

EESTI NSV METSA-, TSELLULOOSI-, PABERI- JA  
PUIDUTÖÖSTUSE MINISTEERIUM

METOODILINE JUHEND PNEUMO-  
TRANSPORTSEADMETE VALIKUKS  
JA ARVUTUSEKS PUIDUTÖÖTLE-  
MISE ETTEVÔTETES

TALLINN • 1967



10075

A

28599

EESTI NSV METSA-, TSELLULOOSI-, PABERI- JA  
PUIDUTÖÖSTUSE MINISTEERIUM

METOODILINE JUHEND PNEUMO-  
TRANSPORTSEADMETE VALIKUKS  
JA ARVUTUSEKS PUIDUTÖÖTLE-  
MISE ETTEVÔTETES

TALLINN • 1967

2

Tartu Riikliku Ülikooli  
Raamatukogu  
69975

ARHIIVKOGU

## S I S U K O R D

	lk.
Sissejuhatus	4
I ptk Pneumotranspordi teoreetilistest alustest . . . . .	5
Rõhu kaod õhu liikumisel torustikus. . . . .	5
Torustiku aerodünaamiline arvutus. . . . .	7
Materjali transport õhuvoolus. . . . .	13
Horisontaaltorustik. . . . .	13
Vertikaaltorustik . . . . .	15
Õhu ja materjali segu kontsentratsioon . . . . .	16
Rõhu kaod õhu ja materjali segu liikumisel torustikus . . . . .	16
II Pneumotransportseadmete põhielemendid	18
Seadmed materjali doseerimiseks torustikku . . . . .	24
Tsüklonid. . . . .	27
Ventilaatorid. . . . .	30
III Pneumatransportseadmete projekteerimine	36
Ekshaustorseadmete iseärasused . . . . .	37
Vastuvõtjatest läbiminev õhuhulk . . . . .	37
Vastuvõtjad. . . . .	40
Ekshaustorseadmete projekteerimise meetodika . . . . .	42
Tavalise ekshaustorsüsteemi arvutus. . . . .	45
Universaalsed ekshaustorseadmed. . . . .	51
Universaalse ekshaustorseadme arvutusnäide jääva ristlõikega magistraaloru korral. . . . .	57
Lihtsustatud universaalsed ekshaustorseadmed kollektorite-kogujatega. . . . .	62
Kollektor-ekshaustorseadmed kompensatsioonitoruga. . . . .	69
Laastude transpordiks määratud imevat tüüpi pneumotransportseadmete arvutus. . . . .	73
Keskmisel rõhul töötavate suruvat tüüpi pneumotransportseadmete arvutus . . . . .	77
Kõrgrõhul tööava suruvat tüüpi pneumotransportseadmete arvutus . . . . .	81
Kirjandus. . . . .	86

Kaasaegsetes metsa-, puidu- ja paberitööstuse ettevõtetes rakendatakse puidujäätmete eemaldamiseks tööpinkidelt laialdaselt pneumotransporti.

Pneumotranspordi kasutamine võimaldab pidevalt ja automaatselt masinate ja tööpinkide juurest ära juhtida puidujäätmeid ja tolmu õhku. Sellega kaasneb töötotlikkuse tõus ja paraneb toodangu kvaliteet.

Pneumotransportsüsteemide edukas töö sõltub eelkõige nende õigest aerodünaamilisest arvutusest, montaažist ja ekspluatatsioonist.

Sageli osutub vajalikuks olemasolevate süsteemide rekonstrueerimine ettevõtte siseste jõududega. Eelöeldult silmas pidades on koostatud antud brošüür.

Brošüüris on ära toodud pneumotransportsüsteemide kirjeldus ja arvutusmeetodika. Igas peatükis esitatud materjal on illustreeritud vastavate arvutusnäidetega. Samuti on tekstis antud pneumotransportsüsteemide üksikute elementide põhiparameetrid.

Antud brošüüri I ja II peatükk on kirjutatud K. Laigna, III peatükk on tõlgitud S.N. Svjatkovi raamatust "Tehasesisene transport" [ 4 ] T. Nooni poolt.

# I PNEUMOTRASPORDI TEOREETILISTEST ALUSTEST

## Rõhu kaod õhu liikumisel torustikus

Õhu liikumine torustikus toimub alati kõrgema rõhu alalt madalama rõhu alale.

Pneumotransporditorudes rõhkude vahe, mis on vajalik õhu liikumapanemiseks, tekitatakse tsentrifugaalventilaatoritega või spetsiaalsete kompressorseadmetega.

Torustikus liikuva õhu põhiparameetrid.

1. Õhu keskmine kiirus  $U \frac{m}{sek}$  ja õhuhulk  $Q \frac{m^3}{sek}$ .

Nende parameetrite vaheline seos avaldub kujul:

$$Q = SU \frac{m^3}{sek}, \quad (1)$$

kus  $S$  - torustiku ristlõike pindala  $m^2$ .

2. Õhuvoolu staatiline rõhk  $h_{st}$ , mis kujutab endast liikuvate õhuosakeste vahelist rõhku. See on rõhk toru sirgel siseseinal, mida möödaks õhuga kaasaliikuv manomeeter. Staatiline rõhk määrab õhuvoolu potentsiaalse energia toru antud ristlõikes.

Pneumotransporditorude arvutusel võetakse rõhu mõõtühikuks veesamba kõrgus millimeetrites.

$$1mm VS = 1 \frac{KG}{m^2} = 10^{-4} at$$

3. Õhuvoolu dünaamiline rõhk

$$h_d = \frac{\gamma u^2}{2g} mm VS, \quad (2)$$

Siin  $\gamma$ -õhu standartne mahukaal ( $t=20^\circ C, \varphi=50\%, B=760mmHg$   
 $\gamma_0 = 1,2 \frac{KG}{m^3}$ ).

Dünaamiline rõhk sõltub ainult liikumiskiirusest ning seega väljendab õhuvoolu kineetilist energiat toru antud ristlõikes.

4. Õhuvoolu üldrõhk  $h$  kujutab endast staatilise ja dünaamilise rõhu algebraalset summat:

$$h = h_{st} + h_d, mm VS \quad (3)$$

Ülal öeldust nähtub, et üldrõhk määrab õhuvoolu kogueenergia toru antud ristlõikes.

Kui mingil põhjusel õhu liikumiskiirus toru vaadeldavas

ristlõikes suureneb (näiteks diameetri vähenemine), siis staatiline rõhk selles ristlõikes väheneb suuruse võrra, mis vastab dünaamilise rõhu suurenemisele samas ristlõikes. siinjuures üldrõhk jääb muutumatuks.

Juhul kui dünaamiline rõhk vaadeldava toru antud ristlõikes väheneb, siis staatiline rõhk selles ristlõikes suureneb suuruse võrra, mis vastab dünaamilise rõhu vähenemisele samas ristlõikes.

Seega konkreetses toru ristlõikes

$$h_{st} + h_d = h = const.$$

Õhuvoolu kahe erineva ristlõike vaheline rõhkude seos avaldub Bernoulli'i võrrandiga [1] järgmisel kujul:

$$h_{st1} + \frac{\gamma U_1^2}{2g} = h_{st2} + \frac{\gamma U_2^2}{2g} + \Delta h,$$

siin  $\Delta h$  - rõhu kaod, mis on tingitud vaadeldavate ristlõigete vahelise toruosa aerodünaamilisest takistusest.

$$\Delta h = \left( h_{st1} + \frac{\gamma U_1^2}{2g} \right) - \left( h_{st2} + \frac{\gamma U_2^2}{2g} \right) = h_1 - h_2, \text{ mm VS.} \quad (4)$$

Kui vaadelda mittehargnevat või hargnevat torustikku, milles õhu liikumise tagajärel põhjustatakse rõhkude vahe  $\Delta h'$ , siis õhuvoolu koguenergia, mis möötub antud rõhkude vahega  $\Delta h'$  kulutatakse täielikult kadude kompenseerimiseks, mis on tingitud torustiku takistusest ja dünaamilise rõhu kaost õhuvoolu väljumisel torustikust. Seega

$$\Delta h' = \Delta h + \frac{\gamma U_v^2}{2g}, \text{ mm VS} \quad (5)$$

$U_v$  - õhu kiirus torustikust väljumisel,  $\frac{m}{sek}$ .

Omakorda rõhu kaod torustikus moodustavad sirgete torude hõõrdekadudest  $h_h$  ja  $m$ . kohalikest takistustest (kadudest)  $h_{kt}$ , s.c.

$$\Delta h = \Delta h_h + \Delta h_{kt}, \text{ mm VS.} \quad (6)$$

Rõhu kaod ümarterus määratakse seosega

$$\Delta h_h = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma U^2}{2g}, \text{ mm VS,} \quad (7)$$

kus  $l$  - ümardoru pikkus, m;

$d$  - toru diameeter, m;

$\frac{\gamma U^2}{2g}$  - õhuvoolu dünaamiline rõhk, mmVS;

$\lambda$  - hõrdekoefitsient.

Metalltorude aerodünaamilise takistuse arvutamisel hõrdekoefitsient  $\lambda$  määratakse tavaliselt empiirilise valemiga

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}, \quad (8)$$

$d$  - toru diameeter.

Rõhu kaod kohalikes takistustes (põlved, torukolmikud, tsüklonid jne.) on võrdelises sõltuvuses õhuvoolu dünaamilise rõhuga ja on avaldatavad seosest

(Siin ja edaspidi loetakse õhk kokkusurumatuks)

$$\Delta h_{kt.} = \xi \frac{\gamma U^2}{2g}, \quad \text{mm VS}, \quad (9)$$

siin

$\xi$  - kohaliku takistuse koefitsient (on määratud katseliselt igale takistuselemendile eraldi).

Dünaamilise rõhu kadu õhuvoolu väljumisel torustikust võib vaadata samuti kui kohaliku takistuse poolt põhjustatud kadu.

Seega seost (5) võib väljendada järgmisel kujul:

$$\Delta h' = \sum \left( \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma U^2}{2g} \right) + \sum \left( \xi \frac{\gamma U^2}{2g} \right), \quad \text{mm VS} \quad (10)$$

#### Torustiku aerodünaamiline arvutus

Puidu ümbertöötlemisel jääkproduktide pneumaatilisel transpordil kasutatakse eranditult ümardorusid. Torustiku arvutus seisneb viimase dimensioneerimises, s.o. diameetri ja pikkuse määramises. Nende parameetrite kadu leitakse rõhkude vahe torustikus, mis peab tagama transpordiks vajaliku õhuhulga ja õhu liikumiskiiruse.

Mittehargneva toru arvutus ei tekita raskusi. Tema diameeter on määratav seosest (1):

$$Q = SU, \quad S = \frac{\pi d^2}{4}, \quad d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi U}}, \quad m. \quad (11)$$

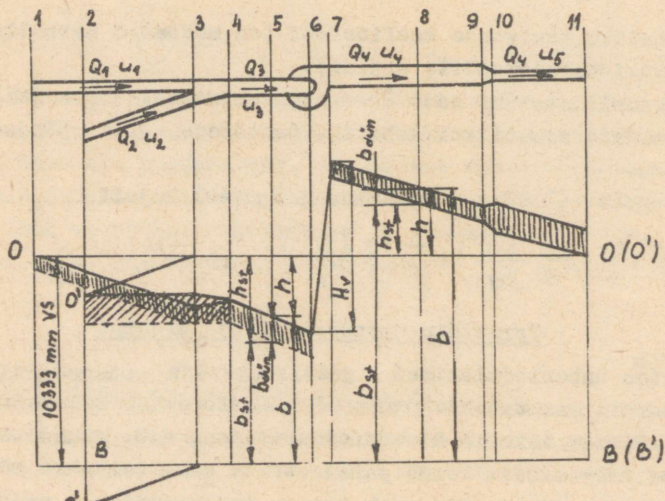
Rõhkukaod torustikus määratakse seosega (10).

Hargneva torustiku arvutus on märgatavalt keerulisem mittehargnevast, kuna kõigis võrgu hargnevates osades tuleb tagada nõutav hulk ja õhu liikumise kiirus.

Hargneva pneumotranspordivõrgu arvutuse füüsikalise olemuse tundmaõppimiseks on vajalik teada rõhu jaotuse iseloomu toruvõrgus.

Joonisel 1 on ära toodud toruvõrgu lihtsustatud skeem. Ventilaatori imevale poolele on ühendatud hargnev, suruvale poolele mittehargnev muutuva ristlõikega toruvõrk.

Joontega BB, B'B' on märgitud rõhunivoo, mis vastab absoluutsele vaakuumile. Atmosfäärsele õhurõhule vastavat niivood märgivad jooned OO ja O'O'.



Joonis. 1. Rõhu muutumise epüür ümartorustikus.

Rõhu jaotuse epüür on koostatud kogu torustiku ulatuses. Epüüiril on pideva joonega tähitud üldrõhu, punktiirjoonega staatilise rõhu jaotus. Joontevaheline viirutatud ala kujutab endast dünaamilise rõhu suuruse kulgu mööda toruvõrku.

Rõhu mõõtmist võib teostada lähtudes absoluutsest vaakuumist või atmosfäärirõhust. Lähtudes absoluutsest vaakuumist möödame absoluutse üldrõhu ja absoluutse staatilise rõhu.

Rõhu mõõteriistad tavaliselt näitavad absoluutse rõhu ja atmosfäärirõhu vahet - seega lugem võetakse lähtudes atmosfäärirõhust. Viimasel juhul möödetakse suhteline üldrõhk ja suhteline staatiline rõhk ehk lihtsalt üldrõhk ja staatiline rõhk.

Dünaamilise rõhu suurus ei sõltu sellest millisest energia geetiliseast nivoost mõõtmisel lähtutakse.

Ülal oli tähendatud, et üldrõhk on õhuvoolu üldenergia mõõduks.

Üldrõhk ventilaatori imevtorustikus  $h_6$  on rõhkude vahe, mille mõjul õhk liigub torustikus.

Järelikult võib öelda, et üldrõhk imevtorustiku antud ristlõikes on energia hulk, mis kulutatakse õhuhulga transportimiseks suubumisristlõikest kuni vaadeldava ristlõikeni. (See energia hulk on arvuliselt võrdne summaarse rõhukaoga samas vahemikus). Üldrõhk ventilaatori suruvtorustikus  $h_7$  kulutakse täielikult selle torustikuosa aerodünaamilise takistuse ületamiseks. Sellepärast kogurõhk antud suruvtorustiku ristlõikes on energia hulk, mis kulutatakse õhuhulga transportimiseks sellest ristlõikest kuni väljamisristlõikeni. Mainitud energiahulk on arvuliselt võrdne summaarse rõhukaoga samas vahemikus. Üldrõhkude vahe, mille genereerib ventilaator võrdub kogu torustikusüsteemi rõhukadude summaga:

$$H_{vent} = h_6 + h_7, \text{ mm VS}$$

Rõhuepüüri analüüsist nähtub, et:

Kahe õhuhulga liitumiskohas (lõige 3) on mõlema õhuvoolu staatilised rõhud võrdsed, üldrõhud aga tavaliselt erinevad, kuna õhuhulkade suubumiskiirused liitumisel on erinevad;

üldrõhkude ühtsustamine toimub teataval kaugusel suubumiskohast õhu liikumise suunas (lõige 4);

Õhuvoolu hargnemiskohas on üldrõhk sama mõlemale hargnevale õhuvoolule;

üldrõhk õhuvoolu liitumis - või hargnemiskohtades on arvuliselt võrdne liituvate või hargnevate torustikuosade poolt põhjustatud rõhulanguga.

Hargneva toruvõrgu arvutamisel peab seega lähtuma üldisest nõudest: rõhu kaod hargneva torustiku üksikutes harudes peavad olema võrdsed.

Kui arvutus antud tingimust ei rahulda, siis toimub hargneva torustiku üksikutes harudes nn. õhuhulga loomulik ümberjaotus (mis ei vasta üksikute harude arvutuslikude õhuhulgale) koos rõhukadude võrdsustamisega nendes harudes.

Hargnevate pneumotransportsüsteemide arvutamiseks kasutatakse mitmeid arvutusskoeme.

Allpool tutvustatakse lugejat ühe levinuma arvutusmeetodiga nn. ekvivalentsete avade meetodiga.

Üksiku toru või hargneva toruvõrgu ekvivalentseks avaks nimetatakse sellist tinglikku ava (ideaalse õhuvoolu juhtivusega), läbi mille ühes ajaühikus voolaks sama õhuhulk, mis voolab läbi antud toru või hargneva toruvõrgu ühesuguse rõhkude vahe juures.

Loetakse, et rõhu kaod ekvivalentsetes avas puuduvad ja rõhkude vahe kulutatakse atmosfääri väljuva õhuhulgale kiineteelise energia andmiseks.

Ekvivalentse ava pindala väljendatakse ruutmeetrites ja tähitakse sümboliga  $A$ .

Kirjeldatava arvutusmeetodi iseärasuseks on asjaolu, et toruvõrk või tema osad (sirged torud, kohalikud takistused jne.) asendatakse vastavalt ekvivalentsete avagadega nii, et rõhu kaod viimaseses vastaksid toruvõrgu või tema osade vastavatele rõhukadudele.

Näiteks ringikujulise ristlõikega sirge toru ekvivalentne ava väljendub

$$A_t = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{d}{\lambda l}} \quad , \quad m^2 \quad (12)$$

aga kohaliku takistuse ekvivalentne ava

$$A_{kt} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{1}{\xi}}, \quad m^2. \quad (13)$$

Takistust iseloomustava ekvivalentse ava, seda takistust läbiva õhuhulga ja selleks kulutatud rõhukao vahel kehtib seos

$$h = \left( \frac{Q}{243A} \right)^2, \quad mm \text{ VS}, \quad (14)$$

siin  $Q$  - õhuhulk,  $\frac{m^3}{min}$ .

Teades takistuse ekvivalentse ava suurust ja õhuhulka võib valemiga (14) määrata takistuse poolt põhjustatud rõhukao. Või vastupidi, teades  $A$  ja  $h$  võib arvutada milline õhuhulk ajaühikus läbib toru, mille takistus põhjustab rõhukao  $h$ :

$$Q = 243 A \sqrt{h}, \quad \frac{m^3}{min}. \quad (15)$$

Ekvivalentsete avade meetodi kasutamise hõlbustamiseks on trükise lõpus antud nomogramm (lisa Nr.2). Nomogramm on koostatud võrrandi (12) põhjal ja annab seose toru ekvivalentse ava, pikkuse ja diameetri vahel. Samaaegselt on nomogrammi abil võimalik lahendada ka kõiki teisi ekvivalentsete avade meetodis esinevaid võrrandeid.

Nomogrammi kasutamist selgitatakse edaspidi konkreetsete arvutusnäidetega.

Praktikas osutub sageli vajalikuks järjestikku ühendatud toruvõrgu resulteeriva ekvivalentse ava määramine.

Sellisel juhul resulteeriv ekvivalentne ava määratakse seosest:

$$\frac{1}{A^2} = \frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2} + \dots + \frac{1}{A_n^2} \quad (16)$$

kus

$A$  - resulteeriv ekvivalentne ava,  $m^2$ ;

$A_1, \dots, A_n$  - järjestikku ühendatud toruosade ekvivalentsed avad,  $m^2$ .

Näiteks kahe erineva ristlõikega ja järjestikku ühendatud toru resulteeriv ekvivalentne ava valemi (16) põhjal

$$\frac{1}{A^2} = \frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2}, \quad \text{siit}$$

$$A = \frac{A_1 \cdot A_2}{\sqrt{A_1^2 + A_2^2}}, \quad m^2.$$

Resulteeriva ekvivalentse ava määramine lihtsustub tunduvalt ülalmärgitud nomogramm-meetodi rakendamisel. Selleks on vajalik ette anda vastava võrguosa diameeter (valitakse suvaliselt). Viimase abil, kasutades nomogrammi, määratakse võrguosa taandatud pikkus. Taandatud pikkuste summa ja etteantud taandatud diameetri abil leitakse nomogrammilt resulteeriv ekvivalentne ava. Olgu märgitud siinjuures, et toruvõrgu resulteeriv ekvivalentne ava antud juhul on alati väiksem ükskõik millisest võrguosa ekvivalentsest avast.

Juhul kui toruvõrgu moodustavad paralleelselt ühendatud torud, siis resulteeriv ekvivalentne ava väljendub:

$$A = A_1 + A_2 + \dots + A_n, \quad m^2, \quad (17)$$

siin

$A_1, \dots, A_n$  - üksikute paralleelharude ekvivalentsead avad,  $m^2$ .

Näiteks kahe paralleelselt ühendatud toru resulteeriv ekvivalentne ava

$$A = A_1 + A_2, \quad m^2.$$

Vajalik on meeles pidada, et üksikutest paralleelharudest läbiminevad õhuhulgad on võrdelised vastavate harude ekvivalentsete avadega

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{A_1}{A_2} \quad (18)$$

Seoste (17) ja (18) abil on võimalik tuletada arvutus-  
teks mõningad vajalikud teisendused:

$$Q_1 = Q_2 \frac{A_1}{A_2}, \quad Q_2 = Q_1 \frac{A_2}{A_1}.$$

Kui toruvõrgul on  $n$  haru, siis:

$$Q_1 = \frac{QA_1}{A_1 + A_2 + \dots + A_n};$$

$$Q_2 = \frac{QA_2}{A_1 + A_2 + \dots + A_n};$$

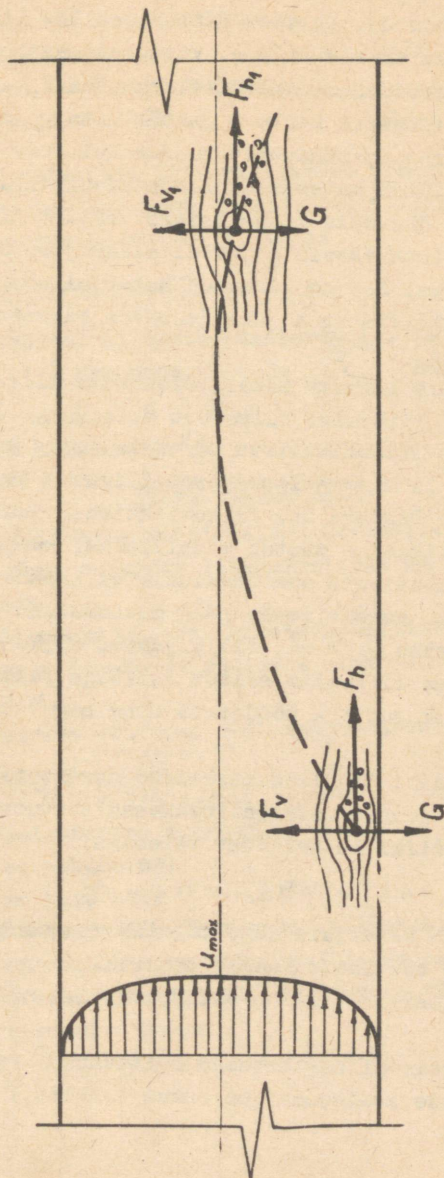
$$\dots = \frac{QA_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}.$$

Siin

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n.$$

Horisontaalitorustik

Materjaliosakeste edaskandmine õhuvoolu poolt on tingitud aerodünaamilisest jõust, mis tekib õhuvoolu ja materjaliosakeste vahel. Selle nähtuse mehanism on küllaltki keeruline. Püüame seda selgitada kõige lihtsamal kujul.



Joonis. 2. Õhuvoolu toime materjaliosakesele tema transpordil horisontaalses ümardorus.

Asetsegu materjaliosake horisontaalse toru põhjal, kus õhu liikumiskiirus on lähendane nullile. Mida lähemale minna toru teljele, seda suurema väärtuse omandab õhu liikumiskiirus. Viimane saavutab oma maksimaalse väärtuse toru teljel (joonis 2). Üeldust nähtub, et õhu liikumiskiirus toru ristlõikes on ebaühtlane. Viimasest asjaolust tingituna tekib nn. serodünaamiline üleslükkejõud  $F_v$ , mis võib ületada materjaliosakese kaalu  $G$  ja tõsta ta piirkonda, kus õhu liikumiskiirus on tunduvalt suurem kui toru seinäärses alas. Edaspidist materjaliosakese edasiliikumist põhjustab talle mõjuv õhuvoolu dünaamilisest rõhust tingitud jõud  $F_h$ .

Materjaliosakestele mõjuv üleslükkejõud  $F_v$  on pidevalt muutuv suurus. See on tingitud materjaliosakeste korrapäratust geometrilisest kujust ja nende paiknemisasendist õhuvoolu suhtes.

Õhuvoolus liikuva materjaliosakese kiirus  $U_m$  on alati väiksem õhu liikumise kiirusest  $U$ .

Kui õhu liikumiskiirus on väike, siis on ka üleslükkejõud väike ja materjaliosakesed liiguvad torustikus ebasabiilselt. Teatava õhu liikumiskiiruse juures materjaliosakeste liikumine muutub stabiilseks, kusjuures edasisele õhu liikumiskiiruse suurenemisele ei kaasne suhte  $\bar{U} = \frac{U_m}{U}$  suurenemine, vaid viimane jääb muutumatuks.

Minimaalne  $U$  ja  $\bar{U}$ , mille juures algab materjaliosakeste stabiilne liikumine sõltub selkõige puidu ümbertöötlemise jääkide kujust ja möödetest ning segu kontsentratsioonist.

Minimaalne õhu liikumiskiirus horisontaalses torustikus, mille juures materjaliosakesed saavutavad stabiilse liikumisrežiimi on avaldatav valemiga.

$$U_{min} = 4\mu_t + (0,01)^{1/3} m + b \cdot \frac{m}{5ek} \quad (19)$$

$\mu_t$  - õhu ja materjali segu tegelik kontsentratsioon;

$m$  - puidu töötlemisjääkide mahukeal,  $\frac{kg}{m^3}$ ;

$b$  - koefitsient, sõltub transporditava materjali iseloomust.

Koefitsiendi  $b$  väärtused sõltuvana  $\bar{U}$  -st ja puidu töötlemisjääkide iseloomust on antud tabelis I

T a b e l I

Jrk.	Transporteeritav materjal	$\bar{u}$	b
1.	Saepuru	0,75	8
2.	Laastud	0,70	10
3.	Pilpad (killud), pikkusega kuni 35 mm	0,65	12
4.	Pilpad (killud), pikkusega 40 mm ja üle selle	0,6	15

Arvestades materjali liikumiskiiruse vähenemist tingituna kohalikest takistustest on soovitatav valemiga (19) määratud kiirust suurendada 20 %, seega

$$U_{min} = 1,2(4\mu_t + 0,01)\gamma_m + b, \frac{m}{sek} \quad (20)$$

Kui õhu mahukaal ei vasta standartsele, tuleb valemisse (20) sisse viia parandus kordaja  $\sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}}$  näol, kus  $\gamma$  - standartne mahukaal ( $1,2 \frac{KG}{m^3}$ );  $\gamma'$  - õhu tegelik mahukaal,  $\frac{KG}{m^3}$ .

#### Vertikaalitorustik

Materjali liikumine vertikaalses torustikus osutub võimalikuks siis, kui osakeste liikumiskiirus on suurem nende hõljumiskiirusest.

Hõljumiskiiruseks  $U_{kr}$  võib nimetada sellist kiirust, mille juures materjaliosake on vooluses ükskõikses tasakaalus "rippuvas olekus".

Hõljumiskiiruse väärtuse võib avaldada valemist

$$U_{kr} = 0,14 \sqrt{\frac{\gamma_m}{(0,02 + \frac{\alpha}{h})\gamma}}, \frac{m}{sek}, \quad (21)$$

kus  $\gamma$  - materjaliosakese mahukaal;

$h$  - osakese paksus mm;

$\alpha$  - osakese kujutegur ( $\alpha = 0,9 \div 1,1$ ).

Et tagada materjalile ühesugust liikumiskiirust nii torustiku horisontaal- kui ka vertikaalosasades tuleb õhu liikumiskiirust suurendada vertikaalosas suuruse võrra, mis vastab hõljumiskiirusele. Seega

$$U_{vert} = U_{hor} + U_{kr}, \frac{m}{sek} \quad (22)$$

Õhu liikumiskiiruse suurendamist vertikaalses torustikus on võimalik teostada tema diameetri vähendamisega.

