საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ვახტანგ აბაიშვილი

შიგასაწარმოო ტრანსპორტი

რეკომენდებულია საქართველოს
ტექნიკური უნივერსიტეტის
სარედაქციო-საგამომცემლო საბჭოს
მიერ. 07.07.2021, ოქმი №1

თბილისი
2022

უაკ 69.057.7

დამხმარე სახელმძღვანელოში განხილულია შიგასაწარმოო ტრანსპორტის სისტემები, უწყვეტი და პერიოდული ქმედების, ასევე სპეციალური დანიშნულების შიგასაწარმოო სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობები.

მოცემულია პნევმატიკური სატრანსპორტო დანადგარების მუშაობის თეორიის საფუძვლები, პნევმატიკურ დანადგართა ტიპური ელემენტები, უნიერსალური ბურბუშელას გამწოვი პნევმატიკური სატრანსპორტო დანადგარი მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით და უნიერსალური კოლექტორ-შემკრებით. მოცემულია გაანგარიშების მაგალითები.

განკუთვნილია სამრეწველო ინჟინერიისა და ტექნოლოგიის სპეციალობის ბაკალავრიატისა და მაგისტრატურის სტუდენტებისათვის.

რეცენზენტები: საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის
ფაკულტეტის პროფესორი ზაურ ბალამწარაშვილი,

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის
ფაკულტეტის პროფესორი თამაზ მჭედლიშვილი

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2022

ISBN 978-9941-28-746-6

http://www.gtu.ge

ყველა უფლება დაცულია. ამ წიგნის არც ერთი ნაწილის (იქნება ეს ტექსტი, ფოტო, ილუსტრაცია თუ სხვა) გამოყენება არანაირი ფორმით და საშუალებით (იქნება ეს ელექტრონული თუ მექანიკური) არ შეიძლება გამომცემლის წერილობითი ნებართვის გარეშე.
საავტორო უფლებების დარღვევა ისჯება კანონით.
წიგნში მოყვანილი ფაქტების სიზუსტეზე პასუხისმგებელია ავტორი/ავტორები.
ავტორის/ავტორთა პოზიცია შეიძლება არ ემთხვეოდეს საგამომცემლო სახლის პოზიცია.

Verba volant, scripta manent

შესავალი

თანამედროვე წარმოება წარმოადგენს რთულ ობიექტს, რომელიც იყენებს ნედლეულს, ნახევარფაბრიკატებს, სათბობს, მაკომპლექტებელ ნაკეთობებს, დეტალებს და სხვ. მათი მიწოდება ხდება სხვადასხვა ტრანსპორტით (რკინიგზა, წყალი, ავტომობილი). ამავე სახეობის ტრანსპორტით წარმოებს მზა პროდუქციის გადატვირთვა.

წარმოების შიგნით სატვირთო ნაკადები, ნედლეულის საწყობებში, ტექნოლოგიური პროცესის ხაზებში და უბნებზე, დაკავშირებულია შიდა საწარმოო ტრანსპორტთან (საამქროებში შიგა, საამქროთაშორისი). ნედლეულის მიტანა საწარმოო ობიექტებთან, ნამზადების მოძრაობა დამუშავების პროცესში ან აწყობის ოპერაციებში, მზა პროდუქციის გადატ-ვირთვა და ჩატვირთვა სატრანსპორტო მოწყობილობებში ხორციელდება, როგორც სამრეწველო დანიშნულების, ასევე სპეციალიზებული ტიპის მანქანებით და მექანიზმებით.

ტექნიკური პროცესის ერთ-ერთი მიმართულებაა, როგორც ცალკეული მანქანების და მექანიზმების, ასევე ხაზების, მოწყობილობათა, ტექნოლოგიური კომპლექტების შექმნა, რომელიც საშუალებას იძლევა განხორციელდეს წარმოების კომპლექსური მექანიზაცია.

მანქანების და მოწყობილობების შექმნა დაკავშირებულია მუშა პროცესების მეცნიერული კვლევის შედეგების გამოყენებასთან და ამის საფუძველზე, თანამედროვე პარამეტრების მქონე ტექნოლოგიური, ტვირთამწევი და სატრანსპორტო

მანქანების დაგეგმარებასთან. მოწყობილობების შექმნისადმი კომპლექსური მიდგომა საშუალებას გვაძლევს განისაზღვროს დარგის განვითარების პერსპექტიული მიმართულება, მოწყობილობების ოპტიმალური მახასიათებლების განსაზღვრა, რაც, თავის მხრივ, უზრუნველყოფს მაღალ მწარმოებლურობას და მათი გამოყენების ეფექტურობას.

ყველა ჩამოთვლილი საკითხები განხილულია სახელმძღვანელოში.

I თავი

შიგასაწარმოო ტრანსპორტის დანიშნულება და სისტემები

1. ამწე-სატრანსპორტო მოწყობილობების დანიშნულება და კლასიფიკაცია

შიგასაწარმოო ამწე-სატრანსპორტო მოწყობილობები დანიშნულია ცალკეული ტვირთების გადაადგილებისათვის, რომელთა კლასიფიცირება შეიძლება სამი ნიშნით: ა) დანიშნულების, ბ) მანქანების ტიპისა და გადაადგილებული ტვირთის სახისაგან დამოკიდებულებით, გ) ენერგეტიკული საფუძვლით.

დანიშნულების მიხედვით, შიგასაწარმოო ტრანსპორტში გამოყენებული ამწე-სატრანსპორტო მოწყობილობებია – ნედლეულის, სათბობის, ტექნოლოგიური ტვირთების და მზა პროდუქციის გადასაადგილებლად საამქროში, უბნებში და საწყობებში. ისინი თავის მხრივ ორ ჯგუფად იყოფა: 1. საწყობის ოპერაციებში გამოყენებული ამწეები, დამთაკარავებლები, საწეველები, სხვადასხვა მოდიფიკაციის დამტვირთველები, ჯაჭვური, ლენტური და სხვა სახის კონვეიერები.

2. მანქანები და მოწყობილობები – ნედლეულის, ნახევარფაბრიკატების, დეტალების, ასაწყობი კვანძების და მზა პროდუქციის გადასაადგილებლად. ასევე, სახარისხებელი და პაკეტის მაფორმირებელი დანადგარები, მკვებავი, გამანაწილებელი, ამწყობი, მოსაპირკეთებელი და სხვა კონვიერები.

მანქანების ტიპის დატვირთის სახისაგან დამოკიდებულებით ამწე-სატრანსპორტო მოწყობილობებია: 1) ტვირამწევი, 2) ტვირთამწევი-სატრანსპორტო, 3) სატრანსპორტო.

ტვირთამწევი მანქანები განკუთვნილია ძირითადად ტვირთების ვერტიკალურად და მცირედ ჰორიზონტულად გადაად-

გილებისათვის. ეს მანქანები ციკლური ქმედებისაა; ციკლის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია მათ სტრუქტურაზე და განისაზღვრება მოცემულ ოპერაციებში ტვირთის გადაადგილების კონკრეტული სქემით. მათ ეკუთვნის ამწეები, საწეველები, დამთაკარავებლები და სხვა.

ტვირთამწევი-სატრანსპორტო მოწყობილობები დანიშნულია, როგორც ტვირთის აწევის ოპერაციის შესასრულებლად, ასევე ტვირთის ტრანსპორტირებისათვის, მნიშვნელოვან მანძილზე. მათ ეკუთვნის ყველა სახის დამტვირთავები და ავტომობილები. დამტვირთავები შეიძლება იყოს ციკლური (წყვეტილი) და უწყვეტი ქმედების.

სატრანსპორტო მოწყობილობებია – მანქანები, დანადგარები და მოწყობილობები, რომლებიც დანიშნულია, ძირითადად ტვირთის ჰორიზონტულად გადაადგილებისათვის.

ენერგეტიკული საფუძვლის მიხედვით, შიგასაწარმოო ტრანსპორტი იყოფა სამ ჯგუფად: 1) მექანიკური მოწყობილობები, 2) პნევმატური მოწყობილობები, 3) ჰიდრავლიკური მოწყობილობები.

პირველ ჯგუფს წარმოადგენს მანქანები და მექანიზმები, რომლის კინემატიკურ ჯაჭვში, როგორც ხისტი ისე მოქნილი ელემენტები, რომელთაც აქვთ ელექტრული ან ჰიდრავლიკური ამძრავი. ამ შემთხვევაში, ტვირთის აწევა წარმოებს ამწევი მექანიზმებითმ დაკიდების ბაგირით ან ხისტი სისტემით, სხვადასხვა ტვირთის სატაცი მოწყობილობებით (კაკვი, გრეიფერი, ჩანგალი, კავი და სხვა), ხოლო, გადაადგილება კი ხდება უწყვეტი და ციკლური მოწყობილობებით.

მეორე ჯგუფი იყოფა ორ ქვეჯგუფად: 1) დაქუცმაცებული ტვირთის (ნაფოტი, ბურბუშელა ნარჩენები და ა.შ.) ჰაერთან ნარევის სახით გადაადგილდება (განსაზღვრული კონცენტა-

ციით). 2) ტრანსპორტირება წარმოებს კაფსულებში ჩატვირთული ტვირთის ჰაერის ნაკადით და მილსადენებში.

მესამე ჯგუფს ეკუთვნის ტვირთების გადაადგილება სითხის საშუალებით. აქაც გვაქვს 2 სახე: 1) როცა ტვირთი გადაადგილება თვითდინებით, 2) ტვირთი გადაადგილდება წნევით.

2. შიგასაწარმოო ტრანსპორტის სისტემები

შიგასაწარმოო ტრანსპორტის სისტემები იყოფა – საწყობის, საწარმოო და საამქროსი. შიგასაწარმოო კომპლექსური სისტემები დანიშნულია ტვირთის მისაღებად, გადაადგილებისათვის, დასახარისხებლად, პაკეტირებისათვის, დასაკომპლექტებლად, შენახვისა და მზა პროდუქციის გადატვირთვისათვის.

შიგასაწარმოო ტრანსპორტის მექანიზაციისა და ავტომატიზაციის დონესა და სატრანსპორტო სისტემების კომპლექსურ გადაწყვეტაზეა დამოკიდებული საწარმოო რენტაბელობა.

შიგასაწარმოო სატრანსპორტო მოწყობილობების ოპტიმალური გადაწყვეტა წარმოებს სამი მიმართულებით: 1) პარამეტრული ოპტიმიზაცია, რომლის დროსაც პროცესის მოცემული სქემისა და სტრუქტურის მიხედვით განისაზღვრება დასაპროექტებელი ობიექტების ოპტიმალური პარამეტრების მნიშვნელობები. 2) სტრუქტურულ-სქემების ოპტიმიზაცია, რომლის დროსაც არსებული მრავალი სქემიდან ამოირჩევა უკეთესი. 3) ევრისტიკული ოპტიმიზაცია (ხერხები, რომლის მიხედვითაც ჭეშმარიტება უნდა გამომჟღავნდეს, სათანადო მისახვედრი კითხვების დახმარებით).

ნედლეულის საწყობი წარმოადგენს სატრანსპორტო-ტექნოლოგიურ სისტემებს, სადაც არა მარტო სატრანსპორტო ოპერაციებია, არამედ შერწყმულია მასთან ტექნოლოგიური ხასიათის ოპერაციებიც.

საწყობებში რაციონალური სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური სისტემები აგებულია იმ პრინციპებზე, რაც საშუალებას გვაძლევს შევათავსოთ გადმოტვირთვა და რომელიმე ოპერაცია ან ოპერაციები. მაგალითად, მორის გადმოტვირთვა და გაქერქვა ან დახარისხება.

II თავი

მექანიკური შიგასაწარმოო ტრანსპორტი

1. ტვირთამწევი მანქანები და მოწყობილობები

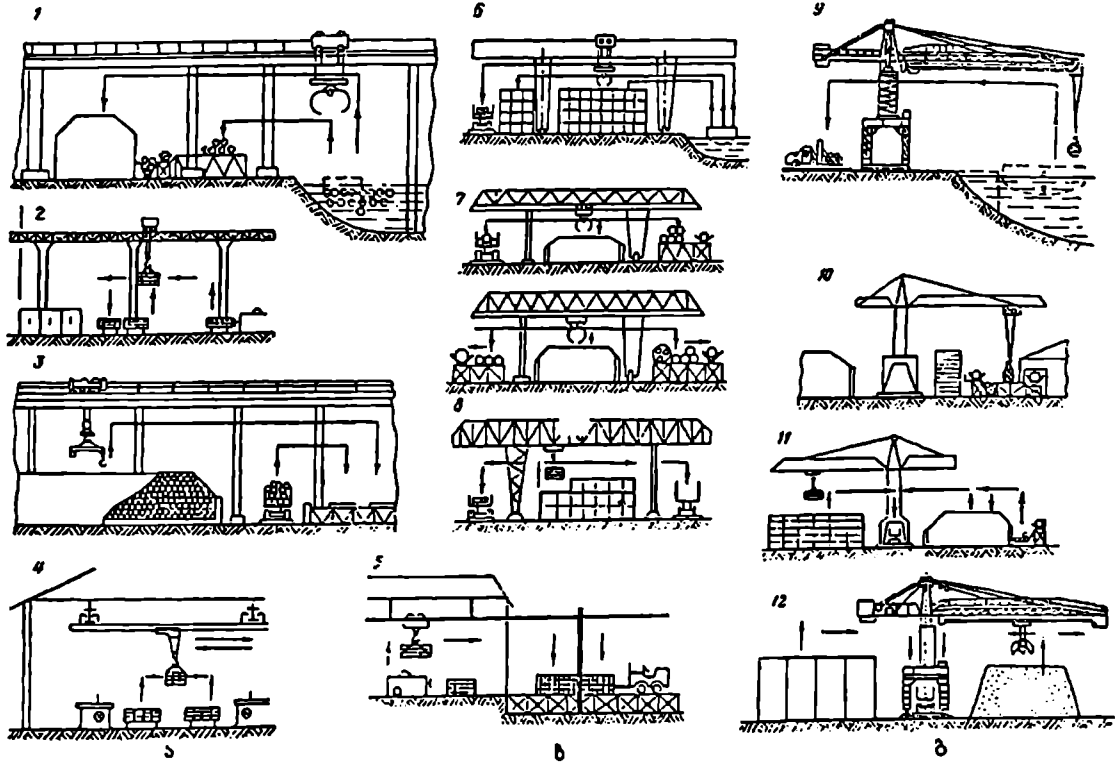
ტვირთამწევი მანქანები და მოწყობილობები, ძირითადად გამოიყენება საწყობებში ნედლეულის გადმოსატვირთად, დასათაკარავებლად, საამქროსშორის მომსახურებისათვის, მზა პროდუქციის გადასაადგილებლად. აღნიშნული სამუშაოების შესასრულებლად გამოიყენება – ამწეები, სათაკარებლები, საწევლები, ჯალამბრები, სატვირთო ლიფტები და სხვა.

ამწეებიდან გამოიყენება – ხიდური ამწე, ჯოჯგინა ამწე, კაბელ-ამწე, კოშკური ამწე, პორტალური ამწე, მუხლუხა ამწე და სპეციალური გადასატვირთი კონტეინერებისათვის.

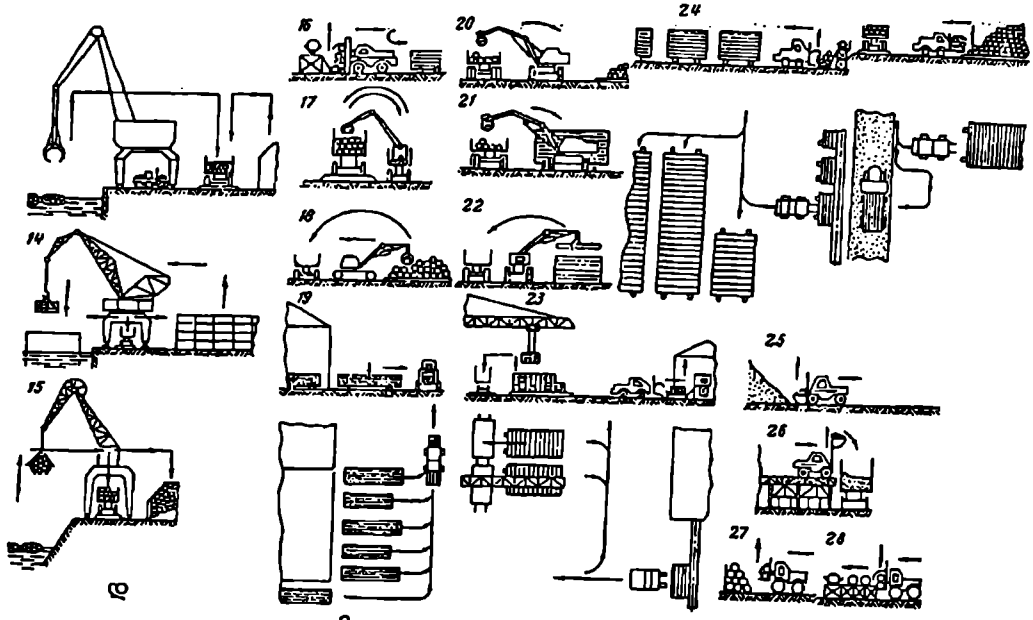
№ 1 ნახაზზე ნაჩვენებია ამწეების, დამტვირთავების, პორტალური ავტომობილების ძირითადი სქემები.

ტვირთამწევი მანქანები აირჩევა კონკრეტული საწარმოს, საამქროს, უბნის ტექნიკურ-ეკონომიკური შეფასებით და ტვირთის, ტვირთბრუნვის, ტექნოლოგიური სქემების, ადგილობრივი პირობებისა და რელიფების გათვალისწინებით. ტვირთამწევი მანქანების ძირითადი პარამეტრებია – ნომინალური ტვირთამწეობა Q კგ-ში და ტვირთის აწევის სიჩქარე V მ/წმ.

იმ ტვირთამწევი მანქანების პარამეტრები, რომელსაც ამწევი მექანიზმების გარდა გააჩნია სხვა მექანიზმები, გადაადგილე-



Бзб. № 1



ნახ. № 1. (გაგრძელება) ამწეების, დამტვირთველების, პორტალური ავტომობილების ძირითადი სქემები: ა – ხიდური ამწე, ბ – ჯორჯინა ამწე, გ – კომკურა ამწე, დ – პორტალური ამწე, ე – დამტვირთველები და პორტალური ამწეები, 1, 6, 9, 13, 14, 15 – ტვირთის კონების გადმოტვირთვა და მიწოდება საწყობში, გადატვირთვა სატრანსპორტო სამუალებებზე, 2, 7, 10, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 – სორტიმენტების გადმოტვირთვა, დაწყობა თაკარებად, თაკარების დამლა, ნედლეულის მოწოდება საამქროებში, 3, 4, 5, 8, 11, 12, 23, 24, 25, 26, 27, 28 – ნედლეულის საწყობის მომსახურება, ნაფოტის გადაადგილება, მზა პროდუქციის გაგზავნა.

ბისათვის და ბრუნვისათვის, არის გადაადგილების და ბრუნვის სიჩქარე.

ტვირთამწევი მანქანების მწარმოებლურობა გამოითვლება: მასის მიხედვით

$$П = \frac{3600\beta_1\beta_2\gamma_ъ v}{T_ц} \text{ კგ/სთ;} \quad (1)$$

მოცულობის მიხედვით

$$П = \frac{3600\beta_1\beta_2 V}{T_ц} \text{ მ}^3\text{/სთ;} \quad (2)$$

ცალობით

$$П = \frac{3600\beta_1\beta_2 Z}{T_ц} \text{ ც/სთ,} \quad (3)$$

სადაც, β_1 – კოეციციენტი, რომელიც ითვალიწინებს დროის დანაკარგს ტექნოლოგიური და ორგანიზაციული მიზეზებით;

β_2 – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ამწის რემონტზე და მომსახურებაზე დახარჯულ დროს;

$\gamma_ъ$ – ტვირთის სიმკვრივე, კგ/მ^3;

v – ტვირთის დაშვების სიჩქარე, მ/წმ;

V – ტვირთის მოცულობა, მ^3;

Z – ერთ ციკლში გადაადგილებული ტვირთის რაოდენობა ცალებში;

$T_ц$ – ციკლის ხანგრძლივობა, წმ.

ზოგადად

$$T_ц = T_1 + T_2 + T_3, \quad (4)$$

სადაც, T_1 არის ციკლის ხანგრძლივობის ის ნაწილი, რომლის განმავლობაშიც ამძრავის მექანიზმებით სრულდება ტვირთის მოძრაობა.

T_2 – ციკლის ის ნაწილი, რომლის განმავლობაშიც ამძრავი მექანიზმი არ მუშაობს;

T_3 – დრო, რომელიც საჭიროა ტვირთის გასაჩერებლად, ტვირთის მოცულობის განსაზღვრა და ა.შ.

2. ტვირთსატაცი მექანიზმები და მოწყობილობები

ტვირთსატაცი მექანიზმები და მოწყობილობებია: ჯამბარები, მექანიკური და ვაკუუმიანი სატაცები, ტვირთსატაცი, სატაცები პაკეტებისათვის და გრეიფერები.

ჯამბარები წარმოადგენს ბაგირიანი ან ჯაჭვურსაკიდებს, რომელიც სამ ჯგუფად იყოფა თვითმომჭერი, შემომჭერი, ტვირთის თავისუფალი ჩამოკიდებით (ნახ. № 2).

ჯამბარებისათვის, რომელიც დანიშნულია ტვირთის თრევით გადაადგილებისათვის, გამწევი ძალა S დამოკიდებულია ტვირთის მოძრაობის და გამწევი ბაგირის მიმართულებაზე და სიბრტყის აწევის კუთხეზე.

ასეთი მოწყობილობის საანგარიშო სქემები ნაჩვენებია მე-3 ნახაზზე. ნახ. № 3, ა სქემისათვის

$$S = Qgf\ , \tag{5}$$

სადაც, Q – ტვირთის მასა;

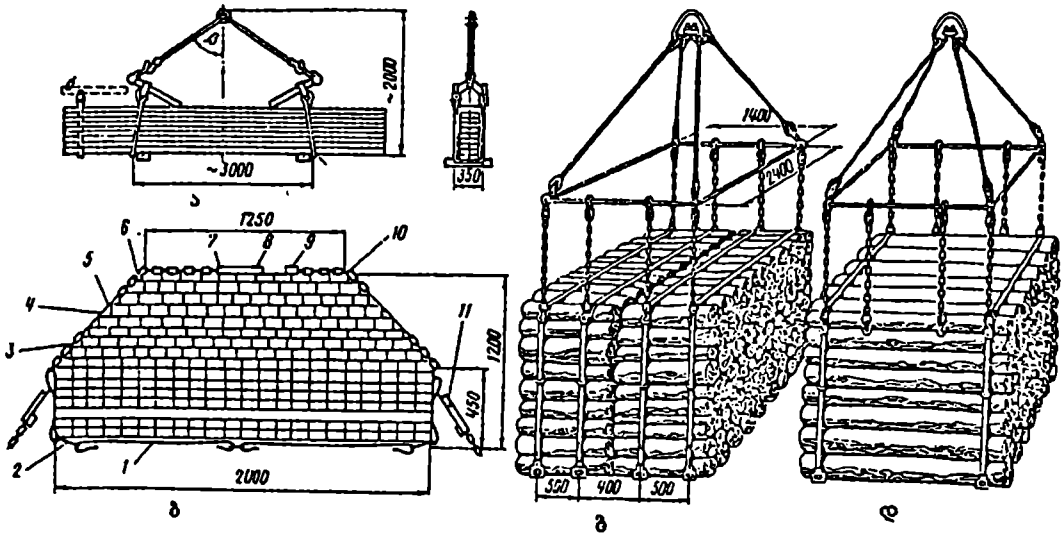
g – თავისუფლად ვარდნილი სხეულის აჩქარება, მ/წმ²;

f – ხახუნის კოეფიციენტია სიბრტყის ზედაპირსა და ტვირთს შორის.

ნახ. № 3, ბ შემთხვევაში

$$S\cos\alpha = (gQ - fS\sin\alpha),$$

$$S = Qg\frac{f}{\cos\alpha + f\sin\alpha}. \tag{6}$$

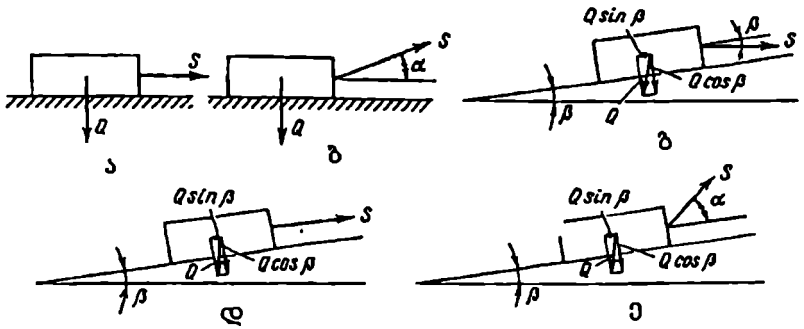


ნახ. № 2. ჯამბარები:

ა – თვითმომჭერი, ბ – შემომჭერი მასალების პაკეტებისათვის,

1 – ქვედა გადამტანი მოჭერა, 2 – რგოლი, 4 – საწევი, 3, 6, 10 – ჯაჭვები, 5 – ზედა მოჭიმვა,

7 – ბერკეტი, 8 – ფიქსატორი, 9 – საკეტი, 11 – საჭიმი, გ, დ – ჯამბარები თავისუფალი საკიდით.



საანგარიშო სქემები

ნახ. № 3. ტვირთის თრევით გადაადგილების შემთხვევაში გამწევი ძალის განსაზღვრისათვის.

ნახ. № 3, გ შემთხვევაში

$$S(\cos\beta - f\sin\beta) = Qg(f\cos\beta + \sin\beta),$$

$$S = Qg\frac{f\cos\beta + \sin\beta}{\cos\beta - f\sin\beta}. \qquad (7)$$

ნახ. № 3, დ შემთხვევაში

$$S = Qg(f\cos\beta + \sin\beta); \qquad (8)$$

ნახ. № 3, ე შემთხვევაში

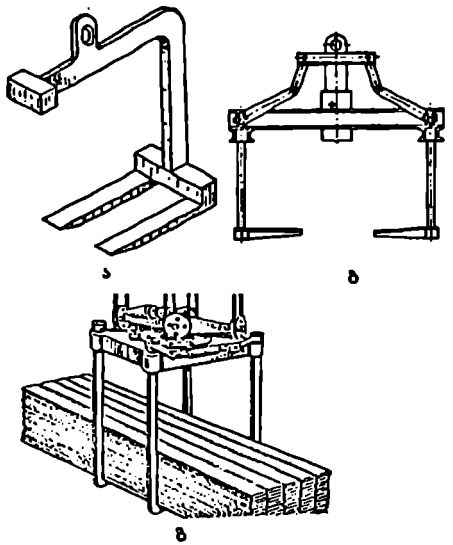
$$S\cos\alpha = (Qg\cos\beta - S\sin\alpha)f + Qg\sin\beta,$$

$$S = Qg\frac{\cos\beta f + \sin\beta}{\cos\alpha + f\sin\alpha}. \qquad (9)$$

მე-4 ნახაზზე ნაჩვენებია მექანიკური სატაცები ტარის და პაკეტური ტვირთებისათვის.

მექანიკური სატაცები ორი სახისაა – 1) ძალოვანი და 2) არაძალოვანი. ძალოვანი სატაცები ისეთი სატაცებია, რომელშიც ტვირთები მოჭიმული მდგომარეობაშია, არაძალოვან სატაცებში ტვირთი თავისუფლადაა მოთავსებული. არაძალოვანი სატაცების სქემა ნაჩვენებია ნახ. № 4 ა,ბ. ისინი ერთმხრივი (ნახ. № 4, ა)

და ორმხრივია (ნახ. № 4, ბ). არაბალოვანი სატაცები შეიძლება იყოს მოსაბრუნებლად საჭირო ხელის ან სპეციალური მექანიზმებით აღჭურვილი (ნახ. № 4, გ).



ნახ. № 4. მექანიკური სატაცები ტარისა და პაკეტური ტვირთებისათვის.

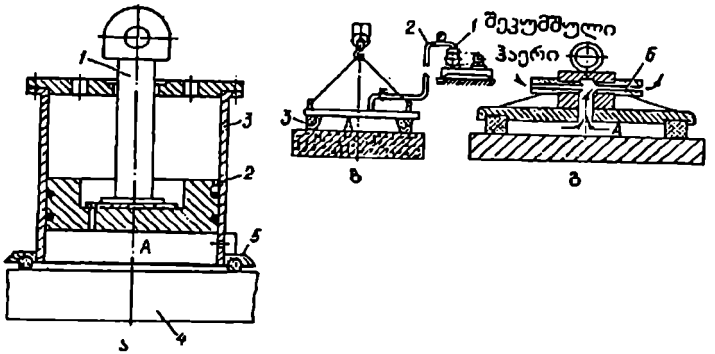
№ 5 ნახაზზე ნაჩვენებია ვაკუუმური სატაცები.

ვაკუუმური სატაცები განსაკუთრებით წარმატებით გამოიყენება ბრტყელი ნამზადების (ფილები, ფანერი, პლასტიკები და მინები) ასაწევად. № 4, ა ნახაზზე ნაჩვენები სატაცების მოქმედების პრინციპი შემდეგია. თუ სატაცის შიგა ღრუში შევქმნით გაუხშოებას, მაშინ, ტვირთსა და სატაცებს შორის შეიქმნება წნევათა სხვაობა და წარმოიქმნება მიზიდვის ძალა

$$P = F_{\text{საანგ.}} \cdot \Delta p\,, \qquad (10)$$

სადაც, $F_{\text{საანგ.}}$ არის ვაკუუმური კამერის საანგარიშო ფართობი, მ²;

Δp – ტვირთსა და სატაცებს შორის წნევათა სხვაობა.



ნახ. № 5. ვაკუუმური სატაცები:
ა – ტუმბოს გარეშე, ბ – ტუმბოთი, გ – ეჟექტორული.

სატაცის ტვირთისაგან გასათავისუფლებლად საჭიროა სატაცის ღრუში გაუხშოების მოხსნა.

ტუმბოს გარეშე, სატაცებში ვაკუუმის შესაქმნელად აუცილებელია ვაკუუმური კამერის მოცულობის შეცვლა. ვაკუუმური კამერის მოცულობის ცვლილება შეიძლება მოხდეს სხვადასხვა გზით. დგუშის 2 ჭოკის გადაადგილებისას, ზევით კამერის მოცულობა იზრდება და ღრუში მიიღება გაუხშოება.

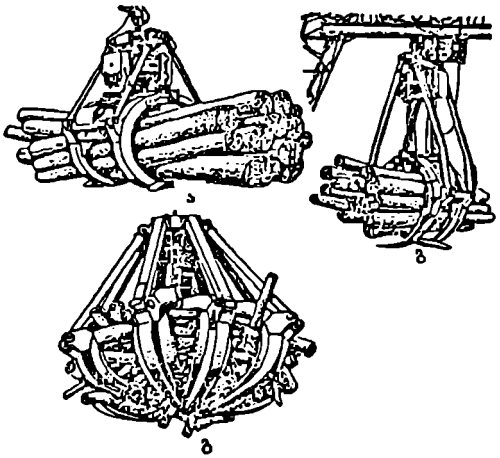
ტუმბოთი აღჭურვილი სატაცებში, ღრუში ვაკუუმი შეიქმნება ტუმბოთი, რომელიც მუშაობს ელექტროძრავით.

№ 5, ბ ნახაზზე ნაჩვენებია სატაცის ვაკუუმური თავი, რომლითაც ხდება ფილების აწევა. ვაკუუმური ტუმბოს (1) საშუალებით ხდება ღრუში არსებული ჰაერის გამოდევნა, მინაწოვი (3)-ის ღრუდან. ტუმბო დაკავშირებულია მინაწოვთან მილყელის (2) საშუალებით.

ელექტორული სატაცებში (ნახ. № 5, გ) დაწნეხილი ჰაერის მოძრაობისასმ არსში (5) წარიტაცებს ჰაერს (A) კამერიდან, რის გამოც ღრუში ჰაერი გაიშვიათდება.

№ 6 ნახზე ნაჩვენებია გრეიფერების სქემა, რომელთა დანიშ-

ნულებაა სორტიმენტების, შოლტების, ტექნოლოგიური ნაფოტის აწევა.



ნახ. № 6. გრეიფერები:
ა – ელექტრო ამძრავიან ორყბიანი გრეიფერი მორებისა და შოლტებისათვის, ბ – გრეიფერი გრძელი სანევარებით, გ – მოკლე მასალების გრეიფერი.

გრეიფერები იყოფა ერთბაგირიანი, ორბაგირიანი ამძრავი.

ერთბაგირიანი გრეიფერები ჩამოკიდებულია ამწის კაუჭებზე. შეკვრა წარმოებს კაუჭის გაწევით, ერთბაგირიანი გრეიფერები გამოიყენება ხის დამამუშავებელ წარმოებებში, ხე-ტყის გადამტვირთავ ბაზებზში და სხვა.

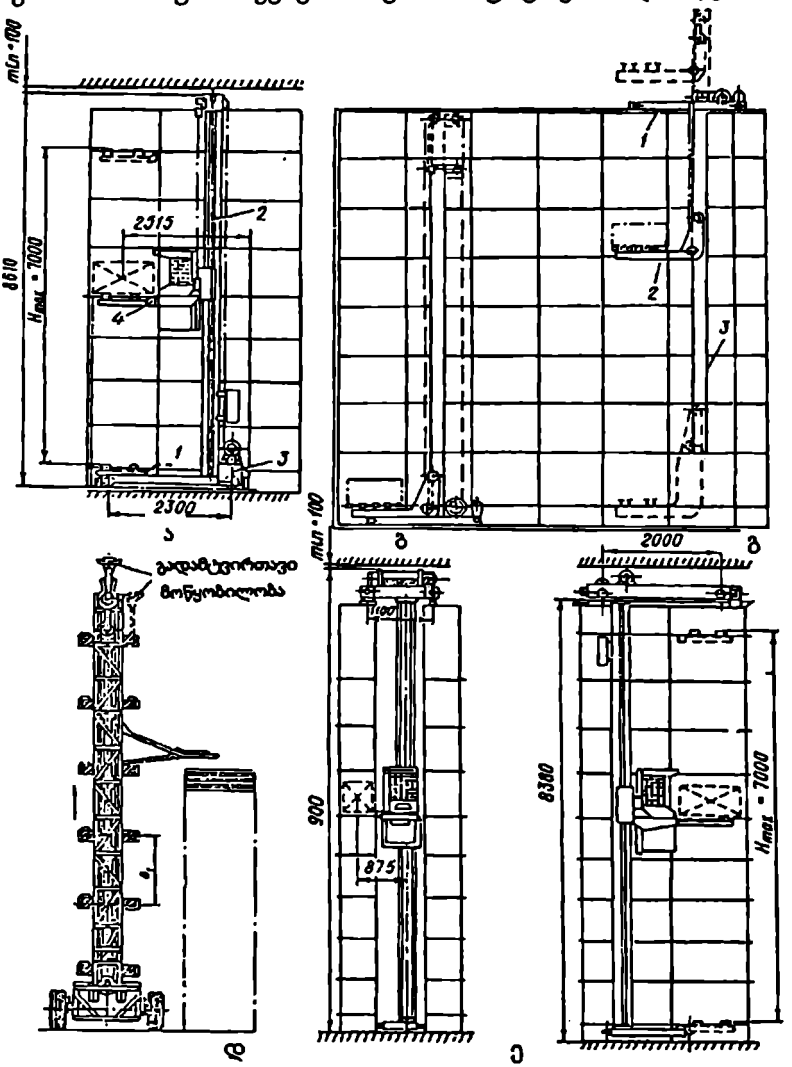
ორბაგირიანი გრეიფერები გამოიყენება იმ ამწეებზე, რომელთაც აქვთ ორი ამწევი მექანიზმი. ერთი გამოიყენება გრეიფერის ბაგირების ჩასაკეტად, მეორე კი ამწევი ბაგირია.

ამძრავი გრეიფერებია ელექტრომექანიკური, ელექტროჰიდრავლიკური და ჰიდრავლიკური.

№ 7 ნახაზზე ნაჩვებებია სათაკარავებლების სქემა.

სათაკარავებლები ორი სახისაა: 1) უწყვეტი ქმედების, 2) ციკ-

ლური ქმედების. პირველი ჯგუფის სათაკარავებლები ელევატორებია. ისინი გამოიყენება თაკარაში ფიცრების დასაწყობად.



ნახ. № 7. სათაკარავებლები:
ა,ბ – იატაკის, გ – კიდული, დ – ელევატორი, ე – ორსაყრდენიანი.

მეორე ჯგუფის სათაკარავებლები გამოიყენება, აგრეთვე მრავალსართულიანი სტელაჟების შემთხვევაში.

ამწე-სათაკარავებლები გამოიყენება საწყობებში, თაკარების და სტელაჟებზე ცალობითი და პაკეტისფორმის ტვირთების დასაწყობად. იატაკის ამწე-სათაკარავებლები წარმოადგენს ურიკას (1) ანძით (2), რომელზედაც ჯალამბრით (3) გადაადგილდება ურიკა (4).

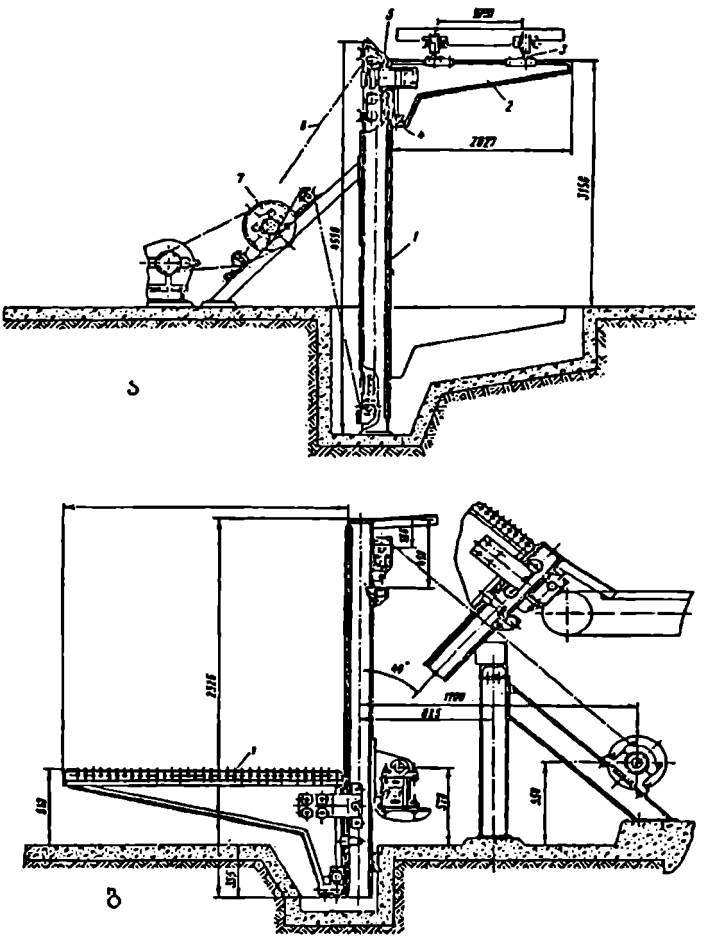
კიდული ამწე-სათაკარავებლებში (ნახ. № 7, გ) სატვირთე ურიკა (1) გადაადგილდება ვერტიკალურად ზევით. ურიკა (2) გადაადგილდება შტანგაზე ბაგირით ან ჯაჭვით.

სათაკარავებელი – ელევატორები ნაჩვენებია № 7, დ ნახაზზე. იგი შედგება ლითონის ანძისებრი კონსტრუქციისაგან, რომელზეც დამონტაჟებულია ამძრავი და მომვლები ვარსკვლავები. მასზე მაგრდება უწყვეტი ჯაჭვი, რომლითაც გადაადგილდება ურიკა, ამ უკანასკნელით კი – ფიცრები. ზედა ვარსკვლავიდან მოძრაობაში მოდის გადასატვირთი მოწყობილობა.

საწეველები ეკუთვნის სპეციალიზებული მანქანების იმ ჯგუფს, რომლის დანიშნულებაა პაკეტის ფორმირება. ფუნქციების შესრულების მიხედვით საწეველები, ორი სახისაა ჰორიზონტალური (ნახ. № 8, ა) და დახრილი (ნახ. № 8, ბ).

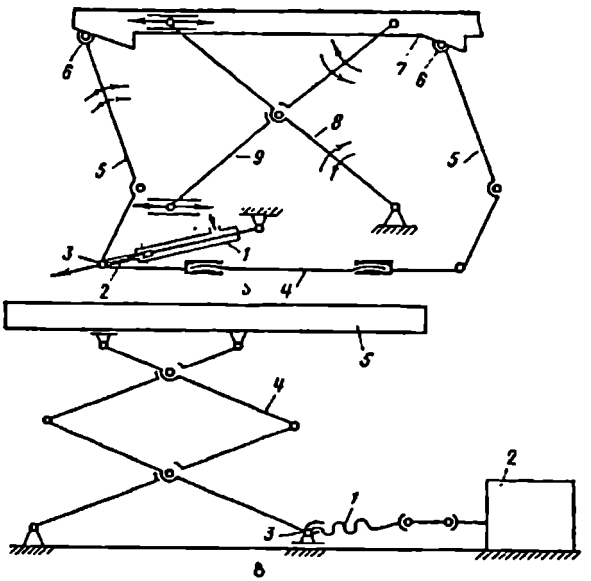
ჰორიზონტული საწეველა (ნახ. № 8, ა) შედგება რამდენიმე დგარისაგან (1), რომელზედაც გადაადგილდება კონსოლური სატვირთო კონსტრუქცია (2), რომლის ზედა ნაწილში დამაგრებულია რელსიანი გზა (3) ურიკებისათვის ან გორგოლაჭიანი მაგიდა. (4) და (5) წინა და უკანა გორგოლაჭებია, რომელთაც გადაეცემა ტვირთის და თვით კონსტრუქციის დატვირთვა. კონსტრუქცია (2) აიწევა ბაგირით (6) ან ჯაჭვით (7). კონსტრუქციის ზედა ქვედა მდებარეობა განისაზღვრება შემზღუდავებით.

დახრილ საწევლებში (ნახ. № 8, ბ) არის ორი მექანიზმი – კონსოლური კონსტრუქციის ასაწევად და მისი დახრისათვის. საწევლებში მოთავსებულია როლგანგი (1), რომელიც საშუალებას იძლევა განხორციელდეს დეტალების, ნაკეთობების, ნამზადების, ფიცრებისა და ფილების გრავიტაციული დაშვება.



ნახ. № 8. საწევლა
ა – ჰორიზონტული, ბ – დახრილი.

ასაწევი მაგიდები (ნახ. № 9) გამოიყენება, როგორც მექანიზმის ერთ-ერთი ელემენტი. მათ ათავსებენ ამწყობ კონვეიერებთან და იყენებენ როგორც პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობის სისტემის შემადგენელ ელემენტს. ყველა შემთხვევაში მოითხოვება მაგიდის ჰორიზონტული მდგომარეობის დაცვა და აუცილებლობის შემთხვევაში მისი აწევა.



ა

ბ

ნახ. № 9. ასაწევი მაგიდები
ა – ბერკეტულ-ფრიქციული, ბ – პანტოგრაფისებრი.

№ 9 ნახაზზე ნაჩვენებია მაგიდის ასაწევი მექანიზმები – ბერკეტულ-ფრიქციული და პანტოგრაფული, რომელიც უზრუნველყოფს მაგიდის ზედა ზედაპირის ბრტყელ პარალელურ გადაადგილებას, როგორც აწევისას, ასევე დაშვებისას.

სითხის ჰიდროცილინდრში (1) მიწოდებისას (ნახ. № 9, ა) ჭოკი (2) ზემოქმედებს სახსარზე (3), რომელიც დაკავშირებუ-

ლია მექანიზმზე (4). ამ შემთხვევაში სახსარი (5) ღებულობს ერთიდაიგივე კუთხურ გადაადგილებას, რაც თავის მხრივ იწვევს სახსრების (6) გადაგორებას მაგიდის სიბრტყეზე (7), რის გამოც მაგიდა გადაადგილდება ზევით ან ქვევით. (8) და (9) ბერკეტი ძირითადი მზიდი ელემენტებია, რომელზეც მოქმედებს ვერტიკალური დატვირთვა. საჭირო სიმაღლეზე მაგიდის დაფიქსირება ხდება ჰიდრავლიკური საკეტით (1-2) წყვილში. ხრახნული წყვილი (1) მოქმედებაში მოდის ძრავიდან (2). მცოცი (3) გადაადგილდება სადგარის გასწვრივ, რაც იწვევს პანტოგრამის მექანიზმის (4) აწევას ან დაწევას მაგიდასთან (5) ერთად. საჭირო სიმაღლეზე დაფიქსირება ხდება თვით დამამუხრუჭებადი წყვილით (1).

III თავი

უწყვეტი ქმედების სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობები

უწყვეტი ქმედების სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობები იყოფა სამ ჯგუფად: 1) მანქანები მოქნილი წევის ორგანოთი, 2) მანქანები წევის ორგანოს გარეშე, 3) გრავიტაციული მოწყობილობა.

პირველ ჯგუფში შემავალი მანქანების წევის ორგანოა ლენტა, ბაგირი, ჯაჭვი, ბრტყელი ან კბილანა ღვედი. კონსტრუქციულ თავისებურებას წარმოადგენს, მოქნილი წევის ორგანოს მიერ შექმნილი, ჩაკეტილი კონტური, რომლის დროსაც კონტურის ყველა წერტილი ასრულებს მუდმივ და განმეორებად ტრაექტორიას.

მეორე ჯგუფში უწყვეტი მოძრაობა ხორციელდება ხრახნებით, როლგანგებით და ვიბრაციული ელემენტებით.

მესამე ჯგუფში მოძრაობა ხდება უბრალო ან ხრახნულ

დამრეც ზედაპირზე ძალით, რომელიც ტვირთის მასის სიმძიმის ძალის მდგენია.

სატრანსპორტი მანქანები, მოქნილი წევის ორგანოს ამძრავისაგან დამოკიდებულებით, შემდეგი სახისაა – მანქანები ფრიქციული კავშირით და მანქანები ხისტი კინემატიკური კავშირით.

ფრიქციულ კავშირიან მანქანებს ეკუთვნის – ლენტური, ბაგირული და ღვედური კონვეიერები. ხისტი კინემატიკურ კავშირიან მანქანებს მიეკუთვნება ყველა სახის ჯაჭვური კონვეიერები. პირველი სახის მანქანებში წევის ორგანო მოძრაობს შეჭიდულობის ძალით, წევის ორგანოსა და ამძრავის რგოლს შორის. მეორე შემთხვევაში წევის ორგანოსა და ამძრავის კბილანების მოდებით.

მოქნილი წევის ორგანოს, განლაგების მიხედვით, უწყვეტი ქმედების მანქანებია ბრტყელი და სივრცითი. ორივე შემთხვევაში მანქანები შეიძლება იყოს ჰორიზონტული, დახრილი და ვერტიკალური. თუ დახრის კუთხე 60°-ზე მეტია მათ ელევატორი ეწოდება.

1. მოქნილი წევის ორგანოს მქონე უწყვეტი ქმედების სატრანსპორტო მანქანების მწარმოებლურობა

მოქნილი წევის ორგანოს მქონე უწყვეტი ქმედების სატრანსპორტო მანქანები გამოიყენება – მორების, დახერხილი მასალების, ნამზადების, ფილების, ტარის, ნედლეულის პაკეტების, ფხვიერი ტვირთის ტრანსპორტირებისათვის.

ამ მანქანების მწარმოებლურობა მასის მიხედვით:

$$П = 3600qv \text{ კგ/სთ}, \qquad (1)$$

სადაც, q – ტვირთსაზიდი ორგანოს მიერ გადაადგილებული ტვირთის საშუალო გრძივი მასაა, კგ/მ;

v – ტვირთსაზიდი ორგანოს სიჩქარე, მ/წმ.

მოცულობითი მწარმოებლურობა

$$П = Fv \text{ მ}^3/\text{სთ}, \tag{2}$$

სადაც, F – ფხვიერი მასალის კვეთის ფართობი, მ².

(2)-ის გათვალისწინებით (1)-დან ვღებულობთ

$$П = 3600 Fv\gamma, \tag{3}$$

სადაც, γ –მასის სიმკვრივე კგ/მ³.

კონვეიერის მწარმოებლობა ცალებში:

$$П = 3600 \frac{v}{a_ж}, \tag{4}$$

სადაც, $a_ж$ არის ტვირთებს შორის მანძილი.

ცალობითი ტვირთის გადაადგილებისას, რომლის მოცულობა V_0-ის ტოლია

$$П = 3600 \frac{v}{a_ж} V_0, \text{ მ}^3/\text{სთ}. \tag{5}$$

ვერტიკალური სატრანსპორტი მანქანების (ელევატორების) მწარმოებლურობა

$$П = 3600 \frac{v}{a_1} V_2 \varphi_0, \text{ მ}^3/\text{სთ}, \tag{6}$$

a_1 არის ელევატორის ციცხვებს შორის მანძილი,

V_2 – ციცხვის ტევადობა,

φ_0 – შევსების კოეფიციენტი.

თუ ტვირთი კონვეიერზე მიეწოდება ინტერვალით t, მაშინ მწარმოებლურობა

ცალობითი

$$П = \frac{3600}{t} \text{ ც}, \tag{7}$$

მოცულობითი

$$П = \frac{3600}{t} V_2 \varphi_0 , \qquad (8)$$

სადაც, V_1 არის თითოეული ინტერვალში მიწოდებული ტვირთის მოცულობა მ³.

მასის მიხედვით

$$П = \frac{3600}{t} V_1 \varphi_0 \gamma . \qquad (9)$$

2. სატრანსპორტო მანქანების გაანგარიშება

სატრანსპორტო მანქანების გაანგარიშების მიმდევრობა შემდეგია:

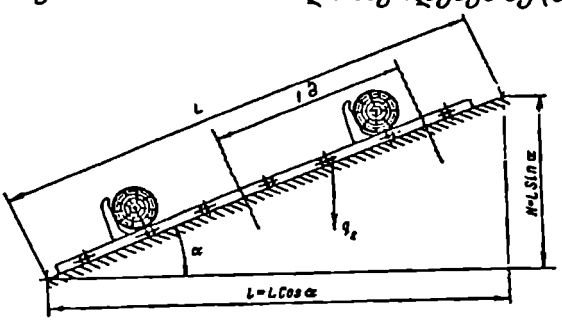
1) დადგინდეს კონვეიერის დანიშნულება, ტვირთის სახე, ძირითადი საბაზო მახასიათებლები (ტრასის ტოტების განლაგება, უბნის სიგრძე, დატვირთვისა და განტვირთვის ადგილები და მეთოდი და სხვა).
2) სატრანსპორტო ტვირთის სახისაგან და დანიშნულებისაგან დამოკიდებულებით აირჩევა წევისა და ტვირთმზიდი ორგანოს ტიპი,
3) კონვეიერის მოთხოვნილი მწარმოებლურობიდან და ტვირთის გადაადგილების სიჩქარიდან გამომდინარე, წინასწარ განისაზღვრება ტვირთმზიდი ორგანოს ზომები – ლენტის სიგანე, ციცხვის ზომები და ა.შ.
4) განისაზღვრება, მოქნილი წევის ორგანოს მოძრაობისას, წინააღმდეგობები, რაც საშუალებას იძლევა დადგინდეს ტოტებში დაჭიმულობ და მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა.
5) შემოწმდება შერჩეული წევისა და ტვირთმზიდი ორგანო სიმტკიცეზე.

6) განისაზღვრება საჭირო სიმძლავე, როგორც დამყარებული მოძრაობისას, ასევე გაშვების მომენტში. აირჩევა ელექტრომძრავა და ჩატარდება ძრავის წევისა და ტვირთმზიდი ორგანოების დაზუსტებული გაანგარიშება.

კონვეიერის მუშაობისას ადგილი აქვს წევის ორგანოების მოძრაობის წინააღმდეგობებს, რომლის მიხედვითაც განისაზღვრება კონვეიერის მოთხოვნილი ენერგია. ამ წინააღმდეგობების სიდიდე დამოკიდებულია საყრდენის, მზიდი (წევის) ორგანოს, მიმმართველების მოწყობილობათა სახეზე.

განვიხილოთ სხვადასხვა შემთხვევა:

1. *სწორხაზოვანი მოძრაობა სრიალა საყრდენებზე (ნახ. № 1).*



ნახ. № 1. სრიალა საყრდენებზე წევის ორგანოს მოძრაობის წინააღმდეგობის საანგარიშო სქემა.

შემოვიტანოთ შემდეგი აღნიშვნები:

q_0 – მოძრავი ნაწილების (წევის ორგანო პლუს მუშა ორგანოები) წონა 1 გრძივ მეტრზე, კგ/მ;

q_1 – სასარგებლო დატვირთვა 1 გრძივ მეტრზე, კგ/მ;

$q_2 = q_0 + q_1$ სრული დატვირთვა 1 გრძივ მეტრზე, კგ/მ.

წევის ორგანოს მუშა შტო (დატვირთული) ზემოთ მოძრაობის წინააღმდეგობა L სიგრძის დახრილ უბანზე W გამოითვლება

$$W = q_2 H + f q_2 \ell \text{ კგ.} \qquad (10)$$

სადაც, $H = L\sin\alpha$

$\ell = L\cos\alpha$

f – სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი შემხებ ზედაპირზე, რომელიც იცვლება საზღვრებში:

ფოლადი ფოლადზე ..... 0,2 – 0,25

ფოლადი ხეზე 0,3-0,4

ფოლადი ხეზე შეზეთვით 0,2

დატვირთული შტოს ქვემოთ მოძრაობისას წინააღმდეგობა

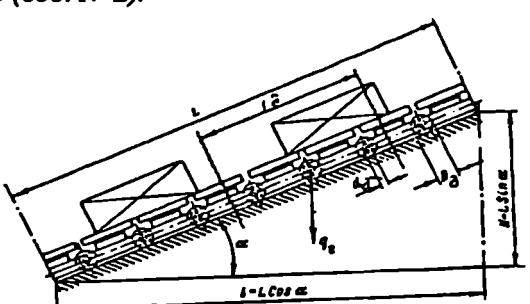
$$W = -q_2 H + f q_2 \ell \text{ კგ.} \qquad (11)$$

ჰორიზონტული სწორხაზოვანი მოძრაობისას L უბანზე დატვირთული შტოსათვის

$$W = f q_2 L \text{ კგ.} \qquad (12)$$

უქმი არადატვირთული შტოს შემთხვევაში q_2 -ს ნაცვლად აიღება q_0 .

2. *წევის ორგანოს სავალ გორგოლაჭებზე მოძრაობის წინააღმდეგობა (ნახ. № 2).*



ნახ. № 2. წევის ორგანოს სავალ გორგოლაჭებზე მოძრაობის წინააღმდეგობის საანგარიშო სქემა.

წევის ორგანოს მუშა შტოს (დატვირთული) ზემოთ მოძრაობის წინააღმდეგობა გამოითვლება ფორმულით.

$$W = q_2 H + q_2 \ell \left(\frac{2K + f_1 d_ბ}{D_ბ} \right) c \text{ კგ}, \qquad (13)$$

სადაც, K გორვის ხახუნის კოეფიციენტი, ფოლადის გორგოლაჭების ფოლადის რელსებზე გორვის ხახუნისას $K = 0{,}05 \div 0{,}1$ სმ;

f_1 – სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი სავალი გორგოლაჭების ღერძებზე $f_1 = 0{,}15 \div 0{,}25$.

თუ გორგოლაჭები მოთავსებულია ბურთულა საკისრებზე, მაშინ $f_1 = 0{,}15 \div 0{,}25$.

$d_ბ$ – ღერძის დიამეტრი, რომელზედაც ბრუნავს გორგოლაჭი, სმ,

$D_ბ$ – სავალი გორგოლაჭების დიამეტრი, სმ (ჩვეულებრივ $\frac{d_ბ}{D_ბ} = \frac{1}{3} \div \frac{1}{4}$).

C არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს დამატებით ხახუნს გორგოლაჭის რებორდსა და რელსის თავს შორის $C = 1{,}2 \div 1{,}3$.

დატვირთული მუშა შტოს მოძრაობისას ქვემოთ

$$W = -q_2 H + q_2 \ell \left(\frac{2K + f_1 d_ბ}{D_ბ} \right) c \text{ კგ}; \qquad (14)$$

მუშა შტოს ჰორიზონტული უბნისათვის

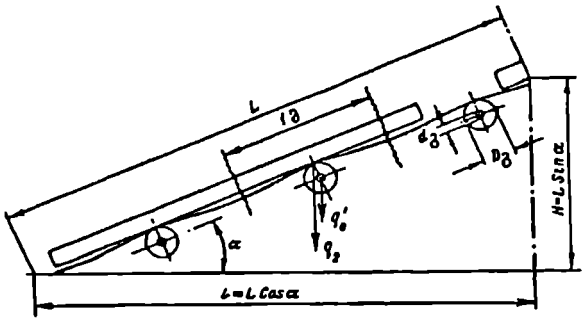
$$W = q_2 L \left(\frac{2K + f_1 d_ბ}{D_ბ} \right) c \text{ კგ}; \qquad (15)$$

უქმი არადატვირთული უქმისათვის (ფორმულა 13, 14, 15) გამოსახულებებში q_2 -ს ნაცვლად ჩაისმება q_0.

