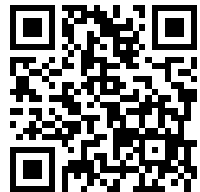


---

This is a reproduction of a library book that was digitized by Google as part of an ongoing effort to preserve the information in books and make it universally accessible.

Google™ books

<http://books.google.com>



TJ 4  
.S77  
v.1

ПСКА АКАДЕМИЈА НАУКА

# ЗБОРНИК РАДОВА

Књ. I

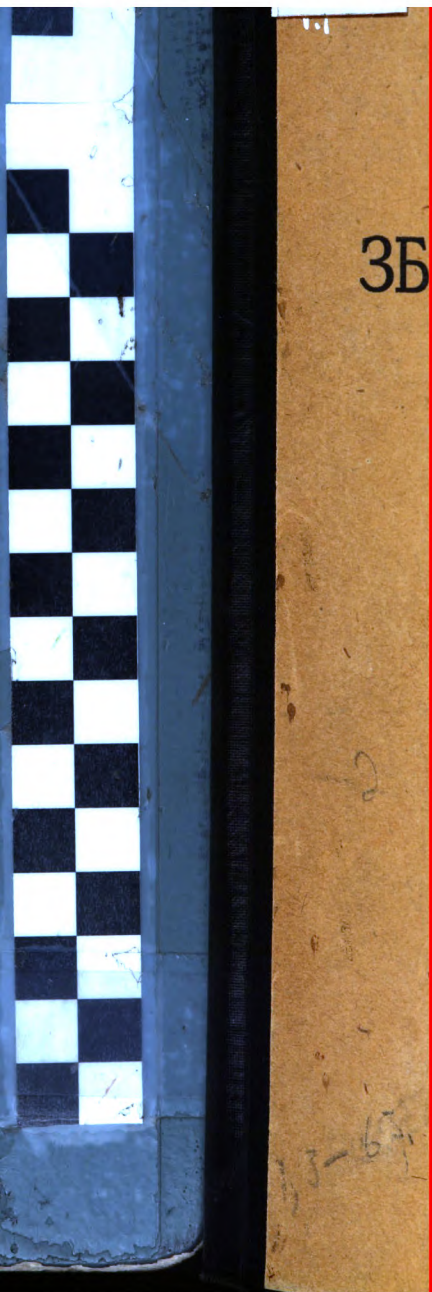
МАШИНСКИ ИНСТИТУТ

Књ. 1

БЕОГРАД

1949

Digitized by Google



*Srpska akademija nauka i umetnosti,*  
**СРПСКА АКАДЕМИЈА НАУКА**

*Belgrad -- Mašinski institut*

*Zbornik radova*

# **ЗБОРНИК РАДОВА**

**Књ. I**

**МАШИНСКИ ИНСТИТУТ**

**Књ. 1**

v. 1

**БЕОГРАД**

**1949**

67

ΔC

TJ4

. S 77

v. 1

УРЕДНИК

Академик ВЛ. ФАРМАКОВСКИ  
Управник Машинског института С.А.Н.

INDIANA UNIVERSITY LIBRARY

Примљено на III, IV и VII скупу Одељења техничких  
наука 26. IV., 5. V. и 10. X. 1949 г.

Научна Рибна

ИЗДАВАЧКО ПРЕДУЗЕЋЕ НР СРБИЈЕ

ТИРАЖ 2500

Штампа Југословенско штампарско предузеће — Београд

9-29-60  
10-25-72

## САДРЖАЈ

	Страна
1. <i>В. Фармаковски</i> — Распоред грејне површине локомотивског котла на пећ и цеви..	7
2. <i>М. Д. Трбојевић</i> — Гасна константа за водену пару	21
3. <i>М. К. Јовановић</i> — Графичко решење једне технички важне трансцендентне једначине <i>и Бр. Илић</i>	43
4. <i>Ј. Шел</i> — Допринос решењу питања о пролазу локомотиве кроз кривину..	55
5. <i>С. Добросављевић</i> — Извесне значајне директиве за технику газификације чврстих горива .....	75



Инж. В. ФАРМАКОВСКИ

## РАСПОДЕЛА ГРЕЈНЕ ПОВРШИНЕ ЛОКОМОТИВСКОГ КОТЛА НА ПЕЋ И ЦЕВИ

(Приказано на IV скупу Одељења техничких наука С. А. Н., 17.V. 19 9)

Код модерних европских локомотива постоји велико шаренило у смислу вредности односа између активно озрачене грејне површине пећи  $A_F [m^2]$  и испарне конвекционе грејне површине грејних цеви  $A_r [m^2]$  и то вредност  $A_F:A_r$  износи код разних типова локомотива од 1:7,0 до 1:16,0. Сасвим је природно запитати какви су овде односи стварно најповољнији у пракси. Један од највећих локомотивских стручњака данашњице професор *Dr. Ing. H. Nordmann*<sup>1)</sup> на основу анализе многобројних испитивања немачких, француских и шпанских локомотива решава ово питање у томе смислу, да треба активно озрачену грејну површину пећи лркомотивског котла узимати „ушлолико већу уколико то само дойушша ойшти пројекш локомошиве“.

У даљем излагању пробаћемо решити горњи проблем путем логичних размишљања и то углавном с обзиром на наше услове рада локомотивских котлова.

Степен искоришћења грејне површине локомотивског котла  $\eta_H$  преставља, како је познато, однос између искоришћене топлоте  $Q_k$  горива и количине топлоте  $Q'$  ослобођене горивом у пећи, и једно и друго по килограму горива. Ово може бити претстављено једначином

$$\eta_H = \frac{Q_k}{Q'} = \frac{\eta_f Q - Q_i}{\eta_f Q} = \frac{\eta_f H_i B_1 - (1 + \lambda L) c_{pm} t_R B_1}{\eta_f H_i B_1} =$$
$$= 1 - \frac{(1 + \lambda L) c_{pm} t_R}{H_i} \cdot \frac{t_R}{\eta_f} = 1 - A \frac{t_R}{\eta_f} \quad (1)$$



У овој једначини уведена су ова обелелжавања :

$Q \left[ \frac{\text{k cal}}{\text{h}} \right]$  — топлота потрошеног горива

$Q_i \left[ \frac{\text{k cal}}{\text{h}} \right]$  — губитак топлоте кроз димњак

$\eta_f$  — степен искоришћења самог процеса сагоревања у пећи

$H_i \left[ \frac{\text{k cal}}{\text{kg}} \right]$  — доња граница топлотне моћи горива

$B_1 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$  — потрошња горива на сат

$L \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right]$  — теоријска потрошња ваздуха за сагоревање

$\lambda$  — коефицијент вишка ваздуха

$c_{pm} \left[ \frac{\text{k cal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$  — средња специфична топлота димних гасова при константном притиску

$t_R [^\circ\text{C}]$  — температура димних гасова при излазу из грејних цеви у димњачу.

Према једначини (1) јасно је да за корисност процеса усвајања топлоте у парном котлу у суштини сасвим је свеједно какав део топлоте усваја директно озрачена грејна површина пећи, а какав део — „индиректна“ конвекциона грејна површина грејних цеви. Важно је само то да излазни губитак топлоте буде што мањи и с обзиром на то да излазна температура димних гасова буде што мања.

Однос  $\frac{(1 + \lambda L) c_{pm}}{H_i} = A$  за дотичну локомотиву, дотично

гориво и одређени степен форсирања пећи може се сматрати као практички константан, те из једначине (1) следи да  $\eta_H$  зависи само од односа  $t_R : \eta_f$  и у толико је већи уколико је тај однос мањи. Оптимално би било  $\eta_H = 1$  при  $t_R : \eta_f = 0$ . Пошто за  $\eta_f$  увек постоји услов да је  $1 > \eta_f > 0$  онда горњи услов претвара се у захтев да  $t_R$  за оптимални случај буде једнако 0. Овај пак случај је практички немогућ јер  $t_R$  биће увек  $t_R \geq t_k$ , где је  $t_k$  котловска температура (стварно- температура у предњем делу котла, али њу сматрамо  $t_k = \text{const.}$  за цео котао и једнако температури кључања

воде под котловским надпритиском  $P_k$  [kg/cm<sup>2</sup>]). У додиру са котлом температуре  $t_k$  излазни гасови не могу се расхладити испод те температуре. Температура  $t_R$  може бити изражена теоријски добро и практички довољно тачно, помоћу интеграла *Redtenbacher-a* наиме у облику

$$t_{Rx} = t_k + (t_{Fx} - t_k) e^{-\frac{k_2 S_2 (l-x)}{(1 + \lambda L) c_{pm} B_1}} \quad (2)$$

Овде је накнадно обележено:  $t_{Fx}$  [°C] – температура продуката сагоревања при улазу из пећи у грејне цеви а за дужину пећи  $x$  [m].

$k_2 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} \right]$  — укупни коефицијент пролаза топлоте (услед конвекције и зрачења гасова) на грејним цевима ( $k_2 \approx \alpha_1 + \alpha_2$  где  $\alpha_1$  зависи од конвекције а  $\alpha_2$  од зрачења гасова).

У првом приближењу сматрамо  $k_2$  константно за дотичну локомотиву и дотично гориво.

$S_2$  [m] — укупни периметар пресека свију грејних цеви; у случају прегрејача паре у проширеним грејним цевима у  $S_2$  морамо уврстити и редуковани еквивалентни периметар пресека свих прегрејачних цеви.  $S_2$  је константа за дотичну локомотиву.

$l$  [m] — целокупна дужина котла и то је  $l = x + l_{cx}$ ; где је  $x$  дужина решетке односно дужина пећи, а  $l_{cx}$  дужина грејних цеви за случај дужине пећи  $x$ , тј.  $l_{cx} = l - x$ .

$x$  [m] — дужина саме пећи између чеоних зидова: задњег и предњег цевног.

Из *Redtenbacher-ове* једначине се види да када је у крајњем случају  $x = l$  тј. када ми имамо ложиште по целој дужини котла, да је онда

$$t_{Rl} = t_k + (t_{Fl} - t_k) e^0 = t_{Fl}$$

а пошто је при томе, како је то већ раније наведено  $t_{Rl} = t_k$  то значи да треба направити дужину котла  $l$  толико велику

да би се температура на крају ложишта пала до температуре  $t_k$ . Ово би одговарало дужини котла од неколико десетака метара и зато је апсолутно неизводљиво. Пошто је дужина котла доста ограничена и код европских модерних локомотива износи  $l = 7$  до  $10$  [m] и обично не може бити већа због опште конструкције локомотиве (изузетак су дупле локомотиве) треба одустати од услова  $t_R = t_k$  а узимати  $t_R > t_k$ , нарочито још и с обзиром на захтев о активности рада прегрејача паре у проширеним грејним цевима по целој дужини прегрејачних елемената. За локомотиве ове врсте је најбоље ако је  $t_R = t_s + (20 \text{ до } 25^\circ\text{C})^2$ , где је  $t_s$  [ $^\circ\text{C}$ ] температура прегрејане паре, коју производи локомотива (данас је  $t_s = 300 - 350^\circ\text{C}$  и чак изнад тога); у овом би случају било увек  $x < l$ . У исто време у практичним границама дужине пећи  $x$  вредност коефицијента искоришћења  $\eta_f$  увек расте услед смањивања запреминског топлотног оптерећења пећи, које је код локомотирских котлова обично претерано велико ( $1.10^6$  до  $3.10^6 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{h}} \right]$ ) у поређењу са најповољнијим оптерећењем

код стабилних котлова ( $0,2 \cdot 10^6$  до  $0,35 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{h}} \right]$ ) када се добија  $\eta_f$  своју највећу вредност. Наведемо као примере да *Heise*<sup>8)</sup> за случај ложења каменим угљем ( $H_f = 7000 \text{ kcal/kg}$ ) рачуна  $\eta_f = 0,91 - 0,92$  за случај форсираног рада котла,  $\eta_f = 0,94 - 0,95$  за случај 50%-ог форсирања, када је дакле запреминско топлотно оптерећење двоструко мање. Вредности  $\eta_f$  од *Heise-a* изгледају ипак мало претеране.