Et saavutada transporditavale materjalile ühesugust kiirust nii torustiku horisontaal kui ka vertikaalosas peab lähtuma seosest

$$d_{\text{vert}} = d_{\text{hor}} \sqrt{\frac{U_{\text{hor}}}{U_{\text{vert}} + U_{\text{kr}}}} \quad (23)$$

### Õhu ja materjali segu kontsentratsioon

Pneumotranspordiseadmete töö iseloomustamiseks kasutatakse mõistet kaaluline kontsentratsioon ( $\mu_k$ ).

$$\mu_k = \frac{G_m}{G} = \frac{G_m}{60 Q \gamma} \quad (24)$$

$G_m$  - transporteeritava materjali hulk,  $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$  ;  
 $G$  - materjali transporteeriva õhu hulk,  $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$  .

Kuna aga materjali liikumiskiirus on väiksem teda transportiva õhu kiirusest, siis tuuakse sisse veel mõiste - teelik kontsentratsioon ( $\mu_t$ ).

$$\mu_t = \mu_k \frac{U}{U_m} = \frac{G_m}{60 Q \gamma} \frac{U_m}{U} \quad (25)$$

Transpordiks vajalik õhuhulk määratakse valemiga

$$Q = \frac{G_m}{60 \mu_t \frac{U_m}{U} \gamma} \quad , \quad \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \quad (26)$$

Pneumotranspordiseadmed, mis on ette nähtud ainult transpordiks, töötavad tavaliselt kontsentratsioonil

$$\mu_k = 0,4 - 0,8.$$

Aspiratsiooniseadmetel (tolmuse õhu eemaldamine tööpinkidelt)  $\mu_k \leq 0,3$ .

### Rõhukaod õhu ja materjali segu liikumisel torustikus

Horisontaalne torustik. Õhu ja materjali segu liikumine torustikus on seotud suuremate rõhulangudega kui puhta õhu liikumine.

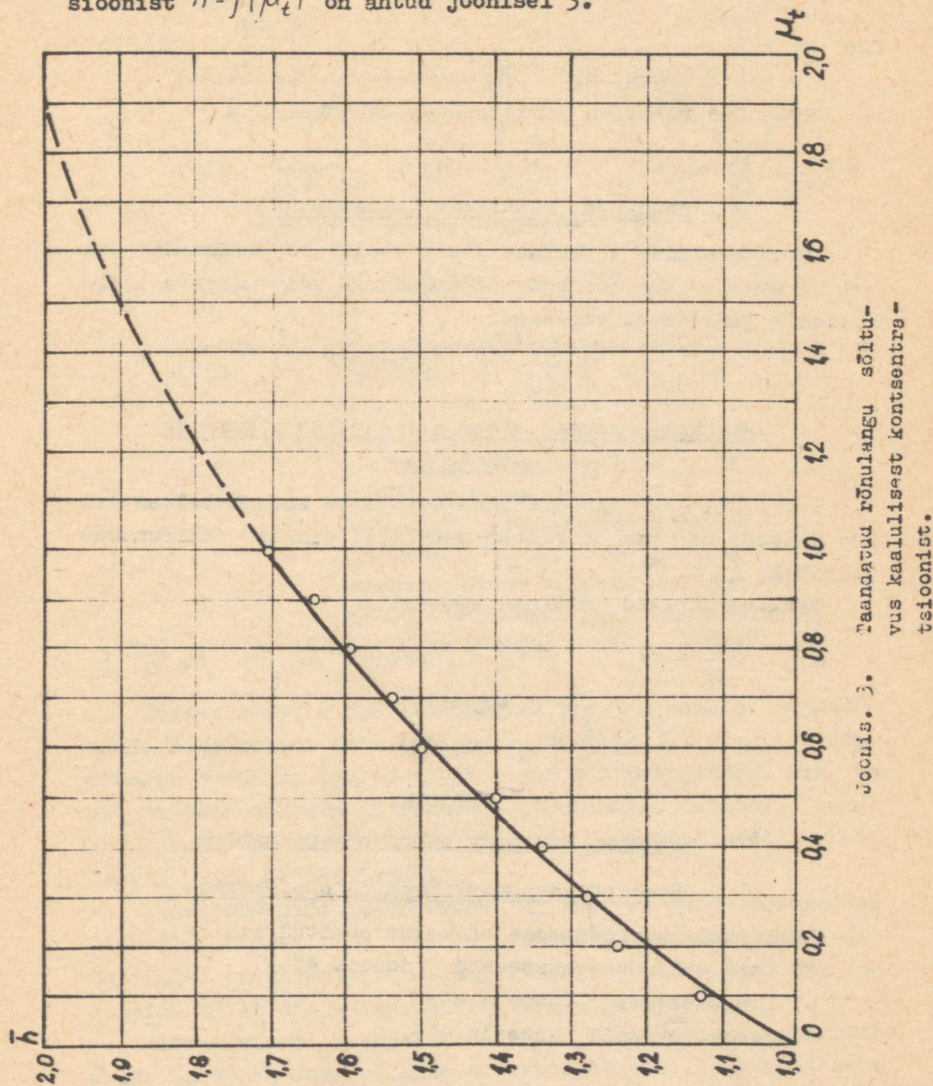
Kui tähistada torustikus õhu voolamisel tekkiv rõhulang  $\Delta h$  -ga, õhu ja materjali segu liikumisel tekkiv rõhulang aga  $\Delta h'$  -ga, siis  $\Delta h'$  suhe  $\Delta h$  annab taandatud rõhukao ( $\bar{h}$ )

$$\bar{h} = \frac{\Delta h'}{\Delta h} \quad , \quad (27)$$

$$\Delta h = \bar{h} \cdot \Delta h, \quad \text{mm VS.} \quad (28)$$

Valemi (28) kasutamisel tuleb määrata taandatud rõhukadu.

Taandatud rõhukadu funktsioonina tegelikust kontsentratsioonist  $\bar{h} = f(\mu_t)$  on antud joonisel 3.



Joonis. 3. Taandatud rõhulangu sõltuvus kaalulisest kontsentratsioonist.

## Vertikaalne torustik

Õhu ja materjali segu liikumisel vertikaalses torustikus peale eelpool mainitud rõhukadudele lisandub veel rõhukadu  $\Delta h_{tõste}$ , mis kulutatakse materjali tõstmiseks:

$$\Delta h_{tõste} = H \gamma \mu_t, \quad \text{mm VS}, \quad (29)$$

kus

$H$  - tõstekõrgus, m.

Summaarne rõhukadu vertikaalses torustikus

$$\Delta h_{vert} = \Delta h' + \Delta h_{tõste} = \Delta h \cdot \bar{h} + H \gamma \mu_t, \quad \text{mm VS} \quad (30)$$

### Rõhukaod kohalikes takistustes

Antud küsimust mitmeefaasiliste voolavate keskkondade puhul on senini vähe uuritud. Rõhukadusid võib määrata ligikaudselt järgmisest valemist:

$$\Delta h'_{kt} = \Delta h_{kt} \cdot \bar{h} = \xi \frac{\delta u^2}{2g} \bar{h}, \quad \text{mm VS} \quad (31)$$

### Rõhukaod seoses materjaliosadele kiirenduse andmisega

Materjali laadimispunktides toruvõrku kaotab selles liikuv õhuvool osa oma energiast materjaliosadele kiirenduse andmiseks ( $\Delta h_a$ )

Tekkiva rõhukaod määrame seosest

$$\Delta h_a = \frac{\gamma \mu_k U}{g} U_m, \quad \text{mm VS}; \quad \text{teades, et } \mu_k = \mu_t \frac{U_m}{U},$$

saame:

$$\Delta h_a = \frac{\gamma \mu_t U_m^2}{g}, \quad \text{mm VS} \quad (32)$$

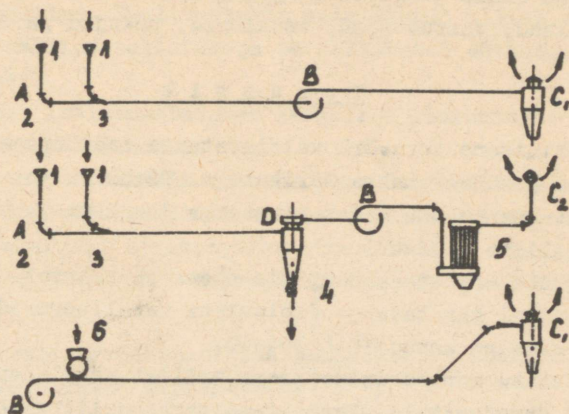
II ptk.

## PNEUMOTRANSPORTSEADMETE PÕHIELEMENDID

### 1. Pneumotransportsüsteemide põhiskeemid

Pneumotransportsüsteeme on kolme põhitüüpi:

- imev - suruvad süsteemid (joonis 4<sup>a</sup>);
- imevsüsteemid (joonis 4<sup>b</sup>);
- suruvsüsteemid (joonis 4<sup>c</sup>).



Joonis. 4. Pneumotransportseadmete põhiskeemid:

a - suruv-imev seade; b - imev seade; c - suruv seade; AB - imevalt töötav seadmeosa; BC<sub>1</sub>- ja BC<sub>2</sub> - suruvalt töötav seadmeosa; B - ventilaator; C<sub>1</sub> - suruvrežiimil töötav tsüklon; C<sub>2</sub> - deflektor; D - imev režiimil töötav tsüklon; 1 - vastuvõtja; 2 - torupõlv; 3 - torukolmik; 4 - luuk; 5 - filter; 6 - toitja.

Imev-suruvsüsteeme kasutatakse tsehhisiseseks otstarbeks, tööpinkidel tekkivate puidujätmete ja tolmu eemaldamiseks. Süsteemi imevtorustik algab vastuvõtjatega, mis on ette nähtud saepuru ja laastude püüdmiseks. Sellisel juhul kasutatakse tolmuventilaatoreid, mis on võimalised läbi laskma puidu töötlemisjääke.

Imevsüsteemide iseärasuseks on see, et puidu töötlemise jääkproduktid ei lähe läbi ventilaatori. Neid süsteeme kasutatakse tavaliselt tehnoloogilisteks eesmärkides, kus on vajalik säilitada jääkproduktide kuju ja struktuur.

Suruvsüsteeme kasutatakse ainult materjali transportimiseks. Materjal doseeritakse suruvtorustikku spetsiaalsete seadmete-toitjate abil. Nagu eelneval juhul nii ka siin kasutatakse süsteemi teenindamiseks tavalisi tsentrifugaalventilaatoreid.

Vaatamata kirjeldatud süsteemide iseärasustele kõik nad sisaldavad endis järgmisi tüüpelemente: torustik, põlved, torukolmikud, vastuvõtjad, tsüklonid, toitjad ja ventilaatorid.

### T o r u s t i k

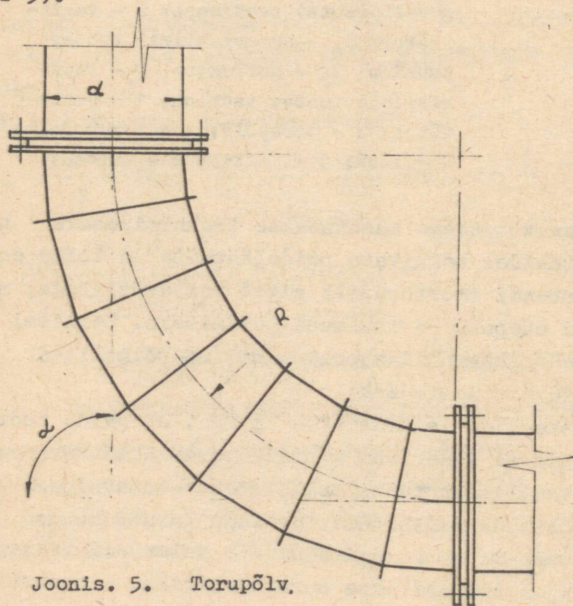
Tsehhhisene toruvõrk valmistatakse lehtterasest paksusega 1 mm ja ühendatakse äärikutega. Tsehhiväline toruvõrk valmistatakse lehtterasest paksusega 1 ÷ 2 mm ja ühendatakse keevisliite kaudu.

Kõrgrõhu - süsteemides, mis töötavad suurtel kontsentratsioonidel kasutatakse õmblusteta metalltorusid, millede seinapaksus on antud ГOCT 301-50.

Torustiku monteerimisel peab erilist tähelepanu pöörama äärikute ühendamisele. Peab olema tagatud liitekohta hermeetilisus ja ühenduskohas sisepinna siledus.

### T o r u p õ l v e d

Põlved valmistatakse ümartoru osadest ja ühendatakse tavaliselt äärikutega või keevisliite kaudu. Sujuva ülemineku tagamiseks ei tohi monteritavate osade arv olla alla kuue (joonis 5).



Põlvede valmistamisel on eriti vajalik tema sisepinna sileduse tagamine. Kvaliteetselt valmistatud põlvel on väike aerodünaamiline tekistus ja on välistatud võimalus põlve ummistumiseks.

Torupõlve iseloomustatakse järgmiste suurustega:

$\alpha$  - torupõlve pöördenurk;

$\frac{R}{d}$  - torupõlve pöörderaadiuse suhe tema diameetrisse.

Aspiratsioonisüsteemides kasutatakse tavaliselt torupõlvi  $\frac{R}{d} = 2$ . Materjali transpordiks ettenähtud süsteemides, kus on nõutud võrdlemisi sujuvad üleminekud, valmistatakse põlved  $\frac{R}{d} = 3 \div 5$ .

Torupõlvede aerodünaamilise takistuse koefitsientide väärtused võib leida kirjandusest [2].

Anname vastavate koefitsientide mõningad arvulised väärtused sõltuvana suhtest  $\frac{R}{d}$  ( $\alpha = 90^\circ$ ).

$\frac{R}{d}$	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0
$\xi_{kt}$	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09

Torupõlvede aerodünaamiline takistuskoeffitsient, mille pöördenurk erineb  $90^\circ$ -st, määratakse seosest

$$\xi_{kt}' = \xi_{kt} \frac{\alpha}{90^\circ} \quad (33)$$

#### Torukolmikud

Joonisel 6 on ära toodud torukolmiku skeem, mida kõige sagedamini kasutatakse pneumotranspordis [3]. Sellise torukolmiku konstruktsioonil on kolm iseärasust:

- a) õhuvoolu liituvad väikese nurga all  $\alpha \leq 8^\circ$ ;
- b) õhuvoolude kiirused liitumiskohas on võrdsed;
- c) torukolmiku põlv on liitumiskohast monteeritud kaugusele, mis tagab õhuvoolude sujuva liitumise.

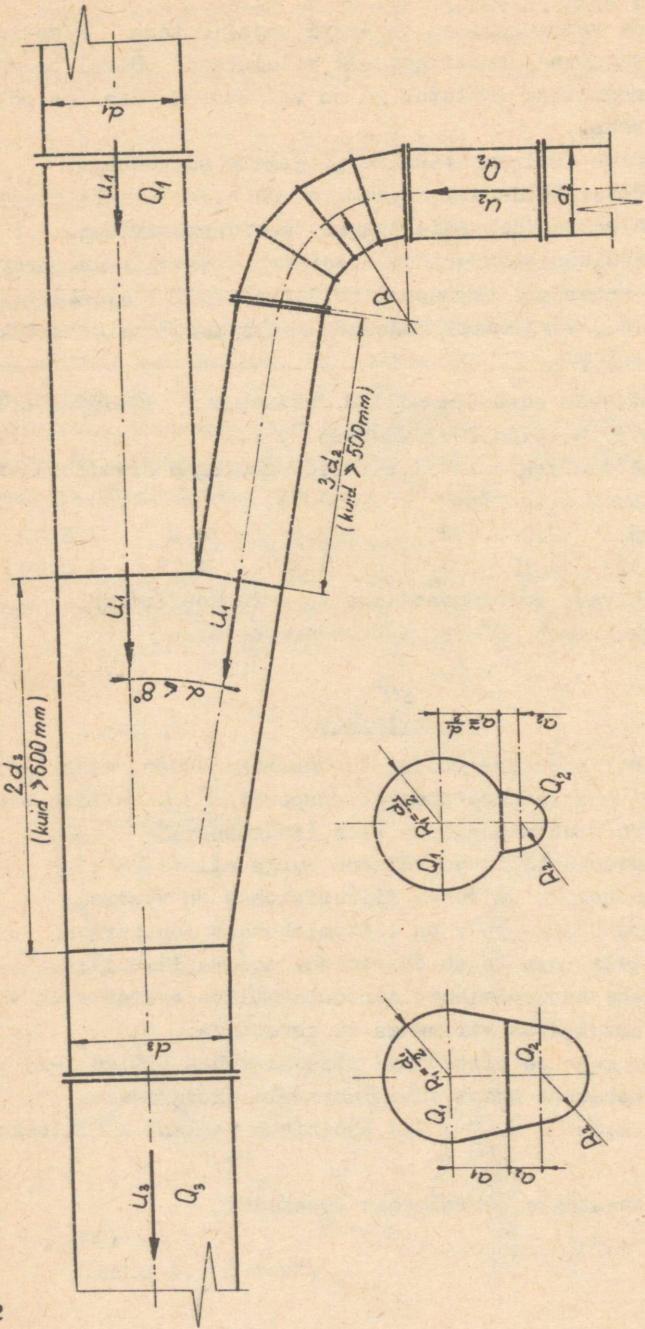
Selliste torukolmikute aerodünaamiline takistus on väga väike ja arvutustes viimasega ei arvestata.

Torude kuju ja ristlõiked liitumiskohas (lõige I-I) valitakse vastavalt neist läbiminevatele õhuhukadele.

Juhul kui  $\frac{Q_1}{Q_2} \leq 6,4$  (joonis 6 variant a) liitkoha

mootmed määratakse järgmistest seostest:

$$a_1 = K_1 d_1; \quad (34)$$



Joonis. 6. Torukolmik paralleelühendusteks,

$$1 = K_2 d_1; \quad (35)$$

$$R_2 = \frac{d_1}{2} \sqrt{1 - K_3 \frac{Q_2}{Q_1}}; \quad (36)$$

$$a_2 = K_4 d_1 - K_5 R_2. \quad (37)$$

Koefitsientide  $K_1, K_2, K_3, K_4$  ja  $K_5$  väärtused sõltuvana suhtest  $\frac{Q_1}{Q_2}$  on toodud tabelis II.

T a b e l I I

$\frac{Q_1}{Q_2}$	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$
1,0 - 1,34	0,393	1,0	0,0	0,785	0,785
1,34 - 1,73	0,405	0,935	0,314	5,35	11,5
1,73 - 2,3	0,417	0,870	0,720	2,48	5,78
2,3 - 3,1	0,430	0,800	1,290	1,50	3,87
3,1 - 3,5	0,440	0,740	2,070	1,01	2,93
3,5 - 3,9	0,445	0,715	2,450	0,90	2,65
3,9 - 4,4	0,448	0,695	2,90	0,77	2,45
4,4 - 4,9	0,452	0,670	3,40	0,700	2,30
4,9 - 5,6	0,455	0,645	3,92	0,600	2,10
5,6 - 6,4	0,458	0,620	4,620	0,540	1,95

Suhte  $\frac{Q_1}{Q_2} > 6,4$  väärtustele (joonis. 6, variant b) liitekohta mõõted määratakse valemitest:

$$l = \sqrt{1,14 d_1^2 \frac{Q_2}{Q_1} + 5,5 d_2^2}, \quad (38)$$

$$a_2 = 1,37 l + 1,46 d_2. \quad (39)$$

Kohati leiavad kasutamist ka torukolmikud liitenurgaga  $\alpha = 15^\circ$ . Sellised torukolmikud omavad aga küllaltki suurt aerodünaamilist takistust. Selle asjaoluga tuleb tingimata arvestada.

Rõhukaod sellistes torukolmikutes määratakse järgmistest valemitest:

$$\Delta h_p = \xi_p \frac{\rho U_p^2}{2g}, \quad \text{mm VS}; \quad (40)$$

$$\Delta h_k = \xi_k \frac{\rho U_k^2}{2g}, \quad \text{mm VS}. \quad (41)$$

Siin

$U_p$  - liitumisristlõikele risti suunatud õhuvooluse kiirus, m/sek;

$U_k$  - liitumisristlõikele kaldu suunatud õhuvooluse kiirus m/sek;

$\xi_p$  - kolmikut moodustava toruosa takistuskoeffitsient, mille telg on risti liitumisristlõikega;

$\xi_k$  - kolmikut moodustava toruosa takistuskoeffitsient, mille telg on kaldu liitumisristlõikega.

Tabelis III on antud koeffitsientide  $\xi_p$  ja  $\xi_k$  väärtused sõltuvana suhtest  $\frac{d_p}{d_k}$ .

T a b e l III

$d_p/d_k$	$\frac{U_p}{U_k}$						
	0,4	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
1,0	0,60 -3,10	0,50 -0,25	0,35 0,05	0,15 0,15	-0,10 0,25	-0,40 0,30	-1,55 0,35
1,2	0,45 -3,50	0,37 -0,30	0,25 0,02	0,10 0,17	-0,19 0,30	-0,37 0,35	-1,08 0,40
1,4	0,30 -4,00	0,25 -0,35	0,15 0,00	0,05 0,20	-0,15 0,35	-0,25 0,40	-1,00 0,45
1,7	0,22 -4,20	0,18 -0,40	0,10 0,00	0,02 0,22	-0,15 0,37	-0,39 0,44	-0,82 0,49
2,0	0,15 -4,50	0,10 -0,45	0,05 0,00	0,00 0,25	-0,15 0,40	-0,30 0,50	-0,65 0,55
3,0	0,05 -4,90	0,05 -0,05	0,00 0,00	0,00 0,30	-0,10 0,45	-0,15 0,55	-0,35 0,65
4,0	0,05 -5,10	0,05 -0,55	0,00 0,00	0,00 0,30	-0,05 0,45	-0,10 0,55	-0,20 0,70

Märkus: ülemises reas on  $\xi_p$  ja alumises reas  $\xi_k$  väärtused.

Seadmed materjali doseerimiseks torustikku

Imeval reziimil töötavates pneumotransport-torustikes

on staatiline rõhk alati väiksem atmosfääri rõhust. Sellepärast materjali doseerimine torustikku ei valmista erilisi raskusi.

Tunduvalt komplitseeritum on materjali doseerimine suruval reziimil töötavasse torustikku. Viimases on staatiline rõhk suurem atmosfääri rõhust, seepärast kasutatakse materjali doseerimiseks spetsiaalsed seadmeid.

Üheks lihtsamaks selliseks seadmeks on nn.

e ž e k t s i o o n i l e h t e r. Ežektsioonilehtri skeem on antud joonisel 7.

Üldrõhk suruvtorustikus avaldub valemiga:

$$h = h_{st} + h_d = h_{st} + \frac{\rho U^2}{2g}, \quad \text{mm VS.}$$

Toru ristlõike vähedamisega (õhu voolukiiruse suurenemisega) on võimalik saavutada olukord kus  $\frac{\rho U^2}{2g} = h$ , s.t. dünaamiline rõhk võrdub üldrõhuga ja staatiline rõhk on null (vastab atmosfääri rõhule). Sellisel juhul ei teki õhu väljalööke torustikust atmosfääri ja avanev võimalusi materjali doseerimiseks torustikku. Õhu liikumiskiirust võib suurendada sedavõrd, et staatiline rõhk toru vastavas ristlõikes muutub väiksemaks atmosfäärirõhust. Selle tulemusena atmosfäärist ežekteeritakse õhku torustikku, koos sellega ka materjali. Sellisele juhule arvutataksegi ežektsioonilehtri vastavad põklõiked I - I ja II - II.

Üldrõhu  $h_2$  suuruse lõikes II - II määravad rõhukaod vastavast lõikest kuni torustiku lõpuni (torustiku hõõrdekaod, kohalikud takistused jne).

Üldrõhk ežektsioonilehtri ristlõikes I - I määratakse valemist:

$$h_1 = h_2 \frac{Q + q}{Q} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad \text{mm VS.} \quad (42)$$

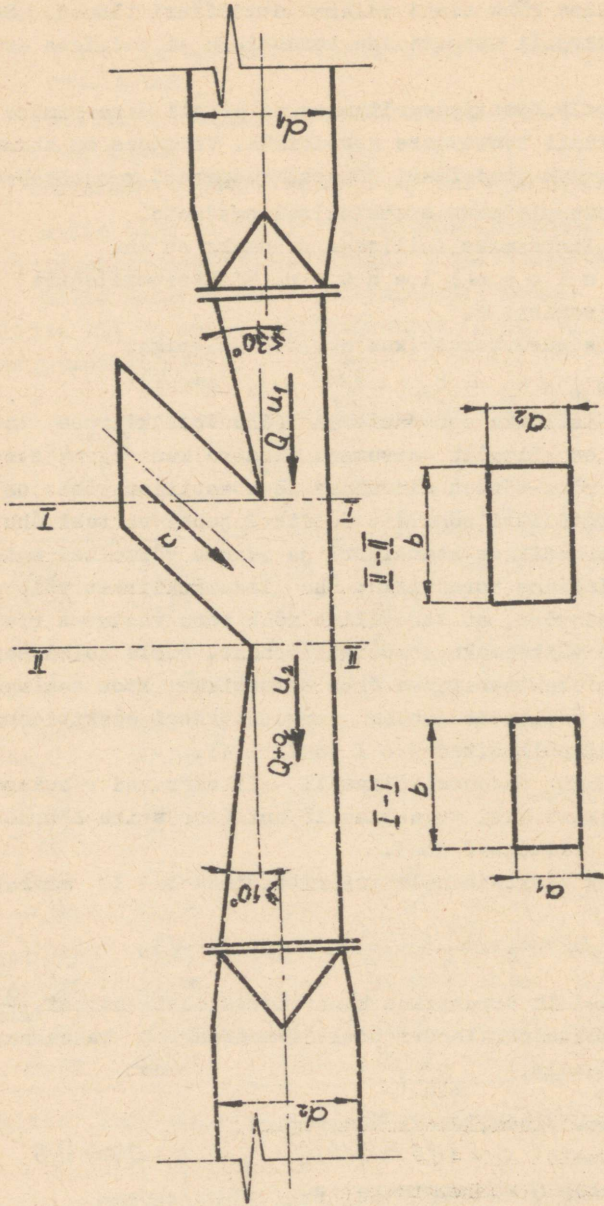
kus  $Q$  - õhuhulk torustikus kuni ežektsioonilehtrini,  $\frac{m^3}{min}$ ;

$q$  - ežektsioonilehtri poolt atmosfäärist kaasahaarata-  
õhuhulk,  $\frac{m^3}{min}$ ;

$\eta$  - ežektsioonilehtri kasutegur.

Tavaliselt  $q = (0,1 \div 0,15)Q$  ja  $\eta = 0,7 \div 0,8$

( $\eta$  suureneb  $q$  vähenemisega).



Joonis. 7. Ezektsoonilehter.

Vajalik õhu liikumiskiirus ristlõigetel I - I ja II - II avaldub:

$$U_{I-I} = 4,05 \sqrt{h_1} \quad , \quad \frac{m}{sek} \quad ; \quad (43)$$

$$U_{II-II} = 4,05 \sqrt{h_2} \quad , \quad \frac{m}{sek} \quad . \quad (44)$$

Ristlõigete I - I ja II - II mõõdud määratakse valemitest:

$$a_1 = \frac{Q}{60 U_{I-I} \cdot b} \quad , \quad m \quad ; \quad (45)$$

$$a_2 = \frac{Q + q}{60 U_{II-II} \cdot b} \quad , \quad m \quad . \quad (46)$$

Ezeksioonilehtri laius määratakse seosest:  $b = (0,8 \div 1,0) d$ .

Ezeksioonilehtri põhipuuduseks on tema madal kasutegur, mis toob endaga kaasa suure energiakulu.

Ezeksioonilehtri optimaalse töörežiimi määrab torustiku pikkus  $L$  ning õhu ja materjali segu kontsentratsioon  $M_t$ . Ezeksioonilehtrit soovitatakse kasutada juhtudel, kus  $L \leq 50$  m ja  $M_t \leq 1$ .