3. *მოძრაობა დამჭერ გორგოლაჭებზე (ნახ. № 3).*

განვიხილოთ ლენტური კონვეიერი (ნახ. № 3) წევის ორგა-

ნოს მუშა შტოს (დატვირთული) ზემოთ მოძრაობის წინააღმდეგობა გამოითვლება ფორმულით:



ნახ. № 3. წევის ორგანოს დამჭერი გორგოლაჭებზე მოძრაობის წინააღმდეგობის საანგარიშო სქემა

$$W = -q_2 H + q_2 \ell \left(\frac{2K + f_1 d_з}{D_з} \right) c \,, \qquad (16)$$

სადაც, q'_o არის დამჭერი გორგოლაჭების მბრუნავი ნაწილის საკუთარი წონა 1 მ-ზე კგ/მ,

$D_з$ – დამჭერი გორგოლაჭის დიამეტრი, სმ,

$d_з$ – დამჭერი გორგოლაჭის ღერძის დიამეტრზე, სმ.

$$\left(\frac{d_з}{D_з} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{6} \right).$$

სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი დამჭერი გორგოლაჭების ღერძებში $f_1 = 0{,}15\text{-}0{,}2$; გორგოლაჭებისათვის ბურთულა საკისრებზე $f_1 = 0{,}05\text{-}0{,}08$ სმ.

მორეზინებული ლენტის თუჯის ან ფოლადის გორგოლაჭებზე გორვის ხახუნის კოეფიციენტი $K = 0{,}1 - 0{,}2$ სმ.

დატვირთული შტოს მოძრაობისას ქვემოთ წინააღმდეგობა ტოლია

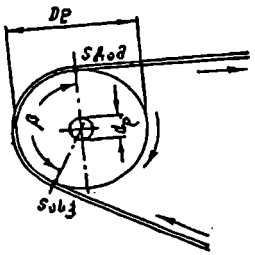
$$W = -q_2 H + q_2 \ell \left(\frac{2K + f_1 d_ბ}{D_ბ} \right) + q_0' L \frac{f_1 d_ბ}{D_ბ} \text{ კგ.} \qquad (17)$$

ჰორიზონტული უბნისათვის

$$W = q_2 L \left(\frac{2K + f_1 d_ბ}{D_ბ} \right) + q_0' L \frac{f_1 d_ბ}{D_ბ} \text{ კგ.} \qquad (18)$$

უქმი არადატვირთული შტოებისათვის გამოსახულებებში (16, 17, 18) q_2 -ს ნაცვლად აიღება q_0 .

4. წინააღმდეგობები მიმმართველი დოლზე ან ვარსკვლავაზე (ნახ. № 4)



ნახ. № 4. მიმმართველ დოლზე ან ვარსკვლავაზე მოძრაობის წინააღმდეგობის საანგარიშო სქემა.

მიმმართველ დოლზე ან ვარსკვლავაზე წინაამდეგობები განისაზღვრება დოლის ან ვარსკვლავას ღერძის პოჭოჭიკზე ხახუნის ძალებით და წევის ორგანოს სიხისტის წინააღმდეგობით.

$$W = (S_{ასუ} + S_{ჩამ}) \sin \frac{\beta}{2} \frac{f_1 d_დ}{D_დ} + W_ს , \qquad (19)$$

სადაც, $S_{ასუ}$ – წევის ორგანოს დაჭიმულობა მისი დოლზე ან ვარსკვლავაზე ასვლის წერტილში, კგ;

$S_{ჩამ}$ – წევის ორგანოს დაჭიმულობა მის დოლიდან ან ვარსკვლავადან ჩამოსვლის წერტილში, კგ.

β – წევის ორგანოს შემოწდომის კუთხე დოლზე ან ვარსკვლავაზე, გრად;

$D_დ$ – დოლის დიამეტრი ან ვარსკვლავას საწყისი წრეწირის დიამეტრი, სმ;

$d_ბ$ – დოლის ან ვარსკვლავას ღერძის დიამეტრი $\left(\frac{d_ბ}{D_ბ} = \frac{1}{6} \div \frac{1}{8}\right)$;

f_1 – დოლის ან ვარსკვლავას ღერძზე სრიალის კოეფიციენტი ($f_1 = 0,1 \div 0,15$);

$W_ს$ – წევის ორგანოს სიხისტის წინააღმდეგობა (ძალა, რომელიც იხარჯება წევის ორგანოს მოღუნვაზე და განღუნვაზე).

$$W_ს = \frac{0,5\delta}{R^{1,3}}(S_{ასუ} + 8B\delta) \text{ კგ}, \qquad (20)$$

სადაც, δ – ლენტის სისქეა, სმ;

$R = \frac{D_დ}{2}$ – დოლის რადიუსი, სმ;

B – ლენტის სიგანე, სმ.

ჯაჭვებისათვის

$$W_ს = \frac{f_0 d_0}{D_დ}(S_{ასუ} + S_{ჩავ}), \qquad (21)$$

სადაც, d_0 – ჯაჭვის სახსრის დიამეტრი, სმ;

f_0 – ჯაჭვის სახსარში ხახუნის კოეფიციენტი ($f_0 = 0,2 \div 0,3$).

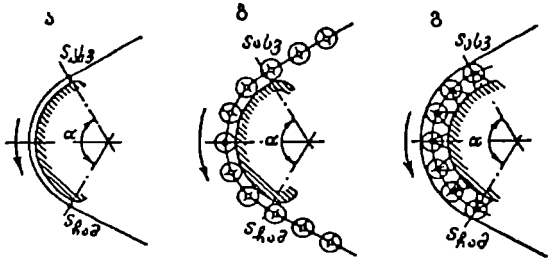
მე-19 და 21-ე ფორმულაში აიღება

$$S_{ჩავ} = (1,03 \div 1,1)S_{ასუ}. \qquad (22)$$

მიმმართველ სალტეებზე (ნახ. № 5) წინააღმდეგობა განისაზღვრება სალტის კონსტრუქციიდან გამომდინარე.

სრიალა სალტეების შემთხვევაში (ნახ. № 5, ა)

$$W_ს = S_{ასვ}(e^{f\alpha} - 1) \text{ კგ.} \qquad (23)$$



ნახ. № 5. მრუდწირულ უბნებზე მოძრაობის წინააღმდეგობის საანგარიშო სქემა:
ა – სრიალა სალტეზე, ბ – სავალ გორგოლაჭებზე,
გ – სტაციონალურ გორგოლაჭებზე.

სადაც, $S_{ასვ}$ – წევის ორგანოს დაჭიმულობა სალტეზე ასვლის წერტილში, კგ.

e – 2,72 – ნატურალური ლოგარითმის ფუძე (ნეპერის რიცხვი);

f – წევის ორგანოსა და სალტეს შორის სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი (f = 0,2-0,25);

α – სალტეზე წევის ორგანოს შემოწდომის კუთხე, რად.

სავალ გორგოლაჭებისა (ნახ. № 4, ბ) და სტაციონალური გორგოლაჭების (ნახ. № 4, გ) შემთხვევაში

$$W_ს = S_{ასვ}\left(e^{\frac{2K + f_1 d_ბ}{D_ბ}} - 1\right) \text{ კგ,} \qquad (24)$$

სადაც K – გორვის ხახუნის კოეფიციენტი (K=0,05-0,1 სმ);

f_1 – გორგოლაჭების ღერძებში სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი (f_1 = 0,15-0,2. ბურთულა საკისრების შემთხვევაში f_1 = 0,05);

$D_{გ}$ – გორგოლაჭის დიამეტრი, სმ.

$d_{გ}$ – გორგოლაჭის ღერძის დიამეტრი, სმ.

5. *კონვეიერის წევის ორგანოს წინააღმდეგობები დატვირთვისა და განტვირთვისას.*

კონვეიერის დატვირთვა ფხვიერი ტვირთით, ძირითადად ხდება ღარის ან სპეციალური უწყვეტი, ან ციკლური ქმედების მკვებავებით. მორების გრძივად მიწოდებისას კონვეიერზე დოზირება წარმოებს ხისტი საყრდენებით, რომელიც წარმოადგენს თითოეულ მორის სატაცს.

დამატებითი ძალა, რომელიც გადაეცემა ჯაჭვს განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$W_{დატ} = \frac{mv}{t_{სატ}\varphi_0 z_0}, \qquad (25)$$

სადაც, m არის მორის მასა;

v – ჯაჭვის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ;

$t_{სატ}$ – საყრდენებით მორის სატაცებში მოქცევის დროს;

z_0 – ჯაჭვის რიცხვი;

φ_0 – ჯაჭვებს შორის ძალის არათანაბარი განაწილების კოეფიციენტი, მიზანშეწონილი $v = 0{,}9\text{-}1$ მ/წმ, $t_{სატ} = 0{,}5\text{-}1$ წმ.

ზოგადად, დამატებითი ძალა წევის ორგანოზე დატვირთვის წინააღმდეგობის დასაძლევად განისაზღვრება ფორმულით

$$W_{დატ} = \frac{m(v_0 - v_1)}{t_{გათ}} K_{დ}, \qquad (26)$$

სადაც, m – ტვირთის მასა, კგ;

v_0 – კონვეიერის წევის ორგანოს სიჩქარე;

v_1 – ტვირთის კონვეიერზე მოხვედრისას, ტვირთის სიჩქარის მდგენი, რომელიც პარალელურია წევის ორგანოს სიჩქარის, მ/წმ;

t – დრო, რომლის განმავლობაში წარმოებს ტვირთისა და კონვეიერის წევის ორგანოს სიჩქარეების გათანაბრება, წმ;

$K_დ$ – დინამიკურობის კოეფიციენტი, $K_დ \approx 1,5$.

ხვეტია ჯაჭვური კონვეიერის ფხვიერი მასალის დატვირთვისას წარმოქმნილი წინააღმდეგობა განისაზღვრება ფორმულით

$$W_{დატ} = \frac{m_0(\nu_ჯ - \nu_ტე)}{t_{დატ}}, \qquad (27)$$

სადაც, $\nu_ჯ$ – კონვეიერის ჯაჭვის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ;

$\nu_ტე$ – ტვირთის მიწოდების სიჩქარე, მ/წმ;

m_0 – ხვეტიებს შორის სივრცეში არსებული ტვირთის მასა, კგ;

$t_{დატ}$ – დრო, რომლის განმავლობაში ტვირთის და წევის ორგანოს სიჩქარეები თანაბრდება.

თუ ℓ_1 ხვეტიების ბიჯია ხვეტიებს შორის სივრცის შევსების კოეფიციენტი φ, მაშინ

$$t_{დატ} = \frac{\ell_1 \varphi}{\nu_ჯ}. \qquad (28)$$

ხვეტიებს შორის სივრცეში ტვირთის მასა

$$m_0 = q\ell_1, \qquad (29)$$

სადაც, q – ტვირთის გრძივი მასა, კგ/მ;

$$q = \frac{П}{3,6\nu_ჯ}, \qquad (30)$$

სადაც, П – კონვეიერის მწარმოებლურობა.

მაშასადამე

$$m_0 = \frac{П\ell_1}{3,6\nu_ჯ}. \qquad (31)$$

დატვირთვისას წინააღმდეგობა

$$W_{\text{დატ}} = \frac{\Pi(\nu_{\text{ჯ}} - \nu_{\text{ტე}})}{3,6\varphi}. \qquad (32)$$

6. *ჩამომგდები მოწყობილობების წინააღმდეგობა განტვირთვისას, ჩამომგდები მოწყობილობებით სრულდება ლენტური და ფირფიტოვანი კონვეიერების შუალედური განტვირთვა (ნახ. № 6).*

№ 6, ა ნახაზზე ნაჩვენებია მოქმედი ძალები: N ტვირთის დატვირთვა ფარზე. Nf_2 ხახუნის ძალაა, f_2 – ხახუნის კოეფიციენტი; mgf_1 არის ხახუნის კოეფიციენტი ლენტაზე, f_1 – ხახუნის კოეფიციენტია ტვირთსა და ლენტას შორის. N და Nf_2 ძალების ტოლქმედია R, რომელიც ადგენს N ძალასთან γ კუთხეს. α კუთხე მეტია ნულზე. $\beta + \rho < 90°$.

ρ არის ხახუნის კუთხე ტვირთსა და ფარს შორის.

№ 6, ბ ნახაზზე $\nu_{\text{ლ}}$ ლენტის სიჩქარე, $\nu_{\text{ტ}}$ – ტვირთის აბსოლუტური სიჩქარე.

№ 36, გ ნახაზზე ნაჩვენები ჩამომგდების სქემაში, ტვირთი მასით m გადაადგილდება A მიმართულებით ხახუნის ძალით Nf_2. ამ შემთხვევაში $\alpha - \gamma + \beta = 90°$.

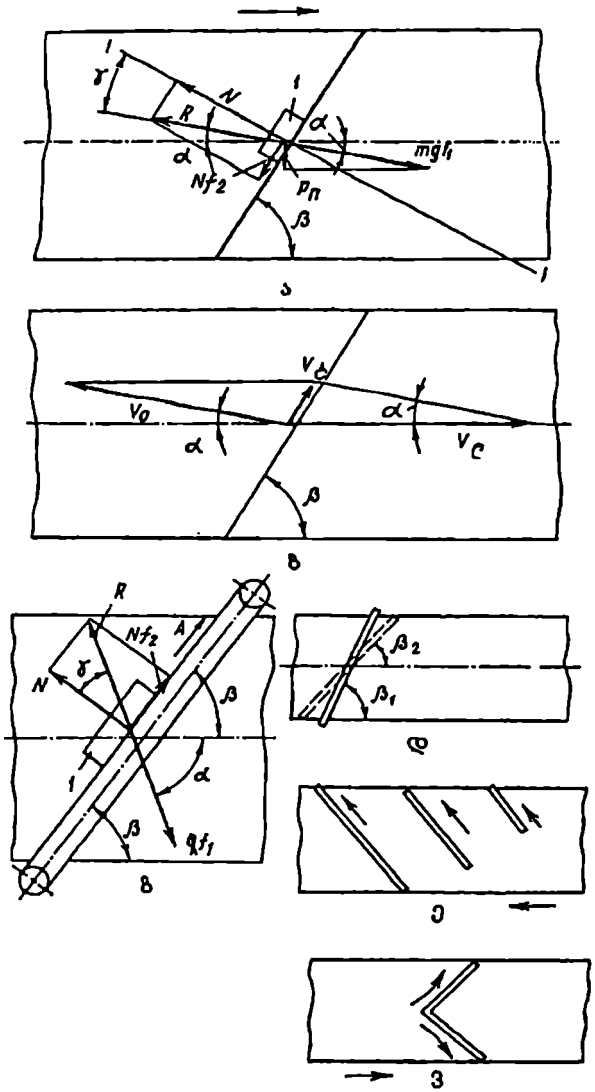
3.6, დ ნახაზზე ნაჩვენებია ორმხრივი ჩამომგდები. ამ შემთხვევაში განივი ძალები წონასწორდებიან და ლენტის მუშაობის პირობები გაუმჯობესებულია.

ლენტის წინააღმდეგობა $W_{\text{ლ}}$, რომელიც გრძივი ღერძის გასწვრივაა მიმართული, ტოლია

$$W_{\text{ლ}} = mgf_1 \cos\alpha. \qquad (33)$$

საერთო წინააღმდეგობა

$$W_{\text{საერ}} = W_{\text{ლ}} + W_{\text{ხ}}, \qquad (34)$$



ნახ. № 6. ჩამომგდები მოწყობილობების სქემები:
ა, ბ, გ – ერთმხრივი სტაციონალური არაამძრავიანი, დ – ერთმხრივი ამძრავიანი, ე – სარეგულირებო, ვ – ჩამომგდების დამაგრება, ზ – ორმხრივი.

სადაც, W_b არის ტვირთისა და ფარს შორის ხახუნით გამოწვეული წინააღმდეგობა.

ამ ძალების მიერ შესრულებული მუშაობა

$$A_{\text{ჩამ}} = W_{\text{ლ}} v_{\text{ლ}} + W_b v_2 = mgf_1 \cos\alpha v_{\text{ლ}} + Nf_2 v_2 , \qquad (35)$$

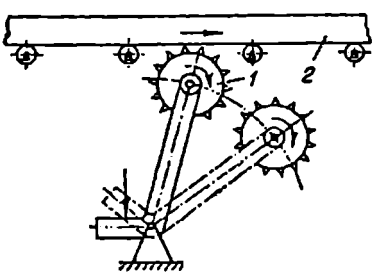
სადაც, $N = mgf_1 \cos\gamma$;

$v_{\text{ლ}}$ – ლენტის სიჩქარე, მ/წმ.

დამატებითი სიმძლავრე

$$N_{\text{დამ}} = \frac{A_{\text{ჩამ}}}{1000} = \frac{mg(f_1 \cos\alpha v_{\text{ლ}} + f_1 f_2 \cos\gamma v_2)}{100} . \qquad (36)$$

7. *გორგოლაჭიანი ჩამომგდების მქონე კონვეიერის წინააღმდეგობა განტვირთვის დროს. (ნახ. № 7).*



ნახ. № 7. გორგოლაჭიანი ჩამომგდების სქემა.

ტვირთის ჩამომგდები ხდება დეტალის ქვედა ფენობის შეხებისას, დაღარულ მბრუნავ გორგოლაჭთან (1). ამ შემთხვევაში v_0 სიჩქარით გადაადგილებისას, დეტალი (2) ღებულობს აჩქარებას, რის გამოც მისი მოძრაობის სიჩქარე იზრდება გადმოგდების სიჩქარემდე $v_{\text{გად}}$.

თუ გადმოსაგდები დეტალის მასაა m, დაღარულ გორგოლაჭთან შეჭიდულების კოეფიციენტი z_0, მაშინ, მოძრავი ძალა Σ ტოლია

$$z = mgz_0k_1\,, \tag{37}$$

სადაც, k_1 – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ტვირთის მასის დაღარულ გორგოლაჭზე გადაცემის ხარისხს.

რადგან

$$Z = \frac{m(v_ჩ - v_0)}{t} + F\,, \tag{38}$$

სადაც, $v_ჩ$ – ტვირთის ჩამოგდების სიჩქარეა, მ/წმ;

v_0 – წევის ორგანოს სიჩქარე, მ/წმ;

$t - F$ ძალის მოდების ხანგრძლივობა, წმ;

F – ხახუნის ძალა

$$F = (1 - K_1)mgf_0\,, \tag{39}$$

სადაც, f_0 არის დეტალსა და კონვეიერის მიმმართველებს შორის ხახუნის კოეფიციენტი.

ჩამოგდების სიჩქარე

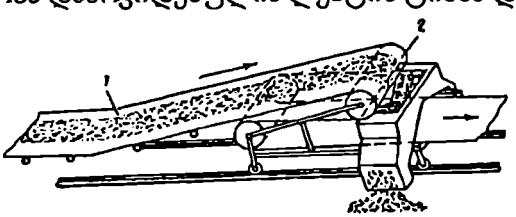
$$v_ჩ = gt[Z_0K_1 - f_0(1 - K_1)] + v_0\,. \tag{40}$$

თუ დაღარული როლიკი მოძრაობაში მოდის კონვეიერის ჯაჭვიდან, დამატებითი წინააღმდეგობა, რომელსაც გადალახავს კონვეიერის ამძრავი ამოგდებისას

$$W_ჩ = z - F = mg[Z_0K_1 - (1 - K_1)f_0]\,. \tag{41}$$

8. *დოლიანი ჩამომგდების მქონე კონვეიერიდან წინააღმდეგობა განტვირთვის დროს.*

№ 8 ნახაზზე ნაჩვენებია დოლიანი ჩამომგდების სქემა. წინააღმდეგობა დამოკიდებულია ლენტის ტიპსა და სიგანეზე.



ნახ. № 8. დოლიანი ჩამომგდების სქემა.

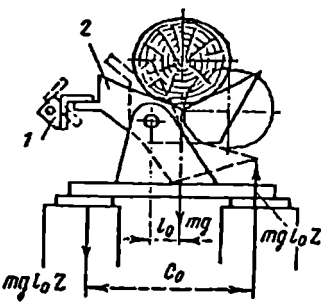
საკმარისია სიზუსტით ჩამოგდების სიმძლავრე

$$N_{ს} = 0,3 + 0,18B\,, \qquad (42)$$

სადაც, B – ლენტის სიგანეა, მ.

9. *გრავიტაციული ჩამომგდების მქონე კონვეიერის წინააღმდეგობა განტვირთვის დროს. ასეთი ჩამომგდები გამოიყენება მორებისა და დახერხილი მასალების ჩამოსაგდებად.*

№ 9 ნახაზზე ნაჩვენებია გრავიტაციული ჩამომგდების სქემა.



ნახ. № 9. გრავიტაციული ჩამომგდების სქემა.

ჩამომგდები ფუნქციონირებს ექსცენტრისიტეტის ℓ_0-ის არსებობისას. ამ შემთხვევაში საკეტელა 1-ის გამორთვისას უნაგირი (2) გადაიხრება და გადავარდება მორი. სისტემაში მუდმივად მოქმედებს მომენტი, რომელიც ტოლია $mg\ell_0 z$, სადაც, z – ერთდროულად ჩამოსაგდები მორების რაოდენობაა. C_0 მხარზე იქმნება დამატებითი დაწნევა ტრავერსის სრიალა საყრდებზე, რომელიც ტოლია $mg\dfrac{\ell_0 z}{C_0}$.

მოძრაობის წინააღმდეგობა ცალობითი ტვირთის შემთხვევაში

$$W_{განტ} = \frac{mg\ell_0 f_0 K_0}{C_0}\,, \qquad (43)$$

სადაც, m – მორის ერთეული ტვირთის მასა, კგ;

K_0 – დინამიკურობის კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია მორის საშუალო დიამეტრზე (ცხრილი №1).

ცხრილი № 1

მორის დიამეტრისა და დინამიკურობის კოეფიციენტის ცხრილი

მორის დიამეტრი, სმ	დინამიკურობის კოეფიციენტი
16-მდე	1
20-მდე	1,2
36-მდე	1,6
36-ზე მეტი	1,6

10. *დაჯახების მოწყობილობის მქონე კონვეიერის წინააღმდეგობა მისი განტვირთვის დროს.*

დაჯახების მოწყობილობები (ნახ. № 9) გამოიყენება ჯაჭვურ კონვეიერებში მორების გადასაადგილებლად. ასეთი მოწყობილობები ორი სახისაა:

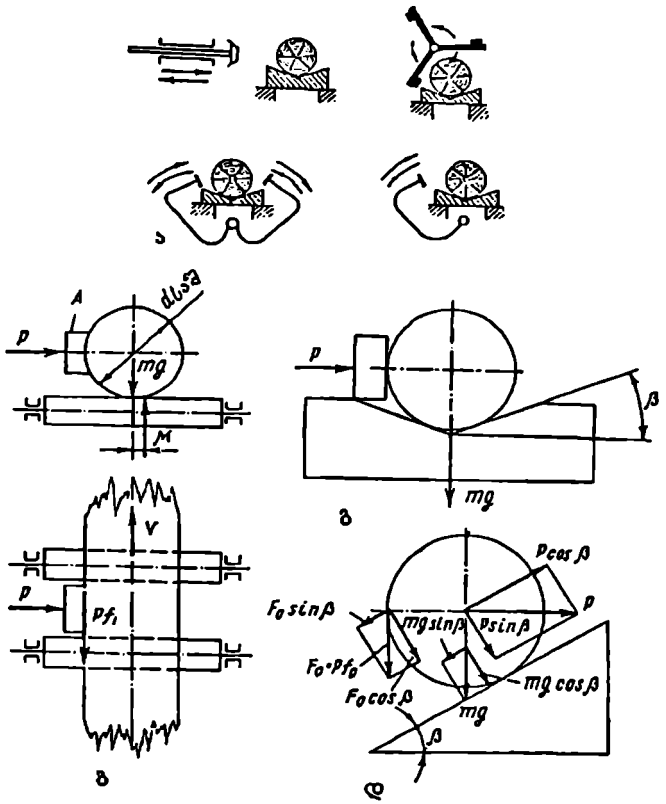
პირველი – ჩამომგდები მოწყობილობები, რომელთაც აქვს საკუთარი ამძრავი და მეორე – ჩამომგდები მოწყობილობები, რომელიც მოძრაობას ღებულობს ჯაჭვური კონვეიერიდან ან მორის მოქმედების შედეგად. წინააღმდეგობის განსაზღვრის სქემები ნაჩვენებია № 10 ნახაზზე.

№ 10, ბ ნახაზზე ნაჩვენებია ჩამოგდების უბანი ჰორიზონტულია ხოლო, № 10, გ, დ ნახაზის შემთხვევაში ჩამომდების უბანი დახრილია.

ძალა (ნიუტონებში) მორების შესაჯახებლად მოსრიალე საყრდენებში ჰორიზონტულ უბანზე ტოლია

$$P = mgf \qquad (44)$$

წინააღმდეგობა მორის მასის ინერციის ძალის გათვალისწინებით



ნახ. № 10. დაჯახების მოწყობილობების სქემები:
ა – ძირითადი სქემები; ბ, გ, დ – საანგარიშო სქემები.

$$P = mgf + m\frac{dv}{dt}. \tag{45}$$

თანაბრად აჩქარებული ჩამოგდებისას

$$P = m\left(gf + \frac{v}{t}\right), \tag{46}$$

სადაც, v – მორის ჩამოგდების სიჩქარე;

t – ჩამოგდების ხანგრძლივობა, წმ;

f – მერქანსა და ტრავერსის ზედაპირს შორის სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი.

m – მორის მოცულობა.

ნევის ორგანოს წინააღმდეგობა შეჯახებისას

$$W = m\left(gf + \frac{v}{t}\right) f_1 . \qquad (47)$$

სადაც, f_1 არის სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი დაჯახების მოწყობილობის ზედაპირსა და მერქანს შორის.

მორის დაჯახებისას გადაგორებით ცილინდრული გორგოლაჭების მსახველებთან, ჩამოგდების ძალა

$$W = Pf_1 = mg\frac{2\mu}{d_{საშ}} f_1 , \qquad (48)$$

სადაც, μ არის მორის გორვის ხახუნის კოეფიციენტი,

$d_{საშ}$ – მორის (შოლტის) საშუალო დიამეტრი,

$$d_{საშ} = \frac{d_{მაქ} + d_{მინ}}{2} , \qquad (49)$$

სადაც, $d_{მაქ}$ არის მორის დიამეტრი კინტში,

$d_{მინ}$ – მორის დიამეტრი წვეროში.

მორის შეჯახებისას, სიმრუდის გამო, ადგილი აქვს გორვის და სრიალის ხახუნს გორგოლაჭებზე ან სიბრტყეზე. მორის (შოლტის) სრიალს ითვალისწინებენ K_ℓ კოეფიციენტით, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$K_\ell = \frac{d_{მაქ} - d_{მინ}}{d_{მაქ} + d_{მინ}} , \qquad (50)$$

მაშინ წინააღმდეგობა

$$W = mg\frac{2\mu}{d_{საშ}} (1 + K_\ell) f_1 . \qquad (51)$$

თუ მორის ჩამოგდება ხდება ტრავერსაზე, რომელსაც აქვს დახრილი სიბრტყე (ნახ. № 10, გ,დ) შეჯახების ძალა

$$P = \frac{mg(tg\beta + f) + \frac{vm}{t\cos\beta}}{(1 - f_0 f) - (f_0 + f)tg\beta}, \qquad (52)$$

ხოლო, წევის ორგანის წინააღმდეგობა

$$W = f_0 \left[\frac{mg(tg\beta + f) + \frac{vm}{t\cos\beta}}{(1 - f_0 f) - (f_0 + f)tg\beta} \right]. \qquad (53)$$

11. *წევის ორგანოს წინააღმდეგობა გამოწვეული მოძრავ ობიექტზე, ტექნოლოგიური ზემოქმედების შედეგად.*

წევის ორგანოზე წინააღმდეგობა წარმოიშობა მაშინ, როდესაც ტვირთის გადაადგილება ან ნაკეთობის ფორმირება მიმდინარეობს ტექნოლოგიური ზემოქმედების შედეგად. ტექნოლოგიური წინააღმდეგობები შეიძლება იყოს სხვადასხვა ხასიათის, რაც დამოკიდებულია კონვეიერზე შესრულებულ კონკრეტულ ოპერაციებზე.

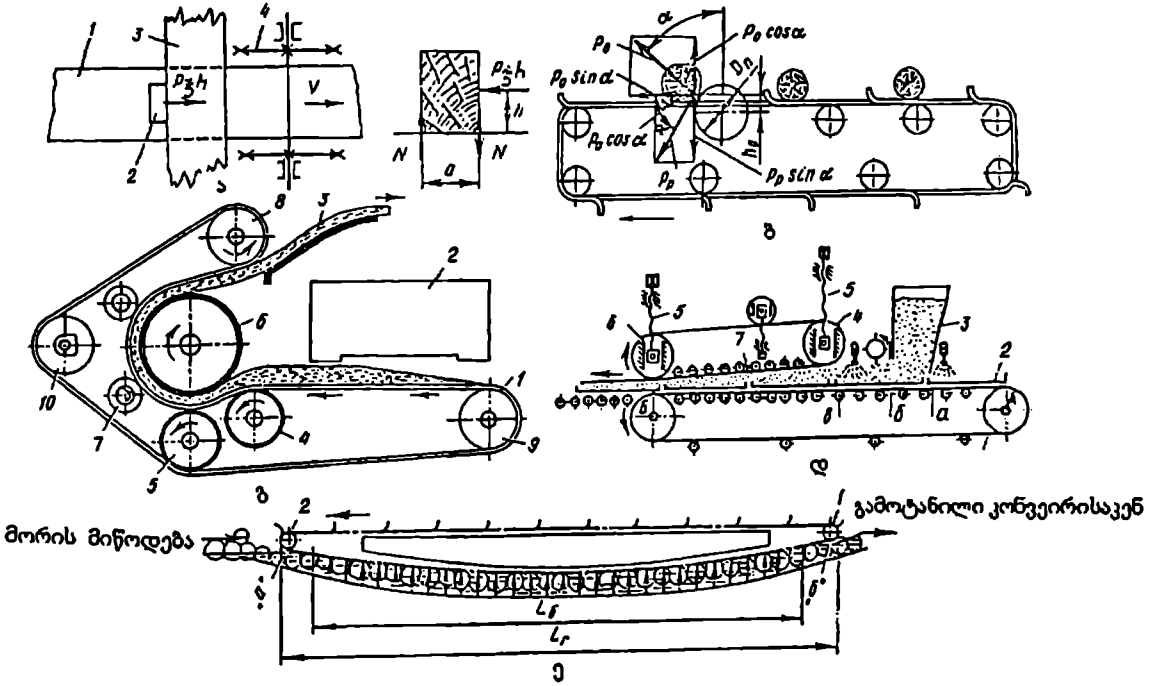
ტექნოლოგიური წინააღმდეგობები შემდეგი სახისაა:

ა. წინააღმდეგობები ჭრის პროცესის შესრულებისას, რომელიც დამოკიდებულია საჭრისების რაოდენობაზე, მათ განლაგებაზე წევის ორგანოს მიმართ და სატრანსპორტო ტვირთზე.

ბ. დაწნევის პროცესებში წარმოქმნილი წინააღმდეგობები.

გ. ჰიდროთერმულ დამუშავებაში წარმოქმნილი წინააღმდეგობები.

განვიხილოთ ზოგიერთი ტექნოლოგიური წინააღმდეგობების განსაზღვრის მეთოდიკა. მე-11 ნახაზზე ნაჩვენებია ტექნოლოგიური დატვირთვის სქემები. მე-11, ა ნახაზზე ნაჩვენებია წევის ორგანოს დატვირთვა ხერხვის პროცესში. ამ შემთხვევაში საყრდენი (2), ნამზადთან (3) ერთად გადაადგილდება სტაციონალურად დამაგრებულ ხერხისაკენ (4). ამ შემთხვევაში, ჭრის ძალა $P_ჭ$ მოქმედებს კონვეიერის წევის ორგანოზე.



ნახ. №11. დატვირთვის სქემები:

ა – კონვეიერის გაწევის ორგანო ხერხვის დროს, ბ – კონვეიერის გაწევის ორგანო მრავალხერხიან მოწყობილობაზე მორების დაჭრა, გ, დ – კონვეიერის ლენტები ფილების წარმოებისას, ე – კონვეიერის ჯაჭვი მორის ჰიდროთერმული დამუშავებისას.

ზოგჯერ აუცილებელია გათვალისწინებული იყოს $P_ჭ \cdot h$, მომენტი, რომელიც იწვევს დამატებით წინააღმდეგობას კონვეიერის საყრდენებზე შემდეგი ძალისაგან

$$N = \frac{P_ჭ \cdot h}{a}. \qquad (54)$$

კონვეიერის გამწევ ორგანოზე ჭრის ძალისაგან და მოძრაობისაგან გამოწვეული დამატებითი წინააღმდეგობა ტოლია

$$P_ჭ = H_{მაქს} b \frac{\nu_{მც}}{\nu} K, \qquad (55)$$

სადაც, $H_{მაქს}$ არის განახერხის მაქსიმალური სიმაღლეა, მმ,

b – განახერხის სიგანე, მმ,

ν – ჭრის სიჩქარე, მ/წთ,

$\nu_{მც}$ – კონვეიერის გამწევი ორგანოს სიჩქარეა მ/წთ.

თუ მორი, ფილები, ძელები, ფიცრები და ა.შ. მოძრაობს კონვეიერით ერთდროულად რამდენიმე სტაციონალურად დამაგრებულ ხერხისაკენ მაშინ, საერთო წინააღმდეგობაა

$$P_{ჭრ.ს} = H'_{მაქს} b \frac{\nu_{მც}}{\nu} K, \qquad (56)$$

$$H'_{მაქს} = H_{მაქს} n_ხ \cdot n_l; \qquad (57)$$

სადაც, K –კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია მერქნის ჯიშზე, განახერხის სიგანეზე მიწოდების სიჩქარეზე, ხერხის კბილების დაბლაგვაზე და სხვ.

$n_ხ$ – ხერხების რაოდენობა,

n_l – ხერხების ერთდროულად მუშაობის კოეფიციენტი.

ამრიგად

$$W_ჭრ = P_{ჭრ.ს} \cdot K_l, \qquad (58)$$

K_l არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ჭრის ძალისა და ჯაჭვის მოძრაობის სიბრტყის აცდენას K_l = 1,25 –1,4.

მე-11, გ ნახაზზე მოცემულია ლენტას დატვირთვის სქემა, მერქნის ბურბუშელის ფილის უწყვეტი წარმოების დროს, სადაც გამწევი ორგანო, მზიდი და ტექნოლოგიური ორგანოა ლენტა (1), რომელზედაც საცავიდან (2) მიეწოდება ნაფოტი და ქმნის ფარდაგს (3). ლენტას გამაცხელებელ გორგოლაჭებსა (4, 5) და დამწნეხი ცხელი ლილვს (6) შორის გავლისას, ორი ლილვის (7) დაწოლის შედეგად, მიმდინარეობს ფილის ფარდაგის დაწნეხვა. დოლი (8) არის ამძრავი, (9) ამყოლი, ხოლო (10) დამჭიმი.

ლენტის მოძრაობის წინააღმდეგობის სქემა ლენტური კონვეიერისათვის მოცემულია მე-11, დ ნახაზზე, ხოლო ხვეტია ჯაჭვური კონვეიერისათვის მე-11, ე ნახაზზე. კონვეიერის გამწევი ორგანო (1) (ნახ. № 11, დ) დაკავშირებულია ქვეში (2), რომელზედაც ბუნკერიდან (3) იყრება ბურბუშელა და მიეწოდება α კუთხით დახრილ დამწნეხ კონვეიერს (4).

დაწნეხვის ძალის წარმოქმნის ხრახნები (5) და დაწოლა გადაეცემა ლენტს (7) დოლის (6) საშუალებით.

მე-11, ე ნახაზზე ნაჩვენებია ჰიდროთერმული დამუშავების ჯაჭვური კონვეიერის სქემა. მორები ჯაჭვური კონვეიერის (1) საშუალებით იყრება წყალში. შემდეგ, ხვეტიას საშუალებით გადაადგილდება გამოსატან კონვეიერამდე.

მოძრაობის წინააღმდეგობა, ამ შემთხვევაში, შედგება ვარსკვლავას, ჯაჭვის ჩაკიდულობისა და მორის გადაადგილებათა წინააღმდეგობების ჯამისაგან

$$W = \frac{(q + q_3)gL^2}{8f} + W_3, \qquad (59)$$

სადაც, q – 1 გრძივი მეტრი ჯაჭვის მასა, კგ/მ,

q_3 – 1 გრძივი მორის მასა, კგ/მ,

L – მანძილი ვარსკვლავებს შორის, მ,

f – ხახუნის კოეფიციენტი მორების მოძრაობისა სითხეში, კგ/მ³,

$W_ვ$ – მორების წყალში ხვეტიებით გადაადგილების წინააღმდეგობა.

12. *კონვეიერის გამწევი ორგანოს მოქნილ ტოტებში ძალებისა და ამძრავის სიმძლავრის განსაზღვრა.*

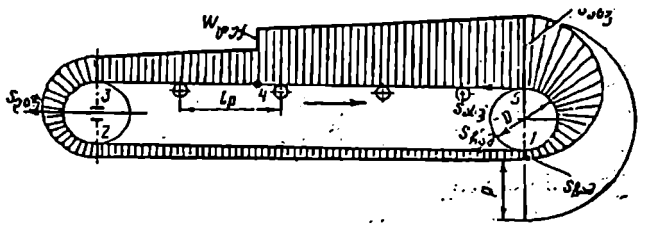
თუ ცნობილია კონვეიერის ყოველ უბანზე გამწევი ორგანოზე მოქმედი დატვირთვები და მათი სიგრძე, მაშინ შეიძლება განისაზღვროს გადაადგილების ჯამური წინააღმდეგობის სიდიდე. თითოეულ უბანზე წინააღმდეგობა ჯამდება გამწევი ორგანოსა და ტვირთის გადაადგილებისას წარმოქმნილი და ტექნოლოგიური წინააღმდეგობებისაგან. ამ მონაცემების საფუძველზე კონტურს სქემაზე დავიტანთ წერტილებით, რომელიც შეესაბამება ერთგვაროვანი დატვირთვის ზღვრებს, რაც საშუალებას იძლევა მივიღოთ გამწევი ორგანოს კონტურზე მოქმედი ძალოვანი ნაკადების ცვლილების გრაფიკული სურათი. აგება დაწყებული უნდა იყოს ამძრავის წამყვან რგოლზე გამწევი ორგანოს ასვლის წერტილიდან (ნახ. № 12). მიღებული ეპიურა საშუალებას იძლევა განისაზღვროს დაჭიმულობა კონტურის თითოეულ წერტილში (1÷5) და მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა წერტილში (5). კონტურის ტოტის მოცემულ წერტილში დაჭიმულობა ტოლია წინა, წერტილში დაჭიმულობის მნიშვნელობას პლუს (ამ მინუს) დაჭიმულობის მნიშვნელობისა, წინა წერტილიდან განსახილველ წერტილამდე.

$$S_2 = S_1 + W_{1-2},$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3},$$

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i}.$$

მე-12 ნახაზზე მოცემულია კონვეიერში დაჭიმულობის ცვლილების ეპიურა. კონვეიერს აქვს ჰორიზონტული შტოები, ამასთანავე, ზედა შტოზე მე-4 წერტილიდან მე-5 წერტილამდე წარმოიქმნება დაჭიმულობა, ტექნოლოგიური ოპერაციების შესრულების პროცესში.



ნახ. № 12. კონვეიერის ტოტების დატვირთვის ეპიურა.

გამწევი ორგანოს ამძრავ რგოლზე (დოლზე-ლენტის, ბაგირის, ღვედის, ხოლო ვარსკვლავზე – ჯაჭვის) ასვლის $S_{ასვ}$ და ჩამოსვლის $S_{ჩამ}$, ტოტებში ძალებს შორის დამოკიდებულება გამოითვლება ეილერის განტოლებით, რომელიც საკმარისი სიზუსტით იძლევა შედეგებს. როგორც ხახუნით ისე მოდებით მომუშავე გადაცემების გაანგარიშებისას.

ეილერის დამოკიდებულებას აქვს შემდეგი სახე:

$$S_{ასვ} = S_{ჩამ} \cdot e^{f\alpha}, \qquad (61)$$

სადაც, f არის ხახუნის კოეფიციენტი ლენტსა და ამძრავ დოლს შორის,

e – ნეპერის რიცხვი ($e \approx 2{,}72$),

α – შემოხვევის კუთხე (რად.).

წონასწორობის პირობიდან გამომდინარე განისაზღვრება წრიული ძალა, რომელიც საჭიროა მოძრაობის წინააღმდეგობის გადასალახად.

$$S_{\text{ასე}}\frac{D}{2}=(P+S_{\text{ჩაშ}})\frac{D}{2} \quad \text{ანუ} \qquad P=S_{\text{ასე}}-S_{\text{ჩაშ}}. \tag{62}$$

ე.ი.

$$P=S_{\text{ჩაშ}}(e^{f\alpha}-1) \text{ ანუ}$$

$$P=\frac{S_{\text{ასე}}}{e^{f\alpha}}(e^{f\alpha}-1)=S_{\text{ასე}}\left(1-\frac{1}{e^{f\alpha}}\right). \tag{63}$$

63-ე ფორმულაში მე-12 ნახაზიდან გამომდინარე

$$S_{\text{ასე}}=s_5=s_3+W_{3-4}+W_{4-5}. \tag{64}$$

$S_{\text{ჩაშ}}$ მნიშვნელობას ადგენენ ისე, რომ ის საკმარისი იყოს ლენტის დოლზე მოდების უზრუნველსაყოფად.

მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოებაც, რომ ოპტიმალურად უნდა განისაზღვროს საყრდენ გორგოლაჭებს შორის მანძილი. გორგოლაჭებს შორის დასაშვებ მნიშვნელობაზე მეტი მანძილი იწვევს ლენტის ჩაკიდულობის ზრდას, რაც სატრანსპორტო ფხვიერი მასალის გადმოყრას იწვევს.

ლენტის შტოებში დაჭიმულობის აუცილებელი სიდიდე იქმნება დამჭიმი მოწყობილობით (ნახ. № 12).

63-ე ფორმულის გამოსახულებიდან ჩანს, რომ წრიული ძალა დამოკიდებულია $e^{f\alpha}$-ზე, რომლის ზრდა იწვევს P-ს ზრდასაც.

ამძრავი დოლის გაწევის უნარი შეიძლება გაიზარდოს ხახუნის კოეფიციენტის f ზრდით, რაც შეიძლება მიღწეული იქნას დოლის სხვადასხვა მასალების დაფარვით. $e^{f\alpha}$ სიდიდის ზრდა შემოხვევის კუთხის გაზრდით შეიძლება მიღწეული იყოს სხვადასხვა ხერხით (ნახ. № 13).

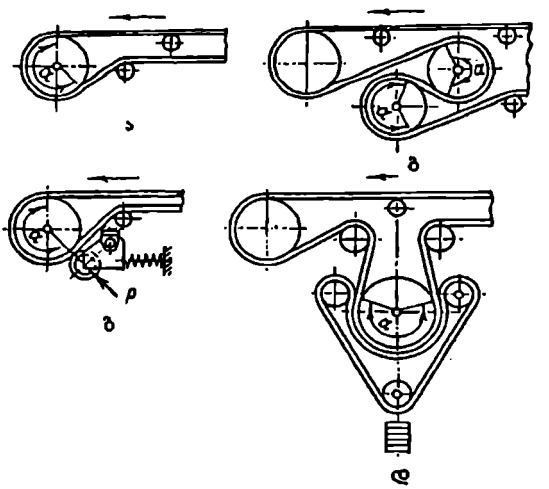
მე-13, ა ნახაზზე ნაჩვენებია დამატებითი გორგოლაჭით შემოხვევის კუთხის ზრდის სქემა: მე-13, ბ ნახაზზე ნაჩვენებია გაორებული წამყვანი დოლის სქემა.

გაწევის უნარის გასაზრდელად შეიძლება გამოყენებული

იქნას დამწოლი გორგოლაჭები (ნახ. № 13, გ) ან ლენტები (ნახ. № 13, დ).

კონვეიერის ამძრავის სიმძლავრე განისაზღვრება, მუშაობის დამყარებული რეჟიმისათვის შემდეგი გამოსახულებით

$$N = \frac{P_{\text{ხ}} v}{1000\eta}, \tag{65}$$



ნახ. № 13. წამყვანი დოლის და ლენტის შემოხვევის კუთხის ზრდის ხერხები

სადაც, $P_{\text{ხ}}$ არის საანგარიშო წრიული ძალა, რომელიც გაანგარიშდება ამძრავ დოლზე, წინააღმდეგობის გათვალისწინებით.

$$P_{\text{ხ}} = P + W_{\text{დ}} = S_{\text{ასვ}}\left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) + W_{\text{დ}}, \tag{66}$$

v – გამწევი ორგანოს სიჩქარეა, მ/წმ,

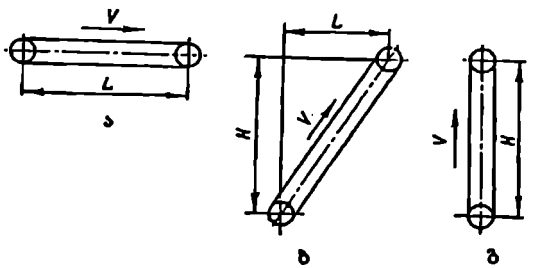
η – ამძავი მექანიზმის მ.ქ.კ. ძრავის ლილვიდან კონვეიერის წამყვან რგოლამდე,

$W_{\text{დ}}$ – ამძრავის დოლზე წინააღმდეგობის სიდიდე.

კონვეიერის ამძრავი განლაგებული უნდა იყოს ისე, რომ გამწევი ორგანოს მაქსიმალური დაჭიმულობა იყოს რაც შეიძლება მცირე, რადგან ის საწყისი სიდიდეა გამწევი ორგანოს ზომების დასადგენად და ამასთანავე განსაზღვრავს მასას და, შესაბამისად, მოძრაობის წინააღმდეგობას.

ბლოკების, დოლების და ვარსკვლავას მოვლების ადგილებში უნდა ვეცადოთ გამწევი ძალის დაჭიმულობის შემცირებას. ამძრავი და დამჭიმი მოწყობილობების სწორ განლაგებამ მნიშვნელოვნად შეიძლება შეამციროს დაჭიმულობა შტოებში და წინააღმდეგობა.

მე-14 ნახაზზე მოცემულია კონვეიერების საანგარიშო სქემები.



ნახ. № 14. კონვეიერების საანგარიშო სქემები:
ა – ჰორიზონტული, ბ – დახრილი, გ – ვერტიკალური.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ გამწევი ორგანოების მასა ვერტიკალურ უბანზე ორივე შტოში გაწონასწორებულია, შეიძლება დავწეროთ ჰორიზონტული კონვეიერისათვის

$$N = N_0 + N_1 , \qquad (67)$$

დახრილი კონვეიერისათვის

$$N = N_0 + N_1 + N_2 , \qquad (68)$$

ვერტიკალური კონვეიერისათვის

$$N = N_2 , \qquad (69)$$

სადაც, N_0 არის კონვეიერის ორივე შტოს გადასაადგილებლად საჭირო სიმძლავრე,

N_1 – სასარგებლო ტვირთის გადასაადგილებლად საჭირო სიმძლავრე,

N_2 – ვერტიკალურ კონვეიერებში ტვირთის აწევისათვის საჭირო სიმძლავრე.

ძრავის სიმძლავრე

$$N_ძ = \frac{N}{\eta_ს}, \qquad (70)$$

სადაც, $\eta_ს$ – მ.ქ.კ., რომელიც ითვალისწინებს, ხახუნის გამო, ყველა სახის დანაკარგებს ამძრავ, დამჭიმ მოწყობილობებში, გამწევი ორგანოს ამძრავ ორგანოზე მოვლებისას, დატვირთვა-განტვირთვაზე წინაამდეგობებს, აგრეთვე, ძრავიდან კონვეიერის ამძრავ ლილვამდე ყველა გადაცემის მქკ-ს.

3. ტრანსპორტიორის წევის ანგარიში

წევის ძალა არის ის ძალა, რომელიც ამძრავმა უნდა გადასცეს გამწევ ორგანოს, რომ დამყარებულ მოძრაობისას გაწონასწორებული იქნას მოძრაობის წინაღობა.

წევის ძალა არის მოძრაობის დროს წარმოშობილი ყველა წინააღმდეგობათა ჯამის ტოლი. წევის ძალის მიხედვით განისაზღვრება ტრანსპორტიორის ამძრავის სიმძლავრე. გამწევი ორგანოს დაჭიმულობა გამოსახავს დატვირთვას, რომელსაც წევის ორგანოს აქვს ტრანსპორტიორის სხვადასხვა წერტილში.

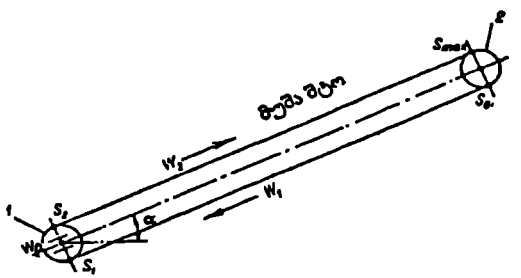
ეს დატვირთვა განისაზღვრება არამარტო მოძრაობის წინააღმდეგობით, არამედ სამონტაჟო დაჭიმულობით, რომელიც დამჭიმავი სადგურით ხორციელდება და აუცილებელია

ტრანსპორტიორის ნორმალური მუშაობის უზრუნველსაყოფად.

ჯაჭვურ ტრანსპორტიორებში ჯაჭვის დაჭიმულობაში შედის, აგრეთვე, ჯაჭვის არათანაბარი მოძრაობით გამოწვეული დინამიკური დატვირთვა. მაქსიმალური დაჭიმულობით განისაზღვრება გამწევი ორგანოს სიმტკიცე. გამწევის ორგანოს დაჭიმულობა წამყვან ვარსკვლავაზე ან დოლზე ასვლის წერტილში, მნიშვნელოვნად განსხვავდება გამწევი ძალისაგან.

ტრანსპორტის წევაზე ანგარიში გულისხმობს, ტრანსპორტიორის სხვადასხვა წერტილში, წევის ორგანოს დაჭიმულობებისა და საერთო წევის ძალის განსაზღვრას.

მე-15 ნახაზზე მოცემულია მარტივი ტრანსპორტიორის სქემა S-ით აღნიშნულია წევის ორგანოს დაჭიმულობა სხვადასხვა წერტილში. W_1, W_2 და $W_{\text{კ}}$ აღნიშნავს მოძრაობის წინააღმდეგობას, ტრანსპორტიორის სხვადასხვა უბანზე.



ნახ. №15. ტრანსპორტიორის სქემა:
1 – მიმმართველი დოლი; 2 – წამყვანი დოლი.

თუ ცნობილია წევის ორგანოს საჭირო დაჭიმულობა წამყვან ვარსკვლავაზე ან დოლზე ასვლის წერტილში S_0 მაშინ, დაჭიმულობა მიმმართველი ვარსკვლავადან ან დოლიდან ჩამოსვლის წერტილში

$$S_1 = S_0 + W_1 \text{ კგ.} \qquad (71)$$

მხედველობაში მიღებული უნდა იყოს ის, რომ დახრილ უბანზე ქვემოთ მოძრაობისას წინააღმდეგობა შეიძლება იყოს უარყოფითი, მაშინ $S_1<S_0$. დაჭიმულობა S_2 მიმმართველი ვარსკვლავადან ჩამოსვლის წერტილში

$$S_2 = S_1 + W_დ = S_0 + W_1 + W_დ \text{ კგ.} \quad (72)$$

წამყვან ვარსკვლავაზე ან დოლზე ასვლის წერტილში დაჭიმულობა ტოლია

$$S_{მაქს} = S_2 + W_2 = S_0 + W_1 + W_დ + W_2 = S_0 + \Sigma W \text{ კგ.} \quad (73)$$

ამრიგად, თუ ცნობილია ტრანსპორტიორის სხვადასხვა უბანზე მოძრაობის წინააღმდეგობა მაშინ, შესაძლებელია განისაზღვროს წევის ორგანოს დაჭიმულობა ტრანსპორტიორის ნებისმიერ ადგილზე. ამასთანავე გათვალისწინებული უნდა იყოს, რომ ტრანსპორტიორის არც ერთ წერტილში დაჭიმულობა არ აღმოჩნდეს დასაშვებზე ნაკლები. დამატებითი დაჭიმულობა იქმნება დამჭიმავი სადგურის მიერ. გაანგარიშება იწყება იმ წერტილიდან, სადაც მოსალოდნელია მაქსიმალური მნიშვნელობა და განისაზღვრება მინიმალური დასაშვები მნიშვნელობა. ამის შემდეგ განისაზღვრება დაჭიმულობა დანარჩენ უბანზე.

წევის ძალა, რომელიც უნდა გადალახოს წევის ორგანომ წამყვანი ვარსკვლავას ან დოლის საშუალებით ტოლია:

$$\Sigma W = S_{მაქს} - S_0 \text{ კგ.} \quad (74)$$

ტრანსპორტიორის ამძრავის სიმძლავრე დამყარებულ რეჟიმში

$$N = \frac{v}{102\eta_{ამძ}} \left[(S_{მაქს} - S_0) + W'_დ \right] \text{ კვტ,} \quad (75)$$

სადაც $W_დ$ არის დამატებითი წინააღმდეგობა წამყვან ვარსკვლავაზე ან დოლზე, რომელიც არაა გათვალისწინებული ΣW-ში და განისაზღვრება მე-19 ფორმულის გამოსახულებით,

$\eta_{ამ}$ – ამძრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

გაანგარიშებული სიმძლავრის მნიშვნელობის მიხედვით შეირჩევა ელექტროძრავა.

ორ ან რამდენიმე ჯაჭვიან ტრანსპორტიორებში ყველა ანგარიში ანალოგიურია მხოლოდ სასარგებლო დატვირთვა იყოფა ჯაჭვის რიცხვზე, ხოლო სიმძლავრე განისაზღვრება მისი საანგარიშო მნიშვნელობის ჯაჭვის რიცხვზე გამრავლებით.

ჯაჭვურ ტრანსპორტიორებში წარმოიშობა დამატებითი დინამიკური დატვირთვა ჯაჭვზე, რომელიც გათვალისწინებული უნდა იყოს, როგორც გაანგარიშების, ასევე არჩევის დროსაც.

დამატებითი დინამიკური დატვირთვა განპირობებულია იმ გარემოებით, რომ ადგილი აქვს მოძრაობის უთანაბრობას, რაც გამოწვეულია იმით, რომ ჯაჭვი მოძრაობაში მოდის მცირე რაოდენობის კბილების მქონე ვარსკვლავასაგან.

ცვლადი ბიჯის მქონე ჯაჭვებისათვის დინამიკური დატვირთვა გამოითვლება ტოლობით

$$S_{დინ} = 6m\left(\frac{\pi v}{z}\right)^2 \frac{a}{(a+b)^2} \text{ კგ.} \qquad (76)$$

ერთნაირ ბიჯიანი ფირფიტოვანი ჯაჭვებისათვის

$$S_{დინ} = 6m\left(\frac{\pi v}{z_1}\right)^2 \frac{1}{t} \text{ კგ,} \qquad (77)$$

სადაც, v არის ჯაჭვის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ,

z – წამყვანი ვარსკვლავს კბილთა რიცხვი,

z_1 – ფირფიტოვანი ჯაჭვის ვარსკვლავას კბილთა რიცხვი,

a – გრძელი რგოლის ბიჯი, მ,

t – მოკლე რგოლის ბიჯი, მ ($a = t + d_0$ და $b = t - d_0$),

d_0 – ჯაჭვის დიამეტრი,

m – ჯაჭვის იმ ნაწილის მასა, რომელიც არათანაბრად მოძრაობს.

ვერტიკალური ან თითქმის ვერტიკალურ ელევატორებში მასის განსაზღვრისას, აიღება მუშა შტოს წონა და მასზე მოქმედი სასარგებლო დატვირთვა

$$m = \frac{q_2 L_ვ}{g} \quad \frac{კგ \cdot წმ^2}{მ}, \tag{78}$$

სადაც, q_2 – სრული დატვირთვაა 1 მ-ზე, კგ/მ,

$L_ვ$ – მუშა შტოს სიგრძე, მ,

$g = 9,81$ მ/წმ² – სიმძიმის ძალის აჩქარება.