Горње вредности  $\eta_f$  добро се слажу са вредностима препорученим у СССР за нормалне прорачуне *стабилних* парних котлова<sup>8)</sup>, и то за форсиран рад оне износе (али оне ипак одговарају запреминском оптерећењу  $Q/V_R$  само испод  $0,35 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{h}} \right]$ ).

- $\eta_f = 0,90$  за мрки угаљ (губитци: 6 механички 4 хемијски)
- 0,91 за камени угаљ (губитци: 5 + 4)
- 0,94 за угљени прах (губитци: 3 + 3)
- 0,96 за мазут (губитци: 2 + 2)

Проф. Инж. А. О. Чечот (Czeczott) у Пољској испитао је<sup>4)</sup> у широким границама вредности  $\eta_f$  за ложење каменим шле-

ским угљем „Wolfgang“ са  $H_i = 7400$  kcal/kg на локомотиви Пољских државних железница типа 1-5-1 сер. OKz 32 (у 1935 г.) Из ових испитивања могу се добити следеће вредности коефицијента искоришћења ложишта  $\eta_f$  у функцији специфичног запреминског топлотног оптерећења

$$Q/V_R \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{h}} \right] = 0,5 \cdot 10^6 \dots 1 \cdot 10^6 \dots 1,5 \cdot 10^6 \dots 2,0 \cdot 10^6 \dots 2,5 \cdot 10^6 \dots 3 \cdot 10^6$$

$$\eta_f = 0,87 \dots 0,84 \dots 0,8 \dots 0,73 \dots 0,675 \dots 0,59.$$

Максималне вредности  $\eta_f = 0,87$  добијене су при

$$Q/V_R = 0,2 \text{ до } 0,5 \cdot 10^6 \text{ [kcal/m}^3 \text{h]}.$$

Наше локомотиве серије 0,5; 0,6 и 30 раде са мрким угљем, а обично у границама  $Q/V_R$  само до  $1,10^6$  kcal/m<sup>3</sup>h те имају релативно врло високе вредности  $\eta_f$ , те за тај случај можемо усвојити

$$\eta_f = 0,85$$

Према горњем однос  $t_R : \eta_f$  код практички изводљивих димензија пећи и цеви стално опада са повећањем дужине пећи, то значи да функције (1) за  $\eta_H$  нема максимум и да на први поглед наведени раније закључак професора *Nordmann*-а је правилан и поклапа се са теоријом — тј. да треба однос  $A_F : A_r$  бирати увек што већи.

Решење питања о дужини ложишта је у суштини решење питања о избору најповољније температуре ложишних врелих гасова (односно пламена) пред цевним зидом, где се завршава директно озрачена грејна површина, а почиње конвекциона грејна површина. Ово питање треба да се решава с једне стране с обзиром на појаву преношења топлоте од гасова на грејну површину, с друге стране с обзиром на сам процес сагоревања горива у ложишном простору и најзад треће — и с обзиром на рад прегрејача паре смештеним у цевима.

Прво се решава помоћу једначине (3), где се у левој страни апсорбирана топлота зрачења и конвекцијом усвојена топлота по јединици дужине  $l_1$  грејне површине пећи, а у десној страни топлота усвојена по јединици дужине снопа грејних цеви котла и једно и друго директно до цевног зида:

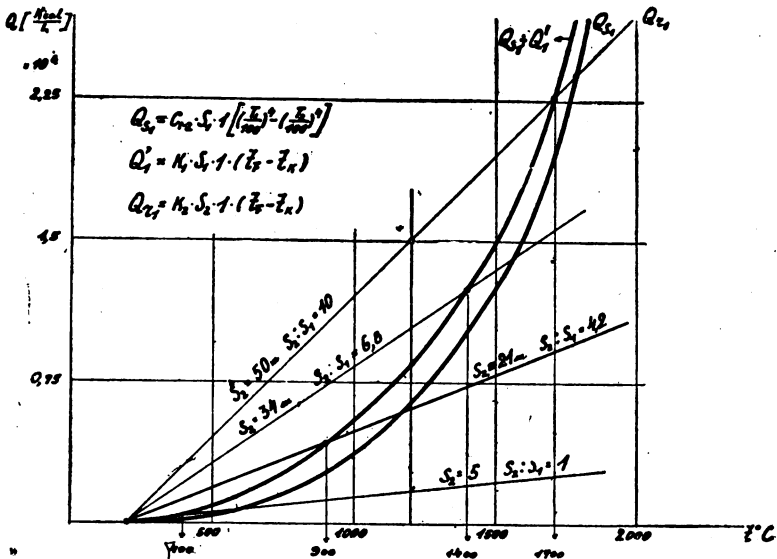
$$C_{1-2} S_1 l_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + k_1 S_1 l_1 (t_F - t_k) =$$

$$= k_2 S_2 l_1 (t_F - t_k), \quad (3)$$

$$\text{где је } T_1 = t_F + 273^\circ \text{ и}$$

$$T_2 = t_k + 273^\circ.$$

Графичко решење ове једначине дато је на сл. 1. Из ове слике се види да критична температура  $t_F$  од које на ниже конвекциона грејна површина грејних цеви котла више апсорбује топлоте него ли директно озрачена зависи у знатној мери од односа периметра  $S_2 : S_1$ . Код практичких постојећих односа за локомотивске котлове у границама 6,8 до 10 ова температура је толико још висока да у нашим



Сл. 1

ложиштима за мрки угаљ чак и неостварљива. С ове тачке гледишта дугачко ложиште са комором сагоревања није ни корисно.

Нешто друкчије изгледа ствар са тачке гледишта процеса сагоревања. Пламен претставља мешавину газификованог горива и ваздуха загрејаних до температуре белог односно наранџастог усијања тврђих тела, у којој мешавини лебде усијане најситније честице још негазификованог горива. Из опширних опита са сагоревањем угљеног фино млевеног (сито 70-70) праха познато је да за потпуно сагоревање ових ситних тврђих делића потребно је време око 0,5 до 1 секунде. Ако се замисли брзина кретања пламена кроз ложишни про-

стор око 5 m/s потребна је, дакле, трајекторија честица дужином од 4–5 m ради потпуног сагоревања. Постојање свода у ложишту нешто повећава дужину средње трајекторије честица, те укупна дужина ложишног простора у границама 4 до 5 m може се признати као довољна.

Код обичне конструкције локомотивског ложишта (без коморе сагоревања, а са дужином испод 3 m) у продуктима сагоревања у димњачи увек имамо несагорелог  $CO + H_2$  (и то у знатном проценту), а и несагорелих угљеводоника (углавном метана  $CH_4$ ). Ова појава ипак даје се одстранити. Стварно после убацивања на решетку новог оброка горива и после његовог сушења (што при високој температури ложишта дешава се веома брзо) дестилишу се најпре лаки угљеводоници и паре тера који се запале већ на температури 250–400°C, па онда водоник  $H_2$  на температури 650°C и најзад метан  $CH_4$  и тешки угљеводоници на температури 700–800°C (према подацима *Dr. Aufhaeuser-a*<sup>4)</sup> и *Koeppe* и *Resch-a*<sup>5)</sup>). При сагоревању преосталог угљеника — кокса — ствара се прво његова газификација у  $CO$  па онда сагоревање  $CO$  у  $CO_2$ . Лаки угљеводоници и паре тера, који се лако упале имају довољно времена да потпуно изгоре у ложишту раније него што стигну до цебног зида. Исто то важи и за угљен моноксид у случају ако помоћу довода секундарног ваздуха ови продукти добро се измешају са кисеоником, јер за сам процес сагоревања ових продуката потребно је минимално време, што ми добро познајемо из праксе са моторима са унутрашњим сагоревањем. Пошто ови мотори могу непрекидно радити и на чистом метану можемо и у локомотивском ложишту спаљивати њега при услову довођења довољне количине загрејаног секундарног ваздуха са великим брзинама ради стварања у ложишту вихрова и вртлога у циљу што бољег мешања са тешким угљеводоникима. При и питивањима локомотиве сер. 05 на ЈДЖ у 1939 г. са ложењем мрким угљем, а са довођењем секундарног ваздуха по систему *Ердељи – Фармаковски* константовано је<sup>10)</sup> отсуство у димним гасовима у димњачи  $CO + H_2$  и практички бездимно сагоревање, што је знак да и тешки угљеводоници потпуно су сагорели. Међутим у ложишном простору (код средине плафона ложишта) констатоване су при томе температуре у границама 852 до 964°C, што одговара

средњој температури око цевног зида око  $900^{\circ}\text{C}$ , која изгледа као довољна за довршење процеса хемиски потпуног сагоревања.

Најзад не треба заборавити, да у проширеним грејним цевима котла смештају се елементи прегрејача паре. За довољно активан рад ових прегрејачевих елемената сматра се да у почетку тих елемената температура врелих гасова треба да буде од 900 чак и  $1000^{\circ}\text{C}$ , те и с ове тачке гледишта температуру на крају ложишта (код цевног зида) не треба узимати мање од  $900^{\circ}\text{C}$  за нормалан рад локомотивског котла, што при форсираном раду одговарало би температури око и нешто преко  $1000^{\circ}\text{C}$ .

Из свега горе наведеног види се да код цевног зида пећи може за наше гориво усвојити као минимална температура она око  $900^{\circ}\text{C}$  при умереном форсирању. Познавање ове температуре даје могућност на овој бази одредити дужинске димензије пећи и коморе сагоревања, а то значи и најповољнији у конкретном случају однос  $A_F : A_r$ .

Процес снижења температуре у пећи карактерише се са доле наведене две једначине и то: температура пламена  $t_{Fx}$  не узимајући у обзир пренос топлоте конвекцијом а само зрачењем при дужини пећи  $x$  износи

$$t_{Fx} = \frac{\eta_{fx} H_t - C_{1-2} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{S_1 x + \beta A_c}{B_1}}{(1 + \lambda L) c_{pm}} \quad (4)$$

Где су накнадно обележени:

$T_1 [^{\circ}\text{K}] = t_{Fx} + 273^{\circ}$  — апсолутна средња температура пламена за ложиште при повећању његове дужине од  $x=0$  до  $x=x_1$

$T_2 [^{\circ}\text{K}] = t_k + 273^{\circ}$  — апсолутна температура зидова пећи, коју ми овде ради једноставности узимамо као једнаку са котловском температуром.

$C_{1-2} \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2(^{\circ}\text{K})^4\text{h}} \right]$  — коефицијент прелаза топлоте зрачења од топлог тела температуре  $T_1$  на хладније тело температуре  $T_2$  у случају да ова два тела имају

паралелне површине емисије и апсорбције и то на веома блиском отстојању. Вредност  $C_{1-2}$  износи, како је познато

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}}$$

где је:

- $C_1 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 (^\circ\text{K})^4 \text{h}} \right]$  — коефицијент зрачења топлијег тела температуре  $T_1$
- $C_2$  " " — коефицијент зрачења за хладније тело температуре  $T_2$  и
- $C_s$  " " — коефицијент зрачења за апсолутно црно тело;  $C_s = 0,96$ . Према најновијим подацима професора *А. Гурвића*<sup>9)</sup> вредности  $C_1 = a_0 C_s$  могу се узети из ове таблице

$a_0$	$C_1 = a_0 C_s$	Карактер пламена
0,75	3,7	светлећи пламен мазута
0,55	2,7	светлећи пламен камених и мрких угљева
0,45	2,2	светлећи пламен посних угљева
0,40	1,97	пламен атрацитног праха
0,36	1,77	несветлећи пламен гасова

Вредност  $C_2$  за челичне оксидисане зидове може се проценити са  $C_2 = 4,22$ . На тај начин добијају се следеће вредности за коефицијент прелаза топлоте зрачења:

Врста пламена у пећи локомотивског котла	$C_{1-2}$ челична ложишта
Светлећи пламен мазута	2,56
Светлећи пламен камених и мрких угљева	2,47

Горње вредности за коефицијент  $C_{1-2}$  претпостављају да је запремина ложишта потпуно испуњена буктињом пламена.