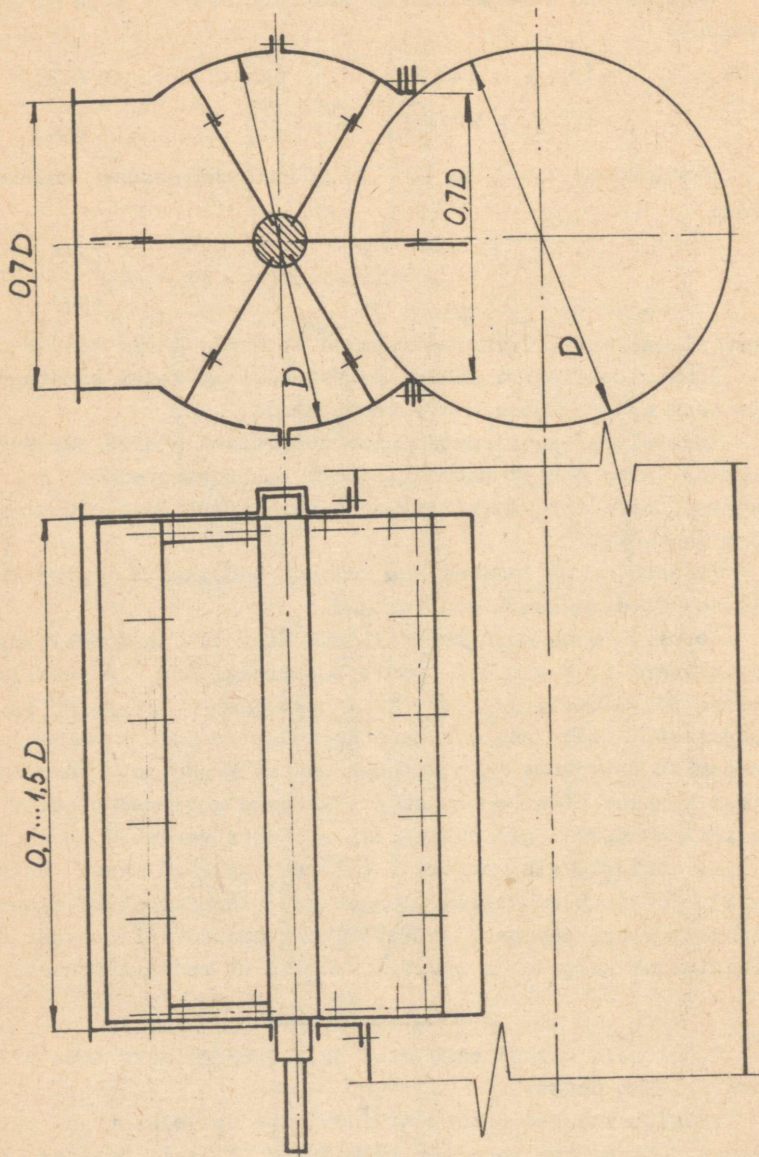
Viimasel ajal leiavad üha laiemat kasutamist praktikas mitmesugused mehaanilised toitjad.

Joonisel 8 on näidatud Tallinna Vineeri- ja Mööblivabriku inseneri T. N o o n i poolt konstrueeritud mehaanilise toitja põhimõtteline skeem. Toitja koosneb silindrilisest korpusest, milles pöörleb kuue labidaga rootor. Materjali laadimist toitjasse toimetatatakse lehtri kaudu, mis on monteeritud korpuse ülemise osa külge. Materjali transporteeriv toru paikneb toitja all selliselt, et torus voolab õnuhulk osaliselt kontakteerib rootoriga (haarab labidalt kaasa materjali). Toitja hermeetilisus tagatakse tihendusribade kinnitamisega rootori labidate külge. Tihendisribad takistavad õhu läbiminekut korpuse ja rootori vahelisest radiaallõtkust.

#### T s ü k l o n i d

Tsükloneid kasutatakse materjali eraldamiseks teda transporteerivast õhust.

Tsüklon koosneb kahest silindrist - välimisest ja siseimisest. Silindrite vaheline rõngasruum on ülalt suletud. Välimine silinder oma alumises osas lõpeb tüvikonusega, milles on ava materjali väljavooluks punkrisse. Materjali trans-

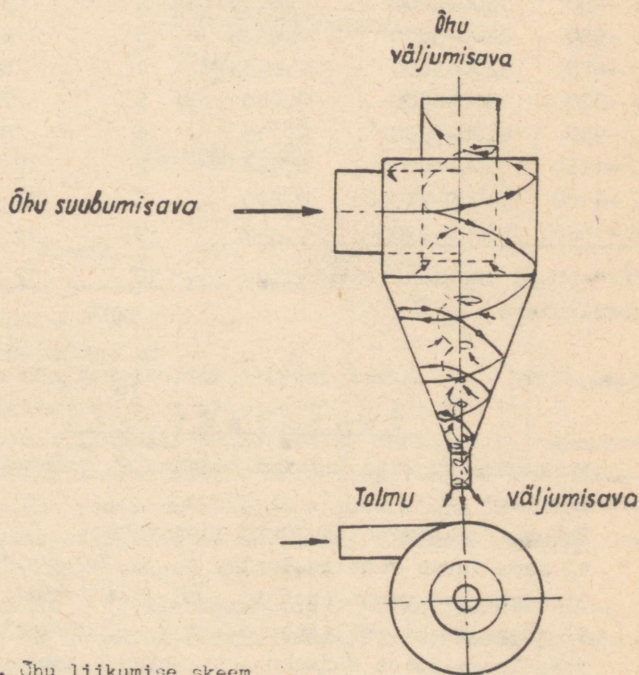


Joonis. 8. Toitja.

porteeriv toru ühendatakse tsükloni välissindriga puutuja suunaliselt.

Tsükloni tööprintsip seisneb järgmises. Õhu ja materjali segu suubub silindrite vahelisse rõngasruumi, saades selles pöörleva- laskuva liikumise. Tsentrifugaaljõu mõjul materjali osad surutakse välimise silindri siseseina vastu. Materjali edasiliikumine kulgeb mööda silindri ja tüvikoonuse seina, laskuvalt väljumisava suunas. Siinjuures väheneb pidevalt materjaliosakeste kiirus, tingituna hõõrdejõust seina ja materjakiosakeste vahel. Õhk, läbides rõngasruumi, suubub sisemisse silindrisse ja sealt atmosfääri. Õhu keerisliikumise vähendamiseks ribistatakse sisemise silindri sein telje suunaliselt. See aga materjali eraldamise seisukohalt õhust märgatavat efekti ei anna.

Tsükloni konstruktsiooni ja tööprintsibiga tutvumiseks on joonisel 9 antud vastavad skeemid.



Joonis. 9<sup>a</sup>. Õhu liikumise skeem tsüklonis.

Huvitav ja vajalik on märkida, et tsükloni takistus te-  
mast õhu ja materjali segu läbiminekul on väiksem kui pun-  
ta õhu läbiminekul.

Suruval- ja imevrežiimil töötavate kõrge õhupuhastusko-  
efitsiendiga tsüklonite põhilised arvutusparameetrid on  
toodud tabelis IV.

T a b e l I V

"L" tüüpi suruval režiimil, "MOT" tüüpi imeval režiimil, töötavad tsüklonid					
Tsükloni Nr.	Tootlikkus $m^3/h$	Sisendi ristlõike pindala $m^2$	Tsükloni Nr.	Tootlikkus $m^3/h$	Sisendi ristlõike pindala $m^2$
L -375	1000-1500	0,01755	1	1500	0,0230
L -450	1500-2200	0,0259	2	3000	0,0456
L -550	2200-3200	0,0378	3	4500	0,0700
L -675	3200-4600	0,0553	4	6000	0,0931
L -800	4600-6600	0,080	5	7500	0,1125
L -950	6600-9500	0,115	6	8500	0,1320
L -1150	9500-14000	0,165	7	10 000	0,1560
L -1400	14000-20000	0,245	8	12 500	0,1749
L -1500	16000-23000	0,277	9	15 000	0,2336
"L"-tüüpi tsüklonite takistuskoefitsient $\xi_4 \cong 5,4$			10	17 500	0,2671
			"MOT" - tüüpi tsüklonite takistuskoefitsient $\xi_4 \cong 2,7$		

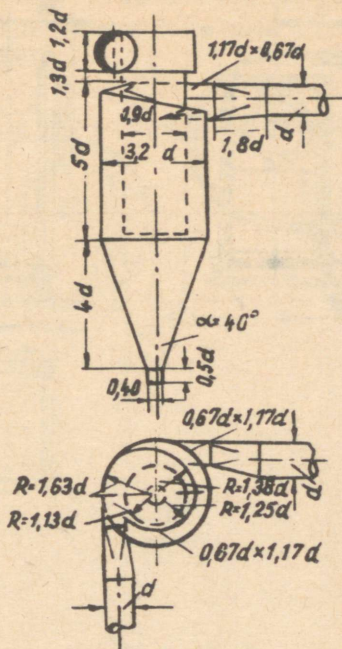
### V e n t i l a a t o r i d

Pneumotranspordis leiavad kasutamist tsentrifugaalventilaatorid.

Tsentrifugaalventilaatorid jaotatakse:

- 1) madalsurve ventilaatorid,  $H_v \leq 100 \text{ mm VS}$  ;
- 2) kesksurve ventilaatorid,  $H_v = (100 + 500) \text{ mm VS}$  ;
- 3) kõrgsurve ventilaatorid,  $H_v = (500 + 1000) \text{ mm VS}$

Tehnoloogilisest seisukohast lähtudes tsentrifugaalventilaatorid jaotatakse:



TSÜKLON LIOT.

Joonis. 9<sup>b</sup>. ЛИОТ tüüpi tsük-  
loni skeem.

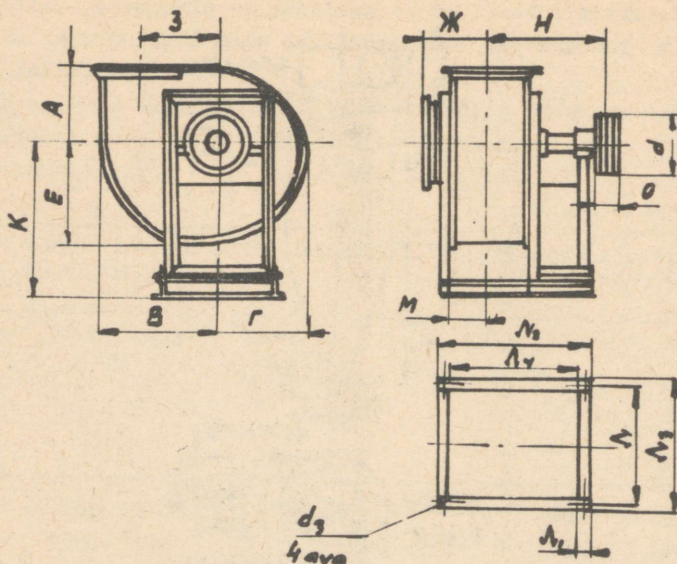
1) puhta õhu ventilaatorid (ventilaatorist läbimineva õhu tolmusisaldus ei tohi ületada  $150 \frac{mG}{m^3}$ ) ja

2) tolmuventilaatorid (kasutatakse materjali transpordiks) Tolmuventilaatori rootor omab tavaliselt  $6 \div 8$  tööla-  
bidat, puhta õhu ventilaatoril on viimaste arv  $12 \div 44$ .

NSVL-s valmistatavate tolmuventilaatorite tüübid on järgmised: ЦП7-40; Ц6-46 ja Ц6-45.

Kõige rohkem leiavad kasutamist ventilaatorid ЦП7-40.

Joonisel 10 on antud ventilaatori ЦП7-40 skeem ja tabelis V tema gabariitmõõdud.



Joonis. 10. Tsentrifugaal - tolmuventilaatori skeem.

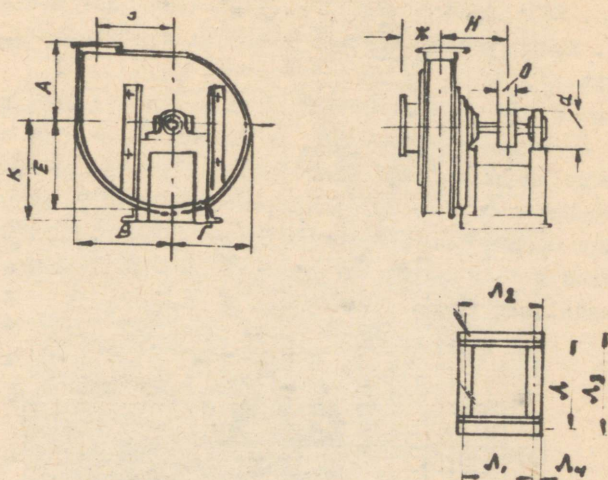
T a b e l V

Ventilaatori III7-40 gabariitmöödud

Venti- laatori nr.	M ö ö t m e d mm													Kaal
	A	B	Γ	E	Ж	З	K	Л	Л <sub>1</sub>	Л <sub>2</sub>	Л <sub>3</sub>	Л <sub>4</sub>	H	
5	300	405	338	376	250	250	550	490	80	660	530	500	800	172
6	360	486	405	450	300	300	620	570	74	744	670	600	560	278
8	475	644	535	595	400	400	820	710	581	1048	760	900	774	571

Suruvrežiimil töötavate suure tootlikkusega pneumotransportsüsteemide juures kasutatakse kõrgsurveventilaatoreid. Nendest levinumad on tsentrifugaalventilaatorid seeriast ВВД.

Joonisel 11 on ära toodu ventilaatori ВВД skeem. Gabariitmöödud on paigutatud tabelisse VI.



Joonis. 11. Tsentrifugaalventilaatori skeem.

T a b e l VI

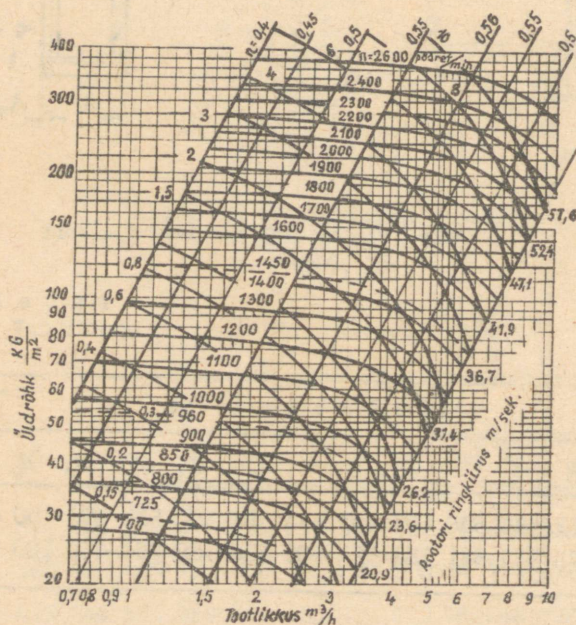
Ven- tilaa- torinr.	M õ õ t m e d    m m													Kaal K G
	A	B	Γ	E	Ж	З	K	Л	Л <sub>1</sub>	Л <sub>2</sub>	Л <sub>3</sub>	Л <sub>4</sub>	H	
8	482	612	486	530	179	473	645	580	350	550	650	100	400	27
9	493	625	537	581	186	523	705	580	350	550	650	100	420	368

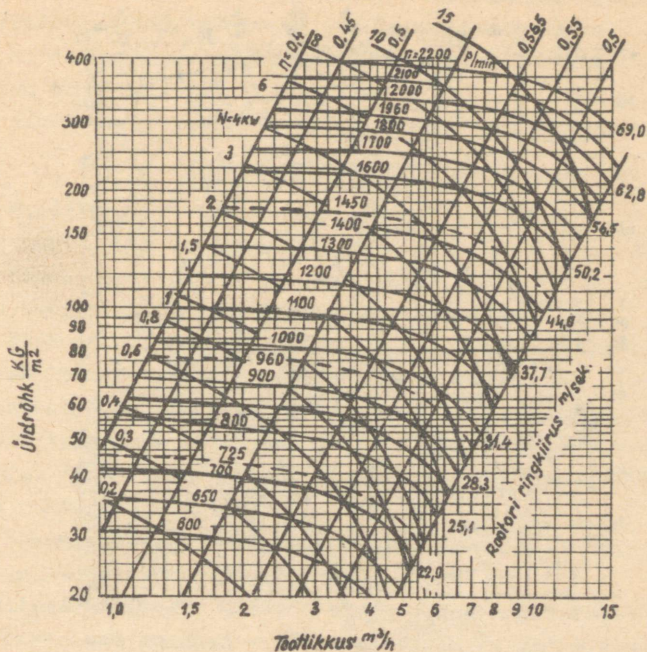
ventilaatorite valik toimub karakteristikate alusel. Karakteristika ühelt poolt väljendab seost ventilaatori tootlikkuse ja üldrõhu vahel, teiselt poolt aerodünaamilise kaatetegüri ja pöörte arvu vahel.

Teades arvutuslikku õhuhulka, mida peab andma ventilaa-  
tor ja ventilaatori arvutuslikku üldrõhku  $H_V = 1,1 h$  ( $h$  -

torustikusüsteemi summaarsed rõhukaod), määratakse karakteristika alusel ventilaatori pöörete arv. Siinjuures peab tähelepanu pöörama ventilaatori aerodünaamilisele kasutegurile  $\eta_v$ . Kui  $\eta_v$  on tunduvalt väiksem oma maksimaalsest väärtusest, tuleb valida suurema numbriga ventilaator samast seeriast.

Olgu näiteks vajalik valida tolmuventilaator, mis peab tagama õhuhulga  $Q = 5800 \frac{m^3}{h}$  ja üldrõhu  $H_v = 1500$  mm VS. Nagu nähtub karakteristikatest (joon.13) kõige sobivamaks ja ökonoomsemaks osutub antud juhul ventilaator  $\text{ЦП 7-40 nr.6}$  kasuteguriga 0,565. Ventilaatorite  $\text{ЦП 7-40 Nr.Nr. 5, 8}$  kasutegurid antud juhule on vastavalt 0,50 ja 0,515, seega tunduvalt madalamad (joon. 12, 14).





Joonis. 13. Ventilaatori ЦП7-40 № 6 aerodünaamiline karakteristik.

Valita ventilaatori ЦП7-40 Nr. 6 pöörete arv karakteristik alusel on  $n = 1400$  p/min.

Ventilaatorit teenindava elektrimootori võimsus määratakse valemist:

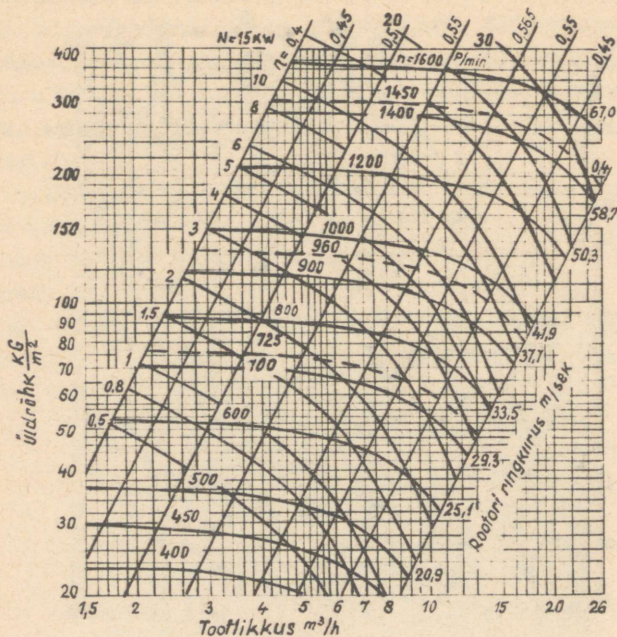
$$N = \frac{K \cdot Q \cdot H_v}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_v \cdot \eta_{\dot{u}}}, \quad \text{KW}, \quad (47)$$

siin

$K = 1$  - puhta õhu läbiminekul ventilaatorist;

$K = 1,2$  - õhu ja materjali segu läbiminekul ventilaatorist;

$\eta_v$  - ventilaatori aerodünaamiline kasutegur;



Joonis. 14. Ventilatori ЦП 7-40 № 8 aerodünaamiline karakteristik.

$\eta_{\bar{u}}$  - ülekanne kasutegur (kiilrihmade puhul  $\eta_{\bar{u}} = 0,95$ ).

Arvutatud võimsuse alusel valitakse elektrimootor. Juhtul kui arvutatud võimsus ei lange kokku toodetavate elektrimootorite võimsuse reaga, siis valitakse antud reast mootor, mille võimsus on lähim arvutatud võimsusele, kuid suurem viimasest.

### III PNEUMOTRANSPORTSEADMETE

#### PROJEKTEERIMINE

#### Seadmete liigid

Puidu ümbertöötlemise ettevõtetes kasutatavad pneumotransportseadmed lähtudes nende tööprintsibist jaotatakse kahte liiki:

1. Transporteerivad seadmed - kasutatakse ainult puidu ümbertöötlemisel tekkivate jäätmete transpordiks.

2. Ekshaustorseadmed - kasutatakse tolmuse õhu eemaldamiseks tööpinkidelt.

Alustame ekshaustorseadmete projekteerimiküsimustega.

### Ekshaustorseadmete iseärasused

Neude seadmete iseärasus seisneb selles, et peale transportfunktsioonide ekshaustorseadmed täidavad ka aspiratsiooni ülesandeid - peavad tagama tolmuse õhu eemaldamise tööpinkidelt.

Ekshaustorseadmed tavaliselt projekteeritakse imev-suvrežiimile. Seega õhu ja materjali segu läheb läbi ventilaatori. Ekshaustorseadme imev pool kujutab endast tavaliselt hargnevat võrku, mille üksikharud lõpevad vastuvõtjatega. Viimastesse suundub tööpinkidelt eralduv tolm ja muud puidujäätmed.

Käesoleval ajal kasutatakse mitmesuguste konstruktsioonidega ekshaustorseadmeid:

tavalised seadmed - muutuva ristlõikega magistraalitoruga; universaalsed seadmed - jääva ristlõikega magistraalitoruga; lihtsustatud universaalsed seadmed kogumiskollektoritega. Lähemalt vaadeldakse neid seadmeid allpool.

### Vastuvõtjatest läbiminev õhuhulk

Vastuvõtjatest läbiminev õhuhulk peab tagama täielikult tolmu ja puidujäätmete eemaldamise tööpinkidelt.

Tuleb arvestada terve rea faktoritega, mis määravad vastuvõtjast läbimineva õhuhulga. Näiteks vastuvõtjat ja võrku ühendava toru diameeter peab olema vähemalt 100 - 110 mm. Puidujäätmeid (saepuru, laastud) transporteeriva õhu kiirus peab olema piirides 15 - 20  $\frac{m}{sek}$ . Seega lubatav minimaalne toru diameeter ja puidujäätmeid transporteeriva õhu kiirus määravad vastuvõtjast läbimineva õhu hulga.

Kuna ekshaustorseadmed peale materjali transpordi täidavad ka aspiratsioonifunktsioone, siis nad töötavad madala kontsentratsiooniga ( $M_t < 0,3$ ).

Tabelis VI on ära toodud minimaalne õhuhulk, mis peab läbima vastuvõtjat, lähtudes erinevate tööpinkide konstruktsioonist ja tööpritsiibist.

T a b e l V I I

Nr.	Tööpingi nimetus	Vastuvõtjate arv	Õhuhulk läbi ühe vastuvõtja Q $\frac{m^3}{sek}$	Minimaalne õhu liikumiskiirus torustikus U $\frac{m}{sek}$		Vastuvõtjatakistuskoeffitsient
				materjalniis-kusega kuni 20 %	materjalniis-kusega kuni 20 %	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Ketassaed ЦР-2 ЦР-3	1	0,3	16	17	1,0
2.	Mitmesaeline saag ЦА-5	1	0,37	16	17	0,8
3.	Ketassaed ЦА, ЦЗ, Ц5, Ц6 ja ЦУ-2 alumine vastuvõtja	2	0,25	15	16	1,0
	ülemine vastuvõtja		0,167	15	16	1,0
4.	Ketassaed ЦДК-4, ЦП, ЦПА ja УН	1	0,25	15	16	1,0
5.	Kaheosaline suurssaag Ц2К-120 ja Ц2К-180	2	0,2	14	15	0,8
6.	Lintsaag ЛС-80	1	0,33	15	16	1,0
7.	Höövelmasin ЦФ-4	1	0,3	17	18	1,0
	ЦФ-6	1	0,37	18	19	1,0
8.	Paksushöövel					
	СР-3	1	0,267	17	18	1,0
	СР-6	1	0,4	18	19	1,0
	СР-12	1	0,66	18	19	1,0

1	2	3	4	5	6	7	
9.	Kahepoolne pak- sushöövel C 2 P-12-1	2					
	ülemine vastu- võtja		0,66	19	20	1,0	
	alumine vastu- võtja		0,66	19	20	1,0	
10.	Kahepoolne pak- sushöövel C 2 P-16	2					
	ülemine vastu- võtja		0,833	19	20	1,0	
	alumine vastu- võtja		0,833	19	20	1,0	
11.	Nelikaht-profiil- höövel masin CK-15	4					
	horisontaalne noavöll		0,33	18	19	1,0	
	vertikaalne noavöll		0,3	18	19	1,0	
12.	Nelikanthöövelmasin CП-30 ja C-26	4-5					
	horisontaalne noavöll		0,417	18	19	1,0	
	vertikaalne noavöll		0,33	18	19	1,0	
13.	Nelikanthöövelmasin tasandusnugadega CП 26-Г 8						
	horisontaalne noavöll		0,5	19	20	1,0	
	vertikaalne noavöll		0,417	19	20	1,0	
	tasandusnugade puhas- taja		0,417	19	20	1,0	
14.	Ühespindliline frees- pink Ø-4 ja Ø-3		1	0,25	17	18	0,8

1.	2	3	4	5	6	7
15. Ühepoolne tappmasin						
Ш0-10 ja Ш0-15		3				
ketassaag			0,167	15	16	1,0
freesketas			0,25	17	18	0,8
tapifrees			0,417	17	18	0,6
16. Ühepoolne raamtappmasin						
Ш0-6		5				
ketassaag			0,167	15	16	1,0
tapifreesid			0,417	18	19	1,0
freesiketas			0,2	16	17	0,8
17. Lihtlihvmasin liikumatu						
lauaga ШЛНС		1	0,417	10	-	0,8
18. Lihtlihvmasin liikuva						
lauaga ШЛНС		2				
ülemine vastuvõtja			0,37	10	-	0,8
otsvastuvõtja			0,25	10	-	0,8
19. Lihhvmasin ketta ja rul- liga ШЛНС		3				
ketta alumine vastuvõtja			0,2	10	-	0,8
ketta külgmine vastuvõtja			0,267	10	-	0,8
			0,283	10	-	1,0
20. Kolmetrumliline lihvmasin						
ША3Л		4	0,37	10	-	1,0

### V a s t u v ö t j a d

Saepuru, laastude ja tolmu vastuvõtjad on ekshaustor-seadmete tähtsamateks elementideks. Nendest sõltub kogu süsteemi efektiivne töö.

Vastuvõtjate projekteerimisel tuleb silmas pidada järgmist.

1. Vastuvõtjasse suubuv õhk on võimeline kaasa viima tolmu, saepuru jne. ainult sellisel juhul, kui viimased eemaldused tööpingi lõikeelementidel\* satuvad otse vastuvõt-

jasse. Seepärast vastuvõtjate kuju ja asetus peab vastama materjaliosakeste väljalennu suunale.

2. Materjaliosakeste paremaks püüdmiseks kasutatakse ühel tööpingil sageli mitut vastuvõtjat.

3. Et hoiduda vastuvõtjate ummistumisest, mis võib tekkida materjaliosakeste liikumiskiiruse vähenemisest seoses nende sattumisega vastuvõtja seina vastu, õhu liikumiskiirus nendes kohtades ei tohi olla alla  $8 \div 10 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ .

4. Vastuvõtjate aerodünaamiline takistus peab olema minimaalne, seepärast vastuvõtja sisendi ristlõike pindala peab olema küllaltki suur. (Sageli varustatakse vastuvõtja seinad täiendavate pilude ja avadega).

5. Vastuvõtjad peavad olema paigutatud nii, et nad ei segaks tööpingi ekspluatatsiooni.

6. Võimaluse korral tuleb vastuvõtja kujundada tööpingi lõikeelemendi piirdekonstruktsioonina.

Üldreeglina määravad vastuvõtja kuju ja mõõtmed tööpingi tehnoloogilised parameetrid.

Et vältida vigu vastuvõtjate projekteerimisel ja montaažil, selleks käesoleval ajal toodetavad puidu ümbertöötlemise pingid varustatakse tehase poolt vastuvõtjatega.

Vastuvõtja aerodünaamiline takistus sõltub peamiselt tema konstruktsioonist ja nn. suubumiskoeffitsiendist.

