$

სადაც v_0 არის მასრასა და სამართულის შეჯახების სიჩქარე მეორადი შეტაცების დროს;

I_1, I_2, I_3 – შესაბამისად მუშა გლინების, კბილა გლინების და რედუქტორის კბილანების ინერციის მომენტებია საკუთარი ღერძის მიმართ;

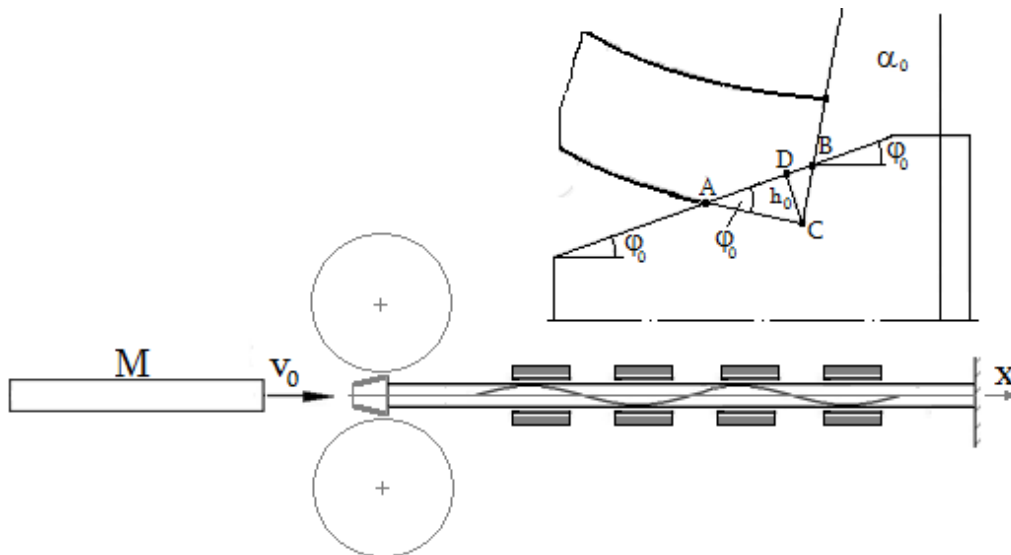
ω_0 – გლინებისა და ტრანსმისიის დეტალების კუთხური სიჩქარე.

ენერგეტიკული ბალანსის გამოსახულებიდან ვღებულობთ დაყვანილი მასის მნიშვნელობას:

$$M = (I_1 + I_2 + I_3) \left(\frac{\omega_0}{v_0} \right)^2.$$

მაშასადამე, ეს ამოცანა შეიძლება დავიყვანოთ M მასის მქონე სხეულისა და დრეკადი ძელის დარტყმით ურთიერთქმედებაზე. ძელის საწინააღმდეგო მხარე ხისტადაა ჩამაგრებული (სურ. 1).

სამართულის და ღეროს მჭიდრო შეერთებისას, როდესაც მათ შორის ღრეჩო არ არსებობს ხდება მილნამზადის დარტყმა უშუალოდ სამართულზე. ვინაიდან მილნამზადი გახურებულია მაღალ ტემპერატურაზე (1150–1250°C), მისი ურთიერთქმედება სამართულთან შეიძლება განვიხილოთ როგორც პლასტიკური დარტყმა რომელსაც თან ახლავს მილნამზადის წინა ტორსის თელვა მთელ საკონტაქტო პერიმეტრზე სამართულთან [7]. საკონტაქტო ძალა ამ შემთხვევაში განისაზღვრება გამოსახულებით: $P_{\text{კონტ}} = \sigma_{\text{თელ}} \cdot F_{\text{კონტ}}$, სადაც $\sigma_{\text{თელ}}$ არის თელვის ძაბვა მილნამზადის წინა ტორსზე, რომელიც უტოლდება ლითონის პლასტიკური დეფორმაციის წინაღობას; $F_{\text{კონტ}}$ – ლითონისა და სამართულის საკონტაქტო ზედაპირის ფართობი დარტყმის დროს.



სურ. 1. დარტყმითი ურთიერთქმედების სქემა

განვსაზღვროთ, რას უდრის $F_{კონტ}$, რისთვისაც მივმართოთ სქემას (სურ. 1).