დახრილ და ჰორიზონტულ ტრანსპორტიორებში სიგრძით 25 მ

$$m = \frac{q_2 L_ვ + q_0 L_უ}{g} \quad \frac{კგ \cdot წმ^2}{მ}, \tag{79}$$

სადაც, $L_უ$ – ჯაჭვის უქმი შტოს სიგრძე, მ,

26-60 მ სიგრძის მქონე ტრანსპორტიორებში

$$m = \frac{q_2 L_ვ + 0,5 q_0 L_უ}{g} \quad \frac{კგ \cdot წმ^2}{მ}, \tag{80}$$

60-100 მ სიგრძის ტრანსპორტიორებისათვის

$$m = \frac{q_2 L_ვ}{g} \quad \frac{კგ \cdot წმ^2}{მ}, \tag{81}$$

100 მ-ზე მეტი სიგრძის ტრანსპორტიორებისათვის

$$m = \frac{0,65 q_2 L_ვ}{g} \quad \frac{კგ \cdot წმ^2}{მ}. \tag{82}$$

IV თავი

უწყვეტი ძმედების კონვეიერები მოძრილი გამწევი ორგანოთი

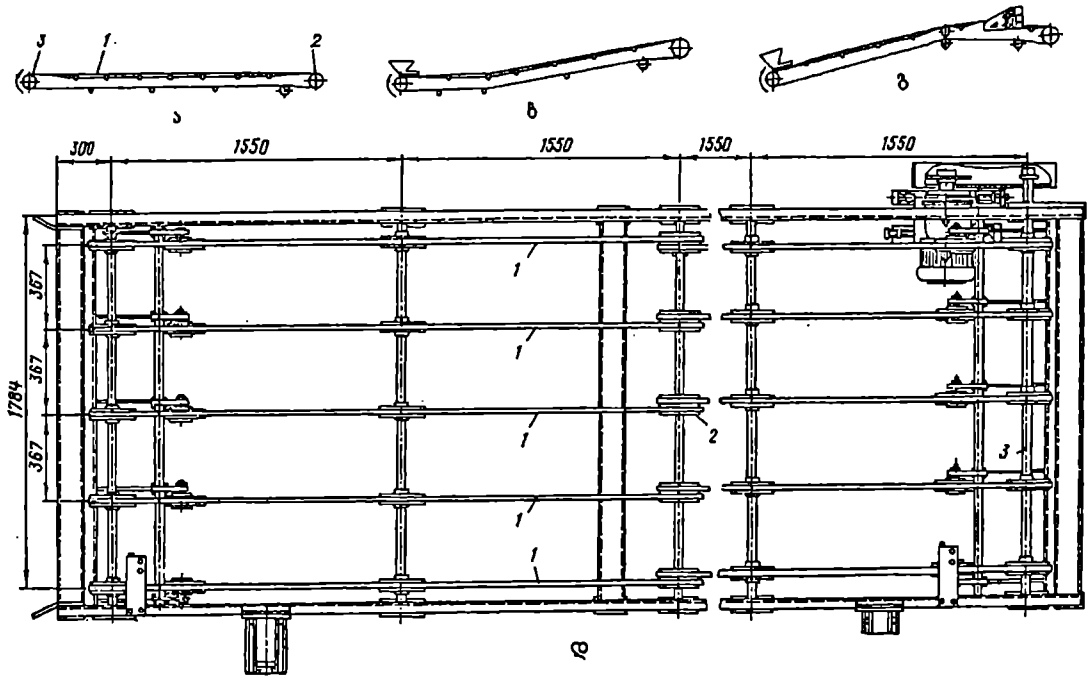
1. ლენტური კონვეიერები

ლენტური კონვეიერები გამოიყენება, ძირითადად, ტექნოლოგიურ პროცესებში ფხვიერი ტვირთის ტრანსპორტიორებისათვის. პირველ ა ნახაზზე ნაჩვენებია ჰორიზონტული ლენტური კონვეიერი. პირველ ბ ნახაზზე ნაჩვენებია კონვეიერი ჰორიზონტული და დახრილი უბნებით პირველ გ ნახაზზე მოცემულია კონვეიერი განმტვირთავი ურიკით. პირველ დ ნახაზზე მოცემულია ღვედური კონვეიერი. კონვეიერებს შეიძლება ჰქონდეს ხისტი ჩარჩო (ნახ. № 1, დ) ან ბაგირული სისტემა (ნახ. № 1, ბ). დამონტაჟების მიხედვით კონვეიერები არის სტაციონალური და მოძრავი.

ფხვიერი მასალას ტვირთავენ, უშუალოდ, კონვეიერის ლენტაზე ან დამტვირთავი ღარით. გადასატანი ტვირთი გადადის ლენტის (1) მუშა შტოზე, რომელიც შემოევლება ამძრავ (2) და დამჭიმავ (3) დოლზე. ლენტა ეყრდნობა ბრტყელ ან ღარებიან საყრდენ გორგოლაჭებზე. ლენტი წარმოადგენს ერთდროულად გამწევ დატვირთ-მზიდ ორგანოს. 2, ა ნახაზზე ლენტა (1) არის ტვირთმზიდი ორგანო, ბაგირი (2) გამწევია. ლენტის დაჭიმულობა აუცილებელია საჭირო ხახუნის ძალის წარმოშობა ამძრავ დოლზე და ლენტის ჩაკიდულობის შეზღუდვა.

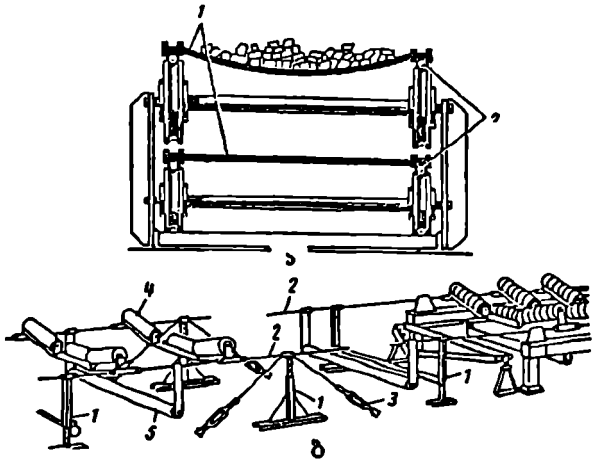
მე-3 ნახაზზე ნაჩვენებია მანქანა, რომელშიც მიეწოდება სხვადასხვა ფრაქციის ბურბუშელა, რაც საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ ფილის გარე ფენა წვრილი ნაწილაკებისაგან, შუა ნაწილი კი უფრო მსხვილი ნაწილაკებისაგან.

ორლენტიანი კონვეიერი მოცემული სიმაღლის სავარცხლისებრი თამასით მუშაობს, როგორც ხვეტია და ბუნკერიდან (1)

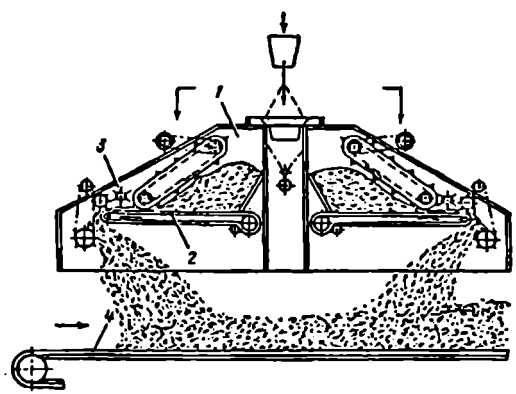


ნახ. № 1. კონვეიერის სქემები

ა, ბ, გ – ლენტური, დ – ღვედური, 1 0 ღვედები, 2 – საყრდენი ბორბლები, 3 – ლილვი წამყვანი ბორბლებით.



ნახ. № 2. ლენტური კონვეიერი სქემები:
ა – ლენტურ-ბაგირული, 1 – ტვირთმზიდი ლენტა, 2 – გამწევი ბაგირი, ბ – ბაგირულ სადგარიანი, 1 – სადგარი, 2 – საყრდენი ბაგირული მოსაჭიმი, 3 – საჭიმარი, 4 – დატვირთული შტოს გორგოლაჭიანი საყრდენები, 5 – უქმი შტოს საყრდენი გორგოლაჭები.



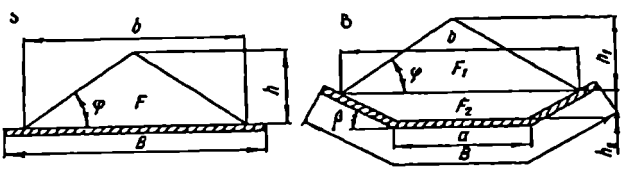
ნახ. № 3. ფილების მაფორმირებელი ლენტური კონვეიერიანი მანქანის სქემა.

ბურბუშელა მიეწოდება კონვეიერზე (2), შემდეგ დოზირების ღერძის (3) გავლით კონვეიერ 4-ზე მოთავსებულ ქვებზე. ამას-

თანავე, მსუბუქი ბურბუშელა, რომელიც მიეწოდება მარცხენა მხრიდან, ქმნის პირველ ფენას, მძიმე ბურბუშელა მიეწოდება ორივე მხრიდან და ქმნის მეორე ფენას. მსუბუქი ბურბუშელა, რომელიც მიეწოდება მარჯვენა მხრიდან, ქმნის მესამე ფენას.

ტვირთმზიდი ორგანო ლენტურ კონვეიერებში არის ლენტი ქსოვილის, მორეზინებული, მავთულიანი და ფოლადის. ლენტის ძირითადი პარამეტრია – სიგანე B, რომელიც განსაზღვრავს მწარმოებლურობას და სისქე (შუასადებების რიცხვი). სისქე განსაზღვრავს ლენტის სიმტკიცეს.

ლენტის სიგანე B განისაზღვრება მწარმოებლურობიდან გამომდინარე და მას ამოწმებენ სატრანსპორტო ტვირთის სიდიდესთან დაკავშირებით. კონვეიერის მუშა შტოს ფორმა საყრდენის კონსტრუქციიდან გამომდინარე არის ბრტყელი ან ღარიანი (ნახ. № 4).



ნახ. № 4. სქემები ლენტის სიგანის განსაზღვრისათვის:
ა – ბრტყელი, ბ – ღარიანი.

ბრტყელი ლენტური კონვეიერის შემთხვევაში, მასალის კვეთის საჭირო ფართობი F, მ² მოცემული მწარმოებლურობის პირობებში

$$F = \frac{\Pi}{3600 \nu_{ლ} \gamma_{მ}}, \qquad (1)$$

სადაც, Π არის მწარმოებლურობა (კგ/სთ),

$\nu_{ლ}$ – ლენტის სიჩქარე, მ/წმ,

$\gamma_{მ}$ – მასალის სიმკვრივე, კგ/მ³.

მე-4 ნახაზიდან ჩანს, რომ $h=\frac{b}{2}tg\varphi$, სადაც φ არის მასალის დაყრის კუთხე. მაშინ

$$F=\frac{bh}{2}=\frac{b^2}{4}tg\varphi. \qquad (2)$$

$b\approx 0{,}8B$, ხოლო $\varphi\approx\frac{\rho}{2}$, სადაც ρ არის მოძრაობის დრო. მასალის ბუნებრივი დახრის კუთხე (გრად).

$$F=0{,}16B^2tg\frac{\rho}{2}=\frac{\Pi}{3600\nu_{ლ}\gamma_{ვ}}, \qquad (3)$$

საიდანაც

$$B=\sqrt{\frac{\Pi}{576\nu_{ლ}tg\frac{\rho}{2}\gamma_{ვ}}}. \qquad (4)$$

ღარის ფორმის მქონე ლენტიანი კონვეიერის მწარმოებლურობა მეტია, ვიდრე ბრტყელ ლენტიანი კონვეიერის. ღარის ფორმის მქონე ლენტიანი კონვეიერის მწამოებლურობა

$$\Pi=(F_1+F_2)\nu_{ლ}\gamma_{ვ}, \qquad (5)$$

სადაც, F_1 და F_2 შესაბამისად მასალის ფენების კვეთის ფართობი (ნახ. № 4, ბ) ღარის ფორმის მქონე ლენტიან კონვეიერში $\beta=20°-22°$ და $a\approx 0{,}4B$.

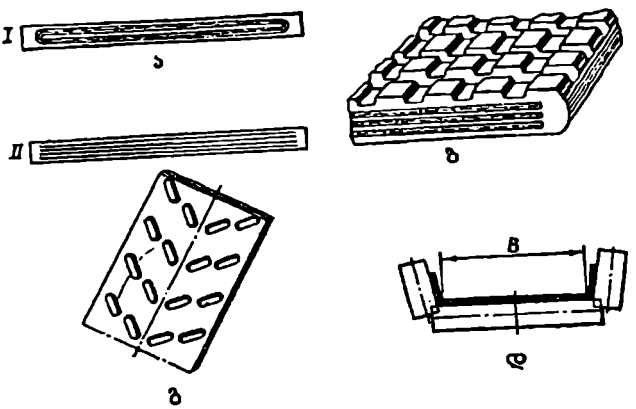
ჰორიზონტული კონვეიერისათვის მორეზინებული ლენტით მოძრაობის სიჩქარე $\nu_{ლ}$: ნახერხის ტრანსპორტირების შემთხვევაში 2,5 მ/წმ, ბურბუშელის ტრანსპორტირების 2 მ/წმ, ნაფოტისათვის 2,5 მ/წმ, თამასებისათვის 0,75-1,5 მ/წმ. მე-5 ნახაზზე ნაჩვენებია რეზინქსოვილიანი ლენტების სახეები.

რეზინქსოვილიანი ლენტა (ნახ. № 5, ა) შედგება რამოდენიმე ფენისაგან, ლენტის გარე ზედაპირებს, ზოგჯერ, ფარავენ რეზინის ფენით, რომელიც იცავს ზედაპირს მექანიკური დაზიანე-

ბისაგან და ტენიანობისაგან. რეზინის ფენის სისქეა 1-5 მმ.

მე-5, ბ ნახაზზე ნაჩვენებია მორეზინებული ლენტები ფოლადი ბადისა და ფოლადის გვარლისაგან დამზადებული კარკასით.

მე-5, დ ნახაზზე ნაჩვენებია მორეზინებული ლენტა, გადაღუნული ქიმებით.

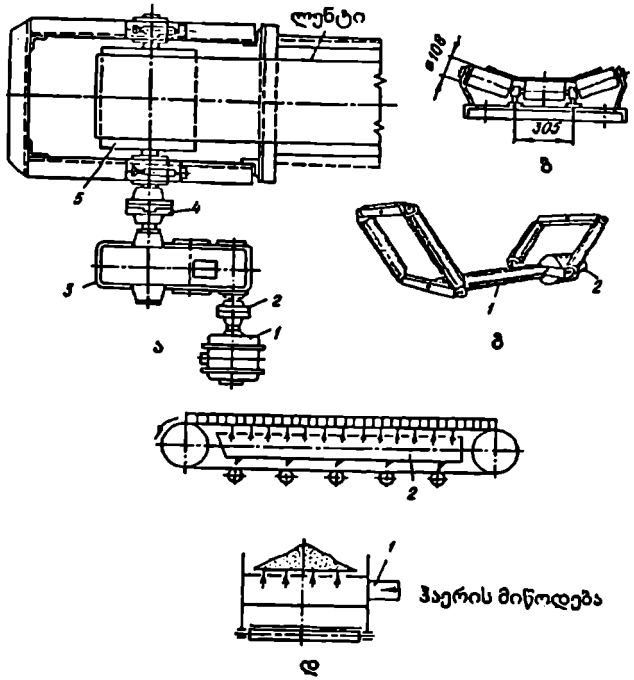


ნახ. № 5. რეზინქსოვილიანი ლენტების სახეები.

სიგანისაგან დამოკიდებულებით შუასადებების რაოდენობა არის 3-4-დან 7-12-მდე. შუასადებების რიცხვის ზრდით ლენტის მოქნილობა მცირდება.

მე-6 ნახაზზე მოცემულია სტაციონალური ლენტური კონვეიერის ამძრავის სქემა.

ელექტროძრავი (1) შეერთებულია რედუქტორთან (3) ქუროთი (2), რედუქტორის გამომავალი ლილვი დაკავშირებულია მუშტა ქუროთი (4) დოლის (5) ამძრავ ლილვთან. ამძრავი დამაგრებულია კონვეიერის ჩარჩოზე ან სპეციალურ სადგარზე. ლენტური კონვეიერის არაამძრავი გორგოლაჭიანი საყრდენის სქემა ნაჩვენებია მე-6, ბ ნახაზზე.



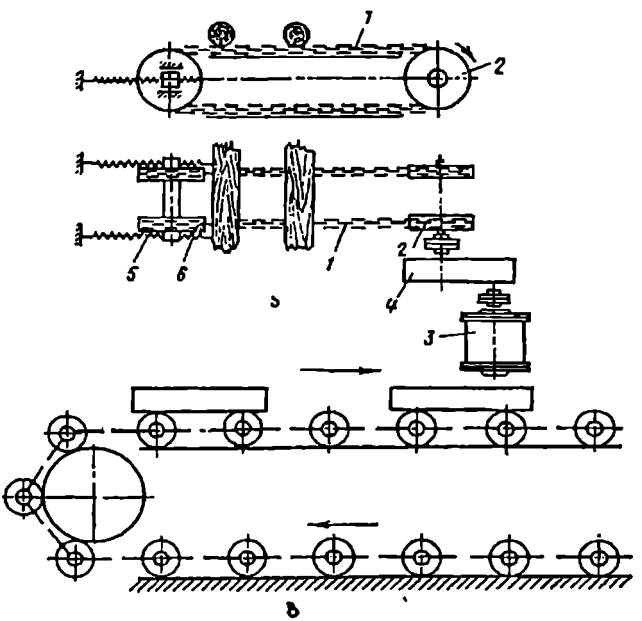
ნახ. № 6. კონვეიერის ამძრავის სქემები:
ა – კონვეიერის ამძრავი, ბ – არაამძრავი გორგოლაჭიანი საყრდენები,
გ – ამძრავი გორგოლაჭიანი საყრდენები, დ – ლენტის საყრდენები
ჰაერის ბალიშზე, 1 – დაწნეხილი ჰაერის მიწოდების არხი,
2 – ჰაერის კამერა საშენით.

მე-6, გ ნახაზზე ნაჩვენებია ამძრავი გორგოლაჭიანი საყრდენი. საშუალო გორგოლაჭი (1) მოძრაობაში მოდის ელექტრომძრავიდან (2). ასეთი საყრდენების გამოყენებით მცირდება წევის ძალა. ლენტის მოძრაობის წინააღმდეგობის შესამცირებლად გამოიყენება ჰაერის ბალიში ლენტის ქვეშ.

2. ჯაჭვური კონვეიერები

ჯაჭვური კონვეიერები ფართოდ გამოიყენება წარმოებაში. ისინი გამოიყენება – სორტიმენტების მისაწოდებლად და დასახარისხებელ მოწყობილობაში, ნედლეულის საწყობებში, ტექნოლოგიური პროცესში, მერქნის ბურბუშელის ფილების და მერქნის ბოჭკოვანი ფილების დამამზადებელ ხაზებში და ა.შ.

მე-7, ა ნახაზზე ნაჩვენებია ორჯაჭვიანი განივი კონვეიერის, ხოლო მე-7, ბ ნახაზზე ჯაჭვური მგორავი კონვეიერის სქემა.



ნახ. № 7. კონვეიერის სქემები:
ა – ორჯაჭვიანი განივი, ბ – ჯაჭვური მგორავი.

ჯაჭვის (1) წევის და მზიდი ორგანოები მოძრაობას ღებულობს ვარსკვლავადან (2), რომელიც თავის მხრივ მოძრაობს ელექტროძრავის (3) და რედუქტორის (4) საშუალებით. ჯაჭვის

დაჭიმვა ხდება სატვირთო ან ხრახნული დამჭიმი მოწყობილობით (5), რომელიც ვარსკვლავას (6) ღერძს გადაადგილებს განივი მიმართულებით. ზოგიერთ კონვეიერებში დაჭიმვა წარმოებს მუშა შტოს საკუთარი მასით.

ჯაჭვურ კონვეიერში შესაძლებელია დიდი ძალების გადაცემა, რადგან ისინი მტკიცეა და მასზე იოლად შეიძლება დამაგრდეს მუშა ორგანოები (ფირფიტები, ხვეტიები, ტრავერსები და სხვა). გარდა ამისა, ჯაჭვური კონვეიერები მოქნილია როგორც ვერტიკალური, ისე ჰორიზონტულ სიბრტყეში, არ მოითხოვს წინასწარ დაჭიმულობას და ა. შ.

ამასთან ერთად, ჯაჭვურ კონვეიერებს გააჩნიათ დიდი საკუთარი მასა; შეერთებებში, ცვეთის გამო, რთულდება ვარსკვლავასთან მოდება და მათი გამოყენებისას შეზღუდულია მოძრაობის სიჩქარე (2 მ/წმ-მდე).

კონვეიერებში გამწევ ჯაჭვებად გამოიყენება შენადუღი (ნახ. № 8, ა), ფირფიტოვანი (ნახ. № 8, ბ), დასაშლელი (ნახ. № 8, გ) ჯაჭვები. ფართოდ გამოიყენება ფირფიტოვანი ჯაჭვები. ისინი შეიძლება იყოს მილისა (1); მილისა-გორგოლაჭიანი (2); თვლის – მილისა (3), თვლის-მილისა-ქიმიანი (4); თვლის-მილისა-გორვის საკისრებზე (5).

ჯაჭვური კონვეიერის ამძრავის სიმძლავრე უნდა განისაზღვროს ორი პერიოდისათვის: დამყარებული მოძრაობის პერიოდისათვის და გაშვების პერიოდისათვის.

საანგარიშო ძალა დამყარებულ მოძრაობისათვის

$$P_{დამყ} = P_{სტ} + W_1 + W_2 + W_3, \qquad (6)$$

სადაც $P_{სტ}$ – სტატიკური წევის ძალა

$$P_{სტ} = S_{ასვ} - S_{ჩამ}. \qquad (7)$$

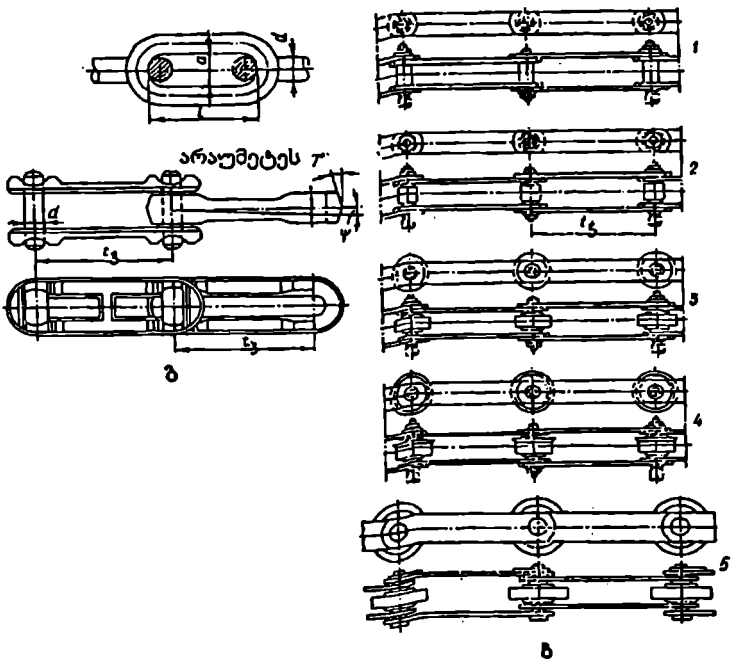
სადაც, $S_{ასვ}$ – წევის ორგანოს დაჭიმულობა ვარსკვლავაზე ასვლის წერტილში,

$S_{\text{ჩამ}}$ – წევის ორგანოს დაჭიმულობა ვარსკვლავადან ჩამოსვლის წერტილში,

W_1 – წევის ორგანოს წინააღმდეგობა ვარსკვლავაზე ასვლისას და ვარსკვლავას ლილვის პოჭოჭიკზე ხახუნის გამო,

W_2 – კონვეიერის დატვირთვის ადგილზე წინააღმდეგობა,

W_3 – კონვეიერის განტვირთვის ადგილზე წინააღმდეგობა.



ნახ. № 8. წევის ჯაჭვური კონვეიერები:
ა – შენადუღი, ბ – ფირფიტოვანი, 1 – მილისა, 2 – მილისა-გორგოლაჭიანი, 3 – თვლის-მილისა, 4 – თვლის-მილისა-ქიმიანი, 5 – თვლის-მილისა-გორვის საკისრებზე, გ – დასაშლელი.

საანგარიშო ძალა გაშვების მომენტში

$$P_{\text{გაშ}} = P_{\text{სტ}} + P_{\text{ინ}} + W_2, \qquad (8)$$

სადაც, $P_{ინ}$ – დატვირთული კონვეიერის გაშვების მომენტში ინერციის ძალაა.

ინერციული ძალა

$$P_{ინ} = m\frac{dv}{dt}, \qquad (9)$$

სადაც, m – მოძრავი ნაწილების მასა (ჯაჭვის მუშა და უქმი შტოების, სადაც მოწყობილობის და გადასატანი მასის), კგ.

$\frac{dv}{dt}$ – გაშვების მომენტში აჩქარება თანაბარაჩქარებული მოძრაობისას, რომელიც $\frac{v}{t_გ}$-ს ტოლია. $t_გ$ – გაშვების დროა. ჩვეულებრივ $t_გ$ = 2–3 წმ.

დამყარებული მოძრაობისას სიმძლავრე

$$N_{დამყ} = \frac{P_{დამყ}v}{1000\eta_ს} \text{ კვტ.} \qquad (10)$$

სიმძლავრე გაშვების მომენტში

$$N_{გაშ} = \frac{P_{გაშ}v_{მაქ}}{1000\eta_ს} \text{ კვტ,} \qquad (11)$$

სადაც, $v_{მაქ}$ – ვარსკვლავაზე მაქსიმალური სიჩქარე, მ/წმ;

$\eta_ს$ – მექანიზმის გადამცემი რგოლების მქკ, ელექტროძრავადან ამძრავი ვარსკვლამდე.

ვარსკვლავაში სიჩქარე ცვლადია, ამიტომ ელექტროძრავის სიმძლავრის ფორმულაში უნდა ჩავსვათ სიჩქარის არა საშუალო, არამედ ვარსკვლავას მაქსიმალური სიჩქარე

$$v_{მაქს} = v_{საშ} \cdot K_0, \qquad (12)$$

სადაც, K_0 – კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია ვარსკვლავას კბილითა რიცხვზე

$$K_0 = \frac{\pi}{z \sin \frac{180^\circ}{z}}, \qquad (13)$$

z – ვარსკვლავას კბილთა რიცხვია.

ჯაჭვური ხვეტია კონვეიერები დანიშნულია სხვადასხვა ნაჭრების და ფხვიერი ტვირთების გადასატანად. მზიდ ორგანოზე დამაგრებულია ხვეტიები. ხვეტია ტრანსპორტიორები არის ჰორიზონტალური, დახრილი და შერეული. ჯაჭვების რაოდენობის მიხედვით ერთჯაჭვიანი და ორჯაჭვიანი. მუშა შტოების განლაგების მიხედვით, ხვეტია ტრანსპორტიორებია შტოების ზედა და ქვედა განლაგებით. ხვეტია კონვეიერების სიგრძე 15-20 მ. იშვიათად 50-60 მ.

მე-9 ნახაზზე ნაჩვენებია ხვეტია კონვეიერის სქემა. იგი შედგება ამძრავისაგან (1), დამჭიმი მოწყობილობებისაგან (2), ერთი ან ორი ჯაჭვისაგან (3), ხვეტიებისაგან (4). ხვეტიები უშუალოდ მიმაგრებულია ჯაჭვზე. სატრანსპორტო ტვირთი თავსდება ღარში (5). ღარი დამაგრებულია სადგარზე (6). სახვეტ კონვეიერზე ნახერხისა და ნაფოტის ტრანსპორტირებისათვის ხვეტია ჩაჭერილია ჯაჭვზე მიმაგრებული თამასებით.

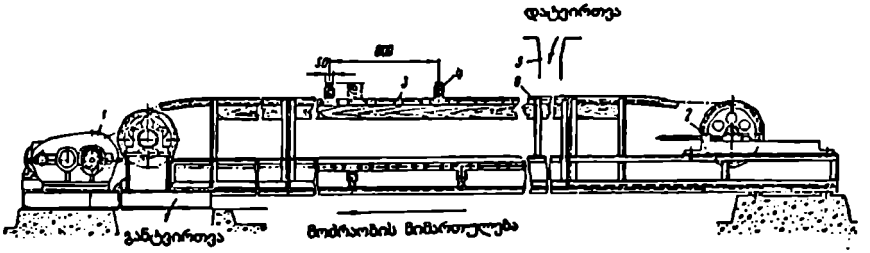
როდესაც ჯაჭვური ხვეტია კონვეიერის მუშა შტო მოთავსებულია ქვემოთ, მაშინ დატვირთვა წარმოებს ღარში გაკეთებული ნახვრეტის საშუალებით.

ხვეტია კონვეიერების დადებითი მხარეა – კონსტრუქციის სიმარტივე, რამდენიმე ადგილზე ერთდროულად დატვირთვა-განტვირთვის შესაძლებლობა. უარყოფითი მხარეა დიდი სიმძლავრე.

წევის ორგანოდ გამოიყენება ფირფიტოვანი დასაშლელი და შედუღებული ჯაჭვები.

ხვეტია ტრანსპორტიორების ჯაჭვები გადაადგილდება მიმმართველ სალტეებზე (სრიალა საყრდენი) ან სავალი გორგო-

ლაჭების (თვლების) გამოყენებით. ხვეტიები ფორმით არის მართკუთხედის ან ტრაპეციის ფორმის.



ნახ. № 9. ხვეტის კონვეიერი:
1 – ამძრავი, 2 – დამჭიმი მოწყობილობა, 3 – წევის ჯაჭვი, 4 – ხვეტია, 5 – ღარი, 6 – სადგარი.

ჰორიზონტული ხვეტია კონვეიერის მწარმოებლურობა განისაზღვრება ფორმულით

$$П = \frac{3600 Q_0 \nu \gamma_з}{a} \text{ კგ/სთ}, \qquad (14)$$

სადაც, Q_0 არის თითოეული ხვეტიას მიერ გადაადგილებული მასალის მოცულობა მ³.

$$Q_0 = \frac{h^2 tg\rho b}{2}, \qquad (15)$$

სადაც, $\gamma_з$ – მასალის სიმკვრივეა, კგ/მ³,

h – ხვეტიას სიმაღლე, მ,

ρ – მოძრაობის დროს მასალის ბუნებრივი დახრილობა, გრად,

b – ხვეტიას სიგანე, მ,

a – ხვეტიებს შორის მანძილი, მ,

ν – ჯაჭვის მოძრაობის სიჩქარე $\nu \approx 0{,}25 - 1$ მ/წმ.

ხვეტია ტრანსპორტიორების ჯაჭვის შტოებში, წევის ძალისა და სიმძლავრის განსაზღვრისათვის უნდა გავითვალისწინოთ – წევის ორგანოს გადაადგილების წინააღმდეგობა მიმმართვე-

ლებზე, ვარსკვლავაზე და ტვირთის ღარში გადაადგილების წინააღმდეგობა.

მასალების გადაადგილების წინააღმდეგობა გამოწვეულია ღარის კედლებს, ძირს და მასალას შორის ხახუნით, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$W = Gg\omega_0, \qquad (16)$$

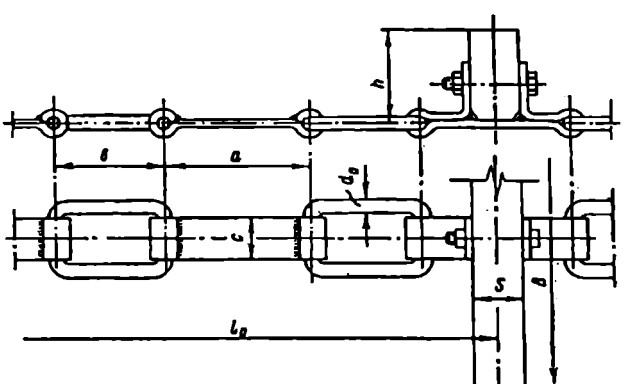
სადაც, G – ერთდროულად გადაადგილებული ტვირთის მასა, კგ,

ω_0 – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ხახუნს. ტვირთის მასალასა და ღარის გვერდებსა და ძირს შორის,

g – თავისუფალი ვარდნილი სხეულის აჩქარებაა, მ/წმ².

ω_0-ს მნიშვნელობა ნახერხის, ნაფოტის, ბურბუშელის ფოლადის ფურცლებით არმირებულ ღარში გადაადგილებისას შეადგენს 0,45-ს, ხოლო ღარში გადაადგილებისას – 0,6.

მე-10 ნახაზზე მოცემულია მრგვალფირფიტოვანი ჯაჭვის სქემა.



ნახ. № 10. მრგვალფირფიტოვანი ჯაჭვის სქემა.

ცხრილში № 2 მოცემულია მრგვალფირფიტოვანი ჯაჭვის ძირითადი პარამეტრების მნიშვნელობები.

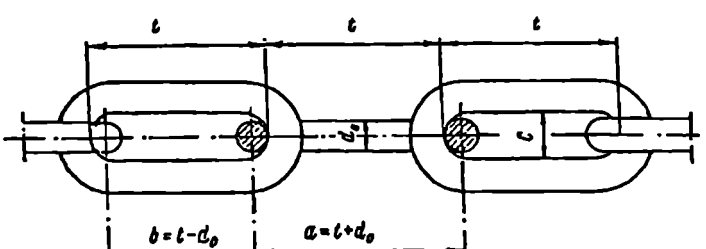
ცხრილი № 2

მრგვალფირფიტოვანი ჯაჭვის ტექნიკური მონაცემები

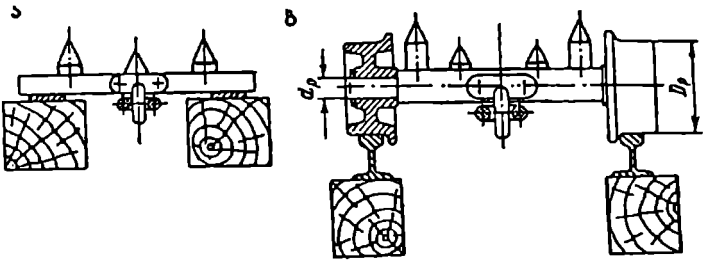
მაჩვენებლების დასახელება	ჯაჭვის ფოლადის დიამეტრი d_0, მმ		
	12	16	19
ბრტყელი რგოლის ბიჯი a მმ	120	150	180
მრგვალი ფოლადის რგოლის ბიჯი b მმ	90	120	140
ბრტყელი რგოლის სიგანე c მმ	65	80	90
დასაშვები მუშა დატვირთვა, კგ	520	1000	1400
1 გრძივი მეტრი ჯაჭვის წონა, კგ	3,85	5,85	7,95
ხვეტიებს შორის მანძილი	630–420	810–540	960–640
ხვეტიას სიგრძე B მმ	250	350	500
ხვეტიას სიმაღლე h მმ	30	90	100
ხვეტიას სისქე S მმ	40	50	60
ერთი ხვეტიას წონა, კგ	0,6	1,2	2,2
წამყვანი ვარსკვლავას კბილთა რიცხვი	5–6	6	7–8
ჰორიზონტული ტრანსპორტიორის მაქსიმალური მწარმოებლურობა	18–26	23–35	43–65
ჰორიზონტული ტრანსპორტიორის მაქსიმალური სიგრძე, მ	60	80	100

მორების ტრანსპორტირებისათვის ფართოდ გამოიყენება შედუღებული მრგვალრგოლიანი ჯაჭვი.

კონვეიერის ჯაჭვი მოძრაობს (სრიალებს) ხის ან ლითონის მიმმართველზე (ნახ. № 11, ა) ან სავალ გორგოლაჭებზე (ნახ. № 12, ბ).

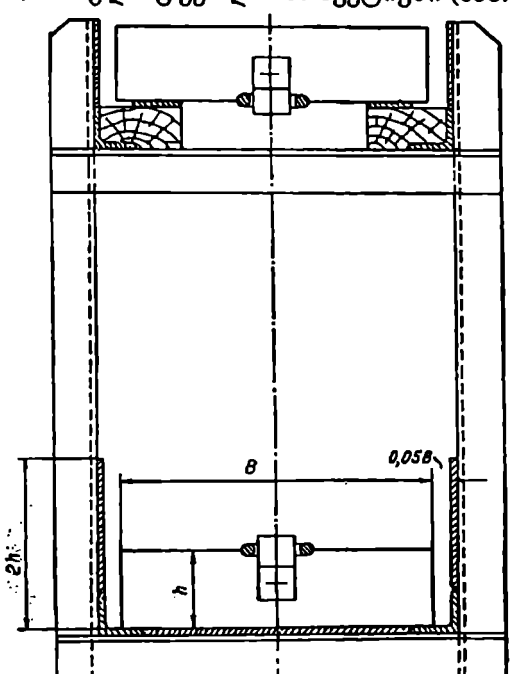


ნახ. № 11. შედუღებული მრგვალრგოლიანი ჯაჭვის სქემა.



ნახ. № 12. მორების გადასატანი გრძივი ტრანსპორტიორის წევის ორგანოს გადაადგილების სქემა.

ხვეტია კონვეიერებში მუშა შტო (ჩვეულებრივ ქვედა) სრიალებს ღარის ძირზე. ზედა უქმი შტოს აქვს ხის ან ლითონის მიმმართველი, რომელსაც ეყრდნობა ხვეტიები (ნახ. № 13).



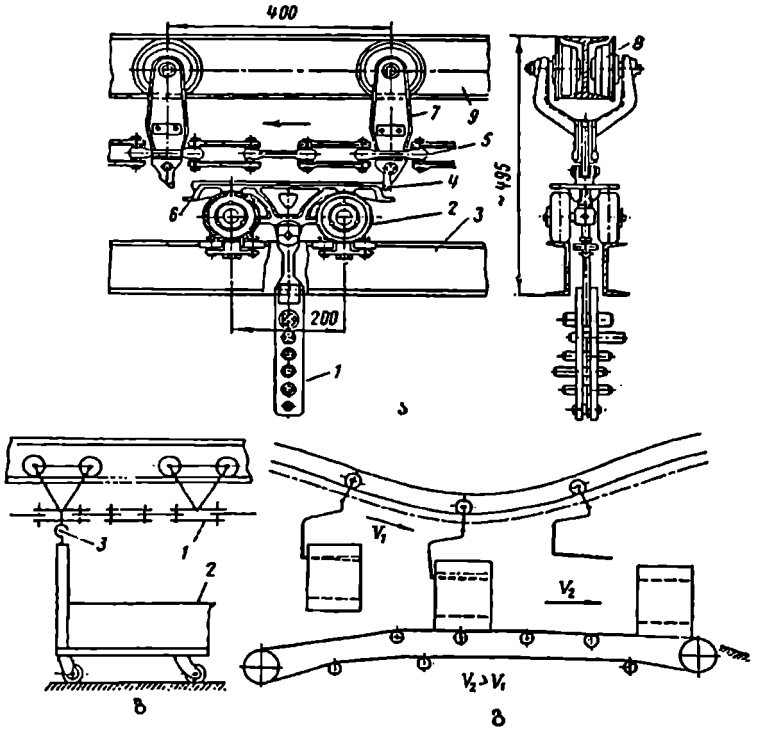
ნახ. № 13. ხვეტია ტრანსპორტიორის ჯაჭვის საყრდენების სქემა.

ხის ხვეტიების მოძრაობის დროს, ხის ღარის ძირზე სრიალის ხახუნის კოეფიციენტია $f = 0,5 \div 0,6$. ლითონით დაფარული ღარების შემთხვევაში $f = 0,4$. მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ ხვეტიას მოძრაობის დროს ადგილი აქვს დამატებით წინააღმდეგობას, დაყრილ მასალასა და ღარის გვერდებს შორის ხახუნის, ხვეტიებსა და გვერდით კედელს შორის ნაწილაკების ჩავარდნის გამო. აღნიშნული გარემოება გაითვალისწინება კოეფიციენტის K=1,1÷1,5 საშუალებით.

კიდული ჯაჭვური კონვეიერები გამოიყენება, საწარმო ტექნოლოგიურ პროცესში ნამზადების, მაკომპლექტებელი დეტალების და სხვა ტრანსპორტირებისათვის აწყობის, შეღებვის, ნაკეთობის შრობის ოპერაციებში. კიდული ჯაჭვური კონვეიერების ფუძეს წარმოადგენს მონორელსის ორტესებრი კოჭი, შველერის კონსტრუქცია, რთული შენადუღი კონსტრუქცია და სხვა) რომელიც დამაგრებულია გადახურვის სისტემასთან ან შენობის კედლებთან. კიდული ჯაჭვური კონვეიერები გამოიყენება არამარტო საამქროების შიგნით, არამედ საამქროებს შორისაც. კიდულ კონსტრუქციაზე გადაადგილება ხდება ერთმანეთთან ჩაკეტილი ჯაჭვით (რომელიც ამავე დროს წარმოადგენს წევის ორგანოს), დაკავშირებული მოძრავი ურიკებისაგან. ჯაჭვის კონტური მოძრაობას ღებულობს ამძრავი სადგურისაგან, ხოლო ჯაჭვის დაჭიმულობა ხორციელდება დამჭიმი მოწყობილობისაგან. ტექნოლოგიური დანიშნულების მიხედვით კიდული ჯაჭვური კონვეიერები შესრულებულია ორი სქემის მიხედვით:

ტვირთმზიდი მოწყობილობების გადაადგილების გამოსართავი მექანიზმებით (ნახ. № 14, ა,ბ) და უწყვეტად მოძრავი (ნახ. № 14, გ).

გამოსართავი კონვეიერებია ტვირთბიძგური (ნახ. № 14, ა) და ტვირთმზიდი (ნახ. № 14, ბ), რომელიც საშუალებას იძლევა ჩაირთოს ან გამოირთოს წევის ჯაჭვისაგან ტვირთის ურიკა.



ნახ. № 14. კიდული კონვეიერების კვანძები:
ა – ტვირთბიძგური, ბ – ტვირთმზიდი, გ – ტვირთის მოხსნის სქემა.

ტვირთბიძგური კიდულ კონვეიერებში ტვირთი ჩამოკიდებულია ურიკა 2-ზე დამაგრებულ შტანგაზე, რომელიც გადაადგილდება კოჭზე (3), როდესაც წევის ჯაჭვის (5) სამართი (4) მოედება ურიკის (2) შვერილს (6). აუცილებლობის დროს სამართი შეიძლება გამოითიშოს. ურიკის წევის ჯაჭვი (5)

დამაგრებულია ურიკის (8) საკიდზე (7). ურიკა (8) გადაადგილდება მონორელსზე (9).

მე-14, ბ ნახაზზე ნაჩვენებია წევის ჯაჭვის სატაცი მოწყობილობის სქემა. ტვირთსაზიდი კონვეიერის წევის ჯაჭვით (1) გადაადგილდება დატვირთული ურიკა (2). შესაბამის ადგილებში შესაძლებელია სატაცი 3-ის გამორთვა. ტვირთის მოხსნის სქემა ნაჩვენებია მე-14, გ ნახაზზე.

კიდული კონვეიერის მწარმოებლურობა დამოკიდებულია ტვირთის გადაადგილების სიჩქარესა და ბიჯზე

$$П = \frac{60vz\varphi}{l_0}, \qquad (17)$$

სადაც, z ერთ ტვირთის საკიდზე განლაგებულია ტვირთის რიცხვი,

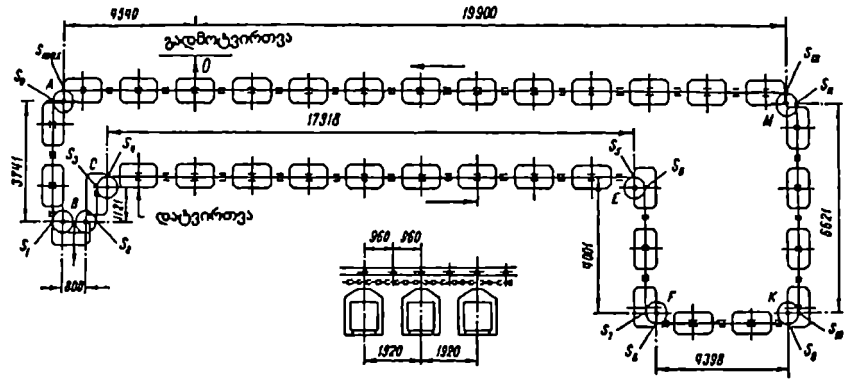
v – ჯაჭვის სიჩქარე, მ/წთ,

ℓ_0 – საკიდის ბიჯი, რომელიც განისაზღვრება ტვირთის გაბარიტით, მ; საკიდის ბიჯი ჯერადია ჯაჭვის გაორკეცებული ბიჯის.

φ – ყველა საკიდის გამოყენების კოეფიციენტი.

ჯაჭვის კონვეიერის სიჩქარე დამოკიდებულია ტექნოლოგიურ ამოცანაზე და შეიძლება იყოს 3–30 მ/წთ.

მე-15 ნახაზზე მოცემულია კიდული კონვეიერის საანგარიშო სქემა. კიდული კონვეიერები ფართოდ გამოიყენება მოპირკეთების ოპერაციების განსახორციელებლად. კონვეიერის ამმრავი განლაგებულია მუშა შტოს ბოლოში (წერტილი A), დამჭიმი მოწყობილობა – კი მასთან ახლოს B წერტილში. თითოეული საკიდისათვის გამოყენებულია ერთი ურიკა. რადგან საკიდებს შორის მანძილი დიდია, მუშა ურიკებს შორის მოთავსებულია უქმი ურიკა, ჯაჭვის ძლიერი ჩაკიდულობის თავიდან ასაცილებლად.



ნახ. № 15. კიდული კონვეიერის საანგარიშო სქემა:
A – წამყვანი (ამძრავი) ვარსკვლავა, B – სატვირთო დამჭიმი სადგური (ორი წამყვანი ვარსკვლავათი), C, E, F, K და M მიმმართველი ვარსკვლავები.

მე-15 ნახაზზე $S_1, S_2, \ldots S_{12}$ არის წევის ორგანოს სხვადასხვა წერტილში დაჭიმულობათა სიდიდეები.

V თავი

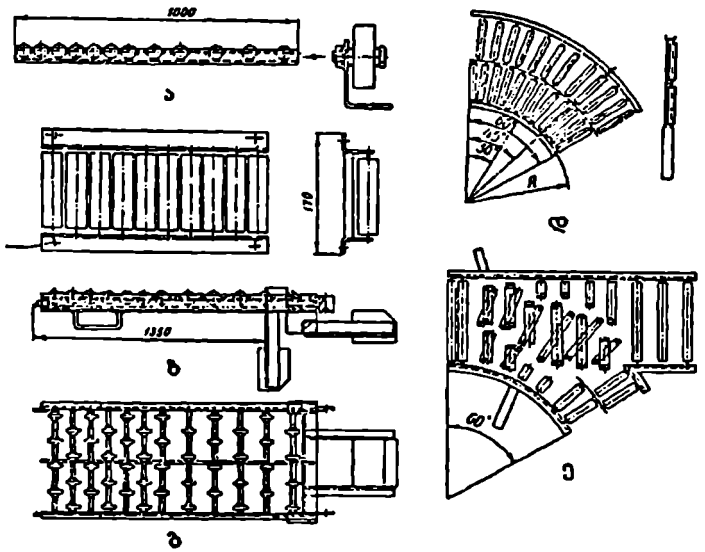
დრეკადი წევის ორგანოს არმქონე სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობები

1. გორგოლაჭიანი კონვეიერები

დრეკადი წევის ორგანოს არმქონე სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობებია: გორგოლაჭიანი, ხრახნული, ვიბრაციული კონვეიერები და გრავიტაციული მოწყობილობები.

გორგოლაჭიანი კონვეიერებში (ნახ. № 1) ტვირთი გადაადგილდება სტაციონალურად დამაგრებულ გორგოლაჭებზე, გადაგორებით. გორგოლაჭები შეიძლება არ იყოს ამძრავი. ამ შემთხვევაში ამძრავი ძალა არის ფიზიკური პირის მიერ მინი-

ჭებული ძალა ტვირთის გადასაადგილებლად ან საკუთარი მასის მდგენი დახრილ გრავიტაციულ მოწყობილობაში. ამძრავი გორგოლაჭების შემთხვევაში ამძრავი ძალის წარმოადგენს მოდების ძალა ტვირთსა და ამძრავ გორგოლაჭს შორის (ნახ. № 2).

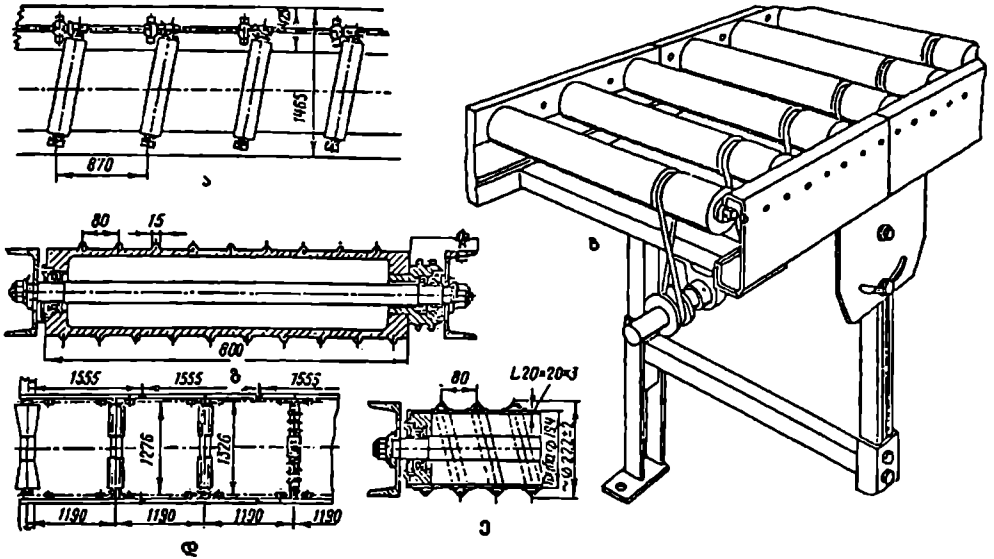


ნახ. № 1. გორგოლაჭიანი კონვეიერი ამძრავის გარეშე.
ა – გორგოლაჭიანი სალტე, ბ – გორგოლაჭიანი სექცია,
გ – გორგოლაჭიანი მაგიდა, დ – კუთხური გორგოლაჭიანი
მაგიდა, ე – გამანაწილებელი სექცია.

2. ხრახნული კონვეიერი

ხრახნულ კონვეიერებში ტვირთი გადაადგილდება ხრახნის საშუალებით, ხრახნის მოძრაობით მასზე მოთავსებულ ტვირთს გადაეცემა წინსვლითი მოძრაობა. ხრახნული კონვეიერის სქემა ნაჩვენებია მე-3 ნახაზზე.

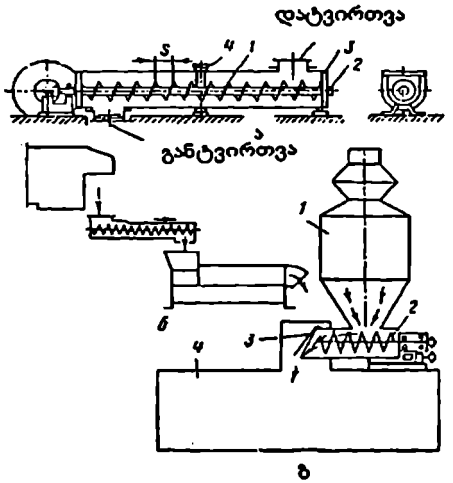
ხრახნი (1) (ნახ. № 3, ა) ეყრდნობა საყრდენზე (3) დამაგრებულ საკისრების 2 ბოლოზე. განაპირა საკისრებს შორის მოთავ-



ნახ. № 2. ამძრავგორგოლაჭიანი კონვეიერები:
ა – კონუსური წყვილიანი ამძრავი, ბ – სოლღვედური ამძრავი,
გ – დაღარული გორგოლაჭი, დ – ჩამოსხმული სპირალური
გორგოლაჭი, ე – დადუღებული სპირალური გორგოლაჭები.

სებულია საკისარი (4). საკისარი (4) დამაგრებულია ღარის სახურავზე ან გვერდით კედლებზე. ხრახნის მოძრაობა ხდება ელექტროძრავიდან კბილანა, სოლღვედური ან ჯაჭვური გასაცემით. მასალით იტვირთება ზედა საძრომით, ხოლო განიტვირთება ღარში მოთავსებულ საძრომით ან ღარის ტორსული კედელში მოთავსებული სარკმელით.

მე-3, გ ნახაზზე ნაჩვენები შნეკის საშუალებით ტრანსპორტირდება მასალა.



ნახ. № 3. ხრახნული კონვეიერი:
ა – ჰორიზონტული კონვეიერის სქემა, ბ – ხრახნული მკვებავი
გ – ბუნკერის აღჭურვილობა ხრახნული მექანიზმებით ნაფოტის მისაწოდებლად: 1 – ბუნკერი, 2 – ხრახნი, 3 – საფარი, 4 – ბუნკერი.

მასალების გადასაადგილებლად ხრახნულ კონვეიერებში აუცილებელია, რომ გადასაადგილებელ ტვირთსა და ხრახნს შორის მოდების ძალა იყოს ნაკლები, ვიდრე მასალასა და ღარის კედლებსა და ძირს შორის ხახუნის ძალაზე.

ხრახნული კონვეიერები მარტივია. ზოგჯერ შეიძლება, თუ ეს აუცილებლობითაა განპირობებული, დამზადდეს ჰერმე-

ტული, რაც ძალიან წვრილი მასალის ტრანსპორტირებისათვისაა საჭირო. არსებითი უარყოფითი მხარე ხრახნული კონვეიერებისა არის მყიფე მასალის დანამცეცება და დახარჯული ენერგიის მაღალი სიდიდე. ხრახნული კონვეიერები (შნეკი) შეიძლება იყოს არა მარტო სატრანსპორტო საშუალება, არამედ როგორც ტექნოლოგიური მოწყობილობა, კერძოდ როგორც მკვებავი (ნახ. № 3, ბ), საფარი (ნახ. № 3, გ), შემრევი, მამკვრივებელი.

3. გრავიტაციული მოწყობილობა

მოწყობილობებს, რომელშიც ტვირთი გადაადგილდება ქვემოთ მასის სიმძიმის ძალის მდგენით წარმოშობილი ძალის მოქმედებით ეწოდება გრავიტაციული ან თვითდინებითი ჩამოსაშვები. ჩამოსაშვების ოთხი სახეა: მარტივი, გორგოლაჭიანი, ურიკით და ხრახნით (ნახ. № 4). ყველა სახის გრავიტაციული მოწყობილობაში ტვირთის მოძრაობისათვის უნდა შესრულდეს უტოლობა

$$mg \sin \alpha > W_{\text{ს}}, \qquad (1)$$

სადაც, $W_{\text{ს}}$ არის ტვირთის მოძრაობის საერთო წინააღმდეგობა;

α – სიბრტყის დახრის კუთხე, გრად.

მარტივი ჩამოსაშვები შესრულებულია დახრილი სიბრტყის სახით ან სამუხრუჭო უბნით (ნახ. № 4, ა, ბ).

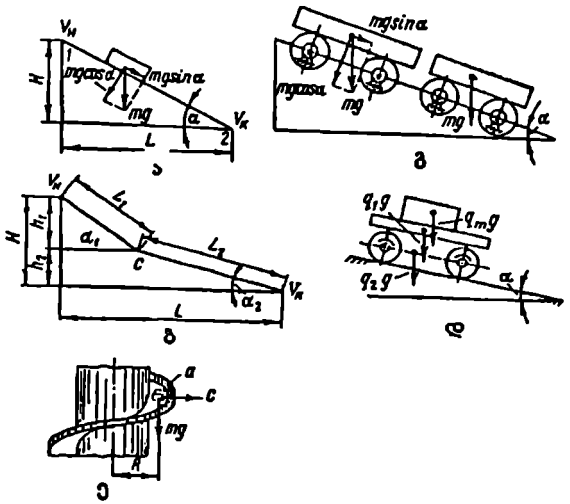
მარტივი ჩამოსაშვებისათვის

$$mg \sin \alpha > mg \cos \alpha f, \qquad (2)$$

ანუ $\sin \alpha > \cos \alpha f$,

სადაც, $f = tg\rho$, ρ – ხახუნის კუთხეა.

საბოლოოდ ვღებულობთ, რომ $\alpha > \rho$



ნახ. № 4. გრავიტაციული მოძრაობის სქემა.
ა – მარტივი ჩამოსაშვები, ბ – მარტივი ჩამოსაშვები სამუხრუჭო უბნით, გ – გორგოლაჭიანი ჩამოსაშვები, დ – ურიკიანი ჩამოსაშვები, ე – ხრახნული ჩამოსაშვები.

P ძალის მოქმედებით $P = mg\sin\alpha - mg\cos\alpha f$ ტვირთი თანაბარ აჩქარებულად მოძრაობს ქვევით.

1 წერტილიდან 2 წერტილამდე მანძილზე $\frac{H}{\sin\alpha}$ შესრულებული მუშაობა mgH დაშვებისას იხარჯება $mg\cos\alpha f$ ხახუნის ძალაზე და კინეტიკური ენერგიის ნაზრდი

$$mgH = mg\cos\alpha f\frac{H}{\sin\alpha} + \frac{m(v_ბ^2 - v_ს^2)}{2}, \qquad (3)$$

ანუ

$$\frac{v_ბ^2 - v_ს^2}{2} = H(1 - ctg\alpha f)g, \qquad (4)$$

სადაც, $v_ს$ – ტვირთის საწყისი სიჩქარე (1 წერტილში), მ/წმ;

$v_ბ$ – ტვირთის საბოლოო სიჩქარე (2 წერტილში), მ/წმ.

მაშასადამე

$$v_ბ = 2gH(1 - ctg\alpha f) + v_ს^2, \quad (5)$$

როდესაც $v_ს = 0$, მაშინ

$$v_ბ = \sqrt{2gH(1 - ctg\alpha f)}. \quad (6)$$

თუ დადგენილია სასურველი საბოლოო სიჩქარე 2 წერტილში და მოცემულია დახრილობის სიმაღლე H, მაშინ დახრის კუთხე α

$$ctg\alpha = \frac{2gH - v_ბ^3}{2gHf}. \quad (7)$$

ნახ. № 4, ბ შემთხვევაში

$$L = \frac{2gH + v_ს^2 - v_ბ^2}{2gf}, \quad (8)$$

$$ctg\alpha_2 = \frac{L - h_1 ctg\alpha_1}{h_2}. \quad (9)$$

ნახ. № 4, გ შემთხვევაში

$$tg\alpha > \frac{2\mu + 4fd}{D}\left(1 + \frac{nq_2}{m}\right) + \frac{Kq_2v^2}{a_ρ}, \quad (10)$$

სადაც, D – ურიკის თვლის დიამეტრია, მ.

d – თვლის ღერძის დიამეტრია, მ.

f – სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი გორგოლაჭების ღერძებზე.

μ – ტვირთის გორვის ხახუნის კოეფიციენტი.

n – გორგოლაჭების რაოდენობა.

m – ტვირთის მასა, კგ.

q_2 – გორგოლაჭის მოძრავი ნაწილების მასაა, კგ.

K – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს გორგოლაჭის კონსტრუქციას.

$a_ρ$ – გორგოლაჭებს შორის მანძილი, მ.

ν – ტვირთის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ.

ნახ. № 4, დ შემთხვევაში

$$tg\alpha > \Psi\frac{2\mu}{D} + \frac{fd}{D(K'+1)}, \qquad (11)$$

სადაც, D – ურიკის თვლის დიამეტრია, მ.

d – თვლის ღერძის დიამეტრი, მ.

Ψ – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ურიკის თვლებში ხახუნს.