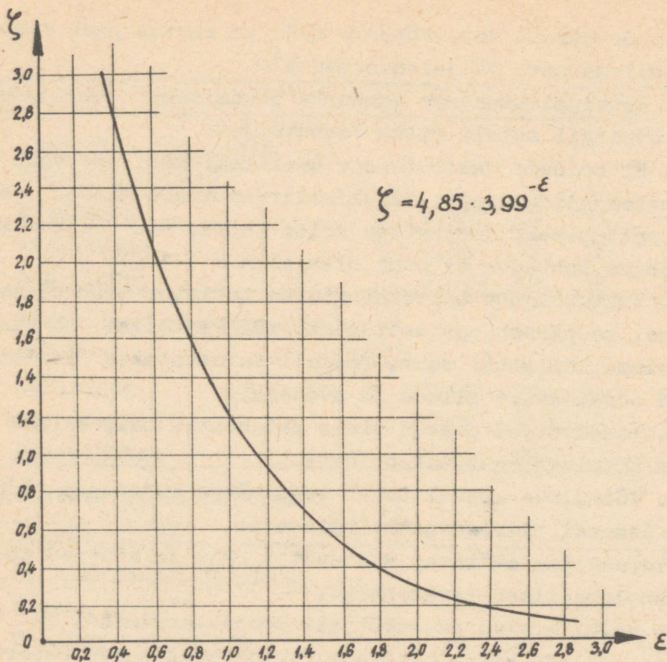
Suubumiskoeffitsient ( $\mathcal{E}$ ) kujutab endast vastuvõtja sisendi ja väljendi ristlõikepindade suhet,

$$\mathcal{E} = \frac{S_s}{S_v} .$$

Vastuvõtja aerodünaamilise takistuskoeffitsiendi ( $\xi_v$ ) ja suubumiskoeffitsiendi seos on antud joonisel 14.

Vastuvõtjate projekteerimisel on soovitatav tagada suubumiskoeffitsiendi arvuliseks väärtuseks  $\mathcal{E} \gg 1,1$ , sellisel juhul aerodünaamiline takistuskoeffitsient  $\xi \leq 1$ .

Joonisel 14 toodud graafiku alusel on kerge määrata projekteeritava vastuvõtja aerodünaamilise takistuse koeffitsiendi. Antud graafikut saab kasutada juba praktikas olemasolevate vastuvõtjate aerodünaamilise takistuse hindamiseks.



Joonis. 15. Vastuvõtja takistusteguri  
määramise kõver.

Ekshauatorseadmete projekteerimise  
metoodika

Projekteerimise lähtedokumentatsioon.

- 1) Tsehhi plaan, millele on kantud seadmed ja tööpingid.
- 2) Tööpinkide tehnoloogilise tööprotsessi skeem.
- 3) Plaani, millele on kantud punktid, kuhu transporteeritakse tsehhist puidu töötlemise jääkproduktid (plaanile kantakse ka tsüklonite asukohad).

Peale selle määratakse kindlaks tsehhile vajalik ekshaustorsüsteemide arv.

Tsehhides, kus on palju tööpinke, on soovitatav monteeri- da mitu iseseisvat ekshaustorsüsteemi. Mõne süsteemi olemas- olu võimaldab paremini ja sujuvamalt nende töörežiimi regu- leerida. Kerge on teostada süsteemide remonti. Mitme süsteemide

mi olemasolu eeliseks on veel see, et ühe süsteemi avarii puhul pole vaja katkestada tootmisprotsessi kogu tsehhis, vaid lõigus, mida teenindab avarii olukorda sattunud ekshaustorsüsteem.

Mitme iseseisva süsteemi teenindamiseks tuleb ka ette näha vastav tsüklonite arv. Antud juhul on soovitatav tsüklonid grupeerida tsehhi lähedusse, 20 - 30 m kaugusele viimastest.

Tsüklonite asukoht valitakse nii, et antud kohale oleks tagatud transportvahendite juurdepääs.

Võimaluse korral on soovitatav materjali eemaldamiseks tsüklonite alusest punkrist kasutada pneumotransporti, mis töötab kõrge kontsentratsiooniteguriga.

Juhul, kui puidu jääke tarbiv tsehh asub ümbertöötlemise tsehhist kaugusel mitte üle 50 m, on soovitatav ekshaustorsüsteem projekteerida nii, et tsüklon asuks vahetult puidu ümbertöötlemisejääkide tarbimiskohas. See on kergesti läbi viidav siis, kui on tegemist ühe ekshaustorseadmetega.

Juhul, kui kaugus tarbimiskohani on üle 50 m, on soovitatav tsüklon paigutada vahetult ümbertöötlemistsehhi juurde. Sellisel juhul puidu ümbertöötlemisejäägid toimetatakse tarbimispunkti täiendavate transportvahenditega (konveiertransport, autotransport jne.)

Üigesti valitud tsüklonite asukoht võimaldab juba eelnevalt ette näha toruvõrgu ratsionaalset paigutust tsehhis.

Tsehhisisese toruvõrgu paigutuse määrab ära tööpinkide ja ventilaatori asetus. Müra ärahoidmiseks tuleb ventilaator paigutada väljapoole tsehhi ruume. Kui tsehhis on mitu ekshaustorsüsteemi, siis viimaseid teenindavad ventilaatorid paigutatakse eri ruumi, nn. ventilaatorkambrisse.

Toruvõrgu asetusskeem määratakse kindlaks järgmiselt. Tsehhi plaanile märgitakse punktidega vertikaalitorude asukohad, mis suunduvad vastuvõtjatest horisontaalitorudesse. Peale seda tsehni plaan kaetakse kalkaga. Kalkale kantakse magistraalтору asukoht ja kogu horisontaalne toruvõrk. Kalkale kantakse ka magistraalтору ühenduskoht ventilaatoriga. Toruvõrgu asetusskeeme koostatakse tavaliselt mitu. Nendest valitakse kõige sobivam variant. Peale sobiva variandi va-

limist kantakse ta tsehhi plaanile (samas mastaabis, milles on valmistatud tsehhi plaan).

Seejärel alustatakse toruvõrgu arvutusega. Toruvõrgu arvutus seisneb tema dimensioneerimises, s.t. võrgu hargnevate osade diameetrite määramises. Samaaegselt määratakse torudest läbiminev õhuhulk, õhu liikumiskiirus ja rõhulangud. Summaarse rõhulangu ja õhuhulga abil valitakse süsteemi teenindav ventilaator.

Arvutust võib läbi viia mitme arvutusmeetodi aiusel.

Edaspidi on arvutuste aluseks valitud ekvivalentsete avade meetod.

Arvutuse läbiviimiseks koostatakse ekshaustorsüsteemi laotatud skeem, millele on kantud horisontaal- ja mahapööratuna vertikaal- ja kaldtorustik. Horisontaal- ja kaldtorustik märgitakse ühe joonega, vertikaal- ja kaldtorustik kahe joonega. Sirgete toruosade geomeetiline pikkus kantakse plaanile vastava toruosa juurde. Vastuvõtjaid toru geomeetrilise pikkuse hulka ei arvestata. Laotatud skeemil antakse veel tsehhis asuvate tööpinkide loetelu, neid teenindavatest vastuvõtjatest läbiminev minimaalne nõutav õhuhulk (vaata tabel VI) ning vastuvõtjate ja tsüklonite ekvivalentsed avd. Üksik- elementide ekvivalentsed avad määratakse valemist (13), teades elemendi takistuskoeffitsienti (tabel VI).

Toruvõrgu arvutuse mõtte seisneb selles, et määrata paralleelselt ühendatud torude diameetrid nii, et neist läbiminevad õhuhulgad oleksid võrdelised nende ekvivalentsete avadega /vaata valem (18)/.

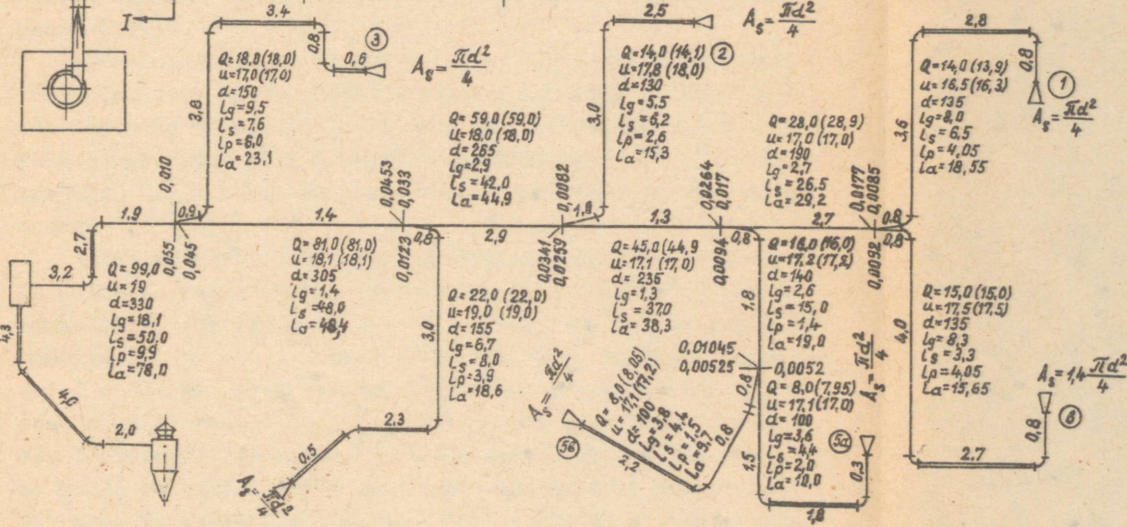
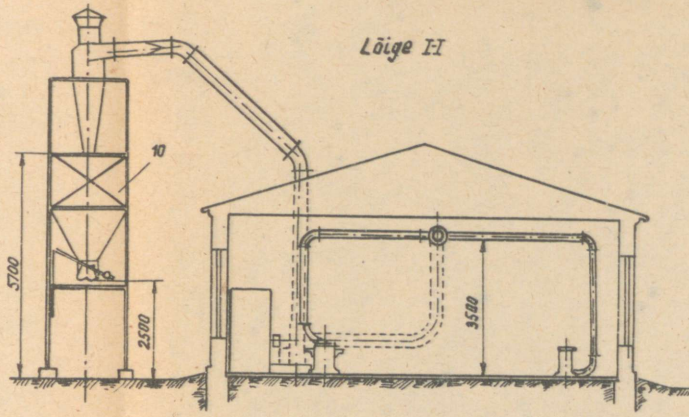
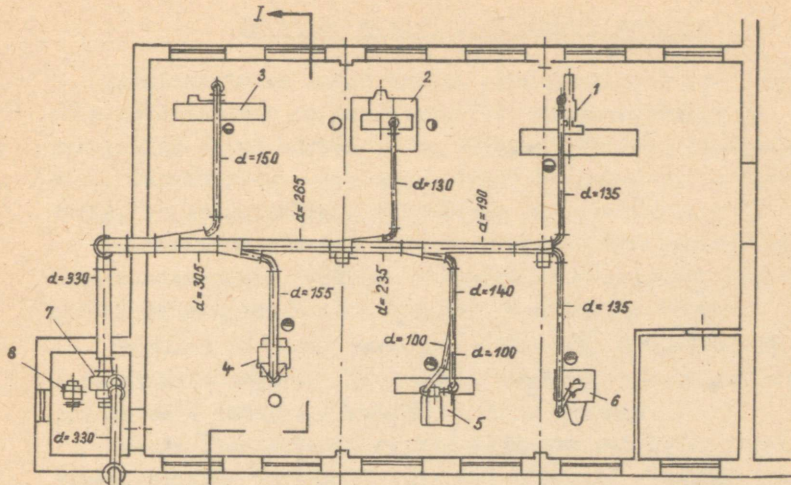
Kuna tsehhi ekshaustorseadmed töötavad madala kontsentratsiooniga ( $\mu_t \leq 0,3$ ), siis arvutus viiakse läbi eeldusel, et toruvõrgus voolab ainult õhk.

Arvutuse tulemusena leitud summaarsele rõhulangule viiakse sisse aga parandustegur, lähtudes õhu ja materjali segu faktilisest kontsentratsioonist.

Toruvõrgu üksikute osade arvutuslikud parameetrid kantakse nende osade juurde.

Peale arvutuse lõpetamist ja laotud skeemi täitmist kantakse leitud parameetrid tsehhi plaanile koos toruvõrguga.

Ekshaustorsüsteemide arvutamist selgitatakse allpool toodud näidetega.



№	SEADME NIMETUS	Q <sub>pln</sub> M <sup>3</sup> /MIN	u <sub>pln</sub> M/SEK.	Ψ VASTUVÕTJA
1.	KETASARAĞ ЦПА	14	15	1
2.	KETASARAĞ ЦДК-4	14	15	1
3.	HÕÜVELMASIN СФ4	18	17	1
4.	PAKSUSHÕÜVEL СР6	22	18	1
5.	KETTPEELDUSMASIN ДЦА-2:			
	а) KÜLEVASTUVÕTJA	8	17	1
	б) ÜLEMINE VASTUVÕT.	8	17	1
6.	FREESPINK Ф-3	15	17	0,5
7.	TSENTRIFUGAAL VENTILAATOR ЦП-40, №6			
8.	ELEKTRIMOOTOR			
9.	TŠUKLON Ц-800			
10.	PUNKER MAHUGA 7 M <sup>3</sup>			

EKSHAUSTORSEADME ARVITUSSKEEM MUUTUVA RISTLÕIKEGA MAGISTRAALTORU JUHULE.

Joonis. 16. Ekshaustorsüsteemi arvituskeem muutuva ristlõikega magistraalitoru juhule.

## Tavalise ekshaustoruüsteemi arvutus

Joonisel 16 on antud tsehhi plaan, millele on kantud tööpinkide asetus ja projekteeritav ekshaustorsüsteem. Torukolmikud antud süsteemis on valitud lähtudes joonisest 6. Nende torukolmikute aerodünaamiline takistus on sedavõrd väike, et arvutuskäigus viimastega ei arvestata.

Tsentrifugaalventilaator on paigutatud eriruumi vastavale vundamendile. Tsüklon on paigutatud vahetult tsehhi lähedale metallpostamendile [miinimum kaugus - 10 m].

Joonisel 16 antud tabelis on ära toodud tsehhis töötavate pinkide loetelu, neid pinke teenendavate vastuvõtjate arv ja neid läbiv minimaalne vajalik õnehulk.

Samale joonisele on kantud ekshaustorsüsteemi laotatud skeem, millele on kantud süsteemi üksikosi iseloomustavad parameetrid.

Arvutust alustame lähtudes kõige kaugemast tööpingist - freespingist, mis on plaanil tähitud numbriga 6. Nagu nähtub laotatud skeemilt, selle võrguosa moodustab 8,3 m pikkune sirge toru, kolm torupõlve pöördenergaga  $90^\circ$  ja vastuvõtja, mille takistust hinnatakse ekvivalentse ava väärtusega  $1,4 \frac{\pi d^2}{4} (\xi_s = 0,5)$

Antud võrguosa resulteeriva ekvivalentse ava määrame järgmiselt. Vastuvõtjast läbimineva õnehulga  $Q = 15 \frac{m^3}{min}$  ja miinimaalselt vajaliku õhu liikumiskiiruse  $u = 17 \frac{m}{sek}$  kaudu määrame nomogrammi Nr. 1 (lisa 1) alusel toru vajaliku diameetri  $d = 135$  mm. Nüüd määrame vastuvõtja ekvivalentse ava taandatud pikkuse -  $\ell_s$ . Selleks leiame kaldsirge  $d = 135$  mm, lõikepunkti joonega  $\frac{\pi d^2}{4}$ . Saadud lõikepunktist liigume mööda vertikaalsirget alla kuni lõikumiseni horisontaalteljega. Viimaselt leiame, et  $\frac{\pi d^2}{4} = 0,0145 m^2$ . Kuna meie ekvivalentse ava väärtuseks oli  $1,4 \frac{\pi d^2}{4}$ , siis seega  $1,4 \cdot 0,0145 = 0,0203 m^2$ . Tulles uuesti tagasi nomogrammi Nr. 2 (lisa II) juurde, leiame ekvivalentse ava  $0,0203 m^2$  ja toru diameetri  $d = 135$  mm kaudu vastuvõtja ekvivalentse ava taandatud pikkuseks  $\ell_s = 3,3$  m. See tähendab, et sirge toru diameetriga 135 mm ja pikkusega 3,3 m omab takistust, mis on võrdne vastuvõtja takistusega.

Kasutades valemit  $33^a$  leiame torupõlve taandatud pikkuse

$$\ell_p = 10d \cdot \frac{\alpha}{90^\circ} = 10 \cdot 0,135 \cdot \frac{90^\circ}{90^\circ} = 1,35 \text{ m.}$$

Vaadeldavas võrguosas on 3 põlve ( $\alpha = 90^\circ$ ), seega

$$\sum \ell_p = 3 \cdot 1,35 = 4,05 \text{ m.}$$

Toru geomeetrilise pikkuse, vastuvõtja ekvivalentse ava taandatud pikkuse ja torupõlvede taandatud pikkuste summa annab võrguosa arvutusliku pikkuse

$$\ell_a = 8,3 + 3,3 + 4,05 = 15,65 \text{ m.}$$

Arvutusandmed kantakse laotatud skeemile vaadeldava võrguosa juurde.

$\ell_a = 15,65 \text{ m}$  ja  $d = 135 \text{ mm}$  alusel määratakse vaadeldava võrguosa ekvivalentne ava. Selleks leiame nomogrammi Nr. 2 vertikaalteljel punkti väärtusega  $15,65 \text{ m}$ . Liikudes sellest punktist edasi mööda horisontaaljoont jõuame kaldjooneni  $d = 135 \text{ mm}$ , edasi jätkame liikumist mööda vertikaaljoont alla kuni lõikumiseni horisontaalteljega. Saadud lõikepunkt määrab ära otsitava ekvivalentse ava väärtuse -  $A = 0,0092 \text{ m}^2$ . Saadud ekvivalentse ava kanname laotatud skeemile, kohale, kus arvutatav torustikuosa liitub magistraaltoruga. Samasse kohta suubub toru, mis teenindab võrguosa Nr. 1.

Edasi siirdume võrguosa Nr. 1 arvutamisele. Valemi (18) põhjal on kerge määrata võrguosa Nr. 1 ekvivalentset ava:

$$\frac{Q_6}{Q_1} = \frac{A_6}{A_1}.$$

Teades, et  $Q_1 = 14 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$ ,  $Q_2 = 15 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$  ja  $A_6 = 0,0092 \text{ m}^2$

Leiame  $A_1 = \frac{A_6 \cdot Q_1}{Q_2} = \frac{0,0092 \cdot 14}{15} = 0,0086 \text{ m}^2$

Edasine ülesanne seisneb sellest, et valida sellele süsteemiosale sellise diameetriga toru mille ekvivalentne ava oleks  $0,0086 \text{ m}^2$ .

Valime toru diameetriga  $135 \text{ mm}$ . Selle diameetri ja õhuhulga  $Q_6 = 14 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$  puhul õhu liikumiskiirus on  $16,2 \text{ m/sek}$ , seega suurem lubatud minimaalsest kiirusest ( $U_{\text{min}} = 15 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ ).

Sirgete torude geomeetriline pikkus  $\ell_{gs} = 8,0 \text{ m}$ . Vastuvõtja ekvivalentne ava on  $\frac{\pi d^2}{4}$ .

Vastuvõtja ekvivalentse ava  $\frac{\pi d^2}{4}$  ja toru diameetri  $d = 135 \text{ mm}$  kaudu määrame nomogrammi Nr. 2 põhjal ekvivalentse ava taandatud pikkuse  $\ell_s$ . Selleks leiame kaldjoone  $d = 135$

mm ja joone  $\frac{\pi d^2}{4}$  lõikepunkti. Saadud lõikepunktist liigume edasi mööda horisontaaljoont kuni lõikumiseni vertikaalteljega. Lõikepunkt annab vastuvõtja ekvivalentse ava taandatud pikkuse  $l_{s1} = 6,5$  m.

Torupõlvde taandatud pikkus ( $\alpha = 90^\circ$ ).

$$\sum l_{p1} = 3 \cdot 10 d \cdot \frac{\alpha}{90^\circ} = 3 \cdot 10 \cdot 0,135 = 4,5 \text{ m.}$$

Võrguosa Nr. 1 arvutuslik pikkus:

$$l_{a1} = l_{s1} + l_{p1} + l_{g1} = 6,5 + 4,05 + 8,0 = 18,55 \text{ m}$$

$l_{a1} = 18,55$  m,  $d = 135$  mm alusel, kasutades nomogrammi Nr.2, määrame süsteemiosa Nr.1 ekvivalentse ava  $A_1 = 0,0085 \text{ m}^2$ .

Saadud ekvivalentse ava erineb nõutavast

$$\frac{0,0086 - 0,0085}{0,0086} \cdot 100 \% = 1,15 \%$$

(Lubatud erinev  $\pm 3$  %).

Juhul kui erinevus on üle  $\pm 3$  %, tuleb arvutuskäiku korrata, andes toru diameetrile uusi arvusi väärtusi.

Võrguosa ümberarvutusel peab alati kontrollima kas õhu liikumiskiirus vastab nõutavale minimumile (tabel VI).

Edasi määrame süsteemiosade Nr.1 ja Nr.6 resulteeriva ekvivalentse ava:

$$A_{1,6} = A_1 + A_6 = 0,0092 + 0,0085 = 0,0177 \text{ m}^2$$

Siirdume nüüd magistraaltoru osa arvutamisele alustades võrguosade Nr.1 ja Nr.6 liitumiskohast kuni võrguosa Nr. 5<sup>a</sup> liitumiskohani magistraaltoruga. Magistraaltoru selles osas liigub õhuhulk  $15 + 14 = 29 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ . Toru diameetriselles vahemikus määrame lubatud minimaalse õhu liikumiskiiruse kaudu ( $U_{\text{min}} = 17 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ ).

Nomogrammi Nr. 1 abil leiame  $d = 190$  mm.

Vaadeldava vahemiku geomeetriline pikkus  $l_g = 2,7$  m.

Torukolmikud ja torupõlvde puuduvad.

Võrguosade Nr.1 ja Nr.6 liitumisristlõige on vaadeldava magistraaltoru osa arvutuslikus lähteristlõikeks. Seega lähteristlõike ekvivalentseks avaks on  $A_{1,6}$ . Leiame  $A_{1,6}$  taandatud pikkuse torule diameetriga  $d = 190$  mm.

Nomogrammi Nr.2 alusel saame taandatud pikkuseks  $l_s = 26,5$  m. (Seega paralleelselt ühendatud võrguosad Nr.1 ja Nr.6 omavad sama takistuse, mida omaks ümartoru diameetriga  $190$  mm ja pikkusega  $26,5$  m).

Vaadeldava magistraaltoru osa arvutuslik pikkus on seega  $l_a = l_g + l_s = 2,7 + 26,5 = 29,2 \text{ m}$ .

Diameetri  $d = 190 \text{ mm}$  ja pikkuse  $l_a = 29,2 \text{ m}$  kaudu määrame ekvivalentse ava nomogrammi Nr.2 põhjal. Ekvivalentse ava väärtuseks saame  $0,017 \text{ m}^2$ . Selle väärtuse kanname laotatud skeemile vastava võrguosa juurde.

Ekvivalentne ava  $0,017 \text{ m}^2$  on kogu eelnevalt vaadeldud võrguosade resulteerivaks ekvivalentseks avaks.

Arvutuskäiku jätkame võrguosa arvutusega, mis teenindab kettsaage (Nr.5). Jällegi on tegemist võrguosade paralleelse liitumisega.

Ekvivalentne ava, mida omab võrguosa Nr.5 (Nr. 5<sup>a</sup> ja Nr. 5<sup>b</sup>) kuni liitumiseni magistraaltoruga avaldub seosega

$$A'' = A' \cdot \frac{Q''}{Q'} = 0,017 \cdot \frac{16}{29} = 0,0094 \text{ m}^2$$

Vaadeldava võrguosa Nr.5 omakorda jaguneb kaheks paralleelseks haruka Nr. 5<sup>a</sup> ja Nr. 5<sup>b</sup>. Alustame võrguosaga Nr. 5<sup>a</sup>. Valime toru diameetriga  $100 \text{ mm}$  ( $U_{\min} = 17,3 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ ). Toetudes arvulistele andmetele, mis on kantud selle võrguosa juurde, leiame eelpool kirjeldatud meetodika alusel võrguosa arvutuslikus pikkuseks  $l_a = 10 \text{ m}$ . Arvutusliku pikkuse  $l_a = 10 \text{ m}$  ja toru diameetri  $d = 100 \text{ mm}$  alusel määrame nomogrammi Nr. 2 abil vaadeldava võrguosa ekvivalentse ava. Ekvivalentse ava suuruseks saame  $0,0052 \text{ m}^2$ .

Paralleelselt ühendatud võrguosadest Nr. 5<sup>b</sup> voolavad läbi võrdsed õhuhulgad,  $Q = 8 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$

See tähendab, et nende võrguosade ekvivalentssed avad on võrdsed.

Võttes võrguosa 5<sup>b</sup> toru diameetriks  $d = 100 \text{ mm}$  ja viies läbi arvutuse saame ekvivalentseks avaks  $0,00525 \text{ m}^2$ .

$$\frac{0,00525 - 0,0052}{0,00525} \cdot 100 \% = 1 \%$$

Seega arvutuslik ekvivalentne ava erineb nõutavast ainult 1 %.

Võrguosade Nr. 5<sup>a</sup> ja Nr. 5<sup>b</sup> resulteeriv ekvivalentne ava:  
 $0,0052 + 0,00525 = 0,01045 \text{ m}^2$

Vaadeldavas lõigus tuleb veel arvutada võrguosa geomeetrilise pikkusega  $l_g = 1,8 + 0,8 = 2,6 \text{ m}$ . On ilmne, et selle

võrguosa ekvivalentne ava peab omama väärtuse  $0,0094^2 \text{ m}$ , mis oli juba eelnevalt arvutatud. Selle võrguosa toru diameet-riks võtame  $140 \text{ mm}$  ( $U_{\min} = 17 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ ). ( $As = 0,01045 \text{ m}^2$ ,  $d = 140 \text{ mm}$ ) ja  $l_a = 19,0 \text{ m}$ .

Parameetrite  $l_a = 19,0 \text{ m}$  ja  $d = 140 \text{ mm}$  kaudu määrame nomo-grammilt ekvivalenteks avaks  $0,0094 \text{ m}^2$ .

Nagu nähtud arvutustest, võib toru diameetri valikut lu-ge-da õnnestunuks.

Seega ekvivalentne ava võrguosa Nr. 5 liitumiskohal ma-gistraaltoruga on:

$$0,0094 + 0,017 = 0,0264 \text{ m}^2$$

Edasine arvutuskäik on analoogiline eelnevale.

Peab märkima, et õhu liitumiskiirus magistraaltorus an-takse ette projekteerijate poolt lähtudes vastavatest nor-midest.

Sageli on võrgu üksikutes osades õhu liikumiskiirus suu-rem lubatud minimaalsest kiirusest. Mingil juhul ei toha aga tegelik õhu liikumiskiirus olla väiksem lubatavast mi-nimumist.

Vaatame edasi võrgu viimase osa arvutust, lahtudes vör-guosa Nr. 3 liitumiskohast magistraaltoruga.

Seda võrguosa läbib õhuhulk  $99 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$ . Võtame toru diamee-triks  $d = 330 \text{ mm}$  ( $U_{\min} = 19 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ ).

Selle võrguosa geomeetriline pikkus on  $18,1 \text{ m}$  ja kolme torukolmiku taandatud pikkus  $9,9 \text{ m}$ .

Suubumisristlõike taandatud pikkuse määrame resulteeri-va ekvivalentse ava järgi, mille väärtus  $0,055 \text{ m}^2$  on kantud laotatud skeemile viimase torukolmiku kohale, toru diamee-triks on  $330 \text{ mm}$ . Nomogrammi Nr. 2 põnjal  $l_g = 50 \text{ m}$ .

Võrguosa arvutuslik pikkus on seega

$$l_a = 18,1 + 9,9 + 50 = 78 \text{ m}.$$

Leitud arvutusliku pikkuse  $l_a = 78 \text{ m}$  ja toru diameetri  $d = 330 \text{ mm}$  kaudu leiame kogu torusüsteemi resulteeriva ekvi-valentse ava (välja arvatud tsüklon)

$$A = 0,044 \text{ m}^2.$$

Kasutades valemit (14) määrame torusüsteemis rõhukaod

$$\Delta h = \left( \frac{Q}{243A} \right)^2 = \left( \frac{99}{243 \cdot 0,044} \right)^2 = 86 \text{ mm VS}.$$

Tegelikud kaod on aga suuremad kuna tegemist on õhu ja materjali seguga. Võttes  $\mu_t = 0,2$  määrame graafikult (joonis 3) taandatud rõhulangu suuruse  $\xi = 1,2$ .

Valemi (28) põhjal leiame torusüsteemi rõhukaoks

$$\Delta h' = \xi \Delta h = 1,2 \cdot 86 = 103 \text{ mm VS.}$$

Saadud rõhukaole tuleb veel liita rõhulang tsüklonis.