საკონტაქტო ზედაპირის ფართობი განისაზღვრება მისი სიგრძით და პერიმეტრით, რომელზეც მასრის შიგა ზედაპირი ეხება სამართულს, ე.ი. $F_{კონტ} = l \cdot B$, სადაც l საკონტაქტო ზედაპირის სიგრძეა; B – მასრისა და სამართულის შეხების პერიმეტრი [8].

როგორც ამ სქემიდან ჩანს, საკონტაქტო ზედაპირის სიგრძე უდრის AB მონაკვეთის სიგრძეს და განისაზღვრება მილნამზადის პირის თელვის $h_{თელ}$ სიდიდით, რომელიც უდრის CD მონაკვეთის სიგრძეს.

გამოვსახოთ l სიდიდე $h_{თელ}$ –ის მეშვეობით. ABC სამკუთხედიდან გვაქვს, რომ $l = AB = AD + DB$. ADC სამკუთხედიდან ვიღებთ $AD = h_{თელ} \cdot ctg \varphi_0$, სადაც φ_0 სამართულის კონუსის კუთხეა. DBC სამკუთხედიდან: $DB = h_{თელ} \cdot ctg[90^\circ - (\alpha_0 + \varphi_0)]$. მაშინ: $DB = h_{თელ} \cdot ctg[90 - (\alpha_0 + \varphi_0)] = h_{თელ} \cdot tg(\alpha_0 + \varphi_0)$. საბოლოოდ ვიღებთ, რომ საკონტაქტო ზედაპირის სიგრძე უდრის: $l = h_{თელ} [tg(\alpha_0 + \varphi_0) + ctg \varphi_0]$.

მილნამზადისა და სამართულის საკონტაქტო ზედაპირის სიგანის განსაზღვრის დროს საჭიროა მილნამზადის შიგა ზედაპირისა და სამართულის ზედაპირის ერთმანეთისაგან დაშორიშორების გათვალისწინება გლინების კალიბრის გამშვებების ზონაში, რაც გამოწვეულია კალიბრის ოვალურობით. ასე რომ საკონტაქტო ზედაპირის სიგრძე იქნება:

$$B = (\pi - \vartheta_j)(d_{\phi} - S_{\phi}),$$

სადაც ϑ_j არის კალიბრის გამშვების კუთხე; d_{ϕ} – მილნამზადის გარე დიამეტრი დეფორმაციის კერის რედუცირების ზონის ბოლოში; S_{ϕ} – მილნამზადის კედლის სისქე რედუცირების ზონის ბოლოში.

ამრიგად, ვღებულობთ მილნამზადისა და სამართულის საკონტაქტო ზედაპირის ფორმულას:

$$F_{კონტ} = h_{თელ} [tg(\alpha_0 + \varphi_0) + ctg \varphi_0] (\pi - \theta_j) (d_{\phi} - S_{\phi}). \quad (1)$$

თუ ამ ფორმულას ჩავსვამთ პლასტიკური თელვის ძალის გამოსახულებაში, ვღებულობთ:

$$P_{კონტ} = \sigma_{ფაქტ} h_{თელ} [tg(\alpha_0 + \varphi_0) + ctg \varphi_0] \times (\pi - \theta_j) (d_{\phi} - S_{\phi}). \quad (2)$$

გამოსახულება ფრჩხილებში განისაზღვრება მილნამზადის ზომებით, ტექნოლოგიური ინსტრუმენტის და გლინის კალიბრის გეომეტრიით, ამიტომ მიღების მოცემული სორტამენტისთვის ის მუდმივია და გამარტივების მიზნით აღვნიშნავთ A ასოთი.

მაშინ (2) ფორმულა მიიღებს ასეთ სახეს:

$$P_{კონტ} = \sigma_{ფაქტ} A h_{თელ}. \quad (2a)$$

მილნამზადის პლასტიკური თელვის ძალის მუშაობა გამოისახება ინტეგრალით [9]:

$$\int_0^{h_{თელ}} P_{კონტ} dh = \sigma_{ფაქტ} \frac{A h_{თელ}^2}{2}. \quad (3)$$

ეს მუშაობა რიცხობრივად უდრის მილნამზადის კინეტიკურ ენერგიას იმ ნაწილის გამოკლებით, რომლის აღდგენა მოხდება მილნამზადისა და სამართულის ურთიერთქმედების შემდეგ, ე.ი.

$$\sigma_{ფაქტ} \cdot \frac{A h_{თელ}^2}{2} = (1 - k) \frac{M v_X^2}{2}, \quad (4)$$

სადაც k არის სიჩქარის აღდგენის კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია ღეროს სიხისტეზე და

რომელიც განსაზღვრავს კინეტიკური ენერგიის იმ ნაწილს, რომელიც გარდაიქმნება ღეროს დრეკადი დეფორმაციის პოტენციურ ენერგიად;

v_X არის მილნამზადის წინა ტორსის სიჩქარე დეფორმაციის კერის რედუცირების ზონის გამოსავალ კვეთში;

M – დაყვანილი მასა.

