

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ე. მოისწრაფიშვილი, მ. მოისწრაფიშვილი, ნ. რურუა

რკინიგზის ლიანდაგი

ნაწილი IV

ლიანდაგის ზედა ნაშენის გაანგარიშებები



რეგისტრირებულია სტუ-ს
სარედაქციო-საგამომცემლო
საბჭოს მიერ

თბილისი

2009

უაკ. 625.1

სახელმძღვანელოში განხილულია რკინიგზის ლიანდაგის სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე გაანგარიშების მეთოდები, ლიანდაგის ზედა ნაშენის ელემენტების შერჩევის პრინციპები და მათში დასაშვები დატვირთვების განსაზღვრა, ვარიანტების ეკონომიკური შედარება, მატარებლების მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფის საკითხები. სახელმძღვანელო მოიცავს ლიანდაგის ზედა ნაშენის ელემენტების სიმტკიცისა და საერთოდ ლიანდაგის კონსტრუქციის ხანგამძლეობისა და საიმედოობის გაანგარიშებებს მათემატიკური სტატისტიკის, ალბათობის თეორიის და უმაღლესი მექანიკის გამოყენებით. მოტანილია მეთოდური, საცნობარო და ნორმატულ-ტექნიკური მასალები. სახელმძღვანელო შედგენილია მოქმედი სტანდარტების დაცვით, კურიკულუმებისა და სილაბუსების შესაბამისად.

სახელმძღვანელო განკუთვნილია სატრანსპორტო სპეციალობის სტუდენტების, მაგისტრანტების და დოქტორანტებისათვის. იგი დიდ დახმარებას გაუწევს აგრეთვე რკინიგზის ლიანდაგის ექსპლუატაციის მუშაკებს და რკინიგზის ინჟინერ-დამპროექტებლებს.

რეცენზენტი: ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი,

ასოცირებული პროფესორი

გ.კვანტალიანი

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2009

JSBN 978-9941-14-101-0

თავი 1. მოძრავი შემადგენლობის ზემოქმედება ლიანდაგზე (ლიანდაგის ზედა ნაშენის და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედება)

1.1 ზოგადი ცნობები

რკინიგზის ლიანდაგის კონსტრუქციისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს საფუძვლად უდევს მისი სიმტკიცისა და მდგრადობის უზრუნველყოფა, ოპტიმალური ეკონომიკური მოთხოვნების დაკმაყოფილების პირობებში.

ასეთი მოთხოვნები ჩვეულებრივია საინჟინრო ნაგებობებისა და მოწყობილობების დაგეგმარებისას, მაგრამ ლიანდაგის ზედა ნაშენის კონსტრუქციას ახასიათებს ისეთი თავისებურება, რომელიც საგრძნობლად განასხვავებს მას ჩვეულებრივი საინჟინრო ნაგებობებისაგან. ეს თავისებურება იმაში მდგომარეობს, რომ ლიანდაგის ზედა ნაშენის კონსტრუქციის ძირითადი მზიდი ელემენტები, როგორც წესი, მუშაობენ ნარჩენი დეფორმაციების დაშვებით.

მაგალითისათვის, რელსი ლიანდაგის კონსტრუქციის ერთ-ერთი მთავარი ელემენტი, ამავე დროს იგი წარმოადგენს ისეთ ნაწილს, რომელიც ცვდება მასზე უშუალოდ მიმდებარე მოძრავი შემადგენლობის თვლებისაგან. რელსის თავის ლითონში (მის კრისტალურ გისოსში) მოძრაობის შედეგად გროვდება დაღლილობითი ხასიათის დეფორმაციები.

ბალასტის შრე შპალის ქვეშ, ლიანდაგზე მოქმედი დატვირთვების ქვეშ მუშაობს გაცილებით მაღალ ძაბვებზე, ვიდრე ეს ჩვეულებრივ დაიშვება მუდმივი ნაგებობებისათვის საუკეთესო გრუნტების შემთხვევაშიც კი, მით უმეტეს ზედაპირიდან 0,15 მეტრის სიღრმეზე გაყინვად ზონაში და ისეთი ვიწრო საძირკვლის ქვეშ, როგორიც შპალია. თვით შპალებშიც, ქვესადების ქვეშ, ნარჩენი დეფორმაციები წარმოიშობა. ლიანდაგის კონსტრუქციის მუშაობის მთელ პერიოდში, რელსებისა და შპალებისაგან შემდგარ გისოსებში გროვდება ნარჩენი გადაწვევები, როგორც ბალასტის მიმართ, ისე საერთოდ გეგმაში.

ეს პირობები ძლიერ ართულებს ლიანდაგის ზედა ნაშენის ოპტიმალური კონსტრუქციის შერჩევას და გაანგარიშებას რკინიგზის აღებული უბნის ექსპლუატაციური პირობების მოთხოვნების შესაბამისად.

შედარებისათვის შეგვიძლია აღვნიშნოთ, რომ მაგალითად, რკინიგზის ხიდის დაპროექტებისათვის საკმარისია განისაზღვროს ღერძზე მოსული დატვირთვები, მოძრაობის სიჩქარეები და ძალთა მოდების სქემა; ლიანდაგის ზედა ნაშენის დაპროექტების დროს აუცილებელია დამატებით განისაზღვროს ტვირთდაძაბულობა.

ამასთანავე ტვირთდაბაზულობის გავლენა მით უფრო გადამწყვეტია, რაც მეტია მისი მოცულობა.

ტვირთდაბაზულობა განსაზღვრავს ნარჩენი დეფორმაციების დაგროვების ინტენსივობას ლიანდაგის ელემენტებში და, მაშასადამე ლიანდაგის მოვლა-შენახვის და შეკეთების სამუშაოთა მოცულობას, აგრეთვე ამ შეკეთებათა სიხშირესაც.

ტვირთდაბაზულობა წარმოადგენს ძირითად ფაქტორს, აგრეთვე ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპიზაციის დადგენის დროსაც.

უნდა აღინიშნოს, რომ ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშებით დადგინდება ზედა ნაშენის მინიმალურად აუცილებელი ტიპი ექსპლუატაციის ამა თუ იმ პირობებისათვის, ხოლო ტვირთდაბაზულობის მიხედვით ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშების საფუძველზე შეირჩევა ლიანდაგის ზედა ნაშენის მიზანშეწონილი ტიპი.

ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე გაანგარიშება ეფუძნება ღუნვის ისეთ თეორიას, რომლის მიხედვითაც რელსი განიხილება, როგორც უსასრულო სიგრძის უჭრი კოჭი, მდებარე მთლიანად დრეკად საფუძველზე. გაანგარიშებები ეყრდნობა ალბათობის თეორიას და მათემატიკური სტატისტიკის კანონზომიერებებს, რადგანაც ლიანდაგზე მოქმედი ძალები მრავალფეროვანი და ცვალებადია. ამ ძალების ლიანდაგზე მოქმედების ჯამური შედეგი ნებისმიერ საანგარიშო კვეთში, ნებისმიერ მომენტში წარმოადგენს შემთხვევით, ალბათობით სიდიდეს. ამგვარად რკინიგზის ლიანდაგის სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე გაანგარიშების ამოცანაა ძაბვებისა და დეფორმაციების სიდიდეების განსაზღვრა, რომლებიც წარმოიშობა მის ელემენტებში, ლიანდაგში მოქმედი ფაქტორებისა და საკუთარი ძაბვების ზემოქმედების გათვალისწინებით. შესაძლოა ამ ამოცანის დაყენება სხვანაირადაც: ტვირთდაბაზულობისა და გატარებული ტვირთების რაოდენობის გათვალისწინებით, განისაზღვროს ისეთი დატვირთვები და მოძრაობის სიჩქარის მნიშვნელობები, რომლის დროსაც ძაბვები და დეფორმაციები არ გადააჭარბებენ დასაშვებ სიდიდეებს. მაშასადამე ლიანდაგის სიმტკიცე და მდგრადობა უზრუნველყოფილი იქნება. ბევრ შემთხვევაში ლიანდაგის სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე გაანგარიშება ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშებების ნაწილია.

ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე გაანგარიშების სიზუსტე დამოკიდებულია, მრავალ სხვადასხვანაირი ფაქტორების ზემოქმედებაზე. ამიტომ პირველ ყოვლისა საჭიროა ამ ზემოქმედებათა ხასიათის შესწავლა, რისთვისაც თანამიმდევრობით განიხილება ჯერ მოძრავი შემადგენლობისა და ბუნებრივი ფაქტორების ზემოქმედება ლიანდაგზე, აგრეთვე საკუთარი ზემოქმედება, რომელიც დაკავშირებულია კონსტრუქციის დამზადებასთან, დაგებასთან, მოვლა-შენახვასთან

და შეკეთებასთან. განხილულ უნდა იქნას აგრეთვე ლიანდაგის მახასიათებლები, რომლებიც საჭიროა გაანგარიშების ჩასატარებლად და ბოლოს, თვით გაანგარიშება ზემოქმედებათა მრავალჯერადობისა და ერთობლიობის გამომჟღავნების შესაძლო აღრიცხვით და ლიანდაგის წინაღობის ცვალებადობის გათვალისწინებით.

როგორც ცნობილია, მოძრავი შემადგენლობის ნებისმიერი ერთეული შედგება დარესორებული (ძარა) და დაურესორებელი ანუ რესორსკვედა ნაწილებისაგან. მათი ზემოქმედებით რკინიგზის ლიანდაგს შეუძლია განიცადოს დეფორმაცია, როგორც ვერტიკალური, ისე ჰორიზონტალური მიმართულებით.

სწორ, თარზულ ლიანდაგზე უქარო ამინდში მდგარი ვაგონი ან ლოკომოტივი (გამორთული ძრავებით) მხოლოდ სტატიკურად ზემოქმედებს ლიანდაგზე, თავისი წონით. ღერძზე მოსული სტატიკური დატვირთვა, რომელიც გადაეცემა ლიანდაგს თანამედროვე ვაგონებისაგან 20-21 ტონას შეადგენს, ლოკომოტივებისაგან კი არა უმეტეს 23 ტონას. ამერიკის შეერთებულ შტატებში ლოკომოტივების ღერძზე მოსული დაწოლა 29-33 ტონას აღწევს.

მოძრაობის დროს ეკიპაჟის ზემოქმედება ლიანდაგზე გაცილებით უფრო რთული ხასიათისაა. სტატიკურ მდგომარეობაში თანაბრად განაწილებული დატვირთვაც კი მოძრაობის დროს ღერძებს შორის არათანაბრად გადანაწილდება.

ლიანდაგზე ეკიპაჟის მოძრაობის დროს, ეკიპაჟის წონის გარდა მოქმედებენ აგრეთვე დამატებითი ინერციული ძალები, რომლებიც წარმოიშობიან: რესორების რხევის (დეფორმაციის) შედეგად, მოძრავი შემადგენლობის თვლებზე არსებული უსწორობებისაგან (იზოლირებული და უწყვეტი უსწორობები) და ლიანდაგის უსწორობებისაგან. ლიანდაგზე მოქმედებს აგრეთვე წვეისა და დამუხრუჭების ძალები; წაძვრის ძალები; ტემპერატურული ძალები და სხვა.

ლიანდაგზე მოქმედი ძალები ორ ძირითად ჯგუფად იყოფიან: ვერტიკალური და ჰორიზონტალური ძალები. მაგრამ გაანგარიშებებში მნიშვნელოვან როლს ასრულებენ აგრეთვე ირიბი სივრცითი ძალები და მგრეხი მომენტები. ამიტომ ლიანდაგის ზედა ნაშენის სივრცობრივი გაანგარიშება საერთო გაანგარიშებების ერთ-ერთი ნაწილია.

1.2 ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშება ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებაზე

1.2.1 პირითადი წინაპირობები და მახასიათებლები

ლიანდაგზე ეკიპაჟის მოძრაობის დროს მის ძარას, ურიკებს, თვლებს და ლიანდაგს შორის წარმოიქმნება რთული ურთიერთქმედება. იმისათვის, რომ საკმარისი სისრულით აღირიცხოს და განისაზღვროს ურთიერთქმედების ვერტიკალური ინერციული ძალები მხოლოდ ოთხდერძიანი ეკიპაჟისათვის, საჭიროა შედგეს და ამოიხსნას 42 განტოლებისაგან შემდგარი სისტემა, მთელი რიგი გამამართლებელი ვარაუდების გათვალისწინებით. ასეთი სისტემა ამოიხსნება გამომთვლელი მანქანების დახმარებით. მიახლოებითი გაანგარიშებისათვის კი სისტემა შეიძლება გამარტივდეს. მაგრამ ამისათვის საჭიროა პირველ ყოვლისა განისაზღვროს ვერტიკალური ძალების სიდიდეები, რადგანაც ლიანდაგის გაანგარიშებაში მათ გადამწყვეტი მნიშვნელობა გააჩნიათ.

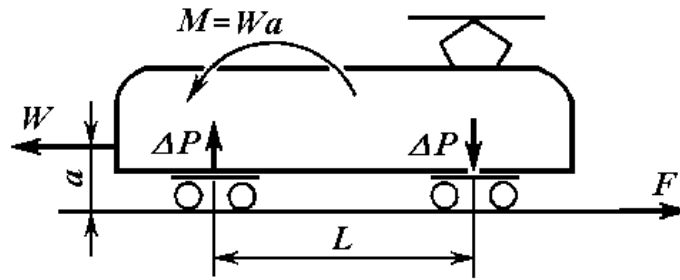
1.2.2 მოძრავი შემადგენლობიდან გადმოცემული სტატიკური დატვირთვები და მათი ღერძებზე გადანაწილება

სტატიკური ძალა $P_{\text{სტ}}$, რომელიც გადაეცემა ლიანდაგს თვალზე მოსული დატვირთვის შედეგად ტოლია

$$P_{\text{სტ}} = \frac{P}{2} \quad (1.1)$$

სადაც P – მოძრავი შემადგენლობის ღერძზე მოსული დატვირთვაა. იგი ნორმირებულია ჩვენი რკინიგზებისათვის. ამჟამად ვაგონების ერთ ღერძზე დატვირთვა 20-21 ტონას შეადგენს, ლოკომოტივის ღერძზე კი 23 ტონამდე.

დინამიკის პირობებში მოძრავი შემადგენლობის ღერძზე მოსული დატვირთვები ღერძებს შორის გადანაწილდება. მოძრავი შემადგენლობის წონის ღერძებზე გადანაწილების უთანაბრობა იზრდება, წვევის ძალისა და მოძრავი შემადგენლობის წინაღობის ზრდის პროპორციულად. დატვირთვების ღერძებზე გადანაწილების სიდიდეები განსაკუთრებით დიდ მნიშვნელობას აღწევს ლოკომოტივის ადგილიდან დაძვრისა და რეკუპერაციული დამუხრუჭების დროს. ამის საილუსტრაციოდ განვიხილოთ ორურიკიანი ლოკომოტივის გამარტივებული სქემა (ნახ.1.1).



ნახ.1.1 მოძრავი შემადგენლობის ღერძებზე დატვირთვების გადანაწილების სქემა

მხები წვეის ძალა F_k მოდებულია მოძრაობის მიმართულებით, ხოლო შემადგენლობის წინაღი W ძალა მოქმედებს ლოკომოტივის ავტოგადაბმულობის ღერძის გასწვრივ, რელსის თავიდან დაახლოებით $a=1$ მეტრის სიმაღლეზე. ტექნიკური ექსპლუატაციის წესების თანახმად a სიდიდე იცვლება ფარგლებში ($a=950 \div 1080$ მმ). თანაბარი მოძრაობის დროს $F=W$ და ეს ძალები ქმნიან მომენტების წყვილს $M = Fa = Wa$, a მხარით. მომენტი Wa ცდილობს განტვირთოს წინა და გადამეტვირთოს უკანა ღერძები. ამ შემთხვევაში წარმოიშობა გამაწონასწორებელი რეაქციული მომენტი ΔPL , სადაც ΔP – არის წინა და უკანა ურიკების რეაქციის ძალა თანაბარი სიდიდის და შებრუნებული ნიშნით. L ურიკების ღერძებს შორის მანძილია. თუ ამ ძალების მომენტებს გავუტოლებთ ერთმანეთს, ე.ი. $Wa = \Delta PL$, მაშინ შეიძლება განვსაზღვროთ ურიკების რეაქციის ძალა

$$\Delta P = W \frac{a}{L} \quad (1.2)$$

ხოლო ურიკის თითოეული ღერძზე მოსული რეაქციის ძალა ტოლი იქნება

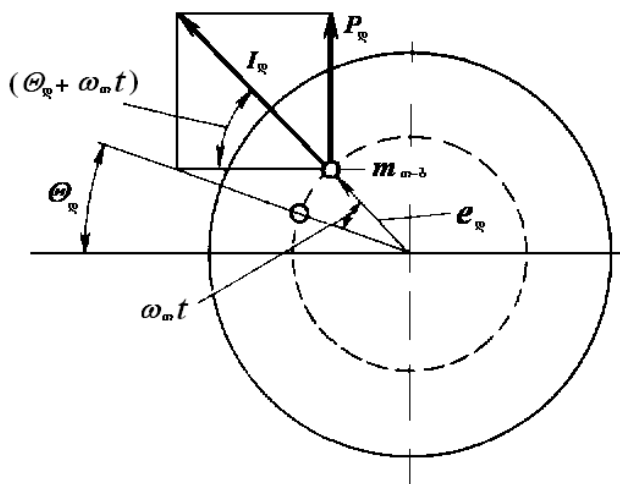
$$\frac{\Delta P}{n} \quad (1.3)$$

სადაც n – ურიკის ღერძების რიცხვია.

მაგალითად, თუ მივიღებთ, რომ თანაბარი მოძრაობის დროს $W = F = 40000$ კგ, $L = 10$ მ, მაშინ ურიკების რეაქციის ძალა $\Delta P = \frac{40000 \times 1}{10} = 4000$ კგ, ხოლო თითოეული ღერძის რეაქციის ძალა, ორღერძიანი ურიკის შემთხვევაში $\frac{4000}{2} = 2000$ კგ, მაშინ განტვირთულ წინა ღერძზე მოსული დატვირთვა $P = 23$ ტონა, სტატიკური დატვირთვის შემთხვევაში ტოლი იქნება $23000 - 2000 = 21000$ კგ, ხოლო უკანა გადამეტვირთულ ღერძებზე მოსული დატვირთვა კი $23000 + 2000 = 25000$ კგ.

1.2.3. მოძრავი შემადგენლობის თვლების დისბალანსი

მოძრავი შემადგენლობის თვლის ბრუნვისა და სიმძიმის ცენტრების აცდენის სიდიდეს თვლის დისბალანსი ეწოდება. დისბალანსი შეიძლება გამოწვეული იყოს თვლის დისკისა და არტახების ლითონის არათანაბარი განაწილებით ან თვლების ღერძზე ექსცენტრული დაგებით (ნახ. 1.2)



ნახ. 1.2. თვლის დისბალანსის შემოქმედების საანგარიშო სქემა

დისბალანსიანი თვლის ბრუნვის დროს წარმოიქმნება ცენტრიდანული ძალა

$$I_g = \frac{m_{\text{თ-ბ.}} v_g^2}{\rho} \quad (1.4)$$

$$v_g = \omega_{\text{თ}} \times e_g \quad (1.5)$$

მაშინ

$$I_g = \frac{m_{\text{თ-ბ.}} \omega_{\text{თ}}^2 e_g^2}{e_g} = m_{\text{თ-ბ.}} \omega_{\text{თ}}^2 e_g \quad (1.6)$$

$$m_{\text{თ-ბ.}} = \frac{q_{\text{თ-ბ.}}}{g} \quad (1.7)$$

სადაც $m_{\text{თ-ბ.}}$ – დაურესორებელი მასის მბრუნავი ნაწილის მასაა;

v_g – $m_{\text{თ-ბ.}}$ მბრუნავი მასის ცენტრის ბრუნვის სიჩქარე;

$\omega_{\text{თ}}$ – თვლის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე;

e_g – დისბალანსის ექსცენტრისიტეტის სიდიდე,

მაშინ

$$I_g = \frac{m_{\text{თ-ბ.}} \omega_{\text{თ}}^2 e_g^2}{e_g} = q_{\text{თ-ბ.}} e_g \frac{\omega_{\text{თ}}^2}{g} \quad (1.8)$$

$$m_{\sigma-\delta} = \frac{q_{\sigma-\delta}}{g} \quad (1.9)$$

სადაც $q_{\sigma-\delta}$ – დაურესორებელი მასის მბრუნავი ნაწილის წონაა მოსული ერთ თვალზე (თვლის, ბუქსის, ღერძის ნახევრისა და 2/3 რესორის წონა).

$$q_{\sigma-\delta} = \alpha q_{\sigma}, \quad \alpha = 0,9 \quad (1.10)$$

q_{σ} – დაურესორებელი მასის წონა მოსული ერთ თვალზე.

$q_{\sigma} = 900-1000$ კგ – სატვირთო ვაგონებისათვის;

$q_{\sigma} = 710$ კგ – სამგზავრო ვაგონებისათვის;

$q_{\sigma} = 1600-1800$ კგ – ლოკომოტივებისათვის – წვევის ძრავების ჩარჩოვანი ჩამოკიდების შემთხვევაში;

$q_{\sigma} = 2500-2800$ კგ – ლოკომოტივებისათვის – წვევის ძრავების ღერძული ჩამოკიდების შემთხვევაში.

ავლნიშნოთ

$$D = q_{\sigma-\delta} e_{\delta} \quad (1.11)$$

მაშინ ცენტრიდანული ძალა გამოწვეული დისბალანსისაგან ტოლი იქნება

$$I_{\delta} = \alpha_{\delta} m_{\sigma} e_{\delta} \omega_{\sigma}^2 = \frac{D \omega_{\sigma}^2}{g} \quad (1.12)$$

D – სიდიდე წარმოადგენს დისბალანსს.

I_{δ} სიდიდის შესამცირებლად საჭიროა დისბალანსის სიდიდის ლიმიტირება.

დისბალანსის შესამცირებლად საჭიროა გაცვეთილი თვლების მაღალი სიზუსტით გაჩარხვა და მათი ღერძზე ზუსტი დაგება. მაღალი სიჩქარეების შემთხვევაში სიზუსტის ხარისხი უფრო მაღალი უნდა იყოს.

დისბალანსის დასაშვები სიდიდეები სხვადასხვა ქვეყნების რკინიგზებზე მოცემულია ცხრილში 1.1.

ჩვენი რკინიგზების მოძრავი შემადგენლობის თვლების შემოწმებითი გაზომვები გვიჩვენებს, რომ დისბალანსის ფაქტიური სიდიდე 100-150 კგსმ აღწევს.

დისბალანსის ცენტრიდანული ძალის ვერტიკალური მდგენელი, დროის ნებისმიერ მომენტში ტოლი იქნება (ნახ.1.2)

$$P_{\delta} = -I_{\delta} \sin(\Theta_{\delta} + \omega_{\sigma} t) \quad (1.13)$$

სადაც $\Theta_{\text{გ}} - e_{\text{გ}}$ ვექტორის პორიზონტან დახრის კუთხეა, დროის ათვლის საწყის მომენტში ($t = 0$);
 t – მიმდინარე დრო.

ნიშანი მინუსი აღნიშნავს, რომ $P_{\text{გ}}$ ძალას მიმართულება აქვს ქვემოდან ზემოთ.

ცხრილი 1.1.

ქვეყნების დასახელება	დისბალანსის დასაშვები სიდიდე, კგ/სმ
რკინიგზების საერთაშორისო ასოციაციის მოთხოვნით	
სამგზავრო ვაგონებისათვის	25
ა შ შ	65
ინგლისი, საფრანგეთი:	
სამგზავრო ვაგონებისათვის	25
სატვირთო ვაგონებისათვის	37,5
რუსეთი, საქართველო:	
130 – 160 კმ/სთ	65
160 – 200 კმ/სთ	35

დროის ნებისმიერ მომენტში კუთხე $e_{\text{გ}}$ ვექტორსა და პორიზონტს შორის ტოლი იქნება $(\Theta_{\text{გ}} + \omega_{\text{გ}} t)$.

თუ ფორმულაში შევიტანთ $I_{\text{გ}}$ -ს მნიშვნელობას, მივიღებთ

$$P_{\text{გ}} = -m_{\text{გ}} \alpha_{\text{გ}} \omega_{\text{გ}}^2 e_{\text{გ}} \sin(\Theta_{\text{გ}} + \omega_{\text{გ}} t) \quad (1.14)$$

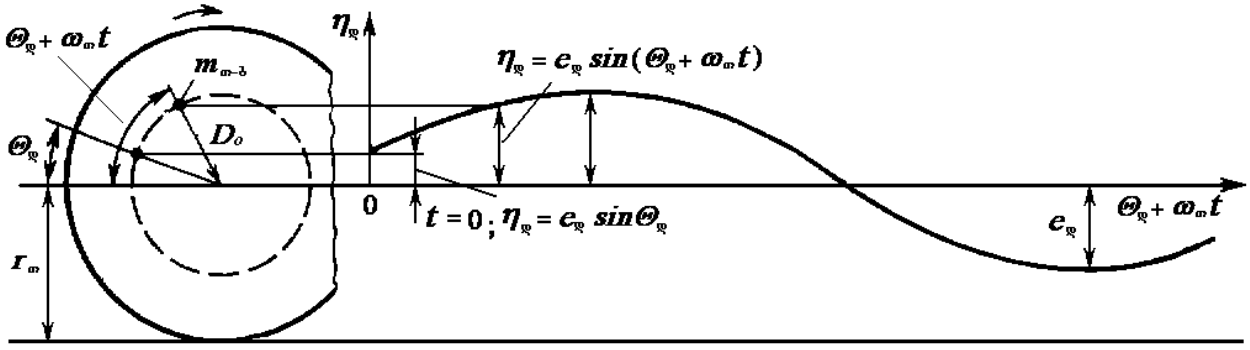
ვიციტ, რომ

$$\omega_{\text{გ}} = \frac{v}{r_{\text{გ}}} \quad (1.15)$$

სადაც v – არის კუთხური $\omega_{\text{გ}}$ სიჩქარის გამოხატულება თანაბარჩქარეული მოძრაობის შემთხვევაში;

$r_{\text{გ}}$ – თვლის გორვის ზედაპირის რადიუსი.

დისბალანსის ცენტრიდანული ძალა, როგორც ყველა ცენტრიდანული ძალა საერთოდ წარმოადგენს ინერციის ძალას და ნიუტონის მეორე კანონის თანახმად იგი ტოლია სიჩქარისაგან მასის წარმოებულისა.



ნახ. 1.3. თვლის მასის ცენტრის წინსვლითი მოძრაობის სქემა კოორდინატა სისტემაში

ნახ. 1.3 ნაჩვენებია $m_{\sigma-\beta}$ მასის ბრუნვის ცენტრის ტრაექტორია კოორდინატა სისტემაში η_{σ} , $(\Theta_{\sigma} + \omega_{\sigma} t)$;

სადაც η_{σ} – $m_{\sigma-\beta}$ მასის ტრაექტორიის ორდინატაა მისი ბრუნვის ცენტრის მიმართ; $(\Theta_{\sigma} + \omega_{\sigma} t)$ – შესაბამისი აბსცისა.

როგორც ნახ.1.3 –ის მარცხენა ნაწილიდან ჩანს η_{σ} ორდინატა ტოლია

$$\eta_{\sigma} = e_{\sigma} (\omega_{\sigma} t + \Theta_{\sigma}) \quad (1.16)$$

ცნობილია, რომ $m_{\sigma-\beta}$ მასის ვერტიკალური გადაადგილების სიჩქარე თანაბარაჩქარებული მოძრაობის დროს წარმოადგენს დროის პირველი რიგის წარმოებულს, ხოლო აჩქარება დროის მეორე რიგის წარმოებულს:

$$\eta_{\sigma} = e_{\sigma} \sin(\omega_{\sigma} t + \Theta_{\sigma}) \quad (1.17)$$

$$\eta'_{\sigma} = \frac{d\eta_{\sigma}}{dt} = e_{\sigma} \omega_{\sigma} \cos(\omega_{\sigma} t + \Theta_{\sigma}) \quad (1.18)$$

$$\eta''_{\sigma} = \frac{d^2\eta_{\sigma}}{dt^2} = -e_{\sigma} \omega_{\sigma}^2 \sin(\omega_{\sigma} t + \Theta_{\sigma}) = -\omega_{\sigma}^2 \eta_{\sigma} \quad (1.19)$$

მაშინ ინერციის ძალის ვერტიკალური მდგენელი გამოწვეული დისბალანსის ზემოქმედებით ტოლი იქნება

$$P_{\sigma} = m_{\sigma-\beta} \eta''_{\sigma} = -m_{\sigma} \alpha_{\sigma} e_{\sigma} \omega_{\sigma}^2 \sin(\omega_{\sigma} t + \Theta_{\sigma}) \quad (1.20)$$

ეს ფორმულა მთლიანად ემთხვევა (1.14) ფორმულას. P_{σ} ძალას მაქსიმალური მნიშვნელობა ექნება, მაშინ, როდესაც კუთხე $(\omega_{\sigma} t + \Theta_{\sigma}) = -1$ ე.ი. ექსტრემუმის შემთხვევაში, მაშინ

$$\max P_{\sigma} = m_{\sigma} \alpha_{\sigma} e_{\sigma} \omega_{\sigma}^2 = I_{\sigma} \quad (1.21)$$

თვლის ერთი ბრუნის პერიოდში დისბალანსის ძალის ვერტიკალური მდგენელი $P_{\text{ღ}}$ ორჯერ აღწევს ექსტრემუმს, რომელიც ტოლია თვით $I_{\text{ღ}}$ ძალისა, ე.ი. ერთ შემთხვევაში $P_{\text{ღ}}$ აღიღებს $P_{\text{სფ}}$ მნიშვნელობას, მეორე შემთხვევაში კი ამცირებს მას $I_{\text{ღ}}$ ძალის სიდიდით. ანუ თვლის ერთი ბრუნის პერიოდში რელსზე თვლიდან გადაცემული დატვირთვის ცვალებადობა შეადგენს $2I_{\text{ღ}}$, მაშასადამე დატვირთვა იცვლება $\frac{P_{\text{სფ}} + I_{\text{ღ}}}{P_{\text{სფ}} - I_{\text{ღ}}}$ - ჯერ.

1.2.4. მოძრავი შემადგენლობის თვლებისა და ლიანდაგის უსწორობებით გამოწვეული ინერციული ძალები

ლიანდაგზე ეკიპაჟის მოძრაობის დროს მის ძარას, ურიკებს, თვლებსა და ლიანდაგს შორის წარმოიქმნება რთული ურთიერთქმედება, განსაკუთრებით მოძრავი შემადგენლობის სავალ ნაწილებზე და ლიანდაგში სხვადასხვა სახის უსწორობის არსებობის შემთხვევაში.

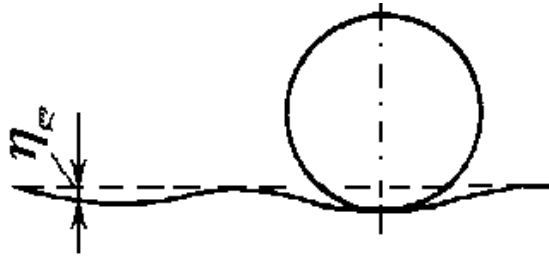
მოძრავი შემადგენლობის თვლებისა და ლიანდაგის უსწორობები იწვევს ვერტიკალური ინერციული ძალების აღგზნებას, რომლებიც ლიანდაგში დამატებით დატვირთვებს წარმოქმნიან.

ლიანდაგის უსწორობები ორ ძირითად ჯგუფად იყოფა: აშკარა-გეომეტრიული უსწორობები და ფარული-ძალური უსწორობები.

ლიანდაგის უსწორობა ვერტიკალურ სიბრტყეში განისაზღვრება $\eta_{\text{ვ}}$ ორდინატით, რომელიც იზომება სარელსო ძაფის თავის ნორმალური მდგომარეობიდან (ნახ.1.4). ასეთი უსწორობის გრძივი ქანობი დაუტვირთავ მდგომარეობაში მყოფი რელსებისათვის არ უნდა აღემატებოდეს $i \leq \frac{1}{1000}$, როცა მოძრაობის სიჩქარე

$v \leq 120 \text{ კმ/სთ}$ და $i \leq \frac{1}{1500}$, როცა $v > 120 \text{ კმ/სთ}$. მაგრამ ხშირად ლიანდაგში გვხვდება

უსწორობა გაცილებით უფრო დიდი მნიშვნელობის გრძივი ქანობებით, გამოწვეული პირაპირებში რელსების გაძლიერებული ცვეთით, ჯვარედების მაწვნი სივრცეებში და სხვა. ზემოთ ჩამოთვლილი უსწორობები მიეკუთვნება აშკარა-გეომეტრიულ უსწორობებს.



ნახ. 14. ლიანდაგის უსწორობების ორდინატების სქემა

ფარული-ძალური უსწორობების გამოაშკარავება შეიძლება თვლების ნელა გადაგორებით ლიანდაგზე. ასეთებია ფოლხვები, ლიანდაგის კონსტრუქციის ელემენტების ურთიერთკონტაქტის არეში ლითონის არასაკმარისი სიმჭიდროვე, ლიანდაგის გრძივი არათანაბარდრეკადობა. თვლების გადაგორებისას ლიანდაგის სხვადასხვა კვეთში, განსხვავებული სიდიდის ჯდენები წარმოიქმნება, რომელთა სიდიდე მით უფრო მეტია, რაც მეტია თვლებიდან ლიანდაგზე გადაცემული დატვირთვა. ამიტომაც ასეთ უსწორობებს ძალური უსწორობები ეწოდება.

მოძრავი შემადგენლობის თვლებზედაც არსებობს აშკარა-გეომეტრიული და ფარული უსწორობები.

აშკარა-გეომეტრიულ უსწორობებს მიეკუთვნება: თვლებზე არსებული უწყვეტი უსწორობები (ოვალურობა, ღერძებზე ექსცენტრული დაგება, უწყვეტი ცვეთა გორვის მთელ პერიმეტრზე); ადგილობრივი უსწორობები, რომელთა სიგრძე 20 სმ-ს აღემატება, იზოლირებული უსწორობები, რომელთა სიგრძე 20 სმ-ზე ნაკლებია, ადგილობრივი ცვეთა და სხვა.

ამგვარად, როგორც ლიანდაგს, ისე მოძრავი შემადგენლობის თვლებს ახასიათებს აშკარა-გეომეტრიული და ფარული უსწორობები.

თუ ზემოთ ჩამოთვლილი უსწორობები იმდენად შორს არიან განლაგებული ერთიმეორისაგან, რომ ისინი ერთმანეთზე გავლენას ვერ ახდენენ და იზოლირებულად განიხილება, მათ იზოლირებული უსწორობები ეწოდება. თუ ერთი უსწორობის ზეგავლენის შეწყვეტამდე იწყება მეზობელი უსწორობის ზეგავლენა – უსწორობის ასეთ ერთობლიობას მომიჯნავე უსწორობები ეწოდება. თუ უსწორობები ურთერთში გადადის ინტერვალის გარეშე, მაშინ ისინი უწყვეტ უსწორობებს წარმოადგენენ.

თვლებზე არსებული უსწორობებისა და ლიანდაგის უსწორობების ჯამური ორდინატა ტოლია

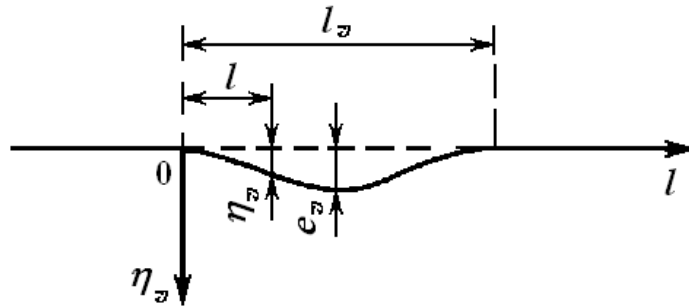
$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\ell} + \eta_{\sigma} \quad (1.22)$$

აბსოლუტურად ხისტი თელის m_{σ} მასის ბრუნვის ცენტრი აბსოლუტურად ხისტი ლიანდაგის უსწორობაზე უწყვეტი მოძრაობის დროს, ხან აიწევა და ხან დაიწევა η_{γ} სიდიდით (ნახ.1.5), რასაც თან სდევს ინერციის ძალის $P_{ლ.უ}$ წარმოშობა, რომელიც ტოლია

$$P_{ლ.უ} = m_{\sigma} \eta_{\gamma}'' \quad (1.23)$$

სათანადო გარდაქმნების შემდეგ

$$P_{ლ.უ} = -m_{\sigma} \frac{e_{\gamma}}{2} \omega_{\gamma}^2 \sin(\omega_{\gamma} t + \Theta) \quad (1.24)$$



ნახ.1.5. აბსოლუტურად ხისტი ლიანდაგის ჯდენის სქემა თელის m_{σ} მასის ზემოქმედების შედეგად

სადაც $e_{\gamma} - l_{\gamma}$ სიგრძის უსწორობის ტალღის სიგრძეა, (ნახ.1.5).

იზოლირებული უსწორობის შემთხვევაში $\omega_{\gamma} = 2\pi \frac{v}{l_{\gamma}}$, ხოლო უწყვეტი უსწორობის შემთხვევაში

$$\omega_{\gamma} = 2\pi \frac{v}{l_{\gamma}} = 2\pi \frac{v}{2\pi r_{\sigma}} = \frac{v}{r_{\sigma}} = \omega_{\sigma} \quad (1.25)$$

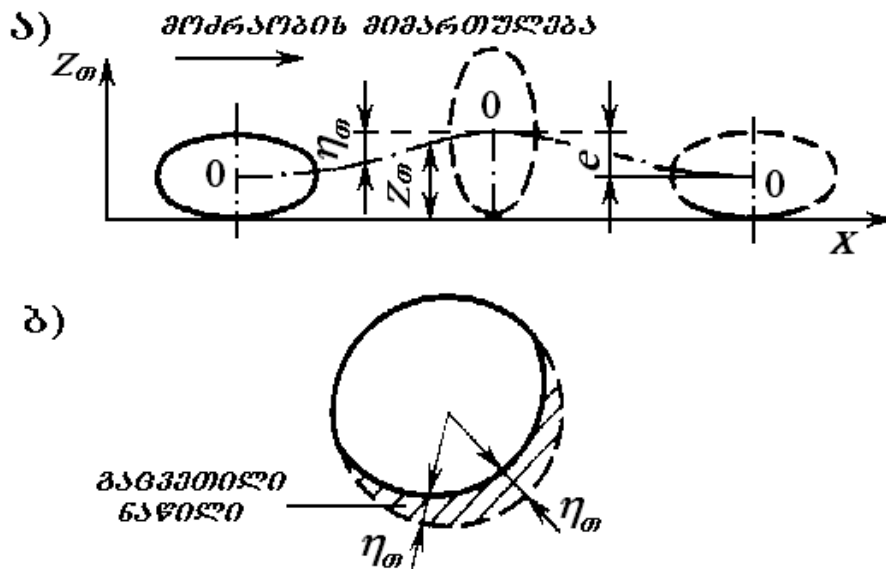
სადაც $l_{\gamma} = 2\pi r_{\sigma}$ - უსწორობის სიგრძე თვალზე არსებული უწყვეტი უსწორობის შემთხვევაში.

დისბალანსიანი, უსწორობის მქონე თელის გავლის დროს უსწორო ლიანდაგზე, რომლის სიხისტეა $\mathcal{K}_{ლ}$, სარელსო ძაფი ჩაიდუნება თელის ქვეშ ცვალებად y_0 სიღრმით. ამის გამო თელის რხევითი მოძრაობის დროს ირხევა რელსიც და რელსქვეშა საფუძვლის ნაწილიც. ხშირად ანგარიშებში ფაქტიურად გრძივად განაწილებულ რხევაში მყოფ მასას ცვლიან დაყვანილი მასით $m_{ლ}$, რომელიც შეყურსულია თელისა და რელსის კონტაქტის წერტილში და ზემოქმედების მიხედვით ფაქტიური მასის ექვივალენტურია.

მიახლოებით ანგარიშებში, ზოგჯერ დაყვანილი მასა მიიღება 2-4 მეტრი სიგრძის რელსის მასის ტოლი თავისი სამაგრებით.

დაკვირვებებით დადგენილია, რომ სარელსო ძაფის გრძივი უსწორობა შეიძლება მივიღოთ კოსინუსოიდის მოხაზულობისა, ხოლო $P_{ლ.უ}$ ძალის მიმართ ლიანდაგის რეაქცია ტოლი იქნება

$$P = \mathcal{K}_{ლ} y_0 \quad (1.26)$$



ნახ.1.6. თვლებზე არსებული უსწორობების ზემოქმედების შედეგად, მისი ცენტრის მოძრაობის ტრაექტორია

თვლებზე არსებული ქარხნული უსწორობების გამო (თვლის ოვალურობა, ღერძზე ექსცენტრული დაგება და სხვა), სრულიად ახალი თვლების ბრუნვის ცენტრი ხან აიწევს, ხან დაიწევს (ნახ.1.6) ექსცენტრისიტეტის e სიდიდით. აღნიშნულის გარდა, თვლების გორვის ზედაპირის კონუსურობის გამო თვლის სიმძიმის ცენტრი დამატებით ირხევა, ლიანდაგის სწორ უბნებზე წყვილოვალის ზიგზაგური (მიმოქანებითი) მოძრაობის შედეგად. გორვის ზედაპირის თანდათანობით ცვეთის გამო, იზრდება თვლების უსწორობა, როგორც ფერსოს გრძივად, ისე განივ კვეთში. ეს თავის მხრივ კიდევ უფრო აძლიერებს თვლის ბრუნვის ცენტრის მოძრაობის კლაკნილობას. თვლებზე არსებული უსწორობებით გამოწვეული ინერციული ძალის P_{σ} განსაზღვრა, ლიანდაგის უსწორობის ინერციული ძალის განსაზღვრის ანალოგიურია

$$P_{\sigma} = -m_{\delta} \frac{e_{\eta}}{2} \omega_{\eta}^2 \sin(\omega_{\eta} t + \Theta) \quad (1.27)$$

12.5. ეკიპაჟის დარესორებული მასის (ძარის) რხევით გამოწვეული დინამიკური (ინერციული) ძალა

დარესორებული მასის რხევით გამოწვეული დინამიკური P_{ρ} ძალა წარმოიშობა ეკიპაჟის მოძრაობის დროს, ლიანდაგისა და თვლების უსწორობების გამო, რაც იწვევს რესორების კომპლექტისა და მასთან დაკავშირებული ძარის რხევას. ძარის რხევა დამოკიდებულია მისი ყველა თვლის ერთობლივ ზემოქმედებაზე, რის გამოც წარმოიქმნება რთული სახის გადატანითი და ბრუნვითი მოძრაობა სივრცით კოორდინატთა სისტემაში, სამივე ღერძის მიმართ. გადატანით მოძრაობას მიეკუთვნება ეკიპაჟის ხტუნაობა, განივი განზიდვა, ბიძგითი მოძრაობა; ხოლო ბრუნვით მოძრაობას მიეკუთვნება მიმოქნევა და რწევით სვლა ძარის სიმძიმის ცენტრში გამავალი ვერტიკალური, გრძივი და განივი ღერძების მიმართ. ეს სიდიდეები მათი ალბათობითი ხასიათის გამო ცდებით დადგინდება. ჩატარებული ცდების მონაცემების მიხედვით რესორული კომპლექტის უდიდესი რხევითი ამპლიტუდა $z_{\max}$ (ე.ი. უდიდესი გადახრა სტატიკური მდგომარეობიდან) ძირითადად დამოკიდებულია მოძრაობის სიჩქარეზე, როცა მოძრაობის სიჩქარე $v < 100 \text{ კმ/სთ-ზე}$, $z_{\max}$ აღწევს 20 მმ-ს, უფრო მაღალი სიჩქარეებისათვის, როცა $v \geq 100 \text{ კმ/სთ}$ - $z_{\max} \geq 25 \text{ მმ}$.

ცხრილი 12

მოძრავი შემადგენლობის ტიპი	a_{ρ}	b_{ρ}
ელექტრომაგვლები ВЛ 23, ВЛ 22 ^М , ВЛ 60D, ВЛ 8 თბომაგვლები ТЭП 60, ТЭП 10, ТЭ 10, 2ТЭ 10Л	10,9	$9,6 \times 10^{-4}$
ТЭ 30, ТЭ 7, ТЭ 3, ТЭМ 1 აირტურბომაგვალი ГП1	7,9	$8,4 \times 10^{-4}$
რვაღერძიანი სატვირთო ვაგონები, ოთხღერძიანი 3200 მმ ხისტი ბაზიანი ურიკებით	9,5	$9,6 \times 10^{-4}$
ექვსღერძიანი სატვირთო ვაგონები УВ3 – 9 ^М ტიპის სამღერძიანი ურიკებით	6,0	16×10^{-4}
ექვსღერძიანი სატვირთო ვაგონები KB3 – 1 ^М ტიპის სამღერძიანი ურიკებით	4,6	23×10^{-4}
ოთხღერძიანი სატვირთო ვაგონები ЦНИИ-ХЗ ურიკებით	10	16×10^{-4}
ოთხღერძიანი სატვირთო ვაგონები МТ-50 ურიკებით	3,5	14×10^{-4}

შენიშვნა: სხვა ელექტრომაგვლების, თბომაგვლების და სამანევრო თბომაგვლებისათვის $z_{\max} = 15 \text{ მმ}$.

ელექტრომაგვლების, თბომაგვლებისა და სატვირთო ვაგონებისათვის $z_{\max}$ გამოითვლება ფორმულით

$$z_{\max} = a_{\phi} + b_{\phi} v^2 \quad (1.28)$$

სადაც a_{ϕ} და b_{ϕ} – ცდებით დადგენილი პარამეტრებია (ცხრილი 1.2).

რესორების რხევით გამოწვეული დინამიკური ძალა კი გამოითვლება ფორმულით

$$P_{\phi} = \mathcal{K} z_{\max} \quad (1.29)$$

სადაც $\mathcal{K}$ – რესორების სიხისტეა, დამოკიდებული მოძრავი შემადგენლობის ტიპზე, კგ/მმ.

1.2.6. საკუთარი რხევების შედეგად წარმოშობილი დინამიკური (ინერციული) ძალები

სისტემის საკუთარი რხევა ეწოდება ისეთ რხევას, როდესაც განსახილველ პერიოდში სისტემაზე უკვე აღარ მოქმედებენ შემრყევი (გამაღიზიანებელი) ფაქტორები და რხევა გამოწვეულია საწყისი, შემდგომი გამქრალი ფაქტორების ზეგავლენით (მაგალითად, დარტყმა ან უეცრად მოდებული დატვირთვა და სხვა). აუცილებელი წინააღობების ზემოქმედებით რხევა თანდათან მიიღევა. ასეთ რხევებს საკუთარი მიღევადი რხევები ეწოდება. თუ წინააღობები არ არსებობენ (იდეალური შემთხვევა), მაშინ რხევას საკუთარი თავისუფალი რხევა ეწოდება, რომელიც შეიძლება უსასრულოდ გაგრძელდეს (თეორიულად). რკინიგზის ლიანდაგიც შეიძლება განხილულ იქნეს, როგორც ზედა ნაშენის ელემენტებისაგან შემდგარი გარკვეული მატერიალური სისტემა. მოძრავი შემადგენლობის თვლების გადაადგილების შედეგად ლიანდაგი განიცდის საკუთარ მიღევად რხევას. ასეთივე რხევა ახასიათებს დაურესორებელი მასის მბრუნავ ნაწილს (თვლის მასას). ამიტომ ლიანდაგის ზედა ნაშენის გაანგარიშებებში, როგორც ლიანდაგის, ისე დაურესორებელი მასის მბრუნავი ნაწილის საკუთარ მიღევად რხევას განიხილავენ ერთობლივად. ასეთი რხევის შედეგად წარმოქმნილი ვერტიკალური დინამიკური ძალა ზუსტი ანგარიშების დროს გაიანგარიშება ფორმულით:

$$P_{\psi} = \mathcal{K}_{\psi} E_{\psi} e^{-\xi t} \sin(\Psi_0 t + \Theta_{\psi}) \quad (1.30)$$

სადაც $\mathcal{K}_{\psi}$ – ლიანდაგის სიხისტე;

E_{ψ} და Θ_{ψ} – საკუთარი წინააღობების გამათვალისწინებელი პარამეტრები;

t – რხევათა შესატყვისი (მიმდინარე) დრო;

Ψ_0 – საკუთარ მიღევად რხევათა ციკლური სიხშირე.

ძალის სიდიდეზე არსებით გავლენას ახდენს აგრეთვე ლიანდაგის არადრეკად წინააღმდეგობათა გათვალისწინება, რაც ჯერ კიდევ ჯეროვნად არ არის შესწავლილი.

ამრიგად, ვერტიკალური ძალების ჯამი ზოგად შემთხვევაში შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$P = P_{\text{სგ}} + P_{\text{რ}} + P_{\text{თ}} + P_{\text{ლ.უ}} + P_{\text{ვ}} \quad (1.31)$$

ყველა ეს ძალები (გარდა $P_{\text{სგ}}$) ცვალებადია და მაქსიმალურ მნიშვნელობებს აღწევენ სხვადასხვა მომენტში. ამასთან მათი ერთდროული ზემოქმედება ნებისმიერ საანგარიშო კვეთში, როგორც აბსოლუტური სიდიდით, ასევე ურთიერთშეხამებით ალბათობითი ხასიათისაა. ე.ი. საქმე გვაქვს მოვლენათა და შესაძლებლობათა ალბათობასთან. ამიტომ ყველა ამ ძალების მაქსიმალურ მნიშვნელობათა უბრალო შეჯამება საანგარიშო ტოლქმედი ძალის მისაღებად სწორი არ იქნება, რადგანაც ყოველი მათგანი იცვლება თავისთვის დამახასიათებელი კანონით და აღებულ მომენტში, ერთ საანგარიშო კვეთში ყველა მაქსიმალური მნიშვნელობის ცვალებად ძალთა თანხვედრა პრაქტიკულად შეუძლებელია.

ამიტომ ყველა ძალთა ტოლქმედის ზემოქმედების მაქსიმალური მნიშვნელობის დასადგენად, ნებისმიერ საანგარიშო კვეთში, საჭიროა ალბათობის თეორიისა და მათემატიკური სტატისტიკის კანონზომიერებათა გამოყენება.

თავი 2. ლიანდაგზე ბუნებრივი ფაქტორების და კონსტრუქციის საკუთარი ზემოქმედება

2.1. ლიანდაგზე ბუნებრივი, კლიმატური ფაქტორების ზემოქმედება

ლიანდაგისა და მოძრავი შემადგენლობის ძალოვანი ურთიერთქმედება ხორციელდება რთულ ბუნებრივ სიტუაციებში. ზოგიერთი ბუნებრივი ფაქტორი ლიანდაგის მუშაობის მთელ პერიოდში, განსაზღვრულ ადგილზე, დაახლოებით უცვლელია (მაგალითად გეოლოგიური სიტუაცია), ხოლო სხვა ფაქტორები დროის გარკვეულ მონაკვეთში მკაცრად ცვალებადია (ატმოსფერული მოვლენები, ჰაერნაკადები, ნალექების რაოდენობა, ტემპერატურულ-ტენიანი ფაქტორები და სხვა).

ამდენად ბუნებრივი ფაქტორების სიტუაციას შეუძლია მნიშვნელოვნად შეცვალოს ლიანდაგისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედების ხასიათი და მისი ძალური ზემოქმედების მნიშვნელობა.

რელსებისა და თვლების საკონტაქტო ფართობების მდგომარეობა (სიმშრალე, სინესტე, მინაყინების არსებობა, დამტვერიანობა და სხვა) მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს თვლისა და ლიანდაგის ძალურ ურთიერთქმედებაზე, ცვლის მხები კონტაქტური დაბეჭდვის სიდიდეებს, თვლისა და რელსის ცვეთის ინტენსივობის ხარისხს.

ბალასტის შრისა და მიწის ვაკისის გრადიენტების ტენიანობის ხარისხი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს მის მზიდუნარიანობაზე. ასევე ხის შპალების მერქნის მაღალი ტენიანობა მნიშვნელოვნად ამცირებს მის წინაღობას თელვაზე და იწვევს ლბობის პროცესის დაჩქარებას.

დაბალი ტემპერატურები ხელს უწყობს რელსების სიმყიფის ხარისხის ზრდას. მიწის ვაკისის, ბალასტის შრის და შპალების გაყინვა მნიშვნელოვნად ზრდის ლიანდაგის სიხისტეს (2–3-ჯერ), რის შედეგად იზრდება თვლის რელსზე ძალური ზემოქმედების სიდიდე. მიწის ვაკისის ტენიანი გრუნტები გაყინვისას არათანაბრად ამოიბურცება, რაც იწვევს ლიანდაგის გამრუდებას ვერტიკალურ სიბრტყეში და სარელსო ძაფების გადაფერდებას. ეს პროცესები იწვევს დაბეჭდვის ზრდას ლიანდაგის ზედა ნაშენის ელემენტებში და მიწის ვაკისში.

თუ დავუშვებთ, რომ გრუნტების გაყინვის შედეგად ნაბურცის კუზს კოსინუსოიდის ფორმა აქვს (ნახ.21), მაშინ ამ უსწორობის ორდინატის η და სიმრუდის

$$\frac{1}{\rho} = \eta'' \text{ სიდიდე ტოლი იქნება}$$

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{e}{2} \left(1 - \cos 2\pi \frac{x}{l} \right) \\ \frac{1}{\rho} &\approx \frac{d^2 \eta}{dx^2} = 2\pi^2 \frac{e}{l^2} \cos 2\pi \frac{x}{l} \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

$$\rho_{\min} = \frac{l^2}{2\pi^2} \approx \frac{l^2}{20e} \quad (2.2)$$

e , l და $\rho_{\min}$ მიღებული მნიშვნელობებისათვის მღუნავი M მომენტისა და რელსების ღუნვის ნორმალური ძაბვა σ ტოლი იქნება

$$M = \frac{EI}{W} \quad (2.3)$$

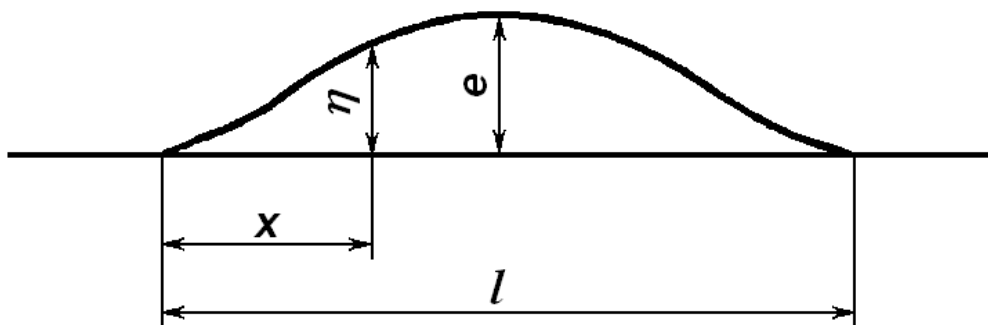
$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{Ey}{\rho} \quad (2.4)$$

სადაც W - რელსის წინაღობის მომენტი;

I - რელსის ინერციის მომენტი;

y - მანძილი რელსის ნეიტრალური ღერძიდან ძაბვის საძიებელ წერტილამდე;

E - სარელსო ფოლადის დრეკადობის მოდული, $E = 2,1 \times 10^6$ კგ/სმ².



ნახ.2.1. ლიანდაგის ნაბურცის კუზის კოსინუსოიდური ფორმა

რელსების, განსაკუთრებით გრძელი რელსების ტემპერატურის ცვალებადობა მათ ბოლოებში, სადაც ტემპერატურული ძალები ძლევენ წინააღობის ძალებს, იწვევს რელსების ბოლოების გადაადგილებას. ამ გადაადგილებამ შეიძლება მნიშვნელოვან სიდიდეს მიაღწიოს, განსაკუთრებით სარელსო გადაბმებში.

2.2. ლიანდაგის კონსტრუქციის საკუთარი ზემოქმედება

კონსტრუქციის დამზადების, დაგების, მოვლა-შენახვის და შეკეთებების შედეგად მასში აღძრულ ძაბვებს კონსტრუქციის საკუთარი ზემოქმედება ეწოდება.