μ – ტვირთის გორვის ხახუნის კოეფიციენტი.

f – სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი გორგოლაჭების ღერძებზე.

$$K' = \frac{q_2}{q_1 + q_ტ},$$

სადაც, q_2 – ურიკის სავალი ნაწილის მასაა, კგ.

q_1 – ურიკის მასა სავალი ნაწილის გარეშე, კგ.

$q_ტ$ – ურიკაზე მასალის მასა, კგ.

ნახ. № 4, ე შემთხვევაში

$$\sin(\alpha - \rho) = \frac{\nu_0^2 \sin P}{gR}, \qquad (11)$$

სადაც, ν_0 – ტვირთის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ.

ρ – ხახუნის კუთხეა.

R – რადიუსი ტვირთის ზომისაგან დამოკიდებულებით, მ/წთ.

α – ხრახნის ასვლის კუთხე.

VI თავი

პერიოდული ქმედების გადამტვირთავი სატრანსპორტო მანქანები

6.1. სატვირთველები

სატვირთველები წარმოადგენენ საერთო სამრეწველო და სპეციალური დანიშნულების მანქანების ნაწილს. ისინი ხასიათდებიან მაღალი მანევრირებით, რაც საშუალებას იძლევა გამოყენებული იყოს ნედლეულის საწყობებში, საამქროს შიგნით ან საამქროთა შორის ტვირთების გადასატანად. სატვირთველები ხასიათდება მცირე გაბარიტებით და მასით, სატვირთველები არის წყვეტილი ან უწყვეტი ქმედების.

წყვეტილი ქმედების სატვირთველები ეკუთვნის ისეთ მანქანებს, რომელიც აღჭურვილია ტვირთის სატაცი მოწყობილობებით და დამხმარე მექანიზმებით – ორთითათი, მანჭვალით, სატაცებით, გრეიფერის მექანიზმებით, კავის საკიდებით და სხვა. ეს მანქანები ციკლური ქმედებისაა. ციკლში შემავალი ოპერაციათა ხანგრძლივობა და შემადგენლობა განისაზღვრება მისი სტრუქტურით, ფუნქციური გამოყენების მასშტაბით და ა.შ. უწყვეტი ქმედების სატვირთველები მიეკუთვნება ისეთ მანქანების კლასს, რომელიც აღჭურვილია უწყვეტი, ჩაკეტილი მოძრავი კონტურით და ქმნის ერთიან სატრანსპორტო სისტემას. ეს მანქანები დაიტვირთება ბუნკერების, ღარების, მკვებავების საშუალებით. მათ შეიძლება ჰქონდეთ საკუთარი დამტვირთავი მოწყობილობა (მოსახვეტი ბერკეტული მექანიზმი, ხრახნული მკვებავი).

სავალი მოწყობილობებისაგან დამოკიდებულებით სატვირთველები არის თვლიანი და მუხლუხა. ამძრავის მიხედვით – აკუმულატორიანი, ელექტრული, შიგაწვის ძრავიანი.

თვლიანი სატვირთველები ხასიათდება მაღალი მანევრირებით და შეიძლება განავითაროს სიჩქარე 30 კმ/სთ-მდე.

აღნიშნული სატვირთველები ფართოდ გამოიყენება საამქროს შიგა მექანიზაციისათვის, სახერხი ნედლეულის და დახერხილი მასალების ასაწევად, გადაადგილებისა და დასაწყობად. სატაცი მოწყობილობისაგან დამოკიდებულებით სატვირთველებით შეიძლება განიტვირთოს ტყესაზიდი მანქანები. დატვირთოს ან განტვირთოს დამახარისხებელი კონვეიერები, დაწყობილი იქნას თაკარები და სხვა.

ტვირთის ასაწევი მოწყობილობის დამონტაჟების სახისგან დამოკიდებულებით სატვირთველებია – გვერდითი (ნახ. № 1, ა), მოსაბრუნებელი (ნახ. № 2, ბ) და ფრონტალური (ნახ. № 2, გ).

პერიოდული ქმედების სატვირთველების ძირითადი პარამეტრებია: მუშა ორგანოს ტვირთამწეობა, მუშა ორგანოების ოპერაციის შესრულების სიჩქარე, სატვირველების გადაადგილების სიჩქარე, აწევის და განტვირთვის სიმაღლე, მასის აღჭურვილობის კოეფიციენტი (ასაწევი ტვირთის მასის ფარდობა მანქანის მასასთან), მწარმოებლურობა.

განარჩევენ ნომინალურ, ტექნიკურ და საექსპლუატაციო მწარმოებლურობას.

პერიოდული ქმედების სატვირთველების საექსპლუატაციო მწარმოებლურობა განისაზღვრება ფორმულით

$$\Pi = nQ\Psi , \qquad (1)$$

მოცულობითი

$$\Pi = nQ\Psi\gamma_3 , \qquad (2)$$

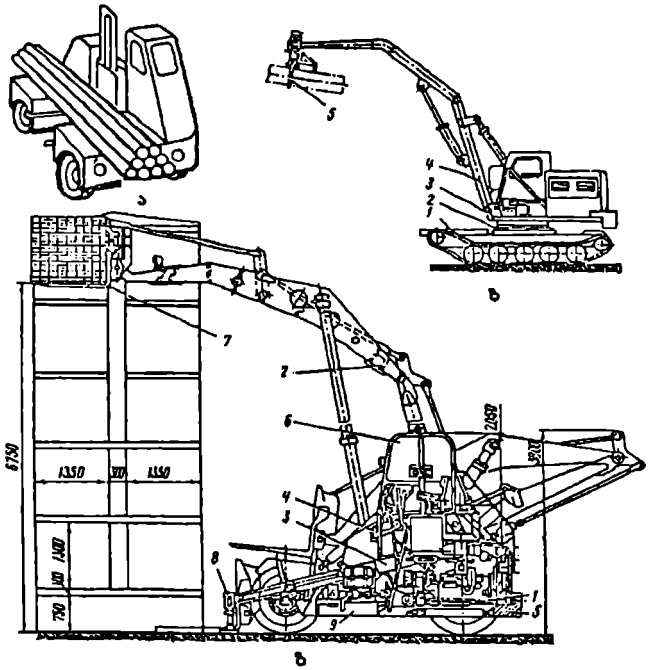
სადაც, n არის მანქანების მუშაობის ციკლთა რაოდენობა.

Q – სატვირთველის ტვირთამწეობა (აწეული ტვირთის მასა).

Ψ – სატვირთველის გამოყენების კოეფიციენტი.

γ_3 – ტვირთის მასის სიმკვრივე, კგ/მ³.

$$n = \frac{3600\beta_1\beta_2}{T} , \qquad (3)$$



ნახ. № 1. სატვირთველები:
ა – გვერდითი მოძრავი ამწეკი მოწყობილობით, ბ – მოსაბრუნებელი,
1 – შასი, 2 – საყრდენი მოწყობილობა, 3 – მოსაბრუნებელი პლატფორმა
სატვირთველის ამძრავი მექანიზმებით, 4 – ისარი, 5 – სატაცი.
გ – თვლიანი ისრიანი დამწყობი,
1 – ჩარჩო, 2 – ისარი, 3 – ამძრავი, 4 – მართვის სისტემა, 5 – საპირწონე,
6 – კაბინა, 7 – ორკაპი სატაცი, 8 – გამოტანილი საყრდენები, 9 – სავალი
ნაწილი.

სადაც, β_1 – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ტექნოლოგიური და ორგანიზაციული მიზეზით დროის დანაკარგებს.

β_2 – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს დროის დანაკარგებს რემონტზე და მიმდინარე მომსახურებაზე.

T – სატვირთველის მუშაობის ციკლის ხანგრძლივობა.

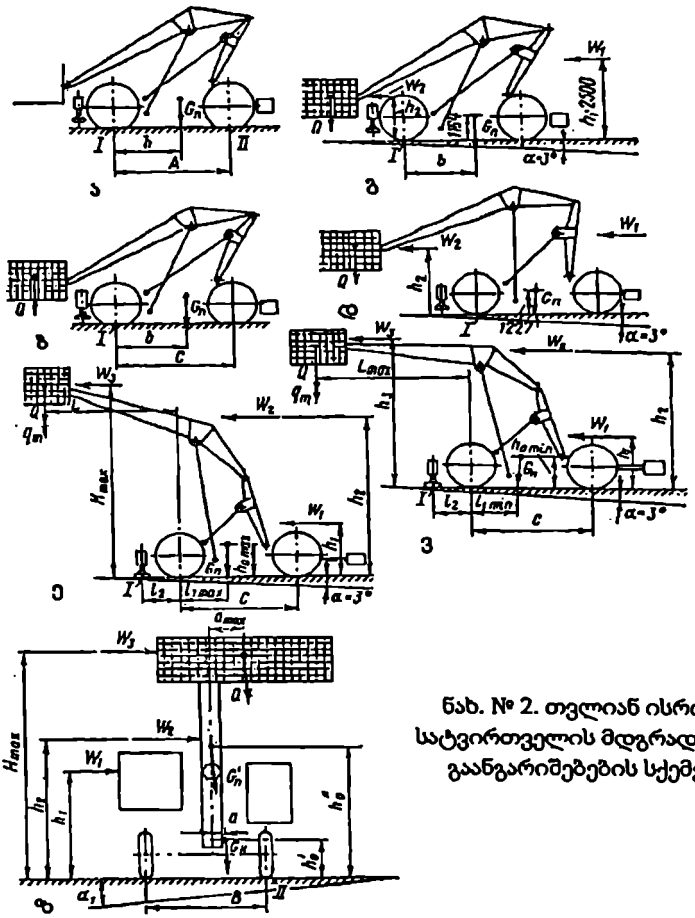
სატვირთველების გაანგარიშება მდგრადობაზე ხდება დაპროექტების სტადიაზე. განიხილება გრძივი და განივი მდგრადობა. გრძივი მდგრადობის გაანგარიშებისას აუცილებელია დადგინდეს რიგი გარემოებები. ასეთი გარემოებები შეიძლება იყოს:

1. სატვირთველის სატრანსპორტო მდგომარეობა ტვირთის გარეშე, გზის დახრა არ არის (ნახ. № 2, ა).
2. ტვირთის აწევა და ტრანსპორტირება ჰორიზონტულ მოედანზე, ტვირთის შვერი და ტვირთის აწევის სიმაღლე მინიმალურია (ქარის ზემოქმედება მხედველობაში არ მიიღება) (ნახ. № 2, ბ).
3. ტვირთის აწევა და ტრანსპორტირება დახრილ მოედანზე (α=3°), ტვირთის შვერი და ტვირთის აწევა მინიმალურია (ნახ. № 2, გ).
4. ტვირთის აწევა გამოტანილი საყრდენების გარეშე; გზის დახრა α=3°, მოქმედებს ქარის დატვირთვა, ტვირთის შვერი და აწევის სიმაღლე საშუალოა (ნახ. № 2, დ).
5. ტვირთის აწევა, როდესაც მანქანა მოთავსებულია გამოტანილ საყრდენებზე. α=3°, მოქმედებს ქარის დატვირთვა, ტვირთის აწევის სიმაღლე მაქსიმალურია (ნახ. № 2, ე).
6. ტვირთის აწევა, როდესაც მანქანა მოთავსებულია გამოტანილ საყრდენებზე α=3°. მოქმედებს ქარი დატვირთვა. ტვირთის შვერი მაქსიმალურია.

თითოეული განხილული მდგომარეობისათვის განისაზღვრება მდგრადობის პირობები. მდგრადობაზე გაანგარიშებისას განისაზღვრება ტვირთის მდგრადობის კოეფიციენტი K

თითოეული მდგომარეობისათვის

$$K = \frac{M_1 - M_2 - M_3}{M_4} > 1{,}15; \qquad (4)$$



ნახ. № 2. თვლიან ისრიანი სატვირთველის მდგრადობაზე გაანგარიშებების სქემები.

ან

$$K = \frac{M_1}{M_4} > 1,4\,, \qquad (5)$$

სადაც, M_1 არის სატვირთველისა და საპირწონის მასით შექმნილი მომენტი.

$M_2 - q_m$ ინერციული დატვირთვებით შექმნილი მომენტი.

M_3 – ქარის ზემოქმედებით გამოწვეული მომენტი.

M_4 – ასაწევი ტვირთის მასით გამოწვეული მომენტი.

ინერციული დატვირთვა

$$q_m = \frac{Qv}{t}, \qquad (6)$$

სადაც, Q არის სატვირთველის ტვირთამწეობა, კგ.

v – ტვირთის აწევის სიჩქარე, მ/წ.

t – ტვირთის გაქანების დრო, წმ.

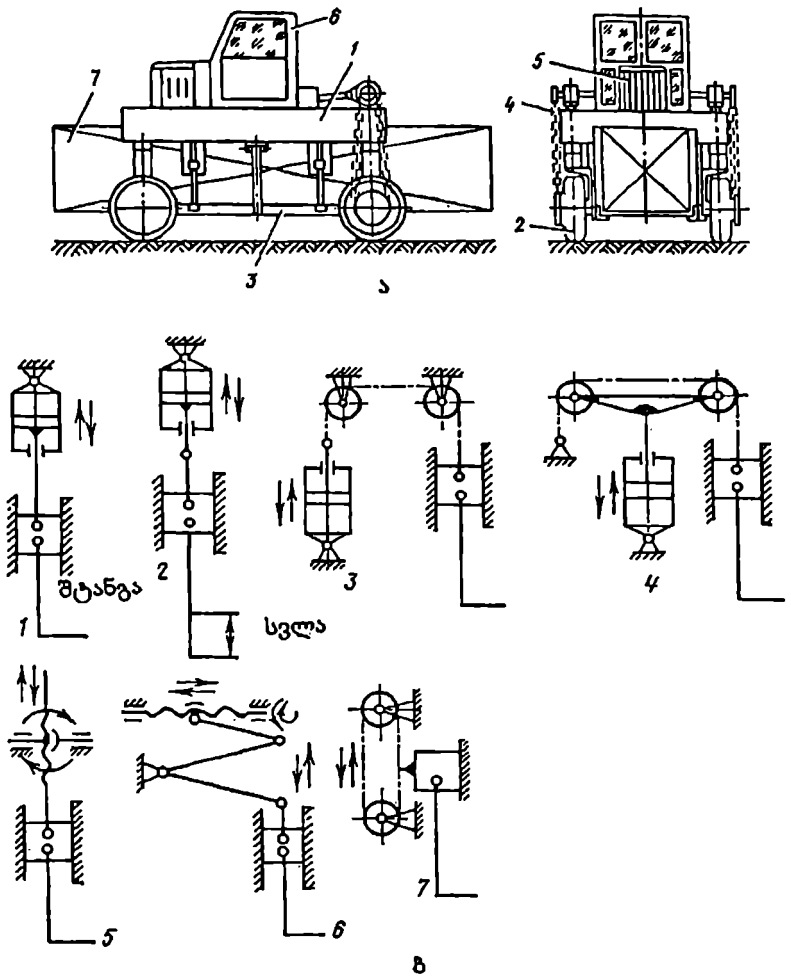
განივი მდგრადობის გაანგარიშებისას განიხილება სატვირთველის მდებარეობა 6°-მდე დახრილ ზედაპირზე.

2. პორტალური ავტომობილი

პორტალური ავტომობილები მიეკუთვნება დასატვირთ-სატრანსპორტო მანქანების სპეციალურ კლასს, რომელთა დანიშნულებაა დახერხილი მასალების პაკეტების მექანიზებული აწევა და გადატანა წარმოების ტერიტორიაზე. პორტალური ავტომობილები ხასიათდება სწრაფი მანევრირებით, ტვირთის საწყობების საამქროების ვიწრო დერეფნებში გადაადგილებისას. პორტალური ავტომობილები ორი სახისაა:

1. ხისტი კონტეინერებს გადასატანად.
2. სხვადასხვა პაკეტირებული ტვირთების ტრანსპორტირებისათვის.

მე-3 ნახაზზე ნაჩვენებია პორტალური ავტომობილების სქემები, სადაც შემსრულებელი ორგანოები მოძრაობაში მოდის ჰიდროცილინდრებიდან (1, 2, 3, 4 სქემა), ხრახნული ამძრავიდან (5, 6 სქემა) და ჯაჭვური ამძრავიდან (სქემა 7).



ნახ. № 3. პორტალური ავტომობილის სქემა.
ა – სქემა, 1 – პორტალი, 2 – საყრდენ-სავალი ნაწილი, 3 – ტვირთის ასაწევი მოწყობილობა, 4 – თვლების ამძრავი მექანიზმი, 5 – ძრავის, აწევისა და გადაადგილების მექანიზმები, 6 – კაბინა, 7 – ტვირთი.
ბ – ასაწევი შტანგის ამძრავის კინემატიკური სქემები.

VII თავი

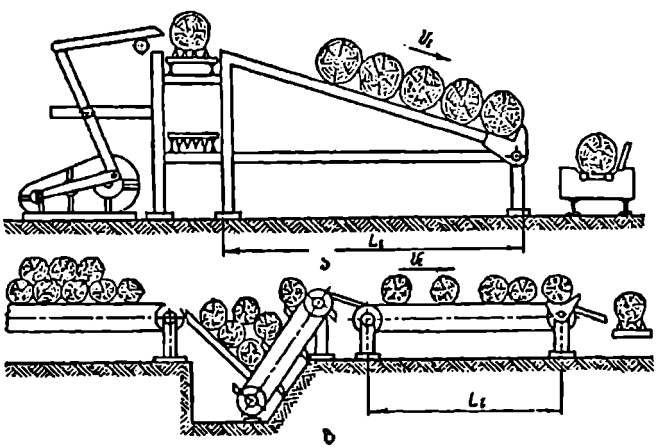
სპეციალური დანიშნულების შიგასაწარმოო ტრანსპორტის მანქანები და მოწყობილობები

1. სპეციალური დანიშნულების სატრანსპორტო მოწყობილობების კლასიფიკაცია

სპეციალური დანიშნულების სატრანსპორტო მოწყობილობები, ფუნქციური დანიშნულების მიხედვით, არის სატრანსპორტო-დამგროვებელი, ბუნკერული, ბუნკერულ-დამგროვებელი და დამხარისხებელ-დამპაკეტებელი. სატრანსპორტო-დამგროვებელი მოწყობილობა დანიშნულია საგნების გადაადგილებისა და დაგროვებისათვის – ჯაჭვურ, ლენტურ, გრავიტაციულ და სხვა სახის კონვეიერებსა და როლგანგებზე.

მე-1, ა ნახაზზე ნაჩვენებია გრავიტაციული ტიპის მორების მკვებავის სქემა.

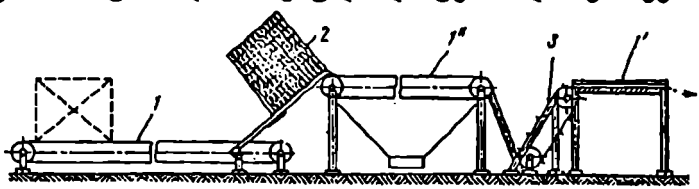
მე-1, ბ ნახაზზე მოცემულია მორების დამშლელი მოწყობილობის სქემა.



ნახ. № 1, ა – გრავიტაციული ტიპის მორების მკვებავი,
ბ – მორების დამშლელი მოწყობილობა.

მორების დამშლელი გამოიყენება მორების დასტის დასაშლელად და შემდეგ ოპერაციაზე მისაწოდებლად.

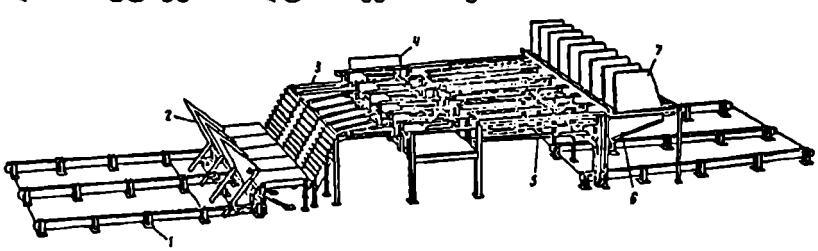
ბუნკერულ-დამაგროვებელი მოწყობილობა დანიშნულია მასალების პარტიის დოზირებული დასტების დასაგროვებლად.



ნახ. № 2. სატრანსპორტო-დამგროვებელი მოწყობილობა დახერხილი მასალების პაკეტის დასაშლელად,
1 – განივი ჯაჭვური კონვეიერი, 2 – დახერხილი მასალების პაკეტი, 1'' – სატრანსპორტო-დამგროვებელი მოწყობილობა, 2 – დამშლელი, 1' – სატრანსპორტო-დამგროვებელი მოწყობილობა დამშლელის შემდეგ.

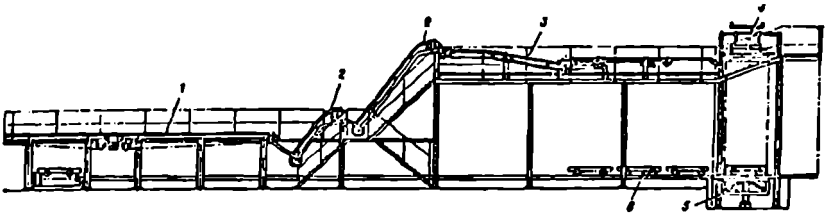
პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობა დანიშნულია დახერხილი მასალების თაკარების, დახერხილი მასალებისა და და ნამზადების პაკეტების ფორმირებისათვის.

მე-3 ნახაზზე ნაჩვენებია პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობის ფუნქციონალური მექანიზმები.



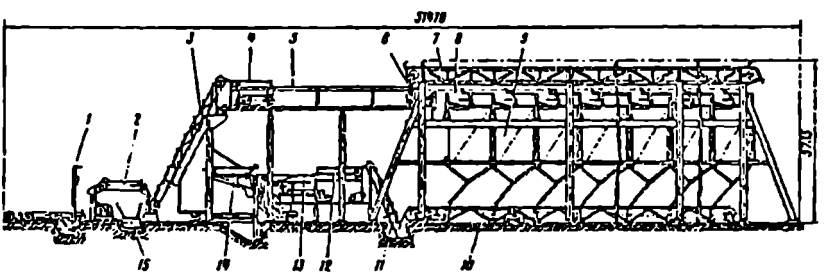
ნახ. № 3. პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობის ფუნქციონალური მექანიზმები.
1 – მიმწოდებელი კონვეიერი, 2 – დახრილი ამწევი, 3 – მოწყობილობა ფიცრების დაგროვებისა და დოზირებისათვის, 4 – ფიცრების ორიენტაციის მექანიზმები, 5 – ფილების ასაწყობი კონვეიერი ორკაპი ბერკეტებით, 6 – ვერტიკალური ამწევი, 7 – კასეტის მოწყობილობა.

მე-4 ნახაზზე ნაჩვენებია საშრობი თაკარების ფორმირების მოწყობილობა.



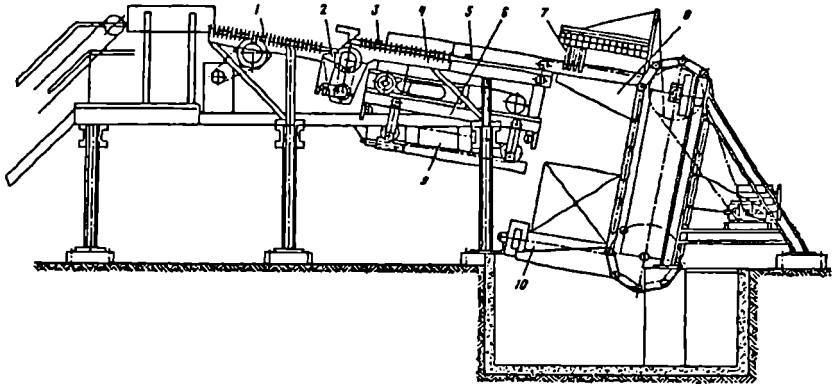
ნახ. № 4. საშრობი თაკარების ფორმირების მოწყობილობა.
1 – დატვირთვის უბანი, 2 – თანმიმდევრობით განლაგებული დამშლელი მოწყობილობა, 3 – დაშლის შემდეგ ფიცრების დაგროვების უბანი, 4 – შუასადებების მიწოდებისა და დაწყობის უბანი, 5 – ვერტიკალური საწეველას ბრჯენი, 6 – თაკარაქვეშა ვაგონეტი.

მე-5 ნახაზზე მოცემულია სახარისხებელ-პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობის სქემა.



ნახ. № 5. სახარისხებელ-პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობა.
1 – დახრილი ამწე, 2 – მადოზირებელი კონვეიერი, 3 – ბუნკერულ საორიენტაციო მოწყობილობა, 4 – სატრანსპორტო დამაგროვებელი მოწყობილობა, 5 – მიმწოდი კონვეიერი, 6 – დამაჩქარებელი კონვეიერი; 7 – გამანაწილებელი კონვეიერი, 8 – ჯიბის წინა განყოფილება, 9 – ჯიბე, 10 – ჯაჭვური კონვეიერი, 11,12 – სატრანსპორტო დამაგროვებელი მოწყობილობა, 13 – მოწყობილობა რიგის წინასწარი ფორმირებისათვის, 14 – ვერტიკალური საწეველა, 15 – ლენტური კონვეიერი.

მე-6 ნახაზზე ნაჩვენებია პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობა.



ნახ. № 6. პაკეტის მაფორმირებელი მოწყობილობა.
1,2 – გორგოლაჭიანი სალტე, 2 – წამკვეთი, 4 – გამოტანილი მექანიზმი,
5 – საყრდენი სალტეები, 6 – ჩარჩო, 7 – სავარცხლისებრი ფირფიტები,
8 – პაკეტის მაფორმირებელი ელევატორი, 9 – ასანევი მოწყობილობა,
10 – გამოტანილი როლგანგი.

VIII თავი

პნევმატური ტრანსპორტი

1. პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარების დანიშნულება და თავისებურებანი

პნევმატური დანადგარების საშუალებით წარმოებს ნარჩენების, ბურბუშელის, ნაფოტისა და ნახერხის ტრანსპორტირება. ცელულოზა-ქაღალდის წარმოებაში შეიძლება გამოყენებული იყოს პნევმატური დანადგარები, ქიმიკატებისა და დამხმარე მასალების დატვირთვა-განტვირთვისათვის.

არსებობს პნევმატური ტრანსპორტის სამი სახე:

1) ტრანსპორტირება მილებით შეწონადებულ მდგომარეობაში.
2) ტრანსპორტირება მილებით და დახრილი ღარებით წინასწარ გაჯერებული ჰაერით.

3) ტრანსპორტირება მილებით კაფსულებში და კონტეიერებში.

მეორე სახე ტრანსპორტირებისა უფრო ეკონომიურია, ვიდრე პირველი, მაგრამ ის გამოიყენება წვრილად დანამცეცებული (ფქვილი, ცემენტი და სხვა) მასალების ტრანსპორტირებისათვის. დაქუცმაცებული მერქნის ნაწილაკები შედარებით დიდია, ამიტომ, ისინი შეიძლება გადაადგილდეს ჰაერის ნაკადით, შეწონადებულ მდგომარეობაში ამწევი ძალის მოქმედებით, რომელიც მიიღწევა ჰაერის ნაკადის მაღალი სიჩქარით მოძრაობის დროს.

პნევმატურ ტრანსპორტს აქვს მთელი რიგი დადებითი თვისებები:

1. ტრასის მოქნილობა – სატრანსპორტო მილსადენი შეიძლება დამაგრებული იყოს ნებისმიერი მიმართულებით და ადვილად შეიძლება დაბრკოლებათა გადალახვა.
2. მანევრირების მაღალი დონე, რაც უზრუნველყოფს ერთი პუნქტიდან მასალების ტრანსპორტირებას სხვადასხვა მისამართით. შესაძლებელია მასალების შეგროვება რამდენიმე ადგილიდან დანიშნულების ერთ პუნქტში.
3. ავტომატური მართვის სიმარტივე – ერთი დისტანციური მართვის პულტიდან შესაძლებელია დანადგარის ყველა ელემენტის მართვა.
4. სატრანსპორტო მილსადენის კომპაქტურობა და მოძრავი ნაწილების არ ქონა (მაგ. წევის ორგანოსი).
5. ჰერმეტულობა, რაც უზრუნველყოფს მასალების დანაკარგს და ირგვლივ მდებარე ტერიტორიის დაბინძურების თავიდან აცილებას.
6. იძლევა დამატებითი სანიტარულ-ჰიგიენური და ტექნოლოგიური ფუნქციების განხორციელების შესაძლებლობას.
7. დიდ მანძილზე ტრანსპორტირებისას (100მ-ზე მეტი) პნევმატური ტრანსპორტი უფრო ეკონომიკურია, ვიდრე მექანიკური ტრანსპორტი.

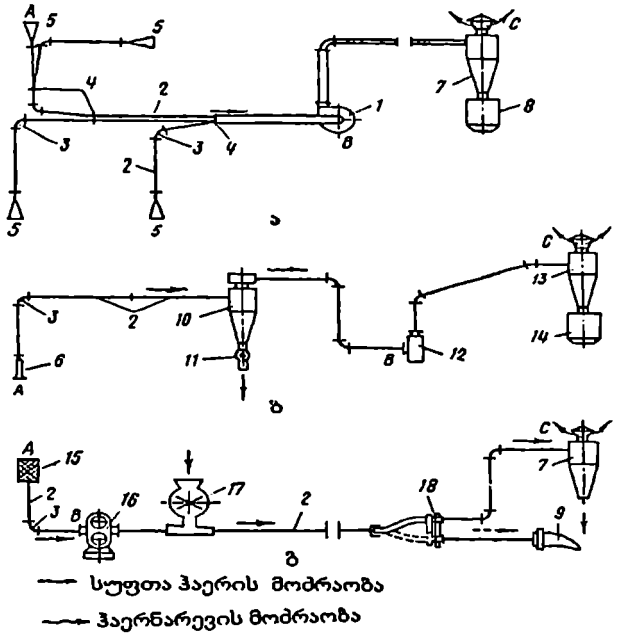
აღნიშნულ დადებით მხარეებთან ერთად, პნევმატურ ტრანსპორტს გააჩნია უარყოფითი მხარეებიც:

1. ელექტროენერგიის დიდი ხარჯი.
2. ხმაური, რომელიც გამოწვეულია ჰაერსაბერი მანქანებითა და მილსადენში მოძრავი მასალებით.
3. სატრანსპორტო მასალის დაქუცმაცება მილსადენში და მოწყობილობებში დარტყმების გამო.
4. ნამუშევარი ჰაერის გაწმენდის აუცილებლობა.

2. პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის (პტდ) ძირითადი ელემენტები და შესრულების სქემები

პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი (ნახ. № 1) შედგება შემდეგი ძირითადი ნაწილებისაგან:

1. ჰაერის ნაკადის ამგზნები (ვენტილატორები 1, 12 ან ჰაერსაბერი 16), რომელთა საშუალებითაც იქმნება წნევათა სხვაობა, რის საფუძველზეც ჰაერსადენში დამყარდება ჰაერის ნაკადი.
2. მილსადენი 2, რომელშიც შეიქმნება ჰაერის ნაკადი და გადაადგილდება მასალა. დანადგარის ნაწილს ატმოსფეროდან ჰაერის შეწოვის ადგილიდან ვენტილატორამდე ეწოდება შემწოვი. ამ ნაწილის წნევა ატმოსფერულ წნევაზე ნაკლებია (ვაკუუმი). მილსადენის ნაწილს ვენტილატორიდან ჰაერის ატმოსფეროში გამოსვლის ადგილამდე ეწოდება დამჭირხნი. დამჭირნ ნაწილში წნევა მეტია ატმოსფერულ წნევაზე. მილსადენს, რომელშიც გადაადგილდება მასალა ეწოდება სატრანსპორტო მილსადენი.
3. მუხლი (3) – ელემენტი, რომლის საშუალებითაც ჰაერის ნაკადი იცვლის მიმართულებას.
4. სამკაპი (4) – ელემენტი, რომლითაც ხდება ჰაერის ნაკადის შერწყმა ან განაწილება.



ნახ. № 1. პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის ძირითადი სქემები:
ა – შემწოვ-დამჭირხნი, ბ – შემწოვი, გ – დამჭირხნი, AB დანადგარის შემწოვი ნაწილი, BC დანადგარის დამჭირხნი ნაწილი.
1 – ვენტილატორი, 2 – მილსადენი, 3 – მუხლი, 4 – სამკაპა, 5 – ნარჩენების მიმღები, 6 – შემწოვი საქშენი, 7 – ციკლონი ჰაერისაგან მასალებისა და მტვრის განსაცალკევებლად, გ – ბუნკერი ნარჩენებისათვის, 9 – დეფლექტორი, 10 – შუალედური ციკლონი მასალის ჰაერისგან გამოსაყოფად, 11 – ჰერმეტული საკეტი-მასალის განმტვირთავი, 12 – ვენტილატორი სუფთა ჰაერისათვისმ 13 – ციკლონი ჰაერის მტვრისაგან გასაწმენდად, 14 – მტვრის ბუნკერი, 15 – ჰაერის გასაწმენდი ფილტრი, 16 – ჰაერსაბერი, 17 – მკვებავი (დამტვირთავი), 18 – გადამრთველი.

5. მიმღები-დამჭერი (5) – მოწყობილობა ჩარხის მჭრელი თავიდან ნარჩენების ან მტვრის დასაჭერად.
6. დამტვირთავი მოწყობილობა – შემწოვი საქშენი (6), მკვებავი (17), ეჟექციური ძაბრი, რომელთა დანიშნულებაა სატრანსპორტო მილსადენში მასალების ჩატვირთვა.

7. ციკლონი (7, 10, 13) – მოწყობილობა, რომლის საშუალებითაც ჰაერი გამოიყოფა მასალისაგან (მტვრისაგან) და გამოიტყორცნება ატმოსფეროში. მასალა ციკლონის ბოლოთი ჩაიყრება ბუნკერში (8, 14).
8. დეფლექტორი (9) – მოწყობილობა, რომელშიც განლაგებულია სატრანსპორტო მილსადენის ბოლოში ნარჩენის თანაბარი ფენებად დასაწყობად დანიშნულების პუნქტში.
9. მილსადენების გადასართავი (18) – მოწყობილობა (უმეტესად დისტანციური მართვით), რომელიც უზრუნველყოფს ჰაერ-ნარევის მიწოდების თანმიმდევრობას, სატრანსპორტო მილსადენის ამა თუ იმ განტოტვაში.

დანიშნულების მიხედვით პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი იყოფა ორ ჯგუფად.

1. საამქროს პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი, რომლის დანიშნულებაა საამქროში არსებული ჩარხებიდან ნარჩენების ან მტვრის თავმოყრა და ტრანსპორტირება საამქროს გარეთ.
2. სატრანსპორტო პნევმატური დანადგარი, რომელთა დანიშნულებაა მხოლოდ სატრანსპორტო და დატვირთვა-განტვირთვის ოპერაციები.

პირველ ა ნახაზზე ნაჩვენებია შემწოვ-დამჭირხნი პნევმატური სატრანსპორტო მოწყობილობა. სატრანსპორტო მილსადენი განლაგებულია, როგორც შემწოვ, ასევე დამჭირხნ ნაწილში. მასალები გადაადგილდება ვენტილატორის გავლით, რომელშიც განიცდის დაქუცმაცებას.

ასეთი სქემის უპირატესობაა – მასალის თავმოყრა მრავალი სხვადასხვა წერტილიდან, რომლის დროს მასალა შედის შემწოვ მილსადენში და თავისუფლად გადაადგილდება დანიშნულების ადგილზე. უარყოფითი მხარეა ის, რომ აუცილებელია მტვრის ვენტილატორის გამოყენება, რომლის მიერ განვითარე-

ბული წნევა საკმაოდ შეზღუდულია. ეს სქემა ფართოდ გამოიყენება საამქროს დანადგარებისათვის და სატრანსპორტო მოწყობილობებისათვის მცირე საწარმოებში.

პირველ ბ ნახაზზე ნაჩვენებია პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი, რომელშიც სატრანსპორტო მილსადენი განლაგებულია მთლიანად შემწოვ ნაწილში. ამიტომ მასალების ჩატვირთვა იოლია და შესაძლებელია რამდენიმე წერტილში.

ვენტილატორის წინ დანიშნულების ადგილზე დადგმულია შუალედური ციკლონი (10), რომელშიც მასალა და ჰაერი განცალკევდება და ჰერმეტული საკეტი (11). ამ შემთხვევაში გამოიყენება მაღალი წნევის ვენტილატორი, რაც ზრდის მწარმოებლურობას. ხშირად ასეთი სქემით მუშაობს პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი, რომელშიც მასალების იოლად ჩატვირთვა განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია. აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ ასეთ სქემაში მასალა ვენტილატორში არ გადის და დაშლით ზემოქმედებასა არ განიცდის.

პირველ გ ნახაზზე ნაჩვენებია სატრანსპორტო პნევმატური დანადგარი, რომელშიც სატრანსპორტო მილსადენი განლაგებულია მთლიანად დამჭირხნ ნაწილში. ამ შემთხვევაში მასალა ჩაიტვირთება სპეციალური ჩამტვირთავი მოწყობილობებით, ხოლო განიტვირთება ციკლონით (7) ან დეფლექტორით (9). ჰაერსაბერის გამოყენების გზით შეიძლება მივაღწიოთ მაღალ მწარმოებლურობას და ტრასის სიგრძის უდიდეს მნიშვნელობას. ამ სქემის უარყოფითი მხარეა მასალის ჩასატვირთი მოწყობილობების გამოყენების აუცილებლობა, რომლის გარეშეც შეიძლებოდა პირველი და მეორე სქემების შემთხვევაში. სატრანსპორტო და ჩასატვირთ მოწყობილობებს ასრულებენ უფრო ხშირად ამ უკანასკნელი სქემის მიხედვით.

IX თავი. პნევმატური ტრანსპორტის თეორიის საფუძვლები

1. ჰაერის ნაკადის პარამეტრები

ჰაერის მდგრადობა ხასიათდება სიმკვრივით ρ კგ/მ³, აბსოლუტური წნევით P ნ/მ² და ტემპერატურით გრად·K. იდეალური აირისათვის, რომელსაც უახლოვდება პნევმოსატრანსპორტო დანადგარებში არსებული ჰაერი, ადგილი აქვს ამ მაჩვენებლებს შორის დამოკიდებულებას კლაპეირონის განტოლებით

$$\rho = \frac{P}{RT}, \qquad (1)$$

სადაც, R არის მუდმივა, ჰაერისათვის 286,7 ჯ/კგ·K.

სტანდარტული ჰაერისათვის ტემპერატურა T_0=294K, ბარომეტრული წნევა P_0=760 მმ. ვერცხ. წყ.სვ=$101 \cdot 10^3$ პა (10333 კგძ/მ²) და ფარდობითი ტენიანობა φ=0,5. სტანდარტული ჰაერის სიმკვრივე

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{101 \cdot 10^3}{286,7 \cdot 293} = 1,2 \text{ კგ/მ}^3. \qquad (2)$$

ცდები გვიჩვენებს, რომ პნევმატურ სატრანსპორტო დანადგარში არსებული ჰაერისათვის ტენიანობის გავლენა შეიძლება უგულვებელყოთ.

1 ტექნიკური ატმოსფერო არის წნევა, რომელიც ტოლია

$$1 \text{ კგძ/სმ}^2 = 10000 \text{ კგძ/მ}^2 = 9,8 \cdot 1 \cdot 10^3 \text{ პა}.$$

მილსადენში ჰაერის ნაკადის მნიშვნელოვანი პარამეტრია განივკვეთში საშუალო სიჩქარე და ხარჯი, ანუ ჰაერის რაოდენობა (მოცულობით ან მასით), რომელიც გადის მილის კვეთაში ერთეულ დროში. აღნიშნული პარამეტრები ერთმანეთთან დაკავშირებულია შემდეგი დამოკიდებულებით

$$Q = F \cdot v_{საშ}, \quad (3)$$

$$M = Fv_{საშ}\rho, \quad (4)$$

სადაც, Q არის ჰაერის მოცულობითი ხარჯია, მ³/წმ.

F – მილის კვეთის ფართია, მ².

ρ – ჰაერის სიმკვრივე, კგ/მ³.

M – ჰაერის ხარჯი (მასის მიხედვით), კგ/წმ.

ჰაერის ნაკადში განარჩევენ სამი სახის წნევას: სტატიკური, დინამიკური და სრული.

სტატიკური წნევა გამოხატავს ჰაერის ნაკადის ხვედრით (1 მ³ ჰაერზე მოსული) პოტენციურ ენერგიას და წარმოადგენს ნაწილაკების ერთმანეთზე ან მილსადენის კედლებზე დაწოლას. მას ზოგჯერ უწოდებენ პიეზომეტრული წნევას. თუ წნევა აითვლება აბსოლუტური ვაკუუმიდან, მაშინ მას ეწოდება აბსოლუტური. თუ წნევას ვიღებთ ატმოსფერული წნევის მიმართ, მას ეწოდება ფარდობითი წნევა.

ჰაერის ნაკადის დინამიკური წნევა ხასიათდება მისი ხვედრითი კინეტიკური ენერგიით:

$$P_დ = \rho \frac{v^2}{2}. \quad (5)$$

ჰაერის ნაკადის სრული წნევა წარმოადგენს სტატიკური და დინამიკური წნევების ჯამს. სრული წნევა ისევე, როგორც სტატიკური შეიძლება იყოს აბსოლუტური P და ფარდობითი H.

$$P = P_{სტ} + \frac{\rho v^2}{2}, \quad (6)$$

$$H = H_{სტ} + \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7)$$

ჰაერის ნაკადის უწყვეტობის პირობიდან გამომდინარე მილის თითოეულ კვეთში, დროის ერთეულში, გადის ჰაერის ერთი და იგივე მასა

$$M_1 = M_2 = M_3 = F_1 v_1 \rho_1 = F_2 v_2 \rho_2 = F_3 v_3 \rho_3 . \quad (8)$$

მილსადენში წნევის გაზომვისას 5000პა ფარგლებში სიმკვრივე P მუდმივია, მაშინ

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 = F_3 v_3 \quad \text{ან} \quad Q_1 = Q_2 = Q_2 \quad (9)$$

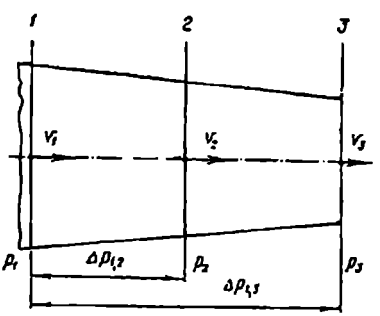
ჰაერის ნაკადის წნევის ცვლილება მილის მთელ სიგრძეზე ექვემდებარება ბერნულის განტოლებას.

1. 1, 2 კვეთისათვის (ნახ. № 1) შეიძლება დავწეროთ

$$P_{1,\phi 1} + \frac{\rho v_1^2}{2} = P_{1,\phi 2} + \frac{\rho v_2^2}{2} + \Delta P_{1,2} , \quad (10)$$

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{1,2} , \quad (11)$$

სადაც, $\Delta P_{1,2}$ არის მილსადენის 1-2 მონაკვეთზე არსებული წინააღმდეგობებით გამოწვეული წნევის დანაკარგები.



ნახ. № 1. სქემა ბერნულის განტოლების ანალიზისათვის

ბერნულის ანალიზიდან გამომდინარე, შეიძლება გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

1. (10) და (11) გამოსახულებიდან გამომდინარეობს

$$P_1 - \Delta P_{1,2} = P_{1,\phi 2} + \frac{\rho v_2^2}{2} . \quad (12)$$

(12) ტოლობის მარცხენა ნაწილი მუდმივი სიდიდისაა, ამიტომ, მუდმივია მარჯვენა მხარეც. როდესაც მილის განივი კვეთი (2) მცირდება, ამავე კვეთში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე. იზრდება, ამასთანავე, დინამიკური წნევაც.

2. მე-11 ფორმულიდან გამომდინარეობს, რომ

$$\Delta P_{1,2} = P_1 - P_2 , \quad (13)$$

ე.ი. მილის უბანზე წნევის დანაკარგი, რომელიც გამოწვე-

ულია მასში არსებული წინააღმდეგობებით, ტოლია სასაზღვრო კვეთში სრული წნევების სხვაობისა.

2. თუ 1, 2 კვეთებში ფართობები ტოლია და $v_1 = v_2$, მაშინ მე-10 ტოლობიდან ვღებულობთ

$$\Delta P_{1,2} = P_{\text{სტ}1} - P_{\text{სტ}2}. \qquad (14)$$

სასაზღვრო კვეთებში, ფართობების ტოლობის შემთხვევაში, წნევათა სხვაობა ტოლია, ამავე კვეთებში, სტატიკური წნევების სხვაობისა.

4. განვიხილოთ 1 და 3 კვეთი, მაშინ შეიძლება დავწეროთ

$$H_{\text{სტ}1} + \frac{\rho v_1^2}{2} = H_{\text{სტ}3} + \frac{\rho v_3^2}{2} + \Delta P_{1,3}. \qquad (15)$$

მე-3 კვეთში, მილიდან ჰაერის გამოსვლისას, აბსოლუტური სტატიკური წნევა ატმოსფერული წნევის ტოლია, ამიტომ, ფარდობითი სტატიკური წნევა მე-3 კვეთში ნულის ტოლია. მაშინ მე-15 ფორმულა მიიღებს ასეთ სახეს

$$H_{\text{სტ}1} + \frac{\rho v_1^2}{2} = \frac{\rho v_3^2}{2} + \Delta P_{1,3}, \qquad (16)$$

სადაც, $\Delta P_{1,3}$ წნევის დანაკარგია უბნის 1 კვეთიდან 2 კვეთამდე, პა.

მე-16 გამოსახულებიდან ჩანს, რომ მილის გამომავალ კვეთში 3 ფარდობითი სრული წნევა შედგება ერთი დინამიკური წნევისაგან. ე.ი. ჰაერის ნაკადს გააჩნია მხოლოდ კინეტიკური ენერგია. მილიდან გამოსვლის მომენტში ჰაერი გადის ატმოსფეროში და მისი კინეტიკური ენერგია იკარგება, რაც ასევე წარმოადგენს წნევის დანაკარგსაც. მე-16 გამოსახულების მარცხენა მხარე წარმოადგენს სრულ წნევას კვეთში (1), მარჯვენა ნაწილი გამოსახავს წნევის მთლიან დანაკარგს ჰაერის მოძრაობისას 1-3 უბანზე და ატმოსფეროში გამოსვლისას.

ამრიგად, ჰაერის ნაკადის ენერგია მილის ნებისმიერ კვეთში იხარჯება მოცემული წინააღმდეგობების გადალახვაზე და

ატმოსფეროში გამოსვლაზე. ამასთანავე, ჰაერის ნაკადის ეს ენერგია, რომელიც განისაზღვრება წნევათა სხვაობით სასაზღვრო კვეთებში, წარმოშობს მასში ჰაერის ნაკადს.

2. მილსადენებში ჰაერის მოძრაობისას წნევის კარგვა

განარჩევენ წნევის კარგვას მილის სიგრძეზე და ადგილობრივ დანაკარგებს. ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ ჰაერის მოძრაობის დროს წნევის კარგვა მილსადენის სიგრძეზე ΔP, შეიძლება განისაზღვროს დარსი-ვეისბახის გამოსახულებით

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2}, \qquad (17)$$

სადაც, λ არის ხახუნის წინაღობის კოეფიციენტი, l – მილსადენის სიგრძე, ნ.

d – მილის დიამეტრი, მ.

$\frac{\rho v^2}{2}$ – დინამიკური წნევა გამოთვლილი ჰაერის მოძრაობის საშუალო სიჩქარით, პა.

პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარში დაქუცმაცებული მერქნის ტრანსპორტირებისათვის გამოიყენება მილსადენი, დიამეტრით 100-დან 1000 მმ-მდე. ჰაერის მოძრაობის სიჩქარეა (10-50) მ/წმ.

λ-ის განსაზღვრისათვის გამოიყენება შემდეგი გამოსახულება

$$\lambda = 0,1\left(1,46\overline{\Delta} + \frac{100}{\mathrm{Re}}\right)^{0,25} \qquad (18)$$

სადაც, Re – რეინოდსის რიცხვია

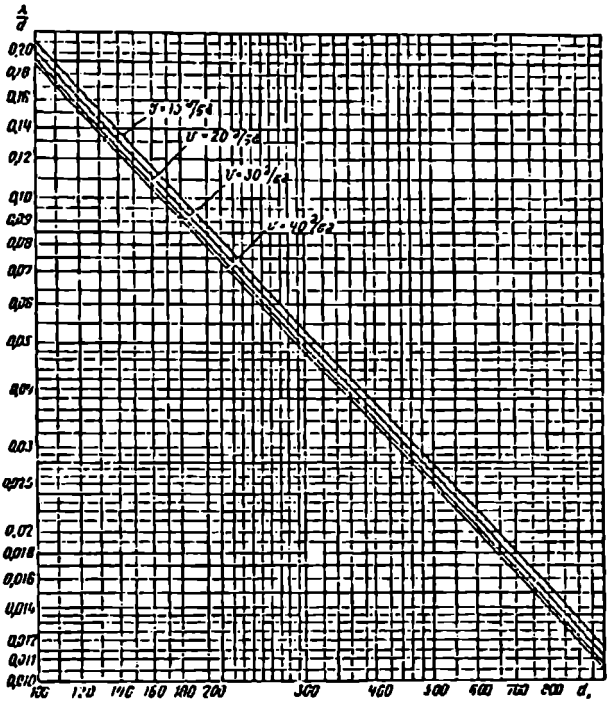
$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\upsilon}, \qquad (19)$$

v – ჰაერის ნაკადის საშუალო სიჩქარეა, მ/წმ.

d – მილის დიამეტრი, მ.

υ – ჰაერის კინემატიკური სიბლანტის კოეფიციენტი, მ²/წმ.

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}$, Δ არის მილის სიმქისე $\Delta \approx 0{,}02–0{,}08$ მმ. საანგარიშოდ იღებენ $\Delta = 0{,}6$.



ნახ. № 2. $\frac{\lambda}{d}$ მნიშვნელობების გრაფიკი

Re და $\bar{\Delta}$-ს მნიშვნელობთა ჩასმით (18) გამოსახულება მიიღებს სახეს

$$\frac{\lambda}{d} = \frac{0{,}1}{d^{1.25}} \left(1{,}46\Delta + \frac{100\upsilon}{v} \right)^{0.25} \qquad (20)$$

$\frac{\lambda}{d}$-ს მნიშვნელობები განისაზღვრება გრაფიკიდან (ნახ. № 2).

3. წნევის ადგილობრივი დანაკარგები

პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის ისეთი ელემენტები, როგორიცაა მუხლები, გარდამავალი მილყელები, მიმღებები ჰაერის მოძრაობის დროს ქმნიან ადგილობრივ წინააღმდეგობებს, ხოლო, მასში წნევის დანაკარგებს ადგილობრივი დანაკარგები ეწოდება (მოძრავი ჰაერი მასში იცვლის როგორც სიჩქარეს, ისე მოძრაობის მიმართულებას).

აღნიშნულ ელემენტებს, ხშირად, უწოდებენ ადგილობრივ წინააღმდეგობებს.

წნევის დანაკარგი ადგილობრივ წინააღმდეგობებში

$$\Delta p = \zeta \rho v^2/2, \qquad (21)$$

სადაც, ζ არის ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი, პა.

v – ჰაერის სიჩქარე ადგილობრივ წინააღმდეგობებში მ/წმ.

(21) და ვღებულობთ

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho v^2/2}. \qquad (22)$$

წნევის საერთო დანაკარგი ჰაერის მოძრაობის დროს წარმოადგენს მილის სიგრძესა და ადგილობრივი წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგის ჯამს.

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{მილ.}} + \sum \Delta p_{\text{ად.წ.}} \qquad (23)$$

ან გაშლილი ფორმით

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d}\right) l \rho \frac{v^2}{2} + \sum \zeta \rho \frac{v^2}{2}. \qquad (24)$$

სასრულო სიგრძის მარტივი ან რთული განივი კვეთის ჰაერსადენში, რომლის თავსა და ბოლოში სრულ წნევათა შორის არსებული სხვაობაა H კგ/მ², წარმოქმნის ჰაერის ნაკადს. ჰერსადენიდან ჰაერის გარემოში გამოსვლისას დინამიკური

წნევის დანაკარგია $\rho\frac{v_ა^2}{2}$, ხოლო $v_ა$ არის სიჩქარე, რომლითაც ჰაერი ტოვებს ჰაერსადენს.

საბოლოოდ

$$H = \Delta P_{\text{ბილ}} + \Delta P_{\text{ადგ.წ}} + \rho\frac{v_ა^2}{2} = \lambda\frac{l}{d}\rho\frac{v^2}{2} + \zeta\rho\frac{v^2}{2} + \rho\frac{v_ა^2}{2}. \qquad (25)$$

ჰაერსადენთა სისტემიდან გარემოში გასვლისას დინამიკური წნევის დანაკარგი $\rho\frac{v_ა^2}{2}$ შეიძლება განვიხილოთ აგრეთვე როგორც ადგილობრივი წინაღობა, რომლის $\zeta = 1$. მაშინ მრავალუბნიანი ჰაერსადენისათვის (9.25) ჩაიწერება ასეთი სახით.

$$H = \Sigma\left(\lambda\frac{l}{d}\rho\frac{v^2}{2}\right) + \Sigma\left(\zeta\rho\frac{v^2}{2}\right) \text{ კგ/მ}^2. \qquad (26)$$

4. სუფთა ჰაერის მოძრაობისას ჰაერსადენების გაანგარიშება

საერთო მითითებები

პნევმოტრანსპორტული (პტ) ქსელის გაანგარიშების ძირითადი მიზანია უზრუნველყოს ყოველ უბანზე საჭირო რაოდენობით ჰაერის გატარება, მოცემული სიჩქარით. ამისათვის კი საჭიროა მიმდევრობით დადგინდეს:

1) ჰაერის ხარჯი Q საწყის უბანზე, შემდეგ მათ შენაერთებში და მთლიანად ქსელისათვის (სისტემისათვის);
2) ჰაერსადენის უბნების სიგრძეები l;
3) ჰაერის სიჩქარეები v ცალკეულ უბნებზე, რომლებიც უზრუნველყოფენ ფხვიერი მასალის დაუბრკოლებელ გადანაცვლებას;

4) ჰაერსადენების დიამეტრები d, რომლებიც უზრუნველყოფენ მათში Q რაოდენობის ჰაერის გატარებას შერჩეული სიჩქარით (v);

5) ჰაერსადენებისა და მთლიანი დანადგარის წინაღობები

$$p_{სტ}, \; p_{დ}, \; p \text{ და } H.$$

ჰაერსადენი შეიძლება იყოს მარტივი (განუტოტებელი) და განტოტებული.

მარტივი ჰაერსადენის დიამეტრი განისაზღვრება ტოლობიდან

$$Q = F \cdot v = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

აქედან

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \text{ მ.} \qquad (27)$$

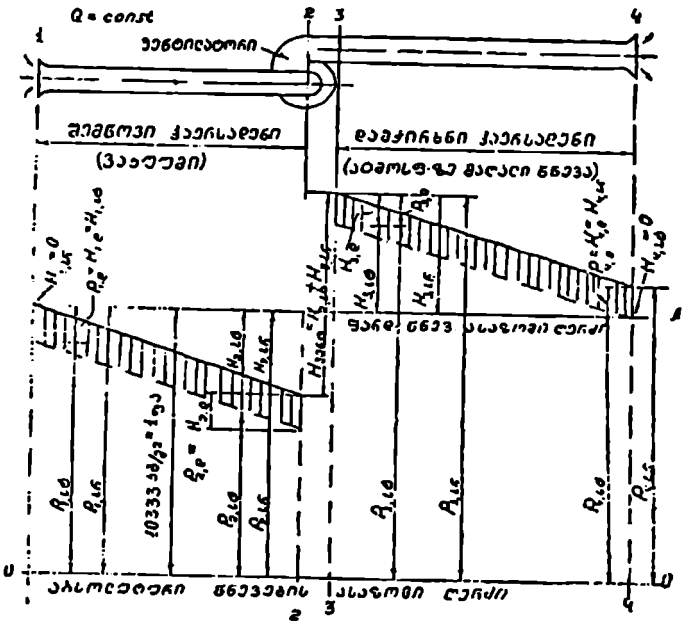
განტოტებული ჰაერსადენის გაანგარიშება რთულია. ქსელის ყოველ ტოტში უნდა უზრუნველვყოთ ყველა ზემოხსენებული Q, l, v, d, $p_{სტ}$, $p_{დ}$ და H სიდიდეების ოპტიმალური მნიშვნელობები.

ასეთი ამოცანის გადასაწყვეტად საჭიროა შევისწავლოთ ჰაერის მოძრაობის ფიზიკური არსი ქსელისათვის, რომელშიც ჩართულია წნევათა სხვაობის აღმგზნები (ჩვეულებრივად ვენტილატორი). განვიხილოთ დანადგარები, რომლებიც შედგება ჰაერსადენებისა და ვენტილატორებისაგან.

5. უმარტივესი ჰაერსადენ-ვენტილატორული დანადგარი

მე-3 ნახაზზე წარმოდგენილია დანადგარი, რომელზეც მოცემულია ვენტილატორი B, მისი შემწოვი განუტოტებელი ჰაერსადენი 1-2 და დამჭირხნი განუტოტებელი ჰაერსადენი 3-4.

ჰაერი მოძრაობს მარცხნიდან მარჯვნივ. ხარჯი $Q = const$; როგორც შემწოვ, ისე დამჭირხნ (დამწნეხ) ჰაერსადენებს მუდმივი კვეთი აქვთ და ამიტომ ყოველი მათგანის გასწვრივ დინამიკური წნევა მუდმივია.



შენიშვნა: P-აბსოლუტ. წნევა; H-ფარდობ. წნევა;
— — — სტატიკური წნევა
——— სრული წნევა
დინამიკ. წნევა

ნახ. № 3. განუტოტებელ შემწოვ და დამჭირხნ ჰაერსადენებში წნევათა ცვალებადობის გრაფიკები.

გარემოს წნევა, დავუშვათ, 1 ფიზიკური ატმოსფეროს ტოლია, ე.ი. 10333 კგ/მ² (მმ წყ.სვ).