$A_c$  [m<sup>2</sup>] — озрачена површина чеоног зида, коју сма-трамо озраченом и при  $x=0$  (разуме се при услову сагоревања у земишљено овако пећи константне количине горива на час  $B_1$ )

$\beta$  — коефицијент који узима у обзир смањивање отворима за цеви и др., а за оба чеона зида, дакле  $1 < \beta < 2$ .

Снижење температуре услед конвекционог преношења топлоте на грејну површину одређује се обрасцем

$$\Delta t_i [^{\circ}\text{C}] = \frac{k_1 (\beta A_c + S_1 x) (t_{Fx} - t_k)}{(1 + \lambda L) c_{pm} B_1} \quad (5)$$

У овом обрасцу је обележено са:

$k_1 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^{\circ}\text{C}} \right]$  — коефицијент прелаза топлоте услед само додира продуката сагоревања са грејном површином пећи и који има за локомотивске пећи, а за ложење каменим или мрким угљем по *Mollier*-у око

$$k_1 = 2 + 2 \sqrt{B_1 / A_R}$$

где је  $A_R$  [m<sup>2</sup>] површина решетке

$t_{Fx} [^{\circ}\text{C}]$  — средња температура пламена при повећању дужине пећи од  $x=0$  до  $x=x_1$ . Ову температуру морамо на основу температуре  $t_{F_0}$  при  $x=0$  процењивати унапред и узастопним покушајима дотерати до стварне вредности.

Пад температуре пламена у ложишту при повећању дужине пећи од  $x=0$  до  $x=l$  иде разуме се по сложеном криволиниском закону. Ипак у практички изводљивим границама за дужине ложишта  $x$  од 2 до 5 метара можемо усвојити у првом приближењу као праволиниски, где ова права линија одређује се кроз 2 тачке: прва за  $x=0$   $t = t''_{F_0}$  и друга тачка  $a$  за  $x$  око 2,8 до 3 m, јер за оваку дужину пећи имамо довољан број мерења из праксе, која нам служе за контролу нашег рачунања (види сл. 2).

На слици 2 претстављен је принципијелни дијаграм пада температуре у ватрено-димном простору локомотивског котла





Цеви су дуге  $l - x = 3,4$  m а укупна дужина котла као и у прототипу 8 m. Температура гасова на крају цеви при излазу у димњачу износила би  $t_R = 380^\circ\text{C}$  при  $B_1/A_R = 300$  kg/m<sup>2</sup>h. Прегрејач паре био би мањи од постојећег (60m<sup>2</sup> уместо 82m<sup>2</sup>), али би у целини био активан и давао би температуру прегрејане паре сигурно преко 310°C због више температуре димних гасова.

Даље снижење температуре излазних гасови до 150 – 200°C ради смањивања излазног губитка топлоте целисходно је извршити помоћу економајзера у димњачи. При решењу задатка рачунато је са  $S_1 = 5$  m,  $x = 4,8$  m<sup>2</sup>,  $S_2 = 50$  m (проширених деви 23 m + обичних цеви 14,5 m + редукованих прегрејачних цеви 0,78.16 = 13,5 m а укупно = 50 m, као и у прототипу). Температура гасова код цевног зида усвојена је  $t_g = 900^\circ\text{C}$ .

Обрачуната температура ложишта (према слици 2) на дужини решетке 2,8 m износи 1080°C. При нашим мерењима на прототипу (сер. 05) са угљем „Какањ“ са  $H_i = 5000$ ) а при  $B_1/A_R$  само 220 kg/m<sup>2</sup>h, констатоване су температуре 837 до 964°C што се прилично добро слаже са рачунском температуром. Температура гасова на излазу у димњачу била је при томе у границама  $t_R = 262$  до 296°C, тј. увек испод 300°C као резултат и сувише дугачких грејних цеви (5,2 m).

Однос  $A_F : A_r$  износи код нашег случаја 24,6 : 200 = 1 : 8,2 тј. ипак је у границама наведеним код *Nordmann-a* за европске локомотиве али знатно већи однос него ли код прототипа (сер. 05 :  $A_F : A_R = 1 : 12,1$ ).

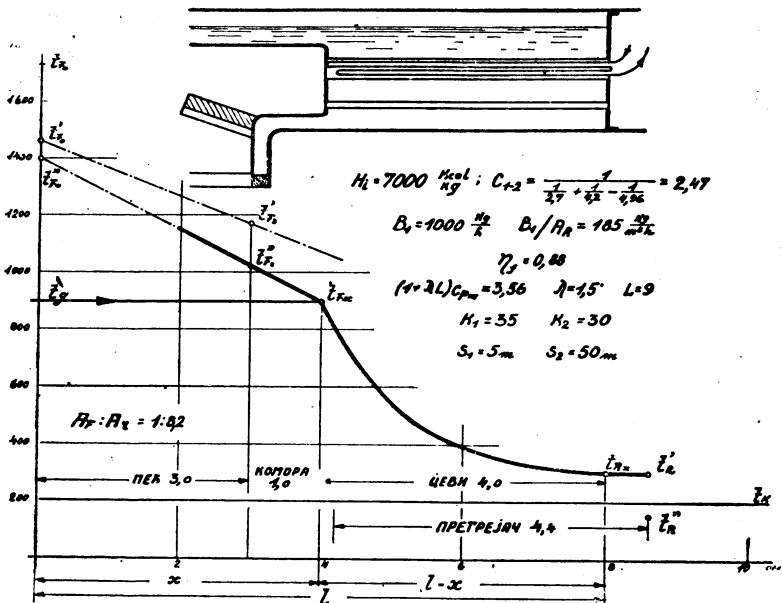
### Варијанта II.

Са грејним цевима дугим 4 m, у овом би случају температура гасова на излазу у димњачу била нижа и то  $t_{R2} = 363^\circ\text{C}$  и прегрејач би био дужи за 0,6 m, али то би већ изазивало при реконструкцији котла сер. 05, 06 и 30 продужење цилиндричног дела котла, скраћење димњаче, повећање тежине котла и на крају крајева није за то препоручљиво, јер добија се и сувише незнатно смањивање излазног губитка топлоте, који и иначе може бити сузбијен помоћу обртног економајзера.

Усваја се варијанта I.

На сл. 4 дат је графикон за случај ложења каменим угљем са  $H_i = 7000$  kcal/kg, а за случај исте производње паре  $D_1$  kg/h као и у првом случају, што сада одговара вредности  $B_1 = 1000$  kg/h и  $B_1/A_R = 185$  kg/m<sup>2</sup>h.

На сл. 4 дато је графичко решење према коме би требало задржати дужину ложишта и решетке 3 m и коморе



Сл. 4

сагоревања 1 m, те грејне цеви опет са 4 m дужине при дужини  $L = 8$  m као код прототипа (сер. 05). Овде је  $A_F : A_R = 1 : 8,4$ .

Из поређених слика 3 и 4 може се видети да је решење предложено на сл. 4 прихватљиво и за случај ложења мрким угљем бољих квалитета (са  $H_i > 4500 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ ).

Треба решити још једно чисто конструктивно питање, а то да ли треба повећати дужину решетке уз целу дужину ложишта или конструисати комору сагоревања, а решетку

оставити дужином највише 3 m, која је дужина, тако рећи, гранична највећа за ручно ложење угљем. Потсетимо се да вредности коефицијента  $C_{1-2}$  прелаза топлоте зрачења важе за две блиске паралелне површине. У краћем (до 3 m) ложишту и при употреби дугопламеног горива (мрки угаљ, масни камени угаљ и др.) можемо стварно рачунати да у току рада ложиште је потпуно испуњено пламеном и горњи услов је близу испуњен. Међутим при ранијој дужини решетке, а продужењу ложишта у пуном пресеку услед смањења температуре пламена и изазване тиме контракције буктиње пламена, пламен одваја се од зидове ложишта и вредност  $C_{1-2}$  према томе треба осетно да опада. Безусловно је корисно ради даљег искоришћавања топлоте зрачења смањити пресек ложишта, тј. начинити елиптичког пресека комору сагоревања, која ће бити опет напуњена пламеном у целини, а међутим задржава ранију вредност олизаног периметра  $S_1$ .

Повећање дужине решетке изазвало би поред свега и смењивање специфичног топлотног оптерећења  $Q/A_R$  решетке које је и иначе изабрано веома умерено (а за камени угаљ чак и мало). То би значило сагоревати угаљ у исувише танком слоју а то доводи до смањења отпора кретању ваздуха кроз слој горива, тј. доводи до превелике вредности коефицијента вишка ваздуха  $\lambda$  и са тим везаног смањивања искоришћења топлоте у котлу.

На крају је интересантно приметити да се у Америци граде локомотивски котлови<sup>11)</sup> (обично са веома дугачким ложиштем) са стокером за механичко ложење угљем или за ложење мазутом, које се продужује у комору сагоревања дужине од 1,5 до 3,1 m међутим грејне цеви су релативно кратке и имају обично дужину у границама само 4,2–4,5 m. Треба нагласити да углавном железнице употребљавају угљеве лошег квалитета, али решетке су огромне (до 10–12 m<sup>2</sup>) и горивно оптерећење решетке због примене стокера иде често и знатно преко 500 kg/m<sup>2</sup>h. До ових односа између ложишта и цеви дошло је у америчкој пракси само на основу чисто практичких запажања, али резултати се добро слажу и са сада постављеном теоријом.

Код скоро саграђених нових брзовозних локомотива француских државних железница SNCF типа 2 D1 сер. 241 P уграђена је комора сагоревања дужином 2,487 m при дужини

решетке ложишта 2,511 m тако да укупна дужина активно озрачене површине износи близу 5 m ( $x = 4,998$  m), а однос  $A_F : A_r = 28,43 : 215,14 = 1 : 7,6^{12}$ ). Из овог се види да и у Француској усвојене су велике запремине ложишта и коморе сагоревања и поред тога што као гориво служи бољи камени угаљ а не мрки угљеви, код којих су ове потребе још и потенциране<sup>12</sup>).

#### ЛИТЕРАТУРА:

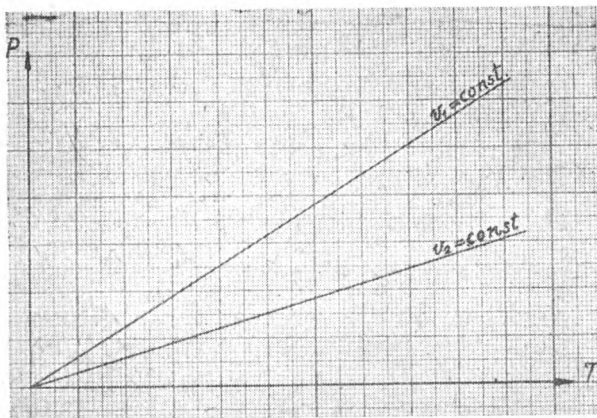
- 1) *Dr. Ing. H. Nordmann* — Die Leistungsbeurteilung des Lokomotivkessels, Berlin 1946, стр. 26—27.  
„Wegen diesen Vorteils, entweder bei gegebener Leistung die Lokomotive moeglichst leicht zu bauen oder mit einem zugelassenen Hoehstgewicht der Lokomotive moeglichst viel PS leisten zu koennen, soll man also die Feuerbuechsflaeche so gross bemessen, wie es der Gesamtentwurf irgend zulaesst“.
- 2) *W. Farmakovsky* — Theorie der Dampfueberhitzung in Rauchrohreueberhitzer an Lokomotiven. Bulletin A. R. S. № 3, 1936, Belgrad стр. 80, једначина (1).
- 3) *Heise* — Berechnung der Waermeuebertragung im Lokomotivkessel, Berlin, „Die Lokomotive“, 1943, стр. 95.
- 4) *M. K. Waznieicze* Wyniki badania parowozów typ 1—5—1 Okz 32. Opracowal prof. A. Czeczott, Warszawa 1935, стр. 25 и „Bylans kotlowy“.
- 5) *Dr. Ing. U. Barske* — Rechnerische Untersuchung der Waermeuebertragung im Lokomotiv-Langkessel, 1930.
- 6) *Dr. D. Aufhaeuser* — Brennstoff und Verbrennung, Berlin 1928, II. Teil, Verbrennung, стр. 33.
- 7) *P. Koeppel und H. Resch* — Brennstoffersparnis im Dampfkesselbetrieb, Berlin 1942, стр. 96.
- 8) *А. Гурвич и др.* — Нормы теплового расчета котельного агрегата, Москва 1945 у изводу код:  
*Фармаковски* — Парни котлови, Београд 1947, стр. 209 и 234.
- 9) *Др. њ. н. проф. А. М. Гурвич и П. Н. Кендис* — Новые данные по теплопередаче в топках паровых котлов. „Котлотурбостроение“, Москва 1948, бр. 3.
- 10) *W. Farmakovsky* — Braunkohlenfeuerung auf normalen Lokomotivrost in Jugoslaviem, „Die Lokomotive“, Berlin 1940, № 3.
- 11) *Locomotiv cyclopedia of american practice*, New York, 1947, стр. 228—239.
- 12) „*La Technique Moderne*“ 1949, № 7—8, стр. 117.