სიჩქარის v_X მნიშვნელობა განისაზღვრება კინემატიკური თანაფარდობებით დეფორმაციის კერაში და უდრის:

$$v_X = \frac{\pi \cdot D_{\min} n \omega}{60} \cdot \frac{d_{\phi}}{d_0},$$

სადაც $D_{\min}$ არის ავტომატდგანის გლინის კალიბრის მინიმალური დიამეტრი;

n – გლინის ბრუნთა რიცხვი ერთ წუთში;

ω – წინსწრების პირობითი კოეფიციენტი (მილების გლინვისას დაჭიმულობისა და დაყრდნობის გარეშე ის შეიძლება მივიღოთ 1-ის ფარგლებში);

d_{ϕ} – მილის დიამეტრი რედუცირების ზონის ბოლოში;

d_0 – მილნამზადის (მასრის) დიამეტრი.

(4) გამოსახულებიდან განვსაზღვროთ დარტყმის ძალის მნიშვნელობა. ამ გამოსახულებაში უნდა შევიტანოთ მილნამზადის სამართულთან დარტყმის შედეგად მიღებული პლასტიკური თელვის მნიშვნელობა, რომელიც გამოდის (2ა) გამოსახულებიდან, ე.ი. $h_{თელ} = \frac{P_{კონტ}}{A \sigma_{ფაქტ}}$. ამის შედეგად ვიღებთ:

$$P_{კონტ} = v_X \sqrt{MA \sigma_{ფაქტ} (1-k)}. \quad (5)$$

ამ გამოსახულებაში v_X და A მნიშვნელობების ჩასმით, მივიღებთ საბოლოო ფორმულას ავტომატდგანის სამართულ-ღეროს სისტემაში დარტყმითი

ურთიერთქმედების განსაზღვრისათვის სამართულსა და ღეროს ღრეჩოს გარეშე შეერთების შემთხვევისათვის:

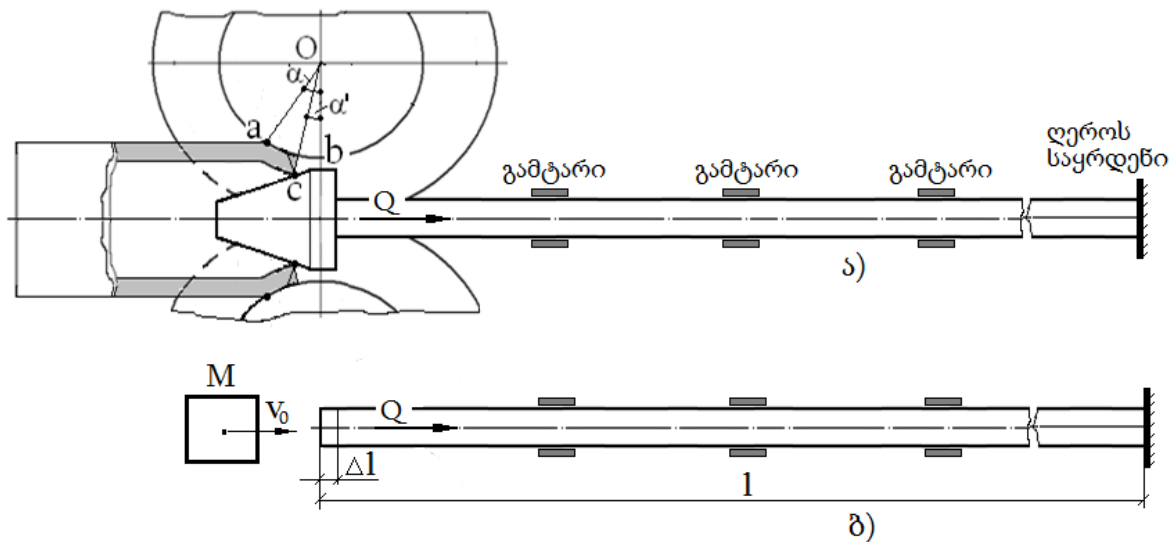
$$P_{კონტ} = \frac{\pi \cdot D_{\min} n \omega}{60} \frac{d_{\phi}}{d_0} \times \sqrt{M[tg(\alpha + \phi_0) + ctg\phi_0](\pi - \theta_K)(d_{\phi} - S_{\phi})\sigma_{ფაქტ}(1-k)}. \quad (6)$$