Lähtudes õhuhulgast  $Q = 99 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$ , valime tsükloni  $L 800$ , mille takistuskoeffitsient  $\xi_{ts} = 5,4$  (tabel IV).

Valemist (13) määrame tsükloni ekvivalentse ava:

$$A_{ts} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{1}{\xi}} = 0,08 \sqrt{\frac{1}{5,4}} \cong 0,035 \text{ m}^2,$$

siin

$0,08 \text{ m}^2$  - tsükloni sisendi ristlõike pindala.

Leiame rõhulangu tsüklonis kasutades valemit (14):

$$\Delta h_{ts} = \left( \frac{Q}{243 A_u} \right)^2 = \left( \frac{99}{243 \cdot 0,035} \right)^2 \cong 130 \text{ mm VS.}$$

Summaarne rõhukadu torusüsteemis (kaasa arvatud tsüklon)

$$h_i = \Delta h' + \Delta h_{ts} = 103 + 130 = 233 \text{ mm VS.}$$

Rõhkude vahe, mida peab tagama ventilaator

$$H_v = 1,1 h = 1,1 \cdot 233 = 256 \text{ mm VS.}$$

Ventilaatori poolt antav õhuhulk, arvestades 10 % õhulühistega  $Q_v = 1,1 Q = 1,1 \cdot 99 = 109 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 6540 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ .

$H_v$  ja  $Q_v$  kaudu valime ventilaatori  $L 77-40$  Nr. 6. Ventilaatori karakteristiku kaudu (vaata joonis 13) määrame tema pöörete arvu ja kasuteguri:  $n = 1800 \text{ p/min}$ ,  $\eta_v = 0,56$ .

Ventilaatorit teenindava elektrimootori võimsuse leiame valemist (47):

$$N = \frac{1,2 \cdot Q_v \cdot H_v}{60 \cdot 102 \cdot \eta_v \cdot \eta_u} = \frac{1,2 \cdot 109 \cdot 256}{60 \cdot 102 \cdot 0,56 \cdot 0,95} \cong 10 \text{ kW}$$

Elektrimootor valitakse vastavate kataloogide põhjal.

Nagu eelpool oli märgitud, tegelikud ekvivalentsed avad erinevad arvutuslikest. Alustades arvutustega senisele vastupidises järjekorras võime määrata tegeliku õhujaotuse torusüsteemis. Saadud tulemused kanname laotud skeemile vasta va võrguosa juurde (arvud sulgudes). Peale seda vormistatakse lõplikult torusüsteemi joonis tsehhi plaanil.

## Universaalsed ekshaustorseadmed

Tavalist tüüpi ekshaustorseadmed omavad tõsiseid puudusi. Nad on väga tundlikud tööpinkide ümberasetuse suhtes ega võimalda uute tööpinkide juurdepaigutamist. Mii see kui teine põhjus kutsub esile õhuhulga ümberjaotuse toruvõrgus, mis võib rikkuda kogu süsteemi normaalse töö.

Seepärast tavalist tüüpi ekshaustorseadmeid on soovitatav kasutada tsehhdies, kus tööpinkide paigutus ja arv on stabiilne.

Põhjus, mis kutsub esile neis seadmeis häired, seisneb selles, et magistraalatorus on õhu liikumiskiirus küllaltki suur ( $15 - 20 \frac{m}{sek}$ ). Sellega kaasnevad suured rõhukaod, mis on võrdelised õhu liikumiskiiruse ruuduga. Sellest tingituna muutub järsult ka staatiline rõhk magistraalatorus.

Seega tööpingi ümberpaigutamisele ühest võrguosast teise kaasneb tema teenindusrežiimi muutus. Tööpink võib sattuda suurema rõhu alalt madalama rõhu alale või vastupidi ning seetõttu ei saa normaalselt teenindatud.

Ülaltoodud puudustest on vaba nn. universaalne ekshaustorseade. Universaalsete ekshaustorseadmete projekteerimise meetodika töötas välja S.N. Semjakin [3].

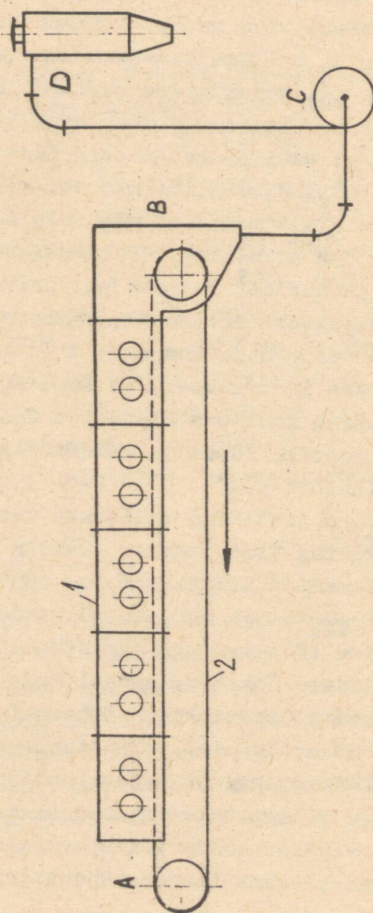
Nende seadmete iseärasuseks on see, et magistraalatoru on jääva põiklõikega kogu oma ulatuses. Õhu liikumiskiirus on minimaalne torustiku lõpus ja maksimaalne tema alguses (arvatuna ventilaatorist).

Magistraalatoru ristlõige valitakse tavaliselt selline, et õhu liikumiskiirus toru alguses oleks  $\sim 10 \frac{m}{sek}$  piirides. Järelikult õhu keskmine liikumiskiirus kogu magistraalatoru ulatuses on  $\sim 5 \frac{m}{sek}$ . See asjaolu võimaldab tunduvalt vähendada staatilise rõhu langust magistraalatorus. Praktiliselt võib staatilist rõhku magistraalatorus lugeda jäävaks suuruseks ja seetõttu tööpinkide ümberpaigutus tsehhdies ei avalda häirivat mõju süsteemi normaalsele töörezimile.

Välke õhu liikumiskiirus magistraalatorus ei osutu küllaldaseks saepuru ja laastude transportimisel; nad langevad toru alumisel seinale. Nende transportimiseks kuni mahalaa-dimispunktini kasutatakse linttransportööri.

Lindi transporteeriv haru liigub magistraalatoru sees ja toetub spetsiaalsele puust valmistatud alusele, tühiharu liigub toru all kandellikutel. Väljaspool toru setseb samuti lindi ajam ja pingitusseade. Transportlindi laiuseks on tavaliselt 400 mm, tema liikumiskiirus  $0,3 - 0,5 \frac{m}{sek}$ .

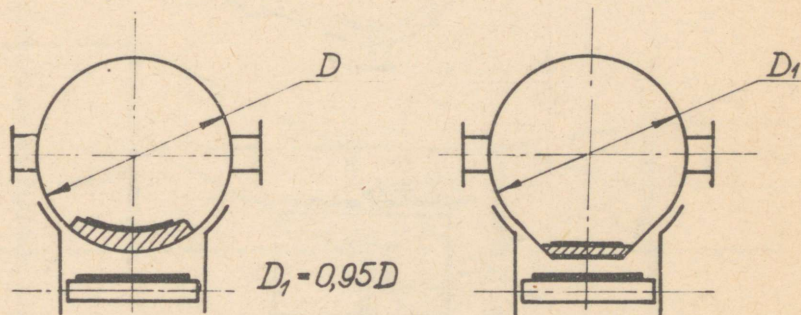
Joonisel 17 on ära toodud universaalse ekshaustorseadme printsiipiaalne skeem.



Joonis. 17. Universaalse ekshaustorseadme skeem:

- 1 - magistraalatoru; 2 - lintrahustor; A - otssein; B - vastuvõtuleht; C - venilaator; D - tsüklon.

Magistraalatoru võib omada mitut profiili. Üks levinumatest profiilidest on näidatud joonisel 18. Magistraalatoru koosneb sektsioonidest, mis omavahel ühendatakse äärikutega. Iga sektsioon omab 4 torujätki, millega ühendatakse tööpinkidelt tulev torustik. Vabad torujätkid suletakse hermeetiliselt. Magistraalatoru sektsiooni konstruktsioon on näidatud joonisel 19.



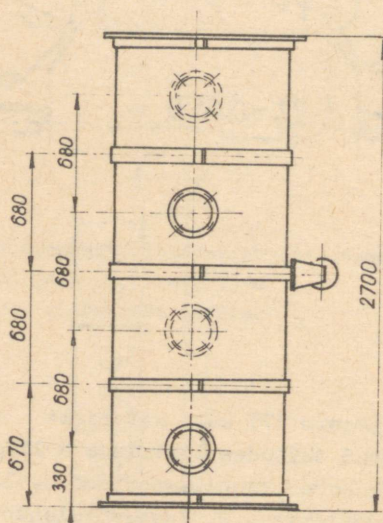
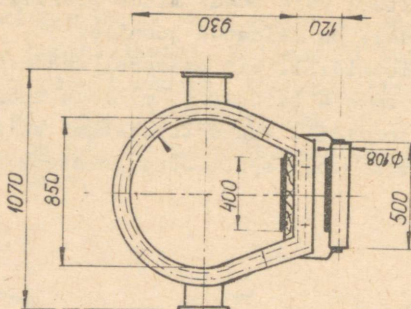
Joonis. 18. Universaalse ekshaustorseadme magistraalatoru ristlõike kasutatavad variandid.

Punktis B (joonis 17) asub materjali vastuvõtulehter. Saepuru ja laastud sattudes lehtrisse B liiguvad sealt edasi torustiku BCB mööda ventilaatorisse C, läbides ventilaatori suubuvad tsüklonisse D. Vastuvõtulehtrid võivad olla nii horisontaalsed kui ka vertikaalsed (joonis 20). Sagedamini kasutatakse horisontaalseid vastuvõtulehtrid.

Ventilaator C töötab magistraalatoru suhtes imeval režiimil. Selle tagajärel tekitatakse magistraalatorus alarõhk (hõrendus). Ventilaatori poolt imetav õhuhulk peab tagama tööpinkide normaalse teenindamise. Õhuhulk määratakse lähtudes tööpinkide tüübist ja töörežiimist.

Universaalse ekshaustorseadme projekteerimise ja arvutamise käik on järgmine.

Tsehhi plaanile märgitakse magistraalatoru, ventilaatori ja tsükloni asukoht. Magistraalatoru jaotatakse sektsiooni-

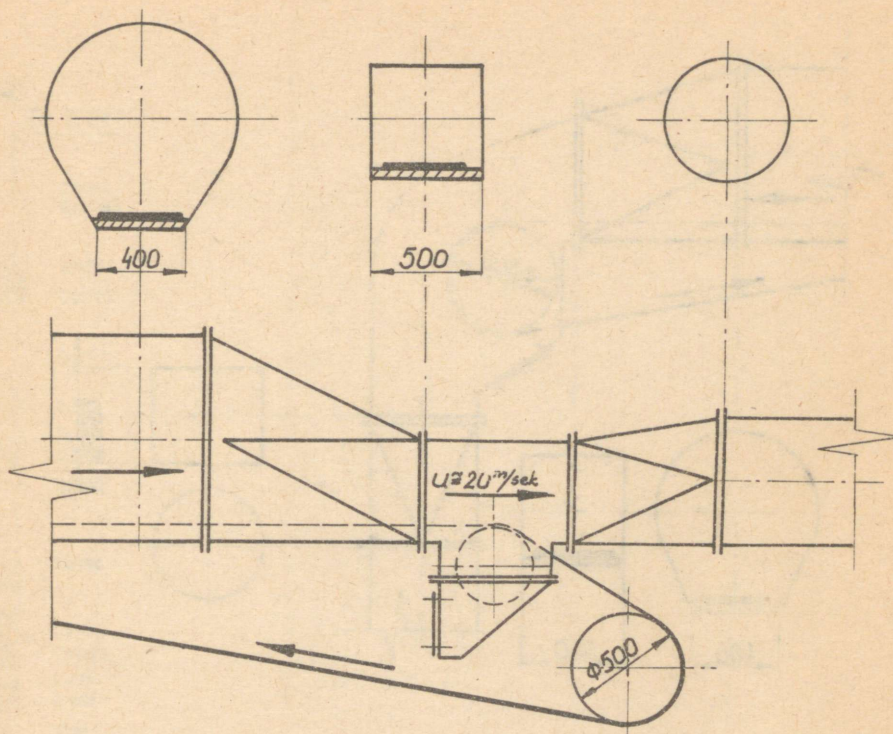


Joonis. 19. Jäava ristlõikega magistraal-  
toru sektsioon.

deks, temale kantakse telgjoontega torujätkude teljed. Edasi kantakse plaanile kogu toruvõrk.

Tööpinkide teenendamiseks vajalik õhuhulk määratakse vastavate normide alusel (vt. tabel VII). Saadud õhuhulk suurendatakse 10 ÷ 20 % võrra, kuna antud juhul pole võimalik garanteerida magistraalitoru täielikku hermeetilisust (linttransportöör).

Summaarse õhuhulga ja õhu liikumiskiiruse  $u \approx 10 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$  kaudu määratakse magistraalitoru ristlõike mõõtmed.



Joonis. 20<sup>a</sup>. Horisontaalse vastuvõtulehtri skeem.

Staatiline rõhulang magistraalitorus, mis tagab vajaliku õhu liikumiskiiruse kõigis temaga ühendatud torudes määratakse lähtudes tööpingist, mis asetseb kõige kaugemal magistraalitorust.

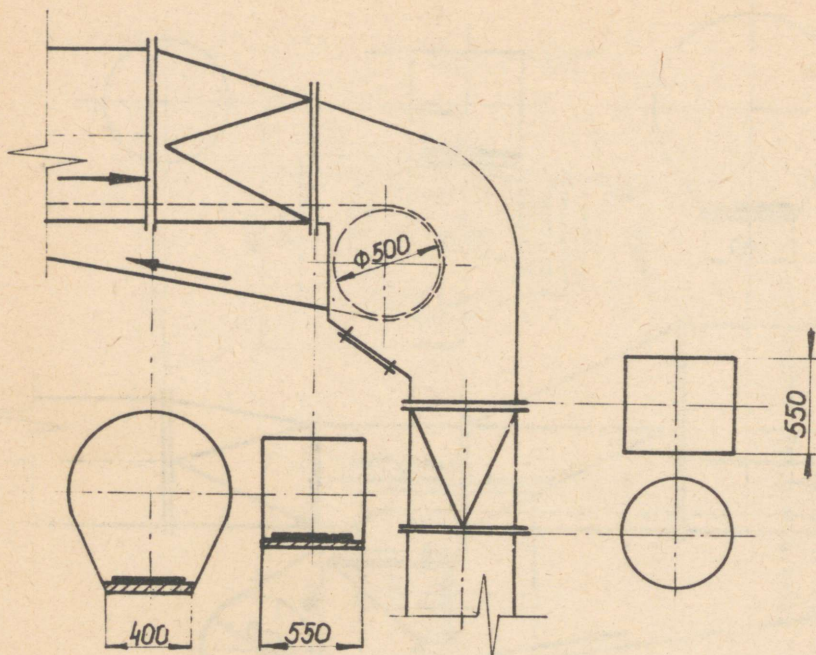
Kaugeima tööpingi kaugus magistraalitorust ( $l_{max}$ ) määratakse empiirilise valemiga (48) :

$$l_{max} = l_h + h + 16 \quad , \quad m \quad (48)$$

siin

$l_h$  - magistraalitoru telje ja tööpingi püstiku vaheline kaugus;

$h$  - püstiku pikkus, m.



Joonis. 20<sup>b</sup>. Vertikaalse vastuvõtulehtri skeem.

Andes ette magistraalitoruga ühendatud harutoru diameetri ja õhu liikumiskiiruse selles, määrame valemite (7 ja 8) abil otsitava staatilise rõhulangu.

Võrguosa BCD arvutus teostatakse lähtuses teda läbivast õhuhulgast ja materjali transpordiks vajalikust õhu liikumiskiirusest.

Selle võrguosa ekvivalentse ava (s.t. kogu süsteemi ekvivalentne ava) määramisel on vajalik arvestada magistraalitoru ekvivalentsest ava, mis määratakse seosest

$$A_m = \frac{Q}{243 \sqrt{h_{stm}}} \quad , \quad m^2, \quad (49)$$

ning ekvivalentset ava, mis arvestab rõhukadusid vastuvõtulehtris. Viimase väärtus on leitav seosest

$$A_e = 1,5 \frac{\pi d^2}{4} \quad , \quad m^2. \quad (50)$$



Magistraalitorust tööpinkidele hargneva torustiku arvutus teostatakse järgmiselt.

Tabelis VI alusel määratakse vastavat tööpinki teenedavast võrguosast läbiminev õhuhulk. Saadud õhuhulga ja magistraalitoru staatilise rõhulangu kaudu määratakse selle võrguosa ekvivalentne ava.

$$A = \frac{Q'}{243 \sqrt{h_{st.m}}} \quad , \quad m^2. \quad (51)$$

Arvutuse eesmärgiks on valida antud võrguosa toru dia-meeter selline, et tema ekvivalentne ava oleks võrdne arvutuslikule ekvivalentsele avale (valem 51). Sarnaseid arvutusi vaadeldi põhjalikumalt eelmises peatükis. Siinjuures tuleb silmas pidada, et käesoleval juhul arvutus teostati läh-tudes staatilisest rõhulangust ning seepärast võrguosade rõhulangudele tuleb liita dünaamiline rõhulang, mis tekib õhu-voolu suubumisel vaadeldavast võrguosast magistraalitorusse.

Universaalse ekshaustorseadme arvutusnäide on toodud all-pool.

#### Universaalse ekshaustorseadme arvutus-näide jääva rislõikega magistraalitoru korral

Joonisel 21 on näidatud tsehhi plaan ja läbilõige, töö-pinkide, töökohtade ja projekteeritava ekshaustorseadme asu-kohaga.

Magistraalitoru asub 4 m kõrgusel põrandast ja on mõnevõr-ra nihutatud tsehhi sümmeetriateljest.

Materjali vastuvõtulehtri konstruktsioon vastab joonise-le 20 a. Tsentrifugaalventilaator asub väljaspool tsehhi ruu-mr spetsiaalsel vundamendil.

Kõrge õhupuhastusastmega tsüklon on paigutatud metal-list alusele tsehhi lähedusse.

Joonisel 21 toodud tabelis on antud tööpinkide ja vastu-võtjate loetelu ning minimaalsed õhuhulgad ja õhu liikumis-kiirused iga vastuvõtja jaoks (valitud tabelis VI toodud) nor-mide alusel).

Samale joonisele on paigutatud seadme arvutuslik laota-tud skeem, millel on näidatud üksikute võrguosade pikkused, millised on võetud tsehhi plaanilt ja läbilõikelt.

Ekshaustorseadme arvutust alustame magistraalitoru mõõ-dete määramisega.

Joonisel 21 toodu tabelist leiame summaarse õhuhulga

$$\sum Q = 322 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

mida tuleb võtta tootmisruumist tööpinkide vastuvõtjate kaudu.

Hinnates õhukadusid süsteemis 10 %-le, saame üldiseks arvutuslikuks õhuhulgaks  $Q = 1,1 \sum Q = 1,1 \times 322 = 354 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$ .

Võttes õhu liikumiskiiruseks magistraalтору kõige koormatumas ristlõikes (punkt B)  $U_m = 10 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ , leiame magistraalтору diameetri:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{60\pi U_m}} = 0,865 \text{ m.}$$

Valime magistraalтору lameda põhjaga (joonis 18). Sellise põiklõike tinglik diameeter on:

$$D_1 = 0,95 \times 0,865 = 0,820 \text{ m.}$$

Sellise mõõtega magistraal on kantud mastaabis tsehhi plaanile.

Järgnevalt määrame seadme tähtsaima arvutusliku parametri- staatilise rõhu magistraaltorus, mis on vajalik kogu süsteemi normaalseks tööks. Selleks leiame esiteks kõige pikema harutoru arvutusliku pikkuse, milline antud juhul on  $l_{max} = 9,5 \text{ m}$  (vt. joonis 21).

$$l_a = l_{max} + h + 16 = 9,5 + 4,0 + 16,0 = 29,5 \text{ m}$$

Lähtudes seega kõige raskematest tingimustest  $l_a = 29,5 \text{ m}$ ,  $d = 125 \text{ mm}$ , määrame valemite (7 ja 8) kaudu staatilise rõhu suuruse:

$$h_{st} \approx 84 \text{ mmVS.}$$

Leitud suuruse kaudu määrame magistraalтору resulteeriva ekvivalentse ava

$$A_m = \frac{Q}{243 \sqrt{h_{st}}} = \frac{354}{243 \sqrt{84}} = 0,159 \text{ m}^2.$$

Kogu süsteemi resulteeriva ekvivalentse ava (välja arvatud tsüklon) võib leida võrguosa B C D arvutamisega (vt. seadme arvutuslikku laotatud skeemi) võttes sellesse magistraalтору ekvivalentse ava taantatud pikkuse.

Võtame õhu kiiruse torus B C D võrdseks  $19 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$  ja leiame nomogrammi nr.1 abil tema diameetri  $d = 630 \text{ mm}$ . Võrguosa B C D sirge osa pikkus  $l = 18,7 \text{ m}$ . Torupõlve ( $\alpha = 90^\circ$ ) taantatud pikkus

$$\ell_p = 10 d = 10 \times 0,63 = 6,3 \text{ m.}$$

Vastuvõtulehtri ekvivalentne ava

$$A_e = 1,5 \frac{\pi d^2}{4} = 1,5 \frac{\pi \cdot 0,63^2}{4} = 0,467 \text{ m}^2$$

Magistraaltoru ekvivalentne ava oli leitud varem  $A_m = 0,159 \text{ m}^2$ .

Nomogrammi nr.2 abil nende ekvivalentsete avade taandatud pikkused ( $d = 630 \text{ mm}$ ) on

$$\ell_e = 20 \text{ m;}$$

$$\ell_m = 170 \text{ m.}$$

Kogu vaadeldava võrguosa arvutuslik pikkus

$$\ell_a = \ell + \ell_p + \ell_e + \ell_m = 18,7 + 6,3 + 20,0 + 170 = 215 \text{ m.}$$

On ilmne, et kogu süsteemi ekvivalentne ava (väljaarvatud tsüklon) võrdub sellise sirge toru ekvivalentse avaga, mille diameeter  $d = 630 \text{ mm}$  ja  $\ell_a = 215 \text{ m}$ . Leiame selle nomogrammilt nr.2:

$$A = 0,142 \text{ m}^2.$$

Võrguosa B C D arvutuse märgime laotatud skeemile.

Leitud ekvivalentse ava kaudu määrame rõhukaod võrrandist  $\varnothing 14 \varnothing$  õhuhulga  $Q = 354 \frac{\text{m}^3}{\text{min.}}$  korral:

$$\Delta h = \left( \frac{Q}{243A} \right)^2 = \left( \frac{354}{243 \cdot 0,142} \right)^2 = 105 \text{ mm VS.}$$

Võttes õhu ja materjali segu kaaluliseks konsentratsiooniks  $\mu_t = 0,2$  leiame graafikult 3 taandatud rõhukao  $\bar{n} = 1,2$ .

Segu liikumisel tekivad rõhukadu

$$\Delta h' = \Delta h \cdot \bar{n} = 105 \cdot 1,2 = 126 \text{ mm VS.}$$

Süsteemi summaarse rõhukao määramisel tuleb arvestada ka kadusid tsüklonis.

Arvutusliku õhuhulga  $Q = 354 \times 60 = 21240 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  järgi valime tsükloni  $\varnothing 1500$  (tabel IV), mille sisendtoru ristlõike pindala  $S = 0,277 \text{ m}^2$ . Määrame tsükloni ekvivalentse ava, arvestades, et tema takistuskoeffitsient  $\zeta_{ts} = 5,4$ :

$$A_{ts} = S \sqrt{\frac{1}{\zeta_{ts}}} = 0,277 \sqrt{\frac{1}{5,4}} \cong 0,12 \text{ m}^2$$

Rõhukaod tsüklonis

$$\Delta h_{ts} = \left( \frac{Q}{243 A_{ts}} \right)^2 = \left( \frac{354}{243 \cdot 0,12} \right)^2 \cong 138 \text{ mm VS}$$

Summaarsed rõhukaod kogu süsteemi töörežiimil

$$h = \Delta h' + \Delta h_{ts} = 126 + 138 = 264 \text{ mm VS.}$$

Kuna süsteemi rõhukaod leiti  $Q$  järgi, st. on arvestatud ka võimalikud õhukaod, siis järelikult ventilaatori arvutulikus rõhuks tuleb lugeda  $H_v = h = 264 \text{ mmVS}$ .

$H_v$  ja  $Q = 21240 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  järgi valime tsentrifugaalventilaatori ЦП7-40 Nr.8.

Ventilaatori aerodünaamiliselt karakteristikalt (joon. 12) leiame rootori pöörete arvu

$$n = 1540 \frac{\text{p}}{\text{min}} \text{ ja kasuteguri } \eta_v = 0,48.$$

Ventilaatori mootori vajaliku võimsuse leiame valemist

$$(47): N = \frac{1,2 \cdot Q \cdot H_v}{60 \cdot 102 \cdot \eta_v \cdot \eta_u} = \frac{1,2 \cdot 354 \cdot 264}{60 \cdot 102 \cdot 0,48 \cdot 0,95} = 40 \text{ kW}.$$

Edasi tuleb teostada tööpinkide juurde suunduva toruvõrgu arvutus. Vastavalt varemvalitud rõhule magistraalitorus  $h_{st} = 84 \text{ mmVS}$  ja õhuhulaga normidele (tabel VI) määrame iga haru jaoks ekvivalentse ava. Näiteks haru jaoks, milline saabub lihvimispingi ШЛПС peavastuvõtjasse, leiame:

$$A = \frac{Q'}{243 \sqrt{h_{st}}} = \frac{22}{243 \sqrt{84}} = 0,00985 \text{ m}^2$$

Teostame arvutuse haru jaoks, milline suubub lihvimispingi ШЛПС peavastuvõtjasse (skeemil märgitud positsiooninumbriга 1<sup>b</sup>).

Anneme õhu liikumiskiiruseks selles harus 16  $\frac{\text{m}}{\text{sek}}$ , siis vastavalt nomogrammile nr.1 leiame toru diameetriks  $d = 170 \text{ mm}$ .

Selle haru sirgete torude geomeetriline pikkus

$$\ell_g = 9,7 \text{ m. } \xi = 0,8 \text{ (tabel VI).}$$

Järelikult sisendi ekvivalentne ava

$$A_s = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{1}{\xi}} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{1}{0,8}} = 1,1 \frac{\pi d^2}{4}$$

Nomogrammi nr.2 järgi leiame toru ( $d = 170 \text{ mm}$ ) ristlõike pindala

$$\frac{\pi d^2}{4} = 0,0227 \text{ m}^2.$$

Järelikult  $A_s = 1,1 \times 0,0227 = 0,025 \text{ m}^2$ .

$A_s = 0,025 \text{ m}^2$  ja  $d = 170 \text{ mm}$  kaudu leiame nomogrammit nr. 2 sisendi taandatud pikkuse  $\ell_s = 7,4 \text{ m}$ .

Määrame põlvede taandatud pikkused (2 põlve,  $\alpha = 90^\circ$ ):

$$\ell_p = 2 \cdot 10d = 2 \cdot 10 \cdot 0,17 = 3,4 \text{ m.}$$

Õhuvool, väljudes harust magistraalitorusse kaotab pea-aegu täielikult dünaamilise rõhu (kineetiline energia). Rõhukadu iga haru väljendis hinnatakse ekvivalentse avaga

$$A = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Antud haru väljendi taandatud pikkuse määramise nomogrammi nr.2 järgi (joonte  $\frac{\pi d^2}{4}$  ja  $d = 170 \text{ mm}$  lõikepunkti oordinaat) -  $\ell_v = 9 \text{ m.}$

Haru arvutuslik pikkus

$$\ell_v = \ell + \ell_g + \ell_p + \ell_v = 9,7 + 7,4 + 3,4 + 9,0 = 29,5 \text{ m.}$$

Vaadeldava haru resulteeriva ekvivalentse ava määramise nomogrammilt nr.2 ( $d = 170 \text{ mm}$ ,  $\ell_a = 29,5 \text{ m}$ )

$$A = 0,0125 \text{ m}^2.$$

Meid aga rahuldab ekvivalentne ava  $0,00985 \text{ m}^2$  (tabel VI)

Erinevus:

$$\frac{0,0125 - 0,00985}{0,00985} \cdot 100 \% = 27 \%.$$

Lubatud erinevus on 3 %.

Tähendab toru diameeter pole valitud õnnestunult - haru tuleb ümber arvutada.