რელსები გაგლინვის შემდეგ არათანაბრად ცივდება განივ კვეთში. რელსის თავი, რომელშიაც ფოლადის მასა მეტია უფრო ნელა ცივდება, ვიდრე რელსის ყელი და ფუძე, რაც იწვევს რელსის გამრუდებას. რელსის გასწორებისათვის მიმართავენ მის ცივად გაგლინვას. რელსის ცივად გაგლინვა იწვევს მასში მნიშვნელოვანი სიდიდის საკუთარი ძაბვების წარმოშობას.

საკუთარი ძაბვების რეგულირების დაუფლების შემთხვევაში შეიძლება მიღწეულ იქნას მისი ისეთი მნიშვნელობები, რომლებიც მნიშვნელოვნად გააუმჯობესებდა კონსტრუქციის მუშაობის პირობებს.

კონსტრუქციის მუშაობის პირობების გააუმჯობესების მიზნით მასში დიდი სიდიდის საკუთარი ძაბვების შექმნის საუკეთესო მაგალითია, წინასწარდაძაბული რკინაბეტონის ნაკეთობები.

განვიხილოთ საკუთარი ძაბვების ზემოქმედება ლიანდაგის კონსტრუქციაზე, აღძრული მრუდებში რელსების დაგების შედეგად. ამ შემთხვევაში მღუნავი მომენტის სიდიდე ტოლია

$$M = \frac{EI}{\rho} \quad (2.5)$$

როგორც ცნობილია გადასასვლელი მრუდის განტოლებას შემდეგი სახე აქვს

$$\rho = \frac{C}{l} \quad (2.6)$$

სადაც C - გადასასვლელი მრუდის პარამეტრია, $C = Rl_0$;

l - გადასასვლელი მრუდის მიმდინარე სიგრძე;

l_0 - გადასასვლელი მრუდის სრული სიგრძე;

R - წრიული მრუდის რადიუსი.

მაშინ

$$M = \frac{EI l}{C} \quad (2.7)$$

საკუთარი ძაბვის სიდიდე რელსებში, მისი მრუდებში ჩაგების შედეგად გაღუნვის გამო ტოლი იქნება

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{EI l}{CW} \quad (2.8)$$

ამგვარად, მხოლოდ მრუდებში ჩაგების შედეგად რელსებში აღძრული მღუნავი M მომენტი და მისი შესაბამისი ძაბვა ტოლი იქნება

$$M = \frac{EI}{R} \frac{l}{l_0} \quad (2.9)$$

$$\sigma = \frac{E}{R} y_{\max} \frac{l}{l_0} \quad (2.10)$$

ლიანდაგის უსწორობები გეგმაში, ასევე რელსებში აღძრავენ დიდი სიდიდის საკუთარ ძაბვებს. დაუტვირთავი ლიანდაგის ელემენტებში დიდი სიდიდის საკუთარი ძაბვები, მნიშვნელოვნად ცვლის კონსტრუქციის მუშაობის პირობებს მისი დატვირთვის ქვეშ მუშაობისას.

საკუთარი ძაბვების სასურველი მიმართულებით რეგულირება უფრო მსუბუქი, გამძლე და საიმედო კონსტრუქციის შექმნის საშუალებას იძლევა, კერძოდ:

- წინასწარდაძაბული რკინაბეტონის კონსტრუქციები;
- ლითონის კონსტრუქციები დამუშავებული თერმული და მექანიკური მეთოდებით, რომლებიც მასში ქმნიან ძაბვებს მუშაობის პერიოდში წარმოქმნილი ძაბვების შებრუნებული ნიშნით.

თავი 3. ვერტიკალური ძალების ზემოქმედება ლიანდაგზე

3.1. ძირითადი დაშვებები და წინამძღვრები ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშების დროს

რკინიგზის ლიანდაგზე მოქმედი ძალების სიდიდე და მათი მოდების სქემა ალბათობითი ხასიათისაა და ზუსტ განსაზღვრას არ ექვემდებარება. ამიტომ ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშების საფუძველებში ჩადებულია შემდეგი ძირითადი დაშვებები და წინამძღვრები:

1. რელსი განიხილება, როგორც უსასრულო სიგრძის უჭრი კოჭი. პირაპირების გავლენის გამორიცხვის მიზნით საანგარიშო კვეთი აღებულ უნდა იქნას პირაპირებიდან არა ნაკლებ 3,5 მეტრის დაშორებით. პირაპირის კონსტრუქცია კი ცალკე გაიანგარიშება;
2. რელსი, როგორც უსასრულო სიგრძის უჭრი კოჭი განიხილება მდებარე თანაბარდრეკად საფუძველზე. სინამდვილეში იგი დევს ურთიერთ ახლო განლაგებულ წერტილოვან საფუძველზე – შპალებზე. ამ დაშვების საფუძველს იძლევა რელსის დიდი სიხისტე და თანაბარდრეკად საფუძველზე – ბალასტზე განლაგებული შპალები, რომლებიც ერთმანეთთან იმდენად ახლოს მდებარეობს, რომ ვერტიკალური დატვირთვების დროს რელსების ჩაღუნვის სიდიდე შპალებს შორის და შპალების ქვეშ პრაქტიკულად თანაბარია. ანგარიშების შედეგის ცდომილება ასეთი დაშვებების დროს 5%-ს არ აღემატება;
3. დაშვებულია, რომ ვერტიკალური ძალები მოდებულია რელსის სიმეტრიის ვერტიკალური ღერძის გასწვრივ და ორთავე სარელსო ძაფი თანაბრად არის დატვირთული. ამ შემთხვევაში რელსის დახრილობა $1/20$ მხედველობაში არ მიიღება.

ჰორიზონტალური ძალების ზემოქმედების, ვერტიკალური ძალების ექსცენტრული მოდების და რელსების $1/20$ დახრილობის გათვალისწინება ხდება f კოეფიციენტის საშუალებით, რომელიც ყოველთვის მეტია ერთზე, ე.ი. $f > 1$.

f კოეფიციენტი მოძრავი შემადგენლობის საპასპორტო სიდიდეა და დამოკიდებულია მოძრავი შემადგენლობის ტიპზე, ლიანდაგის გეგმაზე და რელსების ტიპზე. იგი ცდების შედეგად არის დადგენილი.

მრუდში ჰორიზონტალური ძალების ზემოქმედება განიხილება გარე რელსის მიმართ;

4. დაშვებულია, რომ მოძრაობის დროს თვალი არ წყდება რელსს, ე.ი. მიღებულია, რომ თვლის დარტყმით ზემოქმედებას ადგილი არ აქვს. თვლის დარტყმითი ზემოქმედება ცალკე განიხილება;
 5. დაშვებულია სარელსო საფუძვლის ორმხრივი რეაქცია (ქვემოდან ზემოთ და ზემოდან ქვემოთ), მაშინ, როდესაც სარელსო საფუძვლის რეაქციის მიმართულება სინამდვილეში ცალმხრივია (ქვემოდან ზემოთ);
 6. დატვირთვების სისტემის ზემოქმედება გაანგარიშებებში დაფუძნებულია სარელსო საფუძვლის ერთეულ დაწოლასა და ამ დაწოლით გამოწვეულ დრეკად ჩაღუნვას შორის ხაზობრივი დამოკიდებულების ჰიპოთეზაზე;
 7. ლიანდაგის ელემენტებში ძაბვების განსაზღვრისას სტატიკური ფორმულები ძალაში რჩება დინამიკის დროსაც. ე.ი. არადრეკადი წინაღობების, რხევებისა და დეფორმაციათა გავრცელების სიჩქარეები მხედველობაში არ მიიღება;
 8. გაანგარიშებებში დატვირთვების სისტემის ზემოქმედებისას მიღებულია ძალთა დამოკიდებულების კანონი. ე.ი. დეფორმაციებისა და ძაბვების სიდიდეები ნებისმიერ კვეთში, გამოწვეული თითოეული ძალისაგან შეიკრიბება მათი აბსოლუტური სიდიდისა და ნიშნის მიხედვით;
 9. გაანგარიშების დროს დაშვებულია, რომ მოძრავი შემადგენლობის სავალი ნაწილები და ლიანდაგის კონსტრუქცია მთლიანობაში გამართულ მდგომარეობაშია და ზუსტად პასუხობს ტექნიკური ექსპლუატაციის წესების მოთხოვნებს;
 10. გაანგარიშებებში ლიანდაგის ზედა ნაშენის წონა მხედველობაში არ მიიღება, რადგანაც მისი გავლენა ძაბვების სიდიდეზე მეტად უმნიშვნელოა.
 11. ლიანდაგის ელემენტებში ვერტიკალური დინამიკური ძალებით გამოწვეული ძაბვების განსაზღვრისათვის მიღებულია, რომ საანგარიშო თვლიდან საანგარიშო კვეთს გადაეცემა მაქსიმალური რეალური დატვირთვა $\Phi=0,994$ ალბათობით, ხოლო მეზობელი თვლებიდან საშუალო სიდიდის დატვირთვები.
- ასეთი დაშვება პრაქტიკულად მცირე ცდომილებას იწვევს, რადგანაც მეზობელი თვლების გავლენა საანგარიშო კვეთში ძაბვებისა და დრეკადი ჩაღუნვის სიდიდეებზე 20%-ს არ აღემატება. გარდა ამისა მეზობელი თვლებისაგან გადაცემული დატვირთვები იწვევს კვეთის არა მარტო გადამეტვირთვას, არამედ ზოგჯერ განტვირთვას, რაც კიდევ უფრო ამცირებს საანგარიშო კვეთზე მეზობელი თვლების გავლენის ხარისხს;
12. გაანგარიშებებით დადგინდება ლიანდაგის ელემენტებში დასაშვები ძაბვები და არა მათი სამსახურის ვადა რესურსების ამოწურვაზე.

3.2. სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდული

ნებისმიერი კონსტრუქციის დრეკადობის ხარისხს განსაზღვრავს ორიდან ერთ-ერთი მახასიათებელი: *სიხისტის კოეფიციენტი*, რომელიც წარმოადგენს დატვირთვის ისეთ სიდიდეს, რომელიც იწვევს ერთეული სიდიდის დრეკად ჩაღუნვას, ან *დრეკადობის კოეფიციენტი*, რომელიც წარმოადგენს ჩაღუნვის სიდიდეს გამოწვეულს ერთეული სიდიდის დატვირთვისაგან. როგორც ცნობილია ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშებებში დაშვებულია ჩაღუნვისა და დატვირთვის სიდიდეებს შორის ხაზობრივი დამოკიდებულება. ამ დამოკიდებულების საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$P = Cy \quad (3.1)$$

სადაც P – შპალის საწოლის 1მ^2 მოსული დატვირთვაა;

y – შპალის დრეკადი ჩაღუნვის სიდიდე;

C – შპალის საფუძვლის დრეკადობის მახასიათებელი, ე.წ. საფუძვლის დამყოლობის ანუ შპალის საწოლის კოეფიციენტი. დაწოლის ძალა, რომელიც იწვევს შპალის დრეკად ჩაღუნვას ერთეული სიდიდით, კგ/სმ² და ტოლია

$$C = \frac{P}{y} \quad (3.2)$$

როცა $y = 1$, მაშინ $C = P$.

შპალის საწოლის კოეფიციენტი C წარმოადგენს ლიანდაგის საფუძვლის დრეკადობის ხარისხის მახასიათებელს, დამოკიდებულს ბალასტის სახეობაზე, მისი გაჭუჭყიანების ხარისხზე, დატკეპნილობაზე, მიწის ვაკისის მდგომარეობაზე, წლის დროზე. C კოეფიციენტის მნიშვნელობა გაყინული ბალასტისასთვის გაცილებით მეტია, ვიდრე გაუყინავისათვის.

თუ დაუშვებთ, რომ შპალის მასალა აბსოლუტურად ხისტია და შპალზე თითოეული რელსიდან გადაეცემა $P_1 = P_2 = P$ ძალა, მაშინ შპალის დრეკადი საშუალო ჩაღუნვა ტოლი იქნება $y_{\text{საშ}}$ და შეგვიძლია დავწეროთ (ნახ. 3.1):

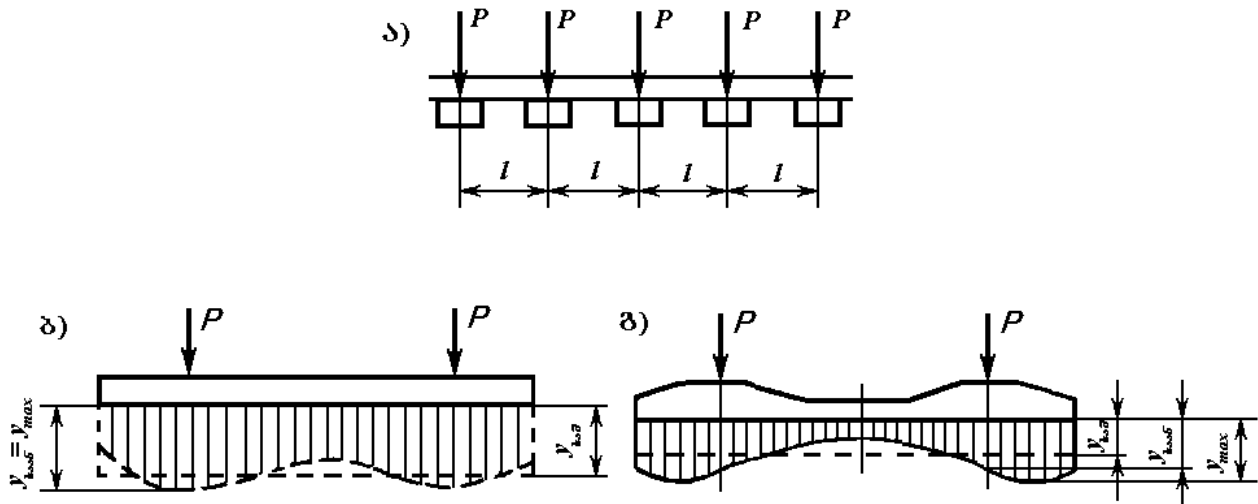
$$2P = Caby_{\text{საშ}} \quad (3.3)$$

სადაც b – შპალის სიგრძე;

a – შპალის სიგანე.

შპალის გაღუნვის გამო, ფაქტიურად მის ქვეშ დრეკად ჩაღუნვებს სხვადასხვა მნიშვნელობები ექნება. ხის შპალის შემთხვევაში დრეკადი ჩაღუნვა მაქსიმალურ სიდიდეს $y_{\text{max}} = y_{\text{საშ}}$ რელსების ქვეშ აღწევს (ნახ. 3.1-ბ). შპალის ბოლოებში და მის

შუაში იგი მცირდება. რკინაბეტონის შპალებში დრეკადი ჩაღუნვის ეპიურას განსხვავებული სახე აქვს. ამ შემთხვევაში დრეკადი ჩაღუნვის საანგარიშო სიდიდე აიღება რელსების ქვეშ, ხოლო მაქსიმალურ მნიშვნელობას იგი შპალების ბოლოებში აღწევს (ნახ.3.1-გ).



ნახ.3.1 შპალებზე ძალების გადაცემის სქემა (ა); შპალების დრეკადი ჩაღუნვა დატვირთვის ქვეშ: (ბ) ხის შპალების და (გ) რკინაბეტონის შპალების

შპალის საშუალო დრეკადი ჩაღუნვა ტოლია

$$y_{\text{საშ}} = \alpha y_{\text{საანგ.}} \quad (3.4)$$

მაშასადამე

$$2P = C\alpha a b y_{\text{საანგ.}} \quad (3.5)$$

$$P = \frac{C\alpha a b}{2} y_{\text{საანგ.}} \quad (3.6)$$

თუ დაუშვებთ, P ძალა იწვევს შპალის დრეკად ჩაღუნვას ერთეული სიდიდით, ე.ი. $y_{\text{საანგ.}} = 1$, მივიღებთ

$$P = \frac{C\alpha a b}{2} \quad (3.7)$$

სადაც α – შპალის დრეკადი გაღუნვის კოეფიციენტი, $\alpha = 0,7 \div 0,9$ ხის შპალებისათვის; $\alpha = 0,9$ რკინაბეტონის შპალებისათვის.

რელსის, როგორც მთლიანად დრეკად საფუძველზე მდებარე უჭრი კოჭის გაანგარიშებისათვის, P ძალა მოდებულია თანაბრად განაწილებული ტვირთის სახით, შპალების ღერძებს შორის l მანძილზე, მაშინ

$$U = \frac{P}{l} \quad (3.8)$$

აქედან

$$P = UI \quad (3.9)$$

ხოლო

$$U = \frac{C\alpha ab}{2l} \quad (3.10)$$

U – სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდულს წარმოადგენს. იგი რიცხოვრივად რელსის ერთეულ სიგრძეზე მოდებული თანაბრად განაწილებული დატვირთვის ტოლია და რომელიც იწვევს ერთეული სიდიდის დრეკად ჩაღუნვას.

თანაბარდრეკადი საფუძვლის რეაქციის ძალა q_x თანაბრად განაწილებული ტვირთით დატვირთული რელსის საფუძველზე დაწოლის ინტენსივობის ტოლია, რომელიც იწვევს y სიდიდის დრეკად ჩაღუნვას.

$$q_x = Uy \quad (3.11)$$

ერთეული სიდიდით ჩაღუნვის შემთხვევაში, როცა $y=1$

$$q_x = U \quad (3.12)$$

ხის შპალებისათვის ზაფხულის პერიოდში სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდული იცვლება $U = 200 \div 300$ კგ/სმ² ფარგლებში, ხოლო ზამთრის პერიოდში $U = 450 \div 500$ კგ/სმ² ფარგლებში.

რკინაბეტონის შპალების სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდულის სიდიდე გაცილებით მეტია, ვიდრე ხის შპალებისა და აღწევს $U = 1700 \div 2000$ კგ/სმ².

3.3 ღიანდაგზე ძალთა ზემოქმედების აღბათობითი ხასიათი

ტექნიკაში და საინჟინრო საქმეში ხშირია, რომ რაიმე ცვალებად სიდიდეთა ცალკეულ დაკვირვებათა მნიშვნელობების მწკრივის მიხედვით განისაზღვროს მისი საშუალო სიდიდე. ასეთებს მიეკუთვნება, მაგალითად, სელის დრო, რომელიმე სამანევრო ოპერაციის ხანგრძლივობა, ძაბვა რელსის რომელიმე კვეთში ერთი და იმავე დატვირთვისა და ერთნაირი სიჩქარის დროს, რომელიმე მანქანის გამომუშავება და სხვა.

ვთქვათ გვაქვს გამოსაკვლევი სიდიდის ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა შემდეგი რიგი:

$$X_1, X_2, X_3, \dots, X_i, \dots, X_n$$

ამ ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა საშუალო არითმეტიკული სიდიდე იქნება

$$\overline{X_{\text{საშ}}} = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_n}{n} = \frac{\sum_1^n X_i}{n} \quad (3.13)$$

რაც მეტია დაკვირვებათა რიცხვი n მით უფრო მეტი სიზუსტით ახასიათებს საშუალო არითმეტიკული სიდიდე გამოსაკვლევ ფაქტორს.

ამავე დროს საშუალო არითმეტიკული სიდიდის მნიშვნელობას ახასიათებს მეტად მნიშვნელოვანი ნაკლი, რომ იგი სრულად ვერ ახასიათებს ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა საშუალო სიდიდიდან გადახრის ხარისხს, ე.ი. ვერ ახასიათებს ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა გამომხატველ წერტილთა განთესვის ხარისხს.

ამის საილუსტრაციოდ მოვიყვანოთ ასეთი მაგალითი: თუ ერთ შემთხვევაში დაკვირვებათა შედეგების ცალკეული მნიშვნელობები (ამ შემთხვევაში რელსში ძაბვის სიდიდეები) ტოლია $X_1=900$ კგ/სმ² და $X_2=700$ კგ/სმ², მაშინ მათი საშუალო არითმეტიკული მნიშვნელობა ტოლი იქნება $\overline{X}=800$ კგ/სმ².

მეორე შემთხვევაში დაკვირვებათა ცალკეული მნიშვნელობები შეიძლება იყოს $X_1=1200$ კგ/სმ² და $X_2=400$ კგ/სმ², ხოლო მათი საშუალო არითმეტიკული სიდიდე ტოლია $\overline{X}=800$ კგ/სმ².

როგორც მაგალითებიდან ჩანს, საშუალო არითმეტიკული მნიშვნელობა ორივე შემთხვევაში ერთნაირი სიდიდისაა, მაგრამ იგი სრულად ვერ ახასიათებს ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა აბსოლუტურ სიდიდეებს, როცა მაქსიმუმი ერთ შემთხვევაში ტოლია $X_{\max}=1200$ კგ/სმ², მეორე შემთხვევაში $X_{\max}=900$ კგ/სმ², ასევე ამ მნიშვნელობათა მინიმუმი ერთ შემთხვევაში $X_{\min}=700$ კგ/სმ², ხოლო მეორე შემთხვევაში $X_{\min}=400$ კგ/სმ² ტოლია.

ბუნებრივია, ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა საშუალო არითმეტიკულის ნაცვლად ვიპოვოთ ისეთი მაჩვენებელი, რომელიც შესაძლებლობას მოგვცემს გათვალისწინებულ იქნეს ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა აბსოლუტური მნიშვნელობების სიდიდეც, ანუ მათი განთესვა.

ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა განთესვის ხარისხი შეიძლება გათვალისწინებულ იქნას, თუ ავიღებთ თითოეულ ამ მნიშვნელობათა და საშუალო არითმეტიკული სიდიდის სხვაობას, შევკრებთ მათ და გავყოფთ დაკვირვებათა რიცხვზე, ე.ი.

$$\frac{\sum(\bar{X} - X_i)}{n} \quad (3.14)$$

მაგრამ ეს სიდიდე თვით საშუალო არითმეტიკული სიდიდის ბუნებიდან გამო-
მდინარე ნულის ტოლია. განხილული მაგალითის მიხედვით

$$\frac{(800-900)+(800-700)}{2} = \frac{-100+100}{2} = 0$$

ამიტომ ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა განთესვის ხარისხის გათვალისწი-
ნების მიზნით გამოთვლიან ამ მნიშვნელობათა საშუალო არითმეტიკულ სიდიდეს,
შემდეგ გამოთვლიან საშუალო არითმეტიკულისა და თითოეულ ცალკე მნიშვნელ-
ობათა სხვაობას, აიყვანენ კვადრატში და ამოფესვავენ. ამით მიიღება საშუალო
კვადრატული გადახრის სიდიდე

$$S = \sqrt{\frac{\sum(\bar{X} - X_i)^2}{n}} \quad (3.15)$$

ფესვქვეშა მნიშვნელობა წარმოადგენს ცალკეულ მნიშვნელობათა განთესვის
ხარისხს. მას დისპერსია ეწოდება. ე.ი. დისპერსია ტოლია S^2 .

ლიანდაგის ნებისმიერ საანგარიშო კვეთში მოქმედ მუდმივ და ცვალებად
ძალთა ერთობლივი მოქმედების ალბათობითი ხასიათის გამო, ამ ძალების ტოლ-
ქმედი უნდა განისაზღვროს ალბათობის ისეთი ხარისხით, რომელიც უზრუნველ-
ყოფს კონსტრუქციის გამართულ მუშაობას ნებისმიერ საექსპლუატაციო პირობებ-
ში.

საერთოდ არსებობს ცალკეულ კერძო მნიშვნელობათა განაწილების სხვადა-
სხვა კანონები, რომელთა მიხედვით აიგება განაწილების ალბათობის მრუდები. სა-
ინჟინრო პრაქტიკაში ფართოდ არის გავრცელებული ცალკეულ კერძო მნიშვნე-
ლობათა ნორმალური განაწილების, ანუ გაუსის მრუდები (ნახ. 3.2).

მათემატიკური სტატისტიკის კანონების მიხედვით ცალკეულ კერძო მნიშვნე-
ლობათა ნორმალური განაწილების ალბათობის შემთხვევაში ცვალებად ძალთა
ტოლქმედი, რომელიც გარკვეული ალბათობით უზრუნველყოფს კონსტრუქციის
გამართულ მუშაობას ტოლია:

$$P_{\max} = \bar{P} + \lambda_{\phi} S \quad (3.16)$$

სადაც $\bar{P}$ – ცვალებად ძალთა საშუალო არითმეტიკული მნიშვნელობა;

λ_{ϕ} – მანორმირებული მამრავლი (კვანტილი), რომელიც უზრუნველყოფს

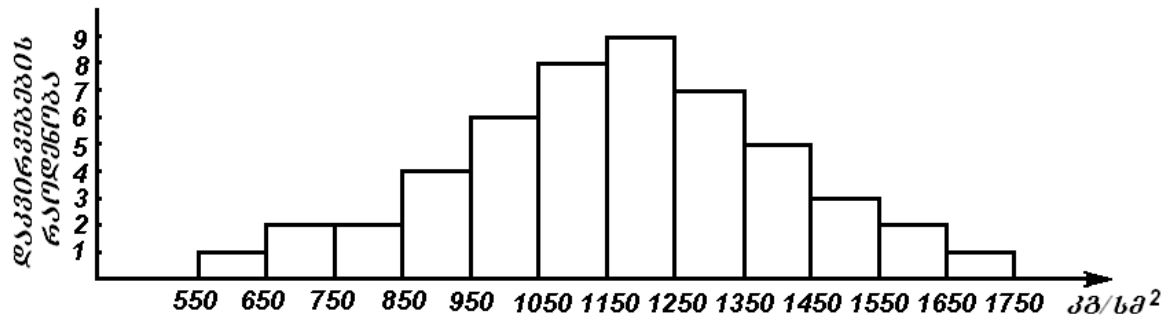
$P_{\max}$ ალის ისეთ მნიშვნელობას, რომელიც შეესაბამება ალბათობის

ჩვენთვის მისაღებ Φ დონეს, ამოიღება ცხრილებიდან, (ცხრ.3.1). $\lambda_{\phi}=2,5$

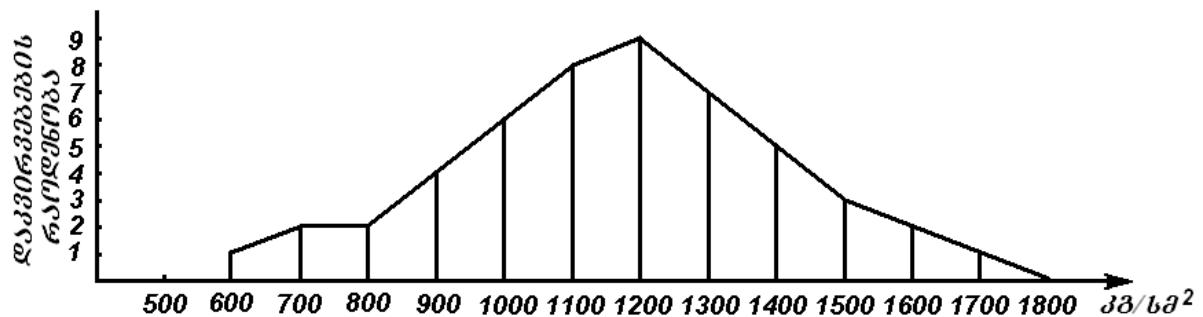
ეს ისეთი მნიშვნელობაა, რომელიც უზრუნველყოფს ალბათობის სიზუსტეს 99,4%, ე.ი. შეიძლება დავწეროთ

$$P_{\max} = \bar{P} + 2,5S \quad (3.17)$$

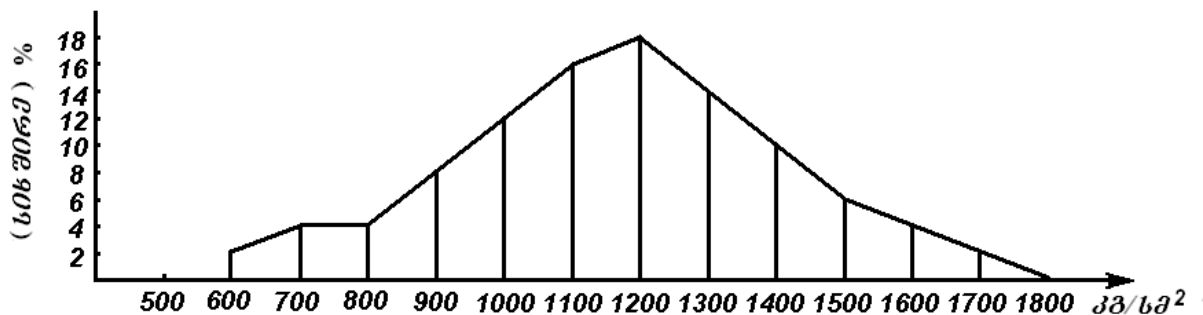
ა)



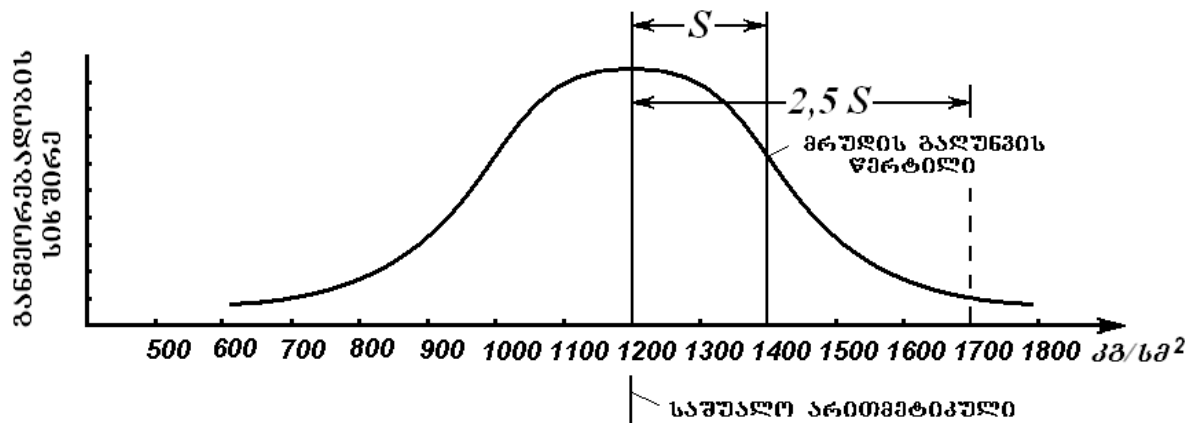
ბ)



გ)



დ)



ნახ. 3.2. კერძო მნიშვნელობათა განთესვის გრაფიკები:

ა – განაწილების ჰისტოგრამა; ბ – განაწილების მრავალკუთხედი; გ – სიხშირეების პოლოგონი; დ – ნორმალური განაწილების (გაუსის) მრუდი.

ნახ.3.2-ის მიხედვით $\bar{P}=1200\text{კგ/სმ}^2$, $S=200\text{კგ/სმ}^2$, მაშასადამე

$$P_{\max}=1200+2,5\times 200=1700\text{კგ/სმ}^2$$

ცხრილი 3.1.

λ_ϕ	0	1	2	2,5	3	4	5	6
$P_\phi = P + \lambda_\phi S$	$\bar{P}$	$\bar{P} \pm S$	$\bar{P} \pm 2S$	$\bar{P} \pm 2,5S$	$\bar{P} \pm 3S$	$\bar{P} \pm 4S$	$\bar{P} \pm 5S$	$\bar{P} \pm 6S$
Φ	0,5000	0,84134	0,97725	0,99379	0,99865	0,99968	0,999997	1,0000

3.4. ლიანდაგის სიმტკიცეზე სტატიკური გაანგარიშების საფუძვლები ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებაზე

რელსის, როგორც დრეკად საფუძველზე მდებარე უჭრი კოჭის სტატიკური გაანგარიშების ძირითად მახასიათებელს წარმოადგენს კავშირი დრეკადი ჩაღუნვის სიდიდესა და საფუძვლის q_x რეაქციას შორის.

ძირითადი საანგარიშო ფორმულების გამოსაყვანად სარგებლობენ მასალათა გამძლეობის კანონებით, კერძოდ შვენდლერ-ჟურავსკის თეორიით.

ცნობილია, რომ კოჭზე მოქმედი მღუნავი მომენტი ტოლია

$$M = -EI \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (3.18)$$

სადაც E – კოჭის მასალის დრეკადობის მოდულია. სარელსო ფოლადისათვის

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ კგ/სმ}^2;$$

I – რელსის ინერციის მომენტი;

EI – რელსის სიხისტე.

განივი ძალა კი ტოლია რელსის EI სიხისტისა და დრეკადი ჩაღუნვის მესამე რიგის წარმოებულის ნამრავლისა:

$$Q = -EIY''' \quad (3.19)$$

ვიციით, რომ

$$q_x = -Uy \quad (3.20)$$

მაშინ

$$Uy = -EIy^{IV} \quad (3.21)$$

(3.21) გაყვით EI და გავეტოლოთ ნულს:

$$y^{IV} + \frac{U}{EI} y = 0 \quad (3.22)$$

(3.22) წარმოადგენს ძირითად საანგარიშო დიფერენციალურ განტოლებას. ამ განტოლებაში საანგარიშო ზედა ნაშენისათვის, სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდული U და რელსის სიხისტე EI მუდმივ სიდიდეებს წარმოადგენენ.

(3.22) განტოლების ამოსახსნელად უნდა შედგეს მახასიათებელი განტოლება $y^4 + 4k^4 = 0$, ამასთან ერთად შემოგვაქვს აღნიშვნა

$$\frac{U}{EI} = 4k^4 \quad (3.23)$$

(3.23) ფორმულიდან

$$k = \sqrt[4]{\frac{U}{4EI}} \text{ სმ}^{-1} \quad (3.24)$$

როგორც ვხედავთ k სიდიდე დამოკიდებულია სარელსო საფუძვლის სიხისტის U მახასიათებელზე და რელსის სიხისტის EI სიდიდეთა ფარდობაზე, ამიტომ იგი წარმოადგენს სარელსო საფუძვლისა და რელსის სიხისტის ფარდობით კოეფიციენტს.

ძირითადი დიფერენციალური (3.22) განტოლების გაინტეგრირებით, ცნობილი ზღვრული პირობების ფარგლებში ($x = \infty, y = 0; x = 0, y' = 0; x = 0, Q = \frac{P}{2}$) მივიღებთ ძირითად საანგარიშო ფორმულებს, რომლებითაც სარგებლობენ ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშების დროს:

მღუნავი მომენტი

$$M = \frac{P}{4k} \mu \quad (3.25)$$

რელსების დრეკადი ჩაღუნვის სიდიდე

$$y = \frac{Pk}{2U} \eta \quad (3.26)$$

შპალზე გადაცემული დატვირთვა (განივი ძალა) გამომდინარე იქედან, რომ რელსის ერთეულ სიგრძეზე რეაქციული უკუქცევა ტოლია q_x სიდიდის, ხოლო შპალების ღერძებს შორის მანძილია l , ტოლი იქნება $Q = q_x l$, $q_x = Uy$, მაშინ

$$Q = Uy l = U \frac{Pk}{2U} \eta l = \frac{Pkl}{2} \eta \quad (3.27)$$

(3.25), (3.26) და (3.27) ფორმულებში $\frac{P}{4k}$, $\frac{Pk}{2U}$ და $\frac{Pkl}{2}$ მუდმივი სიდიდეები მრავლდება μ და η სიდიდეებზე.

სადაც μ – მღუნავი მომენტის გაგლენის ხაზის ორდინატაა, (ნახ.3.3);

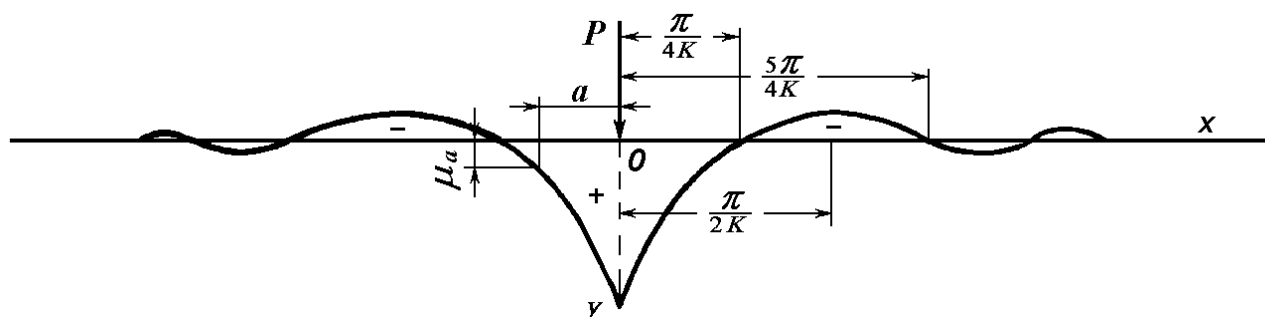
η – განივი ძალისა და რელსის დრეკადი ჩაღუნვის გავლენის ხაზის ორდინატა. (ნახ.3.4).

$$\mu = e^{-kx}(\cos kx - \sin kx) \quad (3.28)$$

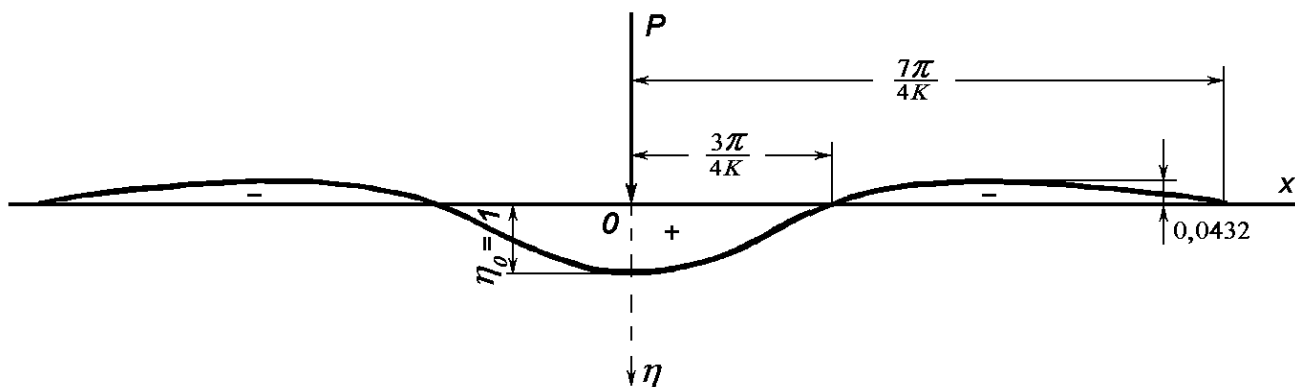
$$\eta = e^{-kx}(\cos kx + \sin kx) \quad (3.29)$$

როგორც ვხედავთ μ და η სიდიდეები დამოკიდებულია kx ნამრავლის ფუნქციაზე. ფუნქცია kx საშუალებას იძლევა გამოვთვალოთ μ და η მნიშვნელობები x -ის ნებისმიერი მნიშვნელობისათვის.

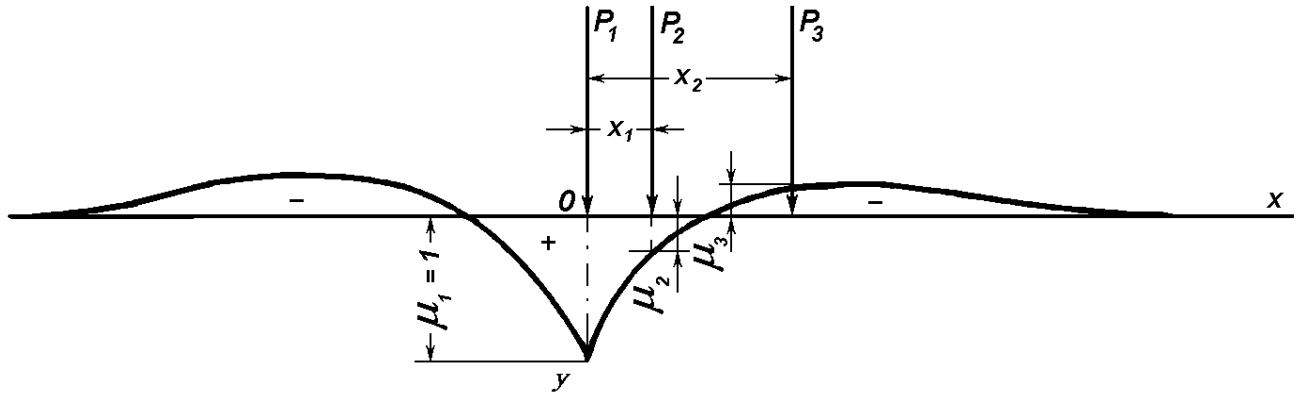
μ და η მნიშვნელობები საანგარიშო კვეთში, საანგარიშო თვლის ქვეშ მიიღება 1-ის ტოლი. საანგარიშო კვეთიდან დაშორების პროპორციულად მათი მნიშვნელობები მცირდება და შეიძლება მინუს ნიშნით აღმოჩნდეს. ამ ეპიურების ერთ-ერთი თავისებურებაა მათი გავლენის სწრაფად ჩაქრობა, ამიტომაც საანგარიშო კვეთიდან 3,5 მ-ზე მეტი დაშორების შემთხვევაში μ და η შეიძლება ნულს გავუტოლოთ. რაც იმას ნიშნავს, რომ საანგარიშო თვლის გავლენა 3,5 მ-ს იქეთ პრაქტიკულად არ ვრცელდება.



ნახ.3.3. μ -ს ეპიურა P ძალის O კვეთში მოდების შემთხვევაში



ნახ. 3.4. η -ს ეპიურა P ძალის O კვეთში მოდების შემთხვევაში



ნახ.3.5. მღუნავი მომენტის საანგარიშო სქემა 0 კვეთში ძალთა სისტემის მოდების შემთხვევაში (μ -ს ეპიურა)

დავუშვათ, რომ რელსზე მოქმედებს რამდენიმე ძალა, მაგალითად P_1, P_2 და P_3 (ნახ.3.5), მაშინ ამ ძალების ზემოქმედებისაგან გამოწვეული მღუნავი მომენტი 0 წერტილის მიმართ ტოლი იქნება:

$$M = [P_1\mu_1 + P_2\mu_2 + P_3(-\mu_3)] \frac{1}{4k} \quad (3.32)$$

ანუ

$$M = \frac{1}{4k} \sum P_i \mu_i \quad (3.33)$$

ხოლო რელსის ფუძის წიბოში ძაბვა გამოწვეული მღუნავი მომენტისაგან ტოლი იქნება

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1}{4kW} \sum P_i \mu_i \quad (3.34)$$

ანალოგიური მსჯელობით შეგვიძლია დავწეროთ, რომ

$$Q = \frac{kl}{2} \sum P_i \eta_i \quad (3.35)$$

და

$$y = \frac{k}{2U} \sum P_i \eta_i \quad (3.36)$$

3.5. ლიანდაგის დინამიკური გაანგარიშების საფუძვლები ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებაზე

ლიანდაგის დინამიკური გაანგარიშების ამოსავალი წერტილი არის ის, რომ საანგარიშო კვეთში სტატიკურად მოდებული დატვირთვათა სისტემა ამავე დატვირთვათა დინამიკური ზემოქმედების ექვივალენტური იყოს.

რადგანაც μ და η ეპიურები ერთმანეთისაგან მკვეთრად განსხვავდებიან, ამდენად ექვივალენტური დინამიკური ძალებიც შესაბამისად დამოკიდებულნი არიან μ და η სიდიდეებზე. მასაშადამე გაანგარიშებებში მონაწილეობს $P_{\text{მძ}}^I$ ძალა, რომლის მიხედვითაც გამოითვლება მღუნავი მომენტი და $P_{\text{მძ}}^{II}$ ძალა, რომელზედაც დამოკიდებულია რელსის დრეკადი ჩაღუნვა და შპალზე გადაცემული დატვირთვა.

გსარგებლობთ რა (3.33), (3.35) და (3.36) ფორმულებით შეგვიძლია დავწეროთ: რელსზე მოქმედი დინამიკური მომენტი

$$M_{\text{დინ}} = \frac{1}{4k} P_{\text{მძ}}^I \mu \quad (3.37)$$

რადგანაც საანგარიშო კვეთში $\mu=1$, მაშინ

$$M_{\text{დინ}} = \frac{1}{4k} P_{\text{მძ}}^I \quad (3.38)$$

ხოლო, ჰორიზონტალური განივი ძალების და ვერტიკალური დატვირთვების ექსცენტრული მოდების გათვალისწინებით

$$M_{\text{დინ}} = \frac{f}{4k} P_{\text{მძ}}^I \quad (3.39)$$

რელსის დრეკადი ჩაღუნვის სიდიდე საანგარიშო კვეთში, როცა $\eta=1$

$$y_{\text{დინ}} = \frac{k}{2U} P_{\text{მძ}}^{II} \quad (3.40)$$

შპალებზე გადაცემული დატვირთვა საანგარიშო კვეთში, როცა $\eta=1$

$$Q_{\text{დინ}} = \frac{kl}{2} P_{\text{მძ}}^{II} \quad (3.41)$$

$P_{\text{მძ}}^I$ და $P_{\text{მძ}}^{II}$ ექვივალენტური ძალები წარმოადგენენ ჯამურ ძალებს, რომლებიც შედგება ლიანდაგზე მოქმედი სხვადასხვა ძალებისაგან, რომელთაგან მხოლოდ სტატიკური დატვირთვა $P_{\text{სტ}}$ წარმოადგენს მუდმივი სიდიდის ძალას. დანარჩენი ძალები კი ცვალებადი სიდიდისაა და დამოკიდებულია მრავალ ობიექტურ და სუბიექტურ ფაქტორებზე.

დამატებითი დინამიკური ძალების წარმომშობი ფაქტორებია: რესორების რხევა, ლიანდაგის უსწორობები, თვალზე არსებული იზოლირებული და უწყვეტი უსწორობები, სარელსო საფუძვლის არათანაბარდრეკადობა და სხვა.

ლიანდაგის გაანგარიშებისას მასზე მაქსიმალური ძალური ზემოქმედების გასათვალისწინებლად თავდაპირველად უნდა განისაზღვროს ყველა დამატებითი ძალების ერთობლივი ზემოქმედების საშუალო მნიშვნელობა, მას დაემატოს დამატე-

ბითი დინამიკური ძალების ჯამური მნიშვნელობის საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე გამრავლებული 2,5-ზე.

საანგარიშო კვეთში დატვირთვათა სისტემის მაქსიმალური ტოლქმედი ძალის გამოთვლისას, საანგარიშო თვლის დაწოლა აიღება მაქსიმალური მნიშვნელობით, ხოლო მეზობელი თვლების გავლენა საშუალო მნიშვნელობით. მაშინ:

$$P_{ქქ}^I = P_{საშ} + 2,5S + \sum P_{საშ}\mu \quad (3.42)$$

$$P_{ქქ}^{II} = P_{საშ} + 2,5S + \sum P_{საშ}\eta \quad (3.43)$$

სადაც $\sum P_{საშ}\mu$ და $\sum P_{საშ}\eta$ მეზობელი თვლების დაწოლის გავლენა საანგარიშო კვეთზე.

შევიტანოთ $P_{ქქ}^I$ და $P_{ქქ}^{II}$ (3.39), (3.40), (3.41) ფორმულებში, მაშინ

$$M_{ღიფ} = \frac{f}{4k} (P_{საშ} + 2,5S + \sum P_{საშ}\mu) \quad (3.45)$$

$$Q_{ღიფ} = \frac{kl}{2} (P_{საშ} + 2,5S + \sum P_{საშ}\eta) \quad (3.46)$$

$$y_{ღიფ} = \frac{k}{2U} (P_{საშ} + 2,5S + \sum P_{საშ}\eta) \quad (3.47)$$

შესაბამისად ძაბვა რელსის ფუძის წიბოში, აღძრული დინამიკური მომენტისაგან ტოლი იქნება

$$\sigma_{რ.ფ.} = \frac{M_{ღიფ}}{W} = \frac{f}{4kW} (P_{საშ} + 2,5S + \sum P_{საშ}\mu) \quad (3.48)$$

სადაც W – რელსის წინაღობის მომენტი, სმ³ (დანართი, ცხრილი 7).

3.6. დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები ლიანდაგის ელემენტებში

ნებისმიერი კონსტრუქციის სიმტკიცისა და საიმედოობის უზრუნველყოფის აუცილებელ პირობას წარმოადგენს ის, რომ ამ კონსტრუქციაზე მოქმედ დატვირთვათა სისტემისაგან აღძრული ძაბვების სიდიდე, მარაგის სათანადო კოეფიციენტის გათვალისწინებით არ უნდა აღემატებოდეს ამ კონსტრუქციის სიმტკიცის ზღვარს.

კონსტრუქციის გაანგარიშებისათვის აუცილებელია დადგენილ იქნას საანგარიშო და დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები.

საანგარიშო ძაბვების მნიშვნელობა განისაზღვრება კონსტრუქციაზე მოქმედ დატვირთვათა სისტემის შესაძლო მაქსიმალური ზემოქმედების შესაბამისად.

დასაშვები ძაბვები კი დადგინდება კონსტრუქციის მასალის სიმტკიცის ზღვარის მიხედვით.

ლიანდაგის გაანგარიშებისას, მისი კონსტრუქციის საიმედოობისა და სიმტკიცის უზრუნველსაყოფად საანგარიშო ძაბვების მნიშვნელობები უნდა შედარდეს დასაშვები ძაბვების სიდიდეებს.

ლიანდაგის გაანგარიშების მეთოდის მიხედვით $P43$ და უფრო მძიმე ტიპის რელსებისათვის, ფუძის წიბოში დასაშვები ძაბვის სიდიდე დადგენილი იყო სარეზო ფოლადის დენადობის მინიმალური ზღვრის მიხედვით $[\sigma_{რ.ფ.}] = 3500$ კგ/სმ², (350 მეგპა), I^a და უფრო მსუბუქი ტიპის რელსებისათვის $[\sigma_{რ.თ.}] = 3000$ კგ/სმ² (300 მეგპა).

ამავე დროს აუცილებელი იყო პირაპირიან ლიანდაგებში ტემპერატურული ძაბვების გასათვალისწინებლად $K=1,3$ კოეფიციენტის გამოყენება.

ჩატარებული გამოკვლევების საფუძველზე $P50$ და უფრო მძიმე ტიპის რელსებისათვის, სიგრძით 12,5 და 25 მ. რეკომენდებულია დასაშვები ძაბვების შემდეგი მნიშვნელობები, (ცხრილი 3.2).

ცხრილი 3.2

ლიანდაგის დახასიათება	დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები, კგ/სმ ² (მეგპა)	
	რელსის ფუძის წიბოში $[\sigma_{რ.ფ.}]$	რელსის თავის წიბოში $[\sigma_{რ.თ.}]$
პირაპირიანი ლიანდაგისათვის	2400 (240)	3200 (320)
უპირაპირო ლიანდაგისათვის ტემპერატურული ძაბვების გათვალისწინებით	2000 (200)	2600 (260)

ძველი ვარგისი რელსებისათვის, რომლებიც უახლოეს ხანში უნდა შეიცვალოს, დასაშვებია მათი 30%-ით გადაძაბვა.

ხის შპალებში ქვესადების ქვეშ დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები დამოკიდებულია ზედა ნაშენის ტიპზე და მოძრავი შემადგენლობის სახეობაზე (ცხრილი 3.3).

ცხრილი 3.3.

მოძრავი შემადგენლობის სახეობა	დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები $[\sigma_{\text{შ}}]$ კგ/სმ ² (მეგპა)	
	მძიმე ტიპის ზედა ნაშენი	მსუბუქი ტიპის ზედა ნაშენი
ლოკომოტივის დატვირთვის ქვეშ	16 (1,6)	20 (2,0)
ვაგონების დატვირთვის ქვეშ	15 (1,5)	18 (1,8)

დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები ბალასტის შრეში დამოკიდებულია ბალასტის სახეობაზე, მისი ფრაქციების ზომეზე და მოძრავი შემადგენლობის ტიპზე (ცხრილი 3.4).

ცხრილი 3.4.

ბალასტის სახეობა და ფრაქციების ზომები	დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები $[\sigma_b]$ კგ/სმ ² , (მეგ.პა)	
	ლოკომოტივის დატვირთვის ქვეშ	ვაგონების დატვირთვის ქვეშ
ღორღი ფრაქციების ზომებით (25-50), (25-60) და (25-70) მმ.	5 (0,5)	3,25 (0,325)
ღორღი ფრაქციების ზომებით (7-25) მმ.	4 (0,4)	2,6 (0,26)
ხრეში, ნიჟარა	3 (0,3)	2,25 (0,225)
ქვიშა	2,75 (0,275)	2,0 (0,2)

მიწის ვაკისის ძირითად მოედანზე დასაშვები ძაბვების სიდიდე დამოკიდებულია გრუნტების სახეობაზე, მისი დატკეპნისა და ტენიანობის ხარისხზე. ჯანსაღი მიწის ვაკისისათვის, აგებული ყველაზე უფრო გავრცელებული თიხნარი გრუნტებისაგან, დასაშვები ძაბვების სიდიდე მიღებულია $[\sigma_{\text{აკ}}]=0,8$ კგ/სმ² (0,08 მეგპა).

საანგარიშო ძაბვების გადაჭარბება დასაშვები ძაბვების სიდიდეზე იმაზე მიუთითებს, რომ საჭიროა ლიანდაგის კონსტრუქციისა და მისი მოვლა-შენახვის სამუშაოების გაძლიერება. ამასთან ერთად უნდა გავითვალისწინოთ, რომ საანგარიშო ძაბვების გადაჭარბება შპალებში და ბალასტში დასაშვებთან შედარებით არა უმეტეს 30%-ისა, არ მოითხოვს მოძრაობის სიჩქარის დაუყოვნებლივ შემცირების აუცილებლობას.

თავი 4. ალბილობრივი ძაბვები და თვლის დარტყმითი ზემოქმედება

4.1. კონტაქტური ძაბვები

მოძრავი შემადგენლობის თვლებიდან რელსებს დატვირთვები გადაეცემა მცირე საკონტაქტო ფართობზე, ამიტომ სარელსო ფოლადის მასალა საკონტაქტო ფართობის ირგვლივ იმყოფება მოცულობით შეკუმშულ მდგომარეობაში. ამ დატვირთვებით გამოწვეული ძაბვების განაწილება მეტად რთული ხასიათისაა და მხოლოდ დრეკადობის თეორიის მეთოდებით კვლევას ექვემდებარება.

ძაბვები, რომლებიც აღიძვრება რელსის თავისა და თვლის ფერსოს კონტაქტის არეში, ან მის ახლოს კონტაქტური ძაბვები ეწოდება.

ლითონის დრეკადი შეკუმშვის შედეგად თვლის ფერსო რელსის თავთან კონტაქტში შედის მოკონტაქტე სხეულთა არა ერთ წერტილში, არამედ გარკვეულ ფართობზე - საკონტაქტო ელიფსებზე (ნახ.4.1).