ჰაერსადენთა პარალელურად, მათ ქვემოთ, მხარეს გავლებულია ორი ღერძი *O-O* და *A-A*. *O-O* ღერძიდან ვერტიკალურად გადადებული ორდინატები გამოსახავენ აბსოლუტურ წნევებს,

რომლებიც აღნიშნულია ასოებით p ($p_{სტ}$, $p_{დ}$, p ანუ $p_{სრ}$); ღერძი A-A თავისთავად გამოსახავს გარემოს წნევას (1 ფ.ა.=10333 კგ/მ²). მისგან გადადებული ორდინატები გამოსახავენ ფარდობით წნევებს, რომლებიც აღნიშნულია ასოებით H ($H_{სტ}$, $H_{დ}$, H, ანუ $H_{სრ}$). ჩვეულებრივად ვსარგებლობთ ღერძით A-A და ვანგარიშობთ წნევებს H. თუ წნევა დადებითია, ე.ი. გარემოს წნევაზე მეტია, მაშინ, ორდინატები გადადებულია A-A ღერძის ზემოთ და თუ წნევა უარყოფითია, ე.ი. ნაკლებია ვიდრე გარემოს წნევა (ვაკუუმი), მაშინ, ორდინატები გადადებულია A-A ღერძის ქვემოთ.

როდესაც ვენტილატორი ბრუნავს, შემწოვ ჰაერსადენში (უბ. 1-2) ვაკუუმი წარმოიქმნება, დამჭირხნ ჰაერსადენში კი (უბ. 3-4) წარმოიქმნება ჭარბი წნევა. ამის შემდეგ პტდ-ში წარმოიქმნება ჰაერის ნაკადი მარცხნიდან მარჯვნივ.

წნევათა გრაფიკებზე სტატიკური წნევები აღნიშნულია პუნქტირით, სრული წნევები კი მთლიანი ხაზით; დინამიკური წნევები მოთავსებულია სტატიკურსა და სრულ წნევათა შორის, ე.ი. პუნქტირულსა და მთლიან ხაზებს შორის, ის დაშტრიხულია.

მე-3 ნახაზზე გრაფიკები იძლევა, შემწოვ და დამჭირხნ ჰაერსადენებში, ყველა სახის წნევათა ცვალებადობის სრულ სურათს.

ა) შემწოვი უბანი 1-2. 1-1 კვეთისათვის $H_{1,სტ}$ უარყოფითია (ვაკუუმია), H კი დადებითია*, $H_{1,სრ} = O$, ე.ი. $|H_{1,ს}| = -H_{1,დ}|$. 2-2 კვეთისათვის $H_{2,სტ}$ უარყოფითი და მაქსიმალურია, $H_{2,დ} = H_{1,დ}$,

---

* ჩვენ ვიცით, რომ დინამიკური წნევა ($P_{დ}$ ანუ $H_{დ}$) არ შეიძლება იყოს უარყოფითი, რადგან ის სიჩქარის კვადრატის ფუნქციაა.

რადგან $d = const$ 1-2 უბანზე $\nu_1 \div \nu_2 = const$, $H_{2,სტ} = H_{2,სტ} - H_{2,დ}$ უარყოფითია, რადგან $|H_{2,სტ}| > |H_{2,დ}|$.

ბ) დამჭირხნი უბანი 3-4, 3-3 კვეთისათვის $H_{3,სტ}$ დადებითი და მაქსიმალურია, $H_{3,დ}$ – დადებითია, $H_{3,სრ} = H_{3,სტ} + H_{3,დ}$ – დადებითია. 4-4 კვეთისათვის $H_{4,სტ} = 0$, რადგან სტატიკური წნევა ატმოსფეროში გასვლის კვეთში ყოველთვის უდრის ნულს. $H_{4,დ} = H_{3,დ}$, რადგან $\dot{d} = const$, $\nu = const$, $H_{4,სტ} = H_{3,დ} = H_a$ – დადებითია (ასო a არის გასვლის კვეთის ინდექსი).

განსაკუთრებულად უნდა აღინიშნოს, რომ პტდ-ის ვენტილატორის გასაანგარიშებელი წნევა წარმოადგენს შემწოვი და დამჭირხნი ჰაერსადენების სრულ წნევათა აბსოლუტური სიდიდეების ჯამი:

$$H_{ვენტ.} = H_{სრ.შემწ.} + H_{სრ.დამჭ.} \qquad (28)$$

6. ჰაერსადენ-ვენტილატორული დანადგარის განტოტებული ჰაერსადენებით

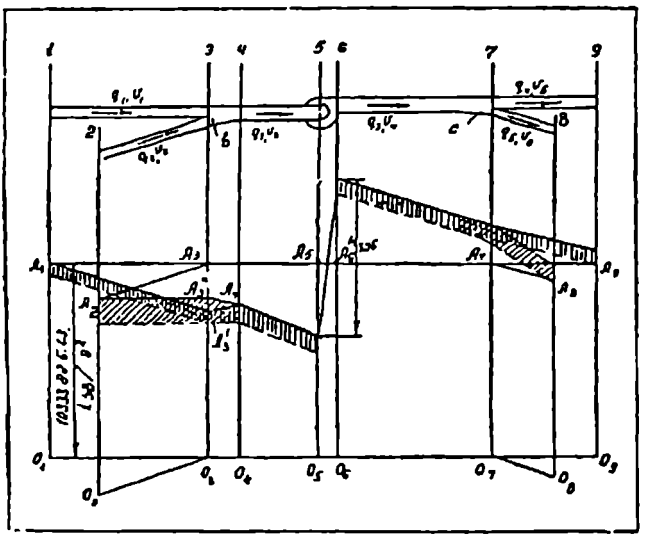
მე-4 ნახაზზე მოცემულია ჰაერსადენ-ვენტილატორული დანადგარი, მარტივი განტოტებული ჰაერსადენებით.

შემწოვი ჰაერსადენი შედგება სამი უბნისაგან: 1-3, 2-3 და მათი შენაერთისაგან 4-5; უბანი 3-4 ე.წ. სამკაპია, სადაც მიმდინარეობს 1-3 და 2–3 ნაკადთა შერთვა და სიჩქარეთა გათანაბრება.

დამჭირხნი ჰაერსადენი, აგრეთვე, შედგება სამი უბნისაგან: 6-7, 7-8 და 7-9; მე-7 კვეთის წინ სამკაპი ცალკე აღარაა გამოყოფილი.

ისევე როგორც მე-3 ნახაზზე, ამ ნახაზზე ქვემოთ გადადებულია ღერძები: ა) აბსოლუტური წნევებისათვის, აღნიშნული

ასოებით O, ჰაერსადენების სათანადო უბნების პარალელურად (O_1–O_3 || უბ. 1–3, O_2–O_3 || უბ. 2–3, O_3–O_5 || უბ. 3–5;...) და ბ) ფარდობითი წნევებისათვის, აღნიშნული ასოებით A, აგრეთვე, სათანადო ჰაერსადენების პარალელურად (A_1-A_3 || უბ. 1-3, A_2-A_3 || უბ. 2–3;...). ვსარგებლობთ A ღერძებით, ვანგარიშობთ ფარდობით წნევებს, რომლებიც აღნიშნულია ასოებით H.



ნახ. № 4. განტოლებულ შემწოვ და დამჭირნ ჰაერსადენებში წნევათა ცვალებადობის გრაფიკები.

აზომვის ნებისმიერი სისტემისას, ვსარგებლობთ O-O თუ A-A ღერძებით, $H_დ$ ანუ $p_დ$ მუდმივი რჩება და ყოველთვის დადებითია.

აღნიშვნები და ცალკეული უბნებისათვის წნევათა შეჯამება ისეთივეა, როგორც მე-3 ნახაზზე.

განსაკუთრებით უნდა აღინიშნოს მხოლოდ ის, რომ ორი შემწოვი ნაკადის შერთვის ადგილას (მე-3 კვეთი) ორივე

ნაკადის სტატიკური წნევები ერთნაირია. ამ ნაკადების სრული წნევა კი, ზოგად შემთხვევაში, ერთნაირი არაა, რადგან აქ მოდინებული ნაკადების სიჩქარეები შეიძლება სხვადასხვა იყოს. მაგრამ, შემდეგი გზის რაღაც მანძილზე (3-4) შერთულ ნაკადთა სიჩქარეები თანაბრდება, ამიტომ, მე-4 კვეთში თანაბრდება სრული წნევებიც.

დამწნევ ჰაერსადენში, ნაკადის ორად გაყოფის ადგილას (მე-7 კვეთი), ე.ი. ორივე ნაკადის (7-8 და 7-9) დასაწყისში სრული წნევები და მათი მდგენელები ერთნაირია.

ორი შემწოვი ნაკადის შერთვის ადგილზე (მე-4 ნახაზზე წერტილი *b*) ფარდობითი სტატიკური წნევა წარმოადგენს ჰაერსადენების შერთულ უბნებში (1-3 და 2-3) წნევების კარგვას და ის ერთმანეთის ტოლია. ამიტომ, შემწოვი განტოტებული მილსადენების გაანგარიშებისას, უნდა ვიხელმძღვანელოთ მოთხოვნით – შესაერთებელ ჰაერსადენებში წნევების კარგვები, ე.ი. სტატიკური წნევები, ერთნაირი უნდა იყოს.

თუ გაანგარიშების დროს ამ მოთხოვნას არ დავაკმაყოფილებთ, სტატიკური წნევები თავისთავად მაინც გატოლდებიან, მხოლოდ ჰაერის ხარჯი შეიცვლება და არ იქნება ჩვენ მიერ გათვალისწინებულის ტოლი. რა თქმა უნდა, სიჩქარეებიც გათვალისწინებულისაგან განსხვავებული იქნება და შესაძლოა, რომ ზოგმა უბნებმა დამაკმაყოფილებლად არ იმუშაოს, ე.ი. არ წაიღოს ფხვიერი მასალა.

დამჭირხნ ჰაერსადენში ნაკადის გამორთვის ადგილას (მე-4 ნახაზზე წერტილი *C*) ორივე ნაკადის მთლიანი წნევა ერთნაირია.

7. ჰაერსადენების გაანგარიშების პრინციპი

ჰაერსადენების გაანგარიშების მრავალი მეთოდი არსებობს. მათ შორის ყველაზე გავრცელებულია:

1) დინამიკური წნევების მეთოდი.

2) ეკვივალენტური კვეთების, ანუ ბლესის მეთოდი.

ჩვენ გავარჩევთ და გამოვიყენებთ დინამიკური წნევების მეთოდს, რადგან მისი არსი ფიზიკურად ადვილი წარმოსადგენია და თვით გაანგარიშებაც მარტივია და ნაკლებ დროს მოითხოვს.

ერთი ჰაერსადენისათვის, რომელსაც შეიძლება ჰქონდეს როგორც სწორხაზოვანი უბნები, საერთო სიგრძით l მ, ისე სხვადასხვა წინაღობები (მოხვეულები, მიმღებში ან მაგისტრალურ მილში ჰაერის შესვლის, კოლექტორში ან გარემოში ჰაერის გასვლის და სხვ.). 26-ე განტოლება შემდეგნაირად გადავწეროთ*:

$$\Delta p = \sum l \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \rho \frac{v^2}{2} + \sum \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2} = \left(\sum l \cdot \frac{\lambda}{d} + \sum \zeta \right) \rho \frac{v^2}{2}, \text{ კგ/მ}^2. \qquad (29)$$

$\frac{\lambda}{d}$ მნიშვნელობები მოცემულია პირველ დანართში. ჩარხებში ჩაშენებული ნარჩენების მიმღებებში, ჰაერის შესვლის წინაღობის კოეფიციენტები ცდისეულია და მოცემულია III დანართში.

სამკაპებისთვის, თუ ისინი შესრულებულია მე-10 თავის მე-3, ბ ნახაზის მიხედვით, $\zeta_{\text{სამკ}} = 0$. დანარჩენი კონსტრუქციული ელემენტებისათვის კი ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტები იხ. V დანართში.

---

* ქვემოთ ყოველთვის ვიგულისხმებთ ფარდობით წნევებს, ხოლო მათ, ნაცვლად H-ისა, აღვნიშნავთ p-თი.

პტდ-ის ქსელის გაანგარიშებას ეძლევა ცხრილის სახე (იხ. ქვემოთ გაანგარიშების მაგალითები, ცხრ. № 8 და № 9).

გაანგარიშების დასაჩქარებლად დანართებში მოცემულია – დინამიკური წნევათა მნიშვნელობები $p_დ = \rho\frac{\nu^2}{2}$ კგ/მ² სტანდარტული ჰაერისათვის (IV დანართი); ნომოგრამა № 1 – ჰაერის ხარჯისა (Q) და სიჩქარის (ν) მიხედვით ჰაერსადენის დიამეტრია გასაანგარიშებად (VI დანართი).

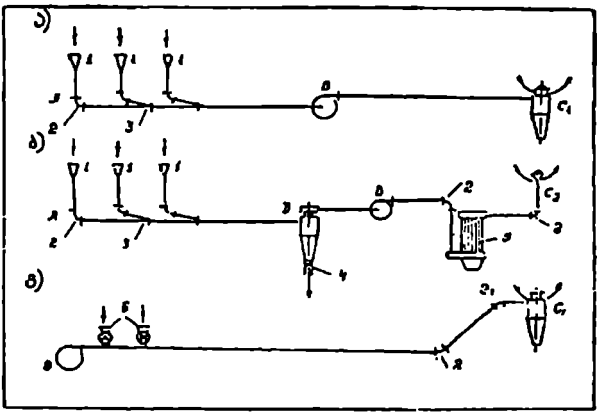
8. ჰაერის ნაკადით მასალის გადანაცვლება პნევმატური ტრანსპორტის დანადგართა ძირითადი პრინციპული სქემები

ჰაერსადენ-ვენტილატორულ დანადგარებს, რომელთა დანიშნულებაა ფხვიერი მასალის ჰაერის ნაკადით გადანაცვლება, ეწოდება პნევმატური ტრანსპორტის დანადგარი, მოკლედ პტდ.

გვხვდება პტდ-ს შემდეგი ძირითადი სქემები: 1) შემწოვ-დამჭირხნი (ნახ. № 1, ა) 2) შემწოვი (ნახ. № 1, ბ) და 3) დამჭირხნი (ნახ. № 1, გ) დანადგარები შეიცავენ ტიპიურ ელემენტებს.

შემწოვ-დამჭირხნი პტდ იხმარება საამქროების შიგნით, ჩარხებთან ნარჩენების ავტომატურად შესაგროვებლად და საამქროს გარეთ გასატანად და ეწოდება საამქროს შიგა პტდ. მისი შემწოვი ნაწილი, როგორც წესი, განტოტებულია და ტოტები მთავრდება ე.წ. მიმღებებით. მიმღებები ჩამონტაჟებულია ჩარხებზე მჭრელი ორგანოებიდან ნახერხის, ბურბუშელის ან მერქნის მტვერის დასაჭერად. მასალა–ჰაერის ნარევი მიედინება როგორც შემწოვ, ისე დამჭირხნ ჰაერსადენებში, ვენტილატორში გავლით. დამჭირხნი ჰაერსადენი BC_1 განუტოტე-

ბელია. ამ პტდ-ში გამოყენებულია ე.წ. სამტვერე ვენტილატორები, რომელთა ფრთოვანაში შესაძლოა მასალის გავლა.



ნახ. № 5. პნევმოტრანსპორტულ დანადგართა (პტდ) სქემები: ა) შემწოვ-დამჭირხნი პტდ, ბ) შემწოვი პტდ, გ) დამჭირხნი პტდ. AB_1 – შემწოვი ნაწილი, AB_1 –BC_1 და BC_2 – დამჭირხნი ნაწილები, B – ცენტრიდანული ვენტილატორი, C_1 – საჭირხნი ციკლონი, C_2 – დეფლექტორი, D – შემწოვი ციკლონი, 1 – მიმღები, 2 – მუხლსარინი, 3 – სამკაპი, 4 – ჰერმეტული საგდული, 5 – ფილტრი, 6 – მკვებავი.

შემწოვი პტდ გამოყენებულია იმავე შემთხვევებში, რომელშიც შემწოვ-დამჭირხნი პტდ, ხოლო თუ ვენტილატორში, ბურბუშელის გავლა დაუშვებელია, რათა არ დაზიანდეს ბურბუშელის ფილების დასამზადებლად, მასალა-ჰაერის ნარევი მიედინება მხოლოდ შემწოვი მილსადენებით, არ გაივლის ვენტილატორს, ამიტომ, აქ შესაძლოა როგორც სამტვერე, ისე ჩვეულებრივი ვენტილატორების გამოყენება.

დამჭირხნი პტდ გამოყენებულია მხოლოდ სატრანსპორტო მიზნებისათვის და, ზოგჯერ, მას უწოდებენ წმინდა სატრანსპორტო პტდ-ს.

სადაც, Q არის ჰაერის ხარჯი, მ³/წმ;

$\gamma_ჯ$ – სტანდარტული ჰაერის მოცულობითი წონა, კგ/მ³ [ნ/მ³].

ნამდვილი წონითი კონცენტრაცია $\mu_ნ$ ეწოდება მილის ერთსა და იმავე მოცულობაში მყოფი მასალის წონის ჰაერის წონასთან შეფარდებას. ამის წარმოდგენა შეიძლება, თუ მყისვე გავაჩერებდით მასალა-ჰაერის ნაკადს.

ნაკადში ჰაერი და მასალა ერთნაირი სიჩქარით რომ მოძრაობდეს, მაშინ, $\mu_ნ$ იქნებოდა $\mu_ნ$-ის ტოლი, მაგრამ, ჰაერის სიჩქარე $\nu_ჯ$ ყოველთვის მეტია, მასალის სიჩქარეზე $\nu_მ$. ჰაერს თან მიაქვს მასალა, მაგრამ, ამასთანავე შემოგარსავს მას და წინ უსწრებს.

დროის ერთეულში ჰაერის მიერ გავლილი მანძილი ($\nu_ჯ$) მეტია მასალის მიერ გავლილ მანძილზე ($\nu_მ$), ე.ი. $\frac{\nu_ჯ}{\nu_მ} > 1$. ამიტომ, ნამდვილი კონცენტრაცია $\mu_ნ$ ყოველთვის მეტია ხარჯვით კონცენტრაციაზე $\mu_ხ$

$$\mu_ნ = \mu_ხ \frac{\nu_ჯ}{\nu_მ} = \frac{G_მ}{Q \cdot \gamma_ჯ \cdot \frac{\nu_მ}{\nu_ჯ}}. \qquad (31)$$

სატრანსპორტო პტდ-ს ქსელში ჰაერის ხარჯის Q მ³/წმ განსაზღვრა წარმოებს სატრანსპორტირებელი მასალის რაოდენობისა G კგ/წმ და შერჩეული ხარჯვითი კონცენტრაციის $\mu_ხ$ მიხედვით, განტოლებიდან

$$Q = \frac{G_მ}{\mu_ხ \cdot \gamma_ჯ}, \text{ მ}^3/\text{წმ}. \qquad (32)$$

დანადგარის მუშაობაზე დახარჯული ენერგიის რაოდენობა პირდაპირ დამოკიდებულებაშია ჰაერის ხარჯთან (იხ. ქვემოთ ვენტილატორის სიმძლავრის გაანგარიშება. ამიტომ. ე.წ. წმინდა

მასალა ჰაერსადენში იტვირთება სპეციალური ჩამტვირთავებით (ნახ. № 1, გ), ამიტომ, შესაძლოა ჩვეულებრივი, არასამტვერე ვენტილატორების გამოყენება. დამჭირხნი პტდ იხმარება მაღალი კონცენტრაციის მასალისა და ჰაერის ნარევის შორ მანძილზე გადასაცემად (მაგალითად, როდესაც შემწოვ-დამჭირხნი პტდ-ს დამჭირხნ მილსადენს არ ძალუძს მიაწოდოს მასალა საბოლოო პუნქტამდე), ამ რამდენიმე საამქროთა პტდ-დან შეგროვილი მასალის გადასაცემად შორ მანძილზე მაღალი კონცენტრაციის ნარევის სახით, რაც ენერგიის ხარჯვის მხრივ ეკონომიკურია.

9. ნარევის კონცენტრაცია

ნარევის კონცენტრაციის პტდ-თა მეტად საყურადღებო დამახასიათებელი პარამეტრია. პტდ-თა შესწავლა-გაანგარიშება განიხილება მხოლოდ წონითი კონცენტრაცია.

წონითი კონცენტრაცია, ზოგადად ეწოდება დროის ერთეულში გადანაცვლებული მასალის წონის შეფარდებას, მისი გადამანაცვლებელი ჰაერის წონასთან.

განასხვავებენ ხარჯვით და ნამდვილ წონით* კონცენტრაციას, რომელიც სათანადოდ აღინიშნება $\mu_ხ$ და $\mu_ნ$-ით.

მასალისა და ჰაერის ნარევის ხარჯვითი კონცენტრაცია $\mu_ხ$ ეწოდება სატრანსპორტირებელი მასალის წონის ($G_მ$, კგ/წმ) შეფარდებას, ამ მასალის გადამანაცვლებელი ჰაერის წონასთან ($G_ჰ$, კგ/წმ).

$$\mu_ხ = \frac{G_მ}{G_ჰ} = \frac{G_მ}{Q\gamma_ჰ}, \text{ კგ/კგ [ნ/ნ]}, \qquad (30)$$

---

* ამის შემდეგ სიტყვა, „წონითი" გამოტოვებულია.

სატრანსპორტო დანადგარებში უნდა ვეცადოთ გამოვიყენოთ უდიდესი შესაძლებელი ხარჯვითი კონცენტრაცია $\mu_ხ$. მეორეს მხრივ $\mu_ხ$ გადიდებასთან ერთად იზრდება წნევის კარგვებიც პტდ-ში, რაც ზრდის სიმძლავრის ხარჯს.

$\mu_ხ$-ს ოპტიმალურ მნიშვნელობად ითვლება ისეთი, რომელიც მოგვცემს პტდ-ში სიმძლავრის უმცირეს ხარჯს.

ითვლება, რომ ოპტიმალურია $\mu_ხ$>1. საზღვარგარეთ ნაფოტის პტდ-ით გადასაზიდად გამოყენებულია $\mu_ხ$=2÷6 მდე, იშვიათად – 8.

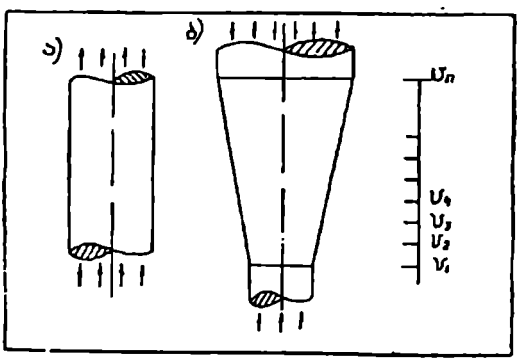
საამქროების პტდ-ში $\mu_ხ$ იძულებითად მცირეა, რადგანაც ამ შემთხვევაში პტდ წარმოადგენს არა მხოლოდ სატრანსპორტო დანადგარს, არამედ ის ძირითადად ჩარხებთან სამუშაო ადგილების გამაუმტვერებელი სანიტარულ-ტექნიკური მოწყობილობაცაა, მათთვის $\mu_ხ$≤0,2.

10. ლივლივის სიჩქარე

თუ უცვლელი კვეთის ვერტიკალურ ჰაერსადენში (ნახ. № 5, ა), რომელშიც ქვემოდან ზემოთ განსაზღვრული სიჩქარით მოძრაობს ჰაერი, ჩავყრით ნახერხის, ბურბუშელისა და ნაფოტის ნარევს, ზოგი მათგანი ჩაცვივდება ქვემოთ, ზოგს ჰაერის ნაკადი ამოყრის მილიდან და ზოგიც, თითქოს, დაეკიდება ნაკადში. ამ „დაკიდებული“ ნაწილაკების სიმძიმის ძალა გაწონასწორებულია ქვემოდან ზემოთ. მოძრავი ჰაერის მათზე მოქმედების ძალით.

ვერტიკალურ ჰაერსადენში ქვემოდან ზემოთ მოძრავი ჰაერის ნაკადის იმ სიჩქარეს, რომლის დროსაც მასალის ნაწილაკები იმყოფებიან ე.წ „შეკიდებულ“ მდგომარეობაში, ეწოდება „ლივლივის სიჩქარე“.

ლივლივის სიჩქარე $v_{ლ}$, მ/წმ დამოკიდებულია ნაწილაკების მოყვანილობაზე, ჰაერის სიმკვრივეზე $\left(\rho = \frac{\gamma_ჰ}{9,81}\right)$, ნაწილაკის მიდელურ კვეთსა* F_0 და ნაწილაკების წონაზე G. ლივლივის სიჩქარის ექსპერიმენტულად განსაზღვრა შესაძლებელია გამჭვირვალე მასალისაგან დამზადებული ვერტიკალური ჰაერსადენის კონუსურ უბანში (ნახ. № 5, ბ).



ნახ. № 5

დადგენილია v_s-ის გასაანგარიშებელი ემპირიული ტოლობა:

$$v_s = 0,14\sqrt{\frac{\gamma_ა}{\left(0,02+\frac{a}{h}\right)\gamma_ჰ}}, \text{ მ/წმ}, \qquad (33)$$

სადაც γ_s არის ნაწილაკის მოცულობითი წონა, კგ/მ³;

h – ნაწილაკის სისქე, მმ;

a – ნაწილაკის მოყვანილობაზე დამოკიდებული კოეფიციენტი; a = 1,1 – კვადრატული განივკვეთისათვის, a=0,9 – სწორკუთხა განივკვეთისათვის.

* მიდელური ეწოდება სხეულის უდიდესი ფართობის მქონე განივკვეთს.

11. ჰაერის მატრანსპორტირებელი სიჩქარე

მატრანსპორტირებელი სიჩქარე ეწოდება იმ უმცირეს სიჩქარეს, რომელიც უზრუნველყოფს მასალის მდგრად მოძრაობას ჰაერსადენში.

ცხადია, ჰაერის ნაკადით ნაწილაკების გადანაცვლებისათვის საჭიროა, რომ ჰაერსადენში ჰაერის სიჩქარე $v_ჰ$ აღემატებოდეს ლივლივის სიჩქარეს $v_ლ$-ს.

ჰორიზონტალური ჰაერსადენებისათვის პრაქტიკით დადგენილი მატრანსპორტირებელი სიჩქარე $v_ჰ$ (იხ. დანართი III) მნიშვნელოვად აღემატება ლივლივის სიჩქარეს:

$$v_ჰ \geq (1,3+3,0)v_ლ \text{, მ/წმ.} \qquad (34)$$

ვერტიკალურ ჰაერსადენებში, თუ მათი სიმაღლე არ აღემატება 10 მ, მასალის გადასანაცვლებლად სავსებით საკმარისია ის სიჩქარე, რომელიც პრაქტიკით დადგენილია ჰორიზონტალური ჰაერსადენებისათვის (დანართი III). მაგრამ, თუ ვერტიკალური ჰაერსადენის სიმაღლე აღემატება 10 მ, მაშინ შესაძლებელია მასში მასალის ჩახერგვა და აუცილებელია, რომ ჰაერის სიჩქარე აღემატებოდეს ჰორიზონტალურ ჰაერსადენებში ჰაერის სიჩქარეს ლივლივის სიჩქარის ოდენობით, ე.ი.

$$v_{ვერტ} = v_{ჰორ} + v_ლ \text{, მ/წმ.} \qquad (35)$$

ერთსა და იმავე ჰაერსადენის ვერტიკალურ უბნებში სიჩქარის გასადიდებლად საკმარისია ამ უბნების დიამეტრის შემცირება. ჰორიზონტალურ და ვერტიკალურ მილსადენებში მასალის ერთნაირი სიჩქარის მისაღწევად საჭიროა, რომ

$$d_{ვერ} = d_{ჰორ}\sqrt{\frac{v_{ჰორ}}{v_{ჰორ}+v_ლ}}. \qquad (36)$$

12. წნევის კარგვა მასალისა და ჰაერის ნარევის მოძრაობის დროს

ჰაერში მასალის არსებობა ზრდის ჰაერის მილსადენებში მოძრაობისადმი წინაღობას. ეს ზრდა, ცხადია, დამოკიდებულია წონით კონცენტრაციაზე.

ა) ჰორიზონტალურ მილსადენებში, ნარევის მოძრაობისას წნევის კარგვა ისაზღვრება ფორმულით

$$\Delta p'_{\text{მილ}} = \Delta p_{\text{მილ}}(1 + K\mu)\,,\ \text{კგ/მ}^2, \qquad (37)$$

სადაც, $\Delta p_{\text{მილ}}$ არის, სუფთა ჰაერის მოძრაობისას, წნევის კარგვა.

K – მთელ რიგ ფაქტორებზე დამოკიდებული ცდისეული კოეფიციენტი.

ადგილობრივ წინაღობათა გავლენის შედეგად, მილებში წარმოიქმნება ნაკადის სპირალური მოძრაობა. სპირალური მოძრაობით აღძრული, ცენტრიდანული ძალების გავლენით, მასალის ნაწილაკები ეკვრის მილის შიგა ზედაპირს და ამით გამოწვეული ხახუნი აძლიერებს წნევის კარგვას (მნიშვნელოვანი სიგრძის მილების სწორხაზოვან უბნებში ნარევის სტაბილიზებულ მოძრაობისას კარგვებთან შედარებით).

საამქროების პტდ-ში, სადაც ადგილობრივ წინაღობათაშორის (მიმღებები მოხვეულები, სამკაპები) უბნები მოკლეა. განსაკუთრებით დიდია ნაწილაკების სპირალური მოძრაობა და რეკომენდებულია $K = 1{,}4$ კოეფიციენტი.

სატრანსპორტო პტდ-ში, ძირითადად, გამოყენებულია გრძელი სწორხაზოვანი ჰაერსადენები სტაბილური ნაკადით. მათთვის რეკომენდებული K კოეფიციენტები მოცემულია № 3 ცხრილში.

ბ) ვერტიკალურ ჰაერსადენებში მასალა ჰაერის ნარევის ქვემოდან ზემოთ მოძრაობისას. 37-ე განტოლებით გაანგარი-

შებულ დანადგარებს უნდა დაემატოს მასალის ასატანად საჭირო წნევის დანაკარგი (ანუ, რაც იგივეა, ენერგიის ხარჯი).

$$\Delta p_{\text{ატან}} = h\gamma_{\text{ს}}\mu_{\text{ხ}}\frac{\nu_{\text{ს}}}{\nu_{\text{მ.ვერ}}},\ \text{კგ/მ}^2, \qquad (38)$$

სადაც, h არის ატანა გეოდეზიური სიმაღლე* მ.

ცხრილი № 3

სატრანსპორტო დანადგართა ჰორიზონტული უბნებისათვის K კოეფიციენტების მნიშვნელობანი

მასალის სახე	მილების დიამეტრები, მმ		
	d<300	d=300	d>300
ნახერხი,	0,7	0,82	0,96
ბურბუშელა,	0,65	0,78	0,90
ტექნოლოგიური ნაფოტი.	0,60	0,70	0,80

ვერტიკალურ აღმავალ მილებში ჰაერის ფარდობითი სიჩქარე მეტია, ვიდრე ჰორიზონტულებში. შეიძლება მივიღოთ

$$\frac{\nu_{\text{ს}}}{\nu_{\text{მ.ვერ}}} \equiv \frac{\nu_{\text{ს}}}{0,7\nu_{\text{მპორ}}},\ \text{სადაც}\ \frac{\nu_{\text{მპორ.}}}{\nu_{\text{ს}}}\ \text{და}\ \frac{\nu_{\text{ს}}}{\nu_{\text{მპორ}}}\text{-ის.}$$

მნიშვნელობები მოცემულია მე-2 ცხრილში.

ამრიგად, ვერტიკალურ მილსადენებში საერთო დანაკარგებია

$$\Delta p_{\text{ვერ}} = \Delta p'_{\text{მილ}} + \Delta p_{\text{ატან}} = \Delta p_{\text{მილ}}(1 + K\mu_{\text{ხ}}) +$$

$$+h\gamma_{\text{ს}}\mu_{\text{ხ}}\frac{\nu_{\text{ს}}}{\nu_{\text{მ.ვერ}}},\ \text{კგ/სმ}^2[\text{ნ/მ}^2]. \qquad (39)$$

გ) ადგილობრივ წინაღობებში წნევის დანაკარგები ნარევისათვის, აგრეთვე, მეტია, ვიდრე სუფთა ჰაერისათვის და მას საზღვრავენ ფორმულით

---

* „ატანის გეოდეზიური სიმაღლე“ გულისხმობს ზღვის დონედან უდაბლეს და უმაღლეს დონეთა სხვაობას.

$\frac{\nu_{\text{ვპორ.}}}{\nu_{\text{ჯ}}}$ და $\frac{\nu_{\text{ჯ}}}{\nu_{\text{ვპორ}}}$ ფარდობითი მნიშვნელობები

სატრანსპორტირებელ მასალათა სახე	$\frac{\nu_{\text{ვპორ.}}}{\nu_{\text{ჯ}}}$	$\frac{\nu_{\text{ჯ}}}{\nu_{\text{ვპორ}}}$
	თუ $\mu \leq 2$	
წვრილი ნახერხი,	0,9	1,10
მსხვილი ნახერხი,	0,86	1,18
წვრილი ბურბუშელა,	0,85	1,18
მსხვილი ბურბუშელა,	0,80	1,25
დახარისხებული ტექნოლოგიური ნაფოტი (ნაწილაკების სიგრძე 35 მმ-მდე).	0,70	1,43
მსხვილი დაუხარისხებელი ტექნოლოგიური ნაფოტი (ნაწილაკების სიგრძე 40 მმ-მდე).	0,60	1,67

$$\Delta p'_{\text{ა.წ}} = \zeta \rho \frac{\nu_{\text{ჯ}}^2}{2}(1 + K\mu_{\text{ხ}}), \text{ კგ/მ}^2 \qquad (40)$$

დ) მასალის გაჭანებაზე წნევის კარგვა წარმოადგენს ენერგიის ხარჯს უძრავი მასალისათვის კინეტიკური ენერგიის მისანიჭებლად, მასალის ჰაერის ნაკადში მოხვედრამდე. მას ანგარიშობენ განტოლებით

$$\Delta p_{\text{გაჭ}} = \frac{\nu_{\text{ვპორ.}}}{\nu_{\text{ჯ}}} \cdot \mu_{\text{ხ}} \cdot \rho \cdot \nu^2, \text{ კგ/მ}^2[\text{ნ/მ}^2], \qquad (41)$$

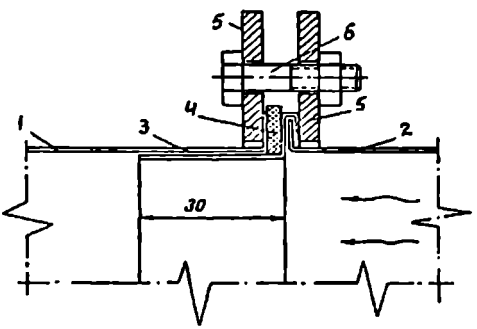
სადაც, $\frac{\nu_{\text{ვპორ.}}}{\nu_{\text{ჯ}}}$ – იხ. № 4 ცხრილში.

X თავი

ავიამატური ტრანსპორტის დანადგართა ტიპური ელემენტები

1. მილსადენები

შიგა მილსადენები მზადდება ფურცლოვანი ფოლადისაგან, სისქით δ=0,6 ÷ 1 მმ. შეერთებები მრგვალი მილების მსახველის გასწვრივ ხდება ჩაკეცვით. მსახველის განივად – აგრეთვე, ჩაკეცვით, ზოგჯერ კი, ჩაკეცვის გარდა, მომჭიმი რგოლებით (ნახ. № 1).



ნახ. № 1. თუნუქის ჰაერსადენების ტუჩმილური შეერთების სქემა. 1 – მილსადენის მარცხენა მალი, 2 – იგივე მარჯვენა, 3 – ჩადგმული მალი, 4 – რეზინის სამჭიდროებელი რგოლი, 5 – რკინის მოსაჭიმი რგოლები, 6 – ჭანჭიკები.

გარე მილსადენებისათვის, δ=1÷2 მმ, შეერთებები კი ხორციელდება შედუღებით.

მაღალი წნევის სატრანსპორტო დანადგარებში იხმარება თხელკედლიანი უნაკერო მილები, სადაც δ მინიმალურია.

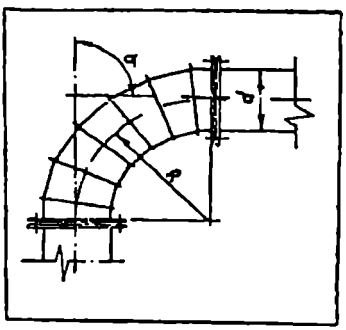
განსაკუთრებული ყურადღება ექცევა მილტუჩოვან შეერთებების სიმჭიდროვეს.

მიერთებები მოძრავ მჭრელ თავაკებთან მზადდება Р3-С-Х მარკის ლითონის ღუნვადი მილებისაგან. ხახუნის კოეფი-

ციენტი λ მათთვის 2÷2,5-ჯერ მეტია, ვიდრე ფურცლოვანი ფოლადის მილებისგან დამზადებული.

2. მუხლ-სარინი (იხ. ნახ. № 2)

მუხლ-სარინის წინაღობის კოეფიციენტი $\zeta_{მუხ}$ ხასიათდება ფარდობით R/d; ჩვეულებრივად $R/d=3\div5$; ჩარხების მახლობლად, სადაც სივიწროვეა, დასაშვებია $Rd \geq 2$.



ნახ. № 2. თუნუქის ან ფურცლოვანი ფოლადის მუხლ-სარინი

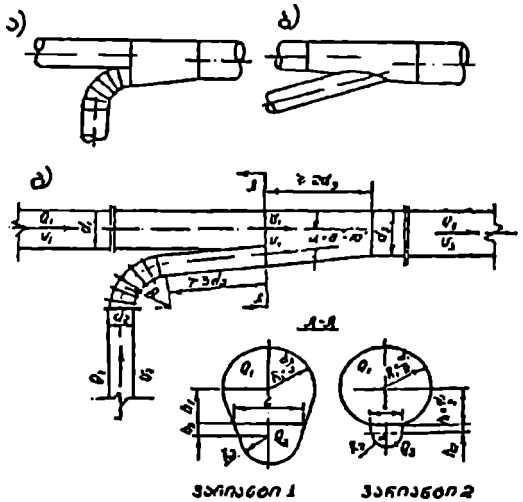
საამქროს პტდ-ს გაანგარიშებისას მუხლის წინაღობას, ზოგჯერ, აღრიცხავენ მისი ეკვივალენტური ე.წ. „დაყვანილი" სიგრძით

$$l_{დაყ} = 10d\frac{\alpha}{90}^{\bullet} \qquad (1)$$

3. სამკაპები

სამკაპი ეწოდება ორი მილსადენის პარალელურად შეერთების ელემენტს (ნახ. № 3). ა და ბ ვარიანტები მიუღებელია – იწვევს ნაკადების დაგრიგალებას და წინაღობის მნიშვნელოვნად გადიდებას. ამჟამად სამკაპებს ამზადებენ მე-3, გ ნახაზის მიხედვით; მისთვის $\zeta \cong 0$.

• α-თი აღნიშნულია ნაკადის პირვანდელი მიმართულებიდან გადახრის კუთხე (ნახ. 10.2).



ნახ. № 3. მილსადენების შესაერთებელი სამკაპების სქემები:
ა) და ბ) უვარგისია, გ – კარგია, მისი წინაღობის
კოეფიციენტი $\zeta \cong 0$.

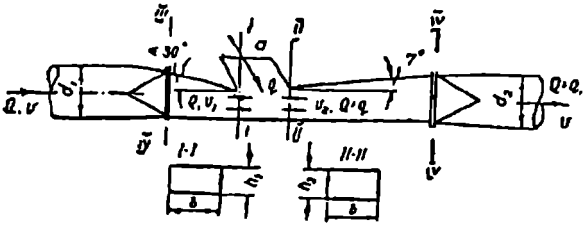
4. დამჭირხნ მილსადენში მასალის ჩასატვირთი მოწყობილობანი

შემწოვ ჰაერსადენებში ყოველთვის გვაქვს ატმოსფერულზე ნაკლები წნევა-ვაკუუმი, მათში მასალის ჩაწოდება სიძნელეს არ წარმოადგენს.

დამჭირხნ მილსადენებში პირიქით, სტატიკური წნევა ატმოსფერულზე მეტია და ჰაერი ყოველი ხვრელიდან ატმოსფეროში გამოედინება. მასში მასალის ჩასატვირთად საჭიროა სპეციალური მოწყობილობანი, როგორიცაა – საინჟექციო ჩასატვირთი ძაბრი და მბრუნავი მკვები.

ა) საინჟექციო ძაბრი (ნახ. № 4). გავიხსენოთ, რომ მილსადენში ნაკადის სრული წნევა (ენერგია) H წარმოადგენს სტა-

ტიკურ და დინამიკურ წნევათა ჯამს: $H_{სრ} = H_{სტ} + \rho\frac{v^2}{2}$, კგ/მ². საინჟექციო ძაბრის III-III კვეთს ვამცირებთ I-I კვეთამდე, რის შედეგადაც v_3 სიჩქარე, იმდენად გაიზრდება, რომ ამ კვეთში დინამიკური $\rho\frac{v^2}{2}$ წნევა გაუტოლდება სრულ H წნევას, სტატიკური $H_{სტ}$* წნევა კი შემცირდება ნულამდე, ე.ი. ექნება



ნახ. № 4. ეჟექციური სატვირთო ძაბრის სქემა.

$$H_{სრ.I} = 0 + \rho\frac{v_1^2}{2}, \text{ კგ/მ}^2 \text{ [ნ/მ}^2\text{]}. \qquad (2)$$

ამრიგად, საინჟექციო ძაბრის a ხახაში ნაკადის წნევა გარემოს წნევის ტოლი იქნება; ჰაერი გარემოში არ გამოედინება. პირიქით, v_1 სიჩქარეს ზოგჯერ იმდენად ზრდიან, რომ ხახაში შეიქმნას ცოტაოდენი ვაკუუმი და მან შეიწოვოს ჰაერი $q \cong (0{,}1 \div 0{,}15)Q$ რაოდენობით, რაც აადვილებს მასალის ჩატვირთვას.

საინჟექციო ძაბრის გაანგარიშება უნდა დავიწყოთ დანადგარის ბოლოდან. განვსაზღვროთ II–II კვეთის H_2 წნევა. H_2-ის გაანგარიშებისას უნდა მივიღოთ $Q + q$ ხარჯი. I–I კვეთის H_1 წნევა განისაზღვრება ფორმულით

* v და H-ის ინდექსები 1, 2 და 3 მიგვითითებენ სათანადოდ I–I, II–II და III–III კვეთებს.

$$H_1 = H_2 \frac{Q+q}{Q} \cdot \frac{1}{\eta}, \text{ კგ/მ}^2, \qquad (3)$$

სადაც, η არის საინჟექციო ბაბრის მქკ, η=0,3÷0,8 (თუ იზრდება q, მცირდება η);

Q – ისაზღვრება ტოლობა (მე-9 თავის 32 ფორმულით), მ³/წმ, მე-2 ტოლობიდან

$$v_1 = \sqrt{\frac{2H_1}{\rho}} = \sqrt{\frac{2H_1}{0,122}} = 4,05\sqrt{H_1}, \text{ მ/წმ}. \qquad (4)$$

ანალოგიურად

$$v_2 = 4,05\sqrt{H_2}, \text{ კგ/მ}^2. \qquad (5)$$

რადგან $Q = 3600 \cdot f_1 v_1 = 3600 b h_1 v_1$, ამიტომ

$$h_1 = \frac{Q}{3600 \cdot b \cdot v_1}, \text{ მ}. \qquad (6)$$

ანალოგიურად

$$h_2 = \frac{Q+q}{3600 \cdot b \cdot v_2}, \text{ მ}. \qquad (7)$$

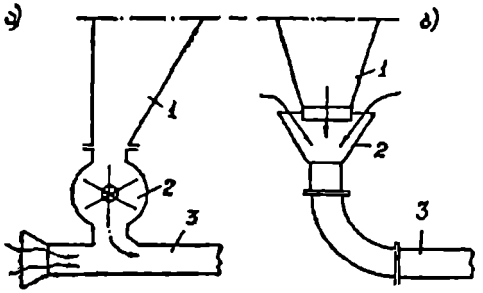
კვეთი III-III კვადრატულია, მისი ფართობი $\frac{\pi d_1^2}{2}$ ტოლია.

ცხადია, რომ $\frac{\pi d_1^2}{2} = b_3^2$.

საინჟექციო ბაბრის ნაკლია დაბალი მქკ η, ამიტომ, მას ხმარობენ როდესაც $\mu \le 1$, მანძილი ციკლონამდე არ აღემატება 50 მეტრს და თუ მიმდევრობით დაიდგმება – არა უმეტეს ორი ბაბრისა.

მანძილი I-I და II-II კვეთს შორის $\cong b$; დანარჩენი სიდიდეები ისაზღვრება გრაფიკულად მე-4 ნახაზზე მოცემული კუთხეებით. საინჟექციო ბაბრი მზადდება 2მმ-ის სისქის ფურცლოვანი რკინისაგან, კუთხოვანი რკინის მილტუჩებით; შეერთებები ხორციელდება შედუღებით.

ბ) მბრუნავი მკვები (ნახ. № 5, ა) ენერგიის ხარჯვის მხრივ, უფრო ხელსაყრელია, თუმცა, დასამზადებლად და დასადგმელად უფრო რთულია; მოითხოვს ცალკე ელძრავს, გადამცემ მექანიზმებს, საძირკველს და მოვლა-ყურადღებას. მას უშვებს მრეწველობა, მაგრამ, შეიძლება დამზადდეს ადგილობრივადაც.



ნახ. № 5. მკვები. ა – ხვიმირიდან მასალის მისაღებად, 1 – ხვიმირი, 2 – მბრუნავი რაბი-საკეტი, 3 – მასალის მისაღები ჰაერსადენი, ბ – ციკლონიდან მასალის მისაღებად, 1 – ციკლონი, 2 – მიმღები ძაბრი, 3 – მასალის მისაღები ჰაერსადენი.

5. ციკლონები

მიზიდვის საბოლოო პუნქტში მასალის ჰაერიდან გამოსაყოფად, იხმარება, ძირითადად, ცენტრიდანული მტვერგამყოფები ე.წ. ციკლონები (ნახ. № 6).

ციკლონების გამოყენება გამართლებულია იმით, რომ მათი დამზადება მარტივია, ხასიათდება მუშაობის საიმედოობით და მოითხოვს მცირე ადგილს.

ციკლონი (ნახ. № 6, გ) შედგება გარე ცილინდრისაგან (1), კონუსისაგან (2) და შიგა ცილინდრისაგან (3); ზემოთ ცილინდრებს შორის სივრცე დახურულია სახურავით (4). შიგა ცილინდრი გამოდის ამ სივრციდან, რომელიც უზრუნველყოფს

ჰაერის გამოსვლას ატმოსფეროში. კონუსი მთავრდება ხვრელით (5), საიდანაც განიტვირთება მასალა. ჰაერნარევი მოხვდება ციკლონში, გარე ცილინდრთან მხებად მიერთებული მილყელის (6) საშუალებით. ჰაერნარევი იწყებს სპირალურ მოძრაობას ზემოდან ქვემოთ. მასალის ნაწილაკები ცენტრიდანული ძალით ეკვრის გარე ცილინდრის შიგა ზედაპირს, ხახუნის გამო კარგავს თავის კინეტიკურ ენერგიას და ციკლონის ჯერ ცილინდრული, შემდეგ კი კონუსური ზედაპირის გასწვრივ ჩამოცოცდება ქვემოთ, გამოსასვლელ ხვრელამდე. ჰაერი კი მკვეთრად იცვლის მიმართულებას, აჰყვება შიგა ცილინდრს ქვემოდან ზემოთ და გადის ატმოსფეროში. შიგა ცილინდრის ქვემო ნაწილში რადიალურად მოთავსებულია ფრთები (11), რომლებიც ანელებენ ჰაერის სპირალურ მოძრაობას და გარდაქმნიან მას სწორხაზოვან მოძრაობად, რითაც ხელს უწყობენ შიგა მილში ჰაერის თანაბარ განაწილებას; მაშასადამე, სიჩქარის შემცირებას და მასალის ნაწილაკების ჰაერიდან უკეთ გამოცალკევებასა და ქვემოთ ჩაცვენას. ნებისმიერი სისტემის ციკლონში მასალის დაგროვება დაუშვებელია.

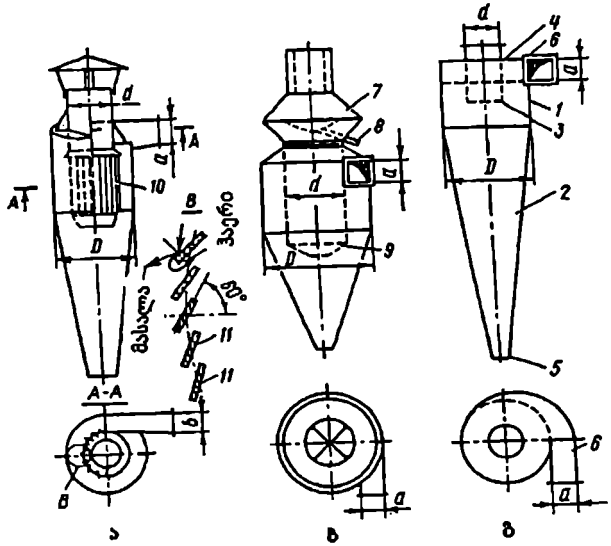
ცენტრიდანული ძალა S, რომლითაც ნაწილაკებს ისვრის პერიფერიისაკენ ტოლია

$$S = \frac{mv^2}{R}, \qquad (8)$$

სადაც, m არის ნაწილაკის მასა, კგ; v – ბრუნვის სიჩქარე, მ/წმ,

R – ბრუნვის რადიუსი, მ.

ბრუნვის R რადიუსის შემცირებით (ციკლონის რადიუსი) და ნაწილაკების მასის გადიდებით ცენტრიდანული ძალა იზრდება და ნაწილაკების ჰაერისაგან გამოყოფის ეფექტურობა იზრდება.



ა ბ გ

ნახ. № 6. ციკლონები:
ა–ბ–გ სხვადასხვა სახის ციკლონის სქემები:
1 – გარე ცილინდრი, 2 – კონუსი, 3 – შიგა ცილინდრი, 4 – სახურავი, 5 – ქვედა გამოსასვლელი, 6 – შესასვლელი მილყელი, 7 – გასაფართოებელი, 8 – მილი ატმოსფერული ნალექების ჩამოსადენად, 9 – საყელური, 10 – სეპარატორი, 11 – ფრთა.

ცილკონის მუშაობის ძირითადი მაჩვენებლებია – აირის ფარდობითი ამოვარდნა ε, ადგილობრივი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი $\xi_ц$ და მწარმოებლურობა Q. ფართობითი ამოვარდნა ε გვიჩვენებს, ციკლონში მოხვედრილი მტვრის რა ნაწილი ამოიტყორცნება ატმოსფეროში.

$$\varepsilon = \frac{b}{\Pi} 100 , \qquad (9)$$

სადაც, b არის მტვრის აბსოლუტური გამოტყორცნა, მგ/მ³,

Π – ჰაერის მტვრის შემცველობა ციკლონის წინ, მგ/მ³.

ციკლონის ადგილობრივი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი

$\xi_ц$ წარმოადგენს ციკლონში წნევის დანაკარგის შეფარდებულს მისი შესასვლელი მილყელში დინამიკურ წნევასთან

$$\xi_ц = \frac{\Delta P_ц}{\rho \frac{v_в^2}{2}}, \qquad (10)$$

სადაც, $\Delta P_ц$ არის ციკლონში წნევის დანაკარგი, კგ/მ^2,

$v_в$ – შესასვლელი მილყელში ჰაერის სიჩქარე, მ/წმ.

ციკლონების არჩევისას უპირატესობა ენიჭება ციკლონს, რომელსაც $\xi_ц$ -ის მნიშვნელობა ნაკლები აქვს, რადგან ამ შემთხვევაში მისი მუშაობისას მცირდება ენერგოდანახარჯები.

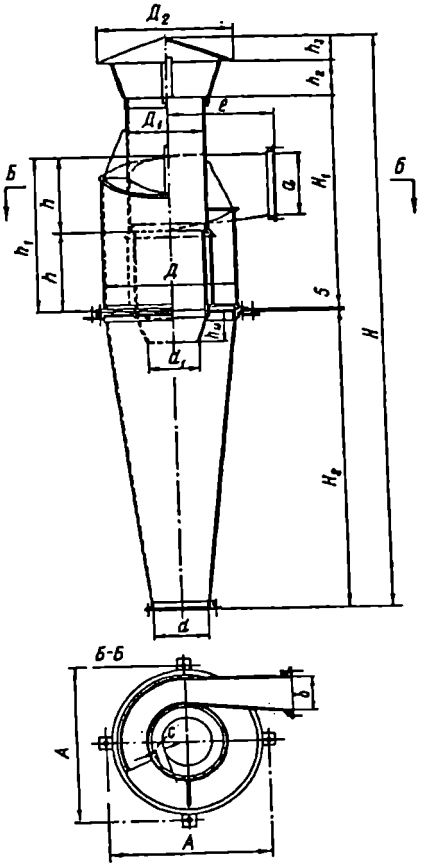
მე-5 ცხრილში მოცემულია ციკლონის მუშაობის მაჩვენებლები.

ცხრილი № 5

ციკლონის დასახელება	ციკლონის გარე დიამეტრი	შესასვლელ მილყელში ჰაერის რეკომენდებული სიჩქარე, $v_в$, მ/წმ	ციკლონის მწარმოებლურობა Q, მ^3/სთ	ფარდობითი გამონდევნა. ε, %	ადგილობრივი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, ξ_0
ციკლონი ა	0,675–1,5	16–23	3200–23000	1,6	4,0
ციკლონი ბ	1,4–3,0	14–18	4200–28500	1,2	5,0
ციკლონი გ	0,9–2,0	12–16	2200–14400	0,8	7,6D

განსაკუთრებულ ყურადღებას იმსახურებს გაწმენდის მაღალი ხარისხის ციკლონი (ნახ. № 7).

ჰაერის ძირითადი ნაწილი შედის შიგა ცილინდრში ხვრელის საშუალებით, რომლის დროსაც ჰაერი აკეთებს მკვეთრ მოხვევას. მტვერი, რომლის მასა დიდია ვიდრე ჰაერი, ინერციით აგრძელებს გზას ძველი მიმართულებით და რჩება ციკლონში. ასე გაწმენდის პროცენტი ციკლონებში დაახლოებით 98-99%. გარდა ამისა, გაწმენდის მაღალი ხარისხის ციკლონის ზომები და მასა ნაკლებია ვიდრე დანარჩენი ციკლონებისა.



ნახ. № 7. გაწმენდის მაღალი ხარისხის ციკლონი.

ამ ციკლონის თავისებურებაა შიგა ცილინდრზე ჟალუზის ტიპის მოწყობილობის არსებობა, რომელიც ინერციული სეპარატორის როლს ასრულებს.

გაწმენდის მაღალი ხარისხის ციკლონის ზომები მოცემულია მე-6 ცხრილში.

ცხრილი № 6

გაწმენდის მაღალი ხარისხის ციკლონების დახასიათება და ძირითადი ზომები

ციკლონის №	მწარმოებლურობა მ³/სთ	შესასვლელი მილყელის კვეთი, მ²	Д	$Д_1$	$Д_2$	d	d_1	H	H_1	H_2
			მმ							
Ц – 375	1000-1500	0,01755	375	225	410	135	150	1720	635	900
Ц – 450	1500-2200	0,0259	450	270	490	160	170	2035	765	1050
Ц – 550	2200-3200	0,0378	550	330	600	200	205	3505	935	1300
Ц – 675	3200-4600	0,0553	675	400	720	250	230	3055	1130	1600
Ц – 800	4600-6600	0,080	800	480	870	300	260	3550	1360	1960
Ц – 950	6600-9500	0,115	950	575	1030	350	310	4335	1625	2250
Ц – 1150	9500-14000	0,165	1150	690	1240	420	390	5255	1950	2750
Ц – 1400	14000-20000	0,245	1400	840	1500	500	480	6395	2370	3350
Ц – 1500	16000-23000	0,277	1500	900	1620	550	500	6895	2540	3600

ციკლონის №	a	b	h	h_1	h_2	h_3	h_4	c	c_1	ღრეჩო ცალ.	ღრეჩოს ზომები, მმ		წონა, კგ
	მმ										სიგანე	სიგრძე	
Ц – 375	185	95	225	450	110	70	110	300	5	30	25	470	36
Ц – 450	225	115	270	540	135	80	135	340	7,5	36	30	550	54
Ц – 550	270	140	330	660	165	100	165	450	7,5	45	30	650	71
Ц – 675	325	170	400	800	200	120	200	570	10	48	30	810	106
Ц – 800	400	200	480	960	240	145	240	600	10	60	36	970	160
Ц – 950	490	235	575	1150	240	170	285	850	10	70	36	1080	208
Ц – 1150	570	290	690	1380	345	205	345	900	12,5	76	40	1300	313
Ц – 1400	700	350	840	1680	420	250	420	1050	12,5	77	40	1550	459
Ц – 1500	750	370	900	1800	450	270	550	1140	12,5	88	40	1650	515

პტდ-სათვის იხმარება მხოლოდ ცენტრიდანული (ცდ) ვენტილატორები. არსებობს შემდეგი სახის ცენტრიდანული ვენტილატორები:

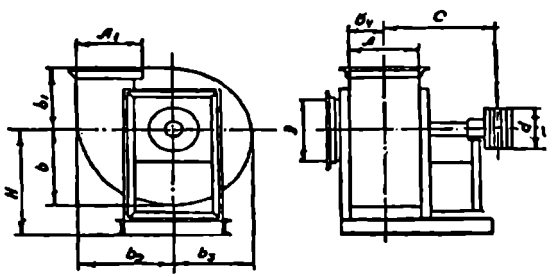
ა) დაბალი წნევის $H_{ვენტ.} \leq 100$ კგ/მ²,

ბ) საშუალო წნევის $H_{ვენტ} = 100 \div 300$ კგ/მ²,

გ) მაღალი წნევის $H_{ვენტ} = 300 \div 1500$ კგ/მ².