Kui anname uueks toru diameetriks  $d = 155 \text{ mm}$  ja teostame arvutuse analoogiliselt eeltooduga, siis haru uueks resulteerivaks ekvivalentseks avaks kujuneb

$$A = 0,0101 \text{ m}^2.$$

Sel juhul erinevus etteantust on ainult 2,5 %.

Tegelik õhuhulk harus

$$Q = 243A\sqrt{h_{st}} = 243 \cdot 0,0101 \sqrt{84} = 22,5 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

aga õhu liikumiskiirus  $U = 19,6 \frac{\text{m}}{\text{sek.}}$

Kogu haru arvutus on toodud tulba kujul vastavaks kohas arvutuslikul laotatud skeemil. Haru tegelik ekvivalentne ava on kirjutatud tulba lõppu, tegelikud  $Q$  ja  $U$  väärtused on kirjutatud ümarsulgudesse.

Analoogilisel viisil arvutatakse ka kõik teised võrguosad.

Tähelepanelikult tuleb teostada selliste harude arvutus, mis omakorda hargnevad, näiteks tööpinkide 2 ja 7 juurde tulevad harud.

Nende osade arvutamisel väljumiskadusid torukolmikusse ei arvestata; neid arvestatakse võrguosa liitumiskohal magistraalitoruga.

### Lihtsustatud universaalsed ekshaustorseadmed kollektorite - kogujatega

Universaalsed seadmed jäävat ristlõiget omava magistraalitoruga on otstarbekad kasutada suurtes tsehhides, kus on palju tööpinke, kuna nad nõuvad suuri kapitaalkulutusi.

Viimasel ajal kasutatakse väikese grupi tööpinkide teenindamiseks edukalt lihtsustatud tüüpi universaalseid ekshaustorseadmeid.

Nendes seadmetes magistraalitorustik on asendatud kompaktsel kollektoriga ehk kogujaga, milline kujutab endast reservuaari, millega ühendatakse tööpinkidelt tulev torustik. Selline kollektor täidab torukolmiku osa, ta ühendab kõik harud üheks koguvaks torustikuks. Seega on kõikides harudes üks ja seesama rõhkude vahe.

Selline seade võib teenindada kogu tootmispinda olenemata pinkide asetusest.

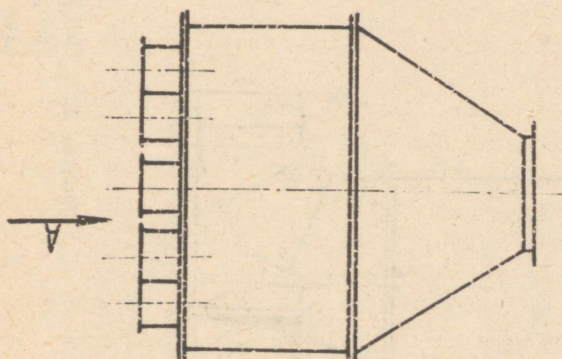
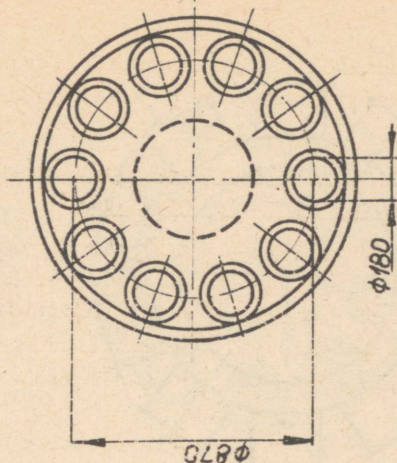
Kollektoriseadmed omavad aga piiratud reservi uute täiendavate tööpinkide teenindamiseks. Täiendavalt püstitatud tööpinkide teenindamine on võimalik ainult õhu liikumiskii- ruse suurendamisega koguvaks torustikus (ühendab kollektorit tsükloniga) mitte rohkem kui  $\sim 25\%$  ventilaatori pöörete arvu suurendamisega.

Kollektor-koguja konstruktsioon võib olla mitmesugune ja valitakse vastavalt konkreetsele olukorrale. Üheks täiuslikumaks konstruktsiooniks tuleb pidada vertikaalset koonilist kollektorit, millega harutorud on ühendatud ülalt nurgaga all. (joon. 22<sup>b</sup>) Mõnikord harutorud ühendatakse kollektoriga ülalt otse vertikaalselt (joonis 22<sup>a</sup>).

Harutorude ühendamist küljelt mööda silindrilise koguja moodustajat ei soovitata, kuna sel juhul õhujugade segunemine kogujas on seotud suurte rõhkudega.

Juhul, kui koguvat torustikku pole võimalik asetada kollektorist allapoole, kasutatakse kogujad, mis on toodud joonisel 22<sup>c</sup>.

Vaade A

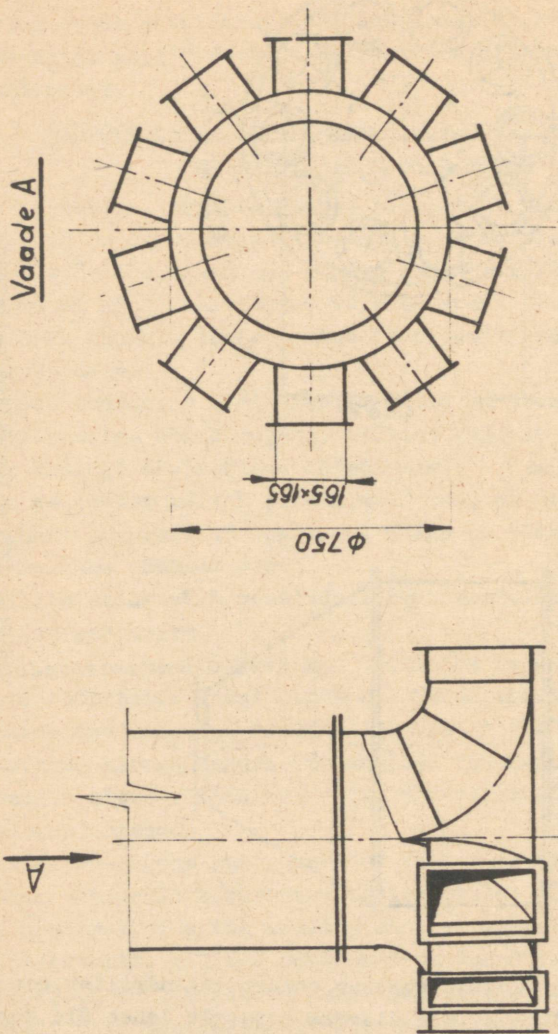


Joonis. 22<sup>a</sup>. Silindriline kollektor-  
koguja torude ühendami-  
seks ülalt.

Selline kollektor kujutab endast silindrilist reservuaari nõgusa põhjaga, mis ülaosas sujuvalt läheb üle koguvaks toruks.

Koguja külgselinas on ristkülikukujulise ristlõikega torujätkud harutorustiku ühendamiseks.

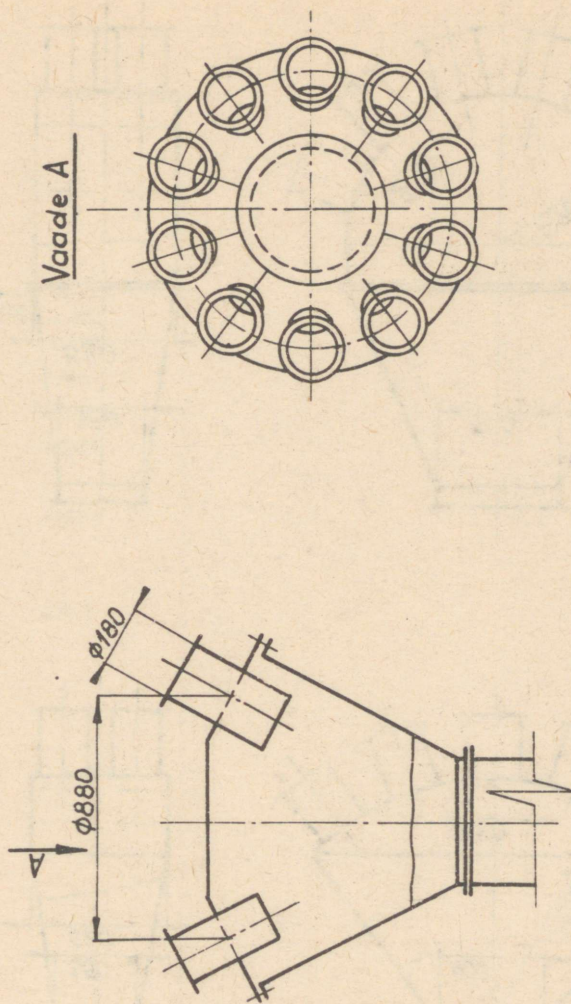
Tootmisruumi piiratud kõrguse korral kasutatakse horisontaalseid kollektoreid - koonilisi lehtreid (joon. 23). Kuid horisontaalsed kogujad on vähem otstarbekad, kuna nende



Joonis. 22<sup>b</sup>. "Lühter"-tüüpi kollektor-  
 koguja torude ühendamiseks  
 alt.

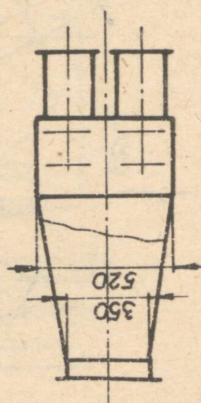
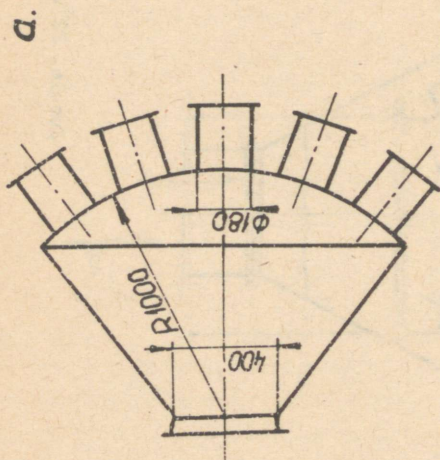
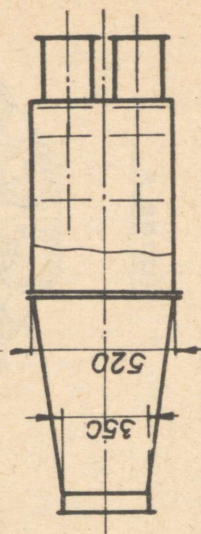
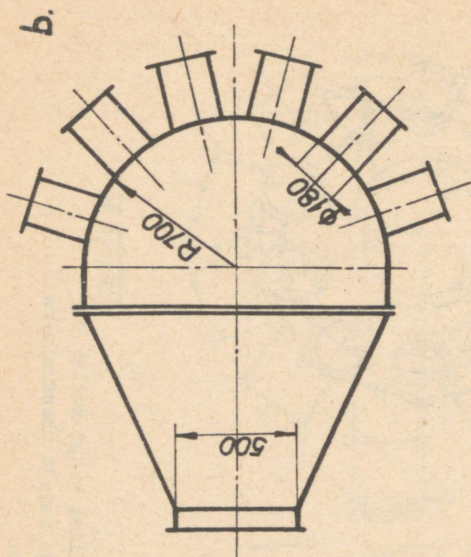
poolt teenindatav tselhi tootmispiind on tunduvalt väiksem.  
 Kollektorite mõõtmed on sõltuvad narutorude arvust.

Torujätkude arvu kollektoril määratakse töötavate (ole-  
 masolevate) tööpinkide arvuga pluss 2 ÷ 3 reserv torujätku.



Joonis. 22<sup>c</sup>. Koonilist tüüpi kollektor-  
koguja torude ühendamiseks  
üvalt.

Muus osas kollektorsüsteemide konstruktsioon, samuti nende arvutus mitte millegagi ei erine teistest universaalsest ekshaustorseadmetest.

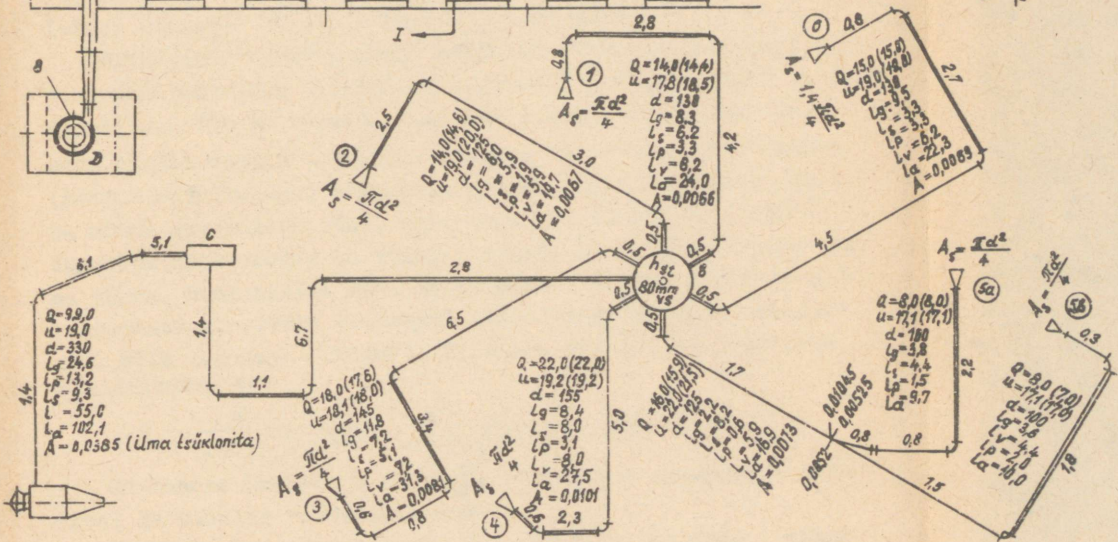
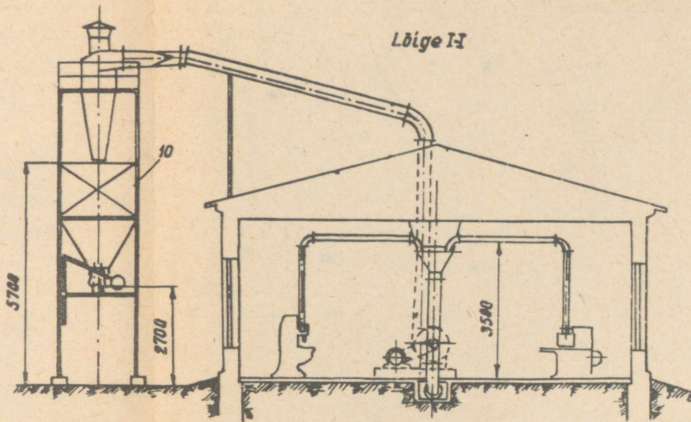
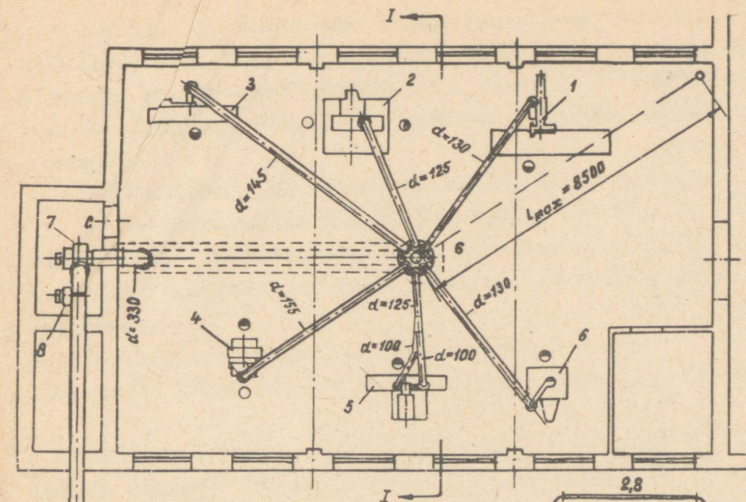


Joonis. 23. Horisontaalsed kollektor-  
kogujad:

a - sektor-tüüpi; b - seg-  
ment-tüüpi.

Vertikaalse kollektoriga universaalse  
ekshaustorseadme arvutus

Joon 24 on näidatud tsehhi plaan ja läbilõige koos pin-  
kido ja ekshaustorseadme asetusega. Seadmete loetelu koos  
arvutuslike normidega on toodud tabelis samal joonisel.



№	SEADME NIMETUS	Q <sub>MIN</sub> M <sup>3</sup> /MIN	U <sub>MIN</sub> M/SEK	A
1.	KETASSAAG Ц.П.А	14	15	0,00644
2.	KETASSAAG Ц.П.А	14	15	0,00644
3.	HÖÖVELMASIN СФ4-3	18	17	0,00829
4.	PAKSUSHÖÖVEL СР-6	22	18	0,0101
5.	KETTPEITLUSMASIN Ц.Ц.А-2 ÜLEMINE VASTUVÕTJA	8	17	0,00735
	KÜLGVASTUVÕTJA	8	17	
6.	ÜHESPINDLILINE FREES- PINK Ф-3	15	17	0,0069
7.	TSENTRIFUGAAL-VENTI- LAATOR Ц.П.7-40, М <sup>2</sup> Б			
8.	ELEKTRIMOOTOR А063-4 N=14KW			
9.	TSÜKLON Ц-800			
10.	KOGUMISPUNKER MAHUGA 7M <sup>3</sup>			

Joonis. 24. Vertikaalse kollektor-kogujaga universaalse ekshaustorseadme arvustuskeem.

Tsehhi tootmispinna teenindamiseks kasutatakse vertikaalset koonilist kollektorit kaheksa torujätkuga (kaks reservis), milline asub tsehhiruumi kaeskel. Koguvtorustik suubub ventilaatorisse, mis asetseb eriruumis vastaval vundamendil.

Seadme arvutuslik skeem on toodud samal joonisel.

Leiame staatilise rõhu kollektoris, milline on vajalik kogu tsehhi teenindamiseks. Suurim võimalik kaugus püstiku ja kollektori vahel on juhul, kui püstik asub tsehhi nurgas (punkt A).

Meie näites see kaugus on  $l_{max} = 8,5$  m.

Järelikult kõige pikema harutoustiku arvutuslik pikkus on

$$l_a = l_{max} + h + 16 = 8,5 + 3,5 + 16 = 28 \text{ m.}$$

Võttes toru arvutuslikuks diameetriks  $d = 130$  mm ( $l_a = 28$  m) leiame valemite (7 ja 8) abil  $h_{st} = 80$  mmVS.

Erinevalt universaalsest seadmest püsiva põiklõikega magistraalitoruga, õhu liikumisel harutostikust kollektorisse dünaamiline rõhk ei vähene, kuna õhk peaaegu sellesama kiirusega liigub koguva torustiku suunas. Seetõttu kollektori (koos torujätkudega) summaarne ekvivalentne ava tuleb määrata mitte staatilise rõhu, vaid kogurõhu alusel kollektoris. Kogurõhk imevtorudes on väiksem staatilisest dünaamilise rõhu võrra. Dünaamilise rõhu keskmiseks väärtuseks pärast kollektorisse suubuvate erinevate kiirustega õhujugade segunemist võib lugeda  $\sim 20$  mmVS. Niisiis, kollektori summaarne ekvivalentne ava

$$A_k = \frac{Q}{243\sqrt{h_{st}-20}} = \frac{99}{243\sqrt{80-20}} = 0,0525 \text{ m}^2.$$

Summaarse õhukulu  $Q = 99 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$  leiame kui summeerime joonisel 24 tabelis vastavad andmed.

Teostame koguva torustiku BCD arvutuse, milline läheb kollektorist tsüklonini. Kui nüüd selle torustiku arvutuslikku pikkusesse lisada eelpoolleitud kollektori ekvivalentse ava taandatud pikkus, siis võib leida arvutusliku pikkuse järgi kogu seadme (väljaarvatud tsüklon) resulteeriva ekvivalentse ava.

Võtame õhu kiiruseks torustikus BCD  $U = 19 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$  ning leiame nomogrammi nr.1 järgi toru diameetriks  $d = 330$  mm.

Torustiku sirge osa geomeetriline pikkus vaadeldaval lõigul:

$$l_g = 24,6 \text{ m.}$$

Torupõlvede taandatud pikkus (4 torupõlve  $90^\circ$ )

$$l_p = 4 \cdot 10d = 4 \cdot 10 \cdot 0,33 = 13,2 \text{ m}$$

Ekvivalentne ava, milline arvestab rõhukadu õhu liikumisel kollektorist koguvasse torustikku:

$$A_{KK} = 1,5 \frac{\pi d^2}{4} = 1,5 \frac{\pi \cdot 0,33^2}{4} = 128 \text{ m}^2$$

aga ekvivalentne ava kollektoril koos kõigi torujätkudega oli leitud varem

$$A_k = 0,0525 \text{ m}^2.$$

Nomogrammi nr.2 järgi leiame nende ekvivalentsete avade taandatud pikkused toru läbimõõdul  $d = 330 \text{ m}$ :

$$l_{KK} = 9,3 \text{ m};$$

$$l_k = 55,0 \text{ m.}$$

Torustiku arvutuslik pikkus

$$l_a = 24,6 + 13,2 + 9,3 + 55 = 102,1 \text{ m.}$$

Selle pikkuse ja  $d = 330 \text{ mm}$  järgi leiame nomogrammilt nr.2 kogu seadme ekvivalentse ava, arvestamata tsüklonit:

$$A = 0,0385 \text{ m}^2.$$

Rõhukadu torustikus, kui temas voolab õhuhulk  $99 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$ .

$$\Delta h = \left( \frac{Q}{243 A} \right)^2 = \left( \frac{99}{243 \cdot 0,0385} \right)^2 = 112 \text{ mm VS.}$$

Rõhukadu õhu ja materjali segu liikumisel torustikus, kui

$$\mu_t = 0,2 \quad (\text{joon. 3.})$$

$$\Delta h' = \Delta h \cdot \bar{h} = 112 \cdot 1,2 = 135 \text{ mm VS.}$$

Summaarse rõhukao leidmisel süsteemis on vajalik<sup>3</sup> veel arvestada rõhukadu tsüklonis.  $Q = 99 \cdot 60 = 5940 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  järgi tabelist IV valime kõrge õhupuhastusastmega tsükloni 4-800, millel sisendi torujätku põiklõige  $S = 0,08 \text{ m}^2$  aga takistuskoeffitsient  $\xi_{ts} = 5,4$ .

Tsükloni ekvivalentne ava

$$A_{ts} = S \sqrt{\frac{1}{\xi_{ts}}} = 0,08 \sqrt{\frac{1}{5}} = 0,035 \text{ m}^2.$$

Rõhukadu tsüklonis

$$\Delta h_{ts} \cong \left( \frac{99}{243 \cdot 0,035} \right)^2 = 129 \text{ mm VS.}$$

Summaarne rõhukadu süsteemis

$$h = \Delta h' + \Delta h_{ts} = 135 + 129 = 264 \text{ mm VS.}$$

Tsentrifugaal-ventilaatori vajalik töörohk

$$H_v = 1,1 h = 1,1 \cdot 264 = \text{mmVS.}$$

Arvutuslik õhuhulk, mida peab andma ventilaator, arvestades 10 % õhulühiseid

$$Q = 1,1 \cdot 99 = 109 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 6540 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$H_v$  ja  $Q$  järgi valime tsentrifugaalventilaatori 4/77-40 nr.6.

Ventilaatori karakteristikate järgi (vt. joon.13) leiame tema rootori pöörete arvu  $n = 1450$  ja kasutegur  $\eta_v = 0,56$ .

Määrame ventilaatorile vajaliku mootori võimsuse,

$$N_M = \frac{1,2 \cdot Q \cdot H_v}{60 \cdot 102 \cdot \eta_v \cdot \eta_{\dot{u}}} = \frac{1,2 \cdot 109 \cdot 291}{60 \cdot 102 \cdot 0,56 \cdot 0,95} = 11,7 \text{ kW.}$$

Mis puutub harutorude arvutusse. siis see ei erine sugugi jääva põiklõiget omava magistraalitoruga universaalsete seadmete vastavast arvutusest (vt.lk. ). Arvutus teostatakse valitud staatilise rõhu järgi kollektoris  $h_{st} = 80 \text{ mmVS.}$

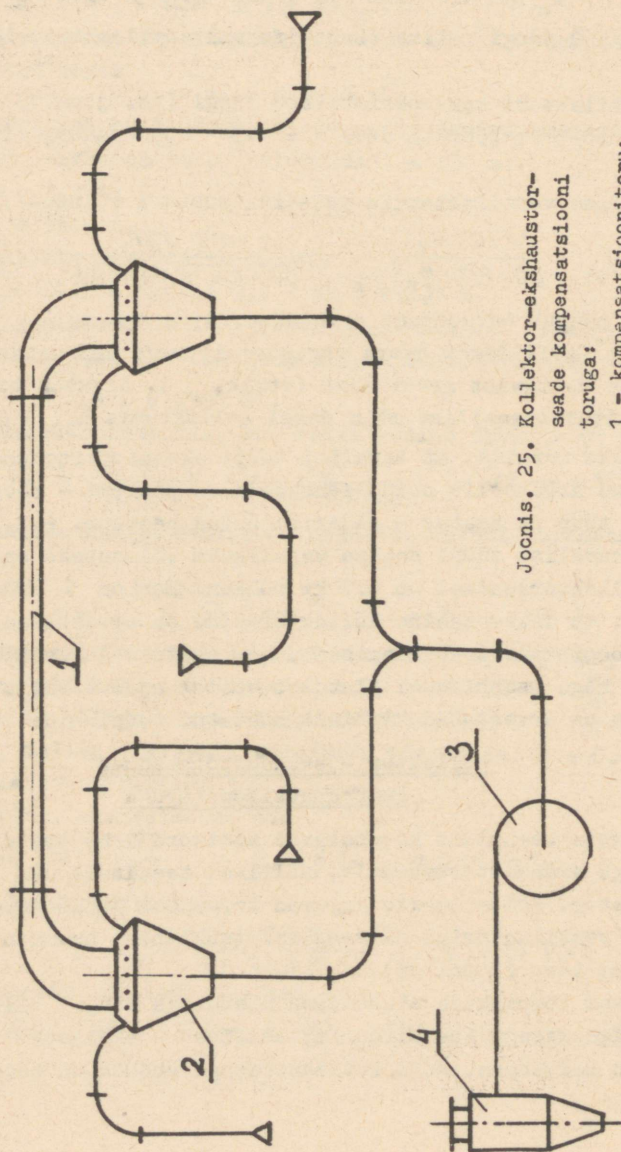
Lõpuks märgime, et tavalist tüüpi ekshaustorseadme varemtoodud arvutuslik näide lähteandmete pooldest - tööpinkide arv, tüüp ja asetus - ei erine antud näitest. (vt.lk.53) Ainult tavalist tüüpi seadme vajalikuks võimsuseks on 10 kw, kuna kollektorseadmepel on 1,7 kw rohkem. See on seletatav sellega, et universaalne kollektorseade on arvestatud selliste tööpinkide teenindamiseks, mis asetsevad (laiali pil-latuna) kogu tsehhiruumi ulatuses, samal ajal tavalist tüüpi seade on arvestatud kindlalt asetatud tööpinkide reale.

#### Kollektor - ekshaustorseadmed kompensatsioonitoruga

Suurtes tsehhides kasutatakse mõnikord kahe eraldi kollektoriga ekshaustorseadmeid, millised teenindab üks ühine ventilaator. Kollektorite koguvad torud sel juhul ühinevad nii, et ventilaatorini ja seejärel tsüklonini suundub juba üks ühine toru (joon. 25).

Seoses tööpinkide ebaühtlase asetusega ning võimalike ümberpaigutustega tsehhiruumis, sellise ekshaustorseadme töö võib halveneda, kuna kollektoritega ühendatud tööpinki-

de arv võib erineda projekteeritust, mille tagajärjel üks kollektoritest osutub üle - aga teine alakoormatuks.



Joonis. 25. Kollektor-ekshaustor-seade kompensatsioonitoruga:  
 1 - kompensatsioonitoru;  
 2 - kollektor-koguja;  
 3 - ventilaator; 4 - tsüklor.

Efektiivseks vahendiks, milline võimaldab kõrvaldada seda puudust, on mõlema kollektori ühendamise kompensatsioonitoruga (vt. joon.25). Sel juhul ülekoormatud kollektorist osa õhku liigub mööda kompensatsioonitoru alakoormatud kollektorisse, selle tulemusel staatiline rõhk mõlemas kollektoris ühtlustub, st. paraneb kogu seadme töö.