კონტაქტის შედეგად თვალი რელსის თავს გადასცემს ვერტიკალური დინამიკური დატვირთვის ნორმალურ p_i და მხებ τ_i მდგენელებს. საკონტაქტო ფართობზე ძაბვების გავრცელების კანონზომიერება და სიდიდეები დამოკიდებულია ვერტიკალური დინამიკური დატვირთვების სიდიდეზე, ამ დატვირთვების ნორმალური p_i და მხები τ_i მდგენელების თანაფარდობაზე, თვლის R და რელსის თავის r რადიუსების სიდიდეებზე, რელსის თავის ცვეთის ფორმაზე, ლიანდაგისა და თვლების ტექნიკურ მდგომარეობაზე. ყოველივე ზემოჩამოთვლილ ფაქტორებს ითვალისწინებს საკონტაქტო ძაბვების გაანგარიშების ჰერც-ბელიაევის თეორია, რომლის ძირითად დაშვებებს წარმოადგენს:

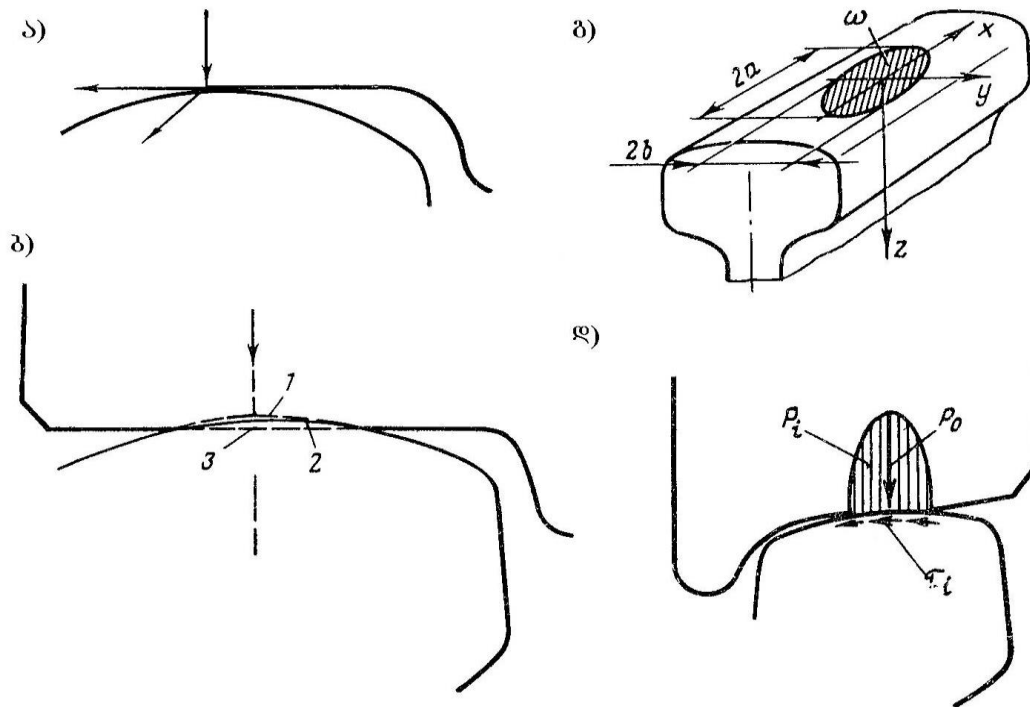
- საკონტაქტო ფართობი გაცილებით მცირეა რელსის თავის განივ ზომებთან შედარებით;
- საკონტაქტო ფართობზე ხახუნის კოეფიციენტი $f = 0$, ე.ი. გაანგარიშება ტარდება მხოლოდ ნორმალურ მდგენელებზე;
- თვლისა და რელსის ლითონი მუშაობს მხოლოდ დრეკად სტადიაში;
- თვლის არტახისა და რელსის თავის კონტაქტის ზონაში საკონტაქტო ფართობი წრიულცილინდრული ფორმისაა.

თვლისა და რელსის ფაქტიური საკონტაქტო ფართობის და მხები ძაბვების სიდიდეთა გასათვალისწინებლად, პროფ. გ.შახუნიაძემა ჰერც-ბელიაევის თეორიაში შეიტანა ϕ და k_Φ კოეფიციენტები. ამ თეორიის თანახმად საანგარიშო ფორმულები წარმოდგენილია შემდეგი სახით (x დერძი მიმართულია რელსის გრძივად, y დერძი რელსის თავის განივად):

$$\frac{p^2}{p_o^2} + \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (4.1)$$

საკონტაქტო ელიფსის შუა წერტილში მაქსიმალური ნორმალური დაბვა ტოლია

$$p_o = \frac{3P_{\text{დინ}}}{2k_{\Phi}\omega} \quad (4.2)$$



ნახ. 4.1 თვლის რელსის თავთან კონტაქტის ფორმები:

ა. - ერთ წერტილში (პირობითი კონტაქტი); ბ. - ზედაპირზე; გ. - საკონტაქტო ზედაპირის ზომები; დ. - თვლიდან გადაცემული ვერტიკალური დინამიკური დატვირთვის ნორმალური p_i და მხები τ_i მდგენელების განაწილება საკონტაქტო ზედაპირზე;

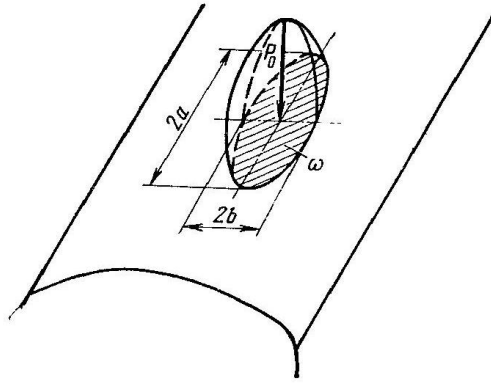
1 - ქვედა ცილინდრის (რელსის თავის) ზედაპირი დეფორმაციამდე; 2 - საკონტაქტო ზედაპირი; 3 - ზედა ცილინდრის (თვლის) ზედაპირი დეფორმაციამდე.

საკონტაქტო ელიფსის დიდი ნახევარღერძის სიგრძე კი (ნახ.4.2)

$$a = m \sqrt{\frac{3P_{\text{დინ}}(1-\nu)^2}{2E(A+B)}} \quad (4.3)$$

საკონტაქტო ელიფსის მცირე ნახევარღერძის სიგრძე ტოლია

$$b = \frac{n}{m} a \quad (4.4)$$



ნახ. 4.2 საკონტაქტო ძაბვების ნახევარელიფსოიდი

საანგარიშო პარამეტრები განისაზღვრება ფორმულებით:

$$A = \frac{1}{2r} \quad (4.5)$$

$$B = \frac{1}{2R} \quad (4.6)$$

$$\cos \Theta = \frac{|B - A|}{A + B} \quad (4.7)$$

საკონტაქტო ელიფსის ფართობი ტოლი იქნება

$$\omega = \pi ab \quad (4.8)$$

მხები ძაბვების მაქსიმალური მნიშვნელობა საკონტაქტო ელიფსის ბოლოებში, რელსის თავში z_0 სიღრმეზე, დამოკიდებულია ფარდობაზე $r/R \geq 0,33$ და ტოლია

$$2\tau = 0,65p_0 = \frac{0,65\varphi m_0}{k_\Phi} \sqrt[3]{\frac{P_{\text{გობ}} E^2}{R^2}} \quad (4.9)$$

ხოლო მხები ძაბვების მაქსიმალური მნიშვნელობა რელსის თავის ზედაპირზე საკონტაქტო ელიფსის ცენტრში, როცა $r/R < 0,33$

$$2\tau_n = \frac{0,65\varphi n_0}{k_\Phi} \sqrt[3]{\frac{P_{\text{გობ}} E^2}{R^2}} \quad (4.10)$$

სადაც $P_{\text{გობ}}$ - თვლიდან რელსის თავზე გადაცემული მაქსიმალური, ვერტიკალური დინამიკური დატვირთვაა;

p_0 - მაქსიმალური, ნორმალური მკუმშავი ძაბვა ელიფსის ცენტრში, რელსის თავის ზედაპირზე;

ω - საკონტაქტო ელიფსის ფართობი;

r - რელსის თავის მუშა ნაწილის რადიუსი;

R - თვლის გორვის წრის რადიუსი;

$\nu = (0,25 \div 0,30)$ - პუასონის კოეფიციენტი;

$E = 2,1 \times 10^6$ კგ/სმ² ($0,21 \times 10^6$ მგ/სმ²) – რელსისა და თვლის ფოლადის დრეკადობის მოდული;

m, n - პარამეტრები, რომლებიც დამოკიდებულია Θ კუთხის სიდიდეზე;

m_o, n_o - პარამეტრები, რომლებიც დამოკიდებულია r/R ფარდობაზე;

k_Φ - კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ფაქტიურ და საანგარიშო საკონტაქტო ფართობებს შორის სხვაობას; $k_\Phi = (1,3 \div 1,6)$ - გაუცვეთავი თვლებისათვის, $k_\Phi = (1,4 \div 2,0)$ - გაცვეთილი თვლებისათვის;

φ - მხები დაბეჭდვის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი.

დაბეჭდვის ნახევარელიფსოიდის მოცულობა, როცა $k_\Phi = \varphi = 1$ ტოლია (ნახ.4.2)

$$\frac{2}{3} \omega p_o \quad (4.11)$$

მაშინ ელიფსის ფართობი ტოლია

$$\omega = \frac{3P_{\text{დინ}}}{2p_o} \quad (4.12)$$

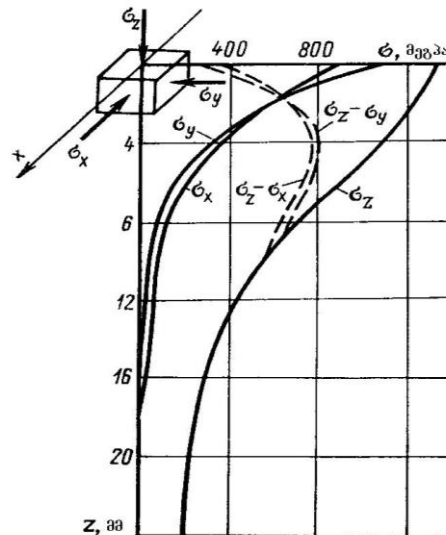
ხოლო

$$p_o = m_o^3 \sqrt{\frac{p_{\text{დინ}} E^2}{R^2}} \quad (4.13)$$

ზედაპირზე საკონტაქტო ფართობის ქვეშ, მთავარი დაბეჭდვის სიდიდე მაქსიმალურია და რელსის სიღრმეში თანდათან მცირდება (ნახ.4.3).

ძალზე საშიშია მხლეჩი დაბეჭდვები რელსის თავის სიღრმეში. ექვივალენტური დაბეჭდვები კი რელსებში, ექსპლუატაციის თანამედროვე პირობებში, აჭარბებს სარელსო ფოლადის კონტაქტური ამტანობის ზღვარს. ეს ფაქტორი წარმოადგენს რელსის თავში ბზარების წარმოშობის მიზეზს, განსაკუთრებით თვლების რელსის თავზე განივად წაცურების შემთხვევაში.

რელსის თავის ფოლადს, იმეოფება რა მოცულობით შეკუმშულ მდგომარეობაში შეუძლია გაცილებით მეტი დაბეჭდვის ატანა, როდესაც საკონტაქტო ელიფსი მდებარეობს რელსის ღერძთან ახლოს და გაცილებით ნაკლებს, როცა საკონტაქტო ელიფსი გადაადგილდება რელსის წიბოსაკენ.



ნახ. 4.3 ძაბვების განაწილების გრაფიკი რელსის თავის სიღრმეში

ლიანდაგის ზედა ნაშენის ლითონის ელემენტების სიმტკიცე პირველ ყოვლისა განისაზღვრება სარელსო ფოლადის კონტაქტურ-დაღლილობითი წინააღობით. რაც მეტია გატარებული ტონაჟი და თვლებიდან რელსებზე გადაცემული დატვირთვების მნიშვნელობა, მით უფრო ჩქარა “იღლება” ლითონი.

სადღეისოდ რელსების დეფექტებიდან ფართოდაა გავრცელებული 11.1.2 დეფექტი, ლითონის ამოფხვნა რელსის თავის მუშა ზოლზე და 21.1.2 დეფექტი, განივი ბზარების წარმოშობა რელსის თავზე. ეს დეფექტები წარმოიშობა სარელსო ფოლადის კონტაქტურ-დაღლილობითი არასაკმარისი სიმტკიცის შედეგად. რელსების ერთეული ცვლის 70% დაკავშირებულია ამ დეფექტებთან.

სარელსო ფოლადის დაშლა, კონტაქტურ-დაღლილობითი პროცესების გამო, შეიძლება პირობითად სამ ურთიერთდამოკიდებულ სტადიად დაიყოს:

- **პირველი სტადია** – მიკროდაღლილობითი პროცესების წარმოქმნა რელსის თავის ზონაში, არალითონური ჩანართების არსებობისას, დიდი სიდიდის საკონტაქტო ძაბვების გამო წარმოქმნილ გრძივ ბზარებთან ერთობლიობაში. განსაზღვრულ პირობებში ეს ბზარები ამოდიან რელსის თავის ზედაპირზე და წარმოქმნიან ამონაჩიჩქნებს რელსის თავის მუშა ზედაპირზე (დეფექტი 11);
- **მეორე სტადია** – გრძივი ბზარების გადასვლა განივ ბზარებში, გამჭიმავი მღუნავი ძაბვების ზემოქმედების შედეგად (დეფექტი 21);
- **მესამე სტადია** – ზემოთ ჩამოთვლილი დეფექტების თანდათანობითი განვითარება, რომლებიც საბოლოოდ იწვევენ რელსების კონტაქტურ-დაღლილო-

ბითი პროცესების იმ დონემდე განვითარებას, რომლებიც მოაგრდება რელსების გატეხვით.

სარელსო ფოლადის კონტაქტურ-დაღლილობითი პროცესის პირველ სტაიაზე რელსის თავში, ზედაპირიდან 3–6 მმ სიღრმეზე, წარმოიშობა მიკრობზარები და რომლებიც შემდგომში ვითარდებიან მაქსიმალური მხები ძაბვების მიმართულებით. მიკრობზარები თავდაპირველად ვრცელდება რელსის თავის სიღრმეში 7–10 მმ-ზე, ხოლო შემდგომში უახლოვდება რელსის თავის მუშა ზედაპირს. თვლის და რელსის თავის საკონტაქტო ფართობის რელსის წიბოსაკენ გადაადგილების შემთხვევაში, მიკრობზარები ერთიანდებიან და ქმნიან ერთიან 5 – 7 მმ სიგრძის გრძივ ბზარებს.

გრძივი ბზარების წარმოქმნის პროცესი რელსის თავის ლითონის დაღლილობითი პროცესის შედეგს წარმოადგენს, რომელიც ციკლური ვერტიკალური დატვირთვების სიდიდისა და მისი ექსცენტრული მოდების შედეგია. რაც მეტია ღრეწოს სიდიდე, მით მეტია ვერტიკალური ძალების მოდების ექსცენტრისიტეტი.

სარელსო ფოლადის კონტაქტურ-დაღლილობითი პროცესის მეორე სტადია ხასიათდება რელსის თავში განივი ბზარების წარმოშობით და განვითარებით. შემდგომში განივი ბზარების განვითარება ხდება გამჭიმავი ძაბვების ზემოქმედებით, რომლებიც აღიძვრებიან რელსების ღუნვის დეფორმაციების, თვლების განივი და გრძივი მიმართულებებით ასრიალების შედეგად რელსის თავზე. განივი ბზარების ჩასახვა მიმდინარეობს გრძივი ბზარების წარმოშობის წერტილებში. ეს წერტილები ძაბვების მაღალი კონცენტრაციის წერტილებს წარმოადგენენ.

სახიფათო ფაქტორს წარმოადგენს მხები ძაბვებიც, რომლებიც ტოლია მთავარი ძაბვების უდიდესი σ_1 და σ_3 უმცირესი მნიშვნელობების ნახევარსხვაობისა. მხები ძაბვები თავიანთი სიდიდის მაქსიმუმს აღწევენ რელსის თავის სიღრმეში, $z_o = (0,2 \div 0,5)a$ მანძილზე.

საკონტაქტო ელიფსის გაჭიმულობის მიხედვით ადგილი აქვს შემდეგ თანაფარდობას:

$\frac{b}{a}$	1,00;	0,75;	0,50;
$\frac{z_o}{a}$	0,48;	0,41;	0,31;
$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{p_o}$	0,62;	0,635;	0,649.

რაც მეტია სხვაობა ელიფსის მცირე a და დიდ b ნახევარღერძებს შორის, მით უფრო ახლოსაა განლაგებული მაქსიმალური მხები ძაბვები საკონტაქტო ზედაპირიდან.

რელსის სიმტკიცის შეფასებისათვის, ექვივალენტური ძაბვები, მაქსიმალური მხები ძაბვების ზემოქმედების თეორიის საფუძველზე განისაზღვრება:

რელსის თავში z_0 სიღრმეზე

$$\sigma_{\text{ექვ}} = 2\tau_{\text{max}} = 0,65p_0 \quad (4.16)$$

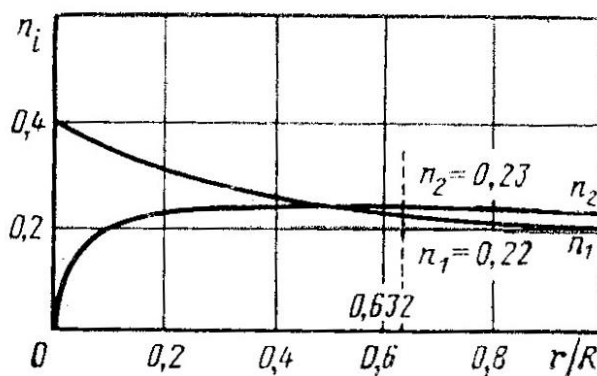
რელსის თავის ზედაპირზე, ელიფსის ცენტრში

$$\sigma_{\text{ექვ}} = n_1 p_0 \quad (4.17)$$

საკონტაქტო ელიფსის დიდი ღერძის ბოლოებში

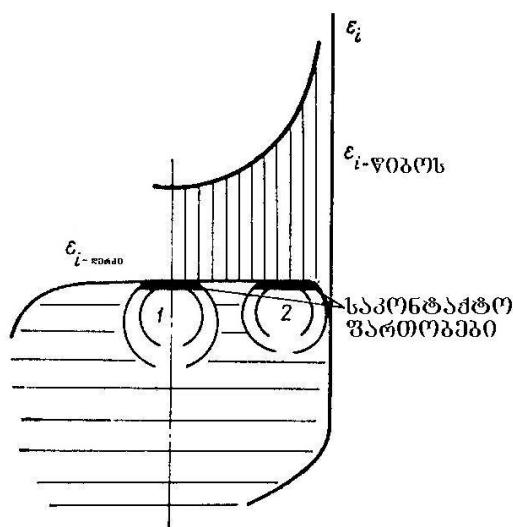
$$\sigma_{\text{ექვ}} = n_2 p_0 \quad (4.18)$$

n_1 და n_2 კოეფიციენტები დამოკიდებულია r/R ფარდობაზე და აიღება გრაფიკიდან (ნახ.4.4).



ნახ. 4.4 n_1 და n_2 კოეფიციენტების r/R ფარდობაზე დამოკიდებულების გრაფიკი

სიმტკიცის პირობით ექვივალენტური ძაბვები არ უნდა აღემატებოდეს სარელსო ფოლადის კონტაქტური ამტანობის ზღვარს. დაკვირვებები გვიჩვენებს, რომ მაღალი დინამიკური დატვირთვებისას თანამედროვე რელსები P50 და P65 ვერ აკმაყოფილებენ ამ პირობას. კერძოდ სარელსო ფოლადის ამტანობა კონტაქტურ ძაბვებზე არასაკმარისია. მათი საკონტაქტო ფართობის რელსის წიბოსთან მიახლოების პროპორციულად მცირდება ლითონის ამტანობა. მოდელზე ჩატარებული გამოკვლევებით დადგენილია, რომ $(0,5 \div 4,0)$ მანძილზე წიბოდან დეფორმაციები იზრდება: ვერტიკალური $2 \div 2,5$ -ჯერ, ჰორიზონტალური განივი $3 \div 3,2$ -ჯერ, ჰორიზონტალური გრძივი $4,0 \div 6,0$ -ჯერ (ნახ.4.5).

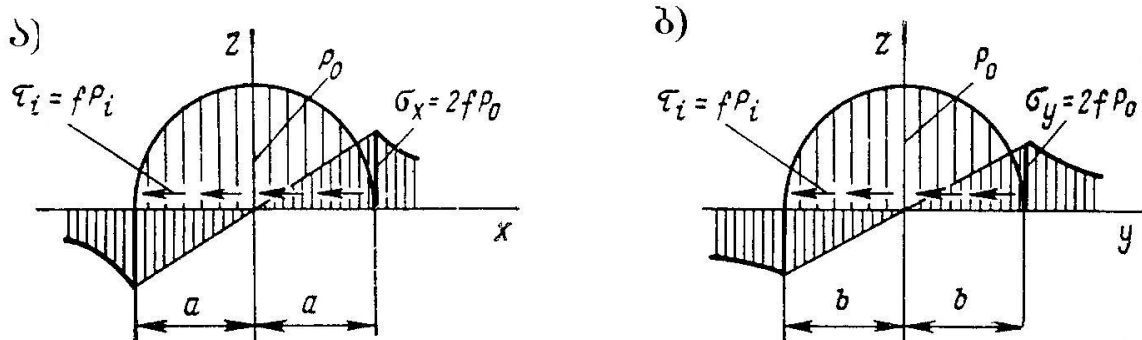


ნახ. 4.5 რელსის თავში აღძრული ფარდობითი დეფორმაციების სიდიდეები საკონტაქტო წართობის ადგილმდებარეობაზე დამოკიდებულებით

თვლის რელსის თავზე ასრიალების დროს, გარდა კონტაქტური დატვირთვის ვერტიკალური მდგენელისა, წარმოიშობა აგრეთვე მხები მდგენელები (გრძივი და განივი) (ნახ.4.6), რომელიც ტოლია

$$\tau = f_i p_i \quad (4.19)$$

τ -ს ზრდასთან ერთად მაქსიმალური მხები ძალების მოდების წერტილი თანდათან უახლოვდება რელსის თავის ზედაპირს, ხოლო $\tau_{\max}$ მნიშვნელობა იზრდება: როცა $f = 0,2$, მაშინ $\tau_{\max} = 0,34p_0$; ხოლო როცა $f = 0,3$, მაშინ $\tau_{\max} = 0,38p_0$. თვლების რელსზე ასრიალებისას რელსის თავის გორვის ზედაპირზე ვითარდება დიდი სიდიდის გამჭიმავი და მკუმშავი ძაბვები, რომელთაც შეუძლიათ გამოიწვიონ ლითონზე ზედაპირული ნაჭდევების წარმოქმნა, გადახეხვები და სხვა.



ნახ. 4.6 თვლების ასრიალების შედეგად წარმოქმნილი გამჭიმავი და მკუმშავი ძაბვების სიდიდეები საკონტაქტო წართობის გასწვრივ (ა) და განივად (ბ).

განსაკუთრებით საშიშია თვლების განივი ასრიალება რელსის თავის მიმართ, იმ შემთხვევებში, როცა საკონტაქტო ფართობი მდებარეობს რელსის წიბოს სიახლოვეს. ლიანდაგში არსებული უსწორობები (კუთხეები გეგმაში, თარაზოში გადახრები და სხვა) იწვევენ მოძრავი შემადგენლობის წყვილთვალის მკვეთრ განივ გადაადგილებას, რელსის თავის ლითონის პლასტიკურ დეფორმაციებს და კონტაქტურ-დადლილობითი დეფექტების წარმოქმნას.

კვლევების საფუძველზე ამერიკელი მეცნიერებმა მეტჩელმა და ალბეკმა (1969 წ.) შემოგვთავაზეს კონტაქტური დატვირთვების მხები მდგენელების გათვალისწინება ϕ კოეფიციენტის საშუალებით. თუ წვეის ძალის მხები მდგენელი $\tau_{\text{წ.ძ}}$ შეჭიდულობის პირობით მაქსიმალური მნიშვნელობისაა (დაახლოებით $1/3$ ნორმალური მდგენელისა), მაშინ კოეფიციენტი $\phi = 1,4$; როცა $\tau_{\text{წ.ძ}} = 0$, მაშინ $\phi = 1,0$. ამ დროს მაქსიმალური მკუმშავი ძაბვა საკონტაქტო ელიფსის ცენტრში ტოლია

$$p_o = m_o \phi^3 \sqrt{\frac{P_{\text{დინ}} E^2}{R^2}} \quad (4.20)$$

ხოლო გაცვეთილი რელსებისათვის, როდესაც მისი ზედაპირი წარმოდგენილია სიბრტყის სახით (ცილინდრის გორვის შემთხვევა ცილინდრულ ზედაპირზე).

$$p_o = m_o \phi^3 \sqrt{\frac{P_{\text{დინ}} E^2}{b_1 R^2}} \quad (4.21)$$

$$a = 1,52 \sqrt{\frac{P_{\text{დინ}} R}{b_1 E}} \quad (4.22)$$

$$\omega = \frac{\pi a b_1}{2} \quad (4.23)$$

სადაც b_1 - საკონტაქტო ზოლის მთლიანი სიგანეა რელსის თავის განივად.

კონტაქტური ძაბვების შემცირების თვალსაზრისით, ერთ-ერთ მნიშვნელოვან ღონისძიებას ვერტიკალური დატვირთვების რელსის სიმეტრიის ღერძისაკენ გადაადგილება წარმოადგენს. საკონტაქტო ფართობის რელსის სიმეტრიის ღერძისაკენ გადაადგილების ერთ-ერთ ეფექტურ საშუალებას ლიანდის სიგანის შესაძლო მინიმალურ სიდიდემდე შემცირება წარმოადგენს.

ლიანდაგში ღრეჩოს შემცირება ერთ-ერთი უმთავრესი ღონისძიებაა რელსის თავში და თვლის ფერსოში კონტაქტური ძაბვების შემცირების თვალსაზრისით. თვლისა და რელსის თავის კონტაქტის ფართობის რელსის თავის წიბოსკენ გადაადგილების შემთხვევაში მკვეთრად იზრდება რელსების, როგორც ვერტიკალური

ისე გვერდითი ცვეთა და შესაბამისად თვლების ცვეთაც. ჩქარდება ლითონში კონტაქტურ-დადლილობითი პროცესების განვითარება.

აღსანიშნავია, რომ ახალი რელსების თავზე კონტაქტური ძაბვები გაცილებით მეტი სიდიდისაა, ვიდრე გაცვეთილი რელსების თავზე. ამის მიზეზია ის, რომ მცირე რეზადიუსიან მრუდებში რელსების ჩაგების პირველ პერიოდში, როგორც ვერტიკალურ, ისე გვერდით ცვეთას მეტად ინტენსიური ხასიათი აქვს. შემდგომში კი თვლის ფერსოს რელსის თავზე, როგორც ცილინდრის ცილინდრულ ზედაპირზე გორვის ხასიათის მიღების შემდეგ, ცვეთის ინტენსივობა სტაბილური ხდება და ნაკლებ ინტენსიურ ხასიათს ატარებს.

რაც შეეხება კონტაქტური და ექვივალენტური ძაბვების აბსოლუტურ მნიშვნელობებს, ისინი უმეტეს შემთხვევაში აღემატებიან კონტაქტური ამტანობის ზღვარს, მით უმეტეს მხები ძაბვების გათვალისწინებისას და სარელსო ფოლადი იტანს მათ მოცულობითი შეკუმშული მდგომარეობის შედეგად.

4.2. ადგილობრივი ძაბვები რელსის თავიდან ყელში გარდამავალ ზონაში

პრაქტიკაში ხშირად საჭირო ხდება სამსახურის ვადაგადაცილებული რელსების საიმედოობის შეფასება, სხვა შემთხვევაში კი ძაბვების განსაზღვრა რელსის თავიდან ყელში გარდამავალ ზონაში. ცნობილია, რომ ვერტიკალურ სიბრტყეში რელსის დეფორმაციის მახასიათებელ განტოლებას შემდეგი სახე აქვს

$$E\omega \frac{d^2U}{dx^2} - \alpha_x U + \alpha_x h_2 \frac{dy}{dx} = 0 \quad (4.24)$$

$$\alpha_x h_2 \frac{dU}{dx} + El \frac{d^4y}{dx^4} - \alpha x h_2^2 \frac{d^2y}{dx^2} + \alpha_y y = 0 \quad (4.25)$$

ხოლო რელსის თავის ჰორიზონტალური ღუნვისა და გრესის მახასიათებელი განტოლება შემდეგი სახისაა:

$$EI \frac{d^4z}{dx^4} - \alpha_z z + \alpha_\phi \phi = 0 \quad (4.26)$$

$$G \frac{d^2\phi}{dx^2} - \mu_\phi \phi - \mu_z z = 0 \quad (4.27)$$

სადაც G - წარმოადგენს ძვრის მოდულს და გამოითვლება ფორმულით

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (4.28)$$

α_z - საფუძვლის ძალური რეაქციის კოეფიციენტი, რელსის თავის სიმძიმის ცენტრის z ღერძიდან ერთეული სიდიდით გადაადგილების შემთხვევაში;

α_ϕ - საფუძვლის ძალური რეაქციის კოეფიციენტი, რელსის თავის სიმძიმის ცენტრის გრძივი ღერძის მიმართ ერთეული ϕ კუთხის შემობრუნების შემთხვევაში;

μ_z - რეაქციული მომენტი აღძრული რელსის თავის z ღერძის მიმართ ერთეული სიდიდით გადაადგილების შემთხვევაში;

μ_ϕ - რეაქციული მომენტი აღძრული რელსის თავის გრძივი ღერძის მიმართ ერთეული ϕ შემობრუნების შემთხვევაში;

μ - პუასონის კოეფიციენტი.

შემუშავებულია რელსის თავის ქვეშ σ_z ძაბვების კონცენტრაციის განსაზღვრის მიახლოებითი ანალიზური მეთოდით. იგი ითვალისწინებს მოძრავი შემადგენლობის თვლებიდან რელსზე გადაცემული ვერტიკალური დინამიკური $P_{\text{დინ}}$ დატვირთვების რელსის თავზე ექსცენტრულ მოღებას e ექსცენტრისიტეტით.

ამ მეთოდის მიხედვით σ_z ძაბვის სიდიდე კონცენტრაციის კოეფიციენტის გათვალისწინებით გამოითვლება ფორმულით

$$\sigma_z = \frac{P_{\text{დინ}}}{2d_1} \sqrt[4]{\frac{d_{\text{ყელ}}}{4h_{\text{ყელ}}I}} C_1^{\text{კონც}} \times 10^{-6} + \frac{3P_{\text{დინ}}e}{d_1^2} \sqrt{\frac{Ed_{\text{ყელ}}^3}{12h_{\text{ყელ}}GI_{\text{გრეს}}}} C_2^{\text{კონც}} \times 10^{-6} \quad (4.29)$$

სადაც $d_{\text{ყელ}}$ და $h_{\text{ყელ}}$ - რელსის ყელის საშუალო სისქე და სიმაღლეა;

d_1 - რელსის ყელის სისქე კრიტიკულ წერტილში;

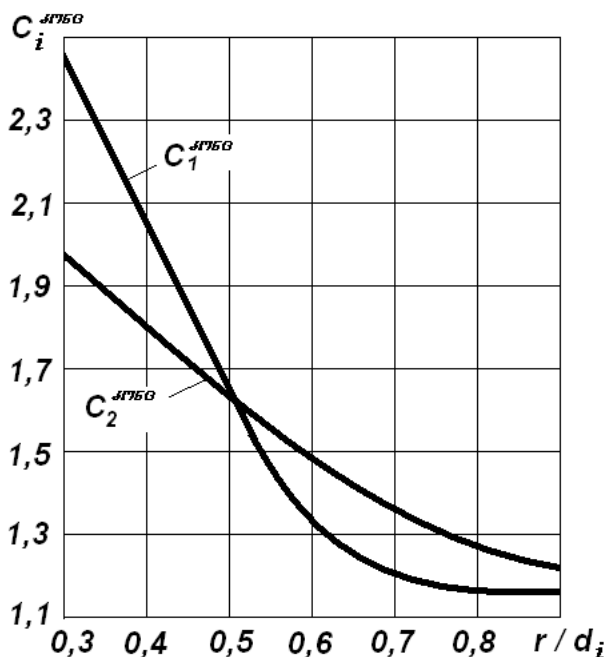
I - რელსის თავის ინერციის მომენტი, მისი სიმძიმის ცენტრში გამავალი ჰორიზონტალური ღერძის მიმართ;

$I_{\text{გრეს}}$ - რელსის თავის ინერციის მომენტი გრესზე;

$C_1^{\text{კონც}}$ და $C_2^{\text{კონც}}$ - ძაბვების კონცენტრაციის კოეფიციენტები, შესაბამისად ღერძული კუმშვისა და გრესის შემთხვევაში. ამ კოეფიციენტების სიდიდეები დამოკიდებულია r/d_1 და $r/d_{\text{ყელ}}$ ფარდობებზე (ნახ.4.7);

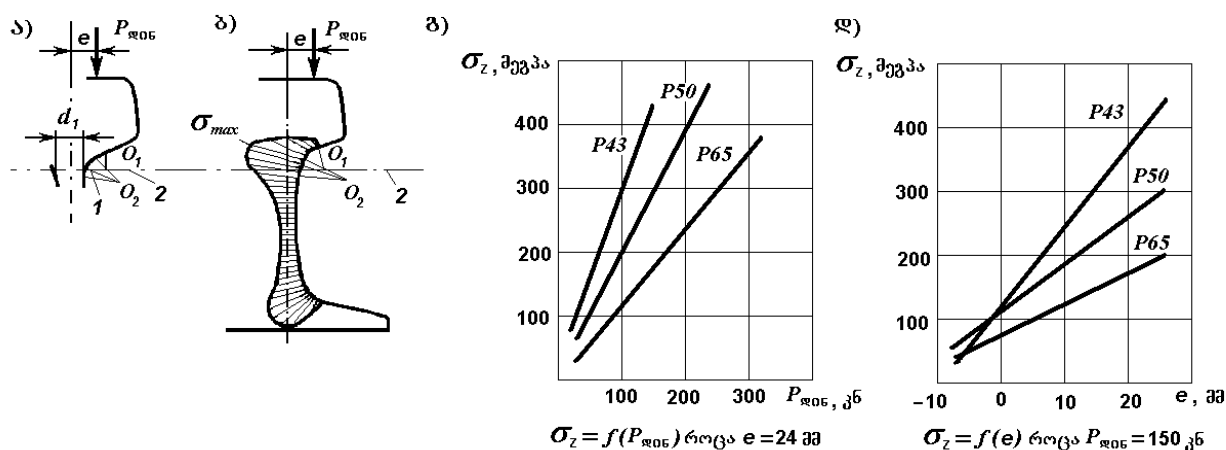
r - მომრგვალების რადიუსი;

ე- რელსის თავზე ვერტიკალური დინამიკური დატვირთვის მოდების ექსცენტრისიტეტი.



ნახ. 4.7 ძაბვების კონცენტრაციის კოეფიციენტების გრაფიკი

კრიტიკული კვეთის საპონგელად რელსის თავის ქვედა წიბოს ხაზი უნდა გაგრძელდეს სიმეტრიის ვერტიკალური ღერძის გადაკვეთამდე, მიღებული წერტილი შეერთდეს მომრგვალების რადიუსის O_2 ცენტრთან, (ნახ.4.8).



ნახ.4.8. ადგილობრივი ძაბვების კონცენტრაცია:

ა - კრიტიკული კვეთის მდებარეობა; ბ - ძაბვების ეპიურა; გ,დ - რელსის თავის ქვეშ ძაბვების დამოკიდებულება დატვირთვებისა და ექსცენტრისიტეტის სიდიდეებთან;

1 - დამხმარე ხაზი; 2 - კრიტიკული კვეთის თეორიული მდებარეობა

კრიტიკული კვეთი რელსის კონტურთან დამხმარე ხაზის გადაკვეთის წერტილში გატარებულ ჰორიზონტალურ ხაზზე მდებარეობს.

რელსის თავის ქვეშ σ_z ძაბვების კონცენტრაციის დამოკიდებულება დატვირთვის სიდიდეებზე, ექსცენტრისიტეტზე და საფუძვლის სიხისტეზე ნაჩვენებია ნახ.4.8.

ჰორიზონტალური განივი ძალების ზემოქმედების შედეგად რელსის თავის ქვეშ ძაბვები განისაზღვრება ფორმულით

$$\sigma_z = \frac{6H}{d_1^2} \left[\alpha \beta^3 \frac{(\beta - \alpha)^2 + \beta^2}{4\beta^4 + d^4} - \frac{y_H}{2} \alpha \right] C_2^{\text{კონც}} \times 10^{-6} \quad (4.30)$$

სადაც H - ჰორიზონტალური დატვირთვაა;

α - მანძილი რელსის თავის სიმძიმის ცენტრიდან კრიტიკულ კვეთამდე;

y_H - ჰორიზონტალური H ძალის მოდების ორდინატა, $y_H > 0$, ათვლილი რელსის თავის სიმძიმის ცენტრიდან ზემოთ;

β და α - კოეფიციენტები, რომლებიც განისაზღვრება ფორმულებით:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{Ed_{\text{ჟელ}}^3}{16h_{\text{ჟელ}}^3 I_z}}; \quad (4.31)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{Ed_{\text{ჟელ}}^3}{12h_{\text{ჟელ}} GI_{\text{გრეს}}}}; \quad (4.32)$$

თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევებით დადგენილია, რომ რელსის თავის ქვეშ ძაბვებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს მრავალი ფაქტორი, როგორებიცაა: რელსის თავის ვერტიკალური ცვეთა, რელსის პროფილის მომრგვალების რადიუსები, ყელის სისქე, დატვირთვების მოდების ექსცენტრისიტეტი, ლითონის კოროზია რელსის პროფილის მომრგვალების ადგილებში და სხვა.

საერთოდ რელსის თავის ქვეშ ლითონი რთულ დაძაბულ მდგომარეობაში იმყოფება. ამიტომ საჭიროა გამოითვალოს ექვივალენტური ძაბვების სიდიდეები.

$$\sigma_{\text{ეკ}} = \sqrt{(\sigma_z - \sigma_x)^2 + \sigma_x \sigma_z + 3\tau^2} \leq \frac{[\sigma_{0,2}^p]}{k_3} \quad (4.33)$$

სადაც σ_x - რელსის თავის ღუნვის ძაბვა კრიტიკულ კვეთში;

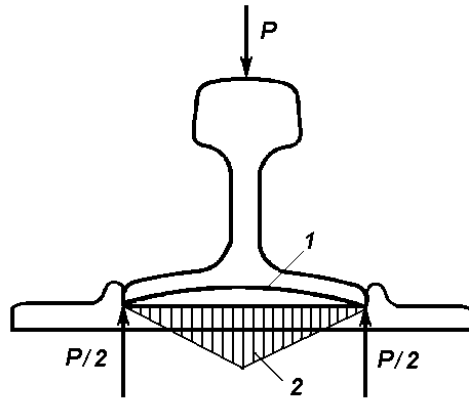
τ - მხები ძაბვები;

$[\sigma_{0,2}^p]$ - სარელსო ფოლადის დენადობის პირობითი ზღვარი;

k_3 - მარაგის კოეფიციენტი, $k_3=1,2$.

4.3. ადგილობრივი დაზიანებები რელსის ყელიდან ფუძეში გარდამავალ ზონაში.

რელსის ყელიდან ფუძეში გარდამავალ ზონაში დაზიანების კონცენტრაცია 2-3-ჯერ ნაკლებია, დაზიანების კონცენტრაციაზე რელსის თავიდან ყელში გარდამავალ ზონაში. ამ შემთხვევაში კრიტიკული კვეთისა და დაზიანების სიდიდეები გაინსახვდება ზემოთ განხილულის ანალოგიურად ხორციელდება (ნახ.4.9).



ნახ.4.9 ფუძის დეფექტი, რომლის გამო რელსი არასწორად ეყრდნობა ქვესადებს:
1 – ფუძის გამრუდება; 2 – დაზიანების ეპიურა.

4.4. ადგილობრივი დაზიანებები სატანჯიკე ნახვრეტების ზონაში

თვლებიდან გადაცემული დატვირთვების ზემოქმედებით სარელსო ძაფი პირაპირის ზონაში უფრო დიდი სიდიდით ჩაიღუნება, ვიდრე მის შუა ნაწილში. ამის მიზეზებია: ზესადებების არასაკმარისი სიხისტე ღუნვაზე, საპირაპირო ტანჯიკეებზე ქანების მოჭერის მომენტის შესუსტება, ზესადებების საყრდენი ზედაპირის ცვეთა და სხვა.

თვალი პირაპირის გადავლისას ურტყამს მიმდები რელსის ბოლოს. ამ პროცესს ხელს უწყობს გაჭიმული პირაპირების არსებობა, რელსის თავის თელვა და სხვა.

თვლის მიმდები რელსის ბოლოზე დაჯახების მაქსიმალური ძალა გამოითვლება პროფ. ვ.დანილოვის ფორმულით

$$P_{\max} = \varphi_{\text{დაჯ}} \sqrt{\frac{\mathcal{K}_{\text{თ-რ}} Q_{\text{დაურეს}} Q_{\text{დაყ}}}{g(Q_{\text{დაურეს}} + Q_{\text{დაყ}})}} \quad (4.34)$$

სადაც $\varphi_{\text{დაჯ}}$ - პირაპირში სარელსო ძაფის გარდატეხის კუთხეა. დაჯახების კუთხის სიდიდე მოძრაობის სიჩქარის ზრდის შემთხვევაში მცირდება, რადგანაც თვალი ვერ ასწრებს მოლიანად დაეშვას საპირაპირო უსწორობაზე;

v - მოძრაობის სიჩქარე;

$\mathcal{K}_{\text{თ-რ}}$ - “თვალი-რელსი” სისტემის სიხისტე. რელსის ჰორიზონტალური და ვერტიკალური სიხისტე პირაპირის ზონაში 1,25-1,5-ჯერ ნაკლებია, ვიდრე სარელსო რგოლის შუაში;

$Q_{\text{დაურეს}}$ - დაურესორებელი წონა მოსული ერთ თვალზე;

$Q_{\text{დაქ}}$ - რელსის დაყვანილი წონა. საორიენტაციო შეფასებისას შეიძლება მივიღოთ $Q_{\text{დაქ}} = (0,7 \div 0,8)Q_{\text{რელ}}$;

g - სიმძიმის ძალის აჩქარება.

4.5 თვლის დარტყმითი ზემოქმედება

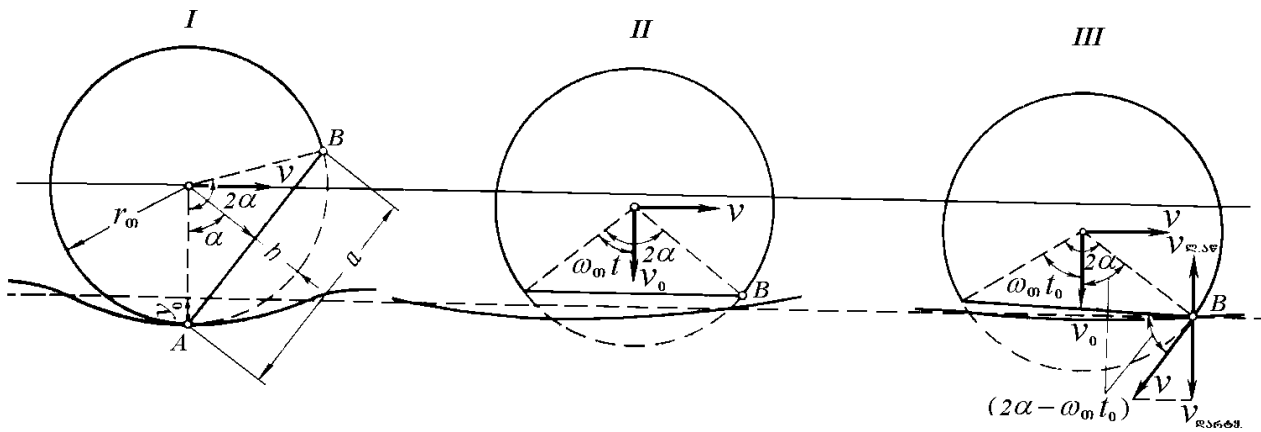
რელსებზე ცოცხებიანი თვლების გავლის ან თვლის სარელსო პირაპირებზე გადაგორებისაგან წარმოქმნილი დარტყმითი ძალის ზემოქმედების ზუსტად განსაზღვრა, მეტად რთულ ამოცანას წარმოადგენს. ამიტომ თვლის დარტყმითი ზემოქმედება პრაქტიკულად მიახლოებითი მეთოდებით განისაზღვრება, ექსპერიმენტული და თეორიული გამოკვლევების შეჯერების გზით.

მიახლოებითი გამოთვლებისათვის, თუ მივიღებთ ძალასა და დეფორმაციას შორის ხაზობრივ დამოკიდებულებას, მაშინ პროფ. ვ.დანილოვის გამოკვლევების საფუძველზე თვლის სტატიკური კონტაქტური $\mathcal{K}_{\text{თ-სტ}}$ სიხისტე 10 ტონა დატვირთვისათვის ტოლი იქნება

$$\mathcal{K}_{\text{თ-სტ}} = \frac{10000}{0,02} = 0,5 \times 10^6 \text{ კგ/სმ}$$

ვიცით, რომ ლიანდაგის სტატიკური სიხისტე წარმოადგენს ჩაღუნვის საპირისპირო სიდიდეს, მაშინ

$$\mathcal{K}_{\text{ლ-სტ}} = \frac{2u}{k} \quad (4.35)$$



ნახ. 4.10. ცოცხებიანი თვლის რელსთან დარტყმითი ურთიერთქმედების სტადიები

როგორც წესი $M_{\text{თ}} \gg M_{\text{ლ}}$ და $\mathcal{K}_{\text{თ}} \gg \mathcal{K}_{\text{ლ}}$. ამ უტოლობების გათვალისწინებით პროფ. ვ.დანილოვმა გამოიყვანა თვლის რელსზე დარტყმის მაქსიმალური ძალის საანგარიშო ფორმულა

$$P_{\text{დარტყ. max}} = v_{\text{დარტყ}} \sqrt{m_{\text{დაყ}} \mathcal{K}_{\text{კონტ}}} \quad (4.36)$$

სადაც $v_{\text{დარტყ}}$ - თვლის რელსზე დარტყმის წერტილის სიჩქარე (ნახ. 4.10);

$m_{\text{დაყ}}$ - ლიანდაგის დაყვანილი მასა;

$\mathcal{K}_{\text{კონტ}}$ - თვლის რელსთან კონტაქტის სიხისტე, $\mathcal{K}_{\text{კონტ}} = 0,5 \times 10^6$ კგ/სმ.

ლიანდაგის დაყვანილი მასა განისაზღვრება ფორმულით

$$m_{\text{დაყ}} = \frac{(1,5 \div 2,3)m_{\text{რელ}}}{k} \quad (4.37)$$

საშუალოდ

$$m_{\text{დაყ}} = \frac{1,9m_{\text{რელ}}}{k} \quad (4.38)$$

სადაც $m_{\text{რელ}}$ - რელსის წონაა, კგ/სმ;

k - სარელსო საფუძვლისა და რელსის ფარდობითი სიხისტის კოეფიციენტი, სმ⁻¹.

აქედან გამომდინარე რაც უფრო მძიმეა და სიხტი რელსი, მით მეტია თვლის რელსთან დაჯახების ძალა.

თვალზე ცოცხის არსებობისას (ნახ.4.10) A წერტილი წარმოადგენს თვლის რელსის მიმართ ბრუნვის მყისიერ ცენტრს, ამიტომ

$$v_{\text{დარტყ}} = \frac{a}{r} v \quad (4.39)$$

სადაც v - მოძრაობის სიჩქარე;

a - ცოცხის სიგრძე.

ცოცხებიანი თვლის რელსზე დარტყმის ძალა მაქსიმალური მნიშვნელობის გამოდის შედარებით დაბალი სიჩქარეების (20 – 30 კმ/სთ) დროს.

სიჩქარის ზრდის შემთხვევაში დგება მომენტი, როცა თვლის ბრუნვისას მყისიერი ცენტრის (A წერტილი) მიმართ წარმოქმნილი ცენტრიდანული ძალის სიდიდე აჭარბებს რესორიდან რელსზე გადაცემულ ძალას, მაშინ თვალი იწყებს რელსიდან მოწყვეტას. ასეთ შემთხვევაში A წერტილი მაღლა უფრო სწრაფად იწევს, ვიდრე დატვირთვისაგან განთავისუფლებული ჩაღუნული რელსი ასწრებს გასწორებას. სიჩქარის კიდევ უფრო მეტად ზრდის შემთხვევაში თვლის B წერტილის რელსზე დარტყმის სიჩქარე და დარტყმის ძალა მცირდება.

თავი 5. ჰორიზონტალური ძალების ზემოქმედება და ლიანდაგის წინააღმდეგობა

5.1. ჰორიზონტალური ძალები

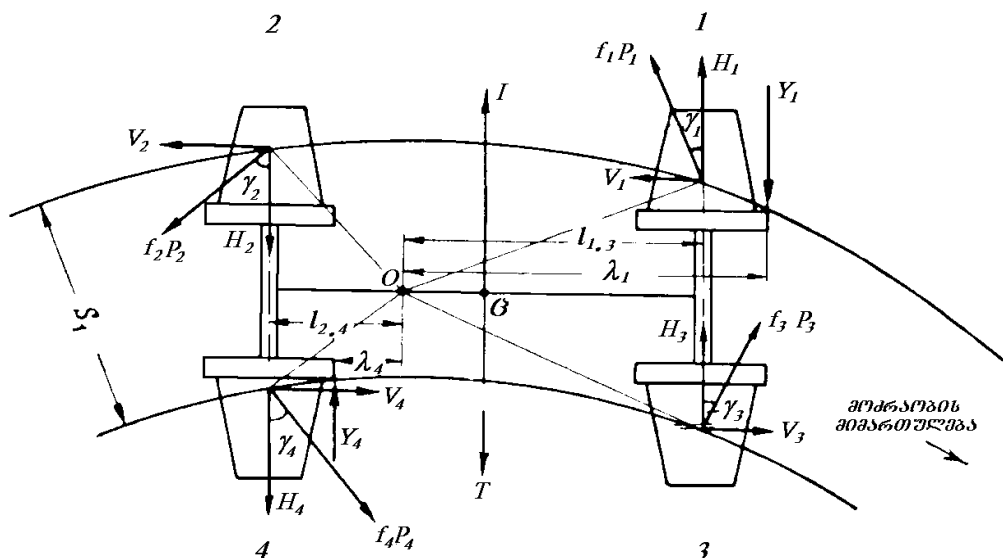
ლიანდაგის ზედა ნაშენს მოძრავი შემადგენლობისაგან გადაეცემა არა მარტო ვერტიკალური ძალები, არამედ ჰორიზონტალური ძალებიც. მოძრავი შემადგენლობიდან ლიანდაგზე გადაეცემული ჰორიზონტალური ძალები ორ ჯგუფად იყოფიან: განივ და გრძივ ჰორიზონტალურ ძალებად. განივი ჰორიზონტალური ძალები მოქმედებენ ლიანდაგის ღერძის მართობულად, ხოლო გრძივი ჰორიზონტალური ძალები კი ლიანდაგის ღერძის გასწვრივ.

ლიანდაგის სწორ უბნებში ჰორიზონტალური ძალები ძირითადად წარმოიქმნებიან მოძრავი შემადგენლობის მიმოქანებითი მოძრაობის შედეგად და აისახებიან სახუნის ძალის სახით.

ლიანდაგის მრუდ უბნებში კი ჰორიზონტალური ძალების წარმოშობა განპირობებულია მოძრავი შემადგენლობის მრუდებში ჩაწერის პირობით და ცენტრიდანული ძალის ზემოქმედების შედეგად.

5.2 განივი ჰორიზონტალური ძალები

რელსის თავისა და თვლის გორვის ზედაპირის შეხების წერტილში წარმოშობილ განივ ჰორიზონტალურ ძალებს წარმოადგენენ მიმმართველი და გვერდული ძალები. (ნახ. 5.1)



ნახ.5.1. განივი ჰორიზონტალური ძალების სქემა

რელსზე მოძრავი შემადგენლობის ზემოქმედება წარმოადგენს თვლის ქიმის რელსის მუშა წახნაგზე მიჭერის ძალისა (მიმმართველი ძალის) და ხახუნის ძალის ჰორიზონტალური, განივი მდგენელის ალგებრულ ჯამს. მას გვერდული ძალა ეწოდება:

$$Y' = V + H \quad (5.1)$$

$$H_i = fP_i \cos \gamma_i \quad (5.2)$$

სადაც H - ხახუნის ძალის განივი, ჰორიზონტალური მდგენელი, მიმმართველი ძალა;

P - თელიდან რელსზე გადაცემული ვერტიკალური დატვირთვა;

f - ხახუნის კოეფიციენტი.

ხახუნის ძალის გრძივი ჰორიზონტალური მდგენელი ტოლია:

$$V = fP_i \sin \gamma_i \quad (5.3)$$

$$\gamma_i = \gamma_{\text{გარე}} + \gamma_{\text{შიგა}} \quad (5.4)$$

$$\cos \gamma_i = \frac{l_i}{d_i} \quad (5.5)$$

$$\sin \gamma_i = \frac{S_1/2}{d_i} \quad (5.6)$$

$$d_i = \sqrt{l_i^2 + \left(\frac{S_1}{2}\right)^2} \quad (5.7)$$

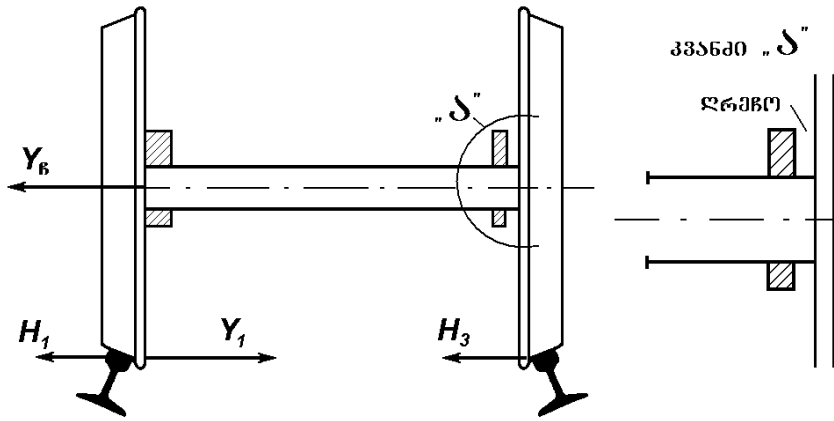
ცდებით დადგენილია, რომ ლიანდაგზე მოქმედი გვერდული ძალების სიდიდე, 100–120 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობის პირობებში შეადგენს 4–5 ტონას, ხოლო ცალკეული ბიძგების ზემოქმედება აღწევს 10–12 ტონას (მკვეთრად გამოხატული უსწორობების შემთხვევაში).

გარდა მიმმართველი და გვერდული ძალებისა, მოძრავი შემადგენლობის ჩარჩოსაგან, თვლების მეშვეობით რელსებს გადაეცემათ ჩარჩო ძალა $Y_{\text{ჩ}}$. ჩარჩოზე მოქმედ ჰორიზონტალურ ძალებს წარმოადგენენ: ცენტრიდანული ძალა და წვევის ძალის განივი მდგენელი. ჩარჩო ძალა ერთი და იგივე ღერძიდან გარე და შიგა რელსებზე გადაცემული გვერდული ძალების სხვაობის ტოლია და მოდებულია წვევითვალის ღერძის გასწვრივ (ნახ.5.2). ჩვეულებრივ შემთხვევაში მიმმართველი ძალა წარმოიქმნება ორიდან ერთ-ერთი თვლის მიმართ, ამიტომ

$$Y_{\text{ჩ}} = Y'_{\text{გარე}} + H_{\text{შიგა}} \quad (5.8)$$

ან

$$Y_{\text{ჩ}} = Y'_{\text{შიგა}} + H_{\text{გარე}} \quad (5.9)$$



ნახ.5.2. წყვილთვალზე ჩარჩო ძალის მოდების სქემა

სამღერძიანი ურიკებისათვის 100 კმ/სთ-ით სიჩქარით მოძრაობის შემთხვევაში ჩარჩო ძალის სიდიდემ 6-7 ტონას შეიძლება მიაღწიოს.

გვერდითი ძალის სიდიდე Y' დამოკიდებულია ლიანდაგისა და ეკიპაჟის სისტემის დრეკადობის ხარისხზე და თვლის გვერდითი ასრიალების სიდიდეზე, რომელსაც იწვევს Y' გვერდითი ძალა. თვლის გვერდითი ასრიალების სიდიდე ზოგადად დამოკიდებულია რელსის თავის დრეკადად გადაადგილების სიდიდეზე და ეკიპაჟის დეტალების დრეკად ჩაღუნვაზე.

რელსების თავების დრეკადი გადაღუნვა პორიზონტალური დინამიკის გათვალისწინებით (უსწორობებისა და ზიგზაგისებური მოძრაობის გათვალისწინებით), გამოითვლება ფორმულით

$$y = \left(\alpha Y' + \frac{Y' - fP}{\beta} \right) k \quad (5.10)$$

სადაც f - ხახუნის კოეფიციენტი სრიალისას, $f=0,15$;

α და β - ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი;

k - დინამიკურობის კოეფიციენტი,

$$k = 1 + \gamma v \quad (5.11)$$

სადაც v - მოძრაობის სიჩქარეა;

γ - კოეფიციენტი, ლოკომოტივის წინა სვლის დროს პირველი ღერძისათვის $\gamma=0,010$; მეორე და მესამე ღერძისათვის $\gamma=0$; ლოკომოტივის უკანა სვლის დროს პირველი ღერძისათვის $\gamma=0,006$ და $\gamma=0$ დანარჩენი ღერძებისათვის.