Инж. МИЛАН Д. ТРБОЈЕВИЋ

## ГАСНА КОНСТАНТА ЗА ВОДЕНУ ПАРУ

(Примљено на седници Научног савета Машинског Института С. А. Н.,  
26. III. 1949)

Једначина стања идеалних гасова показује да је однос  $\frac{p}{T}$  једнак односу  $\frac{R}{v}$ . У дијаграму  $p - T$  линије изохора приказане су фамилијом правих линија чија је једначина  $p v = c$ .  $T$  (сл. 1). Запремина идеалног гаса за било које стање може се лако одредити графичким путем ако се у  $p - T$  дијаграму



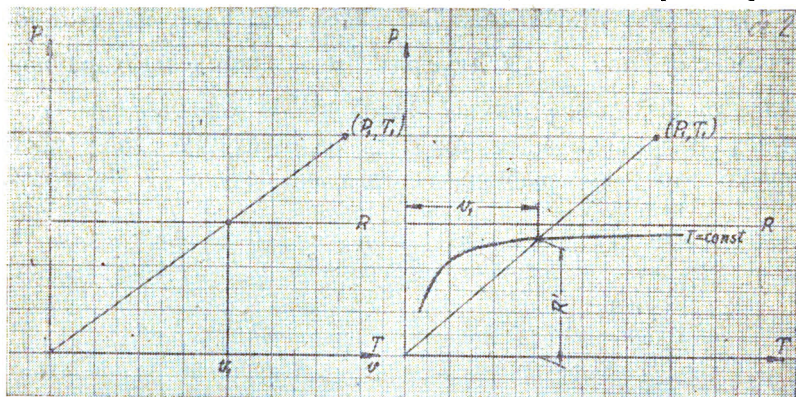
Сл. 1 — Дијаграм  $p - T$  са уцртаним изохорама

споји тачка неког стања са координатним почетком и уцрта линија  $R = \frac{848}{m} [\text{mkg/kg}^\circ K]$ . Тачка пресека тих двеју линија даје вредност запремине за стање дато координатама  $p$  и  $T$  (сл. 2).

Дијаграм  $p - T$  може се конструисати и за водену пару. Употребом  $VDI$  таблице за запремину прегрејане водене паре



могу се у дијаграм  $p-T$  уносити вредности запремине за за различите притиске при константној температури. На тај начин добијене тачке требало би да леже на линији  $R = 47,06$  [mkg/kg $^{\circ}$ K]. Међутим те тачке леже на кривим линијама, што је потпуно разумљиво кад се узме у обзир да једначина стања за водену пару отступа од једначине стања идеалних гасова. Поставља се питање шта претстављају ове криве линије и какав је њихов карактер. Да би се ово питање решило потребно је да се гасна константа схвати као једна од вредности неке функције  $R'$  која замењује гасну константу и која за свако поједино стање зависи од при-



Сл. 2 — Дијаграм  $p-T$  са уртаном изохором и линијом  $R = \frac{848}{m}$  за одређивање запремине; десно: дијаграм  $P-T$  за водену пару

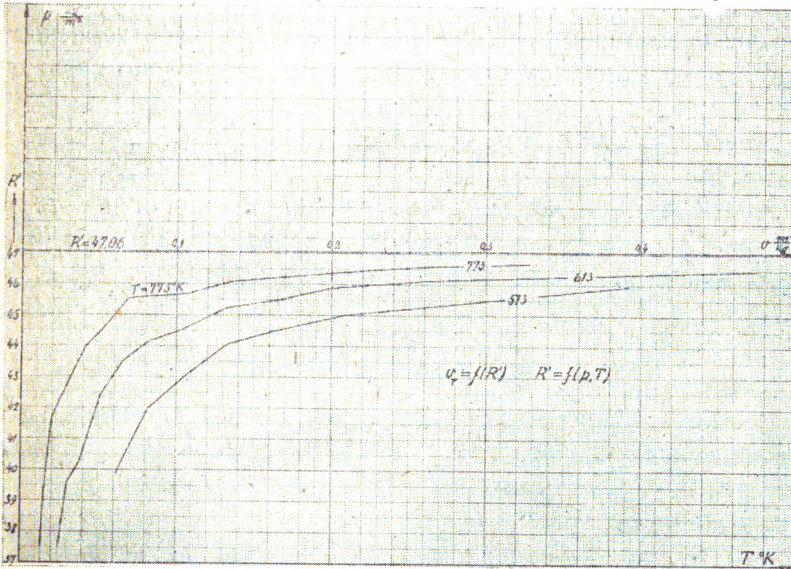
тиска и температуре тога стања. Ова функција може се назвати гасна карактеристика. Из дијаграма  $p-T$  за водену пару види се да различитим температурама, односно притисцима одговарају различите вредности гасне карактеристике (сл. 3). Овако схваћена „гасна константа за водену пару“ функција је основних термодинамичких координата која се, у области прегрејане паре која је од интереса за техничку праксу, асимптотички приближује вредности  $R = 47,05$ . Да би се одредио карактер изотерми у дијаграму  $p-T$  потребно је да се изради дијаграм  $\log r_T = f(\log v)$ . Где је  $r$  разлика  $R-R'$ . За изотерме у дијаграму  $v-r$  лако је доказати да припадају фамилији хипербола чија је једначина дата изразом

$$vr = \frac{83,5}{(T/100)^{3,22}}$$

Једначина стања изражена помоћу функције  $r$  односно  $R'$  гласи:

$$pv = (R - r)T = R'T.$$

Такву једначину стања предложио је још 1912 године Јакоб (Z. d. V.D.I. 1912 стр. 198) и израдио је дијаграме  $r - T$



Сл. 3 — Дијаграм  $p - T$ , односно  $v - r$  за водену пару

и  $r - p$  (Stodola: Dampf- und Gas- Turbinen, 5 изд. стр. 15). Међутим ни Јакоб ни Стодола не дају облик функције  $r$ . Вредност функције  $R'$ , односно  $r$  за неко стање може се израчунати кад се замени израз за запремину из једначине

$$vr = \frac{83,5}{(T/100)^{3,22}} \text{ у једначину стања } pv = R'T.$$

У том случају добија се  $R'$ , односно  $r$  изражено као функција притиска и температуре:

$$p \cdot \frac{83,5}{r (T/100)^{3,22}} = (R - r)T.$$

Већи корен ове квадратне једначине је функција  $R'$ , а мањи  $r = R - R'$ .

$$r_{1.2} = \frac{R}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2}\right)^2 - \frac{0,835 p}{(T/100)^{4,22}}}$$

Посматрањем добијеног израза за  $R'$  види се да се функција  $R'$  асимптотички приближује вредности  $R$  у случају кад  $T$  тежи у бесконачност, односно  $p$  нули. Према томе се у посматраној области гасна константа  $R = \frac{848}{m}$  може сматрати граничном вредношћу функције  $R'$ . Усвајањем појма гасне карактеристике као функције притиска и температуре добија се једначина стања за водену пару овако изражена:

$$p v = R' T = \left[ 23,53 + \sqrt{553,66 - \frac{0,835 p}{(T/100)^{4,22}}} \right] \cdot T.$$

Поређењем израза за запремину изведеног из те једначине са усвојеним Молијеровим изразом види се да је једноставније рачунање помоћу функције  $R'$ .

### Начин одређивања једначине $vr = f(T)$

Карактер изотерми у дијаграму  $r = f(v)$  одређује се помоћу дијаграма  $\log r = f(\log v)$  (сл. 4). Сви потребни подаци за тај дијаграм добијени су помоћу  $VDI$  таблице и унесени су у таблицу 1.

Таблица 1

$T^\circ K$	$p$ at	$V[m^3/kg]$	$R'$	$r$	$\log T$	$\log(v \cdot 100)$	$\log(r \cdot 100)$
513	6	0,393	45,96	1,10	2,71012	1,594	2,041
513	11	0,210	45,02	2,04		1,322	2,309
513	14	0,163	44,48	2,58		1,212	2,412
513	17	0,133	44,07	2,99		1,124	2,475
513	21	0,105	42,98	4,08		1,021	2,611
513	26	0,083	42,06	5,00		0,919	2,698
513	33	0,062	39,88	7,18		0,792	2,856
533	6	0,410	46,15	0,91	2,72673	1,612	1,952
533	11	0,220	45,40	1,66		1,342	2,220
533	14	0,171	44,91	2,15		1,233	2,332
533	17	0,139	44,33	2,63		1,143	2,149
533	21	0,111	43,73	3,33		1,045	2,522
533	26	0,088	42,92	4,14		0,944	2,617
533	33	0,067	41,48	5,58		0,826	2,746
533	41	0,051	39,23	7,83		0,707	2,894
553	6	0,426	46,22	0,84		2,74273	1,629

T°K	p at	V[m³,kg]	R'	r	log T	log (κ · 100)	log (r · 100)
553	11	0,229	45,55	1,51	2,74273	1,860	2,179
553	14	0,179	45,32	1,74		1,253	2,240
553	17	0,146	44,88	2,18		1,164	2,338
553	21	0,116	44,05	3,01		1,064	2,479
553	26	0,082	43,26	3,80		0,964	2,579
553	33	0,071	42,37	4,69		0,851	2,671
573	6	0,443	46,37	0,69		1,646	1,839
573	11	0,239	45,88	1,18	2,75815	1,378	2,072
573	14	0,186	45,46	1,60		1,269	2,204
573	17	0,152	45,09	1,97		1,182	2,294
573	21	0,122	44,71	2,35		1,086	2,371
573	26	0,097	44,01	3,05		0,987	2,484
573	33	0,075	43,19	3,87		0,875	2,588
573	41	0,059	42,21	4,85		0,771	2,686
573	51	0,045	40,05	7,01		0,653	2,846
573	65	0,034	38,57	8,49		0,531	2,929
573	81	0,024	33,92	13,14		0,380	3,119
593	6	0,459	46,45	0,61	2,77805	1,662	1,785
593	11	0,248	46,00	1,06		1,384	2,025
593	14	0,193	45,57	1,49		1,285	2,173
593	17	0,158	45,29	1,77		1,198	2,248
593	21	0,127	44,97	2,09		1,104	2,320
593	26	0,101	44,28	2,78		1,004	2,444
593	33	0,078	43,41	3,65		0,892	2,562
593	41	0,062	42,86	4,20		0,792	2,623
593	51	0,048	41,41	5,65		0,681	2,751
593	65	0,036	39,46	7,60		0,556	2,880
593	81	0,028	38,25	8,81		0,447	2,944
593	101	0,020	34,06	13,00		0,301	3,114
613	6	0,475	46,49	0,57	2,78746	1,677	1,756
613	11	0,257	46,11	0,95		1,410	1,978
613	14	0,201	45,30	1,16		1,303	2,064
613	17	0,164	45,48	1,58		1,214	2,198
613	21	0,132	45,22	1,84		1,120	2,264
613	26	0,105	44,54	2,52		1,021	2,401
613	33	0,082	44,14	2,92		0,914	2,465
613	41	0,065	43,47	3,59		0,812	2,555
613	51	0,051	42,43	4,63		0,708	2,666
613	65	0,038	40,29	6,77		0,579	2,831
613	81	0,030	39,64	7,42		0,477	2,870
613	101	0,022	36,25	10,81		0,342	3,033
613	126	0,016	32,88	14,18		0,204	3,151
633	6	0,491	46,54	0,52	2,80140	1,690	1,716
633	11	0,266	46,22	0,84		1,425	1,924
633	14	0,208	46,00	1,06		1,318	2,025
633	17	0,170	45,66	1,40		1,230	2,146
633	21	0,137	45,45	1,61		1,136	2,206
633	26	0,110	45,18	1,88		1,041	2,274
633	33	0,085	44,31	2,75		0,929	2,439
633	41	0,068	44,04	3,02		0,832	2,480
633	51	0,053	42,70	4,36		0,724	2,639
633	65	0,040	41,07	5,99		0,602	2,777
633	81	0,031	39,67	7,39		0,491	2,869