მიღებული ფორმულის ანალიზიდან გამომდინარეობს, რომ დარტყმითი ურთიერთქმედების ძალა დამოკიდებულია მილნამზადის გადადგილების სიჩქარეზე, მასაზე, მასალის პლასტიკური დეფორმაციისადმი წინაღობაზე დეფორმირების მოცემულ ტემპერატურულ-ჩქაროსნულ პირობებში, დეფორმაციის კერის გეომეტრიულ თანაფარდობებზე და ინსტრუმენტის პარამეტრებზე.

ამ ფორმულებით ჩატარებული ანგარიშით D127x4 მილის (ფოლადი 10) ავტომატდგან 140-ზე გლინვისათვის მივიღეთ, რომ $P_{კონტ} = 340$ კნ, რაც დაახლოებით 5%-ით აღემატება ექსპერიმენტულ მნიშვნელობას [10].

განვიხილოთ დარტყმის პროცესი მასრასა და სამართულს შორის, რომელიც ხდება ავტომატდგან 400-ზე მეორეული შეტაცების დროს. მეორეული შეტაცების სქემა მოცემულია 2ა სურ-ზე.

აგრეგატ 140-სგან განსხვავებით ავტომატდგან 400-ის ღერო, რომლის დიამეტრი ბევრად აღემატება ავტომატდგან 140-ის ღეროს დიამეტრს, პრაქტიკულად არ კარგავს ღერძულ მდგრადობას, ამიტომ დარტყმის პროცესის საანგარიშო სქემა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ როგორც სწორხაზოვანი ძელის ღერძული დატვირთვა დარტყმითი ძალით (სურ. 2ბ).



სურ. 2. მასრის მეორეული შეტაცების სქემა მოცემულია ავტომატდგანზე:

ა - მეორეული შეტაცების სქემა ავტომატდგანზე; ბ - საანგარიშო სქემა.

დამრტყმელი სხეულის მასა უნდა განისაზღვროს გლინებისა და ტრანსმისიის დეტალების დაყვანილი მასით. ამ მასის M მნიშვნელობა შეიძლება გამოვთვალოთ მბრუნავი გლინების და მათთან შეერთებული დგანის ტრანსმისიის სხვა დეტალების კინეტიკური ენერგიისა და პირობითი დაყვანილი მასის კინეტიკური ენერგიის ტოლობიდან:

$$\frac{Mv_0^2}{2} = \frac{(I_1 + I_2 + I_3)\omega_0^2}{2},$$

სადაც v_0 არის მასრასა და სამართულის შეჯახების სიჩქარე მეორეული შეტაცების დროს;

I_1, I_2, I_3 – შესაბამისად მუშა გლინების, კბილა გლინებისა და რედუქტორის კბილანების ინერციის მომენტებია საკუთარი ღერძის მიმართ;

ω_0 – გლინების და ტრანსმისიის დეტალების კუთხური სიჩქარე.

ენერგეტიკული ბალანსის გამოსახულებიდან ვღებულობთ დაყვანილი მასის მნიშვნელობას:

$$M = (I_1 + I_2 + I_3)\left(\frac{\omega_0}{v_0}\right)^2. \quad M = (I_1 + I_2 + I_3)\left(\frac{\omega_0}{v_0}\right)^2.$$

მაშასადამე, ეს ამოცანა შეიძლება დავიყვანოთ M მასის მქონე სხეულის და ხისტად ჩამაგრებული დრეკადი ძელის დარტყმით ურთიერთქმედებაზე.

$$\text{სხეულის კინეტიკური ენერგია: } W_{\text{კინეტიკური}} = \frac{Mv_0^2}{2}.$$

დარტყმის პროცესში სხეულის კინეტიკური ენერგია გარდაიქმნება ძელის დრეკადი დეფორმაციის პოტენციურ ენერგიად, რომელიც დარტყმის ძალის მუშაობის ტოლია:

$$A_{\text{დრეკა}} = W_{\text{პოტენციური}} = \frac{1}{2} P_{\text{max}} \cdot \Delta l, \quad (7)$$

სადაც P_{max} არის დარტყმის მაქსიმალური ძალა;

Δl – ძელის აბსოლუტური დრეკადი დეფორმაცია.