საერთოდ ჰორიზონტალური ძალების ზუსტი გაანგარიშებები განიხილება ეკიპაჟის ლიანდაგში ჩაწერის პირობების შესწავლისას.

უნდა აღინიშნოს, რომ მრუდე უბნების დარღვევები განსაკუთრებით ზრდის გვერდული ძალების მნიშვნელობას, დაახლოებით 1,5-3-ჯერ. ექსპერიმენტული ცდებით დადგენილია, რომ რაც მეტია უსწორობების ჩაღუნვის ისარი და მცირეა უსწორობის სიგრძე, მით მეტია გვერდული ძალების ზრდის ხარისხი.

მიმოქანებით მოძრავი თვლის ქიმი რელსთან მიჯახების შედეგად მრუდში შესვლის მომენტში, გადასასვლელი მრუდის არასაკმარისი სიგრძის ან გეგმაში მკვეთრად გამოხატული დარღვევის დროს, გვერდული ძალის სიდიდე გაცილებით მეტი შეიძლება იყოს, ვიდრე წრიულ მრუდში მოძრაობისას.

წრიული მრუდებისათვის, გამომდინარე გაუბათილებელი აჩქარების ნორმიდან ($a=0,7 \text{ მ/წმ}^2$), გვერდული ძალების სიდიდე რეგლამენტირებულია და 10 ტონას არ უნდა აღემატებოდეს.

მრუდებში მოძრაობისას აღიძვრება აგრეთვე ცენტრიდანული განივი ძალა:

$$I = \frac{v^2 \sum P_i}{gR} \quad (5.12)$$

თითოეული ურიკიდან ლიანდაგს გადაეცემა აგრეთვე ცენტრიდანული ძალის, გარე რელსის შემადგენის შედეგად წარმოქმნილი სიმძიმის ძალის ჰორიზონტალური მდგენელის და წვევის ძალის ნორმალური მდგენელის ტოლქმედი განივი ძალა T , რომელიც მოდებულია ურიკის მობრუნების ცენტრში (აითვლება წინა ღერძიდან)

$$T = \frac{a}{g} \sum P_i - \frac{2L_{\text{მძ}}}{k_{\text{უ}} R} \times \frac{L_x}{L_{\text{მაც}}} \times F_k \quad (5.13)$$

სადაც a - გაუბათილებელი ცენტრიდანული აჩქარების სიდიდეა;

$k_{\text{უ}}$ - ურიკების რაოდენობა ეკიპაჟში (ოთხღერძიანი და ექვსღერძიანი ვაგონებისათვის $k_{\text{უ}}=2$, ოთხღერძიანი ვაგონებისათვის $k_{\text{უ}}=4$);

$L_{\text{მაც}}$ - მატარებლის სიგრძე;

L_x - მატარებლის ბოლო ნაწილის სიგრძე, ათვლილი ეკიპაჟის შუა წერტილიდან (მიმწოლი ლოკომოტივის გამოყენების შემთხვევაში, მატარებლის წინა ნაწილის სიგრძე);

$L_{\text{გა}}$ - განსახილველი ეკიპაჟის სიგრძე, ავტოგადაბმულობის ღერძებს შორის მანძილი;

F_k - ლოკომოტივის მიერ მრუდის გავლის დროს განვითარებული წვევის ძალა (მიმწოლი ლოკომოტივის გამოყენების და სალოკომოტივო დამუხრუჭებისას F_k აიღება უარყოფითი ნიშნით).

5.3 გრძივი ჰორიზონტალური ძალები

რელსებში გრძივი ჰორიზონტალური ძალები აღიძვრება მოძრავი შემადგენლობის ზემოქმედების და ტემპერატურული ცვალებადობის შედეგად.

ლიანდაგზე მოქმედი ჰორიზონტალური გრძივი ძალები ორ ძირითად ჯგუფად იყოფიან:

პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება გრძივი ჰორიზონტალური ძალები, რომლებიც აღიძვრებიან რელსების სიგრძის ცვალებადობისადმი, ლიანდაგის გრძივი წინაღობის შედეგად და მათ ტემპერატურული ძალები ეწოდება.

მეორე ჯგუფს მიეკუთვნება ჰორიზონტალური გრძივი ძალები, რომლებიც აღიძვრებიან ლიანდაგზე მოძრავი შემადგენლობის ზემოქმედებით. ეს ძალები ცდილობენ რელსების ლიანდაგის ღერძის გრძივი მიმართულებით გადაადგილებას და მათ ლიანდაგის წაძვრის ძალები ეწოდება.

რელსებზე თვლების ზემოქმედება დამოკიდებულია მატარებლების მოძრაობის რეჟიმზე და მოძრავი შემადგენლობის ტიპზე. წვევის რეჟიმში ლოკომოტივის თვლები გადასცემენ გრძივ ჰორიზონტალურ ძალას, რომელსაც მოძრაობის საწინააღმდეგო მიმართულება გააჩნია. ვაგონების თვლები კი ეწინააღმდეგება რა მოძრაობას, რელსებს გადასცემენ გრძივ ჰორიზონტალურ ძალას, რომელსაც მოძრაობის თანხვედრილი მიმართულება გააჩნია. ინერციული მოძრაობის დროს ლოკომოტივისა და ვაგონების თვლები რელსებს გადასცემენ მოძრაობის მიმართულების თანხვედრილ გრძივ ჰორიზონტალურ ძალას. გრძივ ჰორიზონტალურ ძალას ასეთივე მიმართულება აქვს დამუხრუჭების შემთხვევაშიც, მხოლოდ მისი სიდიდე გაცილებით მეტია.

პნევმატური დამუხრუჭებისას, სამუხრუჭო ძალები თანაბრად ნაწილდება მატარებლის სიგრძეზე. რეკუპერაციული დამუხრუჭების დროს კი რელსებში აღიძვრება გრძივი მკუმშავი ძალები, რომლებიც კონცენტრირდება მატარებლის თავში. ამ ძალების სიდიდე დამოკიდებულია ძრავის ღუზის დენის სიდიდეზე, ძაბვის მნიშვნელობაზე საკონტაქტო ქსელში, მოძრაობის სიჩქარეზე და ელექტროძრავების ჩართვის სქემაზე. რეკუპერაციული დამუხრუჭების ძალის სიდიდე იცვლება 5-60 ტონის ფარგლებში, ხოლო მათი საშუალო მნიშვნელობა კი 20-30 ტონის ფარგლებში.

აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ გრძივი ჰორიზონტალური ძალების მნიშვნელობა არ უნდა აღემატებოდეს 50-60 ტონას. წინააღმდეგ შემთხვევაში მოძრავი შემადგენლობიდან შეიძლება მოხდეს ნაკლებად დატვირთული ვაგონების ამოწნეხა.

მთიან რკინიგზებზე რეკუპერაციული დამუხრუჭების გამო განსაკუთრებით იზრდება ლიანდაგის მოვლა-შენახვის სამუშაოები.

ყველა შემთხვევაში გრძივი ჰორიზონტალური ძალების სიდიდე გადაცემული თვლებისაგან რელსებზე არ აღემატება სრიალის ხახუნის ძალას რელსსა და თვლებს შორის.

გარდა მოძრავი შემადგენლობის ზემოქმედებისა, ლიანდაგში გრძივი ჰორიზონტალური ძალები წარმოიშობა რელსების ტემპერატურული ცვალებადობის გამო. ტემპერატურის მატების შემთხვევაში რელსებში აღიძვრება კუმშვის ძაბვები, ხოლო ტემპერატურის კლების შემთხვევაში გამჭიმავი ძაბვები.

რადგანაც ტემპერატურული ძალების სიდიდე დამოკიდებულია რელსების სიგრძეზე და ლიანდაგის წინაღობაზე, ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშებისას აუცილებელია რელსების სიგრძის დადგენა ან ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცის და მდგრადობის პირობების შემოწმება უპირაპირო ლიანდაგის გაანგარიშებისას.

რელსების გადაადგილებისადმი წინააღმდეგობის არ არსებობისას, რელსი ტემპერატურის $t^{\circ}C$ ცვალებადობის შემთხვევაში თავისუფლად წაგრძელება

$$\lambda_{\sigma} = \alpha t l \quad (5.14)$$

სადაც α - $\alpha=0,0000118$, სარელსო ფოლადის ხაზობრივი წაგრძელების კოეფიციენტი;

l - რელსის სიგრძე.

თუ რელსის სიგრძის შეცვლას ეწინააღმდეგება P ძალა, მაშინ რელსებში აღიძვრება ძაბვა

$$\sigma = \frac{P}{F} = E \varepsilon = E \frac{\lambda'}{l} = \frac{E \alpha t l}{l} = E \alpha t \quad (5.15)$$

სადაც F - რელსის განივი კვეთის ფართობია;

E - სარელსო ფოლადის დრეკადობის მოდული, $E=2,1 \times 10^6$ კგ/სმ²;

ε - რელსის ფარდობითი წაგრძელება;

λ' - რელსის არშემდგარი წაგრძელების სიგრძე.

თუ (5.15) ფორმულაში შევიტანთ შესაბამის რიცხვით მნიშვნელობებს მივიღებთ

$$\sigma \approx 25t \quad (5.16)$$

ხოლო რელსებში გრძივი ძალის მნიშვნელობა ტოლი იქნება

$$P = \sigma F \approx 25tF \quad (5.17)$$

5.4. ლიანდაგის სიგრძივი წინაღობა

გრძივი ძალის მიერ ლიანდაგის გადაადგილებას უპირისპირდება ლიანდაგის ჰორიზონტალური სიგრძივი წინაღობა. რელსების გრძივი გადაადგილებისადმი წინაღობის სიდიდე დამოკიდებულია სარელსო სამაგრების კონსტრუქციაზე. ომბოხური მიმაგრების შემთხვევაში ეს წინაღობა გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე განცალკევებული მიმაგრების შემთხვევაში.

შპალების გადაადგილებისადმი წინაღობა დამოკიდებულია ბალასტის სახეობაზე, დატკეპნის ხარისხზე და შპალების ეპიურაზე. მაგალითისათვის ღორღის ბალასტის შემთხვევაში ერთი შპალის გადაადგილებისადმი წინააღმდეგობა ლიანდაგის გრძივი მიმართულებით დაახლოებით 700 კგ-ს ტოლია.

ლიანდაგის წინაღობას გადაადგილებისადმი განასხვავებენ:

- პირაპირის კონსტრუქციის წინაღობა;
- ლიანდაგის ჰორიზონტალური სიგრძივი წინაღობა.

პირაპირის წინაღობა დამოკიდებულია პირაპირის კონსტრუქციის მოწყობილობაზე (ზესადებიანი ან გამაწონასწორებელ მოწყობილობიანი). პირაპირის წინაღობის განზომილებაა კგ/პირაპირზე. მატარებლების გავლისას პირაპირების შერყევისას პირაპირის წინაღობა შეიძლება 40 – 50%-ით შემცირდეს

ჰორიზონტალური სიგრძივი წინაღობა წარმოადგენს ლიანდაგის გრძივ ერთეულის წინაღობას და გაიზომება კგ/სმ ერთი სარელსო ძაფისათვის.

პირაპირის წინაღობა კონსტრუქციისათვის ზესადებით და ჭანჭიკებით ტოლია

$$P_{\text{კ}} = \frac{4f_{\text{კ}}nA}{\sin \alpha} \quad (5.18)$$

სადაც $f_{\text{კ}}$ - ზესადების საკონტაქტო ფართობის ხახუნის კოეფიციენტი რელსებთან, $f_{\text{კ}}=0,2$;

α - ზესადის საკონტაქტო ფართობის ჰორიზონტისადმი დახრის კუთხე;

$2n$ - ჭანჭიკების რიცხვი პირაპირში;

A - თითოეულ ჭანჭიკზე ქანჩის მოჭერის ძალა.

$$A = \frac{M}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_{\text{საგ}}}{2} + \frac{1}{3} f_{\text{ჭაგ}} \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}} \quad (5.19)$$

სადაც M - ქანჩის მომჭერი მომენტი (ქანჩის გასადებით ხელით მოჭერის შემთხვევაში 2500-3000 კგსმ; შურუპის ქანჩის გასადებით IIIK-2 და IIIK-3 -ით მოჭერის შემთხვევაში 1200 კგსმ, რომელიც არასაკმარისია ქანჩის საბოლოოდ მოჭერისათვის; 1200-4500 კგსმ ელექტროშურუპომოჭერის შემთხვევაში;

γ - ხრახნის აღმასვლის კუთხე,

$$\rho' = \arctg \frac{f_{br}}{\cos \beta} \quad (5.20)$$

სადაც f_{br} - ჩვეულებრივ ზაფხულის პირობებში ხრახნში ხახუნის კოეფიციენტი,

$$f_{br} \approx 0,2;$$

β - ხრახნის წამახვილების კუთხის ნახევარი;

f_{js} - ჩვეულებრივ ზაფხულის პირობებში ქანჩის ტორსზე ხახუნის ძალა,

$$f_{js} = 0,2;$$

$d_{საშ}$ - ჭანჭიკის საშუალო დიამეტრი;

D_0 - ქანჩის ტორსის საყრდენი წრიული ფართობის გარეთა დიამეტრი;

d_0 - ქანჩის ტორსის საყრდენი წრიული ფართობის შიგა დიამეტრი.

გამაწონასწორებელი მოწყობილობების სიგრძივი წინაღობა დაახლოებით 8 – 10-ჯერ ნაკლებია ზესადებიანი პირაპირის წინაღობაზე.

პირაპირის წინაღობის გამო ტემპერატურის ცვალებადობისას რელსებში აღიძვრება ძაბვები

$$\sigma = \frac{P_b}{F} \quad (5.21)$$

ხოლო რელსებში აღძვრული ძაბვების შესაბამისი ტემპერატურა ტოლია

$$t_b = \frac{\sigma_b}{E\alpha} \approx \frac{\sigma_b}{25} \quad (5.22)$$

პირაპირის წინაღობის გამო რელსის არშემდგარი წაგრძელება

$$\lambda'_b = \alpha t_b l \quad (5.23)$$

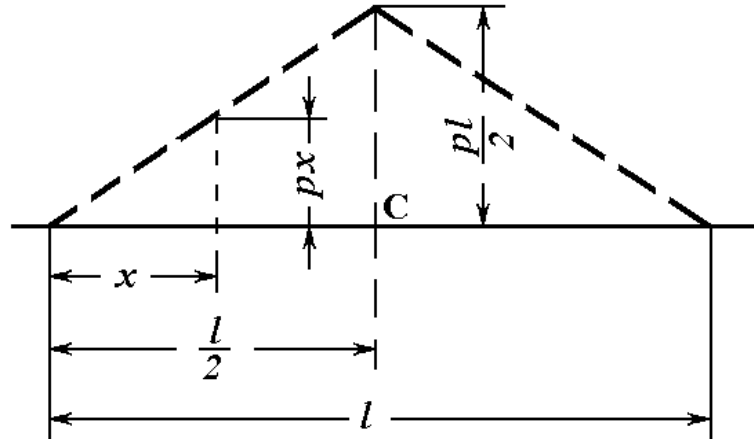
ლიანდაგის სიგრძივი p წინაღობა რელსების გრძივი გადაადგილებისადმი, წარმოიშობა შუალედური სამაგრების მოჭერის ძალით

$$p = \frac{RN}{200000} \quad (5.24)$$

სადაც R - თითოეული შპალის წინაღობაა ლიანდაგის გრძივი გადაადგილებისადმი;

N - შპალების რაოდენობა 1 კმ-ზე.

განვიხილოთ ლიანდაგის სიგრძივი წინაღობა რელსის სიგრძის ცვალებადობის დროს (ნახ.5.3). ტემპერატურის ცვალებადობის გამო რელსის x სიგრძის უბანზე, რომ შეიცვალოს თავისი სიგრძე, საჭიროა დაძლეულ იქნას ლიანდაგის სიგრძივი წინაღობა ანუ დაძლიოს გრძივი ძალა px .



ნახ.5.3. ლიანდაგის სიგრძივი წინაღობის სქემა

$P_x = px$ ძალის მაქსიმალურ მნიშვნელობას ადგილი ექნება, როცა $x = \frac{l}{2}$ (ნახ.5.3), მაშინ

$$P_{\text{სიგრძ}} = \frac{pl}{2} \quad (5.25)$$

ტემპერატურის ცვალებადობის t_x სიდიდე, რომელიც საჭიროა სიგრძივი წინააღმდეგობის დასაძლევად x სიგრძის უბანზე ტოლი იქნება

$$\sigma_x = \frac{px}{F} = E\alpha t_x \quad (5.26)$$

ანუ

$$t_x = \frac{px}{FE\alpha} \approx \frac{px}{25F} \quad (5.27)$$

როცა $t_x = t_n$, მაშინ

$$t_n = \frac{pl}{2FE\alpha} = \frac{pl}{50F} = \frac{P_{\text{სიგრძ}}}{25F} \quad (5.28)$$

ტემპერატურის ცვალებადობის შედეგად რელსის სიგრძის ცვალებადობის სიდიდე $d\lambda'_x$, dx სიგრძის უბანზე ჰუკის კანონის მიხედვით განისაზღვრება შემდეგი განტოლების საფუძველზე

$$\sigma = E \frac{d\lambda'_x}{dx} = E\alpha t_x \quad (5.29)$$

ამიტომ

$$d\lambda'_x = \alpha t_x dx \quad (5.30)$$

რელსის სიგრძის ცვალებადობის მაქსიმალური სიდიდე

$$\lambda'_x = \int_0^x \alpha t_x dx \quad (5.31)$$

სიგრძივი წინააღმდეგობის არ არსებობისას, რელსის სიგრძის მოლიანი თავისუფალი ცვალებადობა ტოლი იქნებოდა

$$\lambda_{\text{ოკ}} = \alpha t_x x \quad (5.32)$$

მაშინ რელსის სიგრძის ფაქტიური ცვალებადობა

$$\lambda_x = \lambda_{\text{ოკ}} - \lambda'_x = \alpha t_x x - \int_0^x \alpha t_x dx \quad (5.33)$$

განტოლების ნაწილებად ინტეგრირებით მივიღებთ

$$\lambda_x = \int_0^{t_x} dx dt \quad (5.34)$$

შევიტანოთ (5.33) და (5.34) ფორმულა (5.28)-ში, გავაინტეგრავოთ და მივიღებთ

$$\lambda_x = \lambda'_x = \frac{2px^2}{2EF} = \frac{EF\alpha}{2p} t_x^2 = \frac{1}{2} \alpha x t_x = \frac{1}{2} \lambda_{\text{ოკ}} \quad (5.35)$$

λ'_x და λ_x სიდიდეები იცვლება x -ისა და t_x -ის მიხედვით კვადრატული პარაბოლის კანონით და არ არის დამოკიდებული სიგრძივ წინააღმდეგობაზე. ეს სიდიდეები ტოლია რელსის თავისუფალი წაგრძელების სიდიდის ნახევრის.

რელსის მთელი სიგრძის ცვალებადობის სიდიდე სიგრძივი წინააღმდეგობის დაძლევის შემთხვევაში ტოლია

$$\lambda_{\text{მთ}} = \lambda'_{\text{მთ}} = 2\lambda_{\frac{1}{2}} = 2 \left[\frac{1}{2} \alpha \frac{l}{2} t_{\text{მთ}} \right] = \frac{1}{2} \alpha l t_{\text{მთ}} \quad (5.36)$$

ზოგ შემთხვევაში, როდესაც სიგრძივი ძალების ერთობლივი ზემოქმედება აჭარბებს ლიანდაგის წინააღმდეგობას, ადგილი აქვს ლიანდაგის წაძვრას. აქვე უნდა ავღნიშნოთ, რომ ლიანდაგის წაძვრა რთული მოვლენაა და სიგრძივი ძალების აბსოლუტური მნიშვნელობების გარდა დამოკიდებულია კიდევ მრავალ ფაქტორზე.

მოძრაობის პირობებში ეკიპაჟის თვლები და რელსები ხახუნის ძალის ზემოქმედებით ცდილობენ წაძვრან რელსები მოძრაობის მიმართულებით, ხოლო წამყვანი თვლები წვეის რეჟიმში მუშაობისას ცდილობენ რელსები აითრიონ მოძრაობის საწინააღმდეგო მიმართულებით.

პირაპირებში თვლის დაჯახებისას რელსის ბოლოზე პირაპირებისა და სიგრძივი წინააღმდეგობა ეცემა, რის გამოც რელსებში ტემპერატურის ცვალებადობით

დაგროვებული პოტენციური ენერგიის ნაწილი გადადის კინეტიკურში და, რადგანაც რელსის ერთი ბოლო უჭირავს მასზე შეგორებულ თვალს იგი იძულებულია გადაადგილდეს მოძრაობის მიმართულებით.

მოძრავი შემადგენლობის დატვირთვის ქვეშ რელსების ჩაღუნვის გამო და სამუსრუტო ძალების ზემოქმედებით წაძვრის ძალების სიდიდე მკვეთრად იზრდება.

თუ განვიხილავთ შემთხვევას, როცა სარელსო საფუძველს გააჩნია დრეკადობა მხოლოდ ვერტიკალურ და არა ჰორიზონტალურ სიბრტყეში და რელსის დრეკადი ჩაღუნვა გამოწვეულია მხოლოდ ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებით, მაშინ დრეკადი ჩაღუნვის მახასიათებელი y განისაზღვრება ცნობილი ფორმულით

$$y = \frac{k}{2U} \sum P e^{-kx} (\cos kx + \sin kx) = \frac{k}{2U} \sum P \eta \quad (5.37)$$

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{k^2}{U} \sum P e^{-kx} \sin kx \quad (5.38)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{k^3}{U} \sum P e^{-kx} (\cos kx - \sin kx) = \frac{k^3}{U} \sum P \eta \quad (5.39)$$

ხახუნის სიგრძივი ძალა f განისაზღვრება ფორმულით

$$f = \phi U y = \frac{1}{2} P e^{-kx} (\cos kx - \sin kx) = \frac{1}{2} \phi k \sum P \eta \quad (5.40)$$

სადაც ϕ - რელსის ქვედთან ხახუნის კოეფიციენტია;

U - სარელსო საფუძველის დრეკადობის მოდული;

y - რელსის დრეკადი ჩაღუნვა.

დრეკადი ჩაღუნვის ეპიურის II ზონაში (ნახ.5.4) ხახუნის f ძალა მიმართულია მოძრაობის თანხვედრილად, ხოლო I და III ზონაში მოძრაობის საწინააღმდეგოდ, მაშინ ხახუნის ჯამური სიგრძივი ძალა F ტოლი იქნება

$$F = \phi u \left[\int_{-\frac{\pi}{4k}}^{\frac{\pi}{4k}} y dx - \int_{\frac{\pi}{4k}}^{\frac{3\pi}{4k}} y dx - \int_{-\frac{3\pi}{4k}}^{-\frac{\pi}{4k}} y dx \right] = \phi u (\Omega_{II} - \Omega_I - \Omega_{III}) \quad (5.41)$$

ცალკეული თვლის დატვირთვისათვის $\phi = 0,30$, მაშინ

$$F = 0,288 \phi P \quad (5.42)$$

პროფ. ვალბრეხტის მონაცემებით ხახუნის სიგრძივი ძალა F ტოლია წაძვრის სიგრძივი $P_{\text{წ.ს}}$ ძალისა, მაშინ დრეკადი ჩაღუნვის შედეგად რელსის განივი კვეთის ϕ კუთხით შემობრუნების გამო მისი ფუძე გადაადგილდება l_x სიდიდით

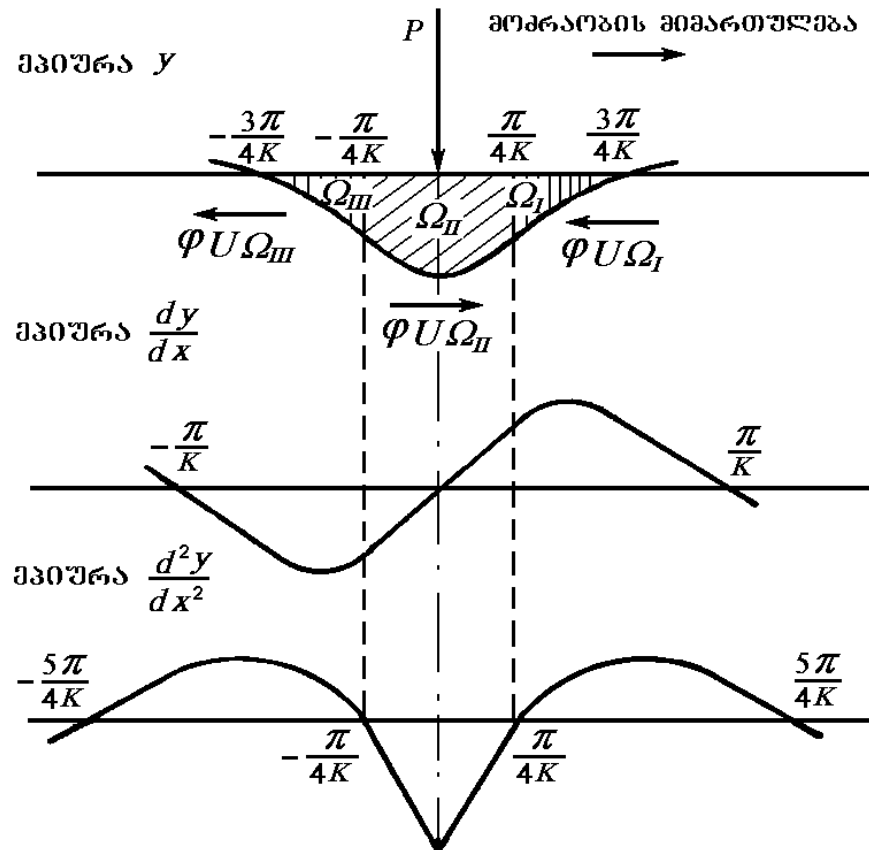
$$l_x = h \frac{dy}{dx} = -\frac{hk^2}{2U} \sum P e^{-kx} \sin kx \quad (5.43)$$

სადაც h - მანძილია ნეიტრალური ღერძიდან რელსის ფუძემდე, მიახლოებით რელსის სიმაღლის ნახევრის ტოლია.

მიხნეულია, რომ დრეკადი სიგრძევი ძალა ω ტოლია

$$\omega = -mt_x \quad (5.44)$$

სადაც m - სიგრძევი დრეკადობის მოდულია.



ნახ. 5.4. $y, \frac{dy}{dx}, \frac{d^2y}{dx^2}$ - ის ეპიურები

თუ $\omega < f$, მაშინ სიგრძევი დრეკად ძალთა ჯამი ნულის ტოლია და წაძვრის ძალაც ნულის ტოლია. თუ $\omega > f$, მაშინ რელსის დრეკადი ჩაღუნვის ტალღების ზემოქმედებით რელსისა და სარელსო საფუძვლის დრეკადი კავშირი ირღვევა და ადგილი აქვს ლიანდაგის წაძვრას.

ომბოხური მიმაგრების შემთხვევაში ოთხღერძიანი ვაგონების მოძრაობისას, ლიანდაგის წაძვრის დრეკადი სიგრძევი ძალა, დამოკიდებული ლიანდაგის კონსტრუქციასთან ტოლია $P_{\text{წ.ღ}} = 2,2 - 2,75$ კგ/სმ ერთი სარელსო ძაფისათვის.

დამუხრუჭებით გამოწვეული წაძვრის ძალა $P_{\text{წ.დ}}$ განისაზღვრება დამუხრუჭების $B_{\text{დ}}$ ძალის სიდიდის მიხედვით.

დამუხრუჭების ძალა სიჩქარის ცვალებადობისათვის $v_{\text{საწყ}}$ -დან $v_{\text{საბ}}$ -მდე გამოითვლება ფორმულით

$$B_{\text{დ}} = Q \left[\frac{(1+\gamma)}{2g} \times \frac{(v_{\text{საწყ}}^2 - v_{\text{საბ}}^2)}{L_{\text{დ}}} + i - \omega_{\text{მატ}} \right] \quad (5.45)$$

სადაც Q - მატარებლის წონაა;

i - ლიანდაგის ქანობი;

$\omega_{\text{მატ}}$ - მატარებლის ხვედრითი წინაღობა;

$L_{\text{დ}}$ - სამუხრუჭე უბნის სიგრძე;

g - სიმძიმის ძალის აჩქარება;

γ - მატარებლის კინეტიკური ენერგიის კარგვის კოეფიციენტი (ოთხდერძიანი ვაგონებისათვის $\gamma=0,04$).

დამუხრუჭების საშუალო სიგრძივი ძალა ტოლია

$$P_{\text{წ.დ}} = \frac{B_{\text{დ}}}{2L_{\text{მატ}}} \quad (5.46)$$

სადაც $L_{\text{მატ}}$ - მატარებლის სიგრძეა.

ჩვეულებრივად $P_{\text{წ.დ}} \leq 1,2 \div 1,6$ კგ/სმ ერთი სარელსო ძაფისათვის.

გრძელ გაჭიანურებულ დაღმართებზე თანაბარი სიჩქარის შენარჩუნებისათვის მემანქანე მიმართავს წვეტილ დამუხრუჭებას. ასეთ შემთხვევაში

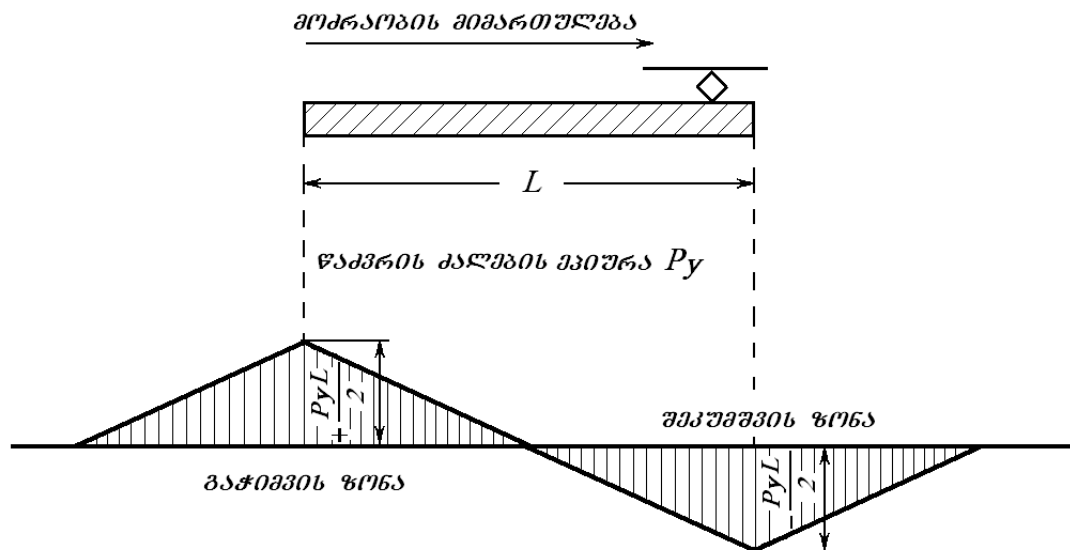
$$B_{\text{დ}} = Q(i - \omega_{\text{მატ}} + f_{\text{დ}}) \quad (5.47)$$

სადაც $f_{\text{დ}}$ - არათანაბარი დამუხრუჭების კოეფიციენტი, დამოკიდებულია დაღმართის ქანობზე, როცა $i = 6-10\%$, მაშინ $f_{\text{დ}} = 0,018$.

მთლიანი სიგრძივი წაძვრის ძალა გამოწვეული მატარებლის დამუხრუჭებით ტოლია

$$P_{\text{წ.ს}} = P_{\text{წ.დ}} + P_{\text{წ.გ}} \quad (5.48)$$

წაძვრის წინაღობის თვალსაზრისით ყველაზე არახელსაყრელ უბნებს წარმოადგენს მოძრავი შემადგენლობის დატვირთვისაგან თავისუფალი მონაკვეთები, რომლებზეც ვრცელდება წაძვრის ძალების ზემოქმედება (ნახ. 5.5).



ნახ. 5.5. წაძვრის ძალების ეპიურა

წაძვრის $P_{\text{წ.ბ}}$ ძალა უნდა გაწონასწორდეს ძვრაწინაღების ძალით. ძვრაწინაღების რაოდენობა და მათი განლაგების სქემა შეირჩევა წაძვრის $P_{\text{წ.ბ}}$ ძალის მნიშვნელობის მიხედვით, წინასწარ ვიცით, რა თითოეული ძვრაწინაღის ძალის სიდიდე.

თავი 6. ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშების პრაქტიკული მეთოდები

6.1. ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშება

ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშებისათვის თავდაპირველად უნდა განისაზღვროს მასზე მოქმედი ყველა ვერტიკალური ძალების ტოლქმედის საშუალო მნიშვნელობა.

$$P_{\text{საშ}} = P_{\text{სტ.}} + P_{\text{რ}}^{\text{საშ}} \quad (6.1)$$

სადაც $P_{\text{სტ.}}$ – თვლიდან რელსზე გადაცემული სტატიკური დატვირთვაა, (დანართი, ცხრილი 2).

$P_{\text{რ}}^{\text{საშ}}$ – რესორების რხევით გამოწვეული დამატებითი ინერციული ძალის საშუალო მნიშვნელობა საანგარიშო კვეთში.

რელსებზე მოდებული დინამიკური მომენტის $M_{\text{დინ}}$ შპალებზე გადაცემული დინამიკური დატვირთვის $Q_{\text{დინ}}$ და რელსების დრეკადი დინამიკური ჩაღუნვის $y_{\text{დინ}}$ მნიშვნელობათა განსაზღვრისათვის საჭიროა განისაზღვროს ექვივალენტური დინამიკური ძალების $P_{\text{მძვ}}^I$ და $P_{\text{მძვ}}^{II}$ სიდიდეები. ამისათვის აუცილებელია განისაზღვროს ლიანდაგზე მოქმედი ყველა დამატებითი დინამიკური ინერციული ძალებისა და მათი საშუალო კვადრატული გადახრის მნიშვნელობები.

რესორების რხევით გამოწვეული დამატებითი დინამიკური ძალა $P_{\text{რ}}$ განისაზღვრება რესორების დრეკადი ჩაღუნვის მაქსიმალური სიდიდისა და რესორის სიხისტესთან დამოკიდებულების მიხედვით

$$P_{\text{რ}} = Kz_{\text{max}} \quad (6.2)$$

სადაც K – რესორის სიხისტეა, (დანართი, ცხრილი 2);

z_{max} – რესორის დრეკადი ჩაღუნვის მაქსიმალური სიდიდე,

$$z_{\text{max}} = a_{\text{რ}} + b_{\text{რ}}v^2 \quad (6.3)$$

სადაც $a_{\text{რ}}$ და $b_{\text{რ}}$ – ცდებით დადგენილი პარამეტრებია, (ცხრილი 1.2);

v – მოძრაობის მაქსიმალური სიჩქარე.

ელმავლებისათვის და თბომავლებისათვის სავალის ნაწილების ორსაფეხურიანი ჩამოკიდებით (БЛ10, БЛ60, ЧС1, ЧС2, ЧС3, ТЕР60), რესორების რხევით გამოწვეული დინამიკური ძალა $P_{\text{რ}}$ განისაზღვრება ფორმულით:

$$P_{\text{რ}} = K_{\text{დინ}}(P_{\text{სტ}} - q) \quad (6.4)$$

სადაც q – დაურესორებელი მასის წონა მოსული ერთ თვალზე;

$K_{\text{დინ}}$ – დაურესორებელი მასის დინამიკურობის კოეფიციენტი.

$$K_{\text{დინ}} = 0,1 + 0,2 \frac{v}{f_{\text{სტ}}} \quad (6.5)$$

სადაც v – მოძრაობის სიჩქარე;

$f_{\text{სტ}}$ – სარესორო ჩამოკიდების სრული სტატიკური ჩაღუნვა, ორსაფეხურიანი ჩამოკიდების შემთხვევაში, მმ.

$$f_{\text{სტ}} = f_I + f_{II} \quad (6.6)$$

სადაც f_I – ჩამოკიდების პირველი საფეხურის (ურიკასა და ბუქსებს შორის) სტატიკური ჩაღუნვის სიდიდე;

f_{II} – ჩამოკიდების მეორე საფეხურის (ძარასა და ურიკას შორის) სტატიკური ჩაღუნვის სიდიდე.

სტატიკური ჩაღუნვის სიდიდე ВЛ10 და ТЭП60 ლოკომოტივებისათვის ტოლია $f_{\text{სტ}}=104$ მმ, ЧС1 და ЧС3 ელმავლებისათვის – $f_{\text{სტ}}= 90$ მმ, ВЛ60 ელმავლისათვის – $f_{\text{სტ}}= 5$ მმ, ხოლო ЧС2 ელმავლისათვის – $f_{\text{სტ}}=123$ მმ.

რესორების რხევით გამოწვეული დამატებითი დინამიკური ძალის საშუალო მნიშვნელობა აიღება $P_{\text{დინ}}$ ძალის 75%.

$$P_{\text{დინ}}^{\text{საშ}} = 0,75P_{\text{დინ}} \quad (6.7)$$

ხოლო $P_{\text{დინ}}^{\text{საშ}}$ – ძალის საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე ტოლია

$$S_{\text{დინ}} = 0,08P_{\text{დინ}} \quad (6.8)$$

ლიანდაგის უსწორობით გამოწვეული დამატებითი დინამიკური ძალის მნიშვნელობა დამოკიდებულია უსწორობის გეომეტრიულ ფორმაზე. ე.ი. მისი მხების უდიდეს კუთხურ მნიშვნელობაზე. უდიდესი კუთხური მნიშვნელობა გააჩნია სინუსოიდური ფორმის უსწორობის მრუდის მხებ სწორ ხაზს. ასეთი სწორის განტოლების მიხედვით, ლიანდაგის უსწორობისაგან გამოწვეული დამატებითი დინამიკური, ინერციული ძალის მნიშვნელობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$P_{\text{ლ.უ.}} = 0,8 \times 10^{-8} \beta \gamma P_{\text{საშ}} v \sqrt{\frac{U}{k}} \sqrt{q} \quad (6.9)$$

სადაც 0,8 – ლიანდაგის უსწორობის ფორმის გამასაშუალოებელი კოეფიციენტი;

β – რელსის ტიპის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი;

δ – ბალასტის სახეობის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი;

l – შპალების ღერძებს შორის მანძილი;

$P_{\text{საშ}}$ – თვალზე მოსული საშუალო სიდიდის დატვირთვა;

q – დაურესორებელი მასის წონა, მოსული ერთ თვალზე;

v – მოძრაობის საანგარიშო სიჩქარე;

U – სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდული.

β კოეფიციენტის მნიშვნელობები რელსების ტიპის მიხედვით:

$P65 - 0,85$	$Ia - 1,15$
$P50 - 1,00$	$IIa - 1,20$
$P43 - 1,10$	$IIIa - 1,30$

δ კოეფიციენტების მნიშვნელობები ბალასტის სახეობის მიხედვით:

ლორდი, დახარისხებული სრეში	– 1,0
კარიერის სრეში, ნიჟარა	– 1,1
ქვიშა	– 1,5

შპალების ღერძებს შორის l მანძილი, შპალების ეპიურის მიხედვით:

1320 ც/კმ	– 75 სმ;	1840 ც/კმ	– 55 სმ;
1400 ც/კმ	– 72 სმ;	1920 ც/კმ	– 52 სმ;
1600 ც/კმ	– 63 სმ;	2000 ც/კმ	– 50 სმ.

ლიანდაგის უსწორობისაგან წარმოქმნილი დამატებითი ინერციული დინამიკური ძალის საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე ხის შპალების შემთხვევაში ტოლია:

$$S_{\text{ლ.უ.}} = 0,707 P_{\text{ლ.უ.}} = 0,565 \times 10^{-8} \beta \delta P_{\text{საშ}} v \sqrt{\frac{u}{k}} \sqrt{q} \quad (6.10)$$

რკინაბეტონის შპალებისათვის კი:

$$S_{\text{ლ.უ.}} = \frac{9,1 \times 10^{-3} P_{\text{საშ}} v \sqrt{q}}{(EI)^{1/8} U^{3/8}} = \frac{9,1 \times 10^{-3} P_{\text{საშ}} v \sqrt{q}}{\sqrt[8]{EI \times U^3}} \quad (6.11)$$

თვლებზე არსებული უსწორობებისაგან გამოწვეული დამატებითი ინერციული ძალების განსაზღვრისას უნდა გაითვალისწინოთ შემდეგი გარემოებები:

როგორც ცნობილია თვლებს გააჩნიათ უწყვეტი და იზოლირებული უსწორობები.

ყველაზე ფართოდ გავრცელებულია თვლებზე არსებული უწყვეტი უსწორობები, როგორებიცაა თვლის გორვის ზედაპირის არათანაბარი ცვეთა, თვლის ოვალუ-

რობა და სხვა. გაანგარიშებებში დაშვებულია, რომ შემადგენლობის თვლების საერთო რიცხვის 95%-ს უწყვეტი უსწორობები გააჩნიათ.

გაცილებით ნაკლებადაა გავრცელებული თვლების იზოლირებული უსწორობები (ადგილობრივი გაძლიერებული ცვეთა, ამოფხვნა, ცოციები და სხვა). ასეთი უსწორობის სიგრძე 20 სმ-ს არ აღემატება, ხოლო მაქსიმალური სიღრმე $a_1=0,065$ სმ.

ჩატარებული გამოკვლევების საფუძველზე დადგენილია, რომ თვლებზე არსებული უსწორობებისაგან გამოწვეული დამატებითი ინერციული დინამიკური ძალების ზემოქმედებით რელსის მაქსიმალური დრეკადი ჩაღუნვა $y_{\max}$ დამოკიდებულია ფარდობაზე

$$\frac{T_0}{T_{\psi}} \quad (6.12)$$

სადაც T_0 – თვლის მიერ უსწორობის გავლის დროა;

T_{ψ} – სისტემის „თვალი-რელსი“ რხევის საკუთარი პერიოდი;

რხევების თეორიის საფუძველზე დადგენილია შემდეგი დამოკიდებულება

$$\frac{y_{\max}}{a_1} = f\left(\frac{T_0}{T_{\psi}}\right) \quad (6.13)$$

„თვალი-რელსი“ სისტემის საკუთარი რხევის პერიოდი განისაზღვრება ფორმულით

$$T_{\psi} = 5,56 \sqrt{\frac{kq}{Ug}} \quad (6.14)$$

სადაც $g = 981$ სმ/წმ² – სიმძიმის ძალის აჩქარებაა.

თვლის მიერ უსწორობის გავლის დრო T_0 განისაზღვრება ფორმულით

$$T_0 = \frac{l_0}{v} \quad (6.15)$$

თუ (6.15) ფორმულაში შევიტანთ უსწორობის l_0 სიგრძეს სმ-ში და მოძრაობის v სიჩქარეს კმ/სთ-ში, მაშინ

$$T'_0 = 0,036 \frac{l_0}{v} \quad (6.16)$$

იზოლირებული უსწორობის შემთხვევაში, როცა $l'_0=20$ სმ, უსწორობის გავლის დრო

$$T'_0 = 0,036 \frac{20}{v} \quad (6.17)$$

უწყვეტი უსწორობის შემთხვევაში, როცა უსწორობის სიგრძე $l_0'' = \frac{\pi d}{v}$, უწყვეტი უსწორობის გავლის დრო

$$T_0'' = 0,036 \frac{\pi d}{v} \quad (6.18)$$

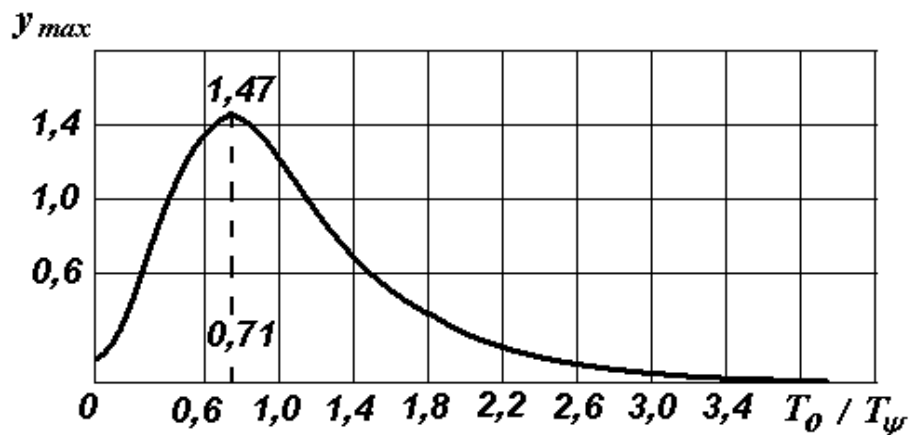
სადაც d – მოძრავი შემადგენლობის თვლის დიამეტრია (დანართი, ცხრილი 2).

თუ მივიღეთ, რომ ფარდობა

$$\frac{T_0'}{T_\psi} < 0,71 < \frac{T_0''}{T_\psi} \quad (6.19)$$

მაშინ $y_{\max} = 1,47$ სმ.

სხვა შემთხვევაში $y_{\max}$ -ის მნიშვნელობა აიღება გრაფიკიდან (ნახ. 6.1).



ნახ. 6.1. $y_{\max}$ -ის $\frac{T_0}{T_\psi}$ სიდიდესთან დამოკიდებულების გრაფიკი

შემდეგ შეგვიძლია განვსაზღვროთ თვლებზე არსებული იზოლირებული უსწორობებისაგან გამოწვეული დამატებითი ინერციული ძალა

$$P_{\text{თ.ი.უ.}} = y_{\max} \frac{2U}{k} a_1 \quad (6.20)$$

ხოლო ამ ძალის საშუალო კვადრატული გადახრა ტოლი იქნება

$$S_{\text{თ.ი.უ.}} = 0,25 y_{\max} \frac{2U}{k} a_1 = 0,5 y_{\max} \frac{U}{k} a_1 \quad (6.21)$$

დამატებითი ინერციული ძალების ტოლქმედის საანგარიშო ფორმულაში შეიტანება $S_{\text{თ.ი.უ.}}$ სიდიდის 5%.

თვლებზე არსებული უწყვეტი უსწორობისაგან გამოწვეული დამატებითი ინერციული ძალის სიდიდე გამოითვლება ფორმულით

$$P_{\text{თ.უ.უ.}} = \frac{K_0 U v^2 \sqrt{q}}{d^2 \sqrt{kU - 3,26 k^2 q}} \quad (6.22)$$

ხოლო $P_{\text{თ.უ.უ}}$ - ძალის საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე კი

$$S_{\text{თ.უ.უ}} = \frac{K_1 U v^2 \sqrt{q}}{d^2 \sqrt{kU - 3,26k^2 q}} \quad (6.23)$$

სადაც $K_1 = 0,225 K_0$ - სხვადასხვა ტიპის მოძრავი შემადგენლობის თვლების უწყვეტი უსწორობის დამახასიათებელი კოეფიციენტი. $K_1 = 0,052$ ელმავლების, თბომავლების და ვაგონების თვლებისათვის.

დამატებითი დინამიკურ ძალთა ტოლქმედის საანგარიშო ფორმულაში შეიტანება $S_{\text{თ.უ.უ}}$ სიდიდის 95%.

ვიციტ, რა ღიანდაგზე მოქმედი ყველა დამატებითი ინერციული ძალების საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე ცალ-ცალკე, შეიძლება გამოვთვალოთ ამ ძალთა საშუალო კვადრატული გადახრის ტოლქმედის მნიშვნელობა.

ყველა დამატებითი დინამიკური ინერციული ძალების ტოლქმედის საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე გამოითვლება ფორმულით

$$S = \sqrt{S_{\text{წ}}^2 + S_{\text{ღ.უ}}^2 + \frac{q_1}{100} S_{\text{თ.ი.უ}}^2 + \left(1 - \frac{q_1}{100}\right) S_{\text{თ.უ.უ}}^2} \quad (6.24)$$

სადაც q_1 - მოძრავი შემადგენლობის იმ თვლების პროცენტული შემადგენლობაა, რომლებსაც გააჩნიათ იზოლირებული უსწორობები. მიღებულია, რომ $q_1 = 5\%$.

გამოვთვალოთ ღიანდაგზე მოქმედი ექვივალენტური დინამიკური ძალების მნიშვნელობები:

$$P_{\text{ქმ}}^I = (P_{\text{ს.წ}} + 2,5S + \sum P_{\text{ს.წ}} \mu) \quad (6.25)$$

$$P_{\text{ქმ}}^{II} = (P_{\text{ს.წ}} + 2,5S + \sum P_{\text{ს.წ}} \eta) \quad (6.26)$$

სადაც $\sum P_{\text{ს.წ}} \mu$ - მეზობელი თვლების გავლენა საანგარიშო კვეთზე, მღუნავი დინამიკური მომენტის განსაზღვრის შემთხვევაში;

$\sum P_{\text{ს.წ}} \eta$ - მეზობელი თვლების გავლენა საანგარიშო კვეთზე, შპალებზე გადაცემული დატვირთვისა და რელსის დრეკადი ჩაღუნვის შემთხვევაში.

μ - დინამიური მომენტის გავლენის ხაზის ორდინატა;

η - შპალებზე დინამიური დატვირთვისა და რელსის დრეკადი ჩაღუნვის გავლენის ხაზის ორდინატა.

μ და η სიდიდეები განისაზღვრება მოძრავი შემადგენლობის ღერძებს შორის მანძილის $l_1 = x$, სარელსო საფუძვლისა და რელსის ფარდობითი სიხისტის კოეფიციენტის ნამრავლის kx მიხედვით, (დანართი, ცხრილი 8).

მაშინ, დინამიკური მღუნავი მომენტი აღძრული რელსში $P_{\text{მმ}}^I$ ექვივალენტური ძალისაგან ტოლი იქნება:

$$M_{\text{ღიბ}} = \frac{f}{4k} P_{\text{მმ}}^I = \frac{f}{4k} (P_{\text{საშ}} + 2,5S + \sum P_{\text{საშ}} \mu) \quad (6.27)$$

ხოლო ძაბვა რელსის ფუძის წიბოში:

$$\sigma_{\text{რ.ფ.}} = \frac{M_{\text{ღიბ}}}{W} = \frac{f}{4kW} (P_{\text{საშ}} + 2,5S + \sum P_{\text{საშ}} \mu) \quad (6.28)$$

სადაც f – განივი ჰორიზონტალური ძალების ზემოქმედების და ვერტიკალური ძალების ექსცენტრული მოდების გამათვალისწინებელი კოეფიციენტია, (დანართი, ცხრილი 1).

W – რელსის წინაღობის მომენტი მაქსიმალური დასაშვები ცვეთის გათვალისწინებით, (დანართი, ცხრილი 7).

რელსის ფუძის წიბოში ძაბვის საანგარიშო მნიშვნელობა $\sigma_{\text{რ.ფ.}}$ უნდა შედარდეს დასაშვებ მნიშვნელობას $[\sigma_{\text{რ.ფ.}}]$ -ს.

$$\sigma_{\text{რ.ფ.}} \leq [\sigma_{\text{რ.ფ.}}] \quad (6.29)$$

შპალებზე გადაცემული დინამიკური დატვირთვა კი ტოლია

$$Q_{\text{ღიბ}} = \frac{kl}{2} P_{\text{მმ}}^{\text{II}} = \frac{kl}{2} (P_{\text{საშ}} + 2,5S + \sum P_{\text{საშ}} \eta) \quad (6.30)$$

ხოლო თელვის ძაბვის მნიშვნელობა შპალზე ქვედის ქვეშ ტოლია

$$\sigma_{\text{შპ}} = \frac{Q_{\text{ღიბ}}}{\omega} = \frac{kl}{2\omega} (P_{\text{საშ}} + 2,5S + \sum P_{\text{საშ}} \eta) \quad (6.31)$$

$$\sigma_{\text{შპ.}} \leq [\sigma_{\text{შპ.}}] \quad (6.32)$$

სადაც ω - ქვესადების ფართობია, (დანართი, ცხრილი 5).

ბალასტის შრეში მაქსიმალური სიდიდის ძაბვები აღიძვრება შპალის ქვეშ და გამოითვლება ფორმულით:

$$\sigma_{\text{ბალ}} = \frac{Q_{\text{ღიბ}}}{\Omega} = \frac{K\ell}{2\Omega} (P_{\text{საშ}} + 2,5S + \sum P_{\text{საშ}} \eta) \quad (6.32)$$

$$\sigma_{\text{ბალ}} \leq [\sigma_{\text{ბალ}}] \quad (6.33)$$

სადაც Ω – ნახევარშპალის ფართობია, (დანართი, ცხრილი 6).

რელსის დრეკადი ჩაღუნვა გამოითვლება ფორმულით:

$$y_{\text{ღიფ}} = \frac{k}{2U} (P_{\text{საშ}} + 2,5S + \sum P_{\text{საშ}} \eta) \quad (6.34)$$

განესაზღვროთ ძაბვის მნიშვნელობა რელსის თავის წიბოში. იგი გამოითვლება ფორმულით:

$$\sigma_{\text{რ.თ.}} = \frac{\sigma_{\text{რ.ფ.}}}{f} \left\{ \frac{z_{\text{თ}}}{z_{\text{ფ}}} + \frac{(f-1)}{(1-\lambda)} \times \frac{b_{\text{თ}}}{b_{\text{ფ}}} \left[1 + \lambda \frac{h_1}{h_2} \right] \right\} \quad (6.35)$$

სადაც $\sigma_{\text{რ.თ.}}$ – ძაბვაა რელსის თავის შიგა წიბოში;

$z_{\text{თ}}$ და $z_{\text{ფ}}$ – შესაბამისად მანძილები რელსის სიმძიმის ცენტრში გამავალი პორიზონტალური ღერძიდან, მისი თავისა და ფუძის ყველაზე დაშორებულ ბოჭკომდე;

$b_{\text{თ}}$ და $b_{\text{ფ}}$ – შესაბამისად რელსის თავისა და ფუძის სიგანე;

h_1 და h_2 – შესაბამისად მანძილი რელსის თავიდან და ფუძიდან რელსის განივი კვეთის გრეხის ცენტრამდე, (დანართი, ცხრილი 7)

კოეფიციენტი λ დამოკიდებულია $\frac{\sigma_{\text{გრ}}}{\sigma_{\text{პორ}}}$ ფარდობაზე, ე.ი.

$$\lambda = \frac{\sigma_{\text{გრ}}}{\sigma_{\text{პორ}}} \quad (6.36)$$

სადაც $\sigma_{\text{გრ}}$ - გრეხის ძაბვის მნიშვნელობაა რელსის ფუძის წიბოში;

$\sigma_{\text{პორ}}$ - პორიზონტალური ძალებისაგან გამოწვეული ძაბვის მნიშვნელობა რელსის ფუძეში.

λ კოეფიციენტის სიდიდეები რეკომენდებულია მივიღოთ:

სწორ უბნებში და მრუდებში $R > 1200$ მ	–	0,10 – 0,15
მრუდებში $R = 1200 \div 800$ მ	–	0,15 – 0,25
მრუდებში $R = 800 \div 300$ მ	–	0,25 – 0,50

საანგარიშო ძაბვების სიდიდეები რელსის თავის შიგა წიბოში უნდა შედარდეს დასაშვები ძაბვის შესაბამის მნიშვნელობას

$$\sigma_{\text{რ.თ.}} \leq [\sigma_{\text{რ.თ.}}] \quad (6.37)$$

6.2 უპირაპირო ლიანდაგის გაანგარიშება სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე

ლიანდაგში ჩამაგრების შემდეგ რელსებში ტემპერატურის შემდგომი ცვალებადობა მასში ძაბვების წარმოქმნას იწვევს, რომელთა სიდიდე დამოკიდებულია ტემპერატურის ცვალებადობის მნიშვნელობაზე.

ტემპერატურის მატების შემთხვევაში წარმოიქმნება კუმშვის ძაბვები, რაც ლიანდაგის გაგდების (გამრუდების) საფრთხეს ქმნის. ტემპერატურის კლების დროს კი რელსებში წარმოიქმნება გაჭიმავი ძაბვები, რაც წარმოქმნის სარელსო ძაფის გაწყვეტის საშიშროებას.

ძაბვები, რომლებიც რელსებში აღიძვრებიან მატარებლებიდან გადაცემული დატვირთვებისა და ტემპერატურული ძალების ერთობლივი ზემოქმედებით, მარაგის კოეფიციენტის გათვალისწინებით, არ უნდა აღემატებოდეს დასაშვებ მნიშვნელობას.