Т°К	$p$ at	$V$ [ $m^3, kg$ ]	$R'$	$r$	$\log T$	$\log (v \cdot 100)$	$\log (r \cdot 100)$	
633	101	0,024	38,29	8,77	2,80140	0,380	2,943	
633	126	0,018	35,83	11,23		0,255	3,050	
633	161	0,012	30,52	16,54		0,060	3,218	
653	6	0,508	46,67	0,39	2,81491	1,706	1,591	
653	11	0,275	46,32	0,74		1,439	1,869	
653	14	0,215	46,09	0,97		1,332	1,986	
653	17	0,176	45,85	1,21		1,246	2,083	
653	21	0,142	45,67	1,39		1,152	2,143	
653	26	0,114	45,39	1,67		1,057	2,223	
653	33	0,088	44,47	2,59		0,954	2,413	
653	41	0,070	43,95	3,11		0,845	2,493	
653	51	0,056	43,74	3,32		0,748	2,521	
653	65	0,042	41,81	5,25		0,623	2,720	
653	81	0,033	40,93	6,13		0,518	2,787	
653	101	0,026	40,21	6,85		0,415	2,835	
653	126	0,019	36,66	10,40		0,279	3,017	
653	161	0,013	32,52	14,54		0,114	3,162	
653	201	0,009	27,70	19,36		0,954-1	3,286	
653	220	0,007	23,58	23,48		0,845-1	3,371	
673	6	0,524	46,71	0,35		2,82802	1,720	1,544
673	11	0,284	46,42	0,64			1,453	1,806
673	14	0,222	46,18	0,88			1,346	1,944
673	17	0,182	45,97	1,09	1,260		2,037	
673	21	0,147	45,87	1,19	1,167		2,075	
673	26	0,118	45,59	1,47	1,072		2,167	
673	33	0,092	45,11	1,95	0,964		2,290	
673	41	0,073	44,47	2,59	0,863		2,413	
673	51	0,058	43,95	3,11	0,763		2,492	
673	65	0,045	43,46	3,60	0,653		2,556	
673	81	0,035	42,12	4,96	0,543		2,694	
673	101	0,027	40,52	6,54	0,431		2,816	
673	126	0,021	39,32	7,74	0,322		2,889	
673	161	0,015	35,88	11,18	0,176		3,048	
673	201	0,010	29,86	17,20	0		3,235	
673	220	0,009	29,42	17,64	0,954-1		3,247	
693	6	0,540	46,75	0,31	2,84073		1,732	1,491
693	11	0,293	46,51	0,55			1,467	1,740
693	14	0,229	46,26	0,80			1,359	1,903
693	17	0,188	46,12	0,94		1,274	1,973	
693	21	0,151	45,76	1,30		1,179	2,114	
693	26	0,122	45,77	1,29		1,086	2,110	
693	33	0,095	45,24	1,82		0,977	2,260	
693	41	0,076	44,96	2,10		0,881	2,322	
693	51	0,060	44,16	2,90		0,778	2,462	
693	65	0,046	43,15	3,91		0,663	2,592	
693	81	0,037	42,08	4,98		0,563	2,697	
693	101	0,028	40,81	6,25		0,447	2,796	
693	126	0,022	40,00	7,06		0,342	2,849	
693	161	0,016	37,17	9,89		0,204	2,995	
693	201	0,012	34,80	12,26		0,079	3,088	
693	220	0,010	31,75	15,31		0	3,184	
703	6	0,548	46,77	0,29		2,84701	1,738	1,462
703	11	0,297	46,47	0,59			1,473	1,771

T°K	p at	V[m <sup>3</sup> .kg]	R'	r	log T	log (v · 100)	log (r · 100)
703	14	0,233	46,40	0,66		1,367	1,819
703	17	0,191	46,19	0,87		1,281	1,939
703	21	0,154	46,00	1,06		1,181	2,025
703	26	0,14	45,86	1,20		1,093	2,079
703	33	0,097	45,39	1,67		0,987	2,223
703	41	0,077	44,91	2,15		0,886	2,332
703	51	0,061	44,25	2,81		0,785	2,448
703	65	0,047	43,46	3,60	2,84701	0,672	2,556
703	81	0,037	42,63	4,43		0,568	2,646
703	101	0,029	41,64	5,42		0,462	2,733
703	126	0,022	39,43	7,63		0,342	2,83
703	161	0,016	36,64	10,42		0,204	3,017
703	201	0,012	34,31	12,75		0,079	3,106
703	220	0,010	31,29	15,77		0	
713	6	0,556	46,80	0,26		1,745	1,415
713	11	0,302	46,59	0,47		1,480	1,672
713	14	0,236	46,34	0,72		1,373	1,857
713	17	0,194	46,26	0,80		1,288	1,903
713	21	0,156	45,95	1,11		1,193	2,045
713	26	0,126	45,96	1,10		1,100	2,041
713	33	0,098	45,36	1,70		0,991	2,230
713	41	0,078	44,85	2,21	2,85309	0,892	2,344
713	51	0,062	44,40	2,66		0,792	2,425
713	62	0,048	43,76	3,30		0,631	2,518
713	81	0,038	43,17	3,89		0,579	2,589
713	101	0,030	42,49	4,59		0,477	2,659
713	126	0,023	40,64	6,42		0,362	2,807
713	161	0,017	38,39	8,67		0,230	2,938
713	201	0,013	36,65	10,41		0,114	3,017
713	220	0,011	33,94	13,12		0,041	3,118
733	6	0,572	46,82	0,24		1,757	1,380
733	11	0,310	46,52	0,54		1,491	1,733
733	14	0,243	46,41	0,65		1,385	1,813
733	17	0,200	46,38	0,68		1,301	1,832
733	21	0,161	46,13	0,93		1,207	1,968
733	26	0,129	45,76	1,30		1,110	2,114
733	33	0,101	45,47	1,59		1,004	2,201
733	41	0,081	45,31	1,75	2,86510	0,908	2,243
733	51	0,064	44,53	2,53		0,806	2,403
733	65	0,050	44,34	2,72		0,699	2,434
733	81	0,040	44,20	2,86		0,602	2,456
733	101	0,031	42,44	4,62		0,491	2,664
733	126	0,024	41,26	5,80		0,380	2,763
733	161	0,018	39,54	7,52		0,255	2,876
733	201	0,014	38,39	8,67		0,146	2,938
733	220	0,012	36,01	11,05		0,079	3,043
753	6	0,588	46,85	0,21		1,769	1,322
753	11	0,319	46,60	0,46		1,504	1,663
753	14	0,250	46,61	0,45		1,398	1,653
753	17	0,205	46,28	0,78		1,312	1,892
753	21	0,166	46,29	0,77		1,220	1,886
753	26	0,133	45,92	1,14	2,87679	1,124	2,057
753	33	0,104	45,58	1,48		1,017	2,170
753	41	0,083	45,19	1,87		0,919	2,272

T°K	p at	V[m³/kg]	R'	r	log T	log(v · 100)	log(r · 100)
753	51	0,067	45,38	1,68	2,87679	0,826	2,225
753	65	0,052	44,89	2,17		0,716	2,336
753	81	0,041	44,10	2,96		0,613	2,471
753	101	0,032	42,92	4,14		0,505	2,617
753	126	0,025	41,83	5,23		0,398	2,718
753	161	0,019	40,62	6,44		0,278	2,807
753	201	0,014	37,37	9,69		0,146	2,986
753	220	0,013	37,98	9,08		0,114	2,958
773	6	0,604	46,88	0,18	2,88818	1,781	1,255
773	11	0,328	46,68	0,38		1,516	1,579
773	14	0,257	46,55	0,51		1,410	1,708
773	17	0,211	46,40	0,66		1,324	1,819
773	21	0,170	46,18	0,88		1,230	1,945
773	26	0,137	46,08	0,98		1,137	1,992
773	33	0,107	45,68	1,38		1,029	2,140
773	41	0,086	45,61	1,45		0,934	2,162
773	51	0,069	45,52	1,54		0,839	2,188
773	65	0,053	44,57	2,49		0,724	2,396
773	81	0,042	44,01	3,05		0,623	2,484
773	101	0,033	43,12	3,94		0,518	2,595
773	126	0,026	42,38	4,68		0,415	2,670
773	161	0,020	41,66	5,40		0,301	2,733
773	201	0,015	39,00	8,06		0,176	2,906
773	220	0,013	36,99	10,07		0,114	3,003

Из дијаграма  $\log v = f(\log r)$  види се да линије  $T = \text{const.}$  у том дијаграму треба да буду праве линије и да им је нагиб  $45^\circ$  (сл. 4), што значи да припадају фамилији хипербола. Општа једначина те фамилије гласи  $vr = f(T)$ . Потребно је да се пронађе облик функције  $f(T)$ . Цртањем дијаграма  $\log r = f(\log T)$  може се доћи до траженог резултата. Примећује се да су линије  $p = \text{const.}$  у дијаграму  $\log r = f(\log T)$  (сл. 5) праве линије и да им је нагиб различит. Он се мења у доста уским границама и сасвим неправилно. Сматрам да ту неправилност треба приписати нетачном мерењу, односно нетачности  $V/DI$  таблица насталој вероватно због коректуре. Средња вредност нагиба линија  $p = \text{конст.}$  износи  $n = 4,46$