ამის გარდა, არსებობს ცდ ვენტილატორები სუფთა ჰაერისათვის და სამტვერე, რომლებიც ატარებენ ნარჩენებიან ჰაერს.

სამტვერე ვენტილატორები: ЦП7-40, Ц6-46(ВЦП), Ц6-45 (ЦВА), ЦАГИ და ЦВА.



ნახ. № 8. ЦП7-40 ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორების სქემა (ზომები იხ. ცხრ. № 7)

მეტად გავრცელებულია სამტვერე ვენტილატორები ЦП7-40.

მათი სქემა და ზომები იხ. მე-8 ნახაზზე და მე-7 ცხრილში, მათი დახასიათება კი მე-9, მე-10 და მე-11 ნახაზებზე.

ვენტილატორების შერჩევა ხდება მათი დახასიათების მიხედვით. დახასიათება ჩვეულებრივად გამოსახულია გრაფიკულად (ნახ. მე-9, მე-11) ჰორიზონტალურ ღერძზე გადადებულია ვენტილატორის მწარმოებლურობა მ³/წმ ან მ³/სთ, ვერტიკალურზე კი, მის მიერ განვითარებული წნევა H კგ/მ²[ნ/მ³], კოორ-

დინატთა ველზე, მრუდების სახით, მოცემულია სათანადო მქკ-ბი η_3 და ბრუნთა რიცხვები – n ბრ/წთ. ვენტილატორი ისეთი უნდა შევარჩიოთ, რომ აღებული Q და H-სათვის მოგვცეს უდიდესი მქკ.

ცხრილი № 7

ტიპის ვენტილატორის ძირითადი ზომები

ვენტილატორის №	II	b	b_1	b_2	b_3	b_4	c	d	A	A_1	Д
5	550	376	300	405	328	250	500	180	308	305	307
6	620	450	360	486	405	300	560	240	370	366	367
7	820	595	475	644	535	400	774	315	492	488	487

ვენტილატორისათვის ელძრავის სიმძლავრის გაანგარიშება ხდება ფორმულით

$$N = \frac{1{,}1 \cdot 1{,}2 Q \cdot H_ე}{102 \cdot \eta_ე \cdot \eta_{ამძ}} (1 + K\mu_b), \text{ კვტ}, \qquad (11)$$

სადაც, 1,1 არის ქსელში ჰაერის შესაძლო მიწოვის კოეფიციენტი,

1,2 – ელძრავას გაშვებისას აღძრული დამატებითი წინაღობის კოეფიციენტი,

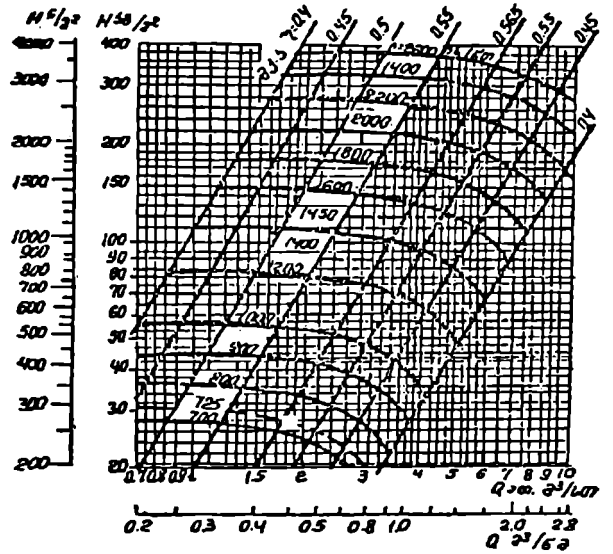
Q – პტდ-ის სრული ხარჯი, მ³/წმ,

$H_ე$ – პტდ-ის მთლიანი წინაღობა, რომელიც უნდა დასძლიოს ვენტილატორმა,

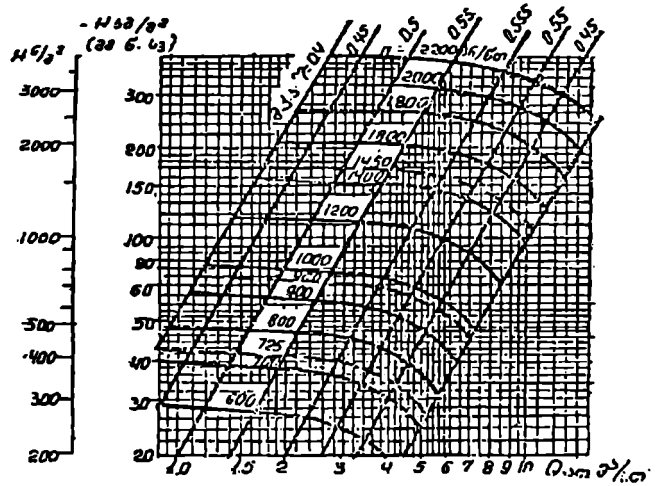
$\eta_ე$ – ვენტილატორის მქკ, რომელიც აიღება დახასიათებიდან (ნახ. № 9, № 10 და № 11);

$\eta_{ამძ}$ – ამძრავის მქკ; ჩვეულებრივად გამოყენებულია სოლღვედური გადაცემა, რომლისთვისაც $\eta_{ამძ} = 0{,}95$;

$1 + K\mu_b$ – იხ. ზემოთ (მე-9 განტოლება).



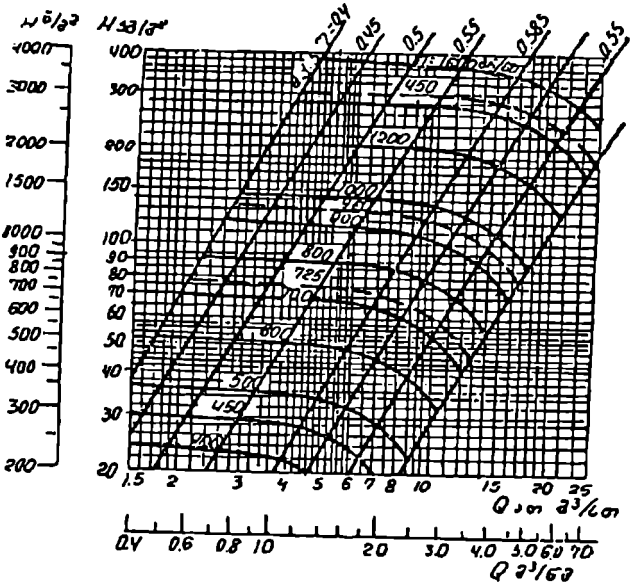
ნახ. № 9. №5 ცენტრიდანული სამტვერე ვენტილატორის აეროდინამიკური დახასიათება



ნახ. № 10. №6 ცენტრიდანული სამტვერე ვენტილატორის აეროდინამიკური დახასიათება.

თუ ვენტილატორში გაივლის სუფთა ჰაერი, მაშინ, მამრავლი (1+Kμ) მხედველობაში არ მიიღება.

პტდ-ში არ უნდა გამოვიყენოთ ვენტილატორები, რომელთა ღერძზე უშუალოდაა შეერთებული ელძრავა, რათა შემდგომში, თუ პტდ-ს ხარჯი შეიცვლება, შევძლოთ ვენტილატორის ბრუნთა რიცხვის რეგულირება, სოლღვედური ბორბლის შეცვლით.

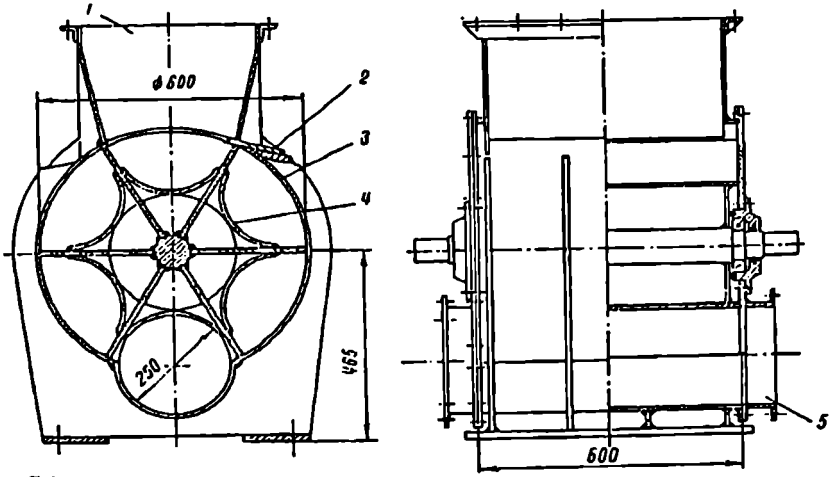


ნახ. № 11. № 8 ცენტრიდანული სამტვერე ვენტილატორის აეროდინამიკური დახასიათება

7. მკვებავი დამჭირხ მილსადენში მასალის ჩასატვირთად

მილსადენში ჩასატვირთი მოწყობილობებიდან ყველაზე გავრცელებულია მექანიკური ჰერმეტული მკვებავი (ნახ. № 12).

მკვებავი შედგება ცილინდრული კორპუსისაგან, რომელშიც ბრუნავს ექვსფრთიანი დოლი. მასალა ჩაიტვირთება ზემოთ



ნახ. № 12. მკვებავი დამჭირხნ მილსადენში მასალის ჩასატვირთად.
1 – ძაბრი, 2 – დანა, 3 – კორპუსი, 4 – როტორი, 5 – დამჭირხ-
მილსადენთან მისაერთებელი მილყელი.

განლაგებული ძაბრის საშუალებით. დამჭირხნი მილსადენი განლაგებულია მკვებავის ქვედა ნაწილში ისე, რომ ჰაერი უბერავდეს დოლის ფრთებს, რის გამოც მიიღწევა სექციის კარგად გაწმენდა. კორპუსის ზედა ნაწილში დამაგრებულია უძრავი, ირიბად განლაგებული დანა, რომელიც გადაჭრის მკვებავში მოხვედრილ დიდი ზომის ნაწილაკებს და ამ დროის თავიდან აცილებულია ნაწილაკების მოხვედრა როტორსა და კორპუსს შორის. მინიმალური ღრეჩო როტორსა და კორპუსს შორის შეადგენს 0,15÷0,2 მმ. ჰაერის დანაკარგი მკვებავში 15-20%-ია. ჰაერის გაჟონვის შემცირების მიზნით, ზოგჯერ, იყენებენ ერთიმეორეზე შეწყვილებულ მკვებავს.

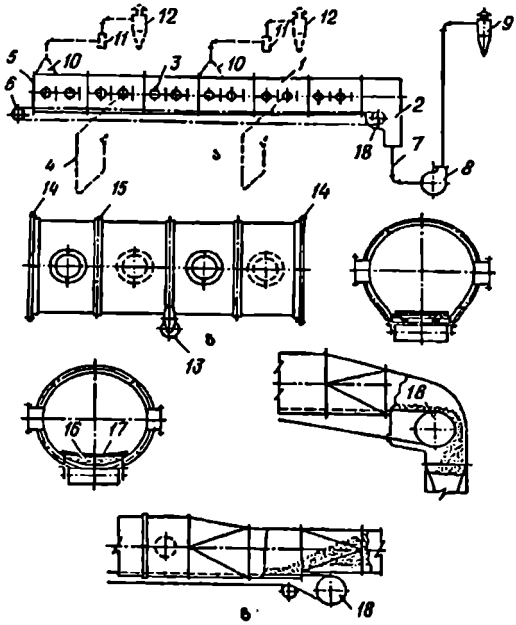
მკვებავში წნევის დანაკარგი განისაზღვრება წინააღმდეგობის კოეფიციენტით $\xi_{მკვ} = 0,5$.

8. უნივერსალური ბურბუშელის გამწოვი პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი, მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით

უნივერსალური ბურბუშელის გამწოვ პნევმატურ სატრანსპორტო დანადგარებში, ერთნაირი დიდი განივკვეთის მაგისტრალურ მილსადენს ამზადებენ, მთელ სიგრძეზე. ჰაერის სიჩქარე მაგისტრალის საწყისში შეადგენს 10 მ/წმ, ხოლო, ბოლოს კი ნულის ტოლია. ამრიგად, საშუალო სიჩქარეა არაუმეტეს 5 მ/წმ. სიგრძეზე წნევის დანაკარგი მცირეა და სტატიკური წნევა $H_{ს.}$ პრაქტიკულად მუდმივია. ამიტომ, მაგისტრალის რომელ წერტილშიც არ უნდა ჩავრთოთ განტოტვა, ჰაერის ნაკადზე ზემოქმედებს ზემოაღნიშნული წნევათა სხვაობა. მაგისტრალში ჰაერის ნაკლები სიჩქარის გამო ბურბუშელა ცვივა ფსკერზე და მათი გადაადგილება შესაძლებელია დამატებითი წყაროს საშუალებით. მექანიკური განტვირთვისათვის ყველაზე მისაღებია ლენტური ტრანსპორტიორის გამოყენება. მე-12, ა ნახაზზე ნაჩვენებია მოწყობილობა მუდმივი კვეთის მაგისტრალით.

მილის დამზადებისას განსაკუთრებული ყურადღება ექცევა ჰერმეტიზაციის საკითხს, რადგან ამ მოწყობილობებში მნიშვნელოვანია ჰაერის შეწოვა (10-15%). საამქროს გასწვრივ, ჭერის ქვეშ. მას ორივე მხრიდან აქვს მილტუჩები (3), რომლებსაც უერთდება ჩარხების მიმღებებისაკენ მიმავალი ტოტები. ტორსი (5) ჰერმეტულადაა დახურული. მეორე ტორსი მთავრდება ე.წ. განსატვირთი ძაბრით (2), რომელიც ჰაერსადენით (7) უერთდება (8) ვენტილატორს, უკანასკნელი კი – გაწოვილ ჰაერს ჭირხნის (9) ციკლონში. მაგისტრალურ მილში (1), რომლის სიგრძე არ უნდა აღემატებოდეს 50 მ, ჰაერის სიჩქარე იზრდება ტორსიდან (5) ძაბრამდე (2), O-დან 10 მ/წმ-მდე, საშუალო

სიჩქარეა 5 მ/წმ. ამიტომ, ამ მილში წნევის დანაკარგები და, მაშასადამე, სტატიკური წნევის სხვაობა თავსა და ბოლოში არ აღემატება ~5%. ნებისმიერი მილტუჩასთან მიერთებული ტოტი პრაქტიკულად ერთნაირ პირობებში მუშაობს. თუ ჩარხს



ნახ. № 12. უნივერსალური ბურბუშელის გამწოვი პტდ მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით.

ა – დანადგარის სქემა, ბ – მაგისტრალური მილის სექცია, გ – მაგისტრალური მილის მრგვალი კვეთის ვარიანტი, დ – განსატვირთი კვანძის ვერტიკალური ვარიანტი, ე – განსატვირთი კვანძის ჰორიზონტალური ვარიანტი, 1 – მაგისტრალური მილი, 2 – განსატვირთი კვანძი (განსატვირთი ძაბრი), 3 – მიმღები მილყელები, 4 – განტოტვები, 5 – ტორსული მოსახსნელი სახურავი, 6 – დამჭიმი მოწყობილობების დოლი, 7 – შემწოვი ჰაერსადენი, 8 – ვენტილატორი (სამტვერი), 9 – ბირითადი ციკლონი, 10 – დამატებით გამწოვები, 11 – დამატებითი ვენტილატორი, 12 – დამატებითი ციკლონი, 13 – დამჭერი გორგოლაჭი, 14 – სექციის მილტუჩები, 15 – სიხისტის ზოლი, 16 – ნაფენი, 17 – სატრანსპორტიორი, 18 – ამძრავი დოლი.

გადავანაცვლებთ ბოლოდან თავისკენ ან პირიქით, მისგან ნარჩენების გაწოვის პირობები არ შეიცვლება, ამაში მდგომარეობს ამ პტდ-ს უნივერსალობა.

ტოტებში ჰაერის სიჩქარე დამოკიდებულია მაგისტრალურ მილში (1) დამყარებულ ვაკუუმზე. თვით მაგისტრალში, ჰაერის მცირე სიჩქარის გამო, ტოტებით შეტანილი ნარჩენი (მტვრის გარდა) გამოიყოფა ჰაერიდან და დაილექება. დალექილი ნარჩენის ბოლოსაკენ გადასანაცვლებლად მოწყობილია ლენტური ტრანსპორტიორი, რომლის მუშა ნაწილი მოთავსებულია თვით მილში (1), ლენტის უქმი ნაწილი კი გარედანაა (იხ. ნახ. № 12, გ). ლენტის მილში (1) შესასვლელი და გამოსასვლელი ნაპრალები გამჭიდროებულია; (2) მაბრამდე ლენტური ტრანსპორტიორით მიზიდული ნარჩენი ცვივა მილში (7) და გაიწოვება (8) ვენტილატორით.

თუ ერთ პტდ-ში ჰაერის ხარჯი თავიდანვე ან შემდეგში, საამქროში დამატებული ჩარხების გამო, გადააჭარბებს უდიდესი ნომრის ვენტილატორის მწარმოებლურობას, მაგისტრალური მილის (1) დიამეტრის შესამცირებლად ($D_{მაგ} \leq 1000$ მმ), A ბოლოში (ზოგჯერ შუაშიც) დგამენ მეორე (11) ვენტილატორს თავისი (12) ციკლონით.

მაგისტრალური მილის (1) განივი კვეთი ადრე მრგვალი მზადდებოდა (ნახ. № 12, ბ), ამჟამად ამჯობინებენ მრგვალ კვეთს ბრტყელი ფსკერით. მოძრაობის ფიცარნაგზე ლენტური ტრანსპორტიორის შიგნით მოთავსებულია ტოტი.

თუ ადგილობრივი პირობები საშუალებას არ იძლევა დავადგათ (2) მაბრი და (8) ვენტილატორი № 12, ა ნახაზის მიხედვით, მაშინ, მაგისტრალური მილის განსატვირთ ბოლოს აწყობენ № 12, დ ნახ-ზე მოცემული ვარიანტით, ე.ი. მაგისტ-

რალური მილი (1) მთავრდება მდოვრე კონფუზორით, რომლის ვიწრო ბოლოში ჰაერის სიჩქარე უნდა იყოს $\nu = 20 \div 22$.

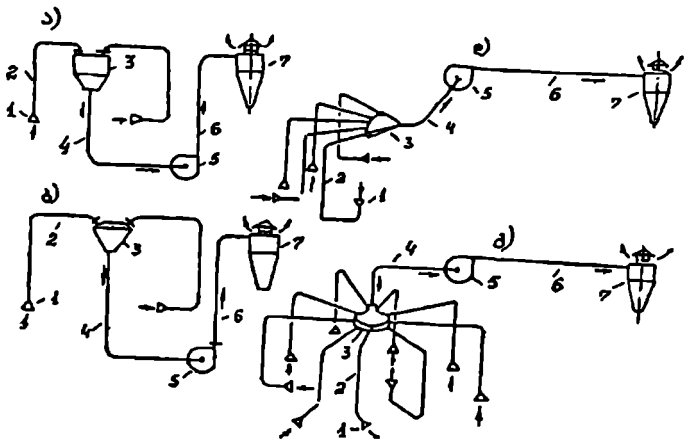
9. ბურბუშელის გამწოვი პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი უნივერსალური კოლექტორ-შემკრებით

მაგისტრალური მილსადენის შეცვლა კოლექტორ-შემკრებებით განპირობებულია – კონსტრუქციის სიმარტივით; მუშაობის საიმედოობით, კომპაქტურობით. მე-13 ნახაზზე წარმოდგენილია კოლექტორ შემკრებთა ტიპები.

კოლექტორ-შემკრებები კონსტრუირებულია ისე, რომ ტოტების საშუალებით, მათში შემავალი ჰაერის დინამიკური წნევა (ნაკადთა კინეტიკური ენერგია) იკარგება მხოლოდ ნაწილობრივ $\zeta_{ე.წ.} \cong 0,5$. მე-13, ა და ბ ნახ-ზე მოცემული შემწოვი მილი მიემართება ზემოთ, თავსდება იატაკქვეშა ბეტონის არხში, კედელთან ამოდის იატაკიდან, გადის გარეთ და უერთდება ვენტილატორს, ვენტილატორიდან დამჭირხნი მილი მიემართება ციკლონისაკენ და დიფუზორით უერთდება მას. ა) ტიპის კოლექტორ-შემკრებს უკეთესი აეროდინამიკური დახასიათება (ζ) აქვს, მაგრამ, ტოტების ზემოდან მიერთება მოუხერხებელია, მოითხოვს 90°-იან მუხლებს და საამქროს მნიშვნელოვან სიმაღლეს. ამ მხრივ მას სჯობს ბ ტიპი; მასთან მისაერთებელ მუხლებს 90°-ზე ნაკლები გადახრის კუთხე აქვს, მაგრამ, ζ უფრო დაბალია. აღნიშნულის გარდა შემკრები გასასვლელს ხერგავს და მოუხერხებელია. ამიტომ, კოლექტორ-შემკრებს ათავსებენ კედელთან (თუ უშორეს ჩარხამდე მანძილი არ აღემატება 20 მ). აღნიშნული ნაკლი არა აქვს გ ტიპის კოლექტორ-შემკრებს, რომლის შემკრები შემწოვი მილი ზემო-

ნახ. № 13. კოლექტორ-შეჭერების სქემები: ა – ცილინდრული ტოტების ზემოდან მიერთების, ბ – კონუსური, ტოტების ზემოდან დახრილად მიერთებით, გ – „პატის" ტიპის კოლექტორი, შეჭერები მილის ზემო გაწლვებით, დ – ჰორიზონტალურ-სეგმენტური.

თაა მიმართული (იხ. ნახ. № 14, გ). იგივე ითქმის დ ტიპზეც; მისი შემკრები მილი ჰორიზონტულად მიემართება, მაგრამ, მასთან მიერთება მოსახერხებელია მხოლოდ მისგან ცალ მხარეს განლაგებული ჩარხებისაგან (იხ. ნახ. № 14, დ). ნებისმიერ პტდ-ში კოლექტორ-შემკრებით ყოველი ტოტი თანაბარ პირობებში მუშაობს და რომელიმე ჩარხის პტდ-ს მოქმედების ზონაში გადანაცვლება არ მოქმედებს დანარჩენი ჩარხების მუშაობაზე. ეს გარემოება ანიჭებს მათ უნივერსალობას.



ნახ. № 14. უნივერსალური, კოლექტორ-შემკრებიანი პტდ-თა სქემები:
ა – ცილინდრული კ.შ-ით, ბ – კონუსური კ.შ-ით, გ – „ჭაღის ტიპის კ.შ-ით, დ – ჰორიზონტულ-სეგმენტური კ.-შემკრებით.
1 – ბურბუშელის მიმღები, 2 – ტოტი, 3 – კოლექტორ-შემკრები, 4 – შემკრები შემწოვი მილსადენი, 5 – ვენტილატორი, 6 – საჭირხნი მილი, 7 – ციკლონი.

ზოგიერთი ტიპის კოლექტორ-შემკრებისათვის დამუშავებულია ტიპური ნახაზები, ტოტების შემდეგი რაოდენობისათვის:

ა – ცილინდრული (ნახ. № 13, ა და № 14, ა) 6-18 მილტუჩით.

ვ – „ჭაღის" ტიპის (ნახ. № 13, გ და № 14, გ) 12 მილტუჩით.

დ – ჰორიზონტულ-სეგმენტური (ნახ. № 13, დ და № 14, დ) 4÷8 მილტუჩით.

კოლექტორ-შემკრები უნდა შევარჩიოთ ისე, რომ 2-3 მილტუჩი მარაგად დაგვრჩეს.

მილტუჩების დიამეტრია 160-180 მმ. თუ ტოტის დიამეტრი ნაკლებია. უნდა მოეწყოს კონუსური გადასასვლელი (დიფუზორი) 500 მმ სიგრძით.

კოლექტორ-შემკრებს ჰკიდებენ გადახურვის კონსტრუქციებზე. თუ კოლექტორ-შემკრები მოთავსებულია კედელთან, მას სპეციალურ ტიპურ საყრდენებზე დგამენ.

კოლექტორ-შემკრებიან პტდ-ს აპროექტებენ საამქროებში, სადაც მოსამსახურებელი ფართობი 25×25 მ, მიმღებთა რაოდენობა კი არ აღემატება 15÷18 და მოსამსახურებელი ჩარხები უწესრიგოდაა განლაგებული საამქროში.

ასეთი პტდ უნივერსალურია და კომპაქტური, მისი ექსპლოატაცია იოლია (რადგანაც არა აქვს ტრანსპორტიორი), საწყისი კაპიტალური დაბანდება კი მცირეა. თუ ის კარგად არის შესრულებული, შეუფერხებლად მუშაობს, ამიტომ, მან, ამჟამად, ფართო გავრცელება ჰპოვა.

10. მიმღებები

მიმღების დანიშნულებაა ნარჩენების, ბურბუშელის და მტვრის დაჭერა და გადაცემა, პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის მილში გამომავალი, მილყელის საშუალებით. მიმღებებს წაყენებული აქვს შემდეგი მოთხოვნები:

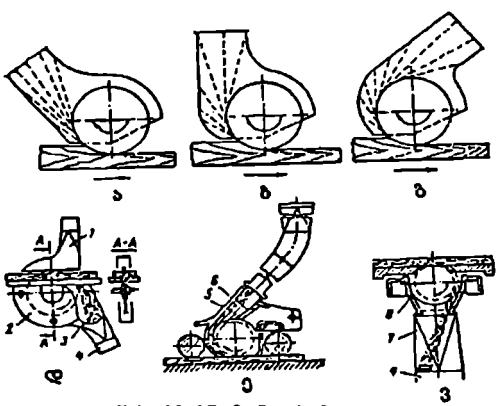
1. მერქნის დამუშავების პროცესში წარმოშობილი ნარჩენების, ბურბუშელის და მტვრის მაქსიმალური დაჭერის უზრუნველყოფა.

2. შედარებით მცირე წინააღმდეგობა.

3. დამუშავების ნებისმიერი ნარჩენების მიღების შესაძლებლობა.

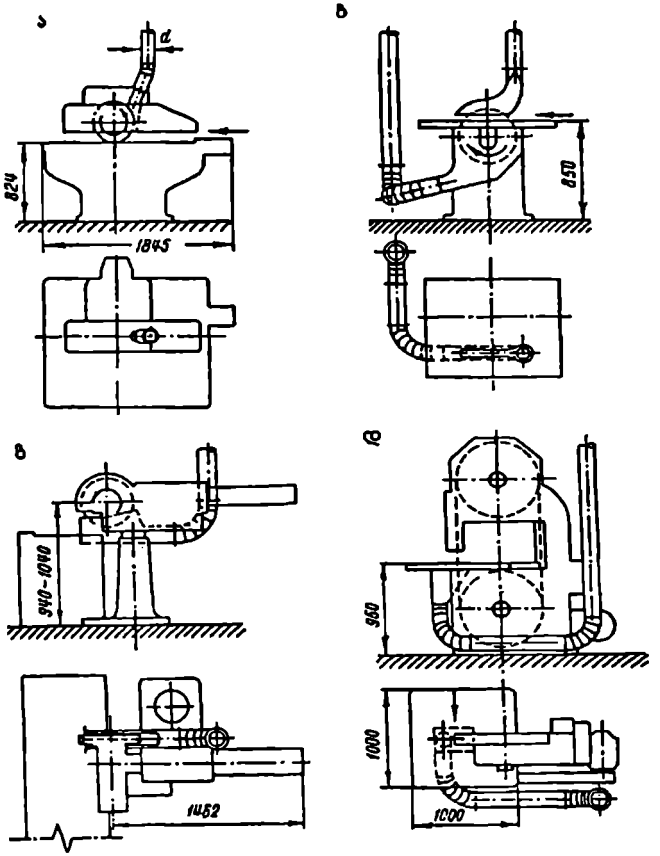
4. მოხერხებულობა ჩარხში საჭრისის შეცვლისას და, საერთოდ, ჩარხის გამართვის დროს.

ნაწილაკების სიჩქარე, რომელიც მიიღება ჭრის დროს, საკმაოდ მაღალია. იგი თითქმის ჭრის სიჩქარეს უტოლდება (100 მ/წმ-მდე). სიჩქარის ვექტორი მიმართულია მჭრელი ინსტრუმენტის მიერ აღწერილი წრის მხებად. ფაქტიურად ნაწილაკების მოძრაობის მიმართულება გადახრილია ამ მიმართულებიდან. ნაწილაკების მოძრაობის ინერციის ძალა იმდენად მნიშვნელოვანია, რომ ვერ ხერხდება ის მიმართული იყოს მიმღების ხახაში, ამიტომ, მიმღები ისე უნდა განლაგდეს, რომ ნაწილაკები პირდაპირ ხვდებოდეს მიმღების ხახაში. მე-15 ნახაზზე ნაჩვენებია მიმღებების რაციონალური განლაგებების სქემა.



ნახ. № 15. მიმღებები:

ა, ბ, გ – მიმღებების რაციონალური განლაგების სქემები ნარჩენების განბნევის დიაპაზონის სიგანისაგან დამოკიდებულებით. დ – მიმღების სქემა მრგვალხერხა ჩარხისათვის ხერხის ქვედა განლაგებით, ე – რაისმუსი ჩარხის მიმღების სქემა, ვ – საჯიბითი ჩარხის გაუმჯობესებული მიმღების სქემა, 1 – ზედა მიმღები, 2 – ქვედა მიმღები, 3 – გამომავალი მილყელი, 4 – შემწოვი მილები, 5 – ჩარხის ამრეკლი, 6 – ფანჯარა, 7 – მიმღები ძაბრი, 8 – დანითი თავის სუპორტი.

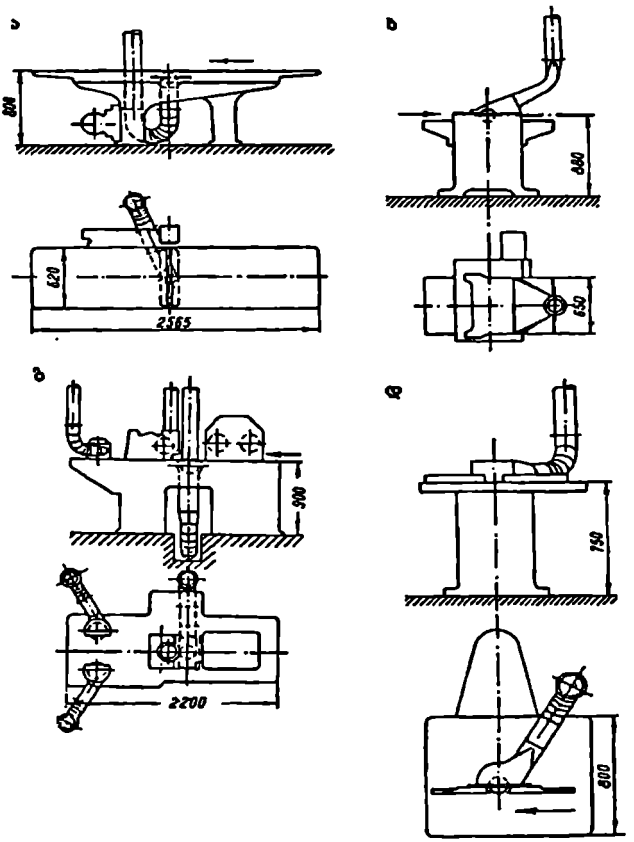


ნახ. № 16. მიმღებისა და ჩარხთან გამწოვი მილის მიყვანის სქემები:
ა – მიმჭრელი ჩარხი, ბ – მრგვალხერხა ჩარხი, გ – სატორსი ჩარხი,
დ – ლენტახერხიანი ჩარხი.

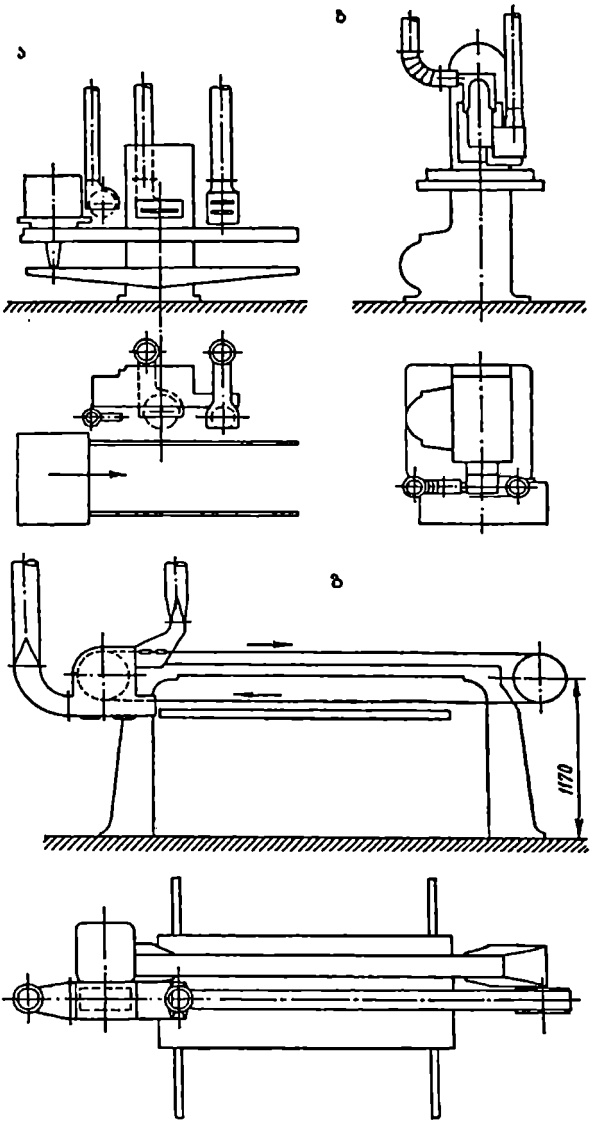
გამომავალი მილყელის დიამეტრის დაცობის თავიდან ასაცილებლად, მიმღების ზომები უნდა განისაზღვროს ჩარხზე მიღებული ნარჩენების ზომებისაგან დამოკიდებულებით. აქედან გამომდინარე მისი არა ნაკლებ 100 მმ, ზოგჯერ ≈140 მმ-მდე. მიმღებში ნარჩენების დაგროვების თავიდან ასაცილებ-

ლად, მიმღების ზომები უნდა უზრუნველყოფდეს ჰაერის მოძრაობის სათანადო სიდიდეს. მიმღების წინააღმდეგობა $\zeta_{\text{მიმღ}} = 0{,}5\text{-}1{,}0$.

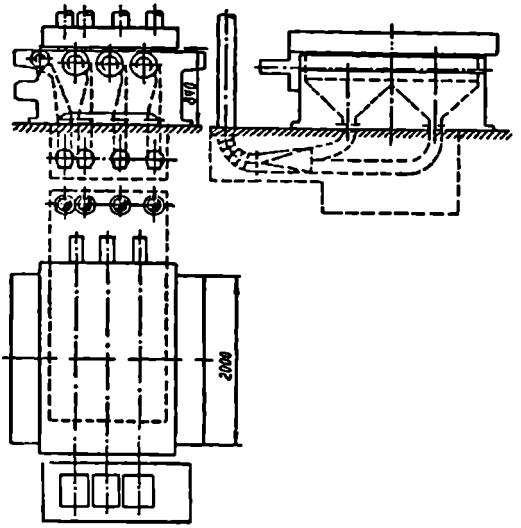
მე-16 ნახაზზე ნაჩვენებია მიმღებისა და ჩარხებთან გამწოვი მილის მიყვანის სქემები.



ნახ. № 17. მიმღებისა და ჩარხთან გამწოვი მილის მიყვანის სქემები: ა – საკიბთი ჩარხი, ბ – რაისმუსის ჩარხი, გ – ოთხმხრივ სარანდავი ჩარხი; საფრეზი ჩარხი.



ნახ. № 18. მიმღებისა და ჩარხთან გამწოვი მილის მიყვანის სქემები:
ა – კოტამოსაჭრელი ჩარხი, ბ – ჯაჭვური სატეხი, ჩარხი,
გ – ლენტური სახეხი ჩარხი.



ნახ. № 19. მიმღებისა და ჩარხთან გამწოვი მილის მიყვანის სქემა სამდოლიანი სახეხი ჩარხისათვის.

XI თავი

პნევმატური ტრანსპორტის დანადგართა დაპროექტება

1. საამქროსშიგა პტდ-თა ტიპები საამქროსშიგა ბურბუშელის გამწოვ პტდ-თა კლასიფიკაცია

საამქროსშიგა პტდ-ს უწოდებენ, აგრეთვე, ბურბუშელის გამწოვ დანადგარებს, რადგანაც მათი დანიშნულებაა შეაგროვონ ბურბუშელა, ნახერხი, მერქნის მტვერი და წარმოქმნის ადგილიდან გაიტანონ საამქროს გარეთ.

საამქროსშიგა ბურბუშელის გამწოვი დანადგარები წარმოადგენენ არა მარტო სატრანსპორტო, არამედ საასპირაციო (გამაუმტვერულებელ) დანადგარებს, ეს გარემოება კი განაპი-

რობებს მათ მუშაობას – ჰაერის დიდ ხარჯს Q და მასალისა და ჰაერის ნარევის მცირე კონცენტრაციას μ, რომელიც არ აღემატება 0,2. აგრეთვე, მაღალია ამ პტდ-ში ჰაერის სიჩქარეები $v_ჯ = 17 \div 20$ მ/წმ. ჰაერსადენების, ფასონური ნაწილების, ციკლონების და სხვა წინაღობა კი, როგორც ვიცით, სიჩქარის კვადრატის პროპორციულია.

ამრიგად, ბურბუშელის განწოვი დანადგარების მიერ ენერგიის ხარჯი მაღალია და ამიტომ, მანძილი ვენტილატორიდან ციკლონამდე უნდა ავიღოთ არა უმეტესი 40-60 მ. თუ ბურბუშელა-ნახერხის საბოლოო დანიშნულების პუნქტი უფრო შორსაა მოთავსებული, სჯობს ციკლონი დაიდგას რაც შეიძლება ახლოს, გამოვყოთ ნარჩენები ჰაერიდან და დარჩენილ მანძილზე გადავზიდოთ ისინი ან სპეციალური, ე.წ. „წმინდა სატრანსპორტო პტდ-თი", ნარევის მაღალი კონცენტრაციით ($\mu \geq 2$) ან მექანიკური ტრანსპორტით.

ზემოთ აღვნიშნეთ, რომ საამქროშიგა პტდ შემწოვ-დამჭირხნია.

შემწოვი ქსელი ყოველთვის განტოტებულია. არსებობს ამ ქსელის რამოდენიმე ტიპი:

1. ცვლადი კვეთის მაგისტრალური მილით, ანუ ჩვეულებრივი;
2. მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილის, ანუ უნივერსალური;
3. კოლექტორ-შემკრებიანი, აგრეთვე, უნივერსალური.

2. დაპროექტების საკითხების გადაწყვეტის მიმდევრობა

წინასაპროექტო ნახაზებისა და ცნობების შეკრების შემდეგ, პტდ-ს დაპროექტება რამდენიმე ნაწილისაგან შედგება: 1) გაანგარიშება; 2) საერთო ნახაზებისა მოწყობილობათა სპეციფიკაციის შედგენა; 3) სამუშაო ნახაზების შედგენა.

გაანგარიშება და საერთო ნახაზების შედგენა ერთმანეთზეა დამოკიდებული და პარალელურად მიმდინარეობს, ბოლოს დგება სპეციფიკაცია. ამ სამუშაოს დამთავრების შემდეგ უნდა შედგეს (უმეტესად უნდა შევარჩიოთ ტიპური ნახაზებიდან) კვანძების, ტიპური ელემენტებისა და სტანდარტული დანადგარების (მაგ., ციკლონის) ნახაზები.

გაანგარიშების საბოლოო მიზანია განისაზღვროს – ა) ჩარხების ცალკეული მიმღებებიდან წამოსული მილსადენთა დიამეტრები, ტოტებში ჰაერის ხარჯისა და აუცილებელი სიჩქარის მიხედვით. 2) პტდ-ს შეუფერხებელი მუშაობისათვის საჭირო შესაბამისი წნევა. 3) ვენტილატორის ტიპი, ნომერი, მარგი ქმედების კოეფიციენტი, ბრუნთა რიცხვი და სიმძლავრის ხარჯი. 4) ვენტილატორის ელექტროძრავას სიმძლავრე, ტიპი, ბრუნთა რიცხვი, შკივის დიამეტრი. 5) ციკლონის ტიპი, რომერი და გაბარიტული ზომები.

დაპროექტების მიმდევრობა ასეთია:

1. საამქროს გეგმაზე მოსამსახურებელ ჩარხებთან დროებით ვწერთ ყოველი მიმღების მიერ ჰაერის ხარჯს; ვხელმძღვანელობთ III დანართით.

2. საამქროებში ჩარხების განლაგების, მათი ჰაერის ხარჯის, გენგეგმისა და სხვა ადგილობრივი პირობების მიხედვით ვწყვეტთ საკითხს, თუ რამდენ ცალკეულ პტდ-ს ვაპროექტებთ. სასურველია, რომ თითო პტდ მოემსახუროს ჩარხთა ჯგუფს მიმღებთა საერთო რაოდენობით 15÷20-დან და მეტი.

3. ვირჩევთ პტდ-ს შემწოვი ნაწილის სქემას ჩვეულებრივი, მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით ან რომელიმე ტიპის კოლექტორ-შემკრებით.

4. ვირჩევთ ციკლონის დადგმის ადგილს. როდესაც ვაპროექტებთ მხოლოდ ერთ პტდ-ს, როცა მანმილი ვენტილატორი-

დან სატრანსპორტირებელი მასალის მიზიდვის საბოლოო პუნქტამდე არ აღემატება 50÷70 მ, მაშინ, ციკლონს, როგორც წესი, ვათავსებთ ნარჩენების მიზიდვის საბოლოო პუნქტში, მაგ., საქვაბესთან ან საქვაბეზე.

თუ ვაპროექტებთ რამდენიმე პტდ-ს, მაშინ, მიზანშეწონილია ციკლონები მოვათავსოთ ჯგუფად, საამქროს მახლობლად, საერთო ხვიმირის ზემოდან, გავათავისუფლოთ მასალა ზედმეტი ჰაერისაგან და შემდეგ კი ე.წ. წმინდა სატრანსპორტო პტდ-თი, ნარევის მაქსიმალურად დასაშვები კონცენტრაციით გადავანაცვლოთ ის საბოლოო დანიშნულების ადგილამდე, ციკლონის დადგმის ადგილი აპირობებს მასალა-ჰაერის ნარევის მოძრაობის ძირითად მიმართულებას.

5. ვირჩევთ ვენტილატორის დადგმის ადგილს იმ ვარაუდით, რომ მანძილი ვენტილატორიდან ციკლონამდე მინიმალური იქნეს. თუ საწარმოს შენობა ერთსართულიანია, ვენტილატორი ჯობს მოვათავსოთ შენობის გარეთ ან თანამედროვე, დიდი სიგრძე-სიგანის ერთსართულიანი საწარმოო შენობის სახურავზე, მრავალსართულიანი შენობების ზემო სართულებში კი – ცალკე სათავსში.

თუ ვითარება გვაიძულებს დავდგათ ვენტილატორები საამქროს საერთო დარბაზში, მაშინ, უნდა გავითვალისწინოთ ხმაურის საწინააღმდეგო ღონისძიებანი.

7. ვწყვეტთ საკითხს, სად მოვათავსებთ შემწოვი ჰაერსადენების ჰორიზონტალურ უბნებს: ა) სათავსის ჭერქვეშ, ბ) სარდაფის ან ქვემო სართულის ჭერქვეშ, თუ გ) ერთსართულიანი საამქროს იატაკში მოწყობილ სპეციალურ გადახურულ არხებში.

ყველაზე გავრცელებულია „ა“ ვარიანტი, თუმცა, ჭერიდან ჩამოშვებული მილსადენები, ე.წ. დგარმილები აბნელებენ

საამქროს და ამცირებენ მანევრირებას. სამაგიეროდ, როდესაც მიმღები თან დაჰყვება ჩარხების მოძრავ მუშა თავაკებს (მაგ., ორმხრივ კოტასაჭრელი ჩარხები) და დგარმილები შესრულებულია ღუნვადი მილებისაგან, ყველაზე მოხერხებული ეს ვარიანტია.

„გ“ ვარიანტი, საერთო უარყოფილია, რადგან ძვირი ჯდება და შესაკეთებლად ძნელი მისადგომია.

8. საამქროს გეგმაზე სქემატურად გამოვხაზავთ, უკვე შერჩეულ მუდმივკვეთიან მაგისტრალურ მილსადენს, თავისი ამძრავი და დამჭიმი სადგურებით და მილტუჩებით ან კოლექტორ-შემკრებს, აგრეთვე, მილტუჩებით. მუდმივკვეთიანი მაგისტრალური მილსადენი, ჯობს მოვათავსოთ საამქროს სიგრძივ, ჭერქვეშ, საამქროს ღერძიდან ოდნავ აცდენილად. კოლექტორ-შემკრები კი უნდა მოვათავსოთ დატვირთვის ცენტრში, საამქროს შუაში ან გარე კედელთან.

9. საამქროს გეგმაზე დატანილ ყოველ ჩარხთან, მომსხო წერტილებით აღვნიშნავთ ე.წ. დგარმილების (ჭერიდან დაშვებული მილების) მოთავსების ადგილებს. შემდეგ, დგარმილებს ხაზებით მივუერთებთ მაგისტრალური მილის ან კოლექტორ-მიმღების მილტუჩებს. ამით მთავრდება პტდ-ს შემწოვი ქსელის გეგმის შედგენა. ჩარხები უნდა დავნომროთ რომაული ციფრებით, იგივე ნომრები მიეკუთვნება ტოტებს.

საამქროს პტდ-ს შემწოვ ქსელში უნდა ჩავრთოთ რამდენიმე ე.წ. იატაკისპირა შემწოვი, მას პერიოდულად მიახვეტენ, ხოლმე, იატაკზე დაცვენილ ნარჩენებს და ხანმოკლედ ჩართავენ. ამიტომ, იატაკისპირა შემწოვის მიერ ჰაერის ხარჯი საერთო ბალანსში არ შეგვყავს. მისი ტოტის დიამეტრი აიღება 120-150 მმ.

10. ნახაზის იმავე ფურცელზე გეგმის, ქვეშ, უნდა გამოვხაზოთ ე.წ. გაშლილი სქემა. ხაზობრივ მასშტაბს არ ვიცავთ, მხოლოდ, უნდა ვუჩვენოთ სიბრტყესთან შეთავსებული დგარმილები წყვილ-წყვილი ხაზით, ყველა მილტუჩი, მოხვეული, ე.ი. მუხლები უნდა გამოვყოთ მილტუჩებით და დავიცვათ მოხვეულების კუთხეების სიდიდეები. გეგმიდან გაშლილ სქემაზე გადმოგვაქვს ტოტების ნომრები. მიმღებებს აღვნიშნავთ პატარა სამკუთხედებით, მათ უნდა მივუწეროთ სათანადო წინაღობის ζ კოეფიციენტები (ვსარგებლობთ III დანართით). ყოველი ტოტის ცალკეულ სწორხაზოვან მონაკვეთებს ვაწერთ სიგრძეს მეტრობით. სიგრძეები შემდეგნაირად ისაზღვრება: ჰორიზონტური მილების – მასშტაბით (გეგმაზე გაზომვით), დგარმილებისა – საამქროს განივი ჭრილის და მიმღების იატაკიდან დაცილების მიხედვით.

11. ნახაზის იმავე ფურცელზე სქემატურად უნდა გამოვხაზოთ საამქროს განივი ჭრილი, ციკლონი თავისი საყრდენით, დამჭირხნი მილსადენი და სპეციფიკაციის ცხრილი.

12. ვადგენთ საანგარიშო ცხრილს.

13. გაანგარიშების დამთავრების შემდეგ, უნდა შევავსოთ სპეციფიკაცია.

14. ცალკე ფურცლებზე იხაზება კვანძებისა და დანადგარების სამუშაო ნახაზები.

15. უნდა საბოლოოდ შევამოწმოთ ნახაზები და გაანგარიშებები.

XII თავი
გაანგარიშების მაგალითები

1. უნივერსალური პნევმატური ტრანსპორტის დანადგარი, მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით

პირველ ნახაზზე მოცემულია საამქროს გეგმა და ჭრილი. გეგმაზე გამოხაზულია ბურბუშელის ნახერხისა და მერქნის მომცემი ჩარხები. ჭრილზე მასშტაბით გავიგებთ საამქროს სიგანესა და სიმაღლეს.

გეგმაზე სქემატურად ვხაზავთ მუდმივი კვეთის მაგისტრალურ მილს, ვირჩევთ ვენტილატორისა და ციკლონის დასადგმელ ადგილს. ვხაზავთ ტოტებს მაგისტრალიდან დგარმილამდე და ვნომრავთ მათ რომაული ციფრებით.

შემდეგ უმასშტაბოდ ვხაზავთ გაშლილ სქემას, ვერტიკალური უბნები მასზე და შეთავსებულია ქაღალდის სიბრტყესთან; ტოტები დანომრილია ისევე, როგორც გეგმაზე, ზედ დაწერილია გეომეტრიული სიგრძეები მეტრობით. მიმღებებს მიწერილი აქვთ წინაღობის ζ კოეფიციენტები. ნახაზის სიბრტყესთან შეთავსებული ვერტიკალური მილები (დგარმილები) აღნიშნულია წყვილ-წყვილი ხაზებით, მილტუჩები – განივი მონაკვეთებით.

პირველ რიგში, მაგისტრალურ *AB* მილში ვსაზღვრავთ საჭირო სტატიკურ წნევას, რომელმაც უნდა უზრუნველყოს პტდ-თი, მომსახურებული საამქროს უშორეს წერტილში დადგმული ჩარხიდან, ჰაერის აუცილებელი რაოდენობის სათანადო სიჩქარით შეწოვა:

$$H_{\text{სტ.მაგ}} = \Delta p + p_{\text{დ}},$$

სადაც, Δp არის ტოტში სტატიკური წნევის დანაკარგები,

$p_დ$ – იგივე ტოტში დინამიკური წნევა.

Δp-ს გასაანგარიშებლად გამოვთვალოთ ტოტის საანგარიშო $\sum l$ სიგრძე; ის გეომეტრიული ($l_გ$) და მუხლების დაყვანილი სიგრძის ($l_{დაყ.მუხ}$) ჯამის ტოლია

$$l_გ = l_{გაქს} + h + 1,5 = 9,5 + 4,5 + 1,5 = 15,5 \text{ მ},$$

სადაც, $l_{გაქს} = 9,5$ მ არის მანძილი უშორესი ჩარხიდან მაგისტრალურ მილამდე (ნახ. № 1 ჭრილი);

$h = 4,5$ მ – მაგისტრალური მილის ცენტრის იატაკიდან დაშორება, ე.ი. დგარის უდიდესი შესაძლებელი სიმაღლე;

1,5 მ – დგარმილიდან მიმღებამდე უბნის შესაძლო მაქსიმალური სიგრძე.

ვვარაუდობთ, რომ ტოტს ექნება სამი 90°-იანი მუხლი. ერთი მუხლის დაყვანილი სიგრძე აიღება $10d$-ს ტოლი (d ტოტის დიამეტრია, იღებენ 130 მმ). ამრიგად, $l_{დაყ.მუხ} = 3 \cdot 10d = 3 \cdot 10 \cdot 0,13 \approx$ $\approx 4,0$ მ.

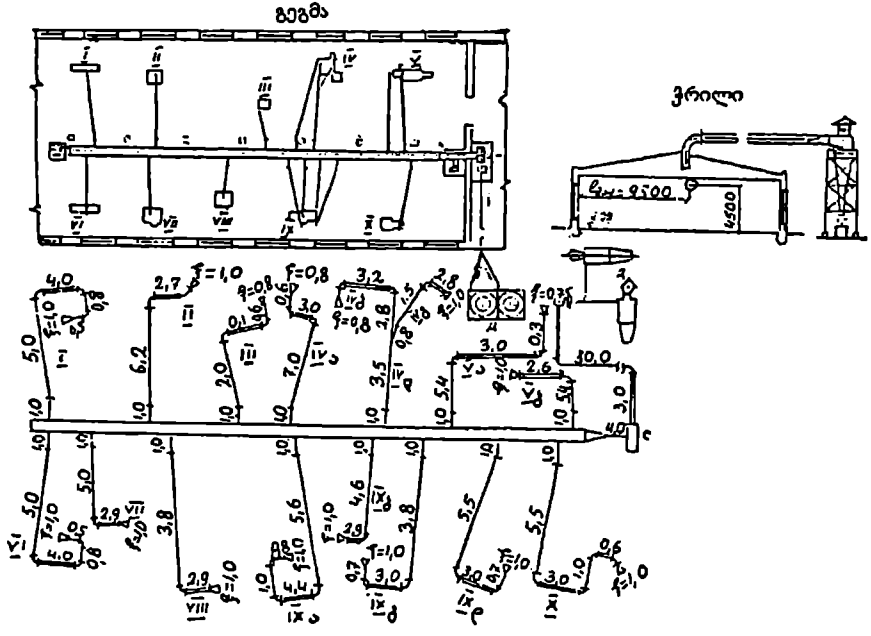
$$\sum l \text{ ანუ } l_{საან.} = l_გ + l_{დაყ.მუხ} = 15,4 + 4 = 19,5 \text{ მ}.$$

$l_{საან.} = 19,5$ მ, $d = 130$ მმ $= 0,13$ მ და $\nu = 17$ მ/წმ მიხედვით ვანგარიშობთ Δp-ს

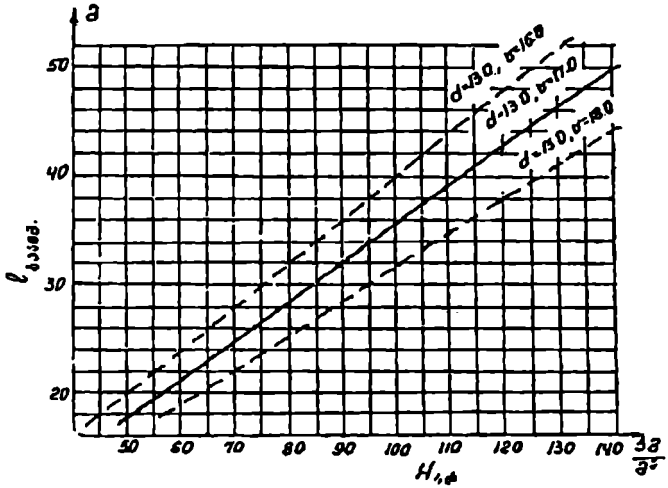
$\Delta p = \lambda \frac{l_{საანგ}}{d} \cdot \rho \frac{\nu^2}{2}$, სადაც $\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}$ (ბლესის ფორმულა), $\rho = \frac{1,2}{9,81} = 0,123$.

$$\Delta p = \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d}\right) = \frac{l_{საანგ}}{d} \cdot \rho \frac{\nu^2}{2} =$$

$$= \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,13}\right) \frac{19,5}{0,13} \cdot 0,123 \frac{17^2}{2} = 55,5 \text{ კგ/მ}^2.$$



ნახ. № 1. ჰდტ მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით. А – ლენტური ტრანსპორტერის დამჭიმი სადგური, В – კონფუზორი და ლენტური ტრანსპორტერის ამძრავი სადგური, С – ვენტილატორი, Д – ციკლონი, I – სარანდი ჩარხი СФ6, II – ერთმხრივი სარაისმუსო ჩარხი СР6-6, III – საფ-რეზი ჩარხი Ф-4, IV – კოტასაჭრელი ჩარხი ШО 15, V – ლენტური სახეხი ჩარხი ШЛПС, VI – სარანდი ჩარხი СФ6, VII და VIII – მრგვალხერხა ჩარხი ПДК–4, IX – ოთხმხრივ სარანდი ჩარხი СП–30, X – ლენტური სახერხი ჩარხი ЛС80.



ნახ. № 2. უნივერსალურ პტდ-თა მაგისტრალში ან კოლექტორ-შემკრებში, სტატიკური წნევის განსაზღვრის გრაფიკი.

გაანგარიშების გასაადვილებლად მე-2 ნახაზზე მოცემულია გრაფიკი, რომელზედაც $l_{\text{საანგ}}$, d და ν-ს მიხედვით შეგვიძლია ვიპოვოთ ზემოთ გამოთვლილი $\Delta p = 55{,}5$ კგ/მ².

$\nu = 17$ მ/წმ-ის მიხედვით, IV დანართის დახმარებით ვსაზღვრავთ

$$p_{\text{დ}} = \rho \frac{\nu^2}{2} = 17{,}7 \text{ კგ/მ}^2.$$

ამრიგად, მაგისტრალური მილში საჭირო წნევა (ვაკუუმი) იქნება:

$$H_{\text{სტ.მაგ}} = \Delta p + p_{\text{დ}} = 55{,}5 + 17{,}7 = 73{,}2 \text{ კგ/მ}^2.$$

უნდა გავიანგარიშოთ ყველა რეალური ტოტი, მაგისტრალური მილიდან ჩარხებში მოთავსებული მიმღებების ჩათვლით. ამისათვის ვადგენთ გასაანგარიშებელ ცხრილს (იხ. ცხრილი №8).

მე-8 ცხრილის შევსება – პირველ, მე-2 და მე-8 სვეტის პირველი ნახაზის მიხედვით; მე-9 სვ. V დანართის და პირველი ნახაზის დახმარებით*. მე-3 და 4 სვ. III დანართით; მე-6 სვ. – ნომოგრამით (დანართი VI); მე-7 სვ. – IV დანართით, მე-10 სვ. –I დანართით; მე-11, 12 და 13 სვ. – გაანგარიშებით. მე-5 სვ. შევსება იხილეთ ქვემოთ მე-6 სვ. შევსების შემდეგ.