Kompensatsioonitoruga kollektorseadmete arvutuskäik ei erine näitest, millist käsitsi vahetult eelpool. Kompensatsioonitoru arvutusmeetodika on välja töötatud E.K. Gromtsev'i poolt [4].

### Pneumotransportseadmed

Pneumotransportseadmeid kasutatakse ainult materjali transpordiks. Seega nende konstruktsioon ja arvutusmeetodika erineb ekshaustorseadmete omast.

Nende seadmete korral transporditav materjal saadakse väikese arvuga laadimispunktidest, ühest või kahest, harva kolmest või enamast. Seoses sellega transporteeriv torustik ei kujuta endast keerulist hargnevat süsteemi.

Pneumotransportseadmetes on otstarbekohane kasutada kõrget kaalulist kontsentratsiooni. Mida kõrgem kontsentratsioon, seda vähem õhku vajatakse materjali transportimiseks ja järelilikult seda väiksem on energiakulu transporditava materjali ühe kaaluühiku kohta. Peale selle, segu kõrgetel kontsentratsioonidel vähenevad torustikus ristlõiked, seega ka nende (esialgne) maksumus.

Kahjuks, küsimust segu maksimaalselt saavutatavast kontsentratsioonist peenendatud puidu transportimisel ei ole peaaegu tundma õpitud. Olemasolevad transportseadmed töötavad segu konsentratsioonidega, mitte üle 0,7. Praegusel ajal uuritakse segude optimaalseid kontsentratsioone ja esialgsed andmed näitavad, et näiteks tehnoloogilise laastu jaoks on võimalik tegelik kaaluline kaontsentratsioon viia 2-ni toru diameetril mitte alla 200 mm.

Puidutöötlemise ettevõtetes kasutatakse pneumotransportseadmeid väga mitmesugustel eemärkidel. Näiteks: laastuplaatide tootmisel kasutatakse pneumotransporti laastude edasi toimetamiseks ühelt tehnoloogiliselt operatsioonilt tei-

sele. Tikuvabrikutes neid seadmeid kasutatakse tikkude transportimiseks.

Välised pneumotransportliina võivad omada suhteliselt suurt pikkust - kuni 1 km ja enam.

Pneumotransportseadmed sõltuvalt kasutualast, võivad töötada imeval, suruval või imev-suruval režiimil.

Imevat tüüpi transportseadmeid kasutatakse väikeste, suruvat tüüpi suuremate transportimiskauguste korral.

Kõrgsurvega suruvate seadmete (suurte kauguste korral, mil üldised survekaod ületavad 1000 mmVS) arvutusel tuleb arvestada õhu paisumist torustiku ulatuses.

Õhu paisumistöö arvestamiseks torustikus võib kasutada rakendusliku gaasidünaamika võrrandeid. Kui mitte arvestada õhu tühiselt väikeseid inertsjõude, siis õhu ja materjali segu ühtlasel voolamisel torustikus rõhukadu võib küllaldaselt täpsusega määrata valemiga:

$$h_1 \cong \sqrt{h_2^2 + 4,89 \cdot 10^{-8} \cdot T \cdot \ell_t \cdot \lambda \cdot G^2 \cdot d^{-5} \cdot \varepsilon}, \frac{\text{KG}}{\text{cm}^2} (52)$$

siin  $h_1$  - voolu absoluutne rõhk torustiku alguses (voolu suuna järgi),  $\frac{\text{KG}}{\text{cm}^2}$  ;

$h_2$  - voolu absoluutne rõhk torustiku lõpus,  $\frac{\text{KG}}{\text{cm}^2}$  ;

$T$  - õhu absoluutne temperatuur torustikus, kraad;

$\ell_t$  - torustiku taandatud pikkus m;

$G$  - õhu kaaluline kulu,  $\frac{\text{KG}}{\text{sek}}$  ;

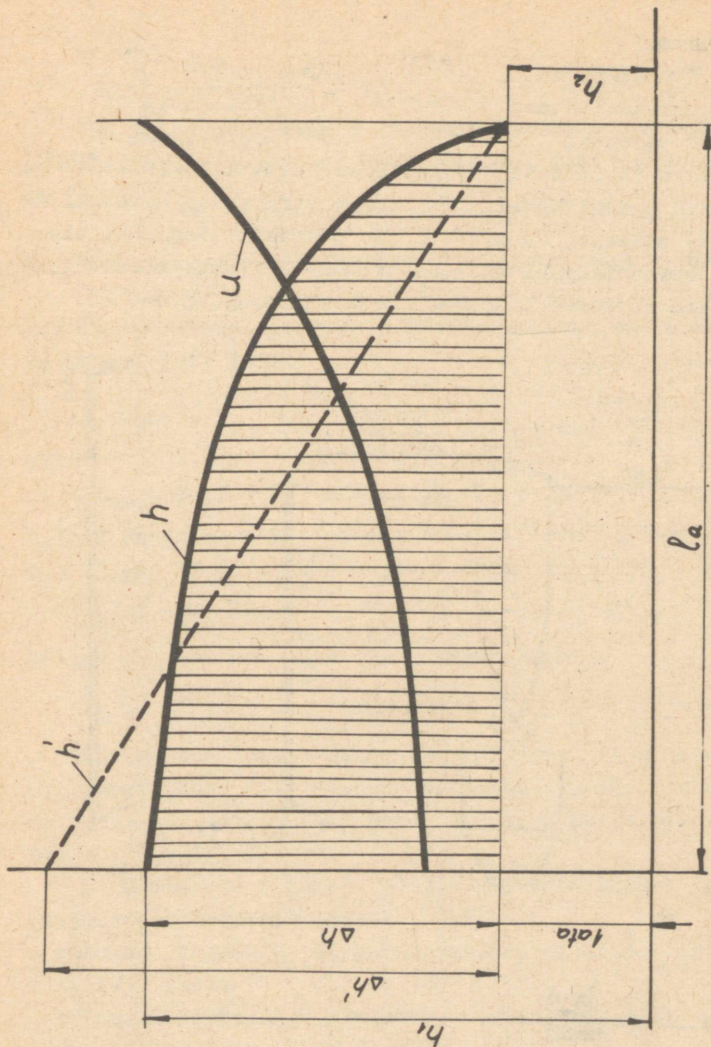
$d$  - torustiku diameeter, m;

$\varepsilon$  - erirõhulang, mida põhjustab materjali olemasolu õhuvoolus.

Joon.26 on näidatud rõhu  $h_1$  fiktiivne jaotus sirges torus, milline on leitud gaasi paisumist arvestamata, samuti tegeliku rõhulangu ja voolukiiruse muutumise epüürid kogu torustiku pikkusel.

Nagu on näha graafikult, torustiku lõpposa, milles rõhk läheneb atmosfäärsele rõhule töötab aerodünaamilisest seisukohast kõige soodsamates tingimustes, kuna rõhk selles osas langeb kiiresti ja seoses õhu paisumisega tunduvalt kasvab tema voolukiirus.

Kõrgrõhuseadmete torustike rõhkude ja kiiruste jaotust võib teatud tasemini tasanada astmeliste torustike kasutamisega, suurendades nende diameetrit torustiku lõpu suunas.



Joonis. 26. Õhu kiiruse ja rõhu muutumiskõverad piki kõrgrõhul töötavat transporttoru.

Laastude transportimiseks määratud imevat tüüpi pneumotransportseadme arvutus

Eeldame, et on vaja projekteerida pneumotransportseade laastude transportimiseks laastupingilt punkrisse, milline asub laastuplaatide tsehhis teisel korrusel.

Lähteandmed .

Laastupingi tootlikkus

$$G_m = 3000 \frac{\text{KG}}{\text{h}}$$

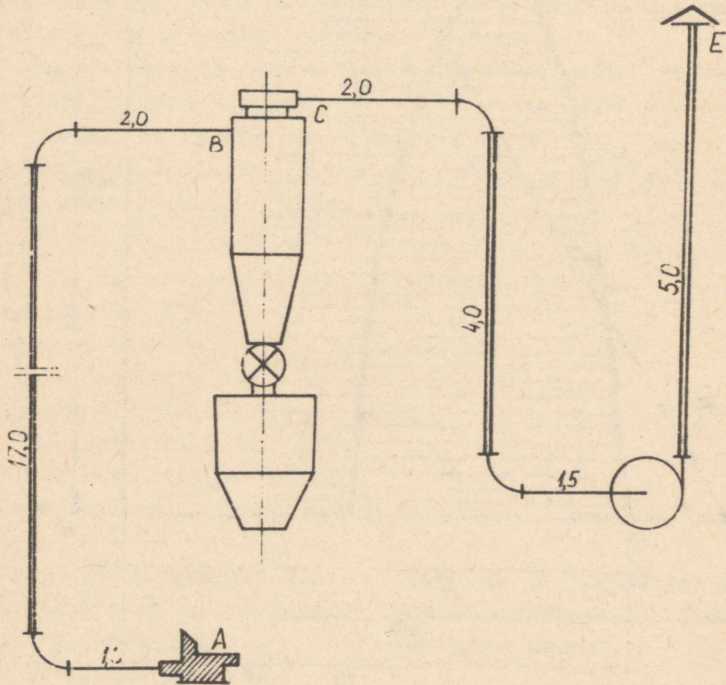
Laastude maksimaalmõtmed

$$30 \times 10 \times 0,7 \text{ mm}$$

Kaulasstude mahukaal

$$\gamma_m = 500 \frac{\text{KG}}{\text{m}^3}$$

Valime imevat tüüpi seadme vahepealse tsükkloniga (tüüp *ММТ*), milline asub punkri kohal. Tsükklon on varustatud hermeetilise siibriga selleks, et vältida õhu juurdeimemist läbi alumise ava. Tsentrigugaalventilaator monteeritakse pärast tsükkloni teisele korrusele. Seadme skeem on toodud joon. 27.



Joonis. 27. Imevat tüüpi töötava pneumo-transportseadme arvutuskeem.

Võtame materjali ja õhu segu tegelikuks kaaluliseks kontsentratsiooniks  $\mu_t = 1$ . Siis vajalik Shuhulk seadme osas AB määratakse valemiga (26).

$$Q = \frac{G_m}{60 \mu_t \cdot \frac{U_m}{U} \gamma} = \frac{3000}{60 \cdot 1,0 \cdot 0,7 \cdot 1,2} = 59,5 \frac{m^3}{min}.$$

Õhu kiirus, milline on vajalik laastude transportimiseks torustiku horisontaalsetel osadel määratakse avaldisega (20):

$$U_{hor} = 1,2(4\mu_t + 0,01)\gamma_m + \ell = 1,2(4 \cdot 1,0 + 0,01 \cdot 500 + 100) = 22,8$$

Torustiku vertikaalosadel õhu kiirus peab olema suurem:

$$U_{vert} = U_{hor} + U_{kr}$$

kus  $U_{kr}$  - materjaliosakeste hõljumiskiirus, mida võib määrata valemi (21) järgi:

$$U_{kr} = 0,14 \sqrt{\frac{\delta m}{(0,02 + \frac{a}{h}) \gamma}} = 0,14 \sqrt{\frac{500}{(0,02 + \frac{0,9}{0,7}) \cdot 1,2}} = 2,5 \frac{m}{sek}$$

siis

$$U_{vert} = 22,8 + 2,5 = 25,3 \frac{m}{sek}.$$

Leitud õhuhulgaja  $U_{vert}$  järgi määrame vertikaaltoru diameetri lõigul AB (vt. skeemi joon. 27).

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{60\pi U_{vert}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 59,5}{60\pi \cdot 25,3}} = 0,223 m.$$

Võtame  $d = 220$  mm. Siis õhu liikumiskiirus

$$U = \frac{4Q}{60\pi d^2} = \frac{4 \cdot 59,5}{60\pi \cdot 0,22^2} = 26,1 \frac{m}{sek}.$$

Horisontaalitorude diameetri võib määrata õhuhulga  $Q$  ja  $U_{hor}$  järgi. Kuna meie näites horisontaalitorude pikkus lõigul AB on väike, siis jätame nende diameetriks vertikaaltoru läbimõõdu  $d = 220$  mm.

Nüüd määrame rõhukaod lõigul AB. Need kaod koosnevad järgmistest komponentidest:

- rõhukaod torustiku sirgetes osades, millised määrame valemiga (7); (28);

- rõhukaod vastuvõtja sisendis, millised määrame võrrandiga (31), milles meie näite jaoks  $\xi_v = 1,2$ ;

- rõhukaod torupõlvedes, millised määrame võrrandiga (31), võttes torupõlve jaoks suhte  $\frac{R}{d} = 3$ , leiame (vt. lk.21)

$$\xi_p = 0,12;$$

- rõhukaod materjali tõstmisel, millised määrame avaldisega (29).

Üldine rõhukadu lõigul AB (arvestades segu kontsetratsiooni)

$$\Delta h_{AB} = \left( \lambda \frac{\sum \ell}{d} + \xi_v + 2\xi_p \right) \frac{\gamma \cdot U^2}{2g} \cdot \bar{h} + H \cdot \gamma \cdot \mu_t =$$

$$= \left( 0,0175 \cdot \frac{20}{0,22} + 1,2 + 2 \cdot 0,12 \right) \frac{1,2 \cdot 26,1^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,7 +$$

$$+ 17 \cdot 1,2 \cdot 1 \cong 236 \text{ mm VS.}$$

Koefitsient  $\bar{h}$  on valitud graafiku järgi joon. 3.

Õhuhulga  $Q = 59,5 \cdot 60 = 3570 \text{ m}^3/\text{h}$  järgi valime imevat tüüpi tsükloni  $\xi_{ts} = 2,7$  Nr. 3 (tabel IV)

Tsükloni sisendtoru mõõtmed 350 x 200 mm. Õhu kiirus tsükloni sisendtorus:

$$U_{ts} = \frac{Q}{60 \cdot a \cdot b} = \frac{59,5}{60 \cdot 0,35 \cdot 0,2} = 14,2 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Leiame rõhukao tsüklonis, arvestades, et tema takistuskoefitsient  $\xi_{ts} = 2,5$

$$h_{ts} = \xi_{ts} \cdot \frac{\gamma \cdot U_{ts}^2}{2g} = \frac{2,7 \cdot 1,2 \cdot 14,2^2}{2 \cdot 9,81} \cong 33 \text{ mm VS}$$

Teostame lõigu CE arvutuse. Tunniline õhukulu sellel lõigul, milles arvestatakse 10 %-list õhu juurdeimbumist läbi tsükloni ja torustiku ebatihenduste.

$$Q = 1,1 \cdot 3570 = 3930 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Kuna sellel lõigul liigub puhas õhk, siis tema kiiruse võime võtta väiksema, kui lõigul AB.

Võtame esialgselt  $U = 16 \text{ m/sec}$ , siis torustiku läbimõõt sel osal

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot U}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3930}{3600 \cdot \pi \cdot 16}} = 0,295 \text{ m.}$$

Võtame  $d = 300 \text{ mm}$ . Siis õhu kiirus

$$U = \frac{4Q}{3600 \pi d^2} = \frac{4 \cdot 3930}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3^2} = 15,3 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Hinnates torupõlvede takistust koefitsiendiga  $\xi_p = 0,12$  aga väljundi takistust  $\xi_v = 0,64$ , leiame üldise rõhulangu lõigul CE:

$$\Delta h_{CE} = \left( \lambda \frac{\sum \ell}{d} + 2\xi_p + \xi_v \right) \frac{\gamma \cdot U^2}{2g} =$$

$$= \left( 0,0161 \frac{12,5}{0,3} + 2 \cdot 0,12 + 0,64 \right) \frac{1,2 \cdot 15,3^2}{2 \cdot 9,81} \cong 21 \text{ mm VS.}$$

Summaarne rõhukadu seadmes

$$h = \Delta h_{AB} + \Delta h_{ts} + \Delta h_{CE} = 236 + 31 + 21 = 290 \text{ mm VS}$$

Ventilaatori arvutuslik depression

$$H_v = 1,1 h = 1,1 \cdot 290 = 319 \text{ mmVS.}$$

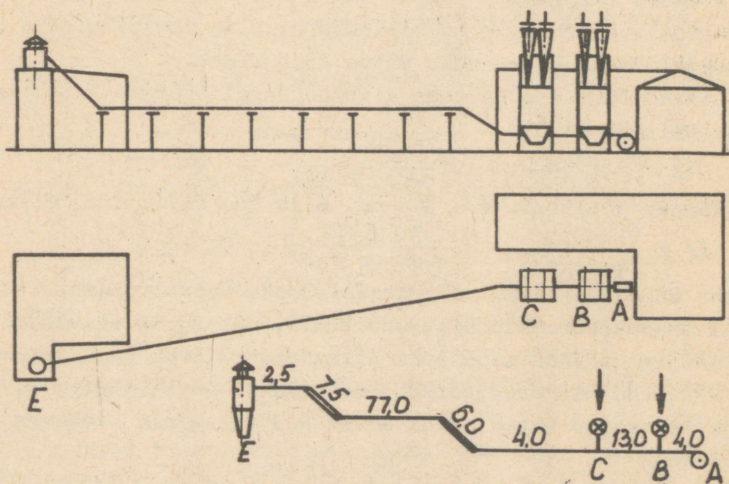
Karakteristika järgi valime ventilaatori BBA Nr.8 töö-  
 ratta pöörete arvuga  $n = 1380$  p/min ja kasuteguriga  
 $\eta_v = 0,565$ .

Ventilaatori elektrimootori vajalik võimsus:

$$N = \frac{k Q H_v}{3600 \cdot 102 \eta_v \cdot \eta_d} = \frac{1,0 \cdot 3930 \cdot 319}{3600 \cdot 102 \cdot 0,565 \cdot 0,95} \approx 6,32 \text{ kW}$$

Keskmisel rõhul töötavate suruvat tüüpi  
pneumotransportseadmete arvutus

Joon 28 on näidatud seadme skeem, milline on määratud  
 laastude andmiseks puidutöötlemise tsehhist laastplaatide  
 tsehhi.



Joonis. 28. Keskrõhul töötava suruvat tüüpi  
 pneumotransportseadme arvutus-  
 skeem.

Punktis A asub tsentrifugaalventilaator, aga punktides  
 B ja C - punkrid, millisse laastud antakse tsehhide ekshaus-  
 torseadmetega. Punkritest laastud suunatakse toitjate abil  
 transportseadme suruvtorustikku, mida mööda nad liiguvad  
 tsükloni (punkt E) milline asub laastplaatide tsehhis.

Eeldame, et puidutöötlemise tsehhi täistootlikkuse kor-  
 ral taitjasse B saabub laaste  $3500 \frac{KG}{h}$ , aga taitjasse C -  
 $4500 \frac{KG}{h}$ .

Torustiku skeem koos üksikosade pikkustega on toodud joon. 28.

Torustiku osas CE, kus liigub maksimaalne materjali kogus võtame segu tegelikuks kaaluliseks kontsentratsiooniks

$$\mu_t = 1,2.$$

$$\text{Puulaastude mahukaal } \gamma_m = 500 \text{ kg/m}^3.$$

Omades selliseid andmeid ja kasutades võrrandit (26), määrame vajaliku tunnilise õhukulu lõigul CE

$$Q_{CE} = \frac{Gm}{\mu_t \cdot \frac{u_m}{u} \cdot \gamma} = \frac{3500 + 4500}{1,2 \cdot 0,7 \cdot 1,2} = 7940 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

ja vajaliku õhu kiiruse horisontaaltorustikus valemiga (20),

$$u_{hor} = 1,2(4\mu_t + 0,01\gamma_m + b) = 1,2(4 \cdot 1,2 + 0,01 \cdot 500 + 10) = 23,8 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Pidades silmas, et lõigul CE ei ole vertikaaltorustikku, vaid ainult kaks lühikest kallakтору, siis õhu kiiruseks kogu torustiku ulatuses võib võtta 23,8 m/sek.

Leitud õhuhulga ja tema kiiruse järgi määrame torustiku diameetri lõigul CE:

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{CE}}{3600 \cdot \pi \cdot u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7940}{3600 \cdot \pi \cdot 23,8}} = 0,343 \text{ m}.$$

Võtame lõplikult  $d = 340 \text{ mm}$ . Siis õhu faktiline kiirus

$$u = \frac{4Q_{CE}}{3600 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 7940}{3600 \cdot \pi \cdot 0,34^2} = 24,2 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Üldine rõhukadu lõigul CE kosneb rõhukadudest torustiku sirgetel osadel, torupõlvedes, tsüklonis, materjali tõstmisesu ja toitjast saadud materjali liikumapanemiseks punktis C.

Rõhukadu sirgetes torudes määratakse võrrandiga (7), kusjuures tuleb antud juhul arvestada materjali olemasolu õhuvoolus:

$$\Delta h = \lambda \frac{\sum l}{d} \cdot \frac{\gamma u^2}{2g} \cdot \bar{h} = 0,0157 \frac{97}{0,34} \cdot \frac{1,2 \cdot 24,2^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,79 = 286 \text{ mm VS}$$

koefitsient  $\bar{h}$  väärtus on leitud graafikult (joon. 3).

Rõhukadu torupõlvedes. Torustiku lõigul CE on neli poolpõlve või mis on samaväärne kahe  $90^\circ$  torupõlvega. Valime torupõlve nii, et  $\frac{R}{d} = 4$ . Selliste torupõlvede takistuskoeffitsient  $\xi_p = 0,11$  (lk. 21). Rõhukao kahes torupõlves määrame valemiga (31):

$$\Delta h_p = 2 \cdot \xi_p \cdot \frac{\gamma u^2}{2g} \cdot \bar{h} = 2 \cdot 0,11 \cdot \frac{1,2 \cdot 24,2^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,76 = 14 \text{ mm VS}.$$

Rõhukadu tsüklonis. Valime tsükloni "Giprodreb" Nr. 3, mille jaoks takistuskoeffitsient  $\xi_{ts} = 1$ .

Rõhukadu tsüklonis

$$\Delta h_{ts} = \xi_{ts} \frac{\gamma \cdot U_{ts}^2}{2g} = 1 \cdot \frac{1,2 \cdot 24,2}{2 \cdot 9,81} = 36 \text{ mm VS.}$$

Rõhukadu materjali tõstmisel. Materjali tõstekõrguse määrame torustiku kallkosade projekteerimisega vertikaalteljele:

$$H = (6,0 + 7,5) \cdot \left\{ \sin 45^\circ \right\} 13,5 \cdot 0,707 = 9,5 \text{ m.}$$

Otsitava rõhukao määrame valemist (29):

$$\Delta h_{tõste} = H \cdot \gamma \cdot \mu_t = 9,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cong 14 \text{ mm VS.}$$

Rõhukadu materjali liikumapanemiseks. Punktis C laaditakse toitjast torustikku materjali  $4500 \frac{\text{KG}}{\text{h}}$ . Segu kontsentratsioonini mida omab laaditav materjal, leiame valemist (25):

$$\mu_t' = \frac{G_m}{Q \cdot \gamma \cdot \frac{U_m}{U}} = \frac{4500}{7940 \cdot 1,2 \cdot 0,7} = 0,675.$$

Rõhukao materjali liikumapanemiseks määrame valemist

$$(32): \Delta h_a = \frac{\gamma \cdot \mu_t' \cdot U_m^2}{g} = \frac{1,2 \cdot 0,675 \cdot 16,9^2}{9,81} = 24 \text{ mm VS.}$$

Seega summaarne rõhukadu lõigul CE

$$\begin{aligned} \Delta h_{CE} &= \Delta h_t + \Delta h_p + \Delta h_{ts} + \Delta h_{tõste} + \Delta h_a = \\ &= 286 + 14 + 36 + 14 + 24 = 374 \text{ mm VS.} \end{aligned}$$

Nüüd alustame torustikuosa BC arvutusega. Summaarne rõhukadu sellel lõigul koosneb rõhukadudest toitjas C, rõhukadudest torustiku sirgetel osadel ja rõhukadudest toitjas B.

Oletame, et õhukadu toitjates moodustab orienteeruvalt 10 % üldisest õhuhulgast. Järelikult õhukulu torustikulõigul BC

$$Q_{BC} = \frac{Q_{CE}}{0,9} = \frac{7940}{0,9} = 8820 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Jättes torude diameetriks sel torustikuosal  $d = 340 \text{ mm}$ , leiame õhu liikumiskiiruse:

$$U = \frac{Q_{BC}}{3600 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{8820}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,34^2}{4}} = 27 \frac{\text{m}}{\text{sek.}}$$

Segu tegelik kaaluline kontsentratsioon sel osal

$$\mu_t = \frac{G_m}{Q_{BC} \cdot \gamma \cdot \frac{U_m}{U}} = \frac{3500}{8820 \cdot 1,2 \cdot 0,7} = 0,47.$$

Erirõhukadu, mis on tingitud materjalist õhuvoolus, leitakse graafiku järgi joon. 3,  $\bar{h} = 1,41$ . Rõhukadu sirges torus

$$\Delta h_t = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma u^2}{2g} \cdot \bar{h} = 0,0157 \cdot \frac{13}{0,34} \cdot \frac{1,2 \cdot 27^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,41 = 38 \text{ mm VS.}$$

Võttes toitja takistuskoeffitsiendiks  $\xi = 0,5$ , leiame rõhukao toitjas:

$$\Delta h_{\text{toitja}} = \xi \cdot \frac{\gamma u^2}{2g} = 0,5 \cdot \frac{1,2 \cdot 27^2}{2 \cdot 9,81} = 22 \text{ mm VS.}$$

Rõhukadu toitjast laaditud materjali liikumapanemiseks

$$\Delta h_a = \frac{\gamma \cdot M_t \cdot U_m^2}{g} = \frac{1,2 \cdot 0,47 \cdot 18,9^2}{9,81} = 21 \text{ mm VS.}$$

Järelikult, summaarne rõhukadu lõigul BC

$$\Delta h_{BC} = \Delta h_t + \Delta h_{\text{toitja}} + \Delta h_a = 38 + 22 + 21 = 81 \text{ mm VS.}$$

Järgnevalt leiame üldise rõhukao viimasel torustikuosal AB, mida mööda liigub ainult puhas õhk.

Määrame õhukulu sel osal arvestusega, et õhukadu toitjas B moodustab 10 %:

$$Q_{AB} = \frac{Q_{BC}}{0,9} = \frac{8820}{0,9} = 9800 \frac{m^3}{h}.$$

Õhu kiirus kasvab proportsionaalselt kulule ja seega

$$U = \frac{27,0}{0,9} = 30 \text{ m/sek}$$

Rõhukadu torustiku sirges osas AB

$$\Delta h_t = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma u^2}{2g} = 0,0157 \cdot \frac{4,0 \cdot 1,2 \cdot 30^2}{0,34 \cdot 2 \cdot 9,81} = 10 \text{ mm VS.}$$

Rõhukadu toitjas B

$$\Delta h_{\text{toitja}} = \xi \frac{\gamma u^2}{2g} = 0,5 \cdot \frac{1,2 \cdot 30^2}{2 \cdot 9,81} = 28 \text{ mm VS.}$$

Üldine rõhukadu transportseadmes

$$h = \Delta h_{AB} + \Delta h_{BC} + \Delta h_{CE} = 36 + 81 + 374 = 493 \text{ mm VS.}$$

Ventilaatori arvutuslik tootlikkus (on arvestatud % kadusid torustiku ebatiheduste tõttu)

$$Q = 1,05 \cdot Q_{AB} = 1,05 \cdot 9800 = 10300 \frac{m^3}{h}.$$

Leitud  $H_v$  ja  $Q$  järgi valime kõrgrõhu tsentrifugaalventilaatori BBA Nr. 11.

Selle ventilaatori karakteristikalt leiame tcma vajali-

ku pöörete arvu  $n = 1300$  p/min ja kasutegur  $\eta_v = 0,57$ .

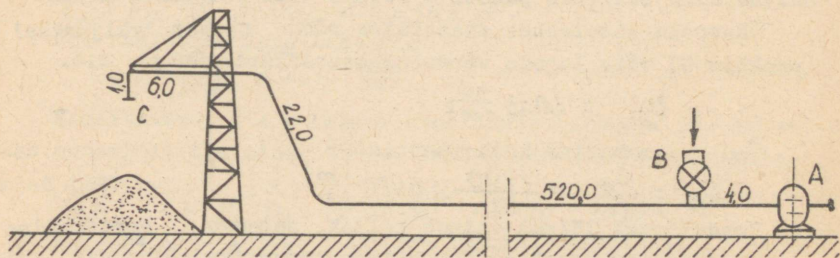
Ventilaatori mootori vajaliku võimsuse määramise valemist (47):

$$N = \frac{Q \cdot H_v}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_v \cdot \eta_d} = \frac{10300 \cdot 542}{3600 \cdot 102 \cdot 0,57 \cdot 0,95} = 28,0 \text{ kW.}$$

Leitud võimsuse kaudu valime ventilaatorile elektrimootori.