ენერგიის მუდმივობის კანონის თანახმად:

$$W_{\text{კინეტიკური}} = W_{\text{პოტენციური}}, \text{ ე.ი. } \frac{Mv_0^2}{2} = \frac{1}{2} P_{\text{max}} \cdot \Delta l. \text{ ძელის აბსოლუტური დრეკადი დეფორმაცია შეიძლება გამოვიან-$$

გარიშოთ შემდეგი ფორმულით: $\Delta l = \frac{P_{\text{max}} l}{EF}$, სადაც l

არის ღეროს სიგრძე; E – ღეროს მასალის დრეკადობის მოდული; F – ღეროს განივი კვეთის ფართობი.

თუ Δl -ს შევიყვანოთ ენერგიის მუდმივობის კანონის ტოლობაში, გვექნება:

$$\frac{Mv_0^2}{2} = \frac{P_{\text{max}}^2 l}{2EF}, \quad (7a)$$

საიდანაც ვიღებთ დარტყმის მაქსიმალური ძალის მნიშვნელობას:

$$P_{\text{max}} = \sqrt{\frac{MEF}{l}} v_0. \quad (8)$$

განვსაზღვროთ დარტყმის პროცესის 1-ელი ეტაპის ხანგრძლივობა. ვინაიდან ძალა დარტყმის დროს იცვლება $(0 - P_{\text{max}})$ ფარგლებში, უნდა ვიპოვოთ დამრტყმელი სხეულის საშუალო აჩქარება, რომელიც უდრის: $\bar{a} = \frac{P_{\text{max}}}{2M}$. დამრტყმელი სხეულის სიჩქარე დარტყმის 1-ელი ეტაპის ბოლოს ნულის ტოლია, ე.ი. $v = 0$. თუ გამოვიყენებთ თანაბარშენელებული მოძრაობის სიჩქარის ფორმულას, მივიღებთ:

$$v = v_0 - at = 0.$$

აქედან დარტყმის 1-ელი ეტაპის ხანგრძლივობა

$$\text{უდრის: } \tau_1 = \frac{v_0}{a} = \frac{2Mv_0}{P_{\text{max}}}. \text{ დრეკადი დარტყმის დროს}$$

შეგვიძლია ჩავთვალოთ, რომ დარტყმის 1-ელი და მე-2 ეტაპების ხანგრძლივობები ერთმანეთის ტოლია, ე.ი. $\tau_1 \approx \tau_2$. მაშინ დარტყმითი იმპულსის დრო იქნება:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{Mv_0}{P_{\text{max}}}.$$

ამრიგად, ასეთი ხერხით შეგვიძლია გამოვიანგარიშოთ დარტყმის პროცესის პარამეტრები ავტომატდგან 400-ის სამართულ-ღეროს სისტემაში, ამასთან ერთად სიზუსტე სავსებით დამაკმაყოფილებელია საინჟინრო გათვლებისათვის.

დასკვნა

1. მიღებულია საანგარიშო ფორმულები მილსაგლინი აგრეგატების ავტომატდგანების სამართულ-ღეროს სისტემაში დარტყმითი ურთიერთქმედების დატვირთვების განსაზღვრისათვის.

2. ფორმულების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ დარტყმის ძალა დამოკიდებულია მილნამზადის გადადგილების სიჩქარეზე, მასაზე, მასალის მექანიკურ თვისებებსა და დეფორმაციის კერის გეომეტრიულ პარამეტრებზე.

3. ამ ფორმულებით გაანგარიშებული ძალების მნიშვნელობები პრაქტიკულად ემთხვევა ექსპერიმენტულ მონაცემებს და ამიტომ მათი გამოყენება საინჟინრო გათვლებისათვის სავსებით დასაშვებია.