როგორც ცნობილია უპირაპირო ლიანდაგი თავისი მუშაობის პირობების მიხედვით არსებობს: ტემპერატურულად დაძაბული უპირაპირო ლიანდაგი – ტემპერატურული განმუხტვის გარეშე და უპირაპირო ლიანდაგი სეზონური ტემპერატურული განმუხტვებით, გაზაფხულზე და შემოდგომაზე.

უპირაპირო ლიანდაგის მუშაობის პირობების დადგენა დამოკიდებულია გარემოს ტემპერატურის ცვალებადობის წლიურ $T_{\text{გარ}}$ ამპლიტუდაზე და რელსების ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვებ მნიშვნელობაზე $[T]$.

გარემოს ტემპერატურის წლიური ამპლიტუდა $T_{\text{გარ}}$ გამოითვლება ფორმულით:

$$T_{\text{გარ}} = t_{\text{max max}} - t_{\text{min min}} \quad (6.38)$$

სადაც $t_{\text{max max}}$ – გარემოს ტემპერატურის წლიური მაქსიმუმია ზაფხულის პერიოდში;

$t_{\text{min min}}$ – გარემოს ტემპერატურის წლიური მინიმუმი ზამთრის პერიოდში.

უპირაპირო ლიანდაგის გაანგარიშების მთავარ თავისებურებას წარმოადგენს ის, რომ რელსის ფუძის სიმტკიცე უნდა შემოწმდეს გამჭიმავ $\sigma_{\text{ტ}}$ ძაბვებზე ზამთრის პირობებისათვის, ხოლო რელსის თავის სიმტკიცე მკუმშავ $\sigma_{\text{კ}}$ ძაბვებზე ზაფხულის პირობებისათვის, როგორც სწორი, ისე მრუდე უბნებისათვის.

გამჭიმავი ძაბვების საანგარიშო სიდიდე რელსის ფუძეში ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში ტოლია:

$$\sigma_{\text{ტ}}^{\text{წ}} = [\sigma_{\text{რ.ფ.}}] - K\sigma_{\text{რ.ფ.}}^{\text{წ}} = [\sigma_{\text{რ.ფ.}}] - 1,3\sigma_{\text{რ.ფ.}}^{\text{წ}} \quad (6.39)$$

$$\sigma_{\text{ტ}}^{\text{მრ}} = [\sigma_{\text{რ.ფ.}}] - K\sigma_{\text{რ.ფ.}}^{\text{მრ}} = [\sigma_{\text{რ.ფ.}}] - 1,3\sigma_{\text{რ.ფ.}}^{\text{მრ}} \quad (6.40)$$

მკუმშავი ძაბვების საანგარიშო სიდიდე რელსის თავში ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში ტოლია:

$$\sigma_{t_j}^{სწ} = [\sigma_{რ.თ.}] - K\sigma_{რ.თ.}^{სწ} = [\sigma_{რ.თ.}] - 1,3\sigma_{რ.თ.}^{სწ} \quad (6.41)$$

$$\sigma_{t_j}^{მრ} = [\sigma_{რ.თ.}] - K\sigma_{რ.თ.}^{მრ} = [\sigma_{რ.თ.}] - 1,3\sigma_{რ.თ.}^{მრ} \quad (6.42)$$

უნდა განისაზღვროს რელსებში ტემპერატურის ცვალებადობის მაქსიმალური დასაშვები სიდიდე C^0 , როგორც ტემპერატურის მატების, ისე მისი კლების დროს ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში:

ტემპერატურის მატების პირობებში, ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში:

$$\Delta t_{ს.კ.}^{სწ} = \frac{\sigma_{t_j}^{სწ}}{25} \quad (6.43)$$

$$\Delta t_{ს.კ.}^{მრ} = \frac{\sigma_{t_j}^{მრ}}{25} \quad (6.44)$$

ტემპერატურის კლების პირობებში, ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში:

$$\Delta t_{ფ.კ.}^{სწ} = \frac{\sigma_{t_b}^{სწ}}{25} \quad (6.45)$$

$$\Delta t_{ფ.კ.}^{მრ} = \frac{\sigma_{t_b}^{მრ}}{25} \quad (6.46)$$

უნდა გამოვთვალოთ ტემპერატურული ცვალებადობით გამოწვეული გრძივი კრიტიკული ძალის მნიშვნელობა. კრიტიკული ძალა ეწოდება ტემპერატურული გრძივი ძალის ისეთ ზღვრულ მნიშვნელობას, რომლის სიდიდის გადაჭარბება გამოიწვევს ლიანდაგის გაგდებას ან სარელსო ძაფის გაწყვეტას. გრძივი ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა, რომელსაც შეუძლია გამოიწვიოს ლიანდაგის მდგრადობის დარღვევა ტოლია:

$$P_0 = \frac{A}{i_0^\alpha} K_1 K_2 K_3 K_4 \quad (6.47)$$

სადაც i_0 – ლიანდაგის საწყისი უსწორობის ქანობია, სწორი უბნებისათვის $i_0 =$

2‰; მრუდე უბნებისათვის $i_0 = 2,5 - 3‰$;

A და α – რელსების ტიპისა და ლიანდაგის გეგმის გამათვალისწინებელი პარამეტრი, (ცხრილი 6.1).

K_1 – ლიანდაგის საწყისი უსწორობის ფორმის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი, $K_1=1$ – ლიანდაგის ერთტალღიანი იზოლირებული უსწორობის შემთხვევაში; $K_1=1,1$ – ლიანდაგის უსწორობათა სერიიდან გამოყოფილი ერთტალღიანი ცალკეული უსწორობის შემთხვევაში;

ცხრილი 6.1

მრუდის რადიუსი	რელსების ტიპი			
	P50		P65	
	A	α	A	α
400	238	0.300	248	0.232
600	295	0.365	315	0.335
800	332	0.410	361	0.385
1000	360	0.450	383	0.410
სწორი	517	0.600	583	0.585

K_2 – ბალასტის მდგომარეობის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი, დამოკიდებული ბალასტის დატკეპნის C_c კოეფიციენტზე:

$$\begin{array}{llll} C_c = 0 & - & K_2 = 0,28 & C_c = 450 & - & K_2 = 1,00 \\ C_c = 225 & - & K_2 = 0,71 & C_c = 600 & - & K_2 = 1,17 \end{array}$$

K_3 – შპალების ეპიურის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი:

$$\begin{array}{llll} 1600 \text{ ც/კმ} & - & K_3 = 0,91 & 1920 \text{ ც/კმ} & - & K_3 = 1,12 \\ 1840 \text{ ც/კმ} & - & K_3 = 1,00 & 2000 \text{ ც/კმ} & - & K_3 = 1,17 \end{array}$$

K_4 – საპირაპირო ჭანჭიკების მოჭერის ძალისა და შპალების მასალის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი:

$$K_4 = \beta_1 \left[\frac{m_c}{20000} \left(\frac{1}{\beta_1} - 1 \right) + 1 \right] \quad (6.48)$$

სადაც m_c – შუალედური სამაგრების მოჭერის ძალისა და შპალების მასალის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი. $m_c = 13200 \div 26100$ კგ/სმ (კლემების 11÷33 კგმ მომენტის სიდიდით მოჭერის შემთხვევაში);

β_1 – საანგარიშო პარამეტრი დამოკიდებული უსწორობის ქანობის სიდიდეზე.

$$\begin{array}{llll} i_0 = 2\text{‰} & - & \beta_1 = 0,795 \\ i_0 = 3\text{‰} & - & \beta_1 = 0,820 \\ i_0 = 4\text{‰} & - & \beta_1 = 0,840 \end{array}$$

ტემპერატურული ცვალებადობის გრძივი მაქსიმალური ძალის მნიშვნელობის მიხედვით და მარაგის კოეფიციენტის გათვალისწინებით უნდა განისაზღვროს კრიტიკული ძალის სიდიდე, რომელიც უზრუნველყოფს ლიანდაგის მდგრადობის პირობას

$$P_{კრ} = \frac{P_0}{1,5} \quad (6.49)$$

სადაც 1,5 – მარაგის კოეფიციენტია;

P_0 და $P_{კრ}$ ძალების მნიშვნელობები გამოითვლება, როგორც სწორი ისე მრუდე უბნებისათვის.

ამის შემდეგ შეგვიძლია განვსაზღვროთ ძაბვების მნიშვნელობები აღძრული რელსებში კრიტიკული ძალის მიერ, ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში:

$$\sigma^{სწ} = \frac{P_{კრ}}{2F} \quad (6.50)$$

$$\sigma^{მრ} = \frac{P_{კრ}}{2F} \quad (6.51)$$

სადაც F – რელსის განივი კვეთის ფართობია, (დანართი, ცხრილი 7).

რელსებში აღძრული ძაბვების შემდეგ შეგვიძლია გამოვთვალოთ რელსებში ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვები სიდიდე.

$$\Delta t_y^{სწ} = \frac{\sigma^{სწ}}{25} \quad (6.52)$$

$$\Delta t_y^{მრ} = \frac{\sigma^{მრ}}{25} \quad (6.53)$$

საჭიროა განისაზღვროს რელსების ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვები სიდიდეები მათი ლიანდაგში ჩაგების ტემპერატურასთან შედარებით, როგორც ტემპერატურის მატების Δt_{γ} , ისე კლების მხარეს Δt_{δ} .

ტემპერატურის კლების შემთხვევაში:

$$\Delta t_{\delta}^{სწ} = \Delta t_{ფგ.}^{სწ} \quad (6.54)$$

$$\Delta t_{\delta}^{მრ} = \Delta t_{ფგ.}^{მრ} \quad (6.55)$$

ტემპერატურის მატების შემთხვევაში:

$$\Delta t_{\gamma}^{სწ} = \Delta t_{ს.კ.}^{სწ} + 6^0 \quad \text{თუ} \quad \Delta t_{ს.კ.}^{სწ} + 6^0 \leq t_y^{სწ} \quad (6.56)$$

$$\Delta t_{\gamma}^{მრ} = \Delta t_{ს.კ.}^{მრ} + 6^0 \quad \text{თუ} \quad \Delta t_{ს.კ.}^{მრ} + 6^0 \leq t_y^{მრ} \quad (6.57)$$

და

$$\Delta t_{\mathcal{J}}^{b\mathbb{V}} = \Delta t_y^{b\mathbb{V}} \quad \text{or} \quad \Delta t_{\sigma_{\mathcal{J}}}^{b\mathbb{V}} + 6^0 > t_y^{b\mathbb{V}} \quad (6.58)$$

$$\Delta t_z^{\partial\phi} = \Delta t_y^{\partial\phi} \quad \text{or} \quad \Delta t_{\sigma_3}^{\partial\phi} + 6^0 > t_y^{\partial\phi} \quad (6.59)$$

სადაც Δt_y – რელსებში ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვები სიდიდე;

6⁰ – რელსებში ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვები სიდიდის გადაჭარბების მნიშვნელობა.

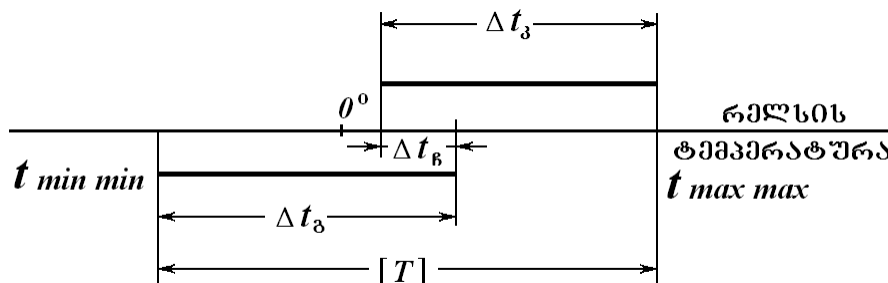
განვსაზღვროთ რელსებში ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვები ამპლიტუდა $[T]$ ლიანდაგის სწორი და მრუდე უბნებისათვის, ტემპერატურულად დაძაბული ლიანდაგის შემთხვევაში:

$$[T]^{b_V} = \Delta t_j^{b_V} + \Delta t_{\delta}^{b_V} - [\Delta t_{\mathfrak{f}}] \quad (6.60)$$

$$[T]^{\partial\epsilon} = \Delta t_{\partial}^{\partial\epsilon} + \Delta t_{\partial}^{\partial\epsilon} - [\Delta t_{\partial}] \quad (6.61)$$

სადაც $[\Delta t_f]$ – ტემპერატურის ინტერვალი, რომელიც საჭიროა რელსების ღიანდავში ჩამაგრების სამუშაოების ჩასატარებლად, $[\Delta t_f] = 10^0 \text{C}$.

თუ აღმოჩნდა, რომ $T_{გაგ} \leq [T]$, მაშინ უპირაპირო ლიანდაგი იმუშავებს ტემპერატურულად დაძაბულად, სეზონური ტემპერატურული განმუხტვების გარეშე, (ნახ. 6.2).



ნახ.6.2 ტემპერატურულად დაბადული უპირაპირო ლიანდაგის მუშაობის ტემპერატურული დიაგრამა

მაშინ შეგვიძლია დავადგინოთ ლიანდაგში რელსების ჩამაგრების ტემპერატურული ინტერვალის ზედა და ქვედა საზღვრები.

სწორი უბნებისათვის:

$$\text{ზედა ზღვარი} \quad \max t_{\beta}^{\text{bV}} = \Delta t_{\lambda}^{\text{bV}} + t_{\min \min} \quad (6.62)$$

$$\text{ქვედა ზღვარი} \quad \min t_{\beta}^{b_V} = t_{\max \max} - \Delta t_{\beta}^{b_V} \quad (6.63)$$

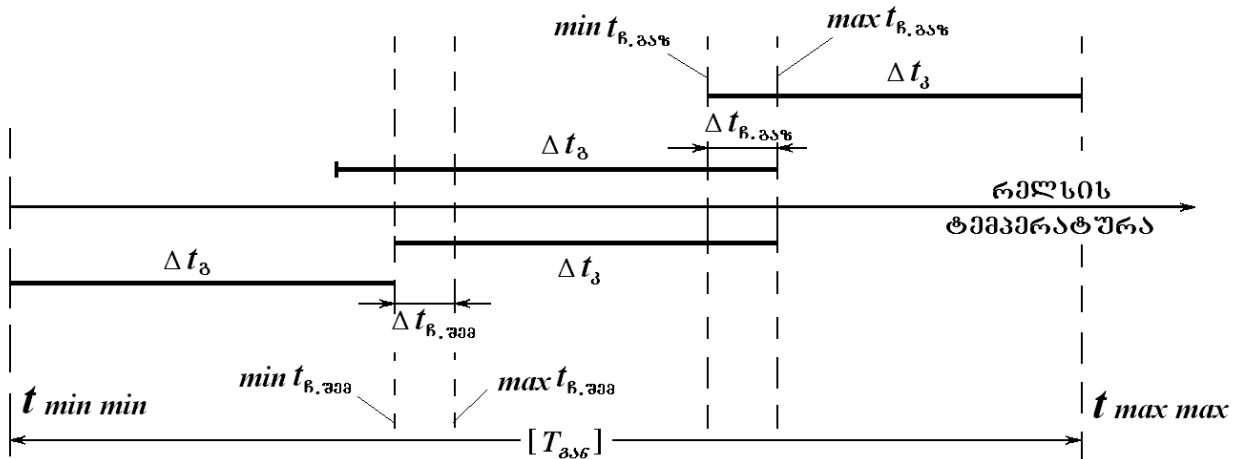
მრუდე უბნებისათვის:

ზედა ზღვარი: $\max t_b^{\partial\sigma} = \Delta t_{\partial}^{\partial\sigma} + t_{\min\min}$ (6.64)

ქვედა ზღვარი: $\min t_{\text{ფ}}^{\text{მრ}} = t_{\text{max max}} - \Delta t_{\text{კ}}^{\text{მრ}}$ (6.65)

თუ აღმოჩნდა, რომ $T_{გარ} > [T_{გან}]$, მაშინ საჭიროა ლიანდაგში სეზონური ტემპერატურული განმუხტვების ჩატარება.

ტემპერატურის ცვალებადობის დასაშვები ამპლიტუდა რელსებში $[T_{გან}]$ ლიანდაგის სწორ და მრუდე უბნებში, სეზონური განმუხტვების საჭიროების შემთხვევაში ტოლი იქნება (ნახ.6.3):



ნახ. 6.3. უპირაპირო ლიანდაგის მუშაობის ტემპერატურული დიაგრამა, ტემპერატურული ძაბვების სეზონურად (გაზაფხულზე და შემოდგომაზე) განმუხტვა

$$[T_{გან}]_{სწ} = \Delta t_{გ}^{სწ} + 2\Delta t_{გ}^{სწ} - \sum \Delta t_{გ} - 12^0 \quad (6.66)$$

$$[T_{გან}]_{მრ} = \Delta t_{გ}^{მრ} + 2\Delta t_{გ}^{მრ} - \sum \Delta t_{გ} - 12^0 \quad (6.67)$$

სადაც $\sum \Delta t_{გ}$ – გაზაფხულზე და შემოდგომაზე ლიანდაგში რელსების ჩამაგრების სამუშაოების შესრულებისათვის საჭირო ტემპერატურული ინტერვალების ჯამი. $\sum t_{გ} = \Delta t_{გ.გაზ} + \Delta t_{გ.შეგ}$. $\Delta t_{გ.გაზ} = 15^0C$, $\Delta t_{გ.შეგ} = 10^0C$ მაშინ $\sum \Delta t_{გ} = 25^0C$.

12^0C – ტემპერატურის ინტერვალის მარაგი, რელსებში ნარჩენი ძაბვების დარტყმითი მეთოდებით განმუხტვის შემთხვევაში. თუ სარელსო გადაბმების ლიანდაგში ჩაყენება სრულდება გორგოლაჭების საშუალებით, მაშინ 12^0C -ანი მარაგი არ გაითვალისწინება.

სარელსო გადაბმებში საშემოდგომო ტემპერატურული განმუხტვის ამპლიტუდის ზედა და ქვედა ზღვარი გამოითვლება ფორმულით:

ზედა ზღვარი:

$$\max t_{გ.შეგ}^{სწ} = t_{\min \min} + \Delta t_{გ}^{სწ} - 4^0 \quad (6.68)$$

$$\max t_{\text{ჩ.შემ}}^{\text{მრ}} = t_{\text{min min}} + \Delta t_{\text{გ}}^{\text{მრ}} - 4^0 \quad (6.69)$$

ქვედა ზღვარი:

$$\min t_{\text{ჩ.შემ}}^{\text{სწ}} = \max t_{\text{ჩ.შემ}}^{\text{სწ}} - \Delta t_{\text{ჩ.შემ}} \quad (6.70)$$

$$\min t_{\text{ჩ.შემ}}^{\text{მრ}} = \max t_{\text{ჩ.შემ}}^{\text{მრ}} - \Delta t_{\text{ჩ.შემ}} \quad (6.71)$$

შესაბამისად სარელსო გადაბმების საგაზაფხულო ტემპერატურული განმუხტვის ამპლიტუდის ზედა და ქვედა ზღვარი ტოლი იქნება:

ზედა ზღვარი:

$$\max t_{\text{ჩ.გაზ}}^{\text{სწ}} = t_{\text{min min}} + \Delta t_{\text{გ}}^{\text{სწ}} + \Delta t_{\text{კ}}^{\text{სწ}} - \Delta t_{\text{ჩ.გაზ.}} - 8^0 \quad (6.72)$$

$$\max t_{\text{ჩ.გაზ}}^{\text{მრ}} = t_{\text{min min}} + \Delta t_{\text{გ}}^{\text{მრ}} + \Delta t_{\text{კ}}^{\text{მრ}} - \Delta t_{\text{ჩ.გაზ.}} - 8^0 \quad (6.73)$$

ქვედა ზღვარი:

$$\max t_{\text{ჩ.გაზ}}^{\text{სწ}} = t_{\text{max max}} + \Delta t_{\text{კ}}^{\text{სწ}} + 4^0 \quad (6.74)$$

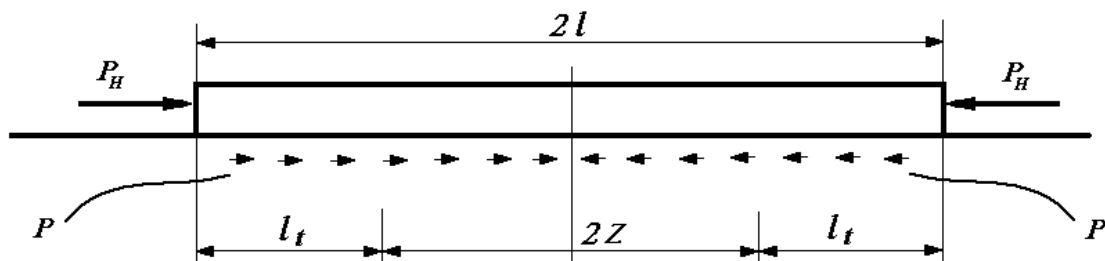
$$\max t_{\text{ჩ.გაზ}}^{\text{მრ}} = t_{\text{max max}} + \Delta t_{\text{კ}}^{\text{მრ}} + 4^0 \quad (6.75)$$

სადაც 4^0C და 8^0C – ტემპერატურის მარაგია ტემპერატურული განმუხტვის შემდეგ რელსებში ნარჩენი ძაბვების არსებობის გასათვალისწინებლად.

იმ შემთხვევაში, როდესაც $[T_{\text{გან}}] < T_{\text{გან}}$, მაშინ უპირაპირო ლიანდაგის მოწყობა საერთოდ შეუძლებელია.

6.3 უპირაპირო სარელსო გადაბმების სიგრძის განსაზღვრა

უპირაპირო სარელსო გადაბმების სიგრძის ზღვრული მნიშვნელობების (მაქსიმალური და მინიმალური) დადგენისათვის განვიხილოთ სარელსო გადაბმების მაღლიმიტირებელი მოთხოვნების კომპლექსი. ცნობილია, რომ უპირაპირო სარელსო გადაბმას სიგრძით $2l$, გააჩნია შუა ნაწილში უძრავი მონაკვეთი სიგრძით $2Z$ და ბოლოებში მოძრავი ორი მონაკვეთი თითოეული სიგრძით l_t (ნახ.6.4)



ნახ.6.4. რელსის ტემპერატურული წაგრძელებისადმი წინააღმდეგობის საანგარიშო სქემა

ცხადია, რომ

$$\left. \begin{aligned} 2Z &= 2l - 2l_t \\ Z &= l - l_t \end{aligned} \right\} \quad (6.76)$$

სარელსო გადაბმა ითვლება უპირაპიროდ იმ შემთხვევაში, როცა კმაყოფილდება პირობა

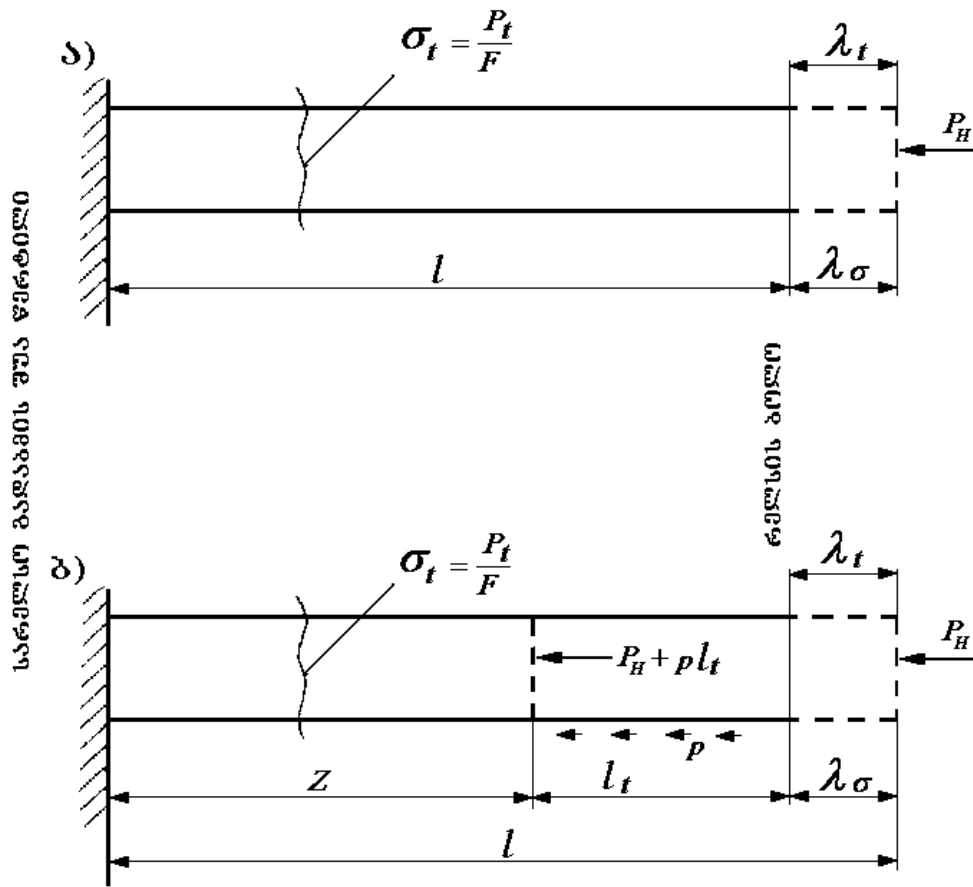
$$0 < Z < l \quad (6.77)$$

იმისათვის, რომ დავადგინოთ სარელსო გადაბმის ($2l$) სიგრძის, ტემპერატურის (Δt) ცვალებადობის და წინააღმდეგობის (P_H და p) ძალების რა დამოკიდებულების დროს არის სამართლიანი (6.77) უტოლობა, განვიხილოთ ნეიტრალურ ტემპერატურაზე ჩამაგრებული რელსის გაცხელების პროცესი. დაუშვათ, რომ რელსის გაცხელება განხორციელდა $\Delta t_1 = t_1 - t_0$ ტემპერატურის შედეგად. ცხადია, რომ სიმეტრიულობის გამო რელსის შუა წერტილი ყველა შემთხვევაში უძრავ მდგომარეობაში დარჩება. ამიტომ შეიძლება განვიხილოთ შუა წერტილში პირობით ჩამაგრებული სარელსო გადაბმის სიგრძის ნახევარის l -ის დაძაბულ-დეფორმაციული მდგომარეობა (ნახ.6.5). გაცხელების შემთხვევაში რელსი ცდილობს დაგრძელდეს, რასაც ეწინააღმდეგება წინააღმდეგობის ძალა P_H . რელსის ტემპერატურის ცვალებადობის Δt ზრდასთან ერთად, მასში გაიზრდება ტემპერატურული P_t ძალის სიდიდეც და რელსი დარჩება უძრავ მდგომარეობაში მანამ, სანამ P_t ძალის სიდიდე არ გადააჭარბებს საპირაპირო სამაგრების წინააღმდეგობის P_H ძალას.

ამრიგად განიხილება მასალათა გამძლეობის მარტივი ამოცანა, სწორხაზოვანი ღეროს დაძაბულ-დეფორმაციული მდგომარეობა ღერძული მკუმშავი P_H ძალის ზემოქმედების შედეგად. სანამ რელსი რჩება უძრავ მდგომარეობაში, მისი საყრდენების სიგრძივი წინააღმდეგობა დაძვრისადმი მობილიზებული არ არის, ე.ი. $p = 0$. ამასთან დაკავშირებით პირობითად თუ მივიღებთ, რომ პირაპირების წინააღმდეგობაც არ არსებობს ე.ი. $P_H = 0$ (საპირაპირო ჭანჭიკებზე ქანხები სრულიად მოშვე-

ბულია), მაშინ სარელსო გადაბმის სიგრძის ნახევარი l , Δt , ტემპერატურის ზემოქმედებით თავისუფლად წაგრძელებოდა λ_t სიდიდით, (ნახ. 6.5-ა)

$$\lambda_t = \alpha \Delta t_1 \quad (6.78)$$



ნახ.6.5. სარელსო რგოლების დაძაბულ-დეფორმაციული მდგომარეობის განსაზღვრის საანგარიშო სქემები:

ა) სარელსო გადაბმა უძრავია მთელ სიგრძეზე; ბ) სარელსო გადაბმის ბოლოებში ტემპერატურულად მოძრავი უბნებით.

სინამდვილეში რელსის წაგრძელება არ შედგება რელსში მკუმშავი P_H ძალის ზემოქმედების შედეგად λ_σ სიდიდით. რელსის სიგრძის არშემდგარი წაგრძელება λ_σ განისაზღვრება ჰუკის კანონით

$$\lambda_\sigma = \frac{P_H l}{EF} \quad (6.79)$$

თუ გავეუტოლებთ $\lambda_t = \lambda_\sigma$ (ნახ. 6.5-ა) მივიღებთ

$$\alpha \Delta t_1 = \frac{P_H l}{EF} \quad (6.80)$$

აქედან

$$\Delta t_1 = \frac{P_H}{\alpha E F} \quad (6.81)$$

სადაც α - სარელსო ფოლადის წაგრძელების კოეფიციენტი, $\alpha=0,0000118$;

E - სარელსო ფოლადის სიხისტის კოეფიციენტი, $E=2,1 \times 10^6$ კგ/სმ²;

F - რელსის განივი კვეთის ფართობი.

ამრიგად რელსის ტემპერატურის ცვალებადობის მაქსიმალური მნიშვნელობა, რომლის დროსაც რელსი მოელ მის სიგრძეზე ჯერ კიდევ რჩება უძრავად ტოლი იქნება

$$\Delta t = \Delta t_1 = t_1 - t_0 = \frac{P_H}{\alpha E F} \quad (6.82)$$

ცხადია ამ დროს $l_t=0$ და $Z=l$ (ნახ.6.5).

უძრავ მდგომარეობაში მყოფი რელსის გაცხელება Δt_1 ტემპერატურით, იწვევს მის შეკუმშვას P_t ძალით, რომლის მაქსიმალური მნიშვნელობა ტოლი იქნება პირაპირების წინააღობისა, ე.ი. $P_t=P_H$. ამ შემთხვევაში უძრავ მდგომარეობაში მყოფი რელსში ტემპერატურული მკუმშავი ძალის სიდიდე (6.82) ფორმულის მიხედვით ტოლი იქნება

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= \frac{P_t}{F} = \frac{P_H}{F} \\ \sigma_t &= \alpha E \Delta t \end{aligned} \right\} \quad (6.83)$$

ამ ამოცანაში საყურადღებოა შემთხვევა, როცა $l_t > 0$ და $Z < l$, რასაც ადგილი ექნება მაშინ, როდესაც $\Delta t > \Delta t_1 = \frac{P_H}{\alpha E F}$.

ამის შემდეგ რელსების კიდევ უფრო გაცხელებისას ტემპერატურით $\Delta t_2 = t_2 - t_0$ პირაპირებში ხახუნის ძალა P_H დაძლეული იქნება და სარელსო გადაბმების ბოლოებში შეიქმნება ტემპერატურულად დაძაბული უბნები l_t სიგრძით, ხოლო სარელსო გადაბმის შუა ნაწილში რელსი $2Z$ სიგრძით ჯერ კიდევ უძრავ მდგომარეობაში რჩება (ნახ. 6.5-ბ). ტემპერატურის უფრო მეტად ცვალებადობის შემთხვევაში l_t იზრდება ფარგლებში 0-დან l_t -მდე, ხოლო Z მანძილის სიგრძე მცირდება l -დან 0-მდე.

რელსების წაგრძელებას ეწინააღმდეგება პირაპირებში ხახუნის P_H ძალა და ლიანდაგის სიგრძივი წინააღობის $p l_t$ ძალა, მობილიზებული l_t სიგრძის უბანზე (ნახ. 6.5-ბ).

თუ პირობით უგულებელყოფთ წინაღობის $(P_H + pl_t)$ ძალებს, მაშინ რელსის შესაძლო, მაგრამ არშემდგარი წაგრძელება თავისუფალ Z სიგრძის უბანზე ტოლი იქნება

$$\lambda_t = \alpha Z(t_2 - t_0) \quad (6.84)$$

იმავე უბანზე დამოკლება წინაღობის იმავე $(P_H + pl_t)$ ძალების ზემოქმედებით იქნება

$$\lambda_\sigma = \frac{(P_H + pl_t)Z}{EF} \quad (6.85)$$

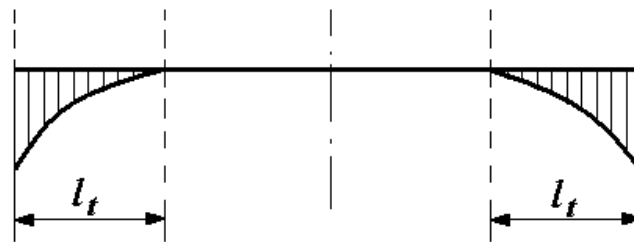
გავუტოლოთ ერთმანეთს $\lambda_t = \lambda_\sigma$, მაშინ

$$\alpha Z(t_2 - t_0) = \frac{(P_H + pl_t)Z}{EF} \quad (6.86)$$

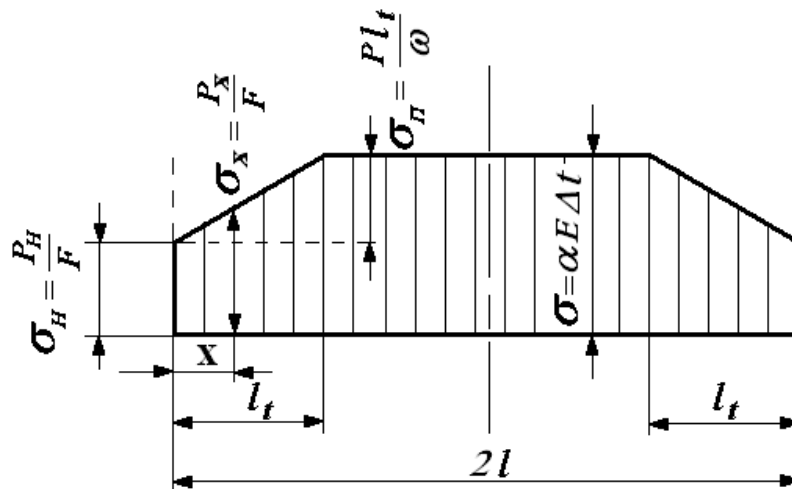
აქდან

$$\Delta t_2 = t_2 - t_0 = \frac{P_H + pl_t}{\alpha EF} \quad (6.87)$$

ა) გრძივი დეფორმაციების ეპიურა



ბ) ტემპერატურული ძაბვების ეპიურა



ნახ.6.6. ტემპერატურული დაძაბულობები და დეფორმაციები უპირაპირო სარელსო გადაბმებში: ა) გრძივი დეფორმაციების ეპიურა; ბ) ტემპერატურული ძაბვების ეპიურა

ცხადია, რომ ზღვრულ მდგომარეობას ადგილი ექნება, როცა $l_t = l$ ($Z = 0$), ე.ი წინაღობა დაძლეული იქნება მთელ უბანზე და უძრავი რჩება სარელსო გადაბმის მხოლოდ შუა წერტილი. მაშინ ასეთ მდგომარეობაში ტემპერატურის ცვალებადობის სიდიდე ტოლი იქნება

$$\Delta t = \frac{P_H + pl_t}{\alpha EF} \quad (6.88)$$

იმისათვის, რომ სარელსო გადაბმის ფარგლებში არსებობდეს უძრავი ნაწილი ე.ი. $l_t < l$, $Z > 0$, (ნახ. 6.6-ა), უნდა დაკმაყოფილდეს შემდეგი უტოლობა

$$\Delta t < \frac{P_H + pl_t}{\alpha EF} \quad (6.89)$$

თუ გავაერთიანებთ (6.83) და (6.89) პირობებს მივიღებთ, რომ უპირაპირო სარელსო გადაბმის შუა ნაწილი დარჩება უძრავი მაშინ, როდესაც

$$\frac{P_H}{\alpha EF} < \Delta t < \frac{P_H + pl_t}{\alpha EF} \quad (6.90)$$

ანუ

$$t_H < \Delta t < t_H + t_{II} \quad (6.91)$$

სადაც t_H - ტემპერატურის ცვალებადობის სიდიდეა, რომელიც შეესაბამება პირაპირების წინააღმდეგობის დაძლევას $t_H = \frac{P_H}{\alpha EF}$;

t_{II} - ტემპერატურის ცვალებადობის სიდიდე, რომელიც შეესაბამება ლიანდაგის სიგრძივი წინაღობის დაძლევას, სარელსო გადაბმის სიგრძის ნახევარზე $t_{II} = \frac{pl}{\alpha EF}$.

ამის შემდეგ შეიძლება განვსაზღვროთ სარელსო გადაბმის მინიმალური სიგრძე, რომელიც ექვემდებარება უპირაპირო ლიანდაგის მუშაობის პრინციპს. ძირითადი პირობაა, რომ $Z > 0$.

სარელსო გადაბმის სიგრძის ნახევრის l სიდიდე განისაზღვრება (6.89) გამოსახულებიდან

$$l > \frac{\alpha EF \Delta t - P_H}{p} \quad (6.92)$$

ხოლო სარელსო გადაბმის მთელი $2l$ სიგრძე ტოლი იქნება

$$2l > 2 \frac{\alpha EF \Delta t - P_H}{p} \quad (6.93)$$

(6.93) ფორმულაში ტემპერატურის ცვალებადობის სიდიდე უნდა შევიტანოთ მაქსიმალური აღებული რაიონისათვის, ხოლო საპირაპირო P_H და ლიანდაგის სიგრძევი წინაღობა ზაფხულის პერიოდში p - მინიმალური დასაშვები, ექსპლუატაციის ნორმალური პირობებისათვის.

ექსპერიმენტული კვლევების საფუძველზე დადგენილია, რომ უპირაპირო სარეღსო გადაბმების ბოლო მოძრავი უბნების სიგრძე სხვადასხვა პირობებში იცვლება $l_t=50-75$ მეტრის ფარგლებში და მხოლოდ ცალკეულ შემთხვევებში შუალედური სამაგრების ქანების არასაკმარისი მომენტიტ მოჭერის შემთხვევაში აღწევს 100 მეტრს. აქედან გამომდინარე უპირაპირო სარეღსო გადაბმის მინიმალური სიგრძე ნორმალურ პირობებში ტოლია არანაკლებ 150 მეტრისა.

“უპირაპირო ლიანდაგის დაგებისა და მოვლა-შენახვის ტექნიკური პირობების” მოთხოვნით უპირაპირო სარეღსო გადაბმის მინიმალური სიგრძე ჩვეულებრივ პირობებში 250 მეტრზე, ხოლო შეზღუდულ პირობებში 150 მეტრზე ნაკლები არ დაიშვება.

განვიხილოთ მოთხოვნათა კომპლექსი, რომლების ზღუდავენ უპირაპირო სარეღსო გადაბმების მაქსიმალურ სიგრძეს, ესენია:

1. სპეციალური მოძრავი შემადგენლობით უპირაპირო სარეღსო გადაბმების მაქსიმალური სიგრძე იზღუდება 800 მეტრამდე, სადგურის მიმდებ-გამგზავნი ლიანდაგების სასარგებლო სიგრძიდან გამომდინარე;
2. დეფექტების აღმოფხვრის მიზნით სარეღსო გადაბმების სიგრძის აღდგენის შესაძლებლობა ლიანდაგში, გადასატანი რეღსშემდუღებელი მანქანის შესაძლებლობიდან გამომდინარე;
3. სარეღსო გადაბმებში ტემპერატურული დაძაბულობის განმუხტვის შესაძლებლობა სარეღსო გადაბმის სიგრძის მთლიანობის შენარჩუნებით. ეს მოთხოვნა სარეღსო გადაბმის სიგრძეს ზღუდავს 800 – 950 მეტრამდე.
4. რეღსშემდუღებელ მატარებელში შემდუღებელი ტექნოლოგიური ხაზების სიგრძე (არა უმეტეს 400 მ).
5. ადგილობრივი შეზღუდვები: ისრული გადაყვანები, გადასავალები, ლითონის დიდი ხიდები, ავტობლოკირებულ უბნებზე იზოლირებული პირაპირები.
6. მუშაობის თანაბარი პირობები რეღსების თანაბარი ცვეთის უზრუნველყოფის პირობით, რომ არ იქნას დაშვებული უპირაპირო სარეღსო გადაბმის ცალკეული ნაწილების შეცვლა მაქსიმალური გვერდითი ცვეთის პირობით.

ზემოთ მოტანილი მოთხოვნების გათვალისწინების საფუძველზე “უპირაპირო ლიანდაგის დაგებისა და მოვლა-შენახვის ტექნიკური პირობების” მოთხოვნების მიხედვით, უპირაპირო სარელსო გადაბმების მაქსიმალური სიგრძე დაშვებულია 800 – 950 მეტრის ფარგლებში.

დაკვირვებებით დადგენილია, რომ უპირაპირო სარელსო გადაბმებს შორის გამაწონასწორებელი უბნების რელსების ცვეთა 4-6-ჯერ აღემატება სარელსო გადაბმების რელსების ცვეთას, ხოლო შუალედური სამაგრების მოშვება შესაბამისად ორჯერ მეტია. სარელსო გადაბმების სიგრძის ზრდა მინიმუმამდე ამცირებს გამაწონასწორებელი უბნების რაოდენობას.

ამ თვალსაზრისით მსოფლიოს მთელი რიგი ქვეყნების რკინიგზებზე ამჟამად ექსპერიმენტის სახით დაგებულია 1,5 კმ-დან მთელი გადასარბენის სიგრძის ტოლი უპირაპირო სარელსო გადაბმები. ასეთი სიგრძის სარელსო გადაბმები იქმნება სტანდარტული სიგრძის სარელსო გადაბმების ლიანდაგში შედუღების გზით.

თავი 7. მოძრაობი შემადგენლობისა და ლიანდაგის მდგრადობის გაანგარიშება

7.1 მიმმართველი, გვერდითი და ჩარჩო ძალების განსაზღვრა

ლიანდაგის გაანგარიშებისას ხშირად საჭირო ხდება, მრუდებში მოძრაობისას ერთეულ მოძრავ შემადგენლობაზე მოქმედი მიმმართველი, გვერდითი და ჩარჩო ძალების სიდიდეების განსაზღვრა.

ამ ძალების განსაზღვრის თეორიული საფუძვლები და პრაქტიკული გაანგარიშებები ზემოთ იყო განხილული.

ეკიპაჟზე მოქმედი ცენტრიდანული ძალა ცალკეულ კონკრეტულ შემთხვევაში მრუდის რადიუსთან, მოძრაობის სიჩქარეებთან და გარე რელსის შემადლების ფაქტიურ სიდიდეებთან დამოკიდებულებით განისაზღვრება

$$I = \frac{mv^2}{R} \quad (7.1)$$

ცენტრისკენული ძალა კი ტოლია

$$H = mg \frac{h}{S_1} \quad (7.2)$$

სადაც m - ეკიპაჟის მასაა;

g - სიმძიმის ძალის აჩქარება;

h - გარე რელსის შემადლება;

S_1 - რელსების ღერძებს შორის მანძილი, $S_1=1,6$ მ.

ამრიგად მოძრავი შემადგენლობის ერთეულზე მოქმედი გარე რელსის შემადლებით გამოწვეული გაუბათილებელი ძალა ტოლი იქნება

$$I - H = m \left(\frac{v^2}{R} - g \frac{h}{S_1} \right) \quad (7.3)$$

(7.3) განტოლების მარჯვენა მხარეს ფრჩხილებში მოთავსებული გამოსახულება გაუბათილებელ აჩქარებას წარმოადგენს, ეი

$$a_{\text{გაუბ}} = \frac{v^2}{R \times 3,6^2} - \frac{g}{S_1} h \quad (7.4)$$

მნიშვნელში რიცხვითი კოეფიციენტი 3,6 უზრუნველყოფს ფორმულაში სიჩქარის კმ/სთ განზომილებით ჩასმის დროს აჩქარების სიდიდის მ/წმ²-ში მიღებას.

არსებული მოქმედი ტექნიკური ნორმების შესაბამისად 100 კმ/სთ-ზე მეტი სიჩქარეების შემთხვევაში

$$a_{\text{გაუბ}} = \frac{v^2}{R \times 3,6^2} - \frac{g}{S_1} (h - \Delta h) \quad (7.5)$$

სადაც $\Delta h=20$ მმ, როცა $v=101 - 140$ კმ/სთ;

$\Delta h=30$ მმ, როცა $v=141 - 160$ კმ/სთ.

მრუდებში ცალკეული სახეობის მოძრავ შემადგენლობაზე მოქმედი განივი კორიზონტალური ძალების განსაზღვრის პროფ. ო. ერშკოვისეული მიახლოებითი ფორმულები მოცემულია (დანართში, ცხრილი 9)

დანართის ცხრილ 9-ის მეოთხე სვეტში მოცემულია დემპფირული მომენტები საქუსლეებში და სრიალებში. მხოლოდ საქუსლეებში ხახუნის შემთხვევაში დემპფირული მომენტის სიდიდე უნდა მივიღოთ $m_0 = 390$ (ოთხდერძიანი და ექვსდერძიანი ვაგონებისათვის); ძარის დაყრდნობისას არა მარტო საქუსლეებზე, არამედ გვერდით სრიალებზე, უნდა ავიღოთ მაქსიმალური სიდიდის დემპფირული მომენტი.

7.2 ლიანდაგის მდგრადობა განივი გადაადგილებისადმი

თანამედროვე შუალედური სარელსო სამაგრების კონსტრუქცია საკმაოდ მტკიცეა, რომ არ დაუშვას სარელსო საფუძვლის მიმართ რელსების განივად გადაადგილება. რელსების მცირე სიდიდით გადაადგილება შეიმჩნევა განუყოფელი და შერეული ომბოხური მიმაგრების შემთხვევაში, ხის შპალებში ნარჩენი დეფორმაციების, ან თვით სარელსო სამაგრების ელემენტების ცვეთის ხარჯზე. რელსების, შპალების მიმართ მცირე ზომის განივი გადაადგილებები ძლიერ ნელი ტემპით მიმდინარეობს და მათი აღმოფხვრა ხორციელდება ლიანდაგის გადაკერვით მიმდინარე მოვლა-შენახვის სამუშაოების შესრულების დროს.

რელსების შპალების მიმართ განივი გადაადგილებისადმი განსაკუთრებით მდგრადია განცალკევებული შუალედური სამაგრები მოზამბარე კლემებით (მაგ. Pandrol-ის ტიპის, რომლებიც მოლიანად გამორიცხავს ლიანდაგის გადაკერვის აუცილებლობას.

თუ ხახუნისაგან და თვლის რელსთან მიბჯენის განივი ძალა გარკვეულ სიდიდემდე გაიზრდება მანამ, სანამ დაიწყება სამაგრი კვანძების დანგრევა, მოხდება თვლის ჩამოსვლა რელსებიდან, ქიმის რელსის თავზე შეგორების მიზეზით ან სარელსო რგოლების განივად გადაადგილება ბალასტში.

განვიხილოთ ლიანდაგის მდგრადობის პირობები განივად გადაადგილების მიმართ. ამ პირობების გამოკვლევის დროს მხედველობაშია მიღებული, რომ სარელსო რგოლების განივი მდგრადობის გაანგარიშებისას, განივი ძალის შესაძლო მაქ-

სიმაღური მნიშვნელობის შემთხვევაში, ვერტიკალური დატვირთვები საშუალო მნიშვნელობისაა. ე.ი. $P_1 = P_2 = P_{\text{საშ}}$, აქედან $P_{\text{შ31}} = P_{\text{შ32}} = P_{\text{შ3}}$

რელსის შპალზე ვერტიკალური $P_{\text{შ3}}$ დაწოლა დამოკიდებულია რელსზე თვლიდან გადაცემულ $P_{\text{საშ}}$ დატვირთვაზე

$$P_{\text{შ3}} = \frac{kl}{2} P_{\text{საშ}} \quad (7.6)$$

$$P_{\text{საშ}} = P_{\text{სტ}} + 0,75P_{\text{რ}} \quad (7.7)$$

რელსის შპალზე ვერტიკალური $P_{\text{შ3}}$ დაწოლა შესაძლებელია განისაზღვროს ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშებებში მიღებული ფორმულით

$$P_{\text{შ3}} = \frac{kl}{2} \sum P_{\text{საშ}} \eta \quad (7.8)$$

სადაც k - სარელსო საფუძვლისა და რელსის ფარდობითი სიხისტის კოეფიციენტი;

l - შპალების ღერძებს შორის მანძილი;

$P_{\text{სტ}}$ - თვლიდან რელსზე გადაცემული ვერტიკალური სტატიკური დატვირთვა;

$P_{\text{რ}}$ - რესორების რხევისაგან რელსზე გადაცემული დამატებითი ვერტიკალური ინერციული ძალა;

$\sum P_{\text{საშ}} \eta$ - მეზობელი თვლების დაწოლის გავლენა საანგარიშო კვეთში.

მიღებულია აგრეთვე, რომ შპალების ბალასტში გადაადგილების T წინააღმდეგობა ტოლია საწყისი C_0 წინააღმდეგობისა, ვერტიკალური ნულოვანი დატვირთვისა და ორთავე სარელსო ძაფის ვერტიკალური დატვირთვის $2P_{\text{შ3}}$ ჯამისა, გამრავლებული შპალის საფუძვლის ბალასტთან ხახუნის $f_{\text{შ3}}$ კოეფიციენტზე.

ლიანდაგზე სრული ჰორიზონტალური დატვირთვა ტოლია

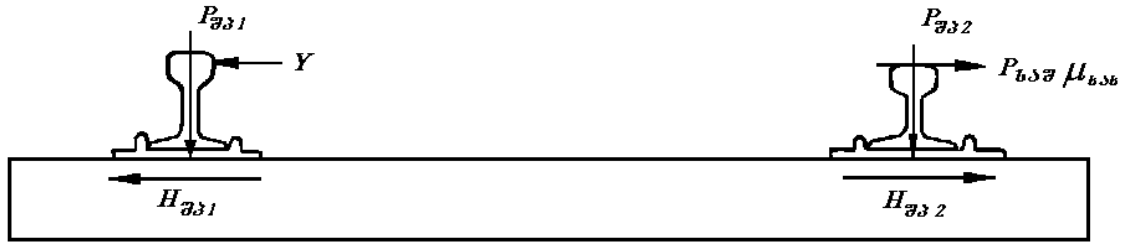
$$H_1 = Y \pm P_{\text{საშ}} \mu_{\text{სახ}} \quad (7.9)$$

სადაც $\mu_{\text{სახ}}$ - თვლის რელსთან ხახუნის კოეფიციენტი.

როგორც წესი გვერდითი ძალების მაქსიმალური მნიშვნელობები რელსებს გადაეცემა პირველი მიმართველი თვლიდან, როცა მიმართველი წყვილთვალი განლაგებულია მობრუნების პოლუსის წინ. ამიტომ (7.9) ფორმულაში მეორე წევრს მინუს ნიშანი ექნება (ნახ. 7.1).

შპალის დამპყრელი ძალა გადაცემული მიმართველი რელსისაგან ტოლია

$$H_{\text{პ}1} = Y \frac{k_z l}{2} \quad (7.10)$$



ნახ.7.1 ძალების გადაცემის სქემა მოძრავი შემადგენლობის თვლიდან რელსზე და რელსიდან თვალზე

ხოლო შპალის დამძვრელი ძალა გადაცემული მოპირდაპირე რელსისაგან, იმავე წყვილთვალის ზემოქმედებით

$$H_{\text{პ}2} = -P_{\text{საშ}} \mu_{\text{საბ}} \frac{k_z l}{2} \quad (7.11)$$

მაშასადამე შპალის დამძვრელი ჯამური ძალა ტოლი იქნება

$$H_{\text{პ}} = H_{\text{პ}1} + H_{\text{პ}2} = (Y - P_{\text{საშ}} \mu_{\text{საბ}}) \frac{k_z l}{2} \quad (7.12)$$

შპალის დამჭერი ძალა კი ტოლია

$$T = C_0 + 2P_{\text{პ}} f_{\text{პ}} = C_0 + 2P_{\text{საშ}} \frac{kl}{2} f_{\text{პ}} \quad (7.13)$$

სადაც $f_{\text{პ}}$ - შპალის საფუძვლის ბალასტთან ხახუნის კოეფიციენტი.

დამჭერი ძალის ფარდობა დამძვრელ ძალასთან იძლევა მდგრადობის კოეფიციენტს დაძვრის საწინააღმდეგოდ

$$n = \frac{T}{H_{\text{პ}}} = \frac{C_0 + 2P_{\text{საშ}} \frac{kl}{2} f_{\text{პ}}}{(Y - P_{\text{საშ}} \mu_{\text{საბ}}) \frac{k_z l}{2}} \quad (7.14)$$

$l/2$ სიდიდის შეკვეცის შემდეგ

$$n = \frac{\frac{2C_0}{l} + 2P_{\text{საშ}} f_{\text{პ}} k}{(Y - P_{\text{საშ}} \mu_{\text{საბ}}) k_z} \quad (7.15)$$

განვიხილოთ ზღვრული წონასწორობის შემთხვევა, ე.ი., როცა მდგრადობის კოეფიციენტი $n=1$. (7.15) ფორმულიდან მივიღებთ შემდეგ დამოკიდებულებას

$$\frac{2C_0}{l} + 2P_{\text{საშ}} f_{\text{პ}} k = (Y - P_{\text{საშ}} \mu_{\text{საბ}}) k_z \quad (7.16)$$

აქედან

$$Y = \frac{2C_0}{lk_z} + 2P_{\text{საშ}} f_{\text{შ}} \frac{k}{k_z} + P_{\text{საშ}} \mu_{\text{საბ}} \quad (7.17)$$

(7.17) განტოლების მარჯვენა და მარცხენა მხარეების $P_{\text{საშ}}$ ძალაზე გაყოფის შემდეგ მივიღებთ განივი ძალის ვერტიკალურ ძალასთან ფარდობის მაქსიმალურ დასაშვებ მნიშვნელობას, რომელიც ლიანდაგის განივ გადაადგილებაზე მდგრადობის უზრუნველყოფის პირობას წარმოადგენს, ე.ი.

$$\frac{Y}{P_{\text{საშ}}} = \frac{2C_0}{P_{\text{საშ}} lk_z} + 2f_{\text{შ}} \frac{k}{k_z} + \mu_{\text{საბ}} \quad (7.18)$$

ეს განტოლება საანგარიშო ფორმულას წარმოადგენს.

Y და $P_{\text{საშ}}$ ძალები ექსპერიმენტულ გაზომვებს ძნელად ექვემდებარებიან ამიტომ რეკომენდებულია, რომ ლიანდაგის მდგრადობის ხარისხი განივ გადაადგილებისადმი განისაზღვროს არა $Y/P_{\text{საშ}}$, არამედ $H_{\text{შ1}}/P_{\text{შ}}$ ფარდობით.

(7.8), (7.10 და (7.18) განტოლებებიდან მივიღებთ, რომ

$$\frac{H_{\text{შ1}}}{P_{\text{შ}}} = \frac{Y \frac{k_z l}{2}}{P_{\text{საშ}} \frac{kl}{2}} = \frac{Y}{P_{\text{საშ}}} \times \frac{k_z}{k} \quad (7.19)$$

(7.19) ფორმულაში შევიტანოთ $\frac{Y}{P_{\text{საშ}}}$ სიდიდე (7.18) ფორმულის მიხედვით და გა-

ვითვალიწინოთ, რომ $\frac{Pkl}{2} = P_{\text{შ}}$ [(7.8) ფორმულიდან] მივიღებთ:

$$\frac{H_{\text{შ1}}}{P_{\text{შ}}} = 2f_{\text{შ}} + \frac{C_0}{P_{\text{შ}}} + \mu_{\text{საბ}} \frac{k_z}{k} \quad (7.20)$$

ეს ფორმულა ასახავს პირობას, როცა მდგრადობის კოეფიციენტი 1-ის ტოლია, ე.ი. განტოლების მარჯვენა მხარე წარმოადგენს შპალებზე ჰორიზონტალური დატვირთვის ვერტიკალურ დატვირთვისთან ფარდობის მაქსიმალურ დასაშვებ მნიშვნელობას, მაშინ

$$\frac{H_{\text{შ1}}}{P_{\text{შ}}} \leq 2f_{\text{შ}} + \frac{C_0}{P_{\text{შ}}} + \mu_{\text{საბ}} \frac{k_z}{k} \quad (7.21)$$

გაანგარიშებებში პრაქტიკულად (7.21) ფორმულას იყენებენ.