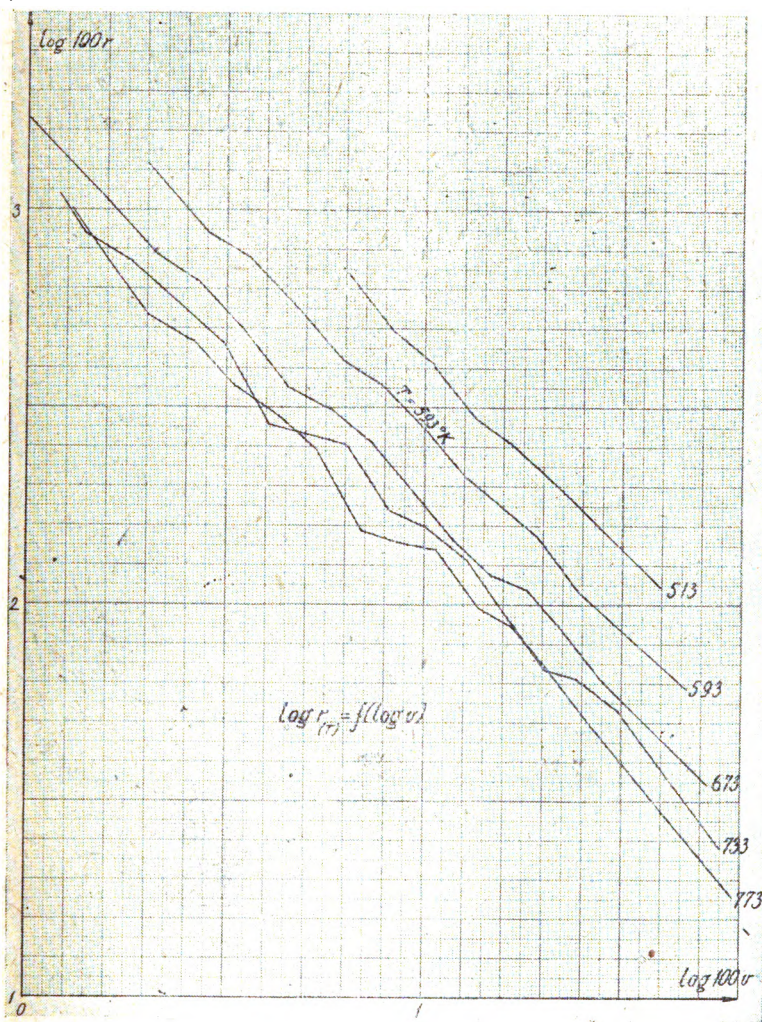
p =	6	11	14	17	21	26	33	41	51	65
n =	4,22	3,90	3,95	3,85	3,85	4,00	3,90	4,20	5,10	4,55

p =	81	101	126	161	201	220
n =	4,40	4,95	4,80	5,40	5,00	5,30

Како изгледа да су мерења при вишим притисцима вршена с мањом тачношћу, то место средње вредности екс-



спонента  $n = 4,46$  узимамо вредност  $n = 4,22$ . То је нагиб линије од 6 ат. Кад се за тај притисак исправе вредности за  $\log r$  и израчуна одговарајући производ  $vr$  за различите

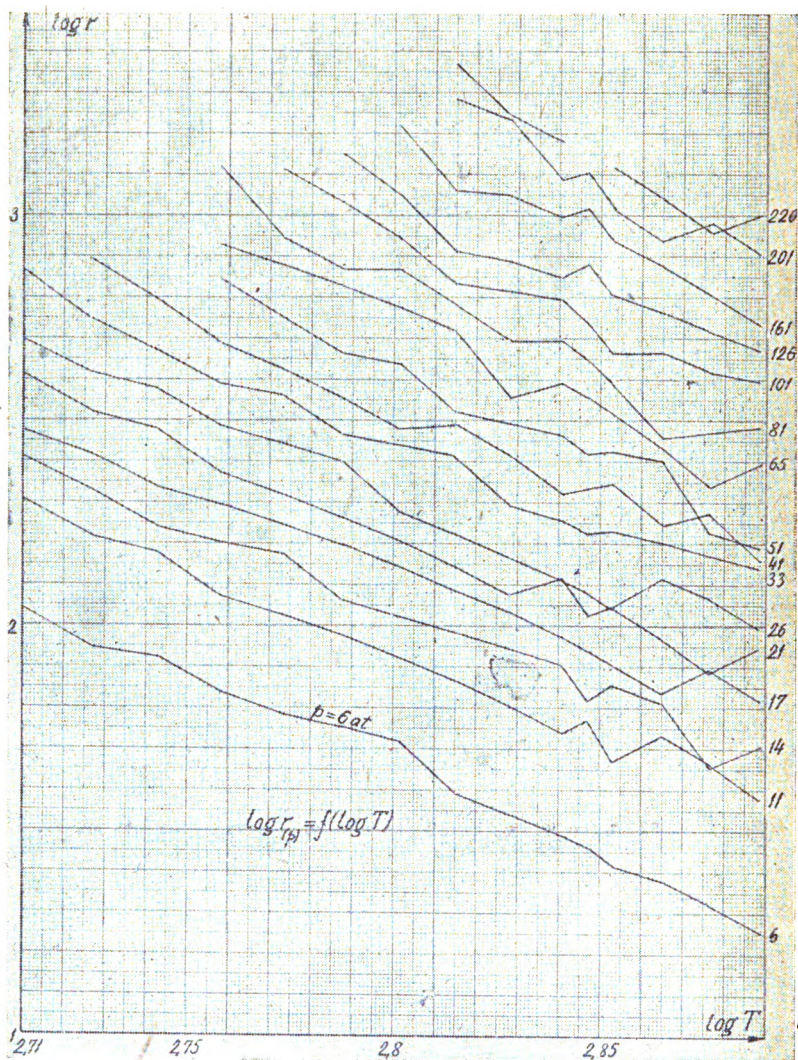


Сл. 4 — Дијаграм  $\log r_T = f(\log v)$  за одређивање карактера изотерми у дијаграму  $v-r$

температуре долази се до вредности константе  $C$  у једначини  $vr = C (T/100)^{-3,22}$ .



Средња вредност константе  $C$  износи 84,7, међутим вредности за  $T = 613$  и  $633^\circ K$ , које се доста разликују од



Сл. 5 — Дијаграм  $\log r_p = f(\log T)$  за одређивање експонента у једначини фамилије хипербола

осталих, изгледа да су погрешне, па узимам да је константа  $C = 83,5$ . Вредност експонента  $n$  у једначини за  $vr$  износи

–3,22 јер је  $v$  пропорционално са  $T$ , а како је  $r$  пропорционално са  $T^{-4,22}$ , то је према томе  $vr$  пропорционално са

Таблица 2

$T^{\circ}K$	$\log r_6$	$\log v_6$	$3,22 \log\left(\frac{T}{100}\right)$	$\log C$	$C$
513	0,041	0,594 - 1	2,285	1,920	83,2
533	0,952 - 1	0,612 - 1	2,340	1,904	80,2
553	0,924 - 1	0,629 - 1	2,388	1,941	87,3
573	0,839 - 1	0,646 - 1	2,440	1,925	84,2
593	0,785 - 1	0,662 - 1	2,490	1,937	86,6
613	0,756 - 1	0,677 - 1	2,536	1,969	93,2
633	0,690 - 1	0,716 - 1	2,578	1,974	94,2
653	0,591 - 1	0,706 - 1	2,622	1,919	83,0
673	0,544 - 1	0,720 - 1	2,665	1,929	84,9
693	0,491 - 1	0,732 - 1	2,706	1,929	84,9
703	0,462 - 1	0,638 - 1	2,726	1,926	84,3
713	0,415 - 1	0,745 - 1	2,744	1,904	80,2
733	0,380 - 1	0,757 - 1	2,785	1,922	83,6
753	0,322 - 1	0,769 - 1	2,824	1,915	82,2
773	0,255 - 1	0,781 - 1	2,860	1,896	79,4

$T^{-3,22}$ . Тражена једначина фамилије хипербола има ова облик:

$$vr = \frac{83,5}{(T/100)^{3,22}}$$

### Начин одређивања гасне карактеристике $R' = f(p, T)$

Кад се вредност за запремину из једначине  $vr$  уврсти у једначину стања добија се ова квадратна једначина:

$$r^2 = Rr + \frac{p \cdot 83,5}{T(T/100)^{3,22}}$$

Већи корен ове једначине је гасна карактеристика  $R'$ , а мањи  $r = R - R'$

$$r_{1,2} = \frac{R}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2}\right)^2 - \frac{0,835 \cdot p}{(T/100)^{4,22}}} \left[ \frac{m}{^{\circ}K} \right]$$

Рачунање гасне карактеристике  $R' = f(p, T)$  за неко стање је како се види доста просто. У циљу што лакшег рачунања наводим вредности апсолутног члана помноженог са  $\frac{10^4}{p}$  за неколико температура.

Запремине прегрејане водене паре за различита стања израчунате помоћу једначине стања  $p v = R' T$  дате су у табlici 4. Већина вредности из те таблице се не слаже потпуно с вредностима из *VDI* таблице. Неке од тих вредности су мало веће, а неке мало мање, што сматрам да управо и

Таблица 3

$T^{\circ} K$	$\log \left( \frac{T}{100} \right)$	$4,22 \log \left( \frac{T}{100} \right)$	$\left( \frac{T}{100} \right)^{4,22}$	$C_T = \frac{0,835 \cdot 10^4}{(T/100)^{4,22}}$
513	0,71012	2,9967	992,5	8,420
533	0,72673	3,0668	1166,0	7,170
553	0,74273	3,1343	1362,0	6,120
573	0,75815	3,1994	1582,0	5,280
593	0,77305	3,2623	1820,0	4,590
613	0,78746	3,3231	2105,0	3,965
633	0,80140	3,3819	2400,0	3,480
653	0,81491	3,4389	2741,0	3,046
673	0,82802	3,4942	3120,0	2,680
693	0,84073	3,5478	3526,0	2,370
713	0,85309	3,6000	3981,0	2,100
733	0,86510	3,6507	4474	1,867
753	0,87679	3,7000	5013	1,666
773	0,88818	3,7481	5600	1,490

показује да је овако изражена једначина стања исправна. У последњој рубрици таблице 4 налазе се разлике запремина израчунатих помоћу једначине стања  $p v = R' T$  и запремина из *VDI* таблице. У дијаграму  $\log r = f(\log T)$  види се да је ток линија  $p = \text{const.}$  добијених помоћу *VDI* таблице неправилан, што у сваком случају треба приписати нетачности тих таблица. Потребно је да се наломене да вредности запремине за  $T = 773^{\circ} K$  добијене помоћу једначине  $p v = R' T$  прилично отступају од вредности из *VDI* таблице. Сматрам да су те вредности из *VDI* таблице нетачне. На то указује испрекидани ток линије  $T = \text{const.}$  у дијаграму  $\log v = f(\log r)$  (сл. 4).

У близини критичне тачке запремине добијене помоћу једначине  $p v = R' T$  се не подударују с вредностима из *VDI* таблице. За притиске више од 120 at и тачке у близини граничне линије наведена једначина не важи. У том подручју, међутим, не важи ни Молијерова једначина. За пару прегрејану бар за  $40^{\circ} C$  једначина  $p v = R' T$  даје добре резултате и за притиске све до критичног.

Уврсти ли се у једначину стања  $pV = R'T$  место  $R'$  вредност мањег корена  $r$  добија се нека друга вредност за запремину. Та вредност можда одговара запремини  $b$  из Ван дер Валсове једначине  $p(v-b) = R'T$ . У том би случају и функција  $r$  добила своје одређено значење.

$$v = \frac{RT}{p}, \quad v' = \frac{rT}{p}, \quad p(v-v') = R'T.$$

Јасна слика тока функције  $R'$ , односно  $r$  добија се из дијаграма  $R'_T = f(p)$ ,  $R'_p = f(T)$  и  $p-T$  дијаграма са уцртаним

Таблица 4

T° K	p at	R'	r	V	VVDI	V - VVDI
513	6	45,96	1,10	0,3930	0,393	0,0000
513	11	45,00	2,06	0,2100	0,210	0,0000
513	14	44,40	2,66	0,1626	0,163	-0,0004
513	17	43,79	3,27	0,1322	0,133	-0,0008
513	21	42,93	4,13	0,1047	0,105	-0,0003
513	26	41,82	5,24	0,0825	0,083	-0,0005
513	33	40,13	6,93	0,0624	0,062	+0,0004
533	6	46,12	0,84	0,4100	0,410	0,0000
533	11	45,32	1,74	0,2196	0,220	-0,0004
533	14	44,82	2,24	0,1705	0,171	-0,0005
533	17	44,31	2,75	0,1390	0,139	0,0000
533	21	43,60	3,46	0,1106	0,111	-0,0004
533	26	42,69	4,31	0,0876	0,088	-0,0004
533	33	41,34	5,72	0,0667	0,067	-0,0003
533	41	39,64	7,42	0,0515	0,051	+0,0095
553	6	46,26	0,80	0,4262	0,426	+0,0002
553	11	45,58	1,48	0,2292	0,229	+0,0002
553	14	45,17	1,89	0,1786	0,179	-0,0004
553	17	44,73	2,33	0,1454	0,146	-0,0004
553	21	44,15	2,91	0,1162	0,116	+0,0002
553	26	43,39	3,67	0,0922	0,092	+0,0002
553	33	42,28	4,78	0,0708	0,071	-0,0002
553	41	40,92	6,14	0,0552	0,055	+0,0002
573	6	46,37	0,69	0,4425	0,443	-0,0005
573	11	45,79	1,27	0,2384	0,239	-0,0000
573	14	45,42	1,64	0,1858	0,186	-0,0002
573	17	45,07	1,99	0,1522	0,152	+0,0002
573	21	44,57	2,49	0,1216	0,122	-0,0004
573	26	43,94	3,12	0,0968	0,097	-0,0002
573	33	43,01	4,05	0,0747	0,075	-0,0003
573	41	41,90	5,16	0,0585	0,059	-0,0005
573	51	40,39	6,67	0,0454	0,045	+0,0004
573	65	38,04	9,02	0,0335	0,034	-0,0005
573	81	34,79	12,27	0,0246	0,024	+0,0006
593	6	46,47	0,59	0,4590	0,459	0,0000
593	11	45,96	1,10	0,2478	0,248	-0,0002