ლიტერატურა

1. Druyan, V. M., Gulyaev, Yu. G., & Chukmasov, S. A. (2001). Theory and technology of pipe production. Dnepropetrovsk: RIA/Dnepr-VAL
2. Adamia, R. Sh., Natriashvili, T. M., & Mebonia, S. A. (2010). Engineering methods for calculating the parameters of impact interactions of solids. Tbilisi: IMM named after R. Dvali.
3. Natriashvili, T. M., & Mebonia, S. A. (2018). Methods of calculating impact loads in heavily loaded machines. Tbilisi: IMM named after R. Dvali.
4. Natriashvili, T. M., & Mebonia, S. A. (2019). The calculations of the impact interaction forces in the rolling mills. Norderstedt, Germany: LAP Lambert Academic Publishing.
5. Natriashvili, T. M., Mebonia, S. A., & Mshvildadze, P. K. (2014). Determination of the impact interaction forces during the metal biting in the tube rolling mill. In Proceedings of International Conference “Modern concepts of scientific research”, pp. 81-83. Moscow, Russia.
6. Tutberidze, I. A., Mebonia, S. A., & Demetradze, D. T. (2012). Methods for calculating the impact forces during the initial pipe biting in the automatic rolling mill. Scientific Works of Georgian Technical University, 3(485), pp.55-58.
7. Natriashvili, T. M., Mebonia, S. A., & Ben Haim, M. (2012). Methods for calculating the impact stresses in the tube rolling mills. In Proceedings of International Conference “Non-classical problems of mechanics” (dedicated to the 80th anniversary of N. Valishvili), pp. 368-371. Kutaisi, Georgia.
8. Natriashvili, T. M., Mebonia, S. A., Mikautadze, M. M., & Demetradze, D. (2012). Determination of the impact interaction parameters during metal biting. Problems of Mechanics, N 3(48), pp.54-59.
9. Adamia, R. Sh., Mebonia, S. A., & Mikautadze, M. M. (1983). Studying the impact interaction forces of the mandrel with the rod in the deformation zone of the automatic mills of pipe rolling installations. Scientific Works of Georgian Polytechnic Institute & quot Production of ferrous metals & quot, pp.19-26.
10. Rozov, N. V. (1974). Tube production. Moscow: Metallurgy.

UDC 621.774.35

SCOPUS CODE 2206

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2025-2-223-231>**Determination of Impact Forces on the Mandrel Rod of Automatic Mill**

Slava Mebonia	Department of Metallurgy, Materials Science and Metal Processin, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 69, M. Kostava str. E-mail: meboniaslava@gtu.ge
Zurab Lomsadze	Department of Metallurgy, Materials Science and Metal Processin, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 69, M. Kostava str. E-mail: zlomsadze@gtu.ge
Zurab Sabashvili	Department of Metallurgy, Materials Science and Metal Processin, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 69, M. Kostava str. E-mail: z_sabashvili@gtu.ge
Archil Koroghlishvili	Department of Metallurgy, Materials Science and Metal Processin, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 69, M. Kostava str. E-mail: Achikoroghlishvili01@gmail.com

Reviewers:**N. Khidasheli**, Professor, Faculty of chemical technology and metallurgy, GTU

E-mail: khidly@gtu.ge

L. Robaqidze, Academic doctor, Senior research fellow at the R Dvali institute of machine mechanics

E-mail: levani robakidze 1952@gmail.com

Abstract. The impact force factors acting in the process of metal capture by the rolls on automatic mills are discussed, specifically, the impact forces generated in the mandrel-rod system during secondary capture. Based on the energy principle, a method for determining the impact force in the mandrel-rod system of an automatic mill has been developed, which allows us to calculate these forces with sufficient accuracy for engineering practice. The dependence of the impact force on the mass of the tube product, mechanical properties, geometric and kinematic parameters of the deformation zone and dimensions and shape of the technological tool has been theoretically established, which allows us to select the optimal values of the above quantities, which are necessary to minimize the impact interaction.

The obtained calculation formulas give satisfactory results, since the results of calculations performed for the rolling process of a specific type of tube practically coincide with the experimental values given in the scientific and technical literature. The error obtained by the calculations does not exceed 5 - 7%

Keywords: Automatic mill; Mandrel; Rod; Impact force.

განხილვის თარიღი 05.02.2025

შემოსვლის თარიღი 10.02.2025

ხელმოწერილია დასაბეჭდად 16.06.2025