მრავალრიცხოვანი ცდების შედეგად დადგენილია და გაანგარიშებებში გამოსაყენებლად რეკომენდებულია, რომ $C_0/P_{\text{შ}} = 0,1$

შპალის საფუძვლის ბალასტთან ხახუნის კოეფიციენტი მიიღება:

ხის შპალების დორღის ბალასტთან $f_{\text{შ}} = 0,45 \div 0,6$;

ხის შპალების ქვიშისა და ხრეშის ბალასტთან $f_{\text{შ}} = 0,30 \div 0,45$;

თვლის რელსთან ხახუნის კოეფიციენტი $\mu_{\text{ხახ}} = 0,25$.

ამ სიდიდეების გათვალისწინებით (7.21) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:
 ღორღის ბალასტისათვის

$$\frac{H_{\text{შ31}}}{P_{\text{შ}}} \leq 1,0 + 0,25 \frac{k_z}{k} \quad (7.22)$$

ქვიშისა და ხრეშის ბალასტისათვის

$$\frac{H_{\text{შ31}}}{P_{\text{შ}}} \leq 0,7 + 0,25 \frac{k_z}{k} \quad (7.23)$$

(7.22) და (7.23) ფორმულებით მიღებულ მნიშვნელობებზე $Y/P_{\text{საშ}}$ ან $H_{\text{შ31}}/P_{\text{შ}}$ ფარდობების ნაკლები მნიშვნელობისას ლიანდაგის განივი გადაადგილების ნარჩენი დეფორმაციების დაგროვებას ადგილი არ ექნება.

(7.21), (7.22) და (7.23) ფორმულების მარჯვენა მხარის ზღვრული დასაშვები სიდიდეების გამოთვლა ლიანდაგის სხვადასხვა კონსტრუქციებისათვის სირთულეს არ წარმოადგენს, თუ ცნობილია k_z და k სიდიდეები (ცხრილი 7.1).

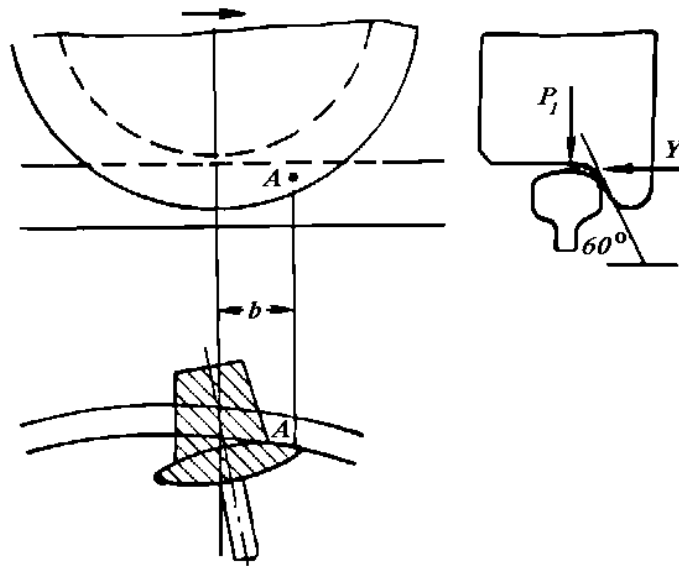
ცხრილი 7.1

რელსების ტიპი და შპალების ეპიურა ცალი/კმ-ზე	ლიანდაგის საანგარიშო მახასიათებლები						$H_{\text{შ31}}/P_{\text{შ}}$ ფარდობის ზღვრული მნიშვნელობა	
	ღორღის ბალასტი			ქვიშისა და ხრეშის ბალასტი			ღორღისათვის $f_{\text{შ}}=0,45$	ქვიშისა და ხრეშისათვის $f_{\text{შ}}=0,30$
	k_z სმ ⁻¹	k სმ ⁻¹	$\frac{k_z}{k}$	k_z სმ ⁻¹	k სმ ⁻¹	$\frac{k_z}{k}$		
P 65; 1840	0,01440	0,00966	1,50	0,01440	0,00916	1,57	1,37	1,07
P 65; 2000	0,01510	0,00993	1,52	0,01510	0,00993	1,61	1,38	1,10
P 50; 1840	0,01610	0,01115	1,44	0,01610	0,01115	1,52	1,36	1,08
P 50; 2000	0,01680	0,01146	1,47	0,01680	0,01146	1,56	1,37	1,09
P 43; 1600	0,01720	0,01165	1,47	0,01720	0,01165	1,57	1,37	1,09
P 43; 1840	0,01760	0,01204	1,47	0,01760	0,01204	1,54	1,36	1,08
P 43; 2000	0,01840	0,01234	1,49	0,01840	0,01234	1,58	1,37	1,10

ცხრილი 7.1 მონაცემების მიხედვით ცხადია, რომ ლიანდაგის მდგრადობა განივი გადაადგილებისადმი უზრუნველყოფილი იქნება თუ ღორღის ბალასტის შემთხვევაში ფარდობა $H_{\text{შ31}}/P_{\text{შ}} \leq 1,4$, ხოლო ქვიშისა და ხრეშის ბალასტისათვის $H_{\text{შ31}}/P_{\text{შ}} \leq 1,1$.

7.3 მოძრავი შემადგენლობის მდგრადობა თვლის ქიმის რელსის თავზე შეუგორებლობის პირობით

თვლის ქიმის რელსის თავზე შეგორება და შემდგომში მისი რელსიდან ჩამოსვლა შეიძლება მოხდეს ისეთ შემთხვევაში, როცა თვლის ქიმის რელსის თავზე გვერდითი მიჭერის Y ძალა, ე.ი. თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის ძალა იმდენად იზრდება, რომ თვლიდან რელსზე გადაცემული ვერტიკალური P_1 ძალა ვერ ძლევს ხახუნის ძალას და თვალი იწყებს რელსის თავზე შეგორებას (ნახ. 7.2)



ნახ.7.2. თვლის ქიმის რელსის თავზე შეგორების საწყისი სტადია

ასეთ შემთხვევებში რელსიდან თვლის ჩამოსვლა არ ხდება, რადგან გვერდითი და ვერტიკალური ძალების არახელსაყრელი ფარდობა მეტად მცირე დროში მოქმედებს, ან ვერტიკალური P_1 ძალა სწრაფად იზრდება ან გვერდითი Y ძალა მცირდება.

იმის გამო, რომ ეკიპაჟის პირველი მიმმართველი წყვილთვალის მრუდის რადიუსის ნორმალის მიმართ გარკვეული კუთხით მოძრაობს, გარე რელსზე მოძრავი თვლის ქიმი მიეჯახება რელსს (ნახ.7.2). რაც მეტია ფარდობა Y_1/P_1 , მით უფრო მეტია თვლის რელსიდან ჩამოსვლის ალბათობა. თვლის რელსიდან ჩამოსვლის ალბათობა იზრდება განივი ბიძგების წარმოქმნის შედეგად, გეგმაში მრუდების ცუდი მოვლა-შენახვის გამო. განსაკუთრებით ისეთ შემთხვევებში, როცა განივი ბიძგები ემთხვევა ვერტიკალური დატვირთვისაგან რელსის ნაწილობრივ განტვირთვას, გამოწვეულს უსწორობების არსებობით ღიანდაგის პროფილში.

თვლის ქიმის რელსის თავზე შეგორებას ხელს უწყობს აგრეთვე მოძრავი შემადგენლობის საგალი ნაწილების უსწორობები, მაგალითად ცოცხებში გაზრდილი

ხახუნის ძალა, საქუსლეების ჩატედა. გვერდითი ძალის ძლიერი ზრდის მიზეზია, აგრეთვე დამაბრუნებელი მოწყობილობების გაუმართაობა, ხოლო სხვადასხვა ტიპის რესორების არსებობა იწვევს ვერტიკალური ძალის შემცირებას.

განესაზღვროთ მრუდში მოძრაობის პირობებში ერთეულ ორდერძიან მოძრავ შემადგენლობაზე მოქმედი ძალები.

ავლნიშნოთ ერთ თვალზე მოსული ვერტიკალური დატვირთვის ძალა აღძრული ეკიპაჟის ბრუტო წონისაგან $P_{\text{ბრ}}$ -ით, მაშასადამე ერთეული ეკიპაჟისაგან ღიანდაგზე გადაცემული მთლიანი დატვირთვა ტოლი იქნება $8P_{\text{ბრ}}$, ხოლო ერთ წყვილთვალზე $2P_{\text{ბრ}}$.

მრუდებში გარე რელსის შემადლების შედეგად, ეკიპაჟის დახრის გამო მასზე მოქმედებს მისი წონის ნორმალური მდგენელი $N = 8P_{\text{ბრ}} \cos \alpha$. კუთხის სიმცირის გამო შეიძლება მივიღოთ, რომ $\cos \alpha \approx 1$. ამ დაშვების გათვალისწინებით მრუდებში ყოველ თვალზე მოდის $P_{\text{ბრ}}$ დატვირთვა.

გარდა ვერტიკალური დატვირთვისა ერთეულ მოძრავ შემადგენლობაზე მოქმედებს გვერდითი ძალები, რომლებიც მიმართულია ღიანდაგის განივად, მისი ღერძის პერპენდიკულარულად, ესენია: ცენტრიდანული ძალა, ცენტრისკენული ძალა და ქარის დაწოლის ძალა.

გამოვითვალთ ამ ძალების მნიშვნელობები ცალ-ცალკე მოძრავი შემადგენლობის ურიკებისა და ძარისათვის.

ცენტრიდანული ძალა, რომელიც მოქმედებს ძარაზე და მოდებულია მისი სიმძიმის ცენტრში ტოლია:

$$I_d = \frac{mv^2}{R_0} \quad (7.24)$$

მაშასადამე

$$I_d = \frac{P_d v^2}{g R_0 3,6^2} \quad (7.25)$$

სადაც v - ვაგონის სიჩქარეა;

g - სიმძიმის ძალის აჩქარება;

$3,6^2$ -განზომილების დამცავი კოეფიციენტი, რამდენადაც სიჩქარე აიღება კმ/სთ-ში და აჩქარება მ/წმ²-ში.

ავლნიშნოთ ერთი ურიკის წონა $P_{\text{ურ}}$, მაშინ

$$P_d = 8P_{\text{ბრ}} - 2P_{\text{ურ}} \quad (7.26)$$

სადაც P_d - ძარის წონაა ტვირთით.

ძარის წონის ლიანდაგის პარალელური მდგენელი, გარე რელსის შემადგენლის შედეგად ძარის დახრის გათვალისწინებით ტოლია:

$$H_d = \frac{P_d h_{\text{საანგ}}}{S_1} \quad (7.27)$$

სადაც S_1 - წვეთოვალის თვლების გორვის ცენტრებს შორის მანძილია, $S_1=1,6$ მ;

$h_{\text{საანგ}}$ - გარე რელსის შემადგენლა.

ქარის დაწოლა, მოდებული “საქარე” ფართობის გეომეტრულ ცენტრში

$$W_d = p_{\omega} F_d \quad (7.28)$$

სადაც p_{ω} - ქარის ხვედრითი დაწოლაა 1მ^2 ფართობზე, კგ/მ², $p_{\omega} = 30-100$ კგ/მ² ადგილობრივი პირობების გათვალისწინებით;

F_d - ძარის პროექციის ფართობი ვაგონის ღერძის ვერტიკალურ სიბრტყეზე (“საქარე” ფართობი).

ცენტრიდანული ძალა, რომელიც მოქმედებს ურიკებზე და მოდებულია ურიკების სიმძიმის ცენტრების სიბრტყეში

$$I_{\text{ურ}} = \frac{P_{\text{ურ}} v^2}{g R_0 3,6^2} \quad (7.29)$$

სადაც $P_{\text{ურ}}$ - ერთი ურიკის წონაა;

R_0 - მრუდის რადიუსი.

გარე რელსის შემადგენლის შედეგად ძარის დახრის გამო წარმოქმნილი ურიკის წონის ცენტრისკენული მდგენელი განისაზღვრება ფორმულით

$$H_{\text{ურ}} = \frac{P_{\text{ურ}} h_{\text{საანგ}}}{S_1} \quad (7.30)$$

ურიკაზე ქარის დაწოლა ტოლია

$$W_{\text{ურ}} = p_{\omega} F_{\text{ურ}} \quad (7.31)$$

სადაც $F_{\text{ურ}}$ - ურიკის გვერდითი “საქარე” ფართობია, რომელიც გამოითვლება, როგორც ოთხკუთხედის ფართობი, რომლის სიმაღლე თვლის დიამეტრის, ხოლო სიგრძე ურიკის ბაზას დამატებული თვლის დიამეტრის ტოლია.

ლიანდაგის სიბრტყის პარალელური ჯამური განივი ძალა, მოსული ერთ ურიკაზე განისაზღვრება ფორმულით

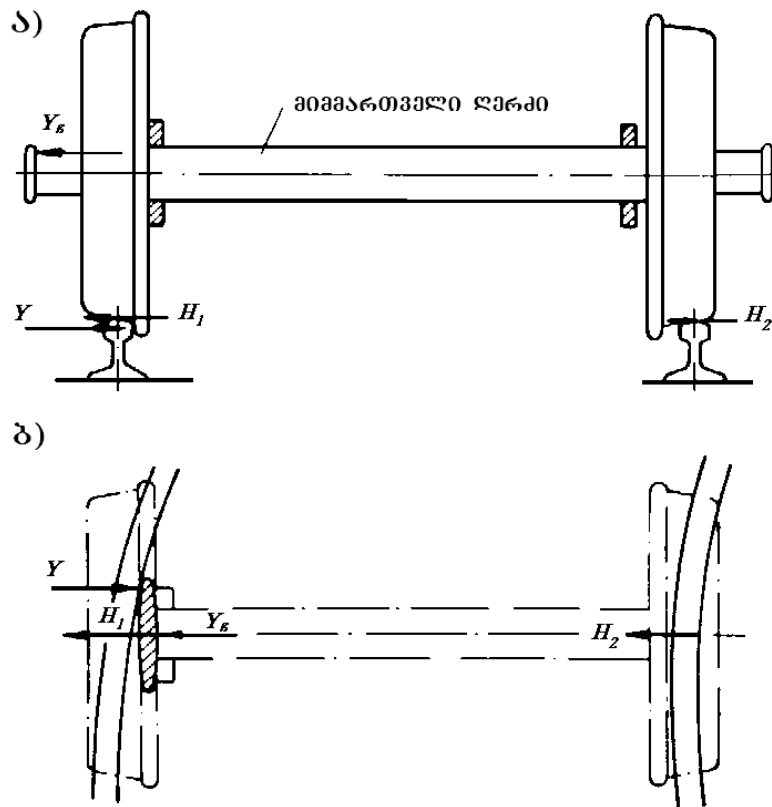
მობრუნების პოლუსის მდებარეობასთან დამოკიდებულებით ხისტი ბაზა განლაგდება I ან II მდგომარეობაში (ნახ.7.3). როცა მობრუნების O პოლუსი განლაგდება უკანა ღერძის უკან, კერძო შემთხვევას წარმოადგენს.

თვალსა და რელსს შორის ხახუნის ძალა $F_{\text{ხახ}} = P_{\text{გრ}} \mu_{\text{ხახ}}$ ტოლია რელსზე თვლის ვერტიკალური დაწოლის $P_{\text{გრ}}$ ძალა გამრავლებული ხახუნის $\mu_{\text{ხახ}}$ კოეფიციენტზე, ე.ი.

$$F_{\text{ხახ}} = P_{\text{გრ}} \mu_{\text{ხახ}} \quad (7.33)$$

თვლის რელსის თავზე შეუგორებლობის პირობით ეკიპაჟის მდგრადობის განაღარიშებისას მიღებულია, რომ $\mu_{\text{ხახ}} = 0,25$.

ნახ.7.4-ზე გამოსახულია მრუდებში მიმმართველ წყვილთვალზე მოქმედი ძალები და ამ ძალების განლაგების სქემა.



ნახ. 7.4. მიმმართველ წყვილთვალზე მოქმედი ძალების მოდების სქემა: Y - მიმმართველი ძალა, Y_s - ჩარჩო ძალა, H_1 და H_2 - თვლის რელსზე ხახუნის ძალის პროექცია თვლის რელსთან კონტაქტის წერტილში გატარებულ სწორზე: ა) ვერტიკალურ სიბრტყეზე; ბ) პორიზონტალურ სიბრტყეზე.

მრუდებში ქიმისა და რელსის კონტაქტის წერტილში მისაბჯენი ძაფის დაწოლის ძალას მიმმართველი თვლის ქიმზე მიმმართველი Y ძალა ეწოდება. H_1 და

H_2 ხახუნის ძალის პროექციაა თვლისა და რელსის ხახუნის სიბრტყეზე გატარებული სწორზე. Y_b - მიმმართველ წყვილთვალზე ჩარჩოს დაწოლის ძალა. ჩარჩო ძალა მოდებულია მიმმართველ თვალზე.

გეგმაში Y ძალა მოდებულია H_1 , H_2 და Y_b ძალების მოდებიდან რამდენადმე წინ (წინსწრების b მანძილით) ნახ.7.4-ბ და ნახ.7.2.

თვლის რელსზე ჯამური დაწოლა, ე.წ. გვერდითი Y ძალა, მიმმართველი ძალისა და თვალსა და რელსს შორის ხახუნის ძალის ალგებრული ჯამის ტოლია. თუ ეკიპაჟის მობრუნების პოლუსი მოთავსებულია უკანა ღერძის უკან, მაშინ მისაბჯენი ძაფის რელსზე დაწოლის გვერდითი ძალა ტოლია $Y - H_1$. თუ ეკიპაჟის მობრუნების პოლუსი მოთავსებულია უკანა ღერძის წინ, მაშინ გვერდითი ძალა ტოლია $Y + H_1$.

მოცემული ვაგონის ტიპის, მრუდის რადიუსის, მოძრაობის სიჩქარის და ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობების შემთხვევაში უნდა განისაზღვროს მობრუნების პოლუსის მდებარეობა, რომელიც დამოკიდებულია a მანძილზე, ხისტი ბაზის ცენტრიდან მობრუნების პოლუსამდე. მოცემული ურიკის ხისტი ბაზის შემთხვევაში თავის მხრივ მობრუნების პოლუსის მდებარეობა განსაზღვრავს α_1 და β_1 კუთხეებისა და მიმმართველი Y ძალის სიდიდეებს.

ამ ორი უცნობის განსაზღვრისათვის დაგწეროთ ორი განტოლება: პირველი, ურიკაზე მოქმედი ყველა ჰორიზონტალური ძალების პროექციის ჯამი პირველი წყვილთვალის პროექციაზე გავუტოლოთ ნულს; მეორე, ამ ძალების მომენტების ჯამი M წერტილის მიმართ (ნახ.7.3) აგრეთვე გავუტოლოთ ნულს.

მაშასადამე პირველი პირობის მიხედვით მივიღებთ განტოლებას

$$2F_{b \times b}(\cos \beta_1 - \cos \alpha_1) - H_{br.ურ} + Y = 0 \quad (7.34)$$

მეორე პირობით

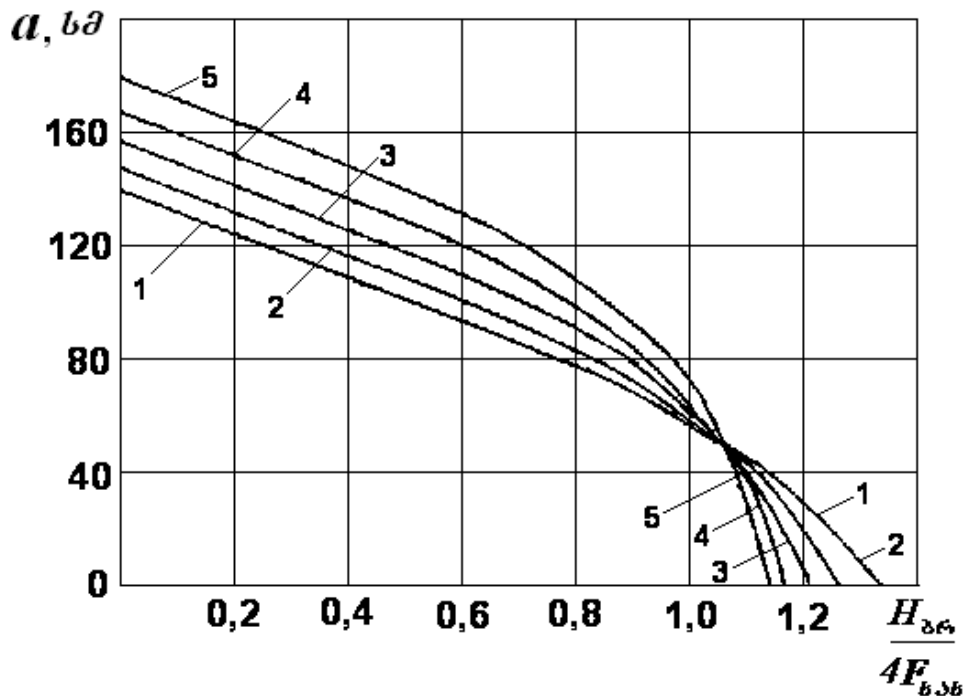
$$2F_{b \times b} \left(2l_{ურ} \cos \beta_1 + \frac{S_1}{2} \sin \beta_1 + \frac{S_1}{2} \sin \alpha_1 \right) - H_{br.ურ} l_{ურ} = 0 \quad (7.35)$$

სადაც α_1 და β_1 - ხისტი ბაზის გრძივ ღერძსა და მობრუნების პოლუსისა და თითოეული თვლის რელსთან კონტაქტის წერტილების შემაერთებელ რადიუსვექტორებს შორის კუთხეებია;

$l_{ურ}$ - ხისტი ბაზის სიგრძის ნახევარი.

(7.34) და (7.35) განტოლებების ამოხსნა შრომატევად გაანგარიშებებს მოითხოვს თანდათანობითი მიახლოების მეთოდით, a სიდიდის ცვლის შედეგად. გაანგარიშებების გამარტივების მიზნით სარგებლობენ ინჟ. პ. პროსკურნევის მიერ შედგე-

ნილი გრაფიკებით (ნახ.7.5, ნახ.7.6). ნახ.7.5-ის მიხედვით $H_{გრ.ურ}$ და ხახუნის ძალის ფარდობით, ე.ი. $H_{გრ.ურ} / 4F_{ბახ}$ ფარდობით განისაზღვრება მობრუნების პოლუსამდე a მანძილი.



ნახ.7.5. მობრუნების პოლუსიდან ურიკის ბაზის შუა წერტილამდე a მანძილის დამოკიდებულება $H_{გრ.ურ} / 4F_{ბახ}$ სიდიდესთან, როცა ურიკის ბაზა $2l_{ურ}$ ტოლია:
1 – 180 სმ; 2 – 210 სმ; 3 – 240 სმ; 4 – 270 სმ; 5 – 300 სმ.

მეორე გრაფიკით (ნახ.7.6), პირველი გრაფიკიდან განსაზღვრული a მანძილის მიხედვით დადგინდება ფარდობა $Y/4F_{ბახ}$. რადგან $4F_{ბახ}$ სიდიდე ცნობილია, გაინსაზღვრება Y ძალის მნიშვნელობა.

ნახ.7.3-დან ჩანს, რომ

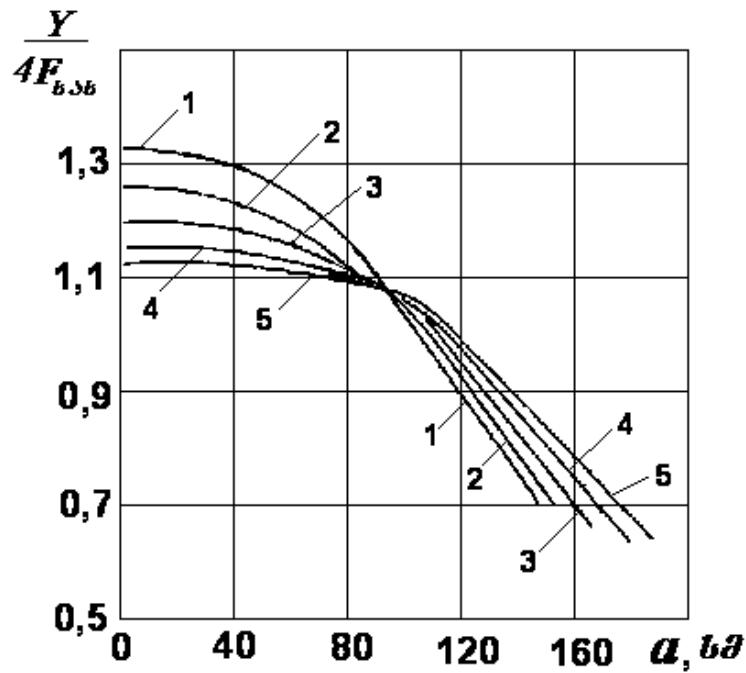
$$H_1 = F_{ბახ} \cos \alpha_1 \quad (7.36)$$

და

$$\cos \alpha_1 = \frac{l_{ურ} + a}{\sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + (l_{ურ} + a)^2}} \quad (7.37)$$

ნახ.7.4-დან მივიღებთ

$$Y_b = Y - 2H_1 \quad (7.38)$$



ნახ.7.6. მობრუნების პოლუსიდან ურიკის ბაზის შუა წერტილამდე a მანძილის დამოკიდებულება $Y/4F_{bab}$ სიდიდესთან, როცა ურიკის ბაზა $2l_{ურ}$ ტოლია:
 1 – 180 სმ; 2 – 210 სმ; 3 – 240 სმ; 4 – 270 სმ; 5 – 300 სმ.

თვლის ქიმის რელსის თავზე შეგორების საწინააღმდეგოდ მდგრადობის გაანგარიშების დროს, აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნას წყვილთვალის ღერძის ყელზე და მაშასადამე რელსებზე, ჰორიზონტალური ძალების ზემოქმედების შედეგად, ვერტიკალური დატვირთვების გადანაწილება.

გაანგარიშებების გასამარტივებლად, პრაქტიკულად საკმარისი სიზუსტის შენარჩუნებით, მივიღოთ შემდეგი დაშვებები:

1. ურიკებზე მოქმედი განივი ძალების გადანაწილებელ ზემოქმედებას უგულებელყოფთ, $Y_{ურ}$, $H_{ურ}$ და $W_{ურ}$ ძალების სიდიდეების სიმცირის გამო, ე.ი. ვთვლით, რომ მრუდებში ურიკის დაწოლის ვერტიკალური მდგენელი მისაბჯენ და შიგა სარელსო ძაფზე თანაბარია, როგორც სწორ უბნებში და ტოლია $P_{ურ}/4$;
2. ვთვლით, რომ ერთ მიმმართველ ღერძზე ვერტიკალური ბრუნვითი დატვირთვა ტოლია $2P_{ბრ.}$, თუმცა ამ სიდიდისათვის უნდა გამოვითვალოთ ერთი წყვილთვალის წონა. აქვე უნდა ავღნიშნოთ, რომ ზემოთ მოტანილი ორი დაშვების შედეგებს სხვადასხვა ნიშნები გააჩნიათ, რაც კიდევ უფრო ამცირებს გაანგარიშებების შედეგების უზუსტობის ხარისხს.

3. ვთვლით, რომ $2P_{\text{ბრ.}}$ ძალა მოდებულია ძარის სიმძიმის ცენტრში, ნაცვლად მთელი ვაგონის სიმძიმის ცენტრისა, რადგანაც ამ დაშვების შედეგად გაანგარიშების სიზუსტეზე მეტად მცირე პროცენტით იცვლება.

რელსის რეაქციის H_1 და H_2 პორიზონტალური მდგენელების მხარი ნულის ტოლია, ამიტომ ისინი გაანგარიშებებში არ მონაწილეობენ.

კუთხეების სიმცირის გამო მიღებულია, რომ $\cos \alpha \approx 1$.

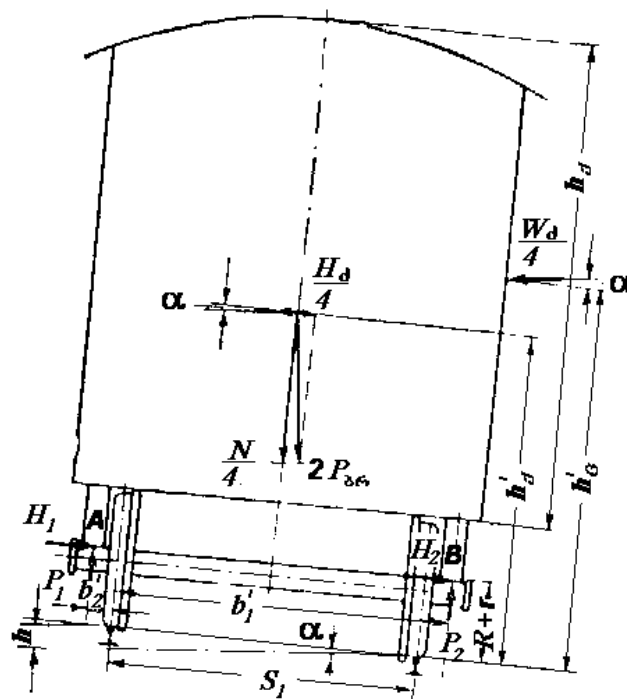
ამიტომ ძარის წონის ღიანდაგის მიმართ ნორმალური მდგენელი $N \approx 2P_{\text{ბრ.}}$;

$$\frac{I_d}{4} \cos \alpha \approx \frac{I_d}{4}; \quad (7.39)$$

$$\frac{W_d}{4} \cos \alpha \approx \frac{W_d}{4}. \quad (7.40)$$

პირველ რიგში უნდა გათვალისწინებულ იქნას ღერძის ყელზე ვერტიკალური დატვირთვების გადანაწილება, პორიზონტალური I_d , H_d და W_d ძალების გავლენის შედეგად და ვიპოვოთ P'_1 და P'_2 ძალების მნიშვნელობები, შემდეგ რესორების რხევის გათვალისწინებით განვსაზღვროთ P_1 და P_2 ძალების სიდიდეები.

თუ B წერტილის მიმართ ყველა ძალების მომენტებს გავუტოლოთ ნულს, მაშინ შეიძლება დავწეროთ (ნახ.7.7)



ნახ.7.7 ერთეული მოძრავი შემადგენლობის ერთ წვეტილოვალზე მოქმედი ძალები

$$P'_1 = P_{\text{ბრ}} + \frac{(I_d - H_d)}{4} \times \frac{(h'_G - R - r)}{(b'_1 + b'_2)} + \frac{W_d}{4} \times \frac{(h'_d - R - r)}{(b'_1 + b'_2)} \quad (7.41)$$

თუ A წერტილის მიმართ ყველა ძალების მომენტებს გავუტოლებთ ნულს, მაშინ

$$P'_2 = P_{\text{ბრ}} - \frac{(I_d - H_d)}{4} \times \frac{(h'_G - R - r)}{(b'_1 + b'_2)} - \frac{W_d}{4} \times \frac{(h'_d - R - r)}{(b'_1 + b'_2)} \quad (7.42)$$

სადაც b'_1 - მიმმართველი თვლის მხრიდან (წვეილთვალის ღიანდში სიმეტრიული განლაგებისას) წვეილთვალის ღერძის ყელის შუა წერტილიდან რელსის ღერძამდე მანძილია;

b'_2 - მანძილი წვეილთვალის ღერძის ყელის შუა წერტილიდან მიმმართველი რელსის ღერძამდე მიმმართველი თვლის მოპირდაპირე თვლის მხრიდან;

R - მრუდის რადიუსი;

r - წვეილთვალის ღერძის რადიუსი;

h'_G - სიმაღლე რელსის თავიდან ქარის დაწოლის სიმძიმის ცენტრამდე;

h'_d - სიმაღლე რელსის თავიდან ძარაზე ქარის დაწოლის ცენტრამდე და გამოითვლება ფორმულით:

$$h'_d = 2R + \frac{h_d}{2} \quad (7.43)$$

სადაც h_d - ძარის “საქარე” ფართობის სიმაღლეა.

თუ შევკრებთ (7.41) და (7.42) განტოლებებს მივიღებთ

$$P'_1 + P'_2 = 2P_{\text{ბრ}} \quad (7.44)$$

P'_1 - (7.41) ფორმულის საშუალებით სიდიდის განსაზღვრის შემდეგ (7.42) ფორმულის დახმარებით განსაზღვროთ P'_2 .

რადგანაც ძალების ჯამი $(H_1 + H_2)$ P_1 და P_2 ვერტიკალური რეაქციის ძალების გადანაწილების შედეგად არ იცვლება, ამიტომ

$$H_1 + H_2 = P'_1 \mu_{\text{ბაბ}} \cos \alpha_1 + P'_2 \mu_{\text{ბაბ}} \cos \alpha_1 = (P'_1 + P'_2) \mu_{\text{ბაბ}} \cos \alpha_1 = 2P_{\text{ბრ}} \mu_{\text{ბაბ}} \cos \alpha \quad (7.45)$$

ამიტომ Y ძალის სიდიდის გადაანგარიშება საჭირო არ არის. საჭიროა აგრეთვე მხედველობაში იქნას მიღებული მისაბჯენ და შიგა სარელსო ძაფზე თვლის ვერტიკალური დაწოლის ზრდა და შემცირება მოძრაობის პირობებში ეკიპაჟის დარეგულირებული მასის რხევის შედეგად.

თვლების ამ დატვირთვებით განტვირთვა და გადამეტვირთვა ხასიათდება სარესორო ჩამოკიდების ვერტიკალური დინამიკურობის $K_{\text{დინ}}$ კოეფიციენტი. $K_{\text{დინ}}$ კოეფიციენტი განისაზღვრება გაანგარიშებით, უფრო ზუსტად კი ექსპერიმენტული გზით.

$K_{\text{დინ}}$ კოეფიციენტი შეიძლება აგრეთვე განისაზღვროს ლიანდაგის სიმტკიცეზე გაანგარიშების დროს გამოყენებული ფორმულით

$$K_{\text{დინ}} = \frac{P_{\text{რეს}}}{P_{\text{სტ}} - q} \quad (7.46)$$

სადაც $P_{\text{რეს}}$ - რესორების რხევით გამოწვეული დამატებითი ვერტიკალური ძალაა;

$P_{\text{სტ}}$ - თვლის რელსზე ვერტიკალური სტატიკური დაწოლა;

q - ერთ თვალზე მოსული დაურესორებელი მასის წონა.

ექსპერიმენტული მონაცემების მიხედვით დინამიკურობის $K_{\text{დინ}}$ კოეფიციენტი ტოლია

$$K_{\text{დინ}} = 0,1 + 0,2 \frac{v}{f_{\text{სტ}}} \quad (7.47)$$

სადაც v - მოძრაობის სიჩქარეა;

$f_{\text{სტ}} = f_I + f_{II}$ - სარესორო ჩამოკიდების საერთო სტატიკური ჩაღუნვა.

ლიანდაგის დამაკმაყოფილებელი და კარგი მდგომარეობის პირობებში დინამიკურობის $K_{\text{დინ}}$ კოეფიციენტების მაქსიმალური მნიშვნელობები, მოცემულია ცხრილში 7.2

ცხრილი 7.2

ურიკების ტიპი	ლიანდაგის გეგმა	ვერტიკალური დინამიკურობის $K_{\text{დინ}}$ კოეფიციენტები მოძრაობის სიჩქარეების v კმ/სთ მიხედვით						
		60	70	80	90	100	110	120
MT – 50	სწორში	0,33	0,46	0,81	0,92	1,00	–	–
MT – 50	მრუდებში	0,25	0,40	0,76	0,92	0,95	–	–
ЦНИИ – ХЗ	სწორში	0,28	0,35	0,43	0,52	0,57	0,61	0,66
ЦНИИ – ХЗ	მრუდებში	0,28	0,35	0,43	0,52	0,60	0,61	0,63

საანგარიშოდ უნდა მივიღოთ მდგომარეობა, როცა ვაგონის რხევების შედეგად მცირდება P_1 ძალის სიდიდე და მაშასადამე იზრდება P_2 ძალა. ასეთი შემთხვევა თვლის ქიმის რელსის თავზე შეგორების ხელსაყრელ პირობებს ქმნის. აქვე უნდა

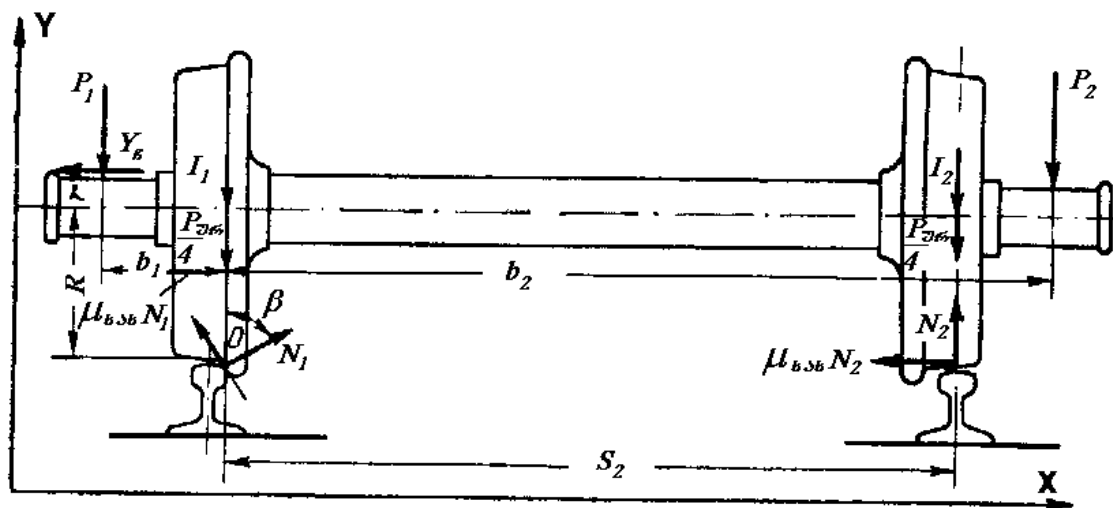
გავითვალისწინოთ, რომ დინამიკურობის $K_{\text{დოფ}}$ კოეფიციენტის სიდიდე ვაგონის ყველა სახის რხევების (განივი რყევა, დაოთხილი სვლა, ხტუნაობა) ჯამური შედეგია. ცდებით დადგენილია, რომ დინამიკურობის $K_{\text{დოფ}}$ კოეფიციენტის მთელი სიდიდის 30 – 50% განივი რყევის შედეგია.

რეკომენდებულია, რომ პრაქტიკულ გაანგარიშებებში P_1 ძალის შემცირება განისაზღვროს დინამიკურობის $K_{\text{დოფ}}$ კოეფიციენტის მთელი სიდიდის შესაბამისად და P_2 ძალის სიდიდე დავტოვოთ იგივე, რადგანაც P_2 ძალის ზრდა განივი რყევის შედეგად იმავე სიდიდისაა, რაც მისი შემცირება დაოთხილი და ხტუნაობით სვლის შემთხვევაში. მაშასადამე

$$P_1 = P'_1 - (P_{\text{სფ}} - q)K_{\text{დოფ}} \quad (7.48)$$

$$P_2 = P'_2 \quad (7.49)$$

ლიანდაგში და თვლებზე არსებული უსწორობებისაგან წარმოქმნილი ვერტიკალური ინერციული ძალები I_1 და I_2 (ნახ.7.8) გაანგარიშების დროს მიმართული უნდა იყვნენ ზემოდან ქვემოთ. ამ ძალების შეყვანა გაანგარიშებებში 100 – 110 კმ/სთ-ზე ნაკლები სიჩქარეების შემთხვევაში საერთოდ საჭირო არ არის, რადგანაც მათი მოქმედების პიკის ხანგრძლივობა იმდენად მცირეა (წამის მეათედები), რომ თვალი ვერ ასწრებს რელსის თავის შეგორებას.



ნახ.7.8 მიმართველი თვლის რელსის თავზე შეგორების საწინააღმდეგოდ მდგრადობის საანგარიშო სქემა

თვლის ქიმის მდგრადობა რელსის თავზე შეგორების დაუშვებლობის პირობით განისაზღვრება შემდეგი უტოლობით, (ნახ.7.8)

$$\frac{Y_b}{P_1} \leq \frac{\mu_{b,b} b_1 + (S_2 + b_1) \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{S_2 - (r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu_{b,b}]} - \frac{P_2}{P_1} \times \frac{[\mu_{b,b} b_2 - (S_2 - b_2) \operatorname{tg}(\beta - \varphi)]}{P_1 \{S_2 - (r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu_{b,b}]\}} \quad (7.50)$$

$$- \frac{S_2 \{I_2 \mu_{b,b} - I_1 \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + P/4 [\mu_{b,b} - \operatorname{tg}(\beta - \varphi)]\}}{P_1 \{S_2 - (r - R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu_{b,b}]\}}$$

სადაც b_1 - ღერძის ყელის შუა წერტილიდან ქიმამდე (O წერტილი) მანძილია მიმართველი თვლის მხრიდან;

b_2 - მანძილი მოპირდაპირე თვლის ღერძის ყელიდან მიმართველი თვლის ქიმის მუშა წახნაგამდე;

S_2 - მანძილი მიმართველი თვლის ქიმის მუშა წახნაგიდან მრუდის შიგა რელსის ღერძამდე;

Y_b - ჩარჩო ძალა;

φ - ხახუნის კუთხე, როცა $\mu_{b,b} = 0,25$, ხახუნის კუთხე $\varphi = 14^\circ 03'$;

β - თვლის ქიმის მუშა წახნაგის პორიზონტისადმი დახრის კუთხე, $\beta_{ვაგ} = 60^\circ$, $\beta_{ლოკ} = 60^\circ$.

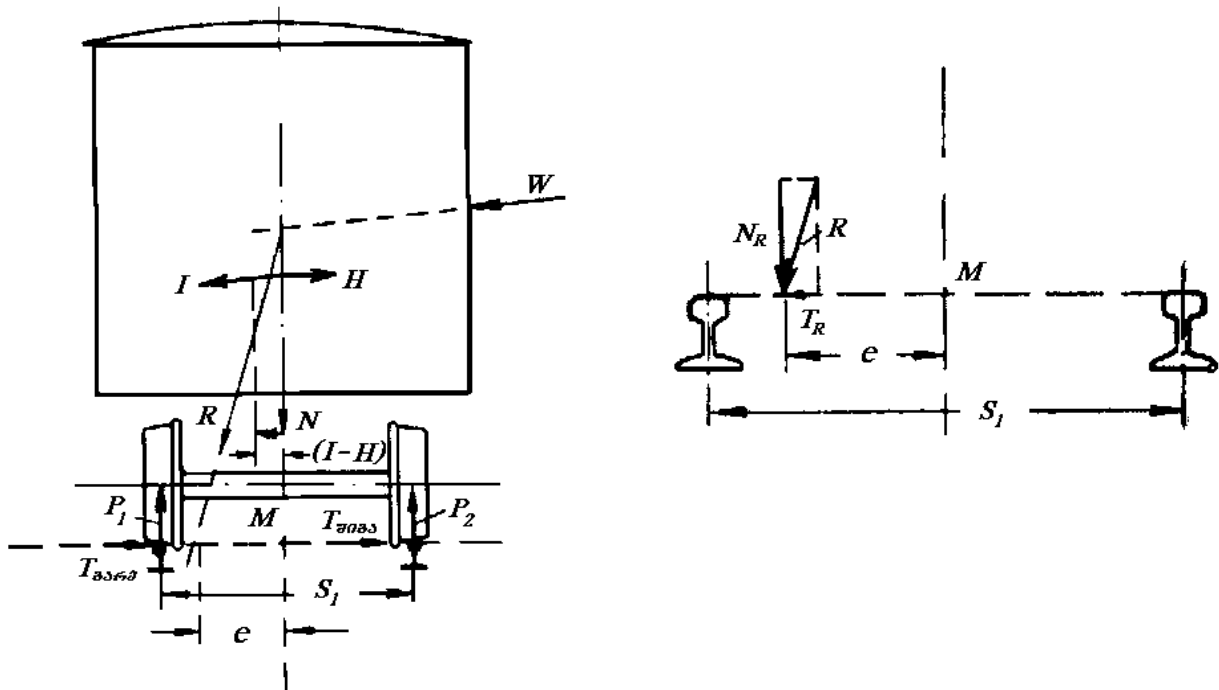
თუ (7.50) უტოლობის მარჯვენა მხარეს გავყოფთ მარცხენა მხარეზე მივიღებთ მდგრადობის კოეფიციენტს, თვლის ქიმის რელსის თავზე შეგორებლობის პირობით. თუ $n_{შეუგ} < 1$, მაშინ თვლის ქიმი შეცოცდება რელსის თავზე; თუ $n_{შეუგ} = 1$, მაშინ ადგილი აქვს ზღვრული წონასწორობის პირობას, თუ $n_{შეუგ} > 1$, მაშინ თვლის ქიმის რელსის თავზე შეუგორებლობის მდგრადობის პირობა დაკმაყოფილებულია. პრაქტიკულად მიღებულია, რომ $n_{შეუგ} \geq 1,5$.

7.4 მოძრავი შემადგენლობის გადაყირავებაზე მდგრადობის გაანგარიშება

მოძრავი შემადგენლობის მდგრადობის გაანგარიშებისათვის გადაყირავებაზე, უნდა შევირჩიოთ ყველაზე არახელსაყრელი შემთხვევა. ასეთ შემთხვევას ადგილი აქვს მრუდებში გარე რელსის შემადგენლისა და ცენტრიდანული და ცენტრისკენული ძალების სხვაობის ზემოქმედების გამო.

ერთეული მოძრავი შემადგენლობის მდგრადობა გადაყირავებაზე დამოკიდებულია, რა მანძილზე გადის ლიანდაგის ღერძიდან (M წერტილი) ყველა ძალის (წო-

ნის, ცენტრიდანული, ქარის) ტოლქმედის მიმართულების ხაზი, ანუ e ექსცენტრისიტეტის სიდიდეზე (ნახ.7.9).



ნახ.7.9. ეკიპაჟის გადაყირაგების საწინააღმდეგოდ მდგრადობის საანგარიშო სქემა

ძალების შეკრება დასაშვებია, როგორც გრაფიკული ისე ანალიზური მეთოდით.

როდესაც $e < S_1/2$, ცხადია, რომ ეკიპაჟი მით უფრო მდგრადია რამდენადაც ნაკლებია ექსცენტრისიტეტის სიდიდე.

თუ $e = S_1/2$, მაშინ ეკიპაჟი იმყოფება ზღვრული წონასწორობის მდგომარეობაში.

თუ $e > S_1/2$, მაშინ ეკიპაჟი არამდგრადია და იგი შეიძლება გადაყირავდეს.

ამგვარად $S_1/2$ ფარდობა ექსცენტრისიტეტთან წარმოადგენს მდგრადობის კოეფიციენტს, ე.ი.

$$n = \frac{S_1}{2e} \quad (7.51)$$

ტოლქმედი R ძალა, რომელიც შეიძლება დაიშალოს ღიანდაგის მიმართ ნორმალურ N და პორიზონტალურ H მდგენელებად, წონასწორდება რელსების რეაქციის ძალით. წინასწარ ვიცით რა რელსების რეაქციის ძალის მიმართულება, ისინიც დავშალოთ ღიანდაგისადმი ნორმალურ P_1 და P_2 და პორიზონტალურ $T_{\text{გარე}}$ და $T_{\text{შიდა}}$ მდგენელებად.

ძალთა მომენტების განტოლება M წერტილის მიმართ ტოლი იქნება

$$N_R e = P_1 \frac{S_1}{2} - P_2 \frac{S_1}{2} \quad (7.52)$$

აქედან

$$e = \frac{(P_1 - P_2) S_1}{2(P_1 + P_2)} \quad (7.53)$$

(7.51) და (7.53) ფორმულებიდან მივიღებთ:

$$n = \frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2} \quad (7.54)$$

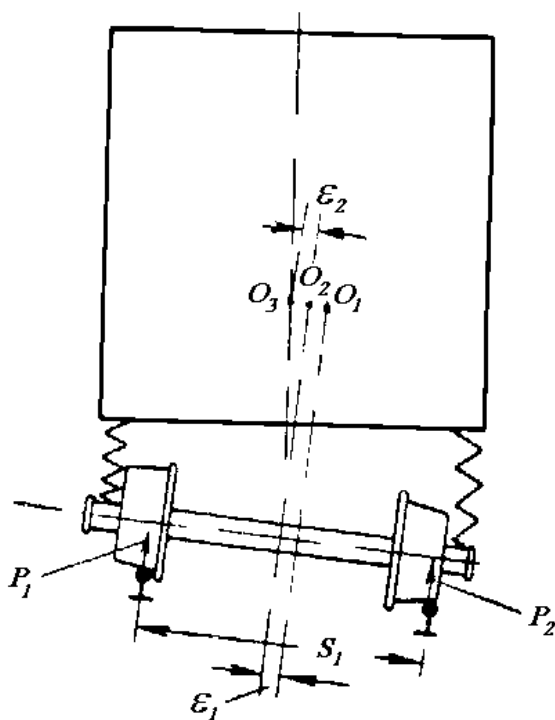
სადაც S_1 - რელსების ღერძებს შორის მანძილია, $S_1 = 1600$ მმ.

უნდა გავითვალისწინოთ, რომ ეკიპაჟის გადაყირაგებისადმი მდგრადობისათვის ყველაზე არახელსაყრელ შემთხვევას ადგილი აქვს, როდესაც ეკიპაჟის ვერტიკალური ღერძი არ ემთხვევა ლიანდაგის ღერძს და გადაწეულია რელსსა და თვლის ქიმს შორის მაქსიმალური დასაშვები ღრეჩოს სიდიდის ნახევარით

$$\varepsilon_1 = \delta_{\max} / 2 \quad (7.55)$$

სადაც $\delta_{\max}$ - თვლის ქიმისა და რელსის მუშა წახნაგებს შორის ღრეჩოს მაქსიმალური სიდიდეა და დამრგვალებით მიიღება $\varepsilon_1 = 30$ მმ.

გარდა ამისა გათვალისწინებულ უნდა იქნეს ეკიპაჟის ძარის შესაძლო ε_2 გადახრა გამოწვეული რესორების ჩაღუნვების გადახრით (ნახ. 7.10).



ნახ. 7.10 ეკიპაჟის სიმძიმის ცენტრის აცდენა ლიანდაგის ღერძიდან

მოძრავი შემადგენლობის ეკიპაჟის გადაყირავენისადმი მდგრადობაზე გავლენას ახდენს აგრეთვე მთელი რიგი სხვა ძალებიც (წევის ძალა, ეკიპაჟის რხევის აჩქარების ვერტიკალური და ჰორიზონტალური მდგენელები, წარმოქმნილი ლიანდაგისა და თვლებზე არსებული უსწორობებისაგან და სხვა). ამიტომ გაანგარიშებების ზედმეტად გართულების თავიდან აცილების მიზნით, ამ ძალების ზემოქმედება გათვალისწინებულია მდგრადობის კოეფიციენტის მარაგში, რისთვისაც ყოველთვის მიიღება, რომ $n > 1,15$.

თავი 8. რელსების ამტანობისა და რესურსის ბაზანობა

8.1 ამტანობის მახასიათებლები

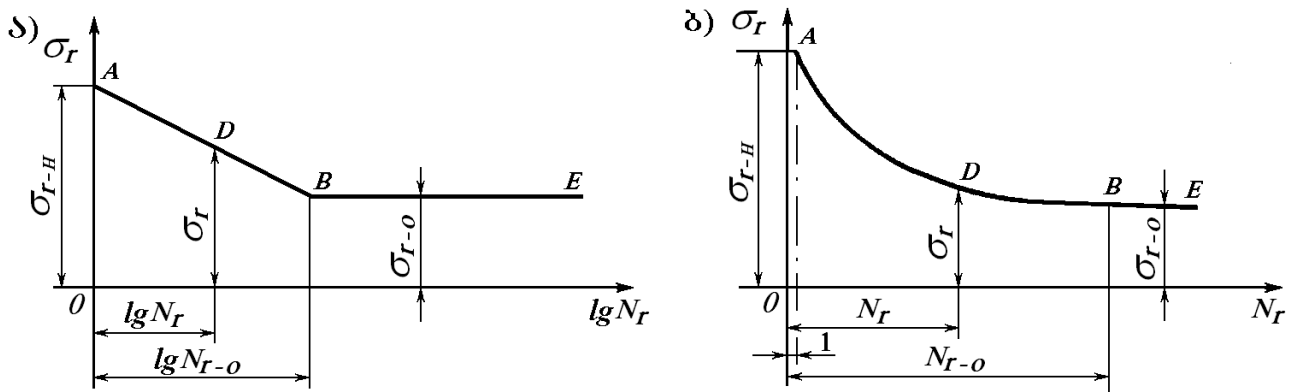
დიდი სიდიდის დატვირთვების მრავალჯერადმა მოდებამ და მოხსნამ, ნიშანცვლადი ძაბვების ზემოქმედებამ, შეიძლება გამოიწვიოს დადლილობითი პროცესების განვითარება და ძაბვების ახალი კონცენტრატორების წარმოქმნა რელსებისა და თვლების ფოლადში. სარელსო ფოლადის სიმტკიცეს ამცირებს და ძაბვების ახალ კონცენტრატორებს წარმოქმნის აგრეთვე კოროზიული პროცესები.

უნდა აღინიშნოს, რომ რელსებში არსებული დეფექტების ზრდა-განვითარების პროცესები ღიანდაგში რელსების მუშაობის ხანგრძლივობის შემცირების პირდაპირპროპორციულია.

მასალაზე მრავალჯერადი ცვლადი დატვირთვების მოხსნა-მოდების შედეგად, მასში დეფექტების თანდათანობით დაგროვებას, მასალის დადლილობა ეწოდება.

მასალის კოროზიული დადლილობა წარმოიქმნება მრავალჯერადი ცვალებადი დატვირთვისა და კოროზიული პროცესების ერთობლივი ზემოქმედებით.

დადლილობითი პროცესების განვითარებისადმი წინააღობას მასალის ამტანობა ეწოდება. ცნობილია მასალის შეზღუდული და ხანგრძლივი ამტანობა.



ნახ. 8.1. ამტანობის მრუდები:

ა) ნახევრადლოგარითმულ კოორდინატთა სისტემაში; ბ) დეკარტის სისტემაში.

ნახ.8.1-ზე გამოსახულია ამტანობის მრუდები: ა) ნახევრადლოგარითმულ და ბ) დეკარტის კოორდინატთა სისტემაში. სადაც N - ციკლების რაოდენობის მიმდინარე მნიშვნელობაა, ძაბვების რაოდენობით აღებულ ციკლში, ასიმეტრიის r კოეფიციენტით. ყოველ ციკლში ძაბვების სიდიდე აღებულ წერტილში იცვლება $\sigma_{\min}$ - დან $\sigma_{\max}$ - მდე. სწორედ $\sigma_{\max}$ -ს აღნიშნავენ σ_r -ით. ამტანობის მრუდები აიგება ასიმეტრიის კოეფიციენტის $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ ყოველი მნიშვნელობებისათვის, მათი ცა-

ლკეული კონკრეტული მნიშვნელობებისათვის. ძაბვების $\sigma_{\max} = \sigma_r$ მნიშვნელობებისას AB უბნის ფარგლებში ნაკეთობას შეუძლია აიტანოს მხოლოდ N_r რაოდენობის ციკლი. N_r რაოდენობის ციკლს, რომლის ატანა შეუძლია ნაკეთობას, ნაკეთობის ხანგრძლივი ამტანობა ეწოდება. ნახ.8.1-ზე AB უბანი ნაკეთობის შეზღუდულ ამტანობის ზღვარს შეესაბამება. B წერტილის მარჯვენა მხარეს $\sigma_k < \sigma_{r-o}$ მნიშვნელობის შემთხვევაში ნაკეთობას თეორიულად განუსაზღვრელი რაოდენობის ციკლის ატანა შეუძლია. ეს არის ხანგრძლივი ამტანობის უბანი. ციკლების N_{r-o} რაოდენობა შეესაბამება შეზღუდული ამტანობის ზღვრიდან, ხანგრძლივი ამტანობის ზღვარში გარდამავალ ზონას. დიდი განივი კვეთის მქონე ნაკეთობების შემთხვევაში, რომლებსაც მიეკუთვნებიან რელსები ციკლების მიმდინარე რიცხვი იცვლება ფარგლებში $10^6 \leq N_{r-o} \leq 10^7$.