### Kõrgrõhul töötava suruvat tüüpi pneumotransportseadmete arvutusnäide

Seadme skeem on näidatud joonisel 29. Punkti A on paigutatud rotatsioon-kompressor, punktis B asetseb toitja, mille abil laaditakse torustikku laaste. Torustiku kaudu transporteeritakse laastud puistangusse C.



Joonis. 29. Kõrgrõhul töötava suruvat tüüpi pneumotransportseadme arutuskeem.

Eeldame, et on vaja arvutada transportseade tootlikkusega 10 t laaste tunnis.

Olgu laastude mahukaal  $\gamma_m = 550 \frac{\text{KG}}{\text{m}^3}$  ja maksimaalsed mõõtmed  $35 \times 30 \times 6$  mm.

Võtame segu tegelikuks kaalulise kontsentratsiooniks  $\mu_t = 2$  ja määrame sirge horisontaalse torustiku jaoks õhu minimaalselt lubatud transporteeriva kiiruse võrrandist (19):

$$U_{\min} = 4\mu_t + 0,01\gamma_m + b = 4 \cdot 2,0 + 0,01 \cdot 550 + 13 = 26,5 \text{ m/sek.}$$

Õhu kiirus torustiku horisontaalsel trassil, kus esinevau torupõlved, peab olema suurem:

$$U_{\text{har.p}} = 1,2 U_{\min} = 1,2 \cdot 26,5 = 31,5 \text{ m/min.}$$

Selleks, et määrata õhu minimaalne liikumiskiirus torustiku vertikaalosaladelt tuleb kõigepealt leida valemi (21) põhjal laastude hõljumiskiirus:

$$U_{kr} = 0,14 \sqrt{\frac{\gamma_m}{(0,02 + \frac{a}{h}) \gamma}} = 0,14 \sqrt{\frac{550}{(0,02 + \frac{0,9}{6,0}) \cdot 1,2}} = 7,3 \frac{m}{sek},$$

seega

$$U_{vert} = U_{min} + U_{kr} = 26,5 + 7,3 = 33,8 \frac{m}{sek}.$$

Õhu kaalulise kulu tunnis võib määrata valemist (26):

$$G_B = Q \cdot \gamma_B = \frac{G_m}{\mu_g \cdot \frac{U_m}{U_B}} = \frac{10000}{2,0 \cdot 0,65} = 7700 \frac{KG}{h}.$$

Teostame torustiku arvutuse lõigul BC (joon. 29), arvestades ühtlasi õhu paisumistööd. Õhu kaaluline kulu torustiku selle osa igas põiklõikes jääb muutumatuks. Kuid õhu mahuline kulu suureneb punkti C suunas tema paisumise arvel.

Õhuvoolu absoluutse staatilise rõhu torust väljumisel (punktis C) võib lugeda võrdseks atmosfääri rõhuga, s.o.

$$b_{st_c} = 1,033 \frac{KG}{cm^2}$$

Õhu mahuline kulu punktis C:

$$Q_c = \frac{G_B}{\gamma_c} = \frac{7700}{1,2} = 6420 \frac{m^3}{h}.$$

Vaadeldaval lõigul esineb kallak, peaaegu vertikaalne seetõttu õhu kiirus torustiku väljendis, kus õhuvoolu rõhk võrdub peaaegu atmosfääri rõhuga, peab olema mitte vähem kui  $U_{vert} = 33,8$  m/sek.

Õhuhulga ja kiirus kaudu leiame torustiku vajaliku diameetri:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot U_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6420}{3600 \cdot \pi \cdot 33,8}} = 0,259 \text{ m}.$$

Lõigule BC valime õmbluseta terastoru sisemise diameetriga  $d = 259$  mm, välise diameetriga  $d_v = 273$  mm [ГОСТ 304-50].

Staatilise rõhu punktis B (toitja järel) ilma materjali liikumapanemiseks vajaliku rõhukaota võib leida, kasutades võrrandit (52):

$$h_{st.B} = \sqrt{h_{st.c}^2 + 4,88 \cdot 10^{-8} \cdot \ell_t \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot G_B^2 \cdot d^{-5} \cdot \varepsilon} + \Delta h_{tõste}, \frac{KG}{cm^2}$$

Nagu oli eelpool mainitud,  $h_{st.c} = 1,033 \frac{KG}{cm^2}.$

Õhu absoluutne temperatuur standartsetel tingimustel

$$T = T_0 + 20^\circ = 273^\circ + 20^\circ = 293^\circ \text{C}$$

Torustiku taandatud pikkus koosneb sirgete osade geomeetrilisest pikkusest ja kohalike takistuste (antud näites - torupõlvede) taandatud pikkusest.

Torustiku sirgete osade geomeetriline pikkus

$$l_g = 520 + 22 + 5 + 2 = 549 \text{ m.}$$

Lõigul BC esineb üldse  $n = 2,3$  torupõlve. Võtame nende jaoks suhte  $\frac{R}{d} = 4$  ja leiame  $\xi_p = 0,11$  (vt. lk. 21).

Torupõlvede taandatud pikkus

$$l_p = \frac{\xi_p}{\lambda} \cdot d_H = \frac{0,11}{0,0167} \cdot 0,259 \cdot 2,3 \cong 4,0 \text{ m.}$$

Koefitsiendi  $\lambda$  leiame valemi (8) abil.

Seega, torustiku üldine taandatud pikkus

$$l_t = l_g + l_p = 549 + 4 = 553 \text{ m.}$$

Õhu kaaluline kulu sekundis

$$G_B = \frac{7700}{3600} = 2,14 \frac{\text{KG}}{\text{sek}}$$

Koefitsiendi  $\bar{h} = 2$  leiame graafikult (joonis. 3). Rõhukao materjali tõstmisel torustiku kallakosal määrame valemist (29):

$$\Delta h_{\text{tõste}} = H \cdot \gamma_B \cdot \mu_D = 22 \cdot \cos 30^\circ \cdot 1,2 \cdot 20 = 46 \text{ mm VS.}$$

Asetame kõik leitud suurused lähtevõrrandisse:

$$\Delta h_{\text{st.B}} = \sqrt{1,033^2 + 4,88 \cdot 10^{-8} \cdot 293 \cdot 553 \cdot 0,0167 \cdot 2,14^2 \cdot 0,259^5 \cdot 2} + 0,0046 = 1,4546 \frac{\text{KG}}{\text{cm}^2} = 14546 \text{ mm VS.}$$

Õhu mahukaal punktis B

$$\gamma_B = \frac{h_{\text{st.B}} \cdot \gamma_{B,0}}{h_{\text{st,0}}} = \frac{1,4546 \cdot 1,2}{1,033} = 1,69 \frac{\text{KG}}{\text{m}^3}$$

Õhu kiiruse punktis B võib määrata seosest

$$\frac{U_B}{U_C} = \frac{\gamma_C}{\gamma_B}$$

siit

$$U_B = U_C \cdot \frac{\gamma_C}{\gamma_B} = 33,8 \cdot \frac{1,2}{1,69} = 24 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Õhu kiirus, mille juures on tagatud materjali transportimine sirges horisontaalses torus arvestades õhu mahukaalu muutust

$$U'_{\text{min}} = U_{\text{min}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_B}} = 26,5 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{1,69}} = 22,3 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Nüüd võib leida rõhukao materjali liikumapanelisest toru-

stikus toitja juures:

$$\Delta h_a = \frac{\gamma_B \cdot \mu_t \cdot U_m^2}{g} = \frac{1,69 \cdot 20 \cdot (24 \cdot 0,65)^2}{9,81} = 84 \text{ mm VS} = 0,0084 \frac{\text{KG}}{\text{cm}^2}.$$

Järelikult, tegelik absoluutne staatiline rõhk punktis

$$E \quad \Delta h'_{st} = \Delta h_{st} + \Delta h_a = 1,4546 + 0,0084 = 1,463 \frac{\text{KG}}{\text{cm}^2}.$$

Seoses sellega täpsustame õhu mahukaalu ja liikumiskiirust punktis B:

$$\gamma_B = \frac{1,463 \cdot 1,2}{1,033} = 1,7 \frac{\text{KG}}{\text{m}^3};$$

$$U_B = 33,8 \cdot \frac{1,2}{1,7} = 23,8 \frac{\text{m}}{\text{sek}}.$$

Üldine rõhukadu lõigul BC on määratud suhtelise staatilise rõhuga punktis B, millele on liidetud õhuvoolu dünaamiline rõhukadu torust väljumisel

$$\Delta h_{BC} = (\Delta h'_{st, C} - 10330) + \frac{\gamma_{BC} \cdot U_C^2}{2g} = (14630 - 10330) + \frac{1,2 \cdot 33,8^2}{2 \cdot 9,81} = 4370 \text{ mm VS}.$$

On jäänud veel arvutada torustiku lõik AB kompressorist toitjani (kaasaarvatud), mida mööda voolab puhas õhk.

Torustiku diameeter sellel osal jätame muutumatuks:

$$d = 259 \text{ mm}.$$

Määrame õhu kaalulise kulu sellel lõigul, arvestades seejuures, et õhukadu toitjas moodustab 7%:

$$G_{B,AB} = \frac{G_{B,BC}}{0,93} = \frac{7700}{0,93} = 8290 \frac{\text{KG}}{\text{h}}.$$

Õhu mahuline kulu

$$Q_{AB} = \frac{G_{B,AB}}{\gamma_{B,B}} = \frac{8290}{1,7} = 4870 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

Õhu kiirus torustiku osas AB

$$U_{AB} = \frac{Q_{AB}}{3600 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4870}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,259^2}{4}} = 25,6 \frac{\text{m}}{\text{sek}}.$$

Kuna torustiku lõik AB ei oma suurt pikkust, siis teostame rõhukadude arvestuse tavalisel viisil (ilma õhu paisumist arvestamata).

Rõhukadu toruosas AB

$$\Delta h_{toru} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma_{B,B} \cdot U_{AB}^2}{2g} = 0,0167 \cdot \frac{4}{0,259} \cdot \frac{1,7 \cdot 25,6^2}{2 \cdot 9,81} = 15 \text{ mm VS}$$

Võttes toitja takistuskoefitsiendiks  $\xi$  toitja = 0,5, määrame temas rõhukao

$$\Delta h_{\text{toitja}} = \xi \cdot \frac{\gamma_B \cdot U_{AB}^2}{2g} = 0,5 \cdot \frac{1,7 \cdot 25,6}{2 \cdot 9,81} = 29 \text{ mm VS}$$

Summaarne rõhukadu lõigul AB

$$\Delta h_{AB} = \Delta h_{\text{toru}} + \Delta h_{\text{toitja}} = 15 + 29 = 44 \text{ mm VS}$$

Seadme üldine rõhukadu

$$h = \Delta h_{AB} + \Delta h_{BC} = 44 + 4370 = 4414 \text{ mm VS}$$

Arvutuslik rõhk, mida peab tagama kompressor

$$H_K = 1,1 h = 1,1 \cdot 4414 = 4850 \text{ mm VS}$$

Arvutuslik õhuhulk, mida peab andma rotatsioonikompressor standartse atmosfääri korral (siinjuures on arvestatud 5 % kadusid torustiku ebatiheduste tõttu)

$$Q_a = 1,05 \cdot \frac{G_{B,AB}}{\gamma_{B,0}} = 1,05 \cdot \frac{8280}{1,2} = 7250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Leitud parameetrite järgi valime kompressori.

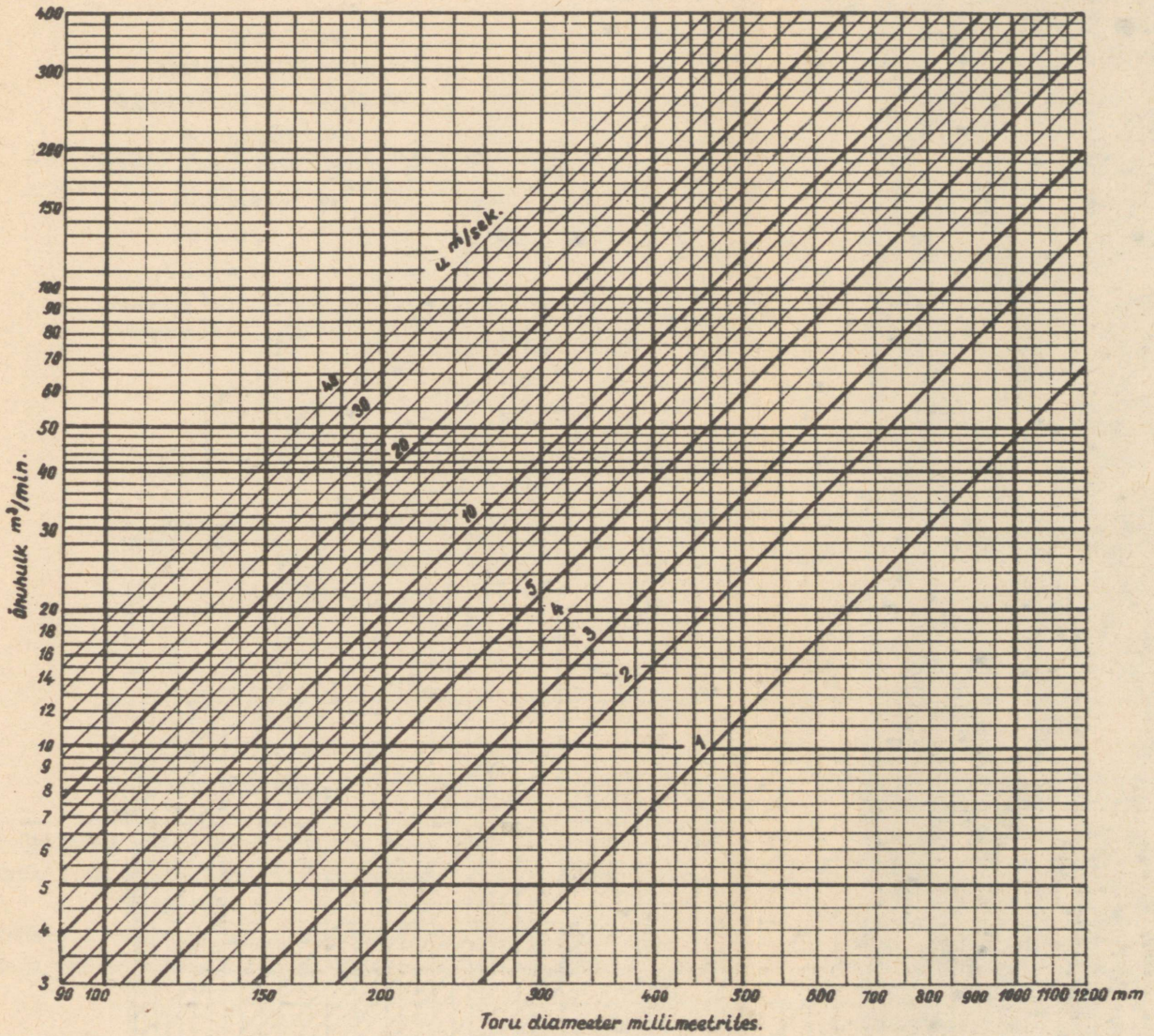
Võttes kompressori kasuteguriks  $\eta_K = 0,6$ , leiame tema ajami vajaliku võimsuse

$$N = \frac{Q_a \cdot H_B}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_K} = \frac{7250 \cdot 4850}{3600 \cdot 102 \cdot 0,6} = 160 \text{ kW}$$

K i r j a n d u s

1. Лойцианский Л.Г. Механика жидкости и газа. Физ. матем. литература 1959 года.
2. Идельчик И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. Энергия, М., 1964.
3. Шемякин С.М. Внутриводской транспорт. Гослесбумиздат 1955 г.
4. Святков С.И. Внутриводской транспорт ВЗЛТИ. 1961 г.

# Lisa I



Toru diameeter millimeetrites.

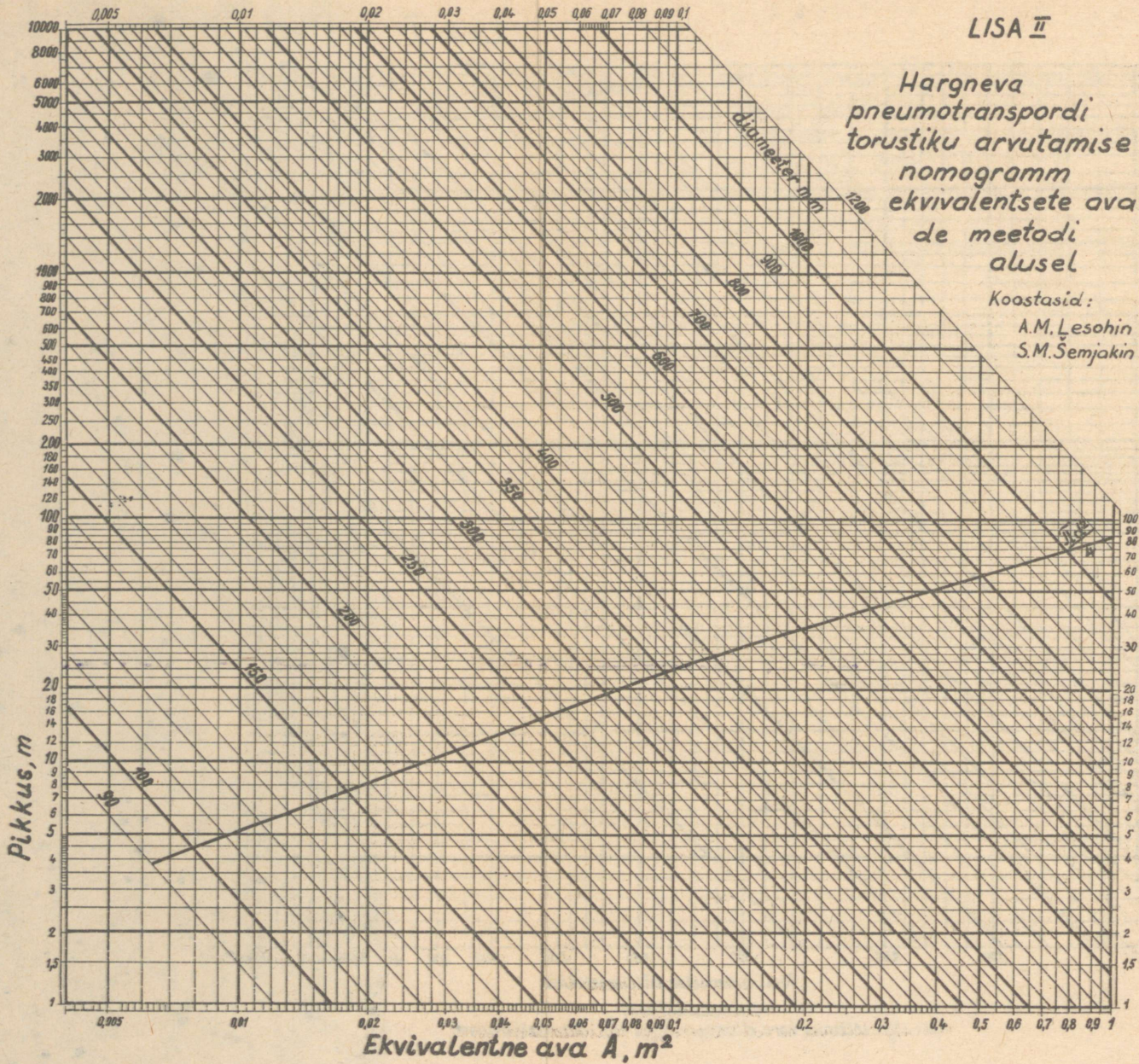
NOMOGRAMM №1

õhuhulga sõltuvus toru diameetrist ja õhu liikumiskiirusest.

LISA II

Hargneva  
pneumotranspordi  
torustiku arvutamise  
nomogramm  
ekvivalentsete ava-  
de meetodi  
alusel

Koostasid:  
A.M. Lesohin  
S.M. Semjakin



Koostaja: K.J. L a i g n a

МЕТОДИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО  
ДЛЯ РАСЧЕТА И ВЫБОРА УСТАНОВОК ПНЕВМОТРАНС-  
ПОРТА ДЛЯ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕН-  
НОСТИ

На эстонском языке  
Таллин 1967

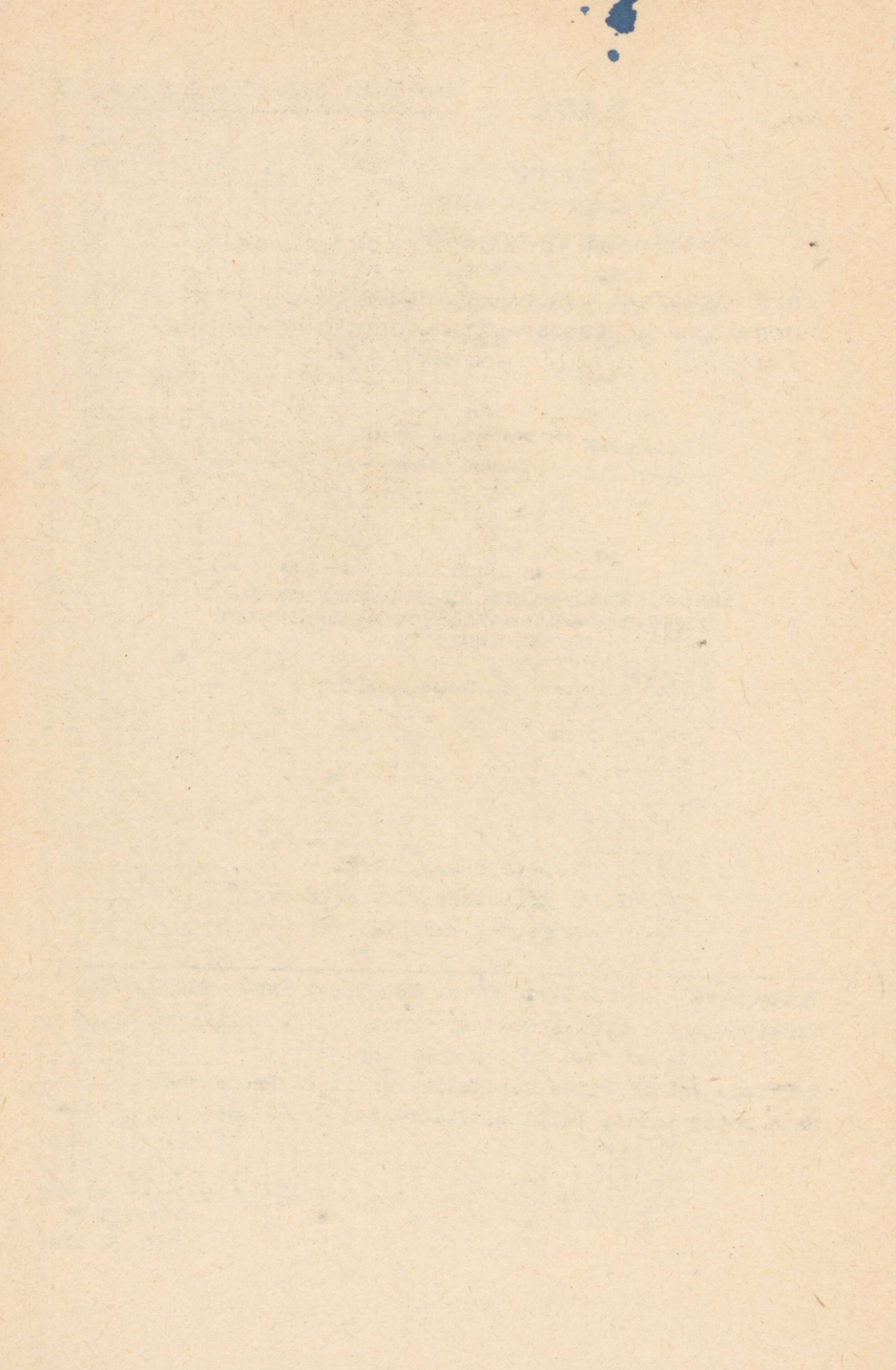
МИНИСТЕРСТВО ЛЕСНОЙ, ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ  
И ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
ЭСТОНСКОЙ ССР

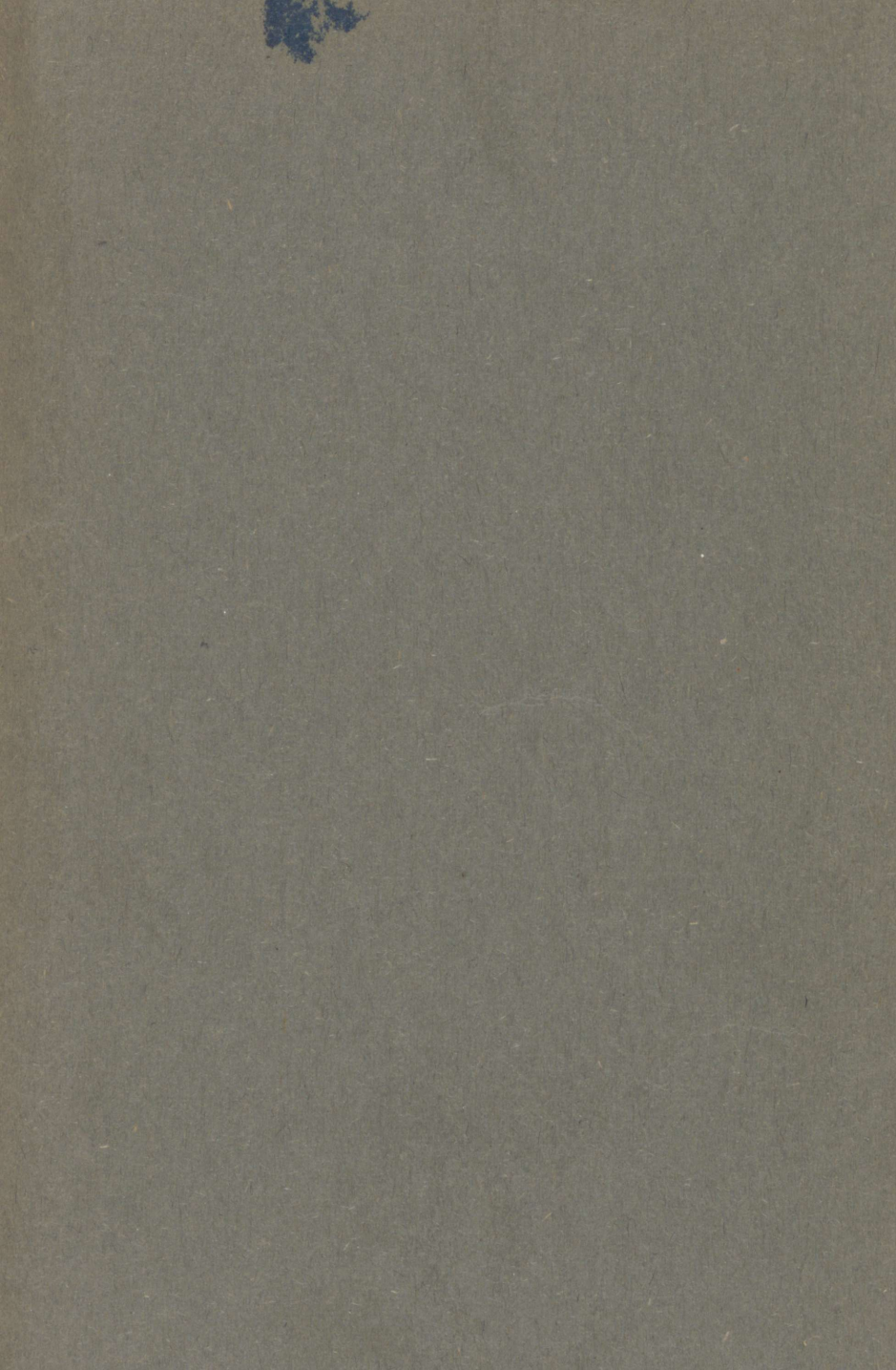
Таллин, ул. Ломоносова, 29

Toimetaja L.L. Nirgi  
Tehniline toimetaja V.P. Kukanov  
Korrektor M.J. Täht

---

Trükkimisele antud 6.V.1967.a. MB-03864. Paber 60x90,1/16.  
Trükipoognaid 6,0. Arvestuspoognaid 4,73. Tellimuse nr.64  
Tiraaž 250. H i n d 24 kop.  
Trükitud Vabariikliku Teaduslik-Tehnilise Propaganda  
Maja rotaprintil, Tallinn, Filtri tee 5, tel.616-98.





H i n d -.24 kop.

A-28599

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00340063 9