მე-13 სვეტში გაანგარიშებით მიღებულ „უბანზე წნევის კარგვა“ უნდა იყოს მაგისტრალური მილისათვის გაანგარიშებული სტატიკური წნევის ტოლი, ჩვენ მაგალითში 73,2 კგ/მ², მაგრამ, როგორც წესი არ მიიღება ხოლმე უკანასკნელის ტოლი.

თეორიულ საფუძვლებში აღნიშნულია, რომ უბნების შერთვის ადგილას სტატიკური წნევები, რეალურად, ერთნაირია. მაშასადამე, თუ ჩვენ უცვლელად დავტოვებთ წინასწარ დიამეტრებს (სვ. 6), მაშინ, მილებში გაივლის საანგარიშოსაგან განსხვავებული ჰაერის რაოდენობა, მე-4 სვეტში ჩაწერილისაგან განსხვავებული სიჩქარით. ეს კი დაუშვებელია, რადგანაც ზოგიერთი უბანი, თუ სიჩქარე დაბალი იქნა, მასალას არ წაიღებს, ზოგშიც ჰაერი ჭარბად გაივლის, რაზედაც ზედმეტად დაიხარჯება ელექტროენერგია. უბნების გაანგარიშებით მიღებულ (ცხრ. 8, სვ. 13) და მაგისტრალში საჭირო (ჩვენ მაგალითში 73,2 კგ/მ²) წნევათა შესათანხმებლად გამოიყენება ფორმულები:

$$d = d'\left(\frac{\Delta p'}{H_{\text{სტ.მაგ}}}\right)^{1/5} \qquad (1)$$

---

* მაგალითი, I $\Sigma\zeta$= 1+3,2·0,15+1=2,48, სადაც 1 არის მიმღებში შესვლის წინაღობა (იხ. ნახ. № 1): 3,2 –90°-იანი მუხლების რაოდენობა უბანში; 0,15 – ერთი 90°-იანი მუხლის წინაღობა და 1 – მაგისტრალში ჰაერის შესვლის წინაღობა.

$$d = d' \left(\frac{Q}{Q'} \right)^{2/5} \qquad (2)$$

სადაც, d' არის წინასწარ დანიშნული დიამეტრი (სვ. 6),

d – საბოლოო დიამეტრი,

$\Delta p'$ – წინასწარი დიამეტრის მიხედვით მიღებული წნევა უბნის ბოლოში (სვ. 13),

Q' – წინასწარ დანიშნული ჰაერის ხარჯი (სვ. 3),

Q – ტოტში რეალურად დამყარებული ჰაერის ხარჯი.

პირველი ფორმულით ვსარგებლობთ ტოტის საბოლოო დიამეტრის განსასაზღვრად, თუ არაა შეთანხმებული წნევები ($H_{\text{სტ.მაგ}}$-ის ნაცვლად მიღებულია მისგან განსხვავებული $\Delta p'$).

თუ $H_{\text{სტ.მაგ}}$ და $\Delta p'$ წნევა შეთანხმებულია, მაგრამ, გვსურს შეცვალოთ უკვე დანიშნული ჰაერის ხარჯი Q (სვ. 3) ახლით Q_1 მაშინ, ვსარგებლობთ მე-2 ფორმულით.

ჩვენ მაგალითში საჭიროა შევათანხმოთ ტოტებში წნევების დანაკარგი $\Delta p'$ (ცხრ. № 8, სვ. 13) მაგისტრალის სტატიკური წნევასთან $H_{\text{სტ.მაგ}}$=73,2 კგ/მ², ე.ი. უნდა შევცვალოთ წინასწარი დიამეტრი d' (ცხრილი № 8, სვ. 6) ახალი დიამეტრით d. ვსარგებლობთ ტოლობით (1) გაანგარიშებას ვათავსებთ მე-8 ცხრილის მე-14, მე-15 და მე-16 სვეტში. $\Delta p'/H_{\text{სტ.მაგ}}$ შეფარდება აღნიშნულია n-ით. n-ის გამოსაანგარიშებლად ვსარგებლობთ II დანართით.

მე-16 სვეტში საბოლოო დიამეტრების რიცხვითი მნიშვნელობანი დამრგვალებულია, ყოველი 10 მმ ფარგლებში, რაც დასაშვებია, რადგან მილებს ამზადებს მეთუნუქე და მეტი სიზუსტის მიღწევა საწარმოო პირობებში არ ხერხდება.

დადგენილი საბოლოო დიამეტრები გადაგვაქვს პირველ ნახ-ზე.

მივაქციოთ ყურადღება IVბ, IVგ და IVდ უბნებს. მაგისტრალურ მილთან მიერთებული IVდ ტოტი თავისთავად განტოტებულია – შედგება IVბ და IVგ-საგან. პარალელურად შეერთებული IVბ და IVგ უბნის წინაღობათა გაანგარიშებისას (ცხრ. № 8, სვ. 9), შემკრებ უბანში (IVდ) შესვლის წინაღობა არ აღირიცხება. ამ ორ უბანში წინაღობათა ხარჯი, დაახლოებით, ერთნაირი უნდა იყოს (რასაც დიამეტრების შერჩევით ვაღწევთ). აღირიცხება მხოლოდ შემკრები მილის (უბ. IVდ) მაგისტრალურ მილში შესვლის წინაღობა. ამასთანავე, მილის წნევის მთლიანი კარგვა, საკუთრივ მისი და ერთ-ერთი მასში შემავალი უბნის წნევათა კარგვების ჯამის ტოლია (უბ. IVგ და უბ. IVდ-სი, 41,5+26= 67,5 კგ/მ²) ეს ჯამი კი უნდა იყოს $H_{სტ.მაგ}$ ტოლი ან მასთან მახლობელი, რაც ჩვენ მაგალითში მიღწეულია.

რადგან მე-8 ცხრილის მე-14, მე-15 და მე-16 სვეტში $\Delta p'$ და $H_{სტ.მაგ}$-ის შეთანხმება ჩავატარეთ პირველი განტოლების თანახმად, ამიტომ, ხარჯი არ შეცვლილა, მაგრამ, შეიცვალა ტოტების დიამეტრები; მაშასადამე, შეიცვლებოდა სიჩქარეებიც.საბოლოო სიჩქარეებს ვანგარიშობთ საბოლოო დიამეტრებისა (სვ. 16) და ხარჯის (სვ. 3) მიხედვით, ნომოგრამის დახმარებით (დანართი VI). შედეგს ვათავსებთ მე-5 სვეტში.

საანგარიშო ცხრილის ბოლოს მოცემულია შემკრები მილის გაანგარიშება (XI უბანი), მაგისტრალური მილიდან ციკლონამდე, ვენტილატორზე გავლით. შედეგი მივიღოთ მე-13 სვეტში, იგი 53,5 კგ/მ² ტოლია.

მაშასადამე, დანადგარში მთლიანი დანაკარგები ციკლონს გარდა სუფთა ჰაერისათვის ტოლია

$$\Delta p' = H_{სტ.მაგ} + \Delta p'_{ქ} = 73,2 + 53.5 = 126,7 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [1230 ნ/მ}^2\text{]}.$$

თუ მასალა-ჰაერის ნარევის წონით კონცენტრაციას მივიღებთ kμ=0,2, მაშინ გვექნება

$$\Delta p_{ნარ} = 1,1\Delta p(1 + k\mu_{ნარ}) = 1,1 \cdot 116,7(1 + 1,4 \cdot 0,2) = 178 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [1750 ნ/მ}^2\text{]}.$$

1,1 კოეფიციენტი აღრიცხავს წნევის დამატებით დანაკარგებს, მაგისტრალურ მილში გაუმჭიდროებელ შეერთებებში ჰაერის შეწოვის შედეგად, აგრეთვე, ვერტიკალურად აზიდვაზე (გრავიტაციის დაძლევაზე).

მე-8 ცხრილის მე-3 სვეტის მიხედვით, პტდ-ში 15%, შეწოვის ჩათვლით, ჰაერის მუშა ხარჯი შეადგენს

$$\Sigma Q = 1{,}15 Q_{\text{ჯ/}} = 1{,}15 \cdot 5{,}57 = 6{,}4 \text{ მ}^3/\text{წმ} = 23000 \text{ მ}^3/\text{სთ}.$$

ციკლონის შერჩევა და მისი წინაღობა

ΣQ-ს მიხედვით შევარჩიოთ მაღალი გაწმენდის ხარისხის ციკლონი (ნახ. № 7 და ცხრ. № 9). ჩვენ შემთხვევაში საჭიროა ციკლონი Ц-1500; მასში ჰაერის შესასვლელის ზომებია *a* და *b* (ცხრ. 6), განივკვეთის ფართობი კი 0,75×0,37=0,288 მ². ჰაერის ციკლონში შესვლის სიჩქარე იქნება

$$\nu_{\text{ც.შს}} = \frac{Q\Sigma}{0{,}288} = \frac{6{,}4}{0{,}288} = 22{,}2 \text{ მ/წმ}.$$

სათანადო დინამიკური წნევა

$$p_{\text{დ.ხ}} = \rho \frac{\nu^2_{\text{ც.შს}}}{2} = 1{,}223 \frac{22.2^2}{2} = 30 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [294 ნ/მ}^2\text{]}.$$

ციკლონის წინაღობის კოეფიციენტი $\zeta_{\text{ც}} = 5$ (დანართი V).

ციკლონში წნევის დანაკარგი

$$\Delta p_{\text{ც}} \cdot p_{\text{დ.ც}} = 5 \cdot 30 = 150 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [1470 ნ/მ}^2\text{]}.$$

ვენტილატორის შერჩევა

პნევმოტრანსპორტული დანადგარის წნევის შეჯამებული დანაკარგია

$$H = \Delta p_{\text{წარ.}} + \Delta p_{\text{ც}} = 178 + 150 = 328 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [1470 ნ/მ}^2\text{]}.$$

ჰაერის ხარჯია $Q = 6{,}4$ მ³/წმ (=23000 მ³/სთ).

ამ მონაცემების მიხედვით, № 11 ნახაზის დახმარებით, ვარჩევთ ЦП7-40 №8 ვენტილატორს. მისთვის $\eta_{ვენტ} = 0{,}57$, $n_{ვენტ} = 1650$ ბრ/წთ.

ვენტილატორისათვის საჭირო სიმძლავრე

$$N = \frac{1{,}2 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{ვენტ} \cdot \eta_{ამძ}}, \text{ კვტ.}$$

აქ მე-4 განტოლებისაგან განსხვავებით აღარ შევიყვანეთ მამრავლები 1,1 და $(1 + K\mu)$, რადგან ამ მაგალითში ეს სიდიდეები უკვე მხედველობაში მივიღეთ H და Q-ს განსაზღვრის დროს

$$N = \frac{1{,}2 \cdot 23000 \cdot 328}{3600 \cdot 102 \cdot 0{,}57 \cdot 0{,}95} = 45{,}5 \text{ კვტ.}$$

VII დანართის დახმარებით ვირჩევთ შემდეგი მონაცემების მქონე უახლოესი, უდიდესი სიძლავრის ელექტროძრავს. ტიპი *A*084-4, ნომინალური სიმძლავრე 55 კვტ, ბრუნთა რიცხვი *n*–1457 ბრ/წთ; ელძრავა ვენტილატორის სიმძლავრეს გადასცემს სოლღვედური გადაცემით.

ელექტროენერგიის წლიური ხარჯი შეადგენს

$$E = N \cdot 7 \cdot 2 \cdot 305 = 45{,}5 \cdot 8 \cdot 265 \cong 194000 \text{ კვტ/წმ,}$$

სადაც, 8 არის ცვლის ხანგრძლივობა საათობით,

2 – ცვლათა რაოდენობა დღე-ღამეში,

265 – სამუშაოთა დღეთა რაოდენობა წელიწადში.

ვენტილატორისა და ელექტროძრავას შკივების დიამეტრები

მე-8 ნახ. და № 7 ცხრილიდან ვიგებთ ვენტილატორის სოლღვედური შკივის დიამეტრს $D_{ვენტ} = 315$ მმ.

ელექტროძრავის შკივის დიამეტრი უნდა იყოს

$$D_{ელძრ} = D_{ვენტ} = \frac{n_{ვენტ}}{n_{ელძრ}} = 315 \frac{1650}{1470} = 355 \text{ მმ.}$$

ცხრილი № 8

პნევმატური ტრანსპორტის დანადგარის მუდმივი კვეთის მაგისტრალურ მოლიანი სისტემის გაანგარიშება

უბნის №	უბნის დასახელება (ჩარხი, მისი მიმღები)	მინიმალური დასაშვები ჰაერის ხარჯი Q, მ³/წმ	ჰაერის სიჩქარე მ/წმ		ჰაერსადენის წინასწარი დიამეტრი d', მმ	დინამიკური დაწნევა $\rho\frac{v^2}{2}$ კგ/მ	ჰაერსადენის სიგრძე l, მ
			საანგარიშო v'	საბოლოო v			
1	2	3	4	5	6	7	8
I	სარანდი СФ6	0,36	18	17	160	22,1	11,3
II	ერთმხრივი რეისმასი СР6-6	0,36	18	18	160	19,8	8,9
III	საფრეზი ф-4	0,35	17	19	135	17,7	6,7
	კოტასაჭრელი ШО-15						
IVა	კოტასაჭრელი ფრეზები	0,42	17	18,5	175	17,7	11,6
IVბ	საყუნწე დისკო	0,23	17	18	130	17,7	6,6
IVგ	მრგვალი ხერხი	0,20	18	18	120	19,8	5.0
IVდ	შემკრები უბანი	0,43	18	18	180	17,7	4,5
	ლენტური სახეხიШЛПС						
Vა	სათავო მიმღები	0,36	14	18	180	12	9,7
Vბ	ზემო მიმღები	0,25	14	18,5	150	12	9,0
VI	სარანდი СФ6	0,36	18	18	160	19,8	11,3
VII	მრგვალხერხა ПДК-4	0,24	15	18	140	13,8	8,9
VIII	იგივე	0,24	15	18	140	13,8	7,7

გაგრძელება

1	2	3	4	5	6	7	8
	ოთხმხრივსარანდი СР30						12,8
IXა	ქვემო ჰორიზონტული ლილვი	0,42	18	18	170	19,8	8,5
IXბ	ზემო ჰორიზონტული ლილვი	0,42	18	18	170	19,8	8,5
IX	მარცხენა ჰორიზონტული ლილვი	0,33	18	18	150	19,8	10,2
IXდ	მარჯვენა ჰორიზონტული ლილვი	0,33	18	18	150	19, 8	12,0
X	ლენტური სახები ЛС80	0,37	15	18,5	175	13,8	
	სულ	5,57	–	–	–	–	–
XI	შემკრები უბანი (ციკლონის გარდა)	5,57	20	20	570	24,5	44.0

ცხრილი № 9

მაგისტრალურ მილიანი სისტემის გაანგარიშება

აღგილობრივ წინაღობათა შემადგენლობები და ჯამი $\Sigma\zeta$	$\frac{\lambda}{d}$	$l\frac{\lambda}{d}$	$l\frac{\lambda}{d}+\Sigma\zeta$	უბანზე წნევის კარგვა $\Delta p'=\left(l\frac{\lambda'}{d'}+\Sigma\zeta\right)\cdot\rho\frac{v^2}{2}$, კგ/მ²	$n=\frac{\Delta p'}{H_{\text{სტ.მაგ}}}=\frac{\text{სვ.13}}{\text{წნევა მაგ.მილში}}=\frac{\text{სვ.13}}{73,2}$, $H_{\text{სტ}}$ – იხ. გაანგარიშების ტექსტში	$n^{1/5}$	საბოლოო დიამეტრი $d=d'\cdot n^{1/5}$ მმ
9	10	11	12	13	14	15	16
1 + 3,2·0,15+1=2,48	0,121	1,36	3,84	84,9	1,16	1,03	170

9	10	11	12	13	14	15	16
1 + 1,5·0,15+1=2,23	0.121	1,08	3,31	65,5	0,90	0,98	160
0,8 + 2,8·0,15+1=2,1	0.151	1,01	3,16	56,0	0,77	0,95	130
0,8 + 2,3·0,15+1=2,15	0,110	1,27	3,42	60,5	0,83	0,965	170
0,6 + 2·0,15=1,1	0,158	1,04	2,14	37,9			130
1,0 + 1,5·0,15=1,23	0,172	0,87	2,10	41,5 61	0,93	0,985	120
1,0	0,107	0,47	1,47	26,5			180
0,75 + 2·0,15+1=2,05	0,107	1,04	3,09	37,0	0,57	0,875	160
1,0 + 1·0,15=1,15	0,135	1,22	2,37	28,4	0,39	0,84	130
1,0 + 3,2·0,15+1=2,48	0,121	1,37	3,85	76,0	1,03	1,008	160
1,0 + 1·0,15+1=2,15	0,146	1,30	3,45	57,5	0,79	0,955	130
1,0 + 1·0,15+1=2,15	0,146	1,13	3,28	45,0	0,62	0,909	130
1,0 + 3,3·0,15+1=2,5	0,112	1,44	3.94	78	1,06	1,012	170
1,0 + 1·0,15+1=2,15	0,112	0,95	3,10	61,5	0,84	0,967	170
1,0 + 2,3·0,15+1=2,35	0,131	1,11	3,46	68,5	0,94	0,988	150
1,0 + 2,5·0,15+1=2,36	0,131	1,33	3,69	73,0	1,0	2,0	150
1,0 + 4·0,15+1=2,6	0,109	1,31	3,91	54,0	0,74	0,943	160
–	–	–	–	–	–	–	–
1 + 3,2·0,15+1=2,48	0,028	1,23	2,18	53,5	–	–	–

2. უნივერსალური პნევმატური ტრანსპორტის დანადგარი კოლექტორ-შემკვრებით

მოცემულია საამქროს გეგმა (ნახ. № 3) ჭრილი, გეგმაზე ჩარხების განლაგება, მათი სპეციფიკაცია. ცნობილია სატრანსპორტირებელი მასალის გადაზიდვის მიმართულება და, მაშასადამე, ციკლონის დადგმის ადგილი.

მე-8 ცხრილის მსგავსად ვადგენთ გასაანგარიშებელ მე-9 ცხრილს.

მასში პირველ რიგში ვავსებთ 1÷4 სვეტს, ვირჩევთ მე-10 თავის მე-13 ნახაზის ა) ტიპს კოლექტორ-შემკრებს № 3, მას აქვს 8 მილტუჩი (ერთი სათადარიგოდ რჩება). მილტუჩების დიამეტრია 180 მმ, კოლექტორ-შემკრების ცილინდრული დოლის $D = 1060$ მმ, საერთო სიმაღლეა 1082 მმ, ქვემოთ მილტუჩის, მაშასადამე, მაგისტრალური მილის დიამეტრისა 400 მმ.

კოლექტორ-შემკრებს ვათავსებთ მოსამსახურებელი სათავსის დატვირთვათა ცენტრში (ნახ. № 3), მის მილტუჩებს სწორი ხაზებით ვაერთებთ ჩარხებთან მოთავსებულ დგარმილებთან. მაგისტრალური მილი კოლექტორ-შემკრებიდან ეშვება იატაკქვეშა ბეტონის არხში, მიდის კედლამდე, ამოდის იატაკიდან, გადის გარეთ და იქ უერთდება ვენტილატორს. კოლექტორ-შემკრებიდან ვენტილატორამდე მაგისტრალური მილის შემწოვი ნაწილია, ვენტილატორის იქით კი დამჭირხნი ნაწილი. უკანასკნელი ვენტილატორიდან ადის ვერტიკალურად ზემოთ, უხვევს და თითქმის ჰორიზონტულად მიემართება ციკლონამდე.

მაგალითში ციკლონი დადგმულია ლითონის ანძაზე. ციკლონის ქვეშ ხვიმირია, რომელიც პერიოდულად უნდა დაიცალოს სატვირთო ავტომანქანის მარაში და გაიზიდოს, ამიტომ, ანძა კონსტრუირებულია ისე, რომ მის ქვეშ თავისუფლად გაიაროს სატვირთო ავტომანქანამ.

მე-3 ნახ-ზე ვადგენთ ე.წ. გაშლილ სქემას, რომელზეც თვალსაჩინოდაა ნაჩვენები ყოველი უბნის ცალკეული ნაწილები და მათი სიგრძეები მეტრობით, მუხლთა რაოდენობა, ჩარხების მიმღებები და მათი წინაღობის კოეფიციენტების (ζ) მნიშვნელობები. ვერტიკალური უბანი (ე.წ. დგარმილები) აღნიშნულია წყვილ-წყვილი ხაზებით. მე-3 ნახ-ზე მოცემულია, აგრეთვე, დანადგარების სპეციფიკაცია.

კოლექტორ-შემკრებში საჭირო სტატიკური წნევა ისაზღვრება განტოლებით

$$H_{\text{სტ.კოლ}} = \Delta p + \Delta p_{\text{დ}},$$

სადაც, Δp არის წნევის კარგვა იმ ტოტში, რომელიც მოემსახურებოდა კოლექტორ-შემკრებიდან უშორეს მანძილზე დადგმულ ჩარხს.

$p_{\text{დ}}$ – კოლექტორ-შემკრებში ჰაერის შესვლის სიჩქარის დინამიკური წნევა.

ისევე, როგორც მუდმივი კვეთის მქონე მაგისტრალურ მილიან პტდ-ში (იხ. § 12.1) ვანგარიშობთ უშორესი ჩარხისათვის Δp და $p_{\text{დ}}$-ს. დაშვებული გვაქვს, რომ $d = 130$ მმ, $\nu = 17$ მ/წმ, $Q = 0{,}226$ მ³/წმ.

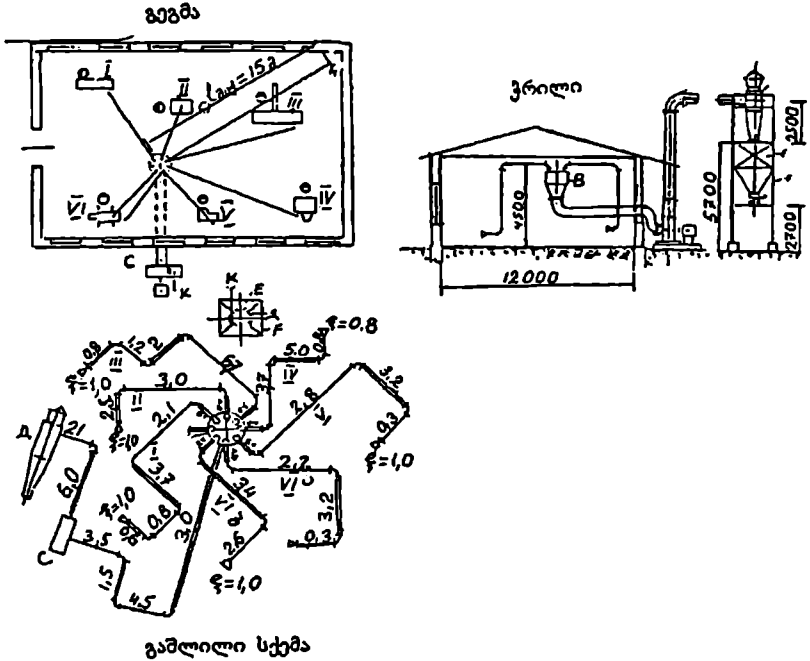
გამოვთვალოთ ტოტის საანგარიშო სიგრძე $l = l_{\text{გ}} + l_{\text{დაყმუხ.}}$.

№ 3 ნახ-ზის მიხედვით $l_{\text{გ}} = l_{\max} + 3{,}5+1{,}5=15+3{,}5+1{,}5=20$მ (3,5მ არის დგარმილის სიმაღლე, 1,5 მ – დგარმილიდან მიმღებამდე მილის შესაძლო მაქსიმალური სიგრძე);

$$l_{\text{დაყმუხ.}} = 3 \cdot 10d = 3 \cdot 10 \cdot 0{,}13 \cong 4 \text{ მ},$$

$$l = l_{\text{გ}} + l_{\text{დაყმუხ.}} = 20{,}0 + 4{,}0 = 24{,}0 \text{ მ}.$$

$l_{\text{დაყმუხ.}} = 24{,}0$ მ, $d = 130$ მმ და $\nu = 17$ მ/წმ მიხედვით გრაფიკიდან (ნახ. № 2) ვსაზღვრავთ $\Delta p = 68$ კგ/მ².



ნახ. № 3. პტდ ცილინდრული კოლექტორი. *A* – შესაძლო უშორესი მიმღები, *B* – ცილინდრული კოლექტორ-შემკრები, (იხ. ნახ. № 4); *C* – ვენტილატორი, *D* – ციკლონი, *E* – ხვიმირი, *F* – ხვიმირის საყრდენი, I – სარანდო ჩარხი СФ-6, II – ერთმხრივი სარეისმასო ჩარხი СР6-6, III – მრგვალხერხა ჩარხი Ц3, IV – საფრეზი ჩარხი Ф-4, V – ლენტური სახერხი ჩარხი ЛС-80, VI – ლენტური სახეხი ჩარხი ШЛПС.

კოლექტორ-შემკვრების მიმღები მილტუჩის დიამეტრით (180 მმ) და ჰაერის ხარჯით $Q = 0{,}226$ მ³/წმ ისაზღვრება. კოლექტორ-შემკრებში ჰაერის შესვლის სიჩქარე $\nu = 9$ მ/წმ (დანართი VI), ამ სიჩქარის შესაბამისი დინამიკური წნევა

$$p_{დ} = \rho \frac{\nu^2}{2} = 0{,}122 \frac{9^2}{2} = 5 \text{ კგ/მ}^2.$$

მაშასადამე, კოლექტორ-შემკრებში საჭირო სტატიკური წნევა

$$H_{სტ.კოლ} = \Delta p + p_{დ} = 68 + 5 = 73 \text{ კგ/მ}^2.$$

შემდეგ, ვავსებთ მე-9 ცხრილის სვეტებს 6÷13 იმავე მეთოდითა და წყაროებით, როგორც მე-6 ცხრილის ასეთივე სვეტებს (იხ. წინა მაგალითი § 12.1).

ვსაზღვრავთ კოლექტორ-შემკრებში ტოტებიდან ჰაერის შესვლის შემდეგ პარამეტრებს: $\nu_{შეს}$, $p_{დ.შეს}$ და $H_{სტ}$.

$\nu_{შეს}$ ისაზღვრება ტოტში ჰაერის ხარჯისა (ცხრ. 7, სვ. 3) და კოლექტორ-შემკრების მილტუჩის დიამეტრით (ჩვენ მაგალითში 180 მმ) – ნომოგრამის (დანართი VI) დახმარებით;

$p_{შეს}$ კი = $\nu_{შეს}$-ის მიხედვით – IV დანართის დახმარებით;

$H_{სტ}$ როგორც ჯამი სვ. 13 და სვ. 15-ში მიღებული სიდიდეებისა.

აღნიშნულ გაანგარიშებას ვათავსებთ მე-9 ცხრილის მე-14, 15 და 16 სვეტებში.

ჩარხიდან კოლექტორ-შემკვრებამდე მოთავსებული ტოტების დიამეტრებს (სვ. 6), რა თქმა უნდა, ერთი მიდგომით ისე ვერ შევარჩევდით, რომ მათ მე-9 ცხრილის მე-16 სვეტში მოეცათ შემდეგ განსაზღვრული $H_{სტ.კოლ} = 73$ კგ/მ². ასეც მოხდა, მე-9 ცხრილის მე-16 სვეტში $H_{სტ}$-ის მნიშვნელობანი ზოგიერთი ჩარხისათვის (მაგ., უბ. 3) ძალიან განსხვავებულია 73 კგ/მ²-საგან (48 კგ/მ²). თუ ამ უბნისათვის დავტოვებთ წინასწარ შერჩეულ

დიამეტრს (145 მმ), მასში ფაქტიურად შეიწოვება საჭიროზე მეტი ჰაერი, რასაც მოჰყვება ენერგიის გადახარჯვა და ზამთარში სათავსოს ზედმეტად გაცივება.

საბოლოო დიამეტრების დადგენა შესაძლებელია ორი მეთოდით:

1. ვცვალოთ წინასწარი დიამეტრი d' (ცხრ. 9, სვ. 6) და განმეორებით ვიანგარიშოთ უბნების სათანადო $\Delta p'$ და $H_{\text{სტ.კოლ}}$ რამდენიმეჯერ, ვიდრე არ მივაღწევთ სასურველ შედეგს;

2. ვისარგებლოთ ფორმულით $d = d'\left(\frac{\Delta p}{H_{\text{სტ.კოლ}}}\right)^{1/5}$ (იხ. მე-12 თავის ფორმულა 1), სადაც d არის საბოლოო დიამეტრი.

მეორე ხერხი ნაკლებ დროს მოითხოვს. გაანგარიშება მოთავსებულია მე-9 ცხრილის მე-17, 18 და 19 სვეტებში. $\frac{\Delta p'}{H_{\text{სტ.კოლ}}}$ შეფარდება აღნიშნულია n-ით მნიშვნელობებს ვპოულობთ II დანართში. საბოლოო დიამეტრები d ზოგჯერ გადააქვთ № 3 ნახ-ზე.

ტოტების საბოლოო დიამეტრების (d) დადგენის შემდეგ, (სვ. 19) ამ უკანასკნელის და ხარჯის (სვ. 3) მიხედვით ვპოულობთ საბოლოო სიჩქარეებს (v) და ვწერთ მე-5 სვეტში. v არ უნდა იყოს სათანადო ჩარხებისათვის III დანართით რეკომენდებულზე (v) ნაკლები, მეტი კი დასაშვებია.

პტდ-ს მთლიანი ხარჯის (Q=2,18 მ³/წმ) და ტოტებში მაქსიმალური სიჩქარის მიხედვით ვანგარიშობთ შემკრები მილის წინაღობას – კოლექტორ-შემკრებიდან ციკლონამდე ვენტილატორზე გავლით (ცხრ. 9, უბ. VII). მისი წინაღობა მივიღეთ სუფთა ჰაერისათვის 78,1 კგ/მ² (ციკლონს გარდა).

მთლიანად დანადგარისათვის ციკლონის წინ სუფთა ჰაერისთვის საჭირო წნევა იქნება

$$\Delta p_{\text{ატდ}} = H_{\text{სტ.კოლ.}} + \Delta p_{\text{სტ.შემკ.}} = 73 + 78{,}1 = 151{,}1 \text{ კგ/მ}^2.$$

მასალისა და ჰაერის კონცენტრაციას საამქროს პტდ-ში იღებენ $\mu_{\text{ნარ}} = 0{,}2$ წნევის მთლიანი დანაკარგი მასალა-ჰაერის ნარევისათვის ციკლონის წინ იქნება.

$$\Delta p_{\text{ნარ}} = 1{,}1\Delta p_{\text{ატდ}}(1 + k\mu_{\text{ნარ}}) =$$

$$= 1{,}1 \cdot 151{,}1(1 + 1{,}4 \cdot 0{,}2) = 193 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [1900 ნ/მ}^2\text{]}.$$

1,1 კოეფიციენტი აღრიცხავს წნევის დამატებით დანაკარგებს მაგისტრალურ მილში გაუმჭიდროებელ შეერთებებში ჰაერის შეწოვის შედეგად, აგრეთვე მასალის ვერტიკალურად აზიდვაზე (გრავიტაციის დაძლევაზე).

ამ მაგალითში 15% შესაძლო შეწოვის ჩათვლით ჰაერის მუშა ხარჯი მთლიანად იქნება (იხ. ცხრ. 9, სვ. 3 უბ.VII)

$$Q = 1{,}15 \cdot 2{,}18 = 2{,}5 \text{ მ}^3\text{/წმ} = 9000 \text{ მ}^3\text{/სთ}.$$

ციკლონი. ვირჩევთ გაწმენდის მაღალი ხარისხის ციკლონს (მე-10 თავის მე-7 ნახაზი და ცხრ. 6).

$Q = 9000$ მ³/სთ ხარჯს ეთანადება Ц-1150 ციკლონი. მისი ჰაერის შესასვლელი მილყელის ზომებია: $a = 570$ მმ; $b = 290$ მმ; განივი კვეთი $f = a \cdot b = 0{,}57 \cdot 0{,}29 = 0{,}165$ მ².

ციკლონში ჰაერის შესვლის სიჩქარე კი

$$v_{\text{ც.შეს}} = \frac{Q}{f} = \frac{2{,}5}{0{,}165} = 15{,}2 \text{ მ/წმ}.$$

სათანადო დინამიკური წნევა (დანართი IV)

$$p_{\text{დ.ც}} = 14{,}15 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [1390 ნ/მ}^2\text{]}.$$

ციკლონში წნევის დანაკარგი

$$\Delta p_{\text{ც}} = \zeta_{\text{ც}} \cdot p_{\text{დ.ც}} = 5 \cdot 14{,}15 \cong 71 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [695 ნ/მ}^2\text{]}.$$

ვენტილატორი. პნევმოტრანსპორტული დანადგარის შეჯამებული დანაკარგი იქნება

$$H = \Delta p_{\text{ნარ}} + \Delta p_{\text{ც}} = 193 + 71 = 264 \text{ კგ/მ}^2 \text{ [2540 ნ/მ}^2\text{]}.$$

ცხრილი 10

კოლექტორ-შეკრებიან უნივერსალური პნევმოტრანსპორტული დანადგარის გაანგარიშება

უბნის №	უბნის დასახელება (ჩარხი, მისი მიმღები)	ჰაერის მინიმალურად დასაშვები ხარჯი Q, მ³/წმ	ტოტში ჰაერის სიჩქარე მ/წმ		ჰაერსადენის (მილის) წინასწარი დიამეტრი d', მმ	დინამიკური წნევა $\rho\frac{v^2}{2}$ კგ/მ²	ჰაერსადენის სიგრძე l, მ	ადგილობრივ წინაღობათა კოეფიციენტები და მათი ჯამი Σζ	$\frac{\lambda}{d}$
			საანგარიშო v'	საბოლოო v					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I	სარანდი СФ6	0,36	18	19	160	22,1	7,2	1 + 4·0,15+0,5=2,1	0,121
II	ერთმხრივი რეისმასი СР6-6	0,36	18	20,3	160	22,1	5,5	1 + 2·0,15+0,5=1,8	0,121
III	მრგვალხერხა Ц3	0,23	14	17.5	145	12	10,7	1 + 4·0,15+0,5=2,1	0,140
IV	საფრეზი Ф-4	0,25	17	17,5	135	17,7	9,5	0,8 + 3·0,15+0,5=1,75	0,141
V	ლენტური სახები ЛС80 ლენტური სახები ШЛПС	0,37	15	20,5	175	13,8	6,3	1 + 3·0,15+0,5=1,95	0,109
VIა	ა) სათავო მიმღები	0,36	18	18	160	19,8	5.7	0,75 + 3·0,15+0,5=1,7	0,121
VIბ	ბ) ზემო მიმღები	0,25	19	19	130	22,1	6.8	1,0 + 2·0,15+0,5=1,8	0,156
	სულ	2,18							
VII	შემკრები მილსადენი (ციკლონს გარდა)	2,18	18	18	400	22,1	19,5	0,5 + 4·0,15=1,0	0,040

$l\frac{\lambda}{d}$	$l\frac{\lambda}{d}+$ $+\Sigma\zeta$	უბანზე წნევის კარგვა $\Delta p' = \left(l\frac{\lambda'}{d'}+\Sigma\zeta\right)\cdot\rho\frac{v^2}{2}$, კგ/მ²	კოლექტორში შესასვლელ მილყელში ნაკადის პარამეტრები ($d_{მილ.}$=180 მმ)			$n=\frac{\Delta p'}{H_{სტ.კოლ}}=\frac{სვ.13}{73}$ $H_{საკონტ.}$ = 73 კგ/მ² – იხ. გვ. 59	$n^{1/3}$ (იხ. დანართი II)	ტოტის საბოლოო დიამეტრი $d=d'\cdot n^{1/3}$ მმ	შენიშვნები
			$v_{მყ}$, მ/წმ	$p_{მყ}=\rho\frac{v^2_{მყ}}{2}$, კგ/მ²	($H_{სტ}=\Delta p+p_{მყ}$, კგ/მ²				
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,87	2,97	62,5	14	12	74,5	0,855	0,970	(156)160	სვ. 19-ში მითვსებულია: ფრჩხილებში გაანგარიშებული მიღებული დიამეტრები, უფრჩხილოდ საბოლოო დასაშვები დიამეტრები მიმდევრობით
0,67	2,47	54,5	14	12	66,5	0,746	0,944	(151)150	
1,5	3,6	43,0	9	5	48,0	0,590	0,900	130	
1,37	3,12	55,0	9,5	5,5	60,5	0,706	0,944	(127)130	
0,69	2,64	36,5	14	12	48,5	0,500	0,841	(152)150	
0,69	2,39	47,5	14	12	59,5	0,815	0,861	(138)140	
1,06	2,86	63,5	9,5	5,5	69,0	0,945	0,989	(129)130	
1,58	2,68	56,0	ციკლონის წინ სტ.შემკ. = სვ. + 13 + სვ. 7 = = 56 + 22,1 = 78,1 კგ/მ².						

ჰაერის ხარჯი $Q = 2{,}5$ მ³/წმ=9000 მ³/სთ.

მე-10 თავის 10 ნახ-ის დახმარებით ვირჩევთ ЦП-40 მარკის ვენტილატორს N 6 მ.ქ.კ-ით $\eta_{ვენტ} = 0{,}55$; ბრუნთა რიცხვი $n_{ვენტ}$ = =1950 ბრ/წთ.

ელექტროძრავა. ელექტროძრავას საჭირო სიმძლავრეა

$$N = \frac{1{,}2 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 120 \cdot \eta_{ვენტ.} \cdot \eta_{ამც.}}, \text{ კვტ.}$$

მე-10 თავის მე-6 განტოლებისაგან განსხვავებით N-ის გასაანგარიშებელ განტოლებაში არ შეგვყავს მამრავლები 1,1 და $(1+K \cdot \mu)$, რადგან ისინი უკვე გამოყენებულია Q და H გაანგარიშებისას.

$$N_{ვენტ} = \frac{1{,}2 \cdot 9000 \cdot 264}{3600 \cdot 102 \cdot 0{,}55 \cdot 0{,}95} = 14{,}9 \text{ კვ.}$$

VII დანართის მიხედვით ვირჩევთ ელექტროძრავას: ტიპი A072-4;

$$n = 1460 \text{ ბრ/წთ; } N_{ელ.ძ.} = 20{,}0 \text{ კვტ.}$$

ელექტროძრავა ვენტილატორს სიმძლავრეს გადასცემს სოლღვედური გადაცემით.

პტდ-ს მიერ ელექტროენერგიის წლიური ხარჯი იქნება

$$E = N_{ვენტ} \cdot 8 \cdot 2 \cdot 265 = 14{,}9 \cdot 7 \cdot 2 \cdot 305 = 62500 \text{ კვტს,}$$

სადაც, 8 არის ცვლის ხანგრძლივობა საათობით, 2 – ცვლათა რაოდენობა დღე-ღამობით, 265 – სამუშაო დღეთა რაოდენობა წელიწადში.

ვენტილატორის და ელექტროძრავას შკივების ღია მეტრები

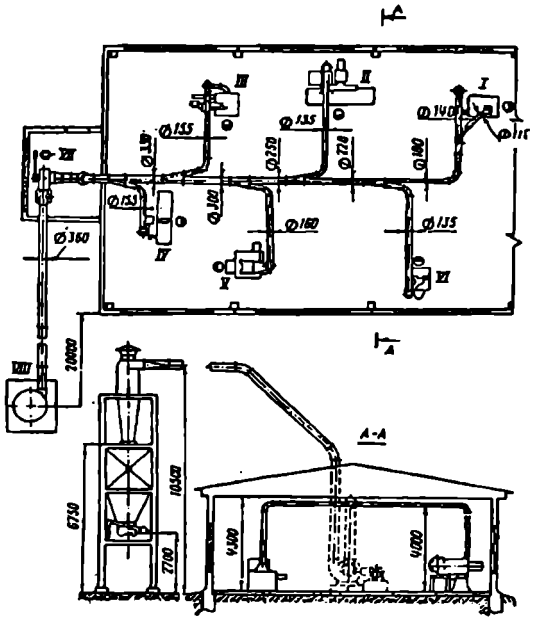
მე-10 თავის მე-8 ნახაზზე და მე-7 ცხრილიდან ვენტილატორის სოლღვედური შკივის დიამეტრია $D_{ვენტ}$ = 230 მმ.

ელექტროძრავის შკივის დიამეტრი უნდა იქნეს

$$D_{ელ.ძ.} = D_{ვენ} \cdot \frac{n_{ვენ}}{n_{ელ.ძ.}} = 230 \frac{1950}{1460} = 310 \text{ მმ.}$$

3. ჩვეულებრივი ტიპის პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი

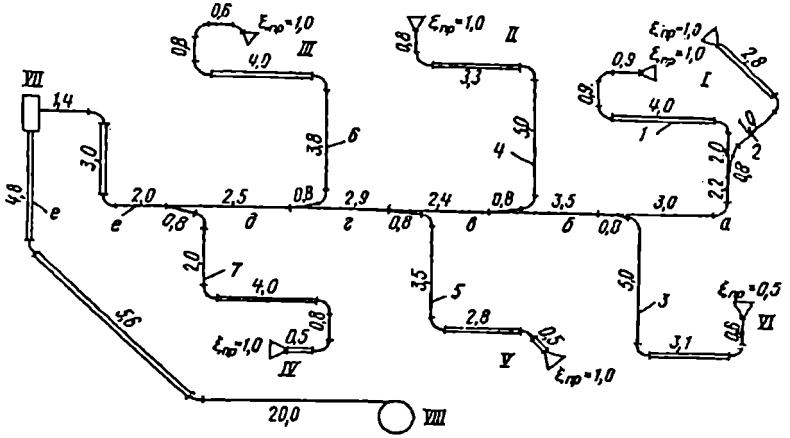
მე-4 ნახაზზე ნაჩვენებია საამქროს გეგმა დაჭრილი. გეგმაზე გამოხაზულია ბურბუშელისა და მერქნის მტვრის მომცემი ჩარხები და ჩვეულებრივი ტიპის პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი.



ნახ. № 4. სამანქანო საამქროს გეგმა, ჭრილი და ჩვეულებრივი პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის სქემა.

გაშლილ სქემაზე (ნახ. № 5) განტოტვის უბნები აღნიშნულია არაბული ციფრებით. საანგარიშო ცხრილის № 8 თითოეულ სტრიქონს ვავსებთ საწყისი და ანგარიშის შედეგების მონაცემებით XII თავში ჩატარებული გაანგარიშების ანალოგიურად.

ცხრილი 11-ის პირველი სტრიქონის შევსებას ვიწყებთ საწყისი მონაცემების შეტანით. მე-2 გრაფაში იწერება საამქროში



ნახ. № 5. საამქროს ჩვეულებრივი ტიპის პნევმატური
სატრანსპორტო დანადგარის გაშლილის სქემა:
I – მრგვალხერხა ჩარხის მიმღები, II – სატორსი ჩარხის მიმღები,
III – ლენტახერხიანი ჩარხის მიმღები, IV – საჯიბეთი ჩარხის მიმღები,
V – რაისმუსის ჩარხის მიმღები, VI – საფრეზი ჩარხის მიმღები,
VII – ვენტილატორი, VIII – ციკლონი.

მოთავსებული მოწყობილობების დასახელება. პირველ ადგილზე ჩაიწერება საამქროში ვენტილატორიდან ყველაზე დაშორებულ მოწყობილობა. ჰაერის მინიმალური ხარჯი $Q_{\text{მინ.}}$ და ჰაერის მინიმალურად დასაშვები სიჩქარე $v_{\text{მინ.}}$ აიღება დანართი III. $Q_{\text{მინ}}$ და $V_{\text{მინ}}$ სიდიდეების მიხედვით განისაზღვრება მილგამტარის დიამეტრი შემდეგი ფორმულით

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\text{მინ}}}{\pi v_{\text{მინ}}}}. \qquad (3)$$

მიღებული დიამეტრის მნიშვნელობა გამოისახება მმ-ში, რომელთა მნიშვნელობას ვამრგვალებთ 0 ან 5-მდე. მილგამტარის დიამეტრის მიღებული მნიშვნელობის მიხედვით განისაზღვრება ჰაერის მინიმალურად დასაშვები სიჩქარის დაზუსტებული მნიშვნელობა

ცხრილი 11

საამქროს ჩვეულებრივი ტიპის პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის გაანგარიშება

Σ	დასახელება	Q_{min},მ³/წმ	v_{min},მ/წმ	d, მმ	v_p,მ/წმ	Q_p,მ³/წმ	$\rho\frac{v_p^2}{2}$, პა	l, მ
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	მრგვალხერხა ჩარხი ქვედა მიმღები	0,23	15	140	14,9	0,23	134	7,8
2	მრგვალხერხა ჩარხი ზედა მიმღები	0,17	15	115	16,3	0,17	159	4,6
	მაგისტრალი	0,40	15	180	15,7	0,40	148	5,2
3	საფრეზი ჩარხი	0,25	17	135	17,5	0,25	184	9,5
	მაგისტრალი	0,65	17	220	17,0	0,65	174	3,5
4	სატორსი ჩარხი	0,23	15	135	16,8	0,24	169	9,9
	მაგისტრალი	0,89	17	250	18,1	0,89	196	2,4
5	რაისმუსის ჩარხი	0,40	18	160	19,8	0,40	235	7,6
	მაგისტრალი	1,29	18	300	18,3	1,29	201	2,9
6	ლენტური სახერხი. ჩარხი	0,33	15	155	18,0	0,34	194	10,0
	მაგისტრალი	1,63	18	330	18,9	1,63	214	2,5
7	საჯიფთი ჩარხი	0,37	18	155	19,6	0,37	230	8,1
	შემკრები მილსადენი	2,00	18	360	19,5	2,00	228	36,8

გაგრძელება

$\Sigma\zeta$	$\frac{\lambda}{d}$	$l\frac{\lambda}{d}$	$\frac{\lambda}{d}l+\Sigma\zeta$	$\Delta p=\left(\frac{\lambda'}{d'}l+\Sigma\zeta\right)\cdot\rho\frac{v_p^2}{2}$	წნევის დანაკარგი მილსადენის დასაწყისიდან, პა	წნევის დანაკარგების სხვაობა პარალელურ ტოტებში
10	11	12	13	14	15	16
1 + 3·0,15 =1,45	0,137	1,07	2,52	338	338	
1 + 1,5·0,15 =1,22	0,175	0,81	2,03	323	323	4,4
0,15	0,10	0,52	0,67	99	437	
0,5 + 3·0,15 =0,95	0,143	1,36	2,31	425		2,7
–	0,078	0,27	0,27	47	484	
1 + 3·0,15 = 1,45	0,143	1,42	2,87	485		0,2
–	0,066	0,16	0,16	31	515	
1 + 2,5·0,15 =1,37	0,015	0,87	2,24	525		1,9
–	0,052	0,150	0,15	30	545	
1 + 4,2·0,15 = 1,63	0,12	1,2	2,83	543		0,5
–	0,046	0,12	0,12	26	571	
1 + 3,2·0,15+1=2,48	0,12	0,97	2,57	590		3,3
1 + 1,5·0,15+1=2,23	0,041	1,51	1,96	446	1017	

$$\nu_{დ} = \frac{4Q_{მინ}}{\pi d^2}. \qquad (4)$$

გრაფა 8-ში იწერება დინამიკური წნევა $\rho\frac{\nu_{დ}^2}{2}$ (პა), სადაც ρ არის ჰაერის სიმკვრივე ρ =1,2 კგ/მ³. მე-9 გრაფაში მოცემულია მილგამტარის საანგარიშო სიგრძე, რომლის სიდიდეც განისაზღვრება წინა მაგალითის ანალოგიურად.

შემდეგ სტრიქონზე ჩაიწერება საანგარიშო მონაცემები პირველი მილგამტარის პარალელური მე-2 უბნის მილგამტარისათვის, მილგამტარის დიამეტრი მე-2 უბნისათვის შეირჩევა ისე, რომ მასში წნევის დანაკარგი პირველი უბნის მაგისტრალში წნევის დანაკარგის ტოლი. დასაწყისში მე-2 უბნის მილგამტარის დიამეტრი განისაზღვრება ისევე, როგორც პირველ უბანზე. $\delta_{მინ.}$ და $\nu_{მინ.}$-ის მიხედვით (მე-2 უბნისათვის). განისაზღვრება წნევის დანაკარგი. თუ პირველ და მე-12 უბანზე წნევათა დანაკარგებს შორის სხვაობა არ აღემატება 7%-ს, გამოთვლები ამით დამთავრებულია.

თუ მე-2 უბანზე წნევათა დანაკარგი ნაკლებია პირველ უბანზე წნევათა დანაკარგზე 7%-ზე მეტად, მაშინ მე-2 უბნის მილგამტარის დიამეტრი უნდა შევამციროთ. თუ წნევათა დანაკარგი მე-2 უბანზე მეტია, ვიდრე პირველ უბანზე წნევის დანაკარგი, მაშინ მე-2 უბნის მილგამტარის დიამეტრი მიიღება პირითადად და პირველი უბნის დიამეტრი უნდა შემცირდეს მანამ, სანამ წნევათა დანაკარგი ამ უბნებზე არ გათანაბრდება. ამის მისაღწევად უმჯობესია წნევათა დანაკარგის გადიდება ჰაერის ხარჯის გაზრდის ხარჯზე (1-2%)-ით ისე, რომ დიამეტრი არ შეიცვალოს. ჰაერის ხარჯის ეს მნიშვნელობა $Q_{დ}$ ჩაისმება მე-7 გრაფაში. ა – მაგისტრალურ უბანზე (ცხრილი 10-ის მე-3 სტრიქონი) ჰაერის სიჩქარე არაა ნაკლები პირველ და მე-2 უბანზე ჰაერის მოძრაობის მინიმალურ მნიშვნელობაზე.

ჰაერის ხარჯი ა მაგისტრალურ უბანზე ტოლია პირველ და მე-2 უბანზე ჰაერის ხარჯის ჯამის. პირველი და მე-2 უბანზე წნევათა დანაკარგის ჯამი შეიტანება მე-15 გრაფაში და წარმოადგენს სამივე უბანზე წნევათა დანაკარგების ჯამს. მე-3 უბნის მილგამტარის დიამეტრი შეირჩევა ისე, რომ მასში წნევათა დანაკარგი ტოლი იყოს 1, მე-2 და ა უბანზე წნევათა დანაკარგების ჯამის. ჰაერის სიჩქარე განშტოებებში მინიმალურად დასაშვებზე მეტია. ასეთნაირად განშტოებული მილსადენის გაანგარიშება მიდის შემკრები მილსადენამდე. შემკრებ მილსადებში წნევათა დანაკარგებია წინა თანმიმდევრულად განლაგებული უბნებში წნევათა დანაკარგების ჯამი, რაც დანადგარში წნევათა ჯამურ დანაკარგს წარმოადგენს $\Delta P_{\partial/\delta}$ ციკლონში წნევათა დანაკარგების გარეშე სუფთა ჰაერის მოძრაობისას. ჰაერნარევის შემთხვევაში წნევათა დანაკარგი

$$\Delta P'_{ც/\delta} = \Delta P_{ც/\delta}(1 + K\mu), \qquad (5)$$

სადაც, K კოეფიციენტის მნიშვნელობაა 1,4;

μ – ნარევის კონვენტრაციაა

$$\mu = \frac{M_1}{M_2}. \qquad (6)$$

M_1 – არის მასალის ხარჯი ანუ დანადგარის მწარმოებლურობა, კგ/წმ;

M_2 – ჰაერის ხარჯი, კგ/წმ.

მასალისა და ჰაერის კონცენტაციას საამქროს პტდ-ში იღებენ μ = 0,2. ციკლონის აირჩევა ისევე, როგორც განხილული იყო წინა მაგალითში.

ციკლონში წნევის დანაკარგი

$$\Delta P_ც = \xi_ც \cdot P_{დც}, \qquad (7)$$

$\xi_ც$ – ციკლონის წინაღობის კოეფიციენტია ξ=5 (დანართი V);

$P_{დც}$ – დინამიკური წნევა ციკლონში (დანართი IV).

საერთოდ დანადგარში წნევის დანაკარგი გამოისახება ფორმულით

$$\Delta P_{დ} = \Delta P_{ც/გ} + \Delta P_{ც} . \qquad (8)$$

ვენტილატორის მიერ განვითარებული სიმძლავრე

$$H_{ვ} = 1,1\Delta P_{დ} . \qquad (9)$$

$Q_{დ}$ და $H_{ვ}$ სიდიდეების მიხედვით ვირჩევთ ვენტილატორს და ელექტროძრავს. $Q_{დ}$ (ცხრილი 5 გრაფა 7).

თავი XIII

სატრანსპორტო პნევმატური დანადგარები

1. თავისებურება, კლასიფიკაცია, სახესხვაობა

სატრანსპორტო პნევმატური დანადგარები ხშირად დაკავშირებულია გადატვირთვის ერთ პუნქტთან და მიმღებ ერთ პუნქტთან, რაც განსხვავებულია საამქროს შიდა ტრანსპორტში გამოყენებული განტოტვილ მილგამტარებისაგან.

სატრანსპორტო პნევმატურ დანადგარებში ჰაერნარევის კონცენტრაცია გაცილებით მეტია და იცვლება 0,5-8 შუალედში. სატრანსპორტო პნევმატურ დანადგარებში სატრანსპორტო ტრასის სიგრძე 2 კმ-მდეა. მწარმოებლურობა მნიშვნელოვნად მაღალია 3-დან 750 ტ/სთ-მდე. დანადგარებში წნევათა დანაკარგზე დამოკიდებულებით ჰაერის ნაკადის აღმძვრელად გამოიყენება ვენტილატორები და ჰაერსაბერები.

დანიშნულების მიხედვით დანადგარები შემდეგი სახისაა: 1. სატრანსპორტო; 2. დატვირთვის; 3. განტვირთვის. ჯამური წნევის დანაკარგების სიდიდის მიხედვით სატრანსპორტო დანადგარები სამი სახისაა: დაბალი წნევის ($\Delta P \leq 5000$ პა), საშუალო წნევის ($\Delta P = 5000–20000$ პა) და მაღალი წნევის ($\Delta P > 20000$ პა).

მცირე მწარმოებლურობის სატრანსპორტო დანადგარები (მწარმოებლურობა 3-10 ტ/სთ) ტრასის მცირე სიგრძით (250 მ-მდე) შეიძლება შესრულებული იყოს შემწოვ-დამჭირხნი სქემით (მე-8 თავის 1, ა ნახაზი). ამ შემთხვევაში გამოყენებულია სამტვერე ვენტილატორი ჰაერნარევის დაბალი კონცენტრაციით (0,5 – 0,7 %). ასეთი ტიპის სატრანსპორტო დანადგარები გამოყენებულია ციკლონიდან სხვა დანიშნულების ადგილამდე ტრანსპორტირებისათვის.

მაღალი მწარმოებლურობის და დიდი სიგრძის ტრასის შემთხვევაში გამოიყენება დამჭირხნი სქემა (ნახ. 8.1, გ) ამ შემთხვევაში გამოიყენება მაღალი წნევის ვენტილატორები ან ჰაერსაბერები. ასეთ მოწყობილობებში ნარჩენები ვენტილატორებში არ გადის და ამიტომ მსხვრევას არ განიცდის. ნარევის კონცენტრაცია ამ დროს იცვლება შუალედში 1–8. ასეთი მოწყობილობები საშუალო და მაღალი წნევისაა და ფართოდ გამოიყენება ღია საწყობებში ნარჩენების გროვების ფორმირებისათვის.

მაღალი წნევის დანადგარებში სტატიკური წნევა მილსადენის სიგრძეზე იმდენად მცირდება, რომ ჰაერის სიმკვრივე არსებითად მცირდება, რის გამოც მილსადენის სიგრძეზე იზრდება ჰაერის მოცულობითი ხარჯი და სიჩქარე. ამის გამო მილსადენის სიგრძის ერთეულზე წნევის დანაკარგი ჰაერის მოძრაობისას იზრდება, რის გამოც მთლიანად მილსადენში წნევის საერთო დანაკარგი მატულობს. საყურადღებოა ის გარემოებაც, რომ ამ შემთხვევაში ჰაერის ნაკადის სიჩქარე სატრანსპორტო სიჩქარეზე მნიშვნელოვნად მეტია, რაც თავის მხრივ იწვევს სატრანსპორტო ნარჩენების დაქუცმაცებას, ამის თავიდან ასაცილებლად სატრანსპორტო მილსადენი მზადდება საფეხურისებრი. მისი დიამეტრი თანდათან იზრდება და ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე სატრანსპორტო სიჩქარეს უახლოვდება (ნახ. № 6, ბ).

სატვირთავი დანადგარი გამოიყენება სხვადასხვა სატრანსპორტო საშუალებებში ნარჩენების დასატვირთად. ისინი მზადდება დამჭირხნი სქემით. სატრანსპორტო მოწყობილობებისაგან დამოკიდებულებით სატვირთავი დანადგარებია: ტრასის მცირე სიგრძით და სატრანსპორტო მილსადების ბოლოში არსებული ისეთი მოწყობილობით, რომლის დანიშნულებაა ნარჩენების დალაგება შრეობრივად. სატრანსპორტო ტევადობების დატვირთვა წარმოებს შემდეგი ხერხით:

1. ციკლონ-გამომყოფის ხახის საშუალებით;
2. დამტვირთავი მილსადენის საშუალებით მოსაბრუნებელი დეფლექტორით;
3. დამტვირთავი მილსადენის საშუალებით ტელესკოპური ისრით და მოსაბრუნებელი დეფლექტორით.

პირველი ხერხით დატვირთვისას თავიდანაა აცილებული ჰაერის ნაკადით მასალის გაბერვა. ეს ვარიანტი მიზანშეწონილია გამოყენებული იქნას წვრილფრაქციანი მასალების დასატვირთად.