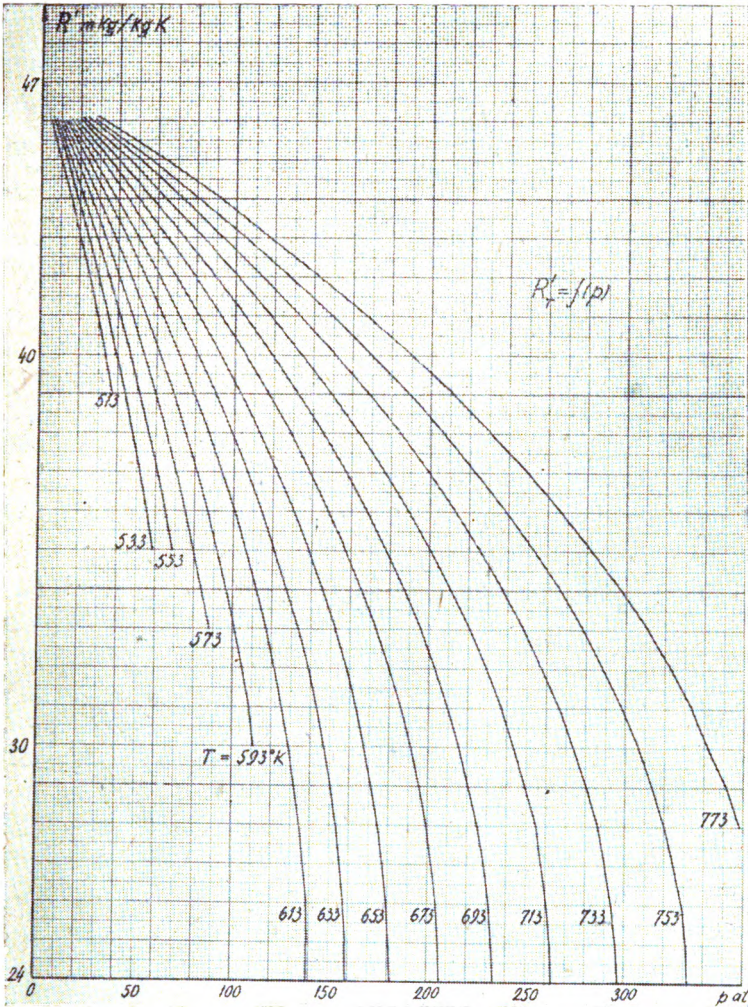
T°K	p at	R'	r	V	VVDI	V - VVDI
593	14	45,65	1,41	0,1985	0,193	+0,0005
593	17	45,34	1,72	0,1580	0,158	0,0000
593	21	44,91	2,15	0,1268	0,127	-0,0002
593	26	44,17	2,69	0,1012	0,101	+0,0002
593	33	43,58	3,48	0,0783	0,078	+0,0003
593	41	42,65	4,41	0,0616	0,062	-0,0004
593	51	41,41	5,65	0,0481	0,048	+0,0001
593	65	39,52	7,54	0,0360	0,036	0,0000
593	81	37,01	10,05	0,0271	0,028	-0,0009
593	101	32,99	14,07	0,0194	0,020	-0,0006
613	6	46,55	0,51	0,4755	0,475	+0,0005
613	11	46,11	0,95	0,2570	0,257	0,0000
613	14	45,85	1,21	0,2006	0,201	-0,0004
613	17	45,58	1,48	0,1645	0,164	+0,0005
613	21	45,23	1,83	0,1322	0,132	+0,0002
613	26	44,77	2,29	0,1056	0,105	+0,0006
613	33	44,11	2,95	0,0820	0,082	0,0000
613	41	43,32	3,74	0,0647	0,065	-0,0003
613	51	42,30	4,76	0,0508	0,051	-0,0002
613	65	40,77	6,29	0,0384	0,038	+0,0004
613	81	38,84	8,22	0,0294	0,030	-0,0006
613	101	35,90	11,16	0,0217	0,022	-0,0003
613	126	30,89	16,17	0,0152	0,016	-0,0008
633	6	46,61	0,45	0,4915	0,491	+0,0005
633	11	46,23	0,83	0,2662	0,266	+0,0002
633	14	46,00	1,06	0,2081	0,208	+0,0001
633	17	45,77	1,29	0,1704	0,170	+0,0004
633	21	45,50	1,56	0,1372	0,137	+0,0002
633	26	45,06	2,00	0,1097	0,110	-0,0003
633	33	44,49	2,57	0,0853	0,085	+0,0003
633	41	43,81	3,25	0,0676	0,068	-0,0004
633	51	42,94	4,12	0,0533	0,053	+0,0003
633	65	41,64	5,42	0,0406	0,040	+0,0006
633	81	40,04	7,02	0,0312	0,031	+0,0002
633	101	37,79	9,27	0,0237	0,024	-0,0003
633	126	34,26	12,80	0,0172	0,018	-0,0008
653	6	46,66	0,40	0,5080	0,508	0,0000
653	11	46,33	0,73	0,2750	0,275	0,0000
653	14	46,12	0,94	0,2154	0,215	+0,0004
653	17	45,97	1,09	0,1766	0,176	+0,0006
653	21	45,69	1,37	0,1420	0,142	0,0000
653	26	45,30	1,76	0,1133	0,114	-0,0002
653	33	44,81	2,25	0,0886	0,088	+0,0006
653	41	44,25	2,81	0,0704	0,070	+0,0004
653	51	43,48	3,58	0,0557	0,056	-0,0003
653	65	42,39	4,67	0,0426	0,042	+0,0006
653	81	41,06	6,00	0,0331	0,033	+0,0001
653	101	39,20	7,86	0,0253	0,026	-0,0007
653	126	36,56	10,50	0,0189	0,019	-0,0001
653	161	31,50	15,56	0,0127	0,013	-0,0003
673	6	46,71	0,35	0,5240	0,524	0,0000
673	11	46,42	0,64	0,2840	0,284	0,0000
673	14	46,24	0,82	0,2222	0,222	+0,0002

T° K	p at	R'	r	V	V <sub>VDI</sub>	V - V <sub>VDI</sub>
673	17	46,05	1,01	0,1823	0,182	+0,0003
673	21	45,81	1,25	0,1468	0,147	-0,0002
673	26	45,50	1,56	0,1178	0,118	-0,0002
673	33	45,07	1,99	0,0919	0,092	-0,0001
673	41	44,56	2,50	0,0732	0,073	+0,0002
673	51	43,89	3,17	0,0579	0,058	-0,0001
673	65	42,97	4,09	0,0445	0,045	-0,0005
673	81	41,78	5,8	0,0347	0,035	-0,0003
673	101	40,23	6,83	0,0267	0,027	-0,0002
673	126	38,06	9,00	0,0203	0,021	-0,0007
673	161	34,71	12,45	0,0145	0,015	-0,0005
673	201	27,36	19,70	0,0092	0,010	-0,0008
693	6	46,75	0,31	0,5400	0,540	0,0000
693	11	46,50	0,56	0,2930	0,293	0,0000
693	14	46,35	0,71	0,2295	0,229	+0,0005
693	17	46,17	0,89	0,1884	0,188	+0,0004
693	21	45,97	1,09	0,1518	0,151	+0,0008
693	26	45,68	1,38	0,1218	0,122	-0,0002
693	33	45,33	1,73	0,0952	0,095	+0,0002
693	41	44,87	2,19	0,0788	0,076	-0,0002
693	51	44,29	2,77	0,0602	0,060	+0,0002
693	65	43,46	3,60	0,0463	0,046	+0,0003
693	81	42,46	4,60	0,0363	0,037	-0,0007
693	101	41,15	5,91	0,0282	0,028	+0,0002
693	126	39,50	7,56	0,0217	0,022	-0,0003
693	161	36,67	10,39	0,0158	0,016	-0,0002
693	201	32,34	14,72	0,0111	0,012	-0,0009
693	220	29,24	17,82	0,0092	0,010	-0,0008
703	6	46,77	0,29	0,5480	0,548	0,0000
703	11	46,53	0,53	0,2975	0,297	+0,0005
703	14	46,38	0,68	0,2325	0,233	-0,0005
703	17	46,23	0,84	0,1913	0,191	+0,0003
703	21	46,03	1,03	0,1542	0,154	+0,0002
703	26	45,79	1,27	0,1238	0,124	-0,0002
703	33	45,43	1,63	0,0967	0,097	-0,0003
703	41	45,02	2,04	0,0772	0,077	+0,0002
703	51	44,50	2,56	0,0613	0,061	+0,0003
703	65	43,74	3,32	0,0473	0,047	+0,0003
703	81	42,83	4,23	0,0371	0,037	+0,0001
703	101	41,64	5,42	0,0280	0,029	0,0000
703	126	41,02	6,04	0,0228	0,022	+0,0008
703	161	37,46	9,60	0,0163	0,016	+0,0003
703	201	33,70	13,30	0,0128	0,012	+0,0008
703	220	31,44	15,62	0,0100	0,010	0,0000
713	6	46,79	0,27	0,5560	0,556	0,0000
713	11	46,56	0,50	0,3015	0,302	-0,0005
713	14	46,42	0,64	0,2362	0,236	+0,0002
713	17	46,28	0,78	0,1942	0,194	+0,0002
713	21	46,10	0,96	0,1566	0,156	+0,0006
713	26	45,87	1,19	0,1256	0,126	-0,0004
713	33	45,53	1,53	0,0984	0,098	+0,0004
713	41	45,15	1,91	0,0785	0,078	+0,0005
713	51	44,66	2,40	0,0624	0,062	+0,0004
713	65	43,95	3,11	0,0482	0,048	+0,0002