მცნება ზღვრული ამტანობა, რომლის დროსაც ნაკეთობას შეუძლია დატვირთვების ნებისმიერი ციკლის ატანა პირობითია. სათანადო თეორიული და პრაქტიკული კვლევებით დამტკიცებულია, რომ ნაკეთობა მთლიანად ამოწურავს ამტანობის რესურსს, როცა $N_r \leq 10^{14}$.

შეზღუდული ამტანობის ზღვრებში ციკლების ზღვრული რიცხვი, ე.ი. როცა $\sigma_k > \sigma_{r-o}$ და $N_r > N_{r-o}$ განისაზღვრება ფორმულებით:

$$\left. \begin{aligned} \text{ა) } \lg N_r &= (\sigma_{r-H} - \sigma_r) k_r \\ k_r &= \frac{\sigma_{r-H} - \sigma_{r-o}}{\lg N_{r-o}} \\ \text{ბ) } N_r &= \left(\frac{\sigma_{r-o}}{\sigma_r} \right)^m N_{r-o} = A_r \sigma_r^{-m} \end{aligned} \right\} \quad (8.1)$$

(8.1-ა) ფორმულა შეესაბამება 8.1-ა ნახაზს, ხოლო (8.1-ბ) ფორმულა - 8.1-ბ ნახაზს.

სადაც σ_k და σ_{r-o} - ერთჯერადი ($N_r=1$) ხანგრძლივი ამტანობაა ასიმეტრიის r კოეფიციენტის შემთხვევაში;

N_r - შეზღუდული ამტანობის ზღვარის σ_H -ის შესაბამისი ხანმედევობა;

N_{r-o} - ხანგრძლივი ამტანობის ბაზა.

σ_{r-H} , σ_{r-o} , m და N_o პარამეტრების სიდიდეები დადგინდება ექსპერიმენტული ცდების მასალების სტატისტიკური დამუშავების გზით.

ფორმულა (8.1-ა) გამოიყენება ხანმედგობის მთელ დიაპაზონში 1-დან N_o -მდე და მისი შედეგები ექსპერიმენტულ შედეგებთან მაღალი თანმთხვევადობით გამოირჩევა.

8.2 ხანგრძლივი სიმტკიცე

თუ ცნობილია ხანგრძლივი ამტანობის ზღვარის საშუალო მნიშვნელობა σ_{r-0} და მისი საშუალო კვადრატული გადახრის სიდიდე და σ_{r-0} -ის მნიშვნელობას გაუტოლებთ დასაშვები ძაბვის $[\sigma]$ სიდიდეს, მაშინ ადვილად შეიძლება ვიპოვოთ ხანგრძლივი სიმტკიცის პირობა.

დავუშვათ კონსტრუქციაზე მოქმედი ძაბვაა $\sigma_{მოქ}$, მაშინ სხვაობა დასაშვებ ძაბვასა და მოქმედ ძაბვას შორის ტოლია

$$\Delta = [\sigma] - \sigma_{მოქ} \geq 0 \quad (8.2)$$

დასაშვები და მოქმედი ძაბვების მნიშვნელობები შემთხვევითი დამოუკიდებელი სიდიდეებია და მათი დამოკიდებულება გაუსის კანონს ექვემდებარება. ამ პირობებში

$$\bar{\Delta} = [\bar{\sigma}] - \bar{\sigma}_{მოქ} \quad (8.3)$$

და

$$S_{\Delta}^2 = S_{[\sigma]}^2 + S_{\sigma_{მოქ}}^2 \quad (8.4)$$

თუ $\Delta_{\min}$ -ისათვის დაცული იქნება პირობა $\Delta \geq 0$, მაშინ მისი სხვა უფრო დიდი მნიშვნელობებისათვის პირობა ყველა შემთხვევაში იქნება დაცული.

განესაზღვროთ Φ ალბათობით $\Delta_{\min}$ -ის მნიშვნელობა

$$\Delta_{\min} = \bar{\Delta} - \lambda_{\Phi} S_{\sigma_{მოქ}} \geq 0 \quad (8.5)$$

აქედან გამომდინარე

$$[\bar{\sigma}] - \sigma_{მოქ} - \lambda_{\Phi} \sqrt{S_{[\sigma]}^2 + S_{\sigma_{მოქ}}^2} \geq 0 \quad (8.6)$$

ამ პირობიდან გამომდინარე ხანგრძლივი სიმტკიცის ფორმულას შემდეგი სახე ექნება

$$\bar{\sigma}_{მოქ} + \lambda_{\Phi} \sqrt{S_{[\sigma]}^2 + S_{\sigma_{მოქ}}^2} \leq [\bar{\sigma}] \quad (8.7)$$

$$\max \sigma_{მოქ} \leq \min \sigma_{r-o} \quad (8.8)$$

სადაც λ_ϕ - ნორმირებული მამრავლია, რომელიც უზრუნველყოფს Φ ალბათობას.

(8.7) და (8.8) პირობა გამომდინარეობს შემდეგიდან, მოქმედი $\max \sigma_{\text{მოქ}}$ ძაბვის ყველაზე უდიდესი სიდიდე, რომელიც შეიძლება წარმოიქმნას ყველა ფაქტორების ზემოქმედების, თეორიულად ყველაზე არასასურველი შეხამებისას, ძალზე იშვიათად გვხვდება. იგი შეიძლება განვიხილოთ, როგორც ერთჯერადი დატვირთვის შედეგი, და მისი სიდიდე არ უნდა აღემატებოდეს σ_{r-H} თეორიულად ყველაზე უმცირეს მნიშვნელობას

$$\min \sigma_{r-H} = \sigma_{r-H} - 3S_{r-H} \quad (8.9)$$

(8.9) გამოსახულება ძაბვის გარანტირებულ მინიმუმს წარმოადგენს. (8.9) ფორმულაში $\lambda_\phi = 3$, რაც იძლევა $\Phi = 0,99865$ ალბათობას, სხვაობა $\Phi = 1 - \Phi = 0,99865$ იმდენად მცირეა, რომ იგი პრაქტიკული გაანგარიშების და ამოსავალი მონაცემების სიზუსტეზე ნაკლებიცაა და გარანტირებულ შედეგს იძლევა.

8.3 ხანმედგობა და რესურსი

ლიანდაგის ბევრი ელემენტის და მათ შორის რელსების მუშაობის პირობები ხანგრძლივი ამტანობის ზღვარს გარეთ გამოდის. ამჟამად მიღებულია, რომ P50 ტიპის რელსმა უნდა გაატაროს 350 მლნ. ბრუტო ტონა, ხოლო P65 ტიპის რელსმა – 500 მლნ. ბრუტო ტონა ტვირთი. ეს ფაქტორი წარმოადგენს სწორედ რელსების ამტანობის რესურსის გამოყენებას.

ნებისმიერი σ_j ძაბვა, რომელიც გამოდის ხანგრძლივი ამტანობის ზღვრებიდან, მასალის სტრუქტურაში იწვევს გარკვეულ ცვლილებებს და მისი შემდგომი N_j - ჯერ განმეორების შემთხვევაში, შეუძლია გამოიწვიოს დადლილობითი ხასიათის დეფექტების წარმოშობა, რის გამოც ნაკეთობა შეიძლება გამოვიდეს მწყობრიდან.

თუ ნაკეთობამ n_j -ჯერ ($n_j > N_r$) განიცადა σ_j ძაბვის ზემოქმედება, მაშინ ამტანობის გამოყენების წილი შემდეგი ფარდობის ტოლი იქნება n_j/N_j .

ნაკეთობის ხანმედგობის გაანგარიშებისას მიღებულია, რომ მისი ამტანობა სრულად იქნება გამოყენებული, როცა

$$\sum \frac{n_{r-j}}{N_{r-j}} = 1 \quad (8.10)$$

$$\int_0^{n_0} \frac{dn}{N_r} = 1 \quad (8.11)$$

როცა $\sigma_{r-j} \leq \sigma_{r-0}$; ე.ი. დაბვისათვის, რომელიც ამტანობის ზღვარზე ტოლი ან ნაკლებია $N_{r-j} = \infty$. (8.10) ფორმულაში n_0 არის დატვირთვის ციკლის ზღვრული რიცხვი, რომლის გადაჭარბება გამოიწვევს ნაკეთობის ნგრევას. სიდიდე n_0 ნაკეთობის ხანმედგობას წარმოადგენს, მაშინ ცხადია, რომ $n_{r-j} = \Phi_{r-j} \cdot n_0$ და (8.11) ფორმულა მიიღებს სახეს

$$n_0 \sum \frac{\Phi_{r-j}}{N_{r-j}} = 1 \quad (8.12)$$

1-ის, ანუ ამტანობის სრულად გამოყენების კოეფიციენტის ნაცვლად (8.12) ფორმულაში შევიტანოთ ამტანობის გამოყენების კოეფიციენტი (დაზიანებადობის კოეფიციენტი) $\alpha \leq 1$. დაზიანებადობის კოეფიციენტის დასაშვები მნიშვნელობა ავღნიშნოთ $[\alpha]$. (8.12) ფორმულაში შევიტანოთ აგრეთვე N_{r-j} -ის მნიშვნელობა ფორმულდან (8.1) და შესაბამისი გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ ნაკეთობის ხანმედგობის საანგარიშო გამოსახულებას:

$$\left. \begin{aligned} n_0 &= \frac{[\alpha]}{\sum \frac{\Phi_{r-j}}{N_{r-j}}} \\ n_0 &= \frac{[\alpha] N_{r-0} \sigma_{r-0}^m}{\sum \Phi_{r-j} \sigma_{r-j}^m} \end{aligned} \right\} \quad (8.13)$$

$[\alpha]=1$ მიხედვით განსაზღვრული ხანმედგობა და რესურსი ზღვრული სიდიდისაა, ხოლო ხანმედგობისა და რესურსის შესაბამისი საანგარიშო მნიშვნელობა ტოლი იქნება $\alpha = [\sigma] < 1$.

8.4 ექვივალენტური დაბევები და სიმტკიცის პირობითი მარაგი

პრაქტიკაში ხშირად საჭირო ხდება განისაზღვროს თუ სიმტკიცის რა მარაგი ექნება ნაგებობას მისი სამსახურის ვადის ბოლოს. ამისათვის უნდა შემოვიღოთ ექვივალენტური σ_{r-0} დაბევების ცნება, რომელიც უნდა შევადაროთ ამტანობის ხანგრძლივ ზღვარს.

ექვივალენტური σ_{r-3} ძაბვების მნიშვნელობები განისაზღვრება შემდეგი მეთოდით. (8.10) ფორმულაში N_{r-j} -ის ნაცვლად შეგვაქვს მისი მნიშვნელობა ფორმულიდან (8.1-ბ), მაშინ

$$\frac{\sum N_{r-j} \sigma_{r-j}^m}{N_{r-0} \sigma_{r-0}} = 1 \quad (8.14)$$

ნაგებობის ამტანობის სრულად გამოყენების ეს გამოსახულება შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით

$$\sqrt{\frac{1}{N_{r-0}} \sum \sigma_{r-j}^m n_{r-j}} = \sigma_{r-0} \quad (8.15)$$

თუ (8.15) ფორმულის მარცხენა მხარე ნაკლებია σ_{r-0} -ის მნიშვნელობაზე, მაშინ ამტანობის რესურსი მთლიანად არ არის გამოყენებული და რჩება გარკვეული მარაგი. (8.15) ფორმულის მარცხენა მხარეს ექვივალენტური ძაბვა ეწოდება, ხოლო სიმტკიცის პირობითი მარაგი ტოლია

$$k_{\text{მარაგ}} = \frac{\sigma_{r-0}}{\sigma_{r-3}} \quad (8.16)$$

ხოლო

$$\sigma_{r-3} = \sqrt{\frac{1}{N_{r-0}} \sum \sigma_{r-j}^m n_{r-j}} \quad (8.17)$$

ამ ფორმულაში σ_{r-j} წარმოადგენს ძაბვების მხოლოდ იმ მნიშვნელობებს, რომლებიც აღემატებიან ხანგრძლივი ამტანობის σ_{r-0} ზღვარს.

თავი 9. მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების დადგენა ისრულ გადაყვანებში

9.1. მოძრაობის სიჩქარეების გაზრდის ღონისძიებები გამყოფ პუნქტებზე

მატარებლების მოძრაობის სიჩქარეების განუხრელი ზრდა გადასარბენებზე მოითხოვს სიჩქარეების გაზრდას გამყოფ პუნქტებზედაც. ეს საკითხი განსაკუთრებულ მნიშვნელობას იძენს გაუჩერებელი აქცევის ორგანიზაციისას და ყველა სხვა შემთხვევაში, როცა მატარებლები გამყოფ პუნქტს გაუჩერებლად გაივლის.

მოძრაობის სიჩქარეების შეზღუდვა სადგურებში ავტომატურად იწვევს სიჩქარეების შეზღუდვას გადასარბენებზე. ცნობილია, რომ მატარებლების მოძრაობის სიჩქარის 100 კმ/სთ-დან 140 კმ/სთ-მდე ან 120 კმ/სთ-დან 160 კმ/სთ-მდე ასაწევად, ხელსაყრელი გრძივი პროფილის შემთხვევაშიც კი, საჭიროა სადგურებს შორის არსებულ მანძილზე მეტი მანძილი. ამიტომ სადგურებში სიჩქარის შეზღუდვისას 100–120 კმ/სთ-მდე, გადასარბენებზე 140–160 კმ/სთ სიჩქარის განვითარება პრაქტიკულად შეუძლებელია.

ცალკეულ სადგურებზე მატარებლების მოძრაობის სიჩქარეები იზღუდება იმ მიზეზით, რომ მთავარი ღიანდაგები მოწყობილია მცირერადიუსიანი მრუდებით და ისრული გადაყვანები მოთავსებულია მრუდ უბნებში. ასეთ შემთხვევებში სადგურებში მატარებლის მოძრაობის სიჩქარეების ზრდა შესაძლებელია სადგურების ყელის, ან მთლიანად სადგურების გადაკეთებით.

უმეტეს შემთხვევაში, სადგურებში მოძრაობის სიჩქარეები, მთავარ და მიმდებარე ღიანდაგების ისრულ გადაყვანებში, მატარებლების მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეებით იზღუდება.

გამყოფ პუნქტებზე მოძრაობის სიჩქარეების ზრდის ერთ-ერთ კარდინალურ ღონისძიებად მაღალმარკიანი და მოძრაველემენტებიანი (გულარები ან ულვაშა რელსები) ისრული გადაყვანების გამოყენება უნდა ჩაითვალოს. ასეთი ისრული გადაყვანები პირდაპირ ღიანდაგში მოძრაობისას სიჩქარეს პრაქტიკულად არ ზღუდავენ, ხოლო გვერდით ღიანდაგში 80–120 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობის საშუალებას იძლევიან.

ამიტომ სადგურებზე მატარებლების მოძრაობის სიჩქარის ზრდა, პირველ რიგში ისრულ გადაყვანებში მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების გაზრდას მოითხოვს.

ისრულ გადაყვანებში მატარებლების მოძრაობის მაქსიმალური დასაშვები სიჩქარეები შემდეგი პირობებით განისაზღვრება:

- თვლის ქიმების დარტყმითი-დინამიკური ზემოქმედება ისრული გადაყვანის მიმართოველ ელემენტზე (გვერდითი ღიანდაგის კალმები, კონტრრელსები და

ულვაშა რელსები, გადამყვანი მრუდის მიმმართველი რელსები) დასაშვებ სიდიდეს არ უნდა აღემატებოდეს;

- უზრუნველყოფილ უნდა იქნას ისრული გადამყვანის ფარგლებში მატარებლების მდოვრული მოძრაობა;
- უზრუნველყოფილ უნდა იქნას მდგრადობის პირობა თვლის ქიმის მიმმართველ ელემენტებზე შეუგორებლობის პირობით;
- ისრული გადამყვანის ელემენტებს უნდა გააჩნდეს საკმარისი სიმტკიცე.

9.2. მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების განსაზღვრა თვლის ქიმის კალამთან და გადამყვან მრუდთან დარტყმითი ზემოქმედების შედეგად

მასების შეჯახების შედეგად წარმოქმნილი კინეტიკური ენერგია განისაზღვრება ცნობილი ფორმულის საშუალებით

$$E_{\text{კინ}} = \frac{m_{\text{დაქ}} v_{\text{დაჯ}}^2}{2} \quad (9.1)$$

სადაც $m_{\text{დაქ}}$ - მოძრავი შემადგენლობის შეჯახებაში მონაწილე დაყვანილი მასაა;

$v_{\text{დაჯ}}$ - სიჩქარე დაჯახების წერტილში.

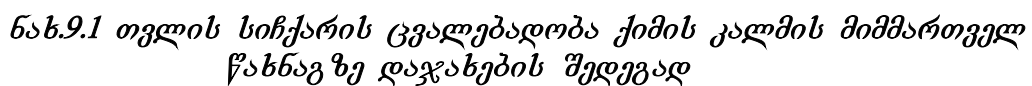
ნახ.9.1-ის მიხედვით მოძრავი შემადგენლობის v სიჩქარისა და $\beta_{\text{დაჯ}}$ დაჯახების კუთხის შემთხვევაში, დაჯახების $v_{\text{დაჯ}}$ სიჩქარე განისაზღვრება შემდეგი დამოკიდებულების მიხედვით

$$v_{\text{დაჯ}} = v \sin \beta_{\text{დაჯ}} \quad (9.2)$$

აქედან

$$E_{\text{კინ}} = \frac{m_{\text{დაქ}} v^2 \sin^2 \beta_{\text{დაჯ}}}{2} \quad (9.3)$$

თვლის ქიმის რელსის გვერდით წახნაგთან დაჯახების შედეგად წარმოიქმნება განივი ძალა, რომელიც ცდილობს რელსის თავის გადუნვას, იწვევს წყვილთვალის, რესორების და საერთოდ სავალი ნაწილების ყველა დრეკადი ელემენტების დრეკად განივ დეფორმაციას.


$$\frac{m_{\chi_d^0} v^2 \sin^2 \beta}{2} = \frac{Y_S}{2} \quad (9.4)$$
$$Y_{33} = \frac{m_{\chi\chi} v^2 \sin^2 \beta_{\chi\chi}}{S} \quad (9.5)$$
$$\omega = v^2 \sin^2 \beta_{\omega \partial \mathcal{V}} \quad (9.6)$$

122

$$\sin \beta_{\text{ლაჯ}} = \frac{\sqrt{\omega_1}}{v} \quad (9.7)$$

ან დასაშვები სიჩქარე დაჯახების $\beta_{\text{ლაჯ}}$ კუთხის მოცემული სიდიდისას ტოლი იქნება

$$v = \frac{\sqrt{\omega_1}}{\sin \beta_{\text{ლაჯ}}} \quad (9.8)$$

ნახ.9.1-დან

$$\sin \beta_{\text{ლაჯ}} = \sqrt{\sin^2 \beta_{\text{საწ}} + \frac{2\delta}{R_1}} \quad (9.9)$$

სადაც R_1 - კალმის საწყისი რადიუსია;

δ - ღრეხოს მაქსიმალური მნიშვნელობა თვლის ქიმისა და რელსის მუშა წახნაგებს შორის.

განვიხილოთ თვლის ქიმის გადამყვანი მრუდის მიმართველ რელსთან დაჯახების პირობები. ამ შემთხვევაში თვლის ქიმის დაჯახების კუთხე, როცა $\beta_{\text{საწ}}=0$ ტოლია

$$\sin \beta_{\text{ლაჯ}} = \sqrt{\frac{2\delta}{R_2}} \quad (9.10)$$

სადაც R_2 - გადამყვანი მრუდის რადიუსია.

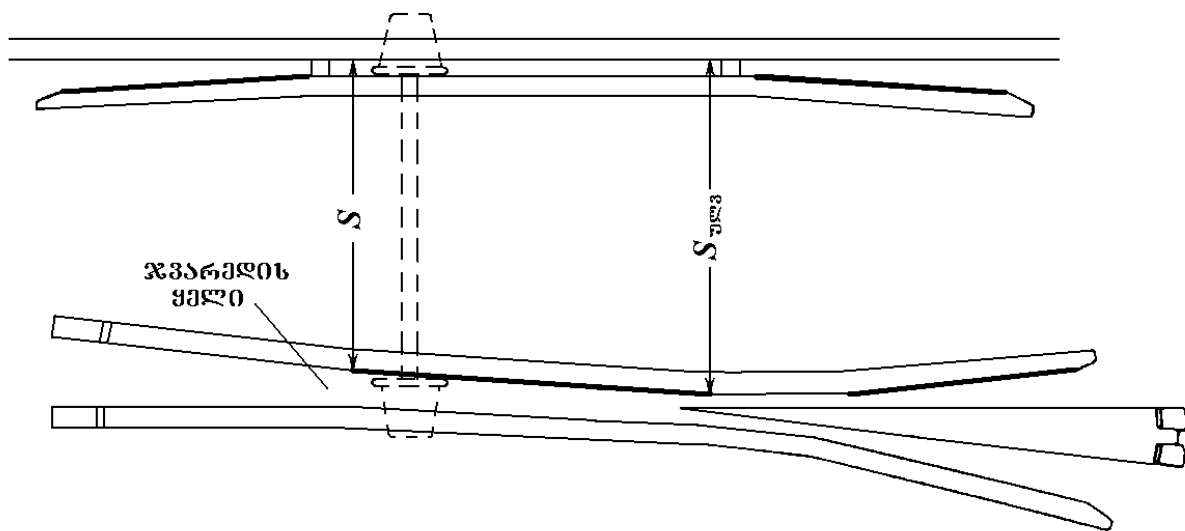
ღრეხოს δ_{max} მნიშვნელობა. რომელიც განისაზღვრება, როგორც უღვაშა რელსის მაქსიმალური სიდიდის e_{max} ღარისა (დაშვების $\varepsilon=2$ მმ გათვალისწინებით) და თვლის ქიმის მინიმალური h_{min} სიდიდის სხვაობა ტოლი იქნება

$$\delta_{\text{max}} = e_{\text{max}} - h_{\text{min}} \quad (9.11)$$

9.3. მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების განსაზღვრა თვლის ქიმის ჯვარედის

კვანძის მიმართველ ელემენტებთან ძალური ზემოქმედების შედეგად

ისრული გადამყვანის ჯვარედის კვანძში არსებობს ოთხი ელემენტი, რომლებიც მიმართავენ თვლის ქიმებს შესაბამის ღარში (ნახ.9.2). ამ ელემენტებს წარმოადგენენ: კონტრრელსების შესასვლელები, რომლებიც მუშაობენ, როგორც ჯვარედისაკენ, ისე ჯვარედიდან მოძრაობისას; უღვაშა რელსების შესასვლელები, რომლებიც მუშაობენ ჯვარედისაკენ მოძრაობისას; უღვაშა რელსების უბანი ჯვარედის ყელიდან გულარამდე, ჯვარედიდან მოძრაობისას.



ნახ.9.2 ჯვარედის კვანძის სქემა (სქელი ხაზით ნაჩვენებია მიმმართველი წახნაგები პირდაპირი მიმართულებით მოძრაობისას)

თვლის ქიმის დაჯახებისას კალმის მიმმართველ წიბოსთან გვერდით ლიანდ-აგში მოძრაობის დროს ეკიპაჟი მთლიანად შემობრუნდება დაჯახების კუთხით, ხოლო თვლის ქიმის კონტრელსის კვანძის მიმმართველ ელემენტებთან დაჯახებისას შემობრუნდება მხოლოდ ურიკა.

ამიტომ თვლის ქიმის კალამთან დაჯახებით წყვილთვალის განივი გადაადგი-ლების საშუალო სიდიდე 7 მმ-ის ტოლია, ხოლო კონტრელსებთან დაჯახებისას წყვილთვალის საშუალო განივი გადაადგილება ორჯერ ნაკლებია და 3,4 მმ-ს არ აღემატება.

დადგენილია, რომ თვლის ქიმის კალამთან ან გადამყვანი მრუდის მიმმართველ ძაფთან დაჯახების დარტყმით-დინამიკურ პროცესში მონაწილეობს პირველი ურიკის მასა და დაახლოებით ვაგონის მასის ნახევარი, ხოლო კონტრელსებისა და უღვაშა რელსების მიმმართველ ელემენტებთან დაჯახების დარტყმით-დინამიკურ პროცესში მონაწილეობს მხოლოდ ურიკის მასის ნახევარი ანუ 8-ჯერ ნაკლები, ვიდრე პირველ შემთხვევაში. აქედან გამომდინარე, რადგანაც კალამთან და გადამ-ყვანი მრუდის მიმმართველ ძაფთან თვლის ქიმის დაჯახების ძალის პირობითი მახასიათებელი $\omega_1 = 0,55 \div 0,8 \text{ კგ}^2/\text{სთ}^2$, მაშინ თვლის ქიმის კონტრელსებისა და უღვაშა რელსების მიმმართველ ელემენტებთან დაჯახების ძალის პირობითი მახა-სიათებელი 8-ჯერ მეტი იქნება, ვიდრე პირველ შემთხვევაში და $\omega_1 = 4,4 \div 6,4 \text{ კგ}^2/\text{სთ}^2$.

ცნობილი (9.5) ფორმულიდან ჩანს, რომ დაჯახების მასის ერთიდაიგივე სი-დიდის კინეტიკური ენერგიის შემთხვევაში, თვლის ქიმის დაჯახების ძალა ისრუ-

ლი გადაყვანის მიმართველ ელემენტებთან, მით უფრო მეტი იქნება, რაც მეტია მიმართველი ელემენტებისა და სავალი ნაწილების დრეკადი დეფორმაციის s სიდიდე.

თუ ავღნიშნავთ ეკიპაჟისა და ლიანდაგის განივ დაყვანილ ჯამურ სიხისტეს $\mathcal{K}_{\text{ლაყ}}$, მაშინ ჯამური დრეკადი დეფორმაციის სიდიდე ტოლი იქნება

$$s = \frac{Y_{\text{ბგ}}}{\mathcal{K}_{\text{ლაყ}}} \quad (9.12)$$

თუ ფორმულა (9.4)-ში შევიტანთ s -ის მნიშვნელობებს, მაშინ

$$\frac{m_{\text{ლაყ}} v^2 \sin^2 \beta_{\text{ლაჯ}}}{2} = \frac{Y_{\text{ბგ}}^2}{2\mathcal{K}_{\text{ლაყ}}} \quad (9.13)$$

აქედან

$$Y_{\text{ბგ}} = v \sin \beta_{\text{ლაჯ}} \sqrt{m_{\text{ლაყ}} \mathcal{K}_{\text{ლაყ}}} \quad (9.14)$$

თვლის ქიმის ისრული გადაყვანის მიმართველ ელემენტებთან დაჯახების ძალის პირობითი მახასიათებლის ცვალებადობა მიზანშეწონილია მივიღოთ არა კვადრატული დამოკიდებულებით $\omega = v^2 \sin^2 \beta_{\text{ლაჯ}}$, არამედ ხაზობრივი დამოკიდებულებით $W = v \sin \beta_{\text{ლაჯ}}$.

ამით პრაქტიკულად გაანგარიშების შედეგები არ იცვლება, რადგანაც მოცემული სიჩქარის შემთხვევაში

$$v^2 \sin^2 \beta_{\text{ლაჯ}} = (v \sin \beta_{\text{ლაჯ}})^2 = \omega \quad (9.15)$$

მაშასადამე

$$v \sin \beta_{\text{ლაჯ}} = \sqrt{\omega} \quad (9.16)$$

აქედან გამომდინარეობს, რომ თუ მივიღებთ დაჯახების ძალის პირობითი მახასიათებლის ხაზობრივ დამოკიდებულებას სიჩქარესთან, $W = v \sin \beta_{\text{ლაჯ}}$, მაშინ თვლის ქიმის კალამთან და გადაყვანი მრუდის მიმართველ რელსთან დაჯახების ძალის პირობითი მახასიათებლის დასაშვები სიდიდე ტოლი იქნება $W_1 = \sqrt{\omega_1} = 0,75 \div 0,9 \text{ კმ/სთ}$, ხოლო თვლის ქიმის კონტრრელსებისა და უღვაშა რელსების მიმართველ ელემენტებთან დაჯახების ძალის პირობითი მახასიათებლის დასაშვები სიდიდე კი $W_2 = \sqrt{\omega_2} = 3,75 \text{ კმ/სთ}$

9.4. ისრული გადამყვანის ფარგლებში მოძრაობის მდოვრულობის უზრუნველყოფის გაანგარიშებები

გვერდით ლიანდაგში მოძრაობისას, ეკიპაჟზე მოქმედი ცენტრიდანული ძალა ხასიათდება ცენტრიდანული a აჩქარებისა და აჩქარების დროის ერთეულში ცვალებადობის (აჩქარების ინტენსივობა) ψ სიდიდეებით.

ცენტრიდანული აჩქარება გამოითვლება ფორმულით

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (9.17)$$

თუ მოძრაობის სიჩქარის განზომილებას ავიღებთ კმ/სთ, მრუდის რადიუსს მეტრებში, მაშინ რიცხვითი კოეფიციენტის 12,96 შეტანით (9.17) ფორმულაში, აჩქარების განზომილებას მივიღებთ მ/წმ²-ში

$$a = \frac{v^2 \times 1000^2}{R \times 3600} = \frac{v^2}{12,96R} \quad (9.18)$$

ისრული გადამყვანის ფარგლებში მოძრაობის დასაშვები სიჩქარე ცენტრიდანული აჩქარების დასაშვები სიდიდის პირობით (9.18) ფორმულიდან ტოლი იქნება

$$v = \sqrt{12,96a_{\text{დას}}R} \quad (9.19)$$

ეკიპაჟის შესვლისას ისრული გადამყვანის ფარგლებში, ცენტრიდანული აჩქარების სიდიდე იზრდება ნულიდან მაქსიმალურ $a = \frac{v^2}{12,96R}$ სიდიდემდე, იმ დროში, რომელიც სჭირდება ეკიპაჟს b მანძილის (მანძილი წინა და უკანა ურიკის ტაბიკებს შორის) გავლას v სიჩქარით. მაშინ ცენტრიდანული აჩქარების ინტენსივობა ტოლი იქნება

$$\psi = \frac{v^3}{46,66Rb} \quad (9.20)$$

ხოლო ისრული გადამყვანის ფარგლებში მოძრაობის დასაშვები სიჩქარე ცენტრიდანული აჩქარების ინტენსივობის დასაშვები სიდიდის მიხედვით ტოლია

$$v = 3,6\sqrt{Rb\psi_{\text{დასაშ}}}} \quad (9.21)$$

ორრადიუსიანი კალმების შემთხვევაში ცენტრიდანული აჩქარების ინტენსივობის სიდიდე უნდა შემოწმდეს რადიუსების შეერთების წერტილში. ცენტრიდანული

აჩქარება პირველი რადიუსის ფარგლებში ტოლია $\frac{v^2}{12,96R_1}$, ხოლო მეორე რადიუსის

ფარგლებში $\frac{v^2}{12,96R_2}$ და მათ შორის აჩქარების სიდიდე იცვლება $\frac{b \times 3,6}{v}$ წმ

დროში. მაშინ $\frac{b \times 3,6}{v}$ დროში ცენტრიდანული აჩქარების ცვალებადობის სიდიდე ტოლი იქნება

$$\psi_{1-2} = \frac{\left(\frac{v^2}{12,96R_2} - \frac{v^2}{12,96R_1} \right) v}{3,6 \times b} = \frac{v^3(R_1 - R_2)}{46,66 \times b R_1 R_2} \quad (9.22)$$

ჩვენს რკინიგზებზე ცენტრიდანული აჩქარების ნორმა, ეკიპაჟის დაურესორებელი მასის (ბუქსების) მიმართ მიიღება $a_{\text{დასაშ}} = 0,8 \div 1,0 \text{ მ/წმ}^2$. ცენტრიდანული აჩქარების დროის ერთეულში ცვალებადობის დასაშვები ნორმაა $\psi_{\text{დასაშ}} = 0,8 \div 0,9 \text{ მ/წმ}^3$.

9.5. თვლის ქიმის მდგრადობის გაანგარიშება ისრული გადამყვანის მიმმართველ ელემენტებზე შეუგორებლობის პირობით

კონტრელსების მიმმართველ წიბოზე დაჯახების შედეგად თვლის ქიმის კონტრელსებზე შეუგორებლობის პირობის დაუშვებლობის გაანგარიშება არ ტარდება, რადგანაც თანამედროვე სპეციალური მაღალი პროფილის კონტრელსებზე თვლის შეგორება პრაქტიკულად გამორიცხულია.

დანარჩენ მიმმართველ ელემენტებზე თვლის შეუგორებლობაზე მდგრადობის პირობა იმავე მეთოდით გაიანგარიშება, როგორც მრუდებში გარე ძაფზე თვლის შეუგორებლობის პირობა. სხვაობა მხოლოდ იმაში მდგომარეობს, რომ თვლის ქიმის არასამუშაო წახნაგი აწევა უღვაშა რელსს (ნახ.9.3). ამ სქემის თანახმად თვლის მდგრადობა რელსის თავზე შეუგორებლობის პირობით გამოისახება უტოლობით

$$\frac{Y_b}{P_1} \leq \frac{\mu_{b \times b} b_1 + tg(\beta - \varphi)(S_2 + b_1)}{(R + r)[tg(\beta - \varphi) + \mu_{b \times b}] + S_2} - \frac{P_2}{P_1} \times \frac{\mu_{b \times b} b_2 - tg(\beta - \varphi)(S_2 - b_2)}{(R + r)[tg(\beta - \varphi) + \mu_{b \times b}] + S_2} - \frac{S_2 \left\{ \mu_{b \times b} I_2 - I_1 tg(\beta - \varphi) + \frac{P_{\text{ურ}}}{4} [\mu_{b \times b} - tg(\beta - \varphi)] \right\}}{P_1 \{ (R + r)[tg(\beta - \varphi) + \mu_{b \times b}] + S_2 \}} \quad (9.23)$$

სადაც Y_f - პორიზონტალური ჩარჩო ძალაა;

P_1 - უღვაშა რელსზე მოძრავ თვალზე დატვირთვა;

P_2 - მოპირდაპირე თვალზე დატვირთვა;

$\mu_{\text{ბაბ}}$ - თვალსა და რელსს შორის ხახუნის კოეფიციენტი;

φ - კუთხე, რომლის ტანგენსი ტოლია $\mu_{\text{ბაბ}}$;

$\frac{P_{\text{ურ}}}{4}$ - ურიკის წონის ნაწილი მოსული ერთ თვალზე;

I_1, I_2 - რელსებზე და თვლებზე არსებული უსწორობისაგან გამოწვეული ვერტიკალური ინერციული ძალები.

(ნახ.9.3-ბ)-დან

$$\cos \beta = \sin \gamma = \frac{h_{\text{კონტ}}}{r_{\text{რ}} + r_{\text{თ.ქ}}} \quad (9.24)$$

სადაც $h_{\text{კონტ}}$ - თვლის ქიმის რელსთან კონტაქტის საანგარიშო მანძილია, ათვლილი რელსის თავის პორიზონტიდან, $h_{\text{კონტ}}=13$ მმ;

$r_{\text{რ}}$ - უღვაშა რელსის თავის მომრგვალების რადიუსი, $r_{\text{რ}}=13$ მმ;

$r_{\text{თ.ქ}}$ - თვლის ქიმის არასამუშაო წახნაგის მომრგვალების რადიუსი, $r_{\text{თ.ქ}}=45$ მმ.

თანამედროვე ჯვარედების უღვაშა რელსებში ჯვარედის ყელამდე ზონაში $h_{\text{კონტ}}=r_{\text{რ}}=13$ მმ, ხოლო ყელის ზონაში $h_{\text{კონტ}}=r_{\text{რ}}=5$ მმ.

(9.23) ფორმულის საფუძველზე ჩატარებული გაანგარიშებების მიხედვით, პირდაპირ ღიანდაგში ჯვარედიდან მოძრაობის მიმართულებით, ჯვარედის ყელიდან მათემატიკურ ცენტრამდე ზონაში, თვლის ქიმის უღვაშა რელსის თავზე შეუვორებლობის პირობა აისახება უტოლობით:

$$\frac{Y_f}{P_1} \leq 1,806 - 0,314 \frac{P_2}{P_1} + \frac{863}{P_1} \quad (9.25)$$

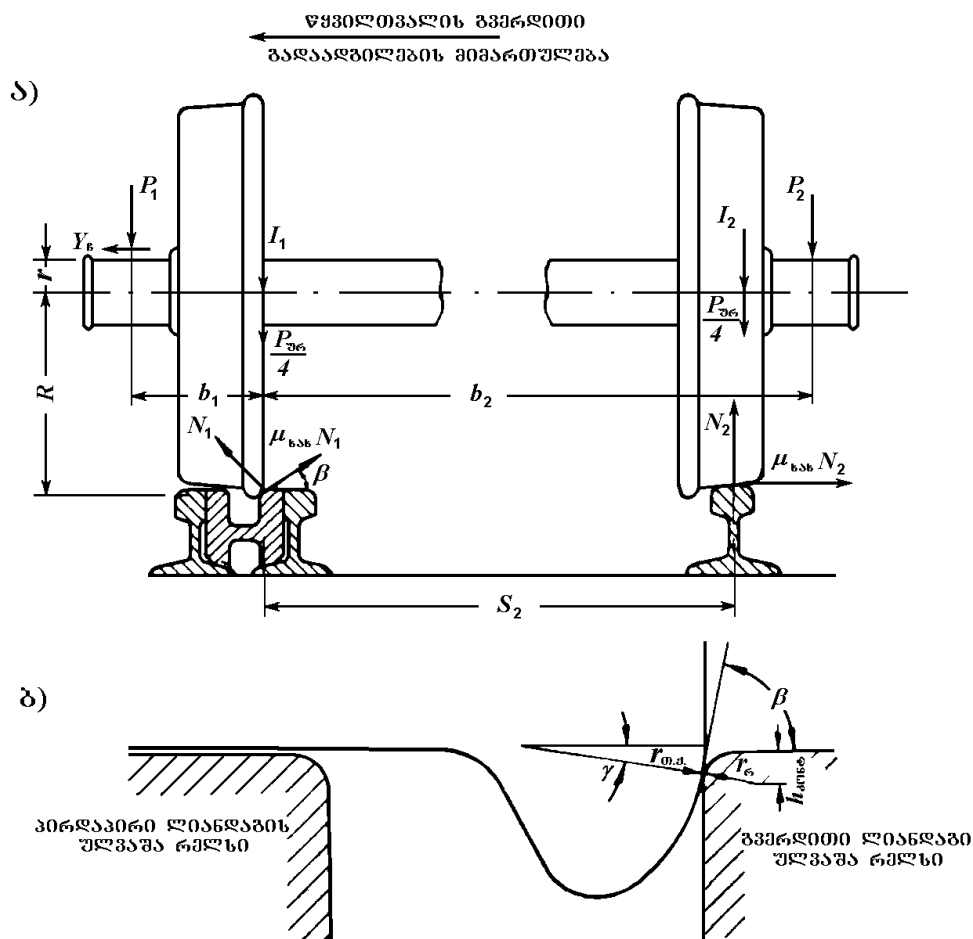
აქ

$$Y_f = Y - 2H_1 \quad (9.26)$$

სადაც H_1 $F_{\text{ბაბ}}$ ძალის ტოლია, ხოლო

$$F_{\text{ბაბ}} = P_{\text{ბრ}} \mu_{\text{ბაბ}} \quad (9.27)$$

$$P_{\text{ბრ}} = P_1 + P_2 + \frac{P_{\text{ურ}}}{2} \quad (9.28)$$



ნახ.9.3 თელის ქიმის უღვაწა რელსის თავზე შეუგორებლობის საანგარიშო სქემა:

ა - ძალთა მოქმედების სქემა; ბ - ქიმის არასამუშაო წახნაგის შეხება უღვაწა რელსის მიმმართველი წახნაგის მომრგვალებასთან

პროფ. მ. ვერიგოს გამოკვლევების საფუძველზე მიმოქანებითი მოძრაობისას პირდაპირ ლიანდაგში თელის ქიმის უღვაწა რელსის თავთან დაჯახების Y განივი ძალა, დამოკიდებული მოძრაობის სიჩქარისა და მიჯახების კუთხის მნიშვნელობაზე ტოლია

$$Y = 21448v \sin \beta_{\text{ლაჯ}} + 6875 \quad (9.29)$$

მრავალრიცხოვანი ექსპერიმენტების შედეგების მათემატიკური სტატისტიკის მეთოდით დამუშავების შედეგად დადგენილია, რომ

$$\frac{P_2}{P_1} = 1,37 \quad (9.30)$$

ამ პირობიდან გამომდინარე ჩატარებული გაანგარიშებების შედეგად მიღებულია, რომ თელის მდგრადობა უღვაწა რელსის და გულარის თავზე შეუგორებლობის პირობით უზრუნველყოფილი იქნება, თუ

$$v \sin \beta_{\text{ლაჯ}} \leq 2,71 \quad (9.31)$$

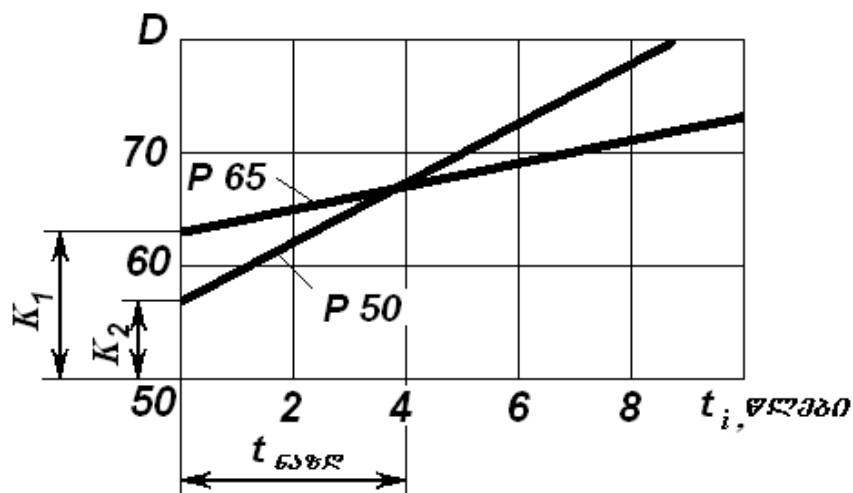
**თავი 10. რკინიგზის ლიანდაგის ელემენტების შერჩევის ტექნიკურ-
ეკონომიკური გაანგარიშებები**

10.1. ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშების მეთოდები

ლიანდაგის ელემენტების ან მოლიანად ლიანდაგის მიზანშეწონილი კონსტრუქციის შერჩევა ხორციელდება შესაძლო ვარიანტების შედარების საფუძველზე, ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშების შედეგად.

რკინიგზის ლიანდაგის და მისი ელემენტების დაპროექტების მეთოდები კაპიტალდაბანდებების, ახალი ტექნიკისა და ტექნოლოგიების დანერგვის ეფექტიანობის მიღწევის პრობლემის ნაწილია.

ლიანდაგის და მისი ელემენტების ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშების გრაფიკული ე.წ. „ხარჯების გათანაბრების“ მეთოდით, ანალიზურად განისაზღვრება D ხარჯები ვარიანტების მიხედვით, ნახ.10.1:



**ნახ.10.1 ნაზღაურობის ვადის დამოკიდებულება ვარიანტების
კაპიტალდაბანდებებთან**

$$\left. \begin{aligned} D_1 &= K_1 + \mathfrak{A}_1 t \\ D_2 &= K_2 + \mathfrak{A}_2 t \end{aligned} \right\} \quad (10.1)$$

სადაც K_1, K_2 - კაპიტალდაბანდებებია ვარიანტების მიხედვით;

$\mathfrak{A}_1, \mathfrak{A}_2$ - ვარიანტების ექსპლუატაციური ხარჯები t პერიოდში.

ხარჯები ვარიანტების მიხედვით გავუტოლოთ ერთმანეთს, მაშინ

$$K_1 + \mathfrak{A}_1 t_{\text{ნახლ}} = K_2 + \mathfrak{A}_2 t_{\text{ნახლ}} \quad (10.2)$$

აქედან ვარიანტის ნაზღაურობის ვადა ტოლი იქნება

$$t_{\text{ნახლ}} = \frac{K_1 - K_2}{\mathfrak{A}_2 - \mathfrak{A}_1} \quad (10.3)$$

როგორც წესი ვარიანტი, რომელისათვის კაპიტალდაბანდება მაქსიმალურია, ნაკლებ საექსპლუატაციო ხარჯებს მოითხოვს და პირიქით. გრაფონალიზური მეთოდის ერთ-ერთი საუკეთესო თვისებაა, რომ ამ მეთოდით შეიძლება შედარებულ იქნეს არა მარტო ორი, არამედ პრაქტიკულად ნებისმიერი რაოდენობის ვარიანტი.

ტიპური დარგობრივი მეთოდის მიხედვით დადგენილია ზოგადი (აბსოლუტური) და ფარდობითი (შედარებითი) ეკონომიკური ეფექტიანობის მცნებები.

კაპიტალდაბანდებების ზოგადი (აბსოლუტური) ეკონომიკური ეფექტიანობა, უჩვენებს თუ რა ხარისხით მოქმედებს საწარმოო ხარჯები, ნაციონალური შემოსავლის, პროდუქციის მოცულობის და მოგების ზრდაზე.

ზოგადი (აბსოლუტური) ეკონომიკური ეფექტიანობის მაჩვენებელი უნდა გაინსახდეს დაგეგმვის ყველა დონისა და სტადიისათვის, აგრეთვე ცალკეული ობიექტების დაპროექტებისას ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშებების შედეგების შეფასებისათვის.

კაპიტალდაბანდებების ფარდობითი (შედარებითი) ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშებები გამოიყენება საწარმოების განლაგების სამეურნეო და ტექნიკური გადაწყვეტილებების ვარიანტების შედარებისას, ახალი ტექნიკის და ტექნოლოგიების დანერგვისას, ურთიერთშემცვლელი პროდუქციის შერჩევისას, ახალი საწარმოების მშენებლობისას და არსებულის რეკონსტრუქციისას.

საუკეთესო ვარიანტის მაჩვენებელია მინიმალური დაყვანილი Π_i ხარჯები, რომელიც ერთ განზომილებაში მოყვანილ მიმდინარე ხარჯების (თვითღირებულების) და კაპიტალდაბანდების ჯამს წარმოადგენს

$$\Pi_i = C_i + K_i E_{\text{ნორმ} \rightarrow \min} \quad (10.4)$$

სადაც C_i - i -ური ვარიანტის მიმდინარე ხარჯებია (თვითღირებულება);

K_i - i -ური ვარიანტის კაპიტალდაბანდები;

$E_{\text{ნორმ}}$ - კაპიტალდაბანდების შედარებითი ეფექტიანობის ნორმატიული კოეფიციენტი.

დაყვანილი ხარჯები შეიძლება გამოითვალოს აგრეთვე შემდეგი ფორმულით

$$\Pi_i = K_i + C_i T_{\text{ნორმ} \rightarrow \min} \quad (10.5)$$

სადაც $T_{\text{ნორმ}}$ - დამატებითი კაპიტალდაბანდების ნაზღაურობის ნორმატიული ვადაა, თვითღირებულების ეკონომიის ხარჯზე.

ვარიანტების შეზღუდული რაოდენობის შემთხვევაში შესაძლებელია წყვილ-წყვილად მიმდევრობით შედარება შემდეგი ფორმულების დახმარებით

$$E = \frac{C_1 - C_2}{K_2 - K_1} \quad (10.6)$$

$$T = \frac{K_2 - K_1}{C_1 - C_2} \quad (10.7)$$

სადაც E - შედარებითი ეფექტიანობის კოეფიციენტი;

T - დამატებითი კაპიტალდაბანდების ნაზღაურობის ვადა;

K_1, K_2 - შესადარებელი ვარიანტების კაპიტალდაბანდებები;

C_1, C_2 - შესადარებელი ვარიანტების თვითღირებულება.

ამრიგად შედარებითი ეფექტიანობის E კოეფიციენტი ნაზღაურობის ვადის შებრუნებული სიდიდეა

$$E = \frac{1}{T} \quad (10.8)$$

თუ $E > E_{\text{ნორმ}}$ ან $T < T_{\text{ნორმ}}$, მაშინ უფრო მეტი კაპიტალდაბანდებიანი ვარიანტი და დამატებითი კაპიტალდაბანდების გაწევა ეფექტის მომცემია.

შედარებითი ეფექტიანობის კოეფიციენტი 0,08-0,10-ზე ნაკლები და 0,20-0,25-ზე მეტი არ უნდა იყოს. ტრანსპორტსა და სატრანსპორტო მშენებლობაში მიიღება $E_{\text{ნორმ}} = 0,10$.

თუ შესადარებელი ვარიანტების კაპიტალდაბანდებები ხორციელდება სხვადასხვა ვადებში, ხოლო მიმდინარე ხარჯები გაჭიმულია დროში, მაშინ ვარიანტებს ადარებენ, ადრინდელი წლების მიმდინარე მომენტისათვის დაყვანილი ხარჯების მიხედვით, $E_{\text{ნორმ. დაყ}}$ კოეფიციენტის გამოყენებით

$$B = \frac{1}{(1 + E_{\text{ნორმ. დაყ}})^t} \quad (10.9)$$

სადაც $E_{\text{ნორმ. დაყ}}$ - ნორმატიული კოეფიციენტი სხვადასხვა ვადიანი ხარჯების დაყვანისათვის;

t - დაყვანის დროის პერიოდი.

სხვადასხვა პერიოდის ხარჯების დაყვანა ხორციელდება მხოლოდ ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშებისათვის და იგი არ შეიძლება გამოყენებულ იქნეს სახარჯთაღრიცხვო ღირებულების განსაზღვრისას.

საუკეთესოდ ითვლება ის ვარიანტი, რომლისთვისაც დაყვანილი ჯამური ხარჯები მთელი საანგარიშო პერიოდისათვის მინიმალურია, ე.ი.

$$\Pi_i = K_i + \sum_{i=1}^{t=t_{\text{საფ}}} C_i \frac{1}{(1 + E_{\text{ნორმ. დაყ}})^t} + \sum_{i=1}^{t=t_{\text{საფ}}} \mathcal{Q}_i \frac{1}{(1 + E_{\text{ნორმ. დაყ}})^t} \quad (10.10)$$

სადაც t - მიმდინარე დრო;

$t_{\text{ხან}} -$ ვარიანტების ხარჯების საანგარიშო პერიოდი;

C_i - i -ური ვარიანტის შეკეთების პერიოდული ხარჯები;

Θ_i - i -ური ვარიანტის საექსპლუატაციო ხარჯები.

10.2. ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპის შერჩევა ძირითადი კრიტერიუმების მიხედვით

რკინიგზების უავარიო და შეუფერხებელი მოძრაობის უზრუნველყოფის ერთ-ერთ უმთავრეს პირობას, მაღალი საექსპლუატაციო-ეკონომიკური შედეგების უზრუნველყოფით, ლიანდაგისა და მოძრავი შემადგენლობის მუშაობის ისეთი შესაბამისობის მიღწევა წარმოადგენს, რომლის დროსაც ლიანდაგისა და მოძრავი შემადგენლობის მუშაობის პირობები, ყველა ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების მიხედვით, ოპტიმალურ ფარგლებში თავსდება. ეს მოთხოვნები განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია მაღალი ტვირთდაძაბულობის რკინიგზებისათვის. ამ მოთხოვნებისაგან ყოველგვარი გადახრები აუცილებლად განაპირობებს გადაზიდვების პროცესის წარმადობის დაცემას და საექსპლუატაციო ხარჯების ზრდას.

ცხადია, რომ ექსპლუატაციური პირობების დიდ დიაპაზონში ცვალებადობის შემთხვევაში, ლიანდაგის ზედა ნაშენის ერთი ტიპის დაშვება, რომელიც თავისი სიმტკიცითა და მექანიკური მახასიათებლებით, რკინიგზის მოელ ქსელში დააკმაყოფილებს საექსპლუატაციო-ეკონომიკურ მოთხოვნებს, რა თქმა უნდა შეუძლებელია. ამიტომ რკინიგზებზე უნდა დადგინდეს ლიანდაგის ზედა ნაშენის შესაძლო მინიმალური რაოდენობის ტიპები, რომლებიც პირდაპირ უპასუხებს ამა თუ იმ საექსპლუატაციო პირობებს.

მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული აგრეთვე ის, რომ ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპი, რაც ნაკლები რაოდენობისა გვექნება, მით უფრო იოლია და იაფია ლიანდაგის მოწყობა და მოვლა-შენახვა, იოლდება სალიანდაგო მეურნეობის გაძღოლა. სწორედ ამიტომ მსოფლიო პრაქტიკაში, ბოლო წლებში აღინიშნება რელსების ნაირტიპების რიცხვის შემცირება, რომელიც ძირითად კონსტრუქციულ ელემენტს წარმოადგენს, ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპის დასადგენად.

ტიპიზაციის დადგენისას საჭიროა მხედველობაში იქნას მიღებული ტექნიკურ-ეკონომიკური და ექსპლუატაციურ მოთხოვნათა მრავალფეროვნება, რომლებიც წაყენება ლიანდაგის ზედა ნაშენს. ამ მოთხოვნების კომპლექსის გათვალისწინებისას

მხედველობაში უნდა იქნას მიღებული უახლოესი პერსპექტივაც (არა ნაკლებ 15-20 წლის ფარგლებში), რომლებიც უცვილობელ გავლენას ახდენენ ლიანდაგისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედებაზე. ეს ურთიერთქმედება კი თავის მხრივ გავლენას ახდენს ლიანდაგის სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე, საიმედოობასა და სტაბილურობაზე, მოძრაობის უწყვეტობაზე და უსფრთხოებაზე.

ლიანდაგის ზედა ნაშენის ოპტიმალური ტიპის დადგენის ძირითად, განმსაზღვრელ ფაქტორს და მისი ეკონომიკური მიზანშეწონილობის სფეროს, უბნის ტვირთდაძაბულობა წარმოადგენს.

გარკვეული ხარისხით ტვირთდაძაბულობაზე დამოკიდებული მოძრავი შემადგენლობიდან ლიანდაგზე გადაცემული, ფაქტიური დატვირთვები და საშუალო საუბნო სიჩქარეები, რადგანაც ტვირთდაძაბულ რკინიგზებზე მუშაობენ უფრო მძლავრი ლოკომოტივები და დიდი ტვირთამწეობის ვაგონები.

ყველაზე მსუბუქი ტიპის ზედა ნაშენის დადგენისას გათვალისწინებული უნდა იქნას, რომ მას უნდა გააჩნდეს მზიდუნარიანობა, რომელიც საჭიროა თანამედროვე, მაღალი ტვირთამწეობის ვაგონების გატარებისათვის, სიჩქარის შეზღუდვის გარეშე.

სასადგურო მთავარ ლიანდაგებზე, ასაქცევებზე და გადასწრების პუნქტებზე, ასევე გაუჩერებელი აქცევის პუნქტებზე, ლიანდაგის ზედა ნაშენი იმავე ტიპის უნდა მოეწყოს, როგორიც გადასარბენზე. დანარჩენ სასადგურო ლიანდაგებზე მიზანშეწონილია იმავე ტიპის ან უფრო მსუბუქი ძველვარგისი რელსების გამოყენება.

სამგზავრო მატარებლების ჩქაროსნული მოძრაობის უბნებს უფრო მაღალი მოთხოვნები წაყენებათ. უნდა გაძლიერდეს ლიანდაგის ზედა ნაშენის ელემენტები და გამკაცრდეს ლიანდაგის მოვლა-შენახვის ნორმები.

საერთოდ ნორმატივების მოთხოვნათა მკაცრად დაცვა, თითოეული ტიპის ზედა ნაშენისათვის მნიშვნელოვნად ამცირებს ლიანდაგის მოვლა-შენახვის და შეკეთების ხარჯებს, ზრდის შრომის ნაყოფიერებას, უბნის გამტარუნარიანობას და ლიანდაგის საიმედოობას.

10.3. რელსების სიმძლავრის დადგენა ტვირთდაძაბულობის, ღერძზე მოსული დატვირთვისა და მოძრაობის სიჩქარის მიხედვით

კონკრეტულ შემთხვევაში ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპი და კონსტრუქცია უნდა შეირჩეს დეტალური ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშების საფუძველზე. ამასთან გათვალისწინებულ უნდა იქნეს სხვადასხვა ქვეყნების რკინიგზების ექსპლუატაციისა და მეცნიერული კვლევის გამოცდილებები. კონკურენტუნარიანი ვარი-

ანტები შეირჩევა, რკინიგზების ექსპლუატაციური მუშაობის პარამეტრებისა და ადგილობრივი პირობების შეჯერებით.

ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპს ძირითადად განსაზღვრავს მისი უმთავრესი ელემენტი – რელსი. რელსების სიმძლავრის განმსაზღვრავ სიდიდეს, როგორც ცნობილია წარმოადგენს მისი ერთი გრძივი მეტრის q კგ/გრძ.მ წონა. ჩვეულებრივ რელსის მასა განსაზღვრავს ზედა ნაშენის დანარჩენი ელემენტების მახასიათებლებს.

არსებობს მრავალრიცხოვანი მასალები რეკომენდებული რკინიგზების საერთაშორისო ასოციაციის კონგრესების, სამამულო და საზღვარგარეთის ქვეყნების რკინიგზების გამოცდილებები, სამეცნიერო-კვლევითი სამუშაოების შედეგები, რომლებიც საშუალებას იძლევიან დავადგინოთ მახლოებითი კავშირი, რელსის საჭირო წონასა და საექსპლუატაციო პირობებს შორის.

რკინიგზების საერთაშორისო ასოციაციის კაიროს კონგრესის (1938 წ.) რეკომენდაციების საფუძველზე ერთი გრძივი მეტრი რელსის წონა, ღერძზე მოსული დატვირთების შესაბამისად, იანგარიშება მიახლოებითი, ემპირიული ფორმულით

$$q = 2,5P_{\max} \quad (10.11)$$

პროფ. ო. ერშოვი, მსოფლიოს ქვეყნების რკინიგზების გამოცდილების საფუძველზე რეკომენდაციას იძლევა, ერთი გრძივი მეტრი რელსის წონა, მოძრაობის სიჩქარეებთან დამოკიდებულებით განისაზღვროს ფორმულით

$$q = \frac{v_{\max}}{2,2} \quad (10.12)$$

აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ მსოფლიოს უმრავლესი ქვეყნების რკინიგზების გამოცდილება გვიჩვენებს, რომ შეგვიძლია მივიღოთ

$$q = \frac{v_{\max}}{2,5} \quad (10.13)$$

პროფ. ვ. შულგას გამოკვლევების თანახმად, ერთი გრძივი მეტრი რელსის წონა ტვირთდაბატულობის პირობით ტოლია

$$q = 31,046T_0^{0,203} \quad (10.14)$$

ზემოთ მოტანილი ფორმულები სამართლიანია სპეციალური რკინიგზებისათვის. შერეული სატვირთო და სამგზავრო გადაზიდვების რკინიგზებისათვის, ძირითად კრიტერიუმებთან დამოკიდებულებით, ერთი გრძივი მეტრი რელსის წონის მიახლოებითი მნიშვნელობების დასადგენად, ყველაზე ზუსტ შედეგს პროფ. გ. შახუნინიცის ფორმულა იძლევა

$$q = \alpha \left(1 + \frac{\sqrt[4]{T_{\max}}}{\lambda} \right) [(1 + 0,012 v_{\max}) P_{\max}]^{2/3} \quad (10.15)$$

სადაც α - მოძრავი შემადგენლობის ტიპის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი,

$\alpha_{\text{ლოკ}}=1,13$ ლოკომოტივებისათვის, $\alpha_{\text{ვაგ}}=1,2$ ვაგონებისათვის;

λ - რელსების ხარისხის გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი, $\lambda=1,5$ მოცულობითი ნაწრთობი რელსებისათვის, $\lambda=1,0$ უწრთობი რელსებისათვის.

რელსების წონის გაანგარიშებისას მხედველობაში უნდა მოვიდოთ, მისი ეფექტიანობის მარეგლამენტირებელი პარამეტრები A , B და C . აღნიშნული პარამეტრების სიდიდეები მიღებულია მსოფლიოს რიგი ქვეყნების რკინიგზების ექსპლუატაციის გამოცდილების შედეგად. პარამეტრები A და B ითვალისწინებს რელსის სიმტკიცის პირობას, ხოლო პარამეტრი C ეკონომიკურობის პირობას.

A , B და C პარამეტრების სიდიდეები განისაზღვრება ფორმულებით:

$$A = \frac{q_{\text{საპრ}}}{P_{\max}} \quad (10.16)$$

$$B = \frac{q_{\text{საპრ}}}{v_{\max}} \quad (10.17)$$

$$C = \frac{q_{\text{საპრ}}}{\sqrt[4]{T_{\max}}/\lambda} \quad (10.18)$$

დადგენილია, რომ ამ პარამეტრების ოპტიმალური სიდიდეები უნდა იცვლებოდეს ფარგლებში

$$A = 0,2 \div 0,3$$

$$B = 1,12 \div 2,12$$

$$C = 24,4 \div 31$$

10.4. რელსების წონის შემოწმება მოძრაობის საჩქარეების ზრდის პერსპექტივების გათვალისწინებით

რკინიგზის ტრანსპორტზე სიჩქარეების ზრდა მთელი რიგი კარდინალური ღონისძიებების განხორციელებას მოითხოვს, სატრანსპორტო მეურნეობის ყველა დარგში.

ამ ღონისძიებების განხორციელების ერთ-ერთ არეალს რკინიგზის სალიანდაგო მეურნეობა წარმოადგენს, რომლის ძირითადი შემადგენელი ნაწილია ლიანდაგის ზედა ნაშენის კონსტრუქცია.

მოძრაობის საჩქარეების ზრდა განსაკუთრებულ მოთხოვნებს უყენებს ლიანდაგის კონსტრუქციას, მისი მდგრადობისა და მოვლა-შენახვის ხარისხს, რადგანაც სატვირთო მატარებლების მოძრაობის საჩქარეების 80-90 კმ/სთ-მდე და სამგზავრო მატარებლების 140-160 კმ/სთ-მდე გაზრდის შემთხვევაში ლიანდაგის ზედა ნაშენის ელემენტებში აღიძვრებიან დამატებითი ძაბვები. ამიტომ ლიანდაგის ზედა ნაშენის კონსტრუქციის სიმტკიცის პირობის დაკმაყოფილებისათვის საჭირო ხდება მისი გაძლიერება.

ჩქაროსნული და ზეჩქაროსნული რკინიგზების დაპროექტებასა და მოწყობაში სადღეისოდ მსოფლიო პრაქტიკაში ორი ძირითადი მიმართულება აღინიშნება:

- ჩქაროსნული და ზეჩქაროსნული რკინიგზები მხოლოდ სამგზავრო დანიშნულებისათვის;
- შერეული, სამგზავრო და სატვირთო გადაზიდვებისათვის.

მსოფლიოს ყველა ქვეყანაში თვლიან, რომ ლიანდაგის ზედა ნაშენის არსებული კონსტრუქცია სავსებით აკმაყოფილებს მოძრაობის პირობებს დადგენილი მაქსიმალური სიჩქარეებით. უფრო მეტიც, მთელ რიგ ქვეყნებში მიაჩნიათ, რომ ლიანდაგის არსებული კონსტრუქცია, მისი გაძლიერების გარეშეც იძლევა მოძრაობის საჩქარეების ზრდის საშუალებას.

ცნობილია, რომ ლიანდაგის ზედა ნაშენზე მოძრავი შემადგენლობის დინამიკური ზემოქმედების სიდიდე დამოკიდებულია ღერძზე მოსულ დატვირთვაზე და მოძრაობის საჩქარეზე. ამავე დროს ლიანდაგის მუშაობა და ლიანდაგში სხვადასხვა უსწორობათა დაგროვება დამოკიდებულია არა მარტო მოძრავი შემადგენლობის დინამიკური ზემოქმედების ხარისხზე, არამედ ტვირთდაბაზულობაზეც.

მსოფლიოს ქვეყნების რკინიგზების ექსპლუატაციის გამოცდილების მიხედვით დადგენილია, რომ ჩქაროსნული მოძრაობის (140-160 კმ/სთ) და საშუალო ტვირთდაბაზულობის (25 - 50 მლნ.ტ.ბრ.კმ/კმ წ.) პირობებში მძიმე ტიპის ზედა ნაშენი P65 ტიპის რელსებით, სავსებით აკმაყოფილებს მოძრაობის უსაფრთხოების პირობებს და ოპტიმალურ ტიპს წარმოადგენს. ნორმალური ტიპის ზედა ნაშენი P50 ტიპის რელსებით 120 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობის უზრუნველყოფის საშუალებას იძლევა.

რადგანაც ლიანდაგის კონსტრუქციის უმთავრესი მზიდი ელემენტი რელსია, ამიტომ ლიანდაგის გაძლიერების ყველაზე ეფექტურ საშუალებას რელსის წონის გაზრდა წარმოადგენს.

მსოფლიოს რიგი ქვეყნების რკინიგზებზე, სამგზავრო მატარებლების ჩქაროსნული მოძრაობის პირობებში, გამოიყენება რელსები, რომელთა ერთი გრძივი მეტ-

რის წონა 50 კგ/გრძ.მ-ზე მეტია. გამონაკლისს წარმოადგენს რელსები წონით 38 – 49 კგ/გრძ.მ.

120 კმ/სთ და მეტი სიჩქარეების რეალიზაციის შემთხვევაში სხვადასხვა ქვეყნებში გამოიყენებული რელსების წონა მოცემულია ცხრილში 10.1.

ცხრილი 10.1

ქვეყნების დასახელება	ერთი გრძივი მეტრი რელსის წონა, კგ/გრძ.მ.
ყოფილი საბჭოთა კავშირის ქვეყნები	51,67; 64,72; 74,41
ჩეხეთი და სლოვაკია	49,70; 51,67
საფრანგეთი	46,00; 50,00; 62,00
გერმანია	49,40; 64,00
ინგლისი	54,00
იტალია	46,00; 50,00; 60,00
ბელგია	50,00
აშშ	55,60; 65,50; 74,00; 76,00
იაპონია	50,00; 53,00

რელსების სიმძლავრის ტექნიკურ-ეკონომიკური ეფექტურობა განისაზღვრება მოძრაობის მაქსიმალური სიჩქარის ფარდობით ერთი გრძივი მეტრი რელსის წონასთან, (ცხრილი 10.2)

თუ ფარდობა $v_{\max}/q \leq 2,5$, მაშინ ასეთი რელსების გამოყენება აღებული სიჩქარის შემთხვევაში მიზანშეწონილად ითვლება.

ცხრილი 10.2

$v_{\max}$, კმ/სთ	$v_{\max}/q$	
	$q = 50$ კგ/გრძ.მ	$q = 65$ კგ/გრძ.მ
160	3,2	2,46
140	2,8	2,16
120	2,4	1,85
100	2,0	1,54

ശ ധ ട ധ ള ന റ

f კოეფიციენტის მნიშვნელობები მიმართველი ღერძებისათვის

ლოკომოტივის სერია	სწორ უბანში	მრუდებში რადიუსით R , მ									
		1000	800	700	600	500	400	350	300	250	200
ელმავლები											
ВЛ60, ВЛ60 ^П , ВЛ60 ^К	1,13	1,33	1,37	1,41	1,45	1,53	1,62	1,66	1,69	1,72	—
ВЛ80, ВЛ80 ^К	1,08	1,30	1,34	1,36	1,38	1,40	1,41	1,42	1,44	1,45	—
ЧС4	1,26	1,38	1,42	1,44	1,46	1,52	1,60	1,65	1,72	1,80	—
Ф ^П	1,13	1,60	1,66	1,73	1,80	1,89	1,99	2,04	2,07	2,10	—
Ф	1,10	1,38	1,50	1,58	1,69	1,85	2,07	2,23	2,35	2,45	—
К	1,11	1,38	1,42	1,45	1,48	1,53	1,57	1,62	1,66	1,70	—
ВЛ41	1,17	1,30	1,35	1,38	1,41	1,45	1,50	1,53	1,59	1,68	—
ЧС2 ^М	1,10	1,40	1,45	1,51	1,55	1,62	1,69	1,77	1,80	1,85	—
ЧС1, ЧС3	1,12	1,24	1,26	1,29	1,32	1,35	1,42	1,45	1,51	1,59	—
ВЛ10	1,25	1,27	1,28	1,30	1,33	1,37	1,41	1,43	1,49	1,56	—
ВЛ8	1,10	1,18	1,22	1,25	1,29	1,37	1,45	1,51	1,53	1,57	—
ВЛ22, ВЛ22 ^М	1,42	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,54	1,59	1,66	1,73	—
ВЛ-23	1,17	1,22	1,24	1,26	1,30	1,35	1,46	1,51	1,62	1,73	—
თბომაველები და აირტურთბომაველები											
ТЭП60, ТГП50, ГП1	1,13	1,34	1,39	1,44	1,47	1,55	1,65	1,72	1,78	1,83	—
ТЭП10, ТЭП10Л	1,20	1,33	1,40	1,44	1,49	1,54	1,60	1,64	1,68	1,73	—
ТЭ7	1,20	1,36	1,43	1,47	1,52	1,58	1,65	1,68	1,74	1,80	—
ТЭ3, ТЭ10Л, ТЭ10	1,20	1,33	1,40	1,44	1,49	1,54	1,60	1,64	1,68	1,73	—
ТЭ2	1,11	1,12	1,13	1,15	1,16	1,24	1,34	1,41	1,47	1,55	—
ТЭ1 Д ^а	1,17	1,24	1,25	1,27	1,30	1,39	1,50	1,58	1,65	1,73	—
ТГ102	1,10	1,31	1,36	1,39	1,43	1,48	1,53	1,56	1,59	1,63	—
ТГ106	1,15	1,39	1,44	1,48	1,53	1,59	1,68	1,73	1,77	1,80	—
Г1	1,12	1,38	1,46	1,50	1,53	1,57	1,62	1,65	1,67	1,72	—
ТЭМ1, ТГМ 10	1,20	1,35	1,42	1,46	1,52	1,57	1,63	1,67	1,72	1,77	1,84
ТГМ2, ТГМ3 ТГМ5	1,11	1,23	1,30	1,33	1,36	1,40	1,43	1,47	1,51	1,58	1,66
ვაგონები											
ოთხღერძიანი სატვირთო ვაგონი ЦНИИ- ХЗ-0 ურიკებით	1,18	1,26	1,28	1,30	1,33	1,39	1,49	1,55	1,65	1,78	—
ექვსღერძიანი სატვირთო ვაგონი УВЗ-9 ^м ურიკებით	1,13	1,35	1,41	1,44	1,46	1,49	1,53	1,56	1,60	1,66	—
რვაღერძიანი ნახევარვაგონი ЦНИИ-ХЗ-0 ურიკებით	1,18	1,28	1,31	1,33	1,37	1,42	1,49	1,54	1,62	1,72	—

ვაგონებისა და ლოკომოტივების საანგარიშო მახასიათებლები

ეკიპაჟის ტიპი და თვლების ფორმულა	კონსტრუქციული სიჩქარე $V_{\text{კონსტ.}}$ კმ/სთ	ერთ თვალზე მოსული			სარესორო ჩამოკიდების სტატიკური ჩაღუნვა ჩტ. მმ.	თვლის დიამეტრი დ, სმ.	ღერძებს შორის მანძილი მიმდევრობით 1, სმ.	თვლების იზოლირებული უწყრობის საანგარიშო სიღრმე ა, სმ
		რელსებზე გადაცემული სტატიკური დატვირთვა	დაურესორობემული ნაწილის წონა q, კგ.	სარესორო ჩამოკიდების სიხისტე Ж, კგ/მმ.				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ოთხღერძიანი სატვირთო ვაგონი ЦНИИ-ХЗ-0 ურიკებით	100	10500	975	200	48	95	185-675-185	0,047
ექვსღერძიანი სატვირთო ვაგონი УВЗ-9 ^м ურიკებით	100	10700	1070	195	50	95	175-175-694- 175-175	0,047
რვაღერძიანი ნახევარვაგონი ЦНИИ- ХЗ-0 ურიკებით	100	10550	975	200	48	95	185-135-185- 702-185-135-185	0,047
სამგზავრო ვაგონი ЦМВ	120	8100	710	76	145	105	270-1420-270	0,047
სამგზავრო ვაგონი КВЗ-ЦНИИ ურიკებით	160	7125	710	57	155	105	240-1460-240	0,047
ცელადი ღერძის ელმავლები								
ВЛ 60 ^П 3 ₀ -3 ₀	120	11000	2550	78	108,6	125	230-230-380- 230-230	0,047
ВЛ60, ВЛ60 ^К 3 ₀ -3 ₀	100	11500	3080	142	59,6	125	230-230-380- 230-230	0,047
ВЛ80, ВЛ80 ^К 2 ₀ -2 ₀ -2 ₀ -2 ₀	110	11500	2760	152	108,0	125	300-450-300- 572-450-300	0,047
Ф ^П 3 ₀ -3 ₀	160	10900	1530	100	93,5	125	233,5-251- 766,5-251-233,5	0,047
Ф 3 ₀ -3 ₀	110	11500	2640	96,5	91,8	125	233,5-233,5- 801,5-233,5- 233,5	0,047
ЧС4 3 ₀ -3 ₀	160	10500	1850	87	140,0	125	230-230-500- 230-230	0,047
К 3 ₀ -3 ₀	100	11500	1600	144,6	127,6	125	235-260-434- 260-235	0,047
ВЛ80 ^Т 2(2 ₀ -2 ₀)	110	11500	2925	91	73,5	125	300-450-300- 572-300-450- 300	0,047
ВЛ80 ^Р 2(2 ₀ -2 ₀)	110	12000	2925	152	108,0	125	300-450-300- 572-300-450- 300	0,047
ВЛ82 2(2 ₀ -2 ₀)	110	12000	2970	140	108,0	125	300	0,047

1	2	3	4	5	6	7	8	9
მუდმივი ღენის ელმავლები								
ყC2 ^M 3 ₀ -3 ₀	160	10250	1925	135	120	125	240-220-380-220-240	0,047
ყC3 2 ₀ -2 ₀	120	10625	1925	192,2	102,2	125	333-484-333	0,047
ყC1 2 ₀ -2 ₀	120	10625	1925	192	102,2	125	333-484-333	0,047
БЛ23 3 ₀ -3 ₀	100	11500	3170	142	59	120	220-220-380-220-220	0,047
БЛ10 2 ₀ -2 ₀ 2 ₀ -2 ₀	110	11500	3055	101	116,2	125	300-400-300-466,5-300-400-300	0,047
БЛ 8 2 ₀ -2 ₀ 2 ₀ -2 ₀	80	11500	3170	118	70	120	320-380-320-210-320-380-320	0,047
БЛ19 3 ₀ -3 ₀	85	9750	2750	108	62	125	200-250-380-250-200	0,047
ყC2T 3 ₀ -3 ₀	160	10500	1925	135	120	125	240-220-380-220-240	0,047
ყC4T 3 ₀ -3 ₀	160	10500	1850	135	140	125	230-230-500-230-230	0,047
თბომავლები								
ТЭП60 3 ₀ -3 ₀	160	10500	1415	94	96,5	105	220-240-580-240-220	0,047
ТЭП10 3 ₀ -3 ₀	140	10750	2175	71	121	105	210-210-500-210-210	0,047
ТЭ7 3 ₀ -3 ₀	140	10500	2330	131	62,3	105	210-210-500-210-210	0,047
ТЭ10 3 ₀ -3 ₀	100	10750	2175	130	71	105	210-210-500-210-210	0,047
2ТЭ10Л 2(3 ₀ -3 ₀)	100	10650	2240	119	69	105	210-210-500-210-210	0,047
ТЭ3, ТЭ30 3 ₀ -3 ₀	100	10500	2330	143	57	105	210-210-440-210-210	0,047
ТЭ2 2 ₀ -2 ₀	95	10625	1225	152	41	105	225-395-225	0,065
ТЭ1 3 ₀ -3 ₀	95	10325	1750	162	27	105	152,5-190,5-503-190,5-152,5	0,065
2ТЭ116 2(3 ₀ -3 ₀)	120	11250	4260	130	101	105	185-185	0,047
2ТЭ121 2(3 ₀ -3 ₀)	120	12500	3700	120	150	105	220-220	0,047
2ТЭ10В 2(3 ₀ -3 ₀)	100	11500	4260	119	100	105	185-185	0,047
4ТЭ130 4(3 ₀ -3 ₀)	100	11500	4260	186	100	105	185-185	0,047
ТЭП70 3 ₀ -3 ₀	160	10750	3080	125	180	125	200-230	0,047
ТЭП75 3 ₀ -3 ₀	160	11500	3150	125	180	125	200-230	0,047
მაგისტრალური თბომავლები პიდროგადაცემით								
ТГП50 3 ₀ -3 ₀	140	11270	1525		154,6	105	220-240-795-240-220	0,047
ТГ106 3 ₀ -3 ₀	100	11500	1950		135	105	190,5-180-853-180-190,5	0,047
ТГ102K 2 ₀ -2 ₀	120	10500	2165	103	77,5	105	250-240-250	0,047
სამანქნო თბომავლები								
ТЭМ 1 3 ₀ -3 ₀	100	10000	2330	143	54	105	210-210-440-210-210	0,047
ТГМ10 3 ₀ -3 ₀	80	10000	1800		62,6	105	210-210-440-210-210	0,047

1	2	3	4	5	6	7	8	9
TGM 5 2 ₀ -2 ₀	80	11000	1900		67,5	105	210-510-210	0,047
TGM 2 2 ₀ -2 ₀	60	8500	2000			105	180-390-180	0,047
TGM 3 2 ₀ -2 ₀	60	8500	1550	118	30	105	210-190-210	0,047
აირტურობამაველები								
ГП 1 3 ₀ -3 ₀	160	10700	1415	96,5	94,3	105	220-240-580- 240-220	0,047
Г 1 3 ₀ -3 ₀	100	11800	2275		103	105	220-220-220- 220-220	0,047
ЧМЭЗ 3 ₀ -3 ₀	95	10250	1940	157	52	105	200-200-460- 200-200	0,047

ცხრილი 3

U და k კოეფიციენტების მნიშვნელობები ხის შპალებისა და ღორღის ბაღასტისათვის

რელსის ტიპი	შპალების ტიპი	შპალების ეპიურა ცალი/კმ	U , კვ/სმ ²	k , სმ ⁻¹ , რელსის თავის დაყვანილი ცვეთის შესაბამისად			
				0	3 მმ	6 მმ	9 მმ
P65	IA , IB	1600	230	0,00937	0,00947	0,00961	0,00978
		1840	270	0,00976	0,00986	0,01000	0,01018
		2000	295	0,00997	0,01008	0,01023	0,01040
	IIA , IIB	1600	230	0,00937	0,00947	0,00961	0,00978
		1840	260	0,00966	0,00976	0,00991	0,01008
		2000	290	0,00993	0,01003	0,01018	0,01036
P50	IA , IB	1600	230	0,01081	0,01093	0,01110	0,01131
		1840	270	0,01125	0,01137	0,01155	0,01177
		2000	295	0,01150	0,01163	0,01181	0,01203
	IIA , IIB	1600	230	0,01081	0,01093	0,01110	0,01131
		1840	260	0,01115	0,01126	0,01145	0,01165
		2000	290	0,01146	0,01158	0,01176	0,01198

ცხრილი 4

U და k კოეფიციენტების მნიშვნელობები რკინაბეტონის შპალებისა და ღორღის ბაღასტისათვის

რელსის ტიპი	შუასადებების ტიპი	შპალების ეპიურა ცალი/კმ	U , კვ/სმ ²	k , სმ ⁻¹ , რელსის თავის დაყვანილი ცვეთის შესაბამისად	
				6 მმ	9 მმ
P65	ტიპური, სისქით 5 – 6 მმ	1840	1500	0,01536	0,01562
		2000	1670	0,01578	0,01604
	მაღალი დრეკადობის	1840	1000	0,01388	0,01412
		2000	1100	0,01421	0,01446
P50	ტიპური, სისქით 5 – 6 მმ	1840	1500	0,01772	0,01804
		2000	1670	0,01820	0,01853
	მაღალი დრეკადობის	1840	1000	0,01600	0,01630
		2000	1100	0,01638	0,01669

ქვესადგების საყრდენი ფართობები

შუალედური სამაგრების ტიპი	რელსის ტიპი	ქვესადგების ფართობი ω, სმ²	შუალედური სამაგრების ტიპი	რელსის ტიპი	ქვესადგების ფართობი ω, სმ²
განუყოფელი	P65 P50 * P50 **	594 496 596	განცალკევებული: K-4 KB-რკინაბეტონის შპალებისათვის	P50 P65	560 481

შენიშვნა: * - ლიანდაგის სწორი უბნებისათვის.

** - ლიანდაგის მრუდე უბნებისათვის.

α და Ω პარამეტრების მნიშვნელობები შპალისა და ბალასტის მასალის
მიხედვით

პარამეტრები	ბალასტის სახეობა	ხის შპალები		რკინაბეტონის შპალები
		I A, I Б	II A, II Б	
შპალების გაღუნვის α კოეფიციენტი	ღორღი სრეში	0,83 0,85	0,78 0,81	0,85 0,90
ნახევარშპალის ფართობი გაღუნვის გათვალისწინებით $\Omega = \frac{a}{b} \alpha$, სმ²	ღორღი სრეში	2853 2920	2466 2561	2975 3150

რელსის განივი კვეთის მახასიათებლები

რელსის ტიპი	დაყვანილი ცვეთა, მმ.	F , სმ²	$\frac{b_{\text{თ}}}{b_{\text{ვ}}}$, სმ	I _ვ , სმ⁴	I _თ , სმ⁴	W _ვ , სმ³	W _თ , სმ³	z _ვ , სმ	z _თ , სმ	h ₁ , სმ	h ₂ , სმ
P65	0	82,56		3548	569	436	359	8,13	9,87	13,6	4,4
	6	78,24	$\frac{7,5}{15,0}$	3208	550	417	330	7,69	9,71	13,4	4,0
	9	76,08		2998	541	404	310	7,42	9,68	13,2	3,9
P50	0	65,93		2018	375	286	248	7,05	7,15	10,7	4,5
	6	61,73	$\frac{7,2}{13,2}$	1813	359	273	227	6,64	7,96	10,5	4,1
	9	59,63		1685	349	264	213	6,38	7,92	10,3	4,0

μ და η ეპიურის ორდინატების მნიშვნელობები

$$\mu = e^{-kx}(\cos kx - \sin kx); \quad \eta = e^{-kx}(\cos kx + \sin kx)$$

kx	μ	η	kx	μ	η
0,50	0,2415	0,8231	0,90	-0,1617	1,4049
0,51	0,2309	0,8172	0,91	-0,1758	1,4033
0,52	0,2205	0,8113	0,92	-0,1898	1,4014
0,53	0,2103	0,8054	0,93	-0,2038	1,3995
0,54	0,2002	0,7994	0,94	-0,2178	1,3974
0,55	0,1903	0,7934	0,95	-0,2317	1,3951
0,56	0,1805	0,7874	0,96	-0,2457	1,3927
0,57	0,1709	0,7813	0,97	-0,2596	1,3902
0,58	0,1615	0,7752	0,98	-0,2735	1,3875
0,59	0,1522	0,7690	0,99	-0,2873	1,3847
0,60	0,1431	0,7628	1,00	-0,3012	1,3818
0,61	0,1341	0,7566	1,01	-0,3150	1,3787
0,62	0,1253	0,7504	1,02	-0,3287	1,3755
0,63	0,1166	0,7441	1,03	-0,3425	1,3721
0,64	0,1080	0,7378	1,04	-0,3562	1,3686
0,65	0,0997	0,7315	1,05	-0,3699	1,3650
0,66	0,0914	0,7252	1,06	-0,3835	1,3612
0,67	0,0833	0,7189	1,07	-0,3971	1,3573
0,68	0,0754	0,7125	1,08	-0,4106	1,3533
0,69	0,0676	0,7061	1,09	-0,4241	1,3491
0,70	0,0599	0,6997	1,10	-0,4376	1,3448
0,71	0,0524	0,6933	1,11	-0,4510	1,3404
0,72	0,0450	0,6869	1,12	-0,4644	1,3358
0,73	0,0377	0,6805	1,13	-0,4778	1,3311
0,74	0,0306	0,6741	1,14	-0,4910	1,3262
0,75	0,0236	0,6676	1,15	-0,5043	1,3213
0,76	0,0168	0,6618	1,16	-0,5175	1,3161
0,77	0,0101	0,6547	1,17	-0,5306	1,3109
0,78	0,0035	0,6483	1,18	-0,5437	1,3055
0,79	-0,0030	0,6418	1,19	-0,5567	1,3000
0,80	-0,0093	0,6354	1,20	-0,5697	1,2944
0,81	-0,0155	0,6289	1,21	-0,5826	1,2886
0,82	-0,0215	0,6225	1,22	-0,5955	1,2828
0,83	-0,0275	0,6161	1,23	-0,6083	1,2767
0,84	-0,0333	0,6096	1,24	-0,621	1,2706
0,85	-0,0390	0,6032	1,25	-0,6337	1,2643
0,86	-0,0446	0,5968	1,26	-0,6463	1,2579
0,87	-0,0501	0,5904	1,27	-0,6588	1,2514
0,88	-0,0554	0,5840	1,28	-0,6713	1,2447
0,89	-0,0606	0,5776	1,29	-0,6837	1,2380

ცხრილი 8 (გაგრძელება)

kx	μ	η	kx	μ	η
1,30	-0,1897	0,3355	1,75	-0,2020	0,1400
1,31	-0,1911	0,3303	1,76	-0,2013	0,1366
1,32	-0,1925	0,3251	1,77	-0,2007	0,1333
1,33	-0,1938	0,3199	1,78	-0,200	0,1299
1,34	-0,1950	0,3148	1,79	-0,1993	0,1267
1,35	-0,1962	0,3097	1,80	-0,1985	0,1234
1,36	-0,1973	0,3047	1,81	-0,1978	0,1202
1,37	-0,1983	0,2997	1,82	-0,1970	0,1171
1,38	-0,1993	0,2947	1,83	-0,1962	0,1139
1,39	-0,2002	0,2898	1,84	-0,1953	0,1109
1,40	-0,2011	0,2849	1,85	-0,1945	0,1078
1,41	-0,2019	0,2801	1,86	-0,1936	0,1048
1,42	-0,2027	0,2753	1,87	-0,1927	0,1019
1,43	-0,2034	0,2705	1,88	-0,1918	0,0989
1,44	-0,2040	0,2658	1,89	-0,1908	0,0960
1,45	-0,2046	0,2611	1,90	-0,1899	0,0932
1,46	-0,2051	0,2565	1,91	-0,1889	0,0904
1,47	-0,2056	0,2519	1,92	-0,1879	0,0876
1,48	-0,2061	0,2473	1,93	-0,1869	0,0849
1,49	-0,2064	0,2428	1,94	-0,1859	0,0822
1,50	-0,2068	0,2384	1,95	-0,1848	0,0795
1,51	-0,2071	0,2339	1,96	-0,1838	0,0769
1,52	-0,2073	0,2295	1,97	-0,1827	0,0743
1,53	-0,2075	0,2252	1,98	-0,1816	0,0717
1,54	-0,2077	0,2209	1,99	-0,1805	0,0692
1,55	-0,2078	0,2166	2,00	-0,1794	0,0667
1,56	-0,2079	0,2124	2,01	-0,1782	0,0643
1,57	-0,2079	0,2082	2,02	-0,1771	0,0619
1,58	-0,2079	0,2041	2,03	-0,1759	0,0595
1,59	-0,2078	0,2000	2,04	-0,1748	0,0572
1,60	-0,2077	0,1959	2,05	-0,1736	0,0549
1,61	-0,2076	0,1919	2,06	-0,1724	0,0526
1,62	-0,2074	0,1879	2,07	-0,1712	0,0504
1,63	-0,2072	0,1840	2,08	-0,1700	0,0482
1,64	-0,2069	0,1801	2,09	-0,1688	0,0460
1,65	-0,2066	0,1763	2,10	-0,1675	0,0439
1,66	-0,2063	0,1724	2,11	-0,1663	0,0418
1,67	-0,2060	0,1687	2,12	-0,1650	0,0397
1,68	-0,2056	0,1650	2,13	-0,1638	0,0377
1,69	-0,2052	0,1613	2,14	-0,1625	0,0357
1,70	-0,2047	0,1576	2,15	-0,1612	0,0337
1,71	-0,2042	0,1540	2,16	-0,1600	0,0318
1,72	-0,2037	0,1505	2,17	-0,1587	0,0299
1,73	-0,2031	0,1469	2,18	-0,1574	0,0280
1,74	-0,2026	0,1435	2,19	-0,1561	0,0262

ცხრილი 8 (გაგრძელება)

kx	μ	η	kx	μ	η
2,20	-0,1548	0,0244	2,65	-0,0956	-0,0289
2,21	-0,1535	0,0226	2,66	-0,0944	-0,0296
2,22	-0,1522	0,0209	2,67	-0,0932	-0,0302
2,23	-0,1509	0,0191	2,68	-0,0919	-0,0309
2,24	-0,1495	0,0175	2,69	-0,0907	-0,0315
2,25	-0,1482	0,0158	2,70	-0,0895	-0,0320
2,26	-0,1469	0,0142	2,71	-0,0883	-0,0326
2,27	-0,1456	0,0126	2,72	-0,0871	-0,0331
2,28	-0,1442	0,0110	2,73	-0,0859	-0,0337
2,29	-0,1429	0,0095	2,74	-0,0847	-0,0342
2,30	-0,1416	0,0080	2,75	-0,0835	-0,0347
2,31	-0,1402	0,0065	2,76	-0,0823	-0,0352
2,32	-0,1389	0,0050	2,77	-0,0811	-0,0356
2,33	-0,1375	0,0036	2,78	-0,0800	-0,0361
2,34	-0,1362	0,0022	2,79	-0,0788	-0,0365
2,35	-0,1349	0,0008	2,80	-0,0777	-0,0369
2,36	-0,1335	-0,0005	2,81	-0,0765	-0,0373
2,37	-0,1322	-0,0018	2,82	-0,0754	-0,0377
2,38	-0,1308	-0,0031	2,83	-0,0743	-0,0381
2,39	-0,1295	-0,0044	2,84	-0,0731	-0,0384
2,40	-0,1282	-0,0056	2,85	-0,0720	-0,0388
2,41	-0,1268	-0,0068	2,86	-0,0709	-0,0391
2,42	-0,1255	-0,0080	2,87	-0,0698	-0,0394
2,43	-0,1242	-0,0092	2,88	-0,0687	-0,0397
2,44	-0,1228	-0,0103	2,89	-0,0677	-0,0400
2,45	-0,1215	-0,0114	2,90	-0,0666	-0,0403
2,46	-0,1202	-0,0125	2,91	-0,0655	-0,0405
2,47	-0,1188	-0,0136	2,92	-0,0645	-0,0408
2,48	-0,1175	-0,0146	2,93	-0,0634	-0,0410
2,49	-0,1162	-0,0156	2,94	-0,0624	-0,0412
2,50	-0,1149	-0,0166	2,95	-0,0613	-0,0414
2,51	-0,1136	-0,0176	2,96	-0,0603	-0,0416
2,52	-0,1123	-0,0186	2,97	-0,0593	-0,0418
2,53	-0,111	-0,0195	2,98	-0,0583	-0,0420
2,54	-0,1097	-0,0204	2,99	-0,0573	-0,0421
2,55	-0,1084	-0,0213	3,00	-0,0563	-0,0423
2,56	-0,1071	-0,0221	3,01	-0,0553	-0,0424
2,57	-0,1058	-0,0230	3,02	-0,0544	-0,0425
2,58	-0,1045	-0,0238	3,03	-0,0534	-0,0426
2,59	-0,1032	-0,0246	3,04	-0,0524	-0,0427
2,60	-0,1019	-0,0254	3,05	-0,0515	-0,0428
2,61	-0,1007	-0,0261	3,06	-0,0506	-0,0429
2,62	-0,0994	-0,0268	3,07	-0,0496	-0,0430
2,63	-0,0981	-0,0276	3,08	-0,0487	-0,0430
2,64	-0,0969	-0,0283	3,09	-0,0478	-0,0431

ცხრილი 8 (გაგრძელება)

kx	μ	η	kx	μ	η
3,10	-0,0469	-0,0431	3,55	-0,0150	-0,0378
3,11	-0,0460	-0,0432	3,56	-0,0144	-0,0375
3,12	-0,0451	-0,0432	3,57	-0,0139	-0,0373
3,13	-0,0442	-0,0432	3,58	-0,0134	-0,0371
3,14	-0,0434	-0,0432	3,59	-0,0129	-0,0368
3,15	-0,0425	-0,0432	3,60	-0,0124	-0,0366
3,16	-0,0416	-0,0432	3,61	-0,0119	-0,0364
3,17	-0,0408	-0,0432	3,62	-0,0114	-0,0361
3,18	-0,0400	-0,0432	3,63	-0,0110	-0,0359
3,19	-0,0391	-0,0431	3,64	-0,0105	-0,0356
3,20	-0,0383	-0,0431	3,65	-0,0101	-0,0354
3,21	-0,0375	-0,0430	3,66	-0,0096	-0,0351
3,22	-0,0367	-0,0430	3,67	-0,0092	-0,0348
3,23	-0,0359	-0,0429	3,68	-0,0087	-0,0346
3,24	-0,0351	-0,0428	3,69	-0,0083	-0,0343
3,25	-0,0344	-0,0427	3,70	-0,0079	-0,0341
3,26	-0,0336	-0,0427	3,71	-0,0075	-0,0338
3,27	-0,0328	-0,0426	3,72	-0,0070	-0,0335
3,28	-0,0321	-0,0425	3,73	-0,0066	-0,0333
3,29	-0,0313	-0,0424	3,74	-0,0062	-0,0330
3,30	-0,0306	-0,0422	3,75	-0,0059	-0,0327
3,31	-0,0299	-0,0421	3,76	-0,0055	-0,0325
3,32	-0,0292	-0,0420	3,77	-0,0051	-0,0322
3,33	-0,0285	-0,0419	3,78	-0,0047	-0,0319
3,34	-0,0278	-0,0417	3,79	-0,0044	-0,0317
3,35	-0,0271	-0,0416	3,80	-0,0040	-0,0314
3,36	-0,0264	-0,0414	3,81	-0,0037	-0,0311
3,37	-0,0257	-0,0413	3,82	-0,0033	-0,0308
3,38	-0,025	-0,0411	3,83	-0,0030	-0,0306
3,39	-0,0244	-0,0410	3,84	-0,0026	-0,0303
3,40	-0,0237	-0,0408	3,85	-0,0023	-0,0300
3,41	-0,0231	-0,0406	3,86	-0,0020	-0,0297
3,42	-0,0225	-0,0404	3,87	-0,0017	-0,0295
3,43	-0,0218	-0,0403	3,88	-0,0014	-0,0292
3,44	-0,0212	-0,0401	3,89	-0,0011	-0,0289
3,45	-0,0206	-0,0399	3,90	-0,0008	-0,0286
3,46	-0,0200	-0,0397	3,91	-0,0005	-0,0283
3,47	-0,0194	-0,0395	3,92	-0,0002	-0,0281
3,48	-0,0188	-0,0393	3,93	0,0001	-0,0278
3,49	-0,0183	-0,0391	3,94	0,0004	-0,0275
3,50	-0,0177	-0,0389	3,95	0,0006	-0,0272
3,51	-0,0171	-0,0387	3,96	0,0009	-0,0269
3,52	-0,0166	-0,0384	3,97	0,0012	-0,0267
3,53	-0,0160	-0,0382	3,98	0,0014	-0,0264
3,54	-0,0155	-0,0380	3,99	0,0017	-0,0261

ცხრილი 8 (გაგრძელება)

kx	μ	η	kx	μ	η
4,00	0,0019	-0,0258	4,45	0,0083	-0,0143
4,01	0,0021	-0,0256	4,46	0,0083	-0,0141
4,02	0,0024	-0,0253	4,47	0,0084	-0,0139
4,03	0,0026	-0,0250	4,48	0,0084	-0,0136
4,04	0,0028	-0,0247	4,49	0,0085	-0,0134
4,05	0,0030	-0,0245	4,50	0,0085	-0,0132
4,06	0,0032	-0,0242	4,51	0,0086	-0,0130
4,07	0,0034	-0,0239	4,52	0,0086	-0,0128
4,08	0,0036	-0,0236	4,53	0,0087	-0,0126
4,09	0,0038	-0,0234	4,54	0,0087	-0,0123
4,10	0,0040	-0,0231	4,55	0,0087	-0,0121
4,11	0,0042	-0,0228	4,56	0,0088	-0,0119
4,12	0,0044	-0,0225	4,57	0,0088	-0,0117
4,13	0,0046	-0,0223	4,58	0,0088	-0,0115
4,14	0,0048	-0,0220	4,59	0,0088	-0,0113
4,15	0,0049	-0,0217	4,60	0,0089	-0,0111
4,16	0,0051	-0,0215	4,61	0,0089	-0,0109
4,17	0,0053	-0,0212	4,62	0,0089	-0,0107
4,18	0,0054	-0,0209	4,63	0,0089	-0,0105
4,19	0,0056	-0,0207	4,64	0,0089	-0,0103
4,20	0,0057	-0,0204	4,65	0,0090	-0,0101
4,21	0,0059	-0,0202	4,66	0,0090	-0,0099
4,22	0,0060	-0,0199	4,67	0,0090	-0,0098
4,23	0,0061	-0,0196	4,68	0,0090	-0,0096
4,24	0,0063	-0,0194	4,69	0,0090	-0,0094
4,25	0,0064	-0,0191	4,70	0,0090	-0,0092
4,26	0,0065	-0,0189	4,71	0,0090	-0,0090
4,27	0,0067	-0,0186	4,72	0,0090	-0,0088
4,28	0,0068	-0,0184	4,73	0,0090	-0,0087
4,29	0,0069	-0,0181	4,74	0,0090	-0,0085
4,30	0,0070	-0,0179	4,75	0,0090	-0,0083
4,31	0,0071	-0,0176	4,76	0,0090	-0,0081
4,32	0,0072	-0,0174	4,77	0,0090	-0,0080
4,33	0,0073	-0,0171	4,78	0,0089	-0,0078
4,34	0,0074	-0,0169	4,79	0,0089	-0,0076
4,35	0,0075	-0,0166	4,80	0,0089	-0,0075
4,36	0,0076	-0,0164	4,81	0,0089	-0,0073
4,37	0,0077	-0,0162	4,82	0,0089	-0,0072
4,38	0,0078	-0,0159	4,83	0,0089	-0,0070
4,39	0,0078	-0,0157	4,84	0,0089	-0,0068
4,40	0,0079	-0,0155	4,85	0,0088	-0,0067
4,41	0,0080	-0,0152	4,86	0,0088	-0,0065
4,42	0,0081	-0,0150	4,87	0,0088	-0,0064
4,43	0,0081	-0,0148	4,88	0,0088	-0,0062
4,44	0,0082	-0,0145	4,89	0,0087	-0,0061

ცხრილი 8 (გაგრძელება)

kx	μ	η	kx	μ	η
4,90	0,0087	-0,0059	5,20	0,0075	-0,0023
4,91	0,0087	-0,0058	5,21	0,0074	-0,0022
4,92	0,0087	-0,0056	5,22	0,0074	-0,0021
4,93	0,0086	-0,0055	5,23	0,0073	-0,0020
4,94	0,0086	-0,0054	5,24	0,0073	-0,0019
4,95	0,0086	-0,0052	5,25	0,0072	-0,0018
4,96	0,0085	-0,0051	5,26	0,0071	-0,0017
4,97	0,0085	-0,0049	5,27	0,0071	-0,0016
4,98	0,0085	-0,0048	5,28	0,0070	-0,0016
4,99	0,0084	-0,0047	5,29	0,0070	-0,0015
5,00	0,0084	-0,0045	5,30	0,0069	-0,0014
5,01	0,0083	-0,0044	5,31	0,0069	-0,0013
5,02	0,0083	-0,0043	5,32	0,0068	-0,0012
5,03	0,0083	-0,0042	5,33	0,0068	-0,0011
5,04	0,0082	-0,0040	5,34	0,0067	-0,0011
5,05	0,0082	-0,0039	5,35	0,0066	-0,0010
5,06	0,0081	-0,0038	5,36	0,0066	-0,0009
5,07	0,0081	-0,0037	5,37	0,0065	-0,0008
5,08	0,0080	-0,0036	5,38	0,0065	-0,0008
5,09	0,0080	-0,0035	5,39	0,0064	-0,0007
5,10	0,0080	-0,0033	5,40	0,0064	-0,0006
5,11	0,0079	-0,0032	5,41	0,0063	-0,0006
5,12	0,0079	-0,0031	5,42	0,0062	-0,0005
5,13	0,0078	-0,0030	5,43	0,0062	-0,0004
5,14	0,0078	-0,0029	5,44	0,0061	-0,0004
5,15	0,0077	-0,0028	5,45	0,0061	-0,0003
5,16	0,0077	-0,0027	5,46	0,0060	-0,0002
5,17	0,0076	-0,0026	5,47	0,0060	-0,0002
5,18	0,0076	-0,0025	5,48	0,0059	-0,0001
5,19	0,0075	-0,0024	5,49	0,0058	0,0000

მიმმართველი, გვერდითი და ჩარჩო ძალების საანგარიშო ფორმულები

ეკიპაჟის ტიპი		მანძილი ურიკის განაპირა ღერძებს შორის, მ	თვალზე გა- დაცემული დატვირთვა, კგ	ძარის ურიკას- თან კავშირის დემპფირული მომენტი m_0 , კგმ	განივი ძალების საანგარიშო ფორმულები ¹		
					მიმმართველი Y	გვერდითი ² (Y-H ₁)	ჩარჩო Y _ჩ
1		2	3	4	5	6	7
ოთხღერძიანი სატვირთო ვაგონი ЦНИИ-ХЗ-0 ურიკებით		1,85	10500	390 1300	7870+2500 $a_{გა}$ 8200+2500 $a_{გა}$	5050+2450 $a_{გა}$ 5400+2500 $a_{გა}$	2800+2600 $a_{გა}$ 3150+2600 $a_{გა}$
ექვსღერძიანი სატვირთო ვაგონი სამ- ღერძიანი ურიკებით	შუა ღერძის წაცურების ღრეხოს გარეშე	3,50	10700	390 1300	9850+2900 $a_{გა}$ 10120+2900 $a_{გა}$	6500+2800 $a_{გა}$ 6700+2800 $a_{გა}$	4600+3100 $a_{გა}$ 4800+3100 $a_{გა}$
		3,50	10700	390 1300	7170+3500 $a_{გა}$ 7430+3500 $a_{გა}$	4300+3000 $a_{გა}$ 4500+3000 $a_{გა}$	1950+3500 $a_{გა}$ 2200+3500 $a_{გა}$
	შუა ღერძის წაცურების ღრეხოთი (УВЗ-9 ^მ)	3,50	10700	390 1300	7170+3500 $a_{გა}$ 7430+3500 $a_{გა}$	4300+3000 $a_{გა}$ 4500+3000 $a_{გა}$	1950+3500 $a_{გა}$ 2200+3500 $a_{გა}$
სამგზავრო ვაგონი ЦМВ ურიკებით		2,70	8100	900	5490+1950 $a_{გა}$	3400+1750 $a_{გა}$	1600+1950 $a_{გა}$
სამგზავრო ვაგონი КВЗ-ЦНИИ ურიკებით		2,40	7100	2000	5540+1700 $a_{გა}$	3650+1450 $a_{გა}$	2100+1700 $a_{გა}$
ელმავალი ВЛ80	შეუწყვილებელი ურიკებით ³	3,00	11500	2780	8150+2500 $a_{გა}$	5100+2250 $a_{გა}$	2500+2500 $a_{გა}$
	შეწყვილებელი ურიკებით ³ R=1000 მ.	3,00	11500	2780	6250+2100 $a_{გა}$	3400+2000 $a_{გა}$	750+2200 $a_{გა}$
ელმავალი ВЛ60 (შუა ღერძის წაცურების ღრეხოთი), R =1000მ		4,60	11500	3450	7900+2800 $a_{გა}$	4800+2600 $a_{გა}$	2200+2800 $a_{გა}$
თბომავალი ТЭП60(შუა ღერძის წაცურების ღრეხოთი), R =1000 მ.		4,60	10500	4560	6800+3500 $a_{გა}$	4250+3500 $a_{გა}$	1700+3500 $a_{გა}$
თბომავალი ТЭ7 (ღერძები წაცურების ღრეხოს გარეშე)		4,20	10500	4500	10500+3500 $a_{გა}$	7950+3500 $a_{გა}$	5200+3500 $a_{გა}$
ელექტრომატარებელი ЭР22		2,75	10813	3770	8700+2400 $a_{გა}$	5800+2200 $a_{გა}$	3500+2400 $a_{გა}$
ელექტრომატარებელი ЭР1		2,42	9050	1210	6700+2100 $a_{გა}$	4300+1900 $a_{გა}$	2350+2000 $a_{გა}$

შენიშვნები: ¹ - ფორმულები მიღებულია თვლის ქიმსა და რელსს შორის ხახუნის კოეფიციენტისათვის $\mu_{ახს} = 0,25$; ფორმულების გამოყენების სფერო იც-

ვლება $a_{გა} = 0,5 - 1,0$ მ/წმ² ფარგლებში;

² - გვერდითი ძალები განსაზღვრულია ჩარჩო ძალებისაგან გადატვირთვის გათვალისწინებით;

³ - ლოკომოტივებისათვის შეწყვილებელი ურიკებით ფორმულები მისაღებია მრუდის საშუალო რადიუსისათვის 1000 მეტრი (750 მეტრიდან 1250 მეტრამდე); შეუწყვილებელი ურიკების შემთხვევაში ფორმულები არ არის დამოკიდებული მრუდის რადიუსის სიდიდეზე;

ლიტერატურა:

1. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь М,: Транспорт, 1987. 480 с..
2. Яковлева Т.Г., Шульга С.В., Амелин С.В. и др.; Под ред. Амелина С.В. Основы устройства и расчёв железнодорожного пути, М,: Транспорт, 1990. 367 с.
3. Чернышев М.А. Практические методы расчёта пути, М,: Транспорт, 1967. 235 с.
4. МПС – Главное управление пути Технические указание по укладке и содержанию бесстыкового пути, М,: Транспорт, 1982. 166 с.
5. Под редакцией Альбрехта В.Г., Бромберга Е.М. Бесстыковой путь, М,: Транспорт, 1982. 206 с.
6. Амелин С.В., Бассарский М.П. и др.; Под ред. Баилова В.В.и Чернышева М.А. Т. 1 Справочник инженера – путейца, М,: Транспорт, 1972. 768 с.
7. Фришман М.А. Как работает путь под поездами, М,: Транспорт, 1983. 168 с.

სარჩევი

	გვ.
თავი 1 მოძრავი შემადგენლობის ზემოქმედება ლიანდაგზე (ლიანდაგისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედება)	3
1.1 ზოგადი ცნობები	3
1.2 ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშება ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებაზე	6
1.2.1 ძირითადი წინაპირობები და მახასიათებლები	6
1.2.2 მოძრავი შემადგენლობიდან გადმოცემული სტატიკური დატვირთვები და მათი ღერძებზე გადანაწილება	6
1.2.3 მოძრავი შემადგენლობის თვლების დისბალანსი	8
1.2.4 მოძრავი შემადგენლობის თვლებისა და ლიანდაგის უსწორობებით გამოწვეული ინერციული ძალები	12
1.2.5 ეკიპაჟის დარესორებული მასის (ძარის) რხევით გამოწვეული დინამიკური (ინერციული) ძალა	16
1.2.6 საკუთარი რხევების შედეგად წარმოშობილი დინამიკური ძალა	17
თავი 2 ლიანდაგზე ბუნებრივი ფაქტორების და კონსტრუქციის საკუთარი ზემოქმედება	20
2.1 ლიანდაგზე ბუნებრივი, კლიმატური ფაქტორების ზემოქმედება	20
2.2 ლიანდაგის კონსტრუქციის საკუთარი ზემოქმედება	22
თავი 3 ვერტიკალური ძალების ზემოქმედება ლიანდაგზე	24
3.1 ძირითადი წანამძღვრები და დაშვებები ლიანდაგის ზედა ნაშენის სიმტკიცეზე გაანგარიშების დროს	24
3.2 სარელსო საფუძვლის დრეკადობის მოდული	26
3.3 ლიანდაგზე ძალთა ზემოქმედების ალბათობითი ხასიათი	29
3.4 ლიანდაგის სიმტკიცეზე სტატიკური გაანგარიშების საფუძველზე ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებაზე	32
3.5 ლიანდაგის დინამიკური გაანგარიშების საფუძველები ვერტიკალური ძალების ზემოქმედებაზე	36
3.6 დასაშვები ძაბვების მნიშვნელობები ლიანდაგის ელემენტებში	38
თავი 4 ადგილობრივი ძაბვები და თვლის დარტყმითი ზემოქმედება	41
4.1 კონტაქტური ძაბვები	41

4.2	ადგილობრივი ძაბვები რელსის თავიდან ყელში გარდამავალ ზონაში	51
4.3	ადგილობრივი ძაბვები რელსის ყელიდან ფუძეში გარდამავალ ზონაში	54
4.4	ადგილობრივი ძაბვები საჭანჭიკე ნახვრეტების ზონაში	55
4.5	თვლის დარტყმითი ზემოქმედება	56
თავი 5	ჰორიზონტალური ძალების ზემოქმედება და ლიანდაგის წინააღმდეგობა	58
5.1	ჰორიზონტალური ძალები	58
5.2	განივი ჰორიზონტალური ძალები	58
5.3	გრძივი ჰორიზონტალური ძალები ლიანდაგის წინააღმდეგობა	62
5.4	ლიანდაგის სიგრძივი წინააღმდეგობა	64
თავი 6	ლიანდაგის ზედა ნაწილის სიმტკიცეზე გაანგარიშების პრაქტიკული მეთოდები	72
6.1	ლიანდაგის ზედა ნაწილის სიმტკიცეზე გაანგარიშება	72
6.2	უპირაპირო ლიანდაგის გაანგარიშება სიმტკიცეზე და მდგრადობაზე	80
6.3	უპირაპირო სარელსო გადაბმების სიგრძის განსაზღვრა	87
თავი 7	მოძრავი შემადგენლობისა და ლიანდაგის მდგრადობის გაანგარიშება	94
7.1	მიმმართველი, გვერდითი და ჩარჩო ძალების განსაზღვრა	94
7.2	ლიანდაგის მდგრადობა განივი გადაადგილებისადმი	95
7.3	მოძრავი შემადგენლობის მდგრადობა თვლის ქიმის რელსის თავზე შეუგორებლობის პირობით	100
7.4	მოძრავი შემადგენლობის გადაყირავებაზე მდგრადობის გაანგარიშება	112
თავი 8	რელსების ამტანობისა და რესურსის გაანგარიშება	116
8.1	ამტანობის მახასიათებლები	116
8.2	ხანგრძლივი სიმტკიცე	118
8.3	ხანმედეგობა და რესურსი	119
8.4	ექვივალენტური ძაბვები და სიმტკიცის პირობითი მარაგი	120

თავი 9 მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების დადგენა ისრულ გადა- მყვანში	122
9.1 მოძრაობის სიჩქარეების გაზრდის ღონისძიებები გამყოფ პუნქ- ტებზე	122
9.2 მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების განსაზღვრა თვლის ქიმის კალამთან და გადამყვან მრუდთან დარტყმითი ზემოქმედების შედეგად	123
9.3 მოძრაობის დასაშვები სიჩქარეების განსაზღვრა თვლის ქიმის ჯვარედის კვანძის ელემენტებთან ძალური ზემოქმედების შედე- გად	126
9.4 ისრული გადამყვანის ფარგლებში მოძრაობის მდოვრულობის უზრუნველყოფის გაანგარიშებები	128
9.5 თვლის ქიმის მდგრადობის გაანგარიშება ისრული გადამყვანის მიმმართებელ ელემენტებზე შეუგორებლობის პირობით	129
თავი 10 რკინიგზის ლიანდაგის ელემენტების შერჩევის ტექნიკურ- ეკონომიკური გაანგარიშებები	133
10.1 ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშების მეთოდები	133
10.2 ლიანდაგის ზედა ნაშენის ტიპის შერჩევა ძირითადი კრიტერიუ- მების მიხედვით	136
10.3 რელსების სიმძლავრის დადგენა ტვირთდაცაბულობის, ღერძზე მოსული დატვირთვისა და მოძრაობის სიჩქარის მიხედვით	138
10.4 რელსების წონის შემოწმება მოძრაობის სიჩქარეების ზრდის პერსპექტივის გათვალისწინებით	140
დანართი	142
ლიტერატურა	155