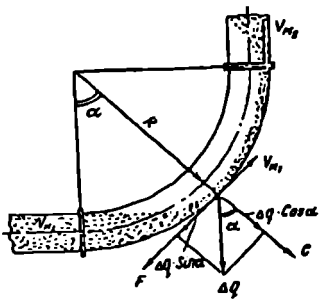
მეორე ხერხით დატვირთვისას დატვირთვა მიმდინარეობს თანაბრად დამატებითი მოწყობილობებისა და ხელით შრომის გარეშე.

მესამე ხერხით დატვირთვისას თანაბარი დატვირთვა მიიღწევა ისრის წინსვლით-უკუსვლითი მოძრაობით. ეს ხერხი ძირითადად გამოიყენება სამდინარო და საზღვაო გემების დასატვირთად.

განსატვირთი მოწყობილობები დამზადებულია შემწოვი სქემით. ნარჩენები იტვირთება მილგამტარში შემწოვი საქშენით მექანიკური საფხვირებელით.

საშუალო და მაღალი წნევის სატრანსპორტო დანადგარებისათვის გამოიყენება მილები სისქით 6-9 მმ და დიამეტრით 245-820 მმ. მილები შეერთებულია მილტუჩებით.

დანადგარების მუხლების ცვეთა საშუალო და მაღალი წნევის შემთხვევაში საკმაოდ ინტენსიურია, ვიდრე მილების ცვეთა.



ნახ. № 1. ნარჩენების გავლა მუხლებში, სადაც ჰაერის ნაკადის მიმართულება იცვლება ჰორიზონტალურიდან ვერტიკალურში

ნახ. № 1. ნაჩვენებია მუხლებში ნარჩენების გავლა, სადაც ნარჩენები ცენტრიდანული ძალით აწვება კედლებს. ჰაერის ნაკადიდან ჩამოცვივდება ინერციის ძალით, ხახუნის ძალის გადალახვის შემდეგ. ნაჩვენების სიჩქარე მუხლა ლილვში მოძრაობისას დაახლოებით პირვანდელი სიჩქარის ნახევარია.

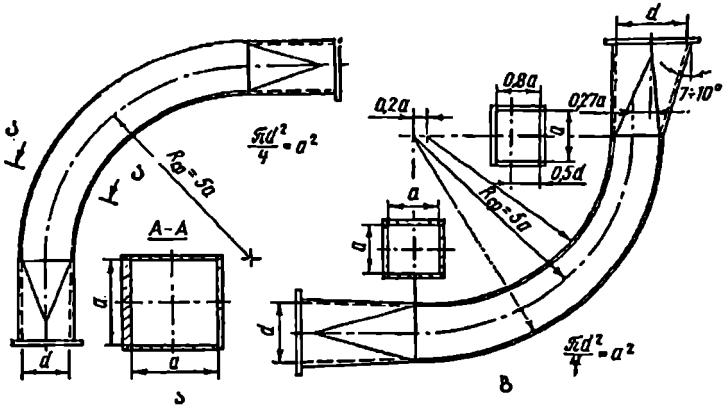
მოხვდება, რა ნაწილაკი სწორმილსადენში ჰაერის ნაკადის გავლენით მისი სიჩქარე აღწევს დამყარებულ მოძრაობას.

ფართოდ გამოიყენება კვადრატული კვეთის მქონე მუხლები ასეთი მილების შიგა ზედაპირი გლუვია, რის გამოც ნარჩენების დაქუცმაცებას ხელს უშლის. ხშირად გამოიყენება მუხლები ღერძგადანაცვლებული მილყელით (ნახ. № 2), რომლის საშუალებით მასალა მუხლის შემდეგ ჰაერგამტარის ცენტრალურ ნაწილში ხვდება, რის გამოც სწრაფად აღიდგენს თავის სიჩქარეს.

წნევის დანაკარგის შემცირებისათვის მუხლის სიმრუდის საშუალო რადიუსი $R_{საშ.}$ სატრანსპორტო მოწყობილობებში აიღება დიდი, ვიდრე საამქრო დანადგარებში (5d ან 5a , ნაცვლად 2d ან 2a-სი) (ნახ. № 2) წნევის დანაკარგი მუხლში $\Delta P_{მ}$ შედგება ორი ნაწილისაგან: წნევის დანაკარგი მოხვევაზე $\Delta P_{მოხ.}$ და

მასალის გაქანებაზე $\Delta P_{გაქ.}$ ე. ი. წნევის დანაკარგი მოხვევაზე $\Delta P_{გაქ.}$ ე.ი.

$$\Delta P_{მ} = \Delta P_{მოს.} + \Delta P_{გაქ.} \qquad (1)$$



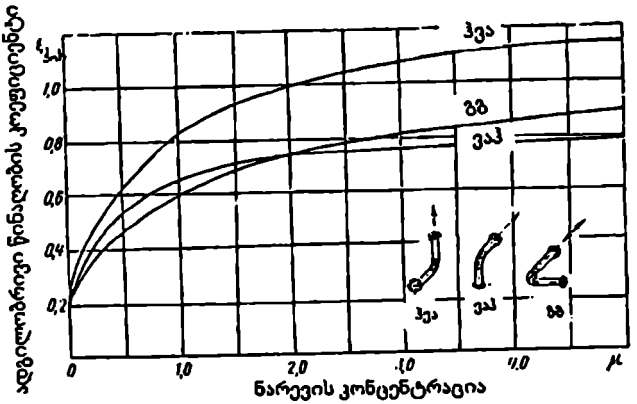
ნახ. № 2. სატრანსპორტო დანადგარისათვის გამოყენებული მუხლების რეკომენდირებული კონსტრუქცია:
ა – მუხლი კვადრატული კვეთით; ბ – მუხლი ღერძგადანაცვლებული მილყელით.

მუხლში თითოეული აღნიშნული წნევის დანაკარგის განსაზღვრა საკმაოდ რთულია, ამიტომ შემოდის ცნება მუხლისა ადგილობრივი პირობითი წინაღობის კოეფიციენტის $\xi_{ადგ.}$ შესახებ. წნევის საერთო დანაკარგი მუხლში განისაზღვრება (მე-9 თავის მე-4 ფორმულის) გამოსახულების ანალოგიურად

$$\Delta P_{მ} = \xi_{ადგ.} \rho \frac{v^2}{2}(1 + k\mu). \qquad (2)$$

ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი $\xi_{ადგ.}$ განისაზღვრება ექსპერიმენტულად, მე-3 ნახაზზე მოცემულია მუხლის ადგილობრივი წინაღობის პირობითი კოეფიციენტის დამოკიდებულება ნარევის კონცენტრაციაზე 90°-იანი მოხვევის დროს, ადგილობრივი წინაღობის პირობითი კოეფიციენტი იზრდება

ნარევის კონცენტრაციის ზრდასთან ერთად და დამოკიდებულია მუხლის სივრცეში მდებარეობაზე. მუხლი, რომელშიც ჰაერნარევის მოძრაობის მიმართულება იცვლება ჰორიზონტალურიდან ვერტიკალურად აღმასვლაზე, $\xi_{\text{ადგ}}$ კოეფიციენტს აქვს უდიდესი მნიშვნელობა.



ნახ. № 3. მუხლის ადგილობრივი წინაღობის პირობითი კოეფიციენტის დამოკიდებულება ნარევის კონცენტრაციაზე 90°-იანი მოხვევის დროს.
ჰვა – ნაკადი იცვლება მიმართულებას ჰორიზონტალურიდან აღმასვლაზე ვერტიკალურად, ვაჭ – ნაკადი იცვლის მიმართულებას ვერტიკალურად აღმასვლიდან ჰორიზონტალურზე, ჭჭ – ნაკადი იცვლის მიმართულებას ჰორიზონტალურ სიბრტყეში.

ასეთ მუხლებში მასალის წონის ძალების ორივე მდგენი მოქმედებს სიჩქარის შემცირების მიმართულებით, სადაც შეინიშნება მასალის სიჩქარის უდიდესი დანაკარგი. სივრცეში სხვა განლაგების მუხლებში მასალის წონის ძალის მდგენების მოქმედება ნაკლებად მოქმედებს მასალის სიჩქარეზე და $\xi_{\text{ადგ}}$ კოეფიციენტის მნიშვნელობა მცირეა.

დგარმილებში მასალის დაგროვება უმეტესად გამოწვეულია იმით, რომ წინა მუხლებში მასალის სიჩქარე მცირდება.

მასალის დაგროვების თავიდან აცილების მიზნით გამოყენებული იქნას სწორი სადგმელი, რაც საკმარისია მასალის სიჩქარის აღსადგენად.

2. განსატვირთი მოწყობილობები

შემწოვ მილსადენში სტატიკური წნევა ნაკლებია ატმოსფერულზე, ამიტომ მის ნებისმიერ ნახვრეტში ეფექტურად ჩაიტვირთება მასალა. დამწნეხ მილსადენებში მასალის ჩასატვირთად გამოიყენება ეჟექციური ძაბრი ან მექანიკური ჩამტვირთველები (ნახ. № 4).

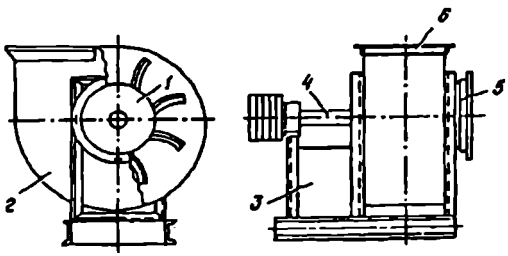
დამჭირხნი მილსადენის ნებისმიერ კვეთში ჰაერის ნაკადის სრული წნევა (მე-9 თავის მე-7) ფორმულით გამოითვლება. ეჟექციური დამტვირთავი მოწყობილობები მარტივია და საიმედო.

3. ჰაერსაბერი მანქანები

სატრანსპორტო პნევმატურ დანადგარებში ჰაერის ნაკადის შესაქმნელად გამოიყენება ორი ტიპის ჰაერსაბერი მანქანები: ცენტრიდანული ნიჩბოვანი (ფრთიანი) და მოცულობითი. ცენტრიდანული ნიჩბოვანი (ფრთიანი) ვენტილატორის სქემა ნაჩვენებია მე-4 ნახაზზე.

ასეთი ვენტილატორებს აქვთ მცირე რაოდენობის ფრთები. მათ მიერ განხორციელებული წნევა აღწევს 4000 პა-ს. ცენტრიდანული ვენტილატორის ლილვი ბრუნავს ელექტროძრავიდან სოლღვედური გადაცემის საშუალებით, რითაც თვლის ბრუნვის საჭირო სიდიდე მიიღწევა. თვლის ბრუნვისას ჰაერი, რომელიც ფრთებს შორისაა მოქცეული გაიტყორცნება ცენტრიდანული ძალებით პერიფერიისაკენ, სადაც თანაბრად გაფარ-

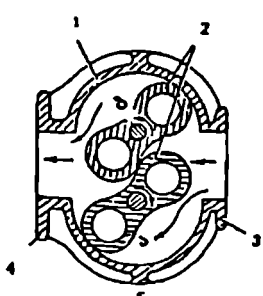
თოებული არხში გავლისას კინეტიკური ენერგია გადაიქცევა პოტენციალურ ენერგიად. თვლის ცენტრში ამ დროს შეიქმნება გაიშვიათება, სადაც მიისწრაფვის ატმოსფერული ჰაერი შემავალი მილყელის საშუალებით.



ნახ. № 4. ცენტრიდანული ნიჩბოვანი (ფრთიანი) ვენტილატორი:
1 – მუშა თვალი, 2 – გარსაცმი, 3 – სადგარი, 4 – ლილვი,
5 – შესასვლელი მილყელი, 6 – გამოსასვლელი მილყელი.

მოცულობითი ჰაერსაბერი მოწყობილობები მუშაობს სტაბილურად და საიმედოდ. მე-5 ნახაზზე მოცემულია ჰაერსაბერის სქემა.

მოცულობითი ჰაერსაბერი (ნახ. № 5) შედგება კორპუსისა (1) და ორი როტორისაგან (2), რომელთა განივი კვეთას აქვს რვიანის ფორმა. როტორი ასრულებს ბრუნვით მოძრაობას ელექტრომძრავიდან, ერთმანეთზე გადაგორებით და ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულებით.



ნახ. № 5. ჰაერსაბერი
1 – კორპუსი, 2 – როტორი, 3 – შემწოვი მილყელი, 4 – დამჭირხნი მილყელი: ა – შეწოვისათვის განკუთვნილი ჰაერის მოცულობ, ბ – დაჭირხნისათვის საჭირო რაოდენობის მოცულობა.

თითოეული როტორი თანამიმდევრობით იღებს ჰაერის გარკვეულ რაოდენობას შემწოვი ნახვრეტიდან და გადაადგილებს მას ქსელში.

სატრანსპორტო მოწყობილობებში წნევის საერთო დანაკარგი შედგება სატრანსპორტო მილსადენში წნევის დანაკარგისა $\Delta P_{\text{მილ.}}$ და წნევის დანაკარგისაგან მილსადენის იმ ნაწილში, რომელიც მუშაობს სუფთა ჰაერზე $\Delta P_{\text{ს.ჰ}}$

$$\Delta P = \Delta P_{\text{მილ.}} + \Delta P_{\text{ს.ჰ}}. \qquad (3)$$

რაც შეეხება წნევის დანაკარგს სუფთა ჰაერზე მომუშავე მილსადენზე მისი მნიშვნელობა მცირეა. ის შედგება წნევის დანაკარგისაგან მილსადენის სწორხაზოვან უბანზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგისაგან. სუფთა ჰაერზე მომუშავე მილსადენის დიამეტრი აიღება სატრანსპორტო მილსადენის დიამეტრის ტოლი ან წნევის დანაკარგის შემცირების მიზნით ადიდებენ დიამეტრს 1,5-2-ჯერ. დამჭირხნ მოწყობილობებში ჰაერის ხარჯი უნდა გავადიდოთ სატრანსპორტო ნაწილში ჰაერის ხარჯთან შედარებით 5-10% დანაკარგების საკომპენსაციოდ.

სატრანსპორტო მილსადენებში წნევის დანაკარგები ძირითადად განისაზღვრება მოწყობილობებში წნევის დანაკარგებით, რომლის მიხედვით არსებობს დანადგარები დაბალი. საშუალო და მაღალი წნევის. დაბალი წნევის დანაკარგებში ჰაერის სიმკვრივე მილის მთელ სიგრძეზე ითვლება მუდმივად და შეადგენს 1,2 კგ/მ³, წნევის დანაკარგები კი განისაზღვრება მე-9 თავის (17), (24), (29), (37), (40) გამოსახულებებით.

საშუალო წნევის დანადგარებში წნევის დანაკარგებია 5 000-დან 20 000 პა. ჰაერის სიმკვრივის საშუალო მნიშვნელობა $\rho_{\text{საშ.}}$ განისაზღვრება საწყისში $\rho_{\text{ს}}$ და უბნის ბოლოში $\rho_{\text{გ}}$ საშუალებით

$$\rho_{საშ} = \frac{\rho_ს + \rho_ბ}{2}; \quad (4)$$

$$\nu_{საშ} = \nu_ს \frac{\rho_ს}{\rho_{საშ}}, \quad (5)$$

სადაც, $\nu_ს$ – უბნის დასაწყისში ჰაერის სიჩქარეა.

მაღალი წნევის დანადგარებში ჰაერის წნევის დანაკარგი მკვებავში 10%-ით, ხოლო სატრანსპორტო მილსადენში 5%-ით.

დაბალი და საშუალო დანადგარებში ელექტროძრავის სიმძლავრე

$$N = 2,3 \frac{QP_1}{1999\eta_1\eta_2} \lg \frac{P_1}{P_2}, \quad (6)$$

სადაც, Q არის ჰაერის მოცულობითი ხარჯი მკვებავსა და მილსადენებში დანაკარგის გათვალისწინებით,

P_1 და P_2 არის ჰაერის აბსოლუტური წნევა შემწოვ დამჭირხნ მილსადენებში,

η – ამძრავის მქკ დაახლოებით 0,95 ტოლია.

სატრანსპორტო მილსადენში ჰაერის ხარჯი

$$Q = \frac{MC}{\mu\rho}, \quad (7)$$

სადაც, M არის დანადგარის მწარმოებლურობა,

C – დანადგარის მკვებავში მასალის მიწოდების უთანაბრობის კოეფიციენტი,

μ – ნარევის ხარჯვითი კონცენტრაცია,

ρ – ჰაერის სიმკვრივე, კგ/მ³.

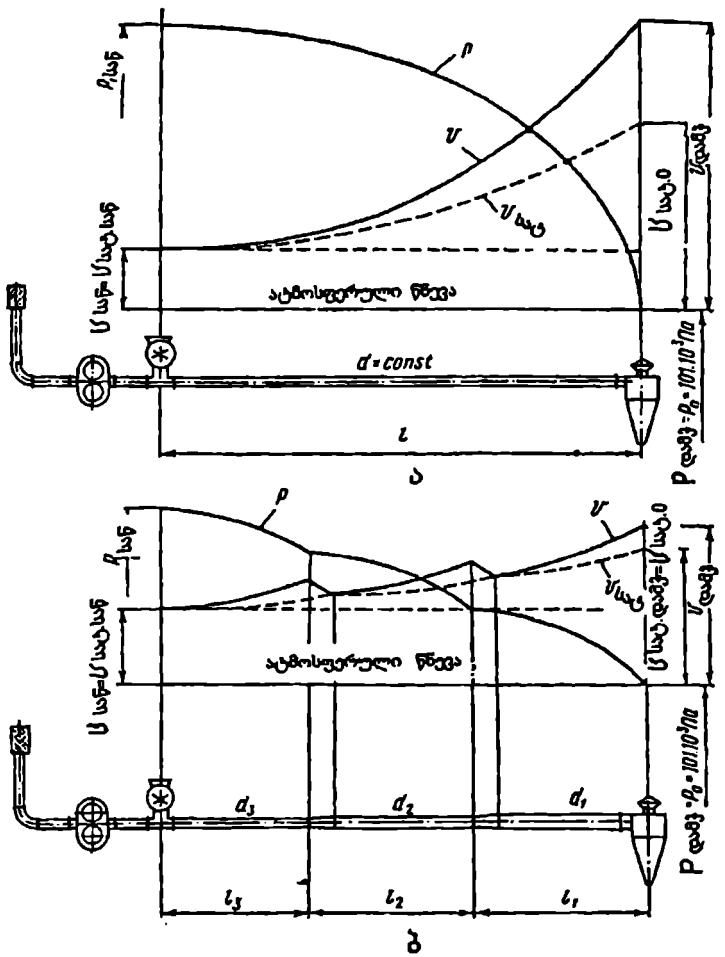
დაბალი წნევის დანადგარებში ρ მუდმივია და იგი 1,2-ის ტოლია

$$Q = \frac{MC}{1,2\mu}. \quad (8)$$

მილსადენის დიამეტრი

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{საჰ}}}, \qquad (9)$$

სადაც, $v_{საჰ}$ – ჰაერის სატრანსპორტო სიჩქარეა.



ნახ. № 6. სატრანსპორტო ჰაერსადენის სიგრძის გასწვრივ ჰაერის ნაკადის სიჩქარისა და წნევის ცვლილება

საშუალო და მაღალი წნევის დანადგარებში მილსადენის შიგა დიამეტრი

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \rho v_{საშ}}}. \qquad (10)$$

№ 6, ა ნახაზიდან ჩანს, რომ ჰაერის სიჩქარე ჰაერსადენის საწყის უბანზე ტოლია სატრანსპორტო სიჩქარის. ყოველ შემდეგ კვეთში ჰაერის სიჩქარე სატრანსპორტო სიჩქარეზე მეტია, რაც უზრუნველყოფს მასალის საიმედო ტრანსპორტირებას.

ჰაერის სიჩქარე მილსადენში მუდმივი დიამეტრის შემთხვევაში ჰაერის სიმკვრივის უკუპროპორციულია

$$V = \frac{M_1}{F\rho}, \qquad (11)$$

სადაც, F – მილის კვეთის ფართი (მ²),

M_1 – ჰაერის ხარჯი მასის მიხედვით, კგ/წმ.

ჰაერის აბსოლუტური წნევა

$$P_{აბს} = P_0 + \Delta P_{ტრ}, \qquad (12)$$

სადაც, P_0 – ატმოსფერული წნევა;

$\Delta P_{ტრ}$ – სატრანსპორტო მილსადენში წნევის დანაკარგი.

თავი XIV

პნევმოკაფსულიანი ტრანსპორტო

პნევმოკაფსულიანი ტრანსპორტი დანიშნულია მილგამტარის საშუალებით კაფსულების სახით ფხვიერი და მცირე ზომის ცალობითი ტვირთის გადასაადგილებლად.

პნევმოკაფსულიანი ტრანსპორტი შედგება მილგამტარისაგან, რომელშიც ჰაერსაბერი მანქანით შექმნილი ჰაერის ნაკადის ზემოქმედებით გადაადგილება ტვირთი. მოძრაობის წინააღ-

მდეგობის შემცირების მიზნით კაფსულები მაგრდება თვლიან ურიკებზე.

კაფსულებში ჩატვირთვა და განტვირთვა წარმოებს ავტომატურად და კონტროლდება ავტომატიკისა და ბლოკირების სისტემით.

პნევმოკაფსულიანი ტრანსპორტო იყოფა ორ ჯგუფად:

უწყვეტი ქმედების და ციკლური. პირველი ჯგუფის ტრანსპორტში საწყისი დატვირთვის და საბოლოო განტვირთვის პუნქტებს შორის მოთავსებულია არაუმცირეს ორი მილგამტარი. ერთში მოძრაობს დატვირთული კაფსულა, მეორეში კი ცარიელი.

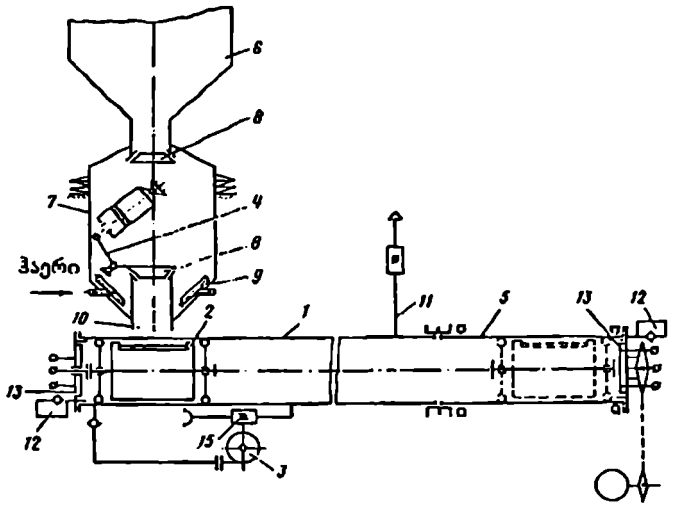
მილგამტარში წნევის მიხედვით სატრანსპორტო მოწყობილობა არის:

1. დამჭირხნი, რომელშიც წნევა არაა ატმოსფერულზე ნაკლები;
2. შემწოვი, რომელშიც წნევა ატმოსფერულზე ნაკლებია;
3. კომბინირებული, რომლის დროსაც წნევა პერიოდულად იცვლება ატმოსფერულზე მეტად და ატმოსფერულზე ნაკლებად.

პირველ ნახაზზე ნაჩვენებია ციკლური ქმედების პნევმოკაფსულიანი დანადგარის სქემა. იგი შედგება მილგამტარისაგან (1), მოძრავი შემადგენლობისაგან (2), ჰაერსაბერი მოწყობილობებისაგან (3), დატვირთვის სადგურისაგან (4), განტვირთვის სადგურისაგან (5), ავტომატიკისა და ბლოკირების სისტემისაგან. ტვირთი მიეწოდება ბუნკერში (6) და შემდეგ დოზირების ბუნკერში (7), რომლის ტევადობა შეესაბამება კაფსულის ტევადობას. ბუნკერში ფრქვევანა (9)-ის საშუალებით მიეწოდება შეკუმშული ჰაერი, რის გამოც მასში იქმნება მუდმივი წნევა.

დატვირთვის დროს წყდება ჰაერის მიწოდება, ავტომატურად იღება საკეტი (8) და ტვირთი ადის კაფსულაში. ამის

შემდეგ ჩაირთვება ჰაერსაბერი მოწყობილობა და საკეტი (8) იკეტება.



ნახ. № 1. ციკლური ქმედების პნევმოკაფსულიანი დანადგარის სქემა

განტვირთვის სადგურთან მიახლოებისას შემადგენლობა მუხრუჭდება სარქველი (11)-ის საშუალებით.

გაჩერების წინ ამუშავდება სარქველი (12) და ჰაერი გამოდის ატმოსფეროში. შემადგენლობის ფიქსაცია განტვირთვის მოედანზე მიიღწევა ელექტრომაგნიტით (13). განტვირთვის დამთავრების შემდეგ წარმოებს მილგამტარის სექციის (5)-ის მობრუნება საწყის მდგომარეობაში, ჩაირთვება ჰაერსაბერი მოწყობილობა, რომელიც ამოტუმბავს ჰაერს მილგამტარის (1) ღრუდან და დაწნეხავს კაფსულის მარჯვენა ტორსულ ზედაპირზე.

უწყვეტი ქმედების პნევმოკაფსულიანი დანადგარის მოცულობითი საათური მწარმოებლურობა გამოითვლება ფორმულით

$$\Pi = \frac{60}{\Delta t} V_0 n K_1 K_2, \qquad (1)$$

სადაც, Δt არის კაფსულის გაშვების ინტერვალი, წთ,

V_0 – ერთ კაფსულაში არსებული ტვირთის რაოდენობა, მ³,

n – შემდგენლობაში კაფსულების რაოდენობა,

K_1, K_2 – კაფსულის სამუშაო დროის და მოცულობის გამოყენების კოეფიციენტები.

ციკლური პნევმოკაფსულიანი დანადგარის მოცულობითი საათური მწარმოებლურობით

$$\Pi = \frac{60}{L\left(\frac{1}{\nu_1}+\frac{1}{\nu_2}\right)+t_1+t_2}, \qquad (2)$$

სადაც, L არის ტრანსპორტირების მანძილი, მ,

ν_1 და ν_2 შემადგენლობის დატვირთული და ცარიელი მოძრაობის მიმართულებით მოძრაობის საშუალო სიჩქარეები, მ/წთ,

t_1 და t_2 დატვირთვისა და განტვირთვის დრო, წმ.

პნევმოკაფსულიანი დანადგარების წნევის დანაკარგი

$$P = P_1 + P_2, \qquad (3)$$

სადაც, P_1 არის მილგამტარში კაფსულის მოძრაობისას წნევის დანაკარგი

$$P_1 = \frac{4\pi(G + V_0\gamma)g\omega}{\pi D^2}, \qquad (4)$$

სადაც, G – კაფსულის საკუთარი მასა, კგ,

γ – სატრანსპორტო მასალის მოცულობითი მასა, კგ/მ³,

D – მილგამტარის შიგა დიამეტრი, მ,

ω – წინაღობის დაყვანილი კოეფიციენტი,

P_2 – მილგამტარის ზედაპირზე ჰაერის მოძრაობის ხახუნის გამო წნევის დანაკარგი,

$$P_2 = \left(\frac{\lambda L}{D} + \sum j\right)\frac{\gamma_в v_{საშ}^2}{2g}, \qquad (5)$$

სადაც, λ – მილგამტარის წინაღობის კოეფიციენტი,

j – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ადგილობრივ წინააღმდეგობებს;

$\gamma_в$ – ჰაერის მოცულობითი მასა, კგ/მ³;

$v_{საშ}$ – კაფსულის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ;

g – თავისუფალი ვარდნის აჩქარება, მ/წმ².

კაფსულის მილგამტარში მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

$$m = \frac{dV}{dt} = P_1' s_ჯ - P_2' s_ჯ - W, \qquad (6)$$

სადაც, m არის კაფსულის მასა, კგ,

t – მიმდინარე დრო, წმ,

$S_ჯ$ – კაფსულის ტორსის ფართობი, მ²,

W – კაფსულის მოძრაობის წინაღობის ჯამური ძალა;

$$W = (Gg + v_0\gamma)\pi\omega, \qquad (7)$$

P_1', P_2' – შესაბამისად კაფსულის წინა და უკანა ტორსებზე წნევა.

ჰაერსაბერი მანქანების მწარმოებლურობა

$$Q = vs_k. \qquad (8)$$

ჰაერსაბერი მანქანის ამძრავის სიმძლავრე

$$M = \frac{PQA}{1000\eta_1\eta_2}, \qquad (9)$$

სადაც, P არის ჰაერსაბერი მანქანის განვითარებული წნევა;

η_1 – ჰაერსაბერი მანქანის მქკ;

η_2 – ჰაერსაბერი მანქანის ამძრავის მქკ.

დანართი

$\frac{\lambda}{d}$ -ს მნიშვნელობები ფურცლოვანი რკინის მრგვალი ჰაერსადენებისათვის

მილის დიამეტრი მმ	ჰაერის სიჩქარე, მ/წმ						
	10	15	20	25	30	35	40
100	0,230	0.220	0,215	0,212	0,210	0,208	0,205
110	0,204	0,198	0,190	0,189	0,186	0,182	0,181
120	0,184	0,175	0,171	0,167	0,165	0,163	0,163
130	0,165	0,160	0,156	0,154	0,151	0,150	0,150
140	0,150	0,146	0,143	0,139	0,137	0,136	0,136
150	0,140	0,133	0,130	0,129	0,127	0,126	0,125
160	0,128	0,122	0,120	0,117	0,116	0,115	0,114
170	0,121	0,113	0,112	0,109	0,108	0,107	0,106
180	0,111	0,105	0,104	0,102	0,101	0,100	0,099
190	0,103	0,099	0,098	0,095	0,094	0,093	0,092
200	0,098	0,092	0,091	0,089	0,088	0,087	0,086
220	0,087	0,083	0,082	0,080	0,078	0,077	0,077
240	0,078	0,075	0,074	0,072	0,071	0,070	0,070
260	0,071	0,068	0,066	0,065	0,064	0,063	0,063
280	0,065	0,062	0,061	0,060	0,059	0,058	0,057
300	0,058	0,057	0,056	0,054	0,053	0,053	0,052
350	0,049	0,047	0,047	0,046	0,045	0,044	0,044
400	0,041	0,040	0,040	0,039	0,038	0,038	0,038
450	0,036	0,034	0,033	0,033	0,032	0,032	0,032
500	0,032	0,030	0,030	0,029	0,029	0,029	0,029
550	0,029	0,027	0,027	0,026	0,026	0,026	0,025
600	0,026	0,025	0,024	0,024	0,023	0,023	0,023
650	0,023	0,022	0,021	0,022	0,021	0,021	0,021

შენიშვნა: ნ/მ²-ით გამოსახული დინამიკური წნევების მისაღებად, ცხრილში მოთავსებული სიდიდეები უნდა გამრავლდეს 9,81-ზე.

$n^{1/5}$ და $n^{2/5}$-მნიშვნელობათა ცხრილები

(ზემო რიცხვები – $n^{1/5}$; ქვემოთ – $n^{2/5}$)

n	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,5	0,871	0,875	0,878	0,881	0,885	0,888	0,891	0,894	0,897	0,900
	0,758	0,764	0,776	0,776	0,782	0,787	0,793	0,799	0,804	0,809
0,6	0,903	0,906	0,909	0,912	0,915	0,918	0,921	0,924	0,926	0,929
	0,815	0,821	0,826	0,831	0,837	0,842	0,847	0,852	0,857	0,862
0,7	0,931	0,934	0,937	0,940	0,942	0,945	0,947	0,949	0,952	0,955
	0,867	0,872	0,877	0,882	0,886	0,891	0,895	0,900	0,905	0,910
0,8	0,958	0,960	0,962	0,965	0,967	0,969	0,971	0,973	0,975	0,977
	0,915	0,919	0,924	0,927	0,931	0,936	0,941	0,946	0,950	0,954
0,9	0,979	0,981	0,983	0,985	0,988	0,990	0,992	0,994	0,996	0,998
	0,958	0,962	0,066	0,970	0,974	0,079	0,984	0,988	0,992	0,996
1,0	1,000	1,002	1,004	1,006	1,008	1,010	1,012	1,014	1,015	1,018
	1,000	1,004	1,008	1,012	1,016	1,020	1,023	1,027	1,031	1,035
1,1	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036
	1,039	1,042	1,046	1,050	1,054	1,057	1,061	1,065	1,070	1,075
1,2	1,038	1,040	1,042	1,043	1,045	1,047	1,049	1,050	1,052	1,053
	1,078	1,081	1,084	1,087	1,090	1,093	1,097	1,100	1,104	1,107
1,3	1,054	1,055	1,056	1,058	1,060	1,061	1,063	1,065	1,066	1,068
	1,110	1,114	1,117	1,121	1,124	1,127	1,131	1,134	1,137	1,141
1,4	1,070	1,072	1,073	1,074	1,076	1,078	1,079	1,080	1,082	1,085
	1,144	1,147	1,150	1,154	1,156	1,160	1,163	1,166	1,170	1,173
1,5	1,085	1,087	1,089	1,090	1,091	1,093	1,094	1,096	1,097	1,099
	1,176	1,179	1,182	1,185	1,188	1,192	1,195	1,198	1,201	1,204
1,6	1,100	1,102	1,103	1,105	1,106	1,107	1,108	1,109	1,110	1,112
	1,207	1,210	1,213	1,215	1,219	1,222	1,225	1,228	1,230	1.233
1,7	1,114	1,115	1,116	1,117	1,118	1,119	1,120	1,121	1,122	1,124
	1,236	1,239	1,242	1,245	1,248	1,251	1,254	1,256	1,259	1,262
1,8	1,126	1,127	1,128	1,129	1,130	1,131	1,132	1,133	1,134	1,135
	1,265	1,268	1,271	1,273	1,276	1,279	1,282	1,285	1,287	1,290
1,9	1,137	1,138	1,140	1.140	1,142	1,143	1,145	1,146	1,148	1,149
	1,293	1,295	1,298	1,301	1,304	1,306	1,309	1,311	1,314	1,317
2,0	1,150	1,151	1,152	1,154	1,155	1,156	1,157	1,158	1,159	1,160
	1,320	1,322	1,325	1,327	1,330	1,332	1,335	1,337	1,340	1,343

მერქნის დასამუშავებელი ძირითადი ტიპის ჩარხებიდან გაწოვილი ჰაერის რაოდენობა, სიჩქარე, გამწოვი მილის მინიმალური დიამეტრი და მიმღებთა წინაღობის კოეფიციენტები

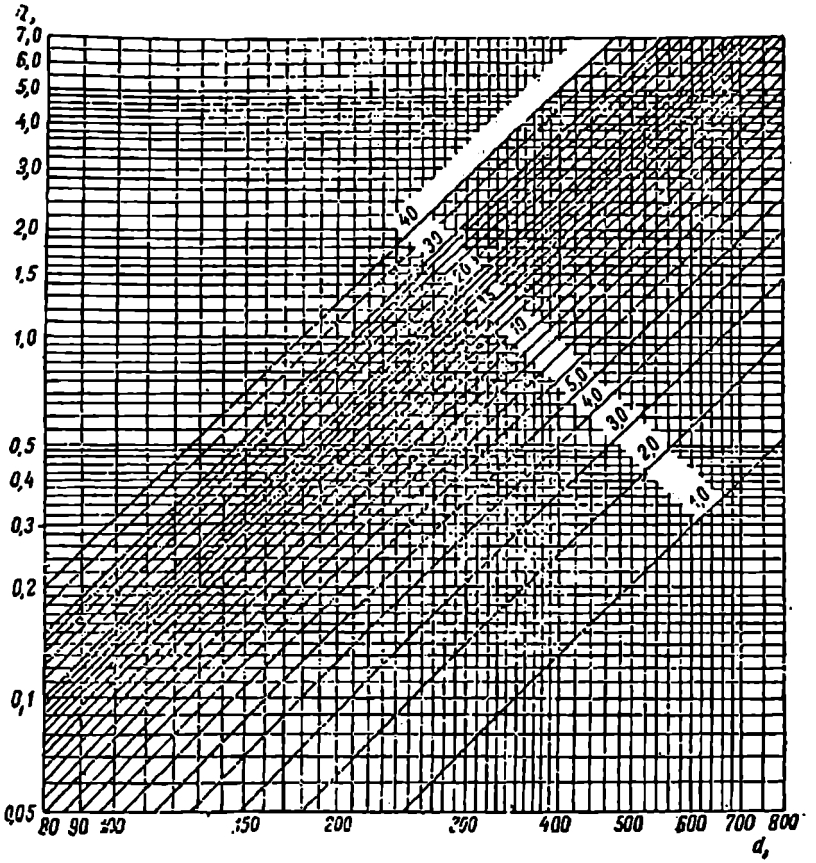
რიგითი №	ჩარხის დასახელება და ტიპი	მიმღებთა რაოდენობა, ცალ.	მიმღების დასახელება	$Q_{სთ}$, მ³/წმ ერთი მიმთებისათვის	შემწოვ მილში ჰაერის მინიმალური სიჩქარე $v_ჯ$, მ/წმ, როდესაც ნარჩენების ტენიანობაა %-ით		გამწოვი მილის მინიმალური დიამეტრი $d_{მმ}$	მიმღები წინაღობის კოეფიციენტი $\zeta_{მიმ}$
					20-მდე	20-ზე მეტი		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	ორსართულიანი ჩარჩოხერხი РД-75	1	ქვემო	1	–	22,0	220	0,6
2	ორხერხა საგანავი ЦД-4	1	"	0,5	_	19,0	170	1,0
3	მრგვალხერხა სიგრძივად სახერხი ЦД-2	2	" ზემო	0,24 0,15	15,0 15,0	16,0 16,0	120 100	1,0 0,8
4	მრავალხერხა Ц5Д	1	ქვემო	0,42	16,0	17,0	130	0,8
5	მრავალხერხა წიბოსახერხი ЦР-4	1	"	0,3	16,0	17,0	130	1,0
6	მიმჭრელი ერთხერხა ЦДК-4	1	ზემო	0,24	15,0	16,0	115	1,0
7	მიმჭრელი მრავალხერხა ЦМР-1, ЦДК-5	2	" ქვემო	0,33 0,2	16,0 15,0	17,0 16,0	120 100	0,8 1,0
8	სატორსი ЦКБ-4 ЦМЭ-2		(გვერდითი)	0,24	15,0	16,0	120	1,0
9	ЦП, ЦПА, УН	1	გვერდითი	0,22	15	16,0	115	1,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	ორხერხა ბოლომასწორი Ц2К-120, Ц2К-180	2	ზემო	0,22	14	15,0	100,0	1,0
11	სამხერხა ბოლომასწორი Ц3К-3	3	"	0,22	14	15,0	100,0	1,0
12	უნივერსალური მრგვალ-ხერხა Ц-2М; Ц-3; Ц-6; Ц-5М	2	ქვემო ზემო	0,23 0,15	15 14	16 15	120 100	1,0 0,8
13	ლენტური სახერხი (გამყოფი) ЛД140, ЛД125	3	მაგიდის ქვემ ბორბალთან ზემოთ	0,83 0,50 0,34	16,0 16,0 16,0	17,0 17,0 17,0	200 150 130	1,0 1,0 0,8
14	ლენტური სახერხი სადურგლო, საშუალო, ЛС80	1	მაგიდის ქვემ	0,37	15,0	16,0	140	1,0
15	იგივე მსუბუქი, ЛС-40	1	"	0,33	15,0	16,0	120	1,0
16	ლობზიკი АЖС-4	1	"	0,2	14,0	14,0	100	1,0
17	სარანდ-საჯიფსი СФ3, СФА-3 СФ4, СФА-4 СФ6, СФА-6 СФ8, СФА-8	 1 1 1 1	 ქვემო " ქვემო "	 0,27 0,31 0,36 0,434	 17,0 17,0 18,0 19,0	 18 15 19 20	 120 140 140 150	 1,0 1,0 1,0 1,0
18	სარანდ-საჯიფსი ორმხრივი	2	დანებიანი ლილვიდან	0,31	17,0	18,0	140	1,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
			შვეული თავაკიდან	0,25	17,0	18,0	115	0,8
19	სარეისმასო ცალმხრივი							
	CP3		ზემო	0,27	17,0	18,0	120	1,0
	CP6		"	0,36	18,0	19,0	150	1,0
	CP12		"	0,7	18,0	19,0	180	1,0
	CP18		ზემო შეწყ- ვილებული	0,5	19,0	20	170	1,0
20	სარეისმასო ორმხრივი							
	C2P8	2	ზემო	0,5	18,0	19,0	160	1,0
			ქვემო	0,5	18,0	19,0	160	1,0
	C2P12	2	ზემო	0,7	18,0	19,0	180	1,0
			ქვემო	0,7	18,0	19,0	180	1,0
	C2P16	2	ზემო	0,92	19,0	20,0	220	1,0
			ქვემო	0,92	19,0	20,0	220	1,0
21	ორმხრივ სარანდი, მსუბუქი ტიპის CK-15, C165	4–5	ჰორიზონტალ. ლილვებისგან	0,34	18,0	19,0	140	1,0
			ვერტიკალ. ლილვებისგან	0,30	18,0	19,0	130	1,0
22	იგივე საშუალო ტიპის СП30, C26	4–5	ჰორიზონტალ. ლილვებისაგან	0,42	18,0	19,0	150	1,0
			ვერტიკალ. ლილვებისაგან	0,33	18,0	19,0	140	1,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
23	იგივე მძლავრი СП26Г	8	ჰორიზონტალ. ლილვებისაგან	0,50	19,0	20,0	170	1,0
			ვერტიკალ. ლილვებისაგან	0,42	19,0	20,0	150	1,0
			საგლუვებელი დანების სამსხვრეველასაგან	0,42	19,0	20,0	160	0,8
24	საფრეზი ერთშპინდელიანი							
	ФИ; ФШ-4	1	სამაგიდო	0,25	17,0	18,0	120	0,8
	ФА	1	„	0,27	17,0	18,0	120	0,8
25	საფრეზი კარუსელური							
	Ф1К	1	გვერდითი	0,27	17,0	18,0	120	0,8
	Ф2К	2	ორი გვერდითი	0,285	18,0	19,0	120	0,8
26	კოტასაჭრელი (ჩარჩოული)	3-6	სატორსი ხერ.	0,2	14,0	15,0	100	1,0
	ШО10, ШО15, ШД10, ШД15		საყუნწე დისკოსი	0,23	17,0	18,0	115	0,8
			კოტასაჭრელი ფრეზების (საერთო)	0,42	17,0	18,0	150	0,8
27	კოტასაჭრელი. ჩარჩოული	4	სატორსი ხერ.					
	ШО6		კოტასაჭრელი	0,2	14,0	15,0	100	1,0
			თავაკის	0,34	18,0	19,0	100	1,0
			გამოსაქვეში	0,22	16,0	17,0	150	0,8

1	2	3	4	5	6	7	8	9
28	კოტასაჭრელი საყუთე ШО6		საყუნწე					
			დისკოსი	0,24	17,0	18,0	115	0,8
	ШПА140	1	გვერდით					
	Ш2ПА	4	სატორსი	0,3	17,0	18,0	120	1,0
			ხერხების	0,2	14,0	15,0	100	1,0
			კოტასჭრელი					
			თავაკისრ.	0,3	17,0	18,0	120	1,0
29	კოტასაჭრელი „მერცხლის კუდა" კოტებისათვის ШЛХ-2	1	გვერდის	0,3	17,9	18,0	120	0,8
30	სახეხი ლენტური, მოძრავი		სათავო	0,36	14,0	–	130	0,75
	ШЛПС	2	ზემო	0,25	14,0	–	110	1,0
31	სახეხი დისკური, ბობინით		ქვემო დისკო	0,2	14,0	–	100	1,2
	ШЛДБ	3	ზემო დისკო	0,27	14,0	–	110	1,0
			ბობინის	0,28	14,0	–	110	1,0
32	სახეხი ლენტური უძრავი მაგიდით ШЛНС	1	სათავო	0,42	14,0	–	130	0,75
33	სახეხი ჰორიზონტალური დისკოთი Д=700 – 800 მმ	2	გვერდითი	0,2	14,0	–	100	0,2
34	სახეხი სამდოლიანი ШЛ3Ц (В=1250)	4	ზემო	0,35	14,0	–	130	1,0
35	იგივე ШЛ3ЦВ-3 (В-1875 მმ)	4	ქვემო	0,52	14,0	–	150	1,3


7,0
6,0
5,0
4,0
3,0
2,0
1,5
1,0
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,05
80 90 100 150 200 250 400 500 600 700 800
d,
40
30
20
15
10
5,0
4,0
3,0
2,0
1,0

დინამიკურ წნევათა მნიშვნელობა

$p_e = \rho \frac{v^2}{2}$ კგ/მ², სტანდარტული ჰაერისათვის

v მ/წმ	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
10,0	6,11	6,23	6,37	6,5	6,62	6,75	6,88	7,00	7,13	7,28
11,0	7,41	7,53	7,68	7,81	7,95	8,10	8,22	8,38	8,71	8,67
12,0	8,81	8,96	9,10	9,25	9,41	9,58	9,70	9,89	10,02	10,18
13,0	10,34	10,48	10,67	10,82	11,00	11,16	11,30	11,48	11,65	11,82
14,0	12,00	12,18	12,35	12,51	12,70	12,86	13,04	13,24	13,40	13,60
15,0	13,76	13,96	14,15	41,31	14,52	14,70	14,80	15,07	15,29	15,50
16,0	15,68	15,85	16,06	16,26	16,49	16,66	16,86	17,04	17,27	17,50
17,0	17,70	17,87	18,10	18,34	18,53	18,75	18,95	19,18	19,40	19,60
18,0	19,80	20,01	20,25	20,50	20,72	20,93	21,13	21,40	21,61	21,89
19,0	22,10	22,35	22,56	22,79	23,04	23,30	23,52	23,74	24,02	24,25
20,0	24.48	24,73	24,97	25,21	25,48	25,71	25,96	26,20	26,50	26,75
21,0	26,98	27,22	27,50	27,76	28,00	28,30	28,54	28,80	29,10	29,36
22,0	29,60	29,90	30,14	30,43	30,70	30,96	31,22	31,55	31,80	32,02
23,0	32,40	32,65	32,95	33,20	33,50	33,80	34,10	34,40	34,70	35,00
24,0	35,30	35,55	35,80	36,19	36,40	36,70	37,00	37,35	37,65	37,95
25,0	39,30	38,55	38,90	39,20	39,50	39,80	40,10	40,40	40,70	41,00
26,0	41,35	41,70	42,00	41,40	42,70	43,00	43,30	43,60	44,00	44,30
27,0	44,60	45,00	45,30	45,60	46,00	46,30	46,60	46,90	47,30	47,60
28,0	48,00	48,30	48,70	49,00	49,30	49,50	50,00	50,40	50,70	51,00
29,0	51,50	51,90	52,10	51,50	52,90	53,20	53,60	54,00	54,30	54,70
30,0	55,00	55,40	55,80	56,10	56,60	57,00	57,30	57,70	58,00	58,40

V დანართი

ადგილობრივ წინაღობათა კოეფიციენტები

რიგ.№№	წინაღობათა დასახელება	წინაღობის კოეფიციენტის რიცხვითი მნიშვნელობა	შენიშვნა
1	2	3	4
1	ჩარხების მიმღებები	–	იხ. I დანართი
2	პტდ-ს მუდმივკვეთიან მაგისტრალურ მილში ჰაერის შესვლა	1,0	
3	მოხვეული, თუ r=? α=90°	0,15	
4	მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილიდან საჭირხნ ჰაერსადენში გასასვლელი (ე.წ. ძაბრი)	0,5	
5	სამკაპა, თუ შესრულებული ნახ. № 10 გ-ს მიხედვით	0,00	
6	კოლექტორ-შემკრებში ტოტიდან ჰაერის შესვლა	0,5	
7	ЛИОТ-ის ტიპის ციკლონი (იხ. ნახ. № 15)	2,5	
8	ციკლონი (ნახ. № 12)	1,0	
9	მაღალი გაწმენდის ხარისხის ციკლონი (ნახ. № 14)	4÷5	
10	მბრუნავი მკვებავი	0,5	
11	საინჟექციო ძაბრი (მქკ =0,7÷0,8= $=\sqrt{\frac{1}{\zeta}}$)	2÷1,5	
12	ჰაერსადენიდან თავისუფალ გარემოში გასვლა	1,0	

V დანართი გაგრძელება

1	2	3	4
13	თავისუფალ გარემოდან ჰაერის შესვლა მახვილწიბოებიან მილსადენში	1,0	
14	ჰაერის უცბისი გაფართოება – მცირე განივკვეთის (F_1) მილიდან დიდი განივკვეთის (F_2) მილში შესვლა $\zeta = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$	იხ. სვ. (2-ში)	
15	უცბისი შევიწროება $\zeta = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2$	"	
16	დიფუზორი და კონფუზორი დამოკიდებულია კონუსური მილის გაშლის ან შეკუმშვის კუთხეზე (იხ. [3, გვ. 33])		
17	ЛИОТ-ის ტიპის სკრუბერები	1,8	
18	ინერციული მტვერგამომყოფი	2÷3	

VI დანართი

АО ტიპის ასინქრონული ელექტროძრავების ტექნიკური მონაცემები

ელექტროძრავას ტიპი	ნომინალური სიმძლავრე, კვტ	ბრუნთა რიცხვი, წუთში	$\frac{M_{საწ}}{M_{ნომ}}$	როტორის მქნევარა მომენტი, კგმ²
1	2	3	4	5
		n=3000 ბრ/წთ		
АО 31–2	0,6	2860	2,0	0,01
АО 32–2	1,0	2860	2,2	0,016
АО 41–2	1,7	2880	1,8	0,03
АО 42–2	2,8	2880	1.9	0,04
АО 51–2	4,5	2900	1,6	0,12
АО 52–2	7,0	2900	1,7	0,17

1	2	3	4	5
АО 62–2	10,0	2930	1,3	0,41
АО 63–2	14,0	2930	1,5	0,50
АО 72–2	20,0	2940	1,2	0,76
n=1500 ბრ/წთ				
АО 31–4	0,6	1410	1,7	0,015
АО 31–4	1,0	1410	1,8	0,021
АО 31–4	1,7	1420	1,8	0,048
АО 31–4	2,8	1420	1,9	0,067
АО 31–4	4,5	1440	1,4	0,20
АО 31–4	7,0	1440	1,5	0,28
АО 31–4	10,0	1460	1,3	0,60
АО 31–4	14,0	1460	1,4	0,75
АО 31–4	20,0	1460	1,3	1,5
АО 31–4	28,0	1460	1,4	1,9
АО 31–4	40,0	1470	1,2	2,8
АО 31–4	55,0	1470	1,3	3,6
n=1000 ბრ/წთ				
АО 41–6	1,0	930	1,3	0,048
АО 41–6	1,7	930	1.4	0,067
АО 41–6	2,8	950	1.3	0,20
АО 41–6	4,5	950	1,5	0,28
АО 41–6	7,0	980	1,4	0,60
АО 41–6	10,0	980	1,4	0,75
АО 41–6	14,0	980	1,4	2.3
АО 41–6	20,0	980	1,4	3,0
АО 41–6	28,0	980	1,4	4,4
АО 41–6	40,0	980	1,5	5,7
n=750 ბრ/წთ				
АО 62–8	4,5	735	1,5	1,0
АО 62–8	7,0	735	1,5	1,3
АО 62–8	10,0	735	1,3	2,3
АО 62–8	14,0	735	1,3	3,0
АО 62–8	20,0	735	1,4	4,4
АО 62–8	28,0	735	1,4	5,7
АО 62–8	40,0	735	1,3	10,1

ლიტერატურა

1. ზ. ჩიტიძე, ზ. ბალამწარაშვილი, ვ. აბაიშვილი, ი. გელაშვილი. მერქნული მასალების დამმუშავებელი ჩარხები, საჩარხო სისტემები და ინსტრუმენტები. თბილისი, 2016. 259 გვ.
2. დაწვრილმანებული მერქნის პნევმატური ტრანსპორტი.
3. ბ. ბოქოლიშვილი. მერქნული მასალებისა და მერქნის ნაკეთობათა წარმოების ტექნოლოგია. თბილისი, 2005. 368 გვ.
4. Таубер Б.А., Калитеевский Р.Е., Громцев Е.К. Внутризаводской транспорт. М., 1998. с. 240.
5. Святков С.Н. Пневматический транспорт измельченной древесины. М., 1966. с. 320.
6. Альтшуль А.Д. Гидравлические потери на трение в трубопроводах. М.-Л., 1963. 170 с.
7. Калитеевский Р.Е. Внутризаводский транспорт деревообрабатывающих предприятий. М., 1975. 390 с.
8. Шемякин С.Н. Внутризаводский транспорт деревообрабатывающих предприятий. М., 1975. 390 с.
9. Манжос Ф.М. Дереворежущие станки. 1974. 456 с.
10. Янушкевич. Технология лесопильно производства. Минск, 2010. 330 с.
11. Трофимов С.П. Механический транспорт деревообрабатывающих предприятий. 2005. 94 с.
12. Пастушени В.И. Складские работы на лесопильных предприятиях. 2011. 170 с.

სარჩევი

შესავალი 3

თავი I. შიგასაწარმოო ტრანსპორტის დანიშნულება და სისტემები 5

1. ამწე-სატრანსპორტო მოწყობილობების დანიშნულება და კლასიფიკაცია 5

2. შიგასაწარმოო ტრანსპორტის სისტემები 7

II თავი. მექანიკური შიგასაწარმოო ტრანსპორტი 8

1. ტვირთამწევი მანქანები და მოწყობილობები 8

2. ტვირთსატაცი მექანიზმები და მოწყობილობები 12

III თავი. უწყვეტი ქმედების სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობები 22

1. მოქნილი წევის ორგანოს მქონე უწყვეტი ქმედების სატრანსპორტო მანქანების მწარმოებლურობა 23

2. სატრანსპორტო მანქანების გაანგარიშება 25

3. ტრანსპორტიორის წევის ანგარიში 52

IV თავი. უწყვეტი ქმედების კონვეიერები მოძნილი გამწევი ორგანოთი 57

1. ლენტური კონვეიერები 57

2. ჯაჭვური კონვეიერები 64

V თავი. დრეკადი წევის ორგანოს არმქონე სატრანსპორტო მანქანები და მოწყობილობები 76

1. გორგოლაჭიანი კონვეიერები 76

2. ხრახნული კონვეიერი 77

3. გრავიტაციული მოწყობილობა 80

VI თავი. პერიოდული ქმედების გადამტვირთავი სატრანსპორტო მანქანები 84

1. სატვირთველები 84

2. პორტალური ავტომობილი 89

VII თავი. სპეციალური დანიშნულების შიგასაწარმოო ტრანსპორტის მანქანები და მოწყობილობები 91
1. სპეციალური დანიშნულების სატრანსპორტო მოწყობილობების კლასიფიკაცია 90
VIII თავი. პნევმატური ტრანსპორტი 94
1. პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარების დანიშნულება და თავისებურებანი 94
2. პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარის (პტდ) ძირითადი ელემენტები და შესრულების სქემები 96
IX თავი. პნევმატური ტრანსპორტის თეორიის საშუძვლები 100
1. ჰაერის ნაკადის პარამეტრები 100
2. მილსადენებში ჰაერის მოძრაობისას წნევის კარგვა 104
3. წნევის ადგილობრივი დანაკარგები 106
4. სუფთა ჰაერის მოძრაობისას ჰაერსადენების გაანგარიშება 107
5. უმარტივესი ჰაერსადენ-ვენტილატორული დანადგარი 108
6. ჰაერსადენ-ვენტილატორული დანადგარის განტოტებული ჰაერსადენებით 111
7. ჰაერსადენების გაანგარიშების პრინციპი 114
8. ჰაერის ნაკადით მასალის გადანაცვლება. პნევმატური ტრანსპორტის დანადგართა ძირითადი პრინციპული სქემები 115
9. ნარევის კონცენტრაცია 117
10. ლივლივის სიჩქარე 119
11. ჰაერის მატრანსპორტირებელი სიჩქარე 121
12. წნევის კარგვა მასალისა და ჰაერის ნარევის მოძრაობის დროს 122
X თავი. პნევმატური ტრანსპორტის დანადგართა ტიპური ელემენტები 125
1. მილსადენები 125
2. მუხლ-სარინი 126

3. სამკაპები 126
4. დამჭირხნ მილსადენში მასალის ჩასატვირთი მოწყობილობანი 127
5. ციკლონები 130
6. ვენტილატორები 137
7. მკვებავი დამჭირხ მილსადენში მასალის ჩასატვირთად 140
8. უნივერსალური ბურბუშელის გამწოვი პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი, მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით 142
9. ბურბუშელის გამწოვი პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი უნივერსალური კოლექტორ-შემკრებით 145
10. მიმღებები 148
XI თავი. პნევმატური ტრანსპორტის დანადგართა დაპროექტება 153
1. საამქროსშიგა პტდ-თა ტიპები, საამქროსშიგა ბურბუშელის გამწოვ პტდ-თა კლასიფიკაცია 153
2. დაპროექტების საკითხების გადაწყვეტის მიმდევრობა 154
XII თავი. ბაანგარიშების მაგალითები 159
1. უნივერსალური პნევმატური ტრანსპორტის დანადგარი მუდმივი კვეთის მაგისტრალური მილით 159
2. უნივერსალური პნევმატური ტრანსპორტის დანადგარი კოლექტორ-შემკრებით 171
3. ჩვეულებრივი ტიპის პნევმატური სატრანსპორტო დანადგარი 180
XIII თავი. სატრანსპორტო პნევმატური დანადგარები 186
1. თავისებურება, კლასიფიკაცია, სახესხვაობა 186
2. განსატვირთი მოწყობილობები 192
3. ჰაერსაბერი მანქანები 192
თავი XIV. პნევმოკაშხულიანი ტრანსპორტო 197
დანართი 202
ლიტერატურა 215

რედაქტორი ლ. კვინიკაძე

გადაეცა წარმოებას 02.12.2021. ხელმოწერილია დასაბეჭდად 03.05.2022. ქაღალდის ზომა 60X84 1/16. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი 12.5. №3407.

საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“,
თბილისი, კოსტავას 77