T° K	$p$ at	$R'$	$r$	$V$	$V_{VDI}$	$V - V_{VDI}$
713	81	43,11	3,95	0,0380	0,038	0,0000
713	101	42,01	5,05	0,0269	0,030	-0,0004
713	126	40,53	6,53	0,0229	0,023	-0,0001
713	161	33,21	8,85	0,0169	0,017	-0,0001
713	201	34,99	12,07	0,0124	0,013	-0,0006
713	220	33,09	13,97	0,0107	0,011	-0,0003
733	6	46,82	0,24	0,5720	0,572	0,0000
733	11	46,61	0,45	0,3103	0,310	+0,0006
733	14	46,49	0,57	0,2435	0,243	+0,0005
733	17	46,37	0,69	0,1998	0,200	-0,0002
733	21	46,21	0,83	0,1613	0,161	+0,0003
733	26	46,00	1,06	0,1296	0,129	+0,0006
733	33	45,71	1,35	0,1016	0,101	+0,0006
733	41	45,37	1,69	0,0810	0,081	0,0000
733	51	44,94	2,12	0,0649	0,064	+0,0006
733	65	44,32	2,74	0,0499	0,050	-0,0001
733	81	43,59	3,47	0,0395	0,040	-0,0005
733	101	42,63	4,43	0,0309	0,031	-0,0001
733	126	41,42	5,64	0,0240	0,024	0,0000
733	161	39,44	7,62	0,0179	0,018	-0,0001
733	201	36,90	10,16	0,0134	0,014	-0,0006
733	220	35,49	11,57	0,0118	0,012	-0,0002
753	6	46,84	0,22	0,5875	0,588	-0,0005
753	11	46,66	0,40	0,3195	0,319	+0,0005
753	14	46,55	0,51	0,2502	0,250	+0,0002
753	17	46,44	0,62	0,2057	0,205	+0,0007
753	21	46,30	0,76	0,1660	0,166	0,0000
753	26	46,12	0,94	0,1337	0,133	+0,0007
753	33	45,86	1,20	0,1046	0,104	+0,0006
753	41	45,55	1,51	0,0837	0,083	+0,0007
753	51	45,17	1,89	0,0667	0,067	-0,0003
753	65	44,63	2,43	0,0517	0,051	-0,0003
753	81	43,99	3,07	0,0409	0,041	-0,0001
753	101	43,15	3,91	0,0322	0,032	+0,0002
753	126	42,07	4,99	0,0251	0,025	+0,0001
753	161	40,42	6,64	0,0189	0,019	-0,0001
753	201	38,31	8,75	0,0143	0,014	+0,0003
753	220	37,21	9,85	0,0127	0,013	-0,0003
773	6	46,86	0,20	0,6037	0,604	-0,0003
773	11	46,70	0,36	0,3282	0,328	+0,0002
773	14	46,61	0,45	0,2570	0,257	0,0000
773	17	46,51	0,55	0,2115	0,211	+0,0005
773	21	46,38	0,68	0,1706	0,170	+0,0006
773	26	46,22	0,84	0,1375	0,137	+0,0005
773	33	45,99	1,07	0,1078	0,107	+0,0008
773	41	45,72	1,34	0,0861	0,086	+0,0001
773	51	45,38	1,68	0,0687	0,069	-0,0003
773	65	44,90	2,16	0,0534	0,053	+0,0004
773	81	44,35	2,71	0,0423	0,042	+0,0003
773	101	43,61	3,45	0,0334	0,033	+0,0004
773	126	42,68	4,38	0,0261	0,026	+0,0001
773	161	41,24	5,32	0,0198	0,020	-0,0002
773	201	39,42	7,64	0,0151	0,015	+0,0001
773	220	38,59	8,47	0,0125	0,013	+0,0005



линијама  $R' = \text{const.}$  (сл. 6, 7 и 8). Подаци за ове дијаграме налазе се у таблци 5.

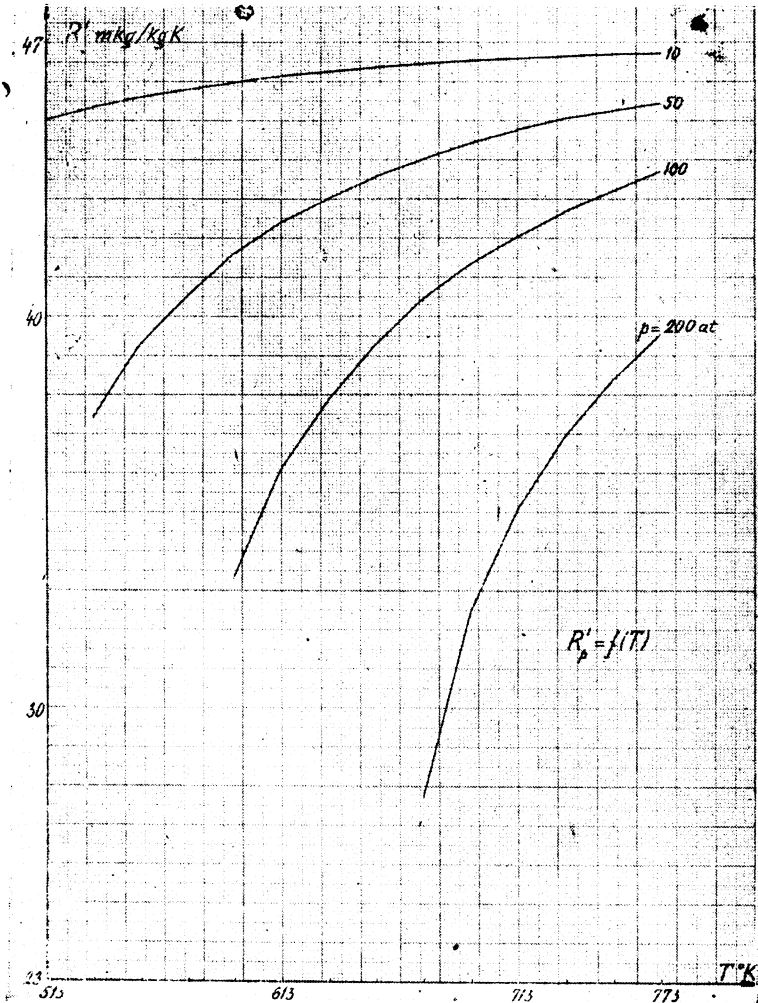


Сл. 6 – Дијаграм  $R'_T = f(p)$

Преимућство рачунања с функцијом  $R'$  је у могућности постизања тачних резултата и помоћу апроксимативног рачуна с логаритмаром. Евентуална грешка може се том приликом појавити на месу четврте бројке, а то значи на месту



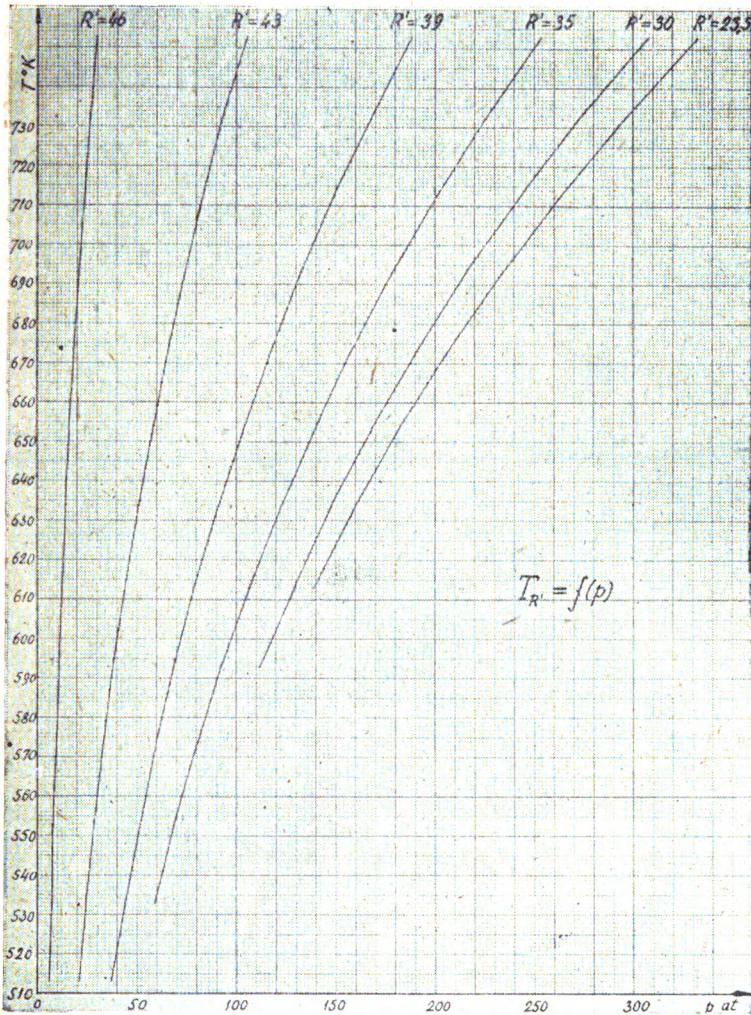
прве децимале у колико се ради о троцифреном броју колико највише може да износи апсолутни члан израза за  $R'$ . Дискриминанта ће у сваком случају и без обзира на деци-



Сл. 7 — Дијаграм  $R'_p = f(T)$

мале имати довољну тачност, јер се вађењем корена поменути евентуална грешка у резултату јавља још више умањена како се то из овог примера види. Нека је на пр. израчуната

вредност апсолутног члана за стање  $p = 65 \text{ ат}$  и  $T = 693^\circ\text{К}$  једнака 154,7, док је права вредност 154,05. Вредност дис-



Сл. 8 — Дијаграм  $T_R = f(p)$

криминанте је  $553,66 - 154,7 = 398,96$ , према правој вредности 399,61. Квадратни корен првог броја износи 19,97, а другог 19,99. У првом случају гасна карактеристика износи  $R' = 43,5$ ,

а у другом 43,52; одговарајуће запремине су 0,04640 и 0,04639 [m<sup>3</sup>/kg]. Грешка износи свега 0,02%, па је оправдано њено занемаривање.

На крају напомињем да усвојене вредности за константу  $C = 0,835$  и експонент  $n = 4,22$  можда и нису праве. Незнајући које се вредности из *VDI* таблице потпуно подударају с резултатима прецизних мерења, а које не, служио сам се свима вредностима као подједнако тачним. Можда би према томе константа  $C$  и експонент  $n$  требало да имају неку другу вредност. Међутим без обзира на то резултати се, како се из последње рубрике таблице 4 види, разликују само у десетохиљадитим.

Таблица 5

$R'$	$r R'$	$p = \frac{r R'}{C_T}$							
46	48,75	5,79	6,80	7,96	9,23	10,62	12,30	14,20	16,00
47	2,82	0,33	0,39	0,46	0,53	0,61	0,71	0,81	0,92
45	94,70	11,26	13,21	15,48	17,95	20,65	23,90	27,22	31,06
44	134,70	16,00	18,77	22,00	25,50	29,32	33,98	38,70	44,20
43	174,60	20,64	24,34	28,50	33,06	38,00	44,00	50,15	57,30
42	212,40	25,22	29,60	34,74	40,25	46,25	53,50	61,10	69,70
41	248,40	29,50	34,63	40,60	47,10	54,10	62,65	71,40	81,60
40	282,40	33,55	39,40	46,12	53,50	61,50	71,20	81,10	92,70
39	313,20	37,34	43,90	51,35	59,50	68,40	79,20	90,30	103,20
38	344,20		48,00	56,25	65,20	75,00	86,80	98,90	113,00
37	372,20		51,96	60,85	70,50	81,00	93,90	107,00	122,20
36	398,00		55,60	65,10	75,40	86,70	100,40	114,40	130,60
35	421,60		58,80	68,90	79,80	91,60	106,50	121,20	138,40
34	444,00			72,50	84,10	96,70	112,00	127,60	145,80
33	464,00				87,90	101,00	117,20	133,30	152,20
32	481,20					104,80	121,30	138,30	158,00
31	498,40					108,50	125,70	143,20	163,50
30	511,00					111,20	128,80	146,80	167,80
29	523,40						132,00	150,30	171,60
28	534,00						134,70	153,50	175,20
27	541,20						136,30	155,60	177,80
26	548,00						138,20	157,50	179,80
25	551,40						139,00	158,50	181,00
24	553,44						139,30	158,80	181,40
23,53	553,66						139,40	159,00	181,60
Т° К		513	533	553	573	593	613	633	653
$C_T = \frac{0,835 \cdot 10^4}{(T/100)^{4,22}}$		8,42	7,17	6,12	5,28	4,59	3,965	3,48	3,046

Гасна константа за водену пару

$R'$	$r R'$	$p = \frac{r R'}{C_T}$					
47	2,82	1,05	1,19	1,34	1,31	1,69	1,89
46	48,75	18,20	20,58	23,22	26,14	29,30	32,70
45	94,70	35,36	40,00	45,10	50,80	56,90	63,54
44	134,70	50,20	56,84	64,10	72,18	80,90	90,35
43	174,60	65,14	73,65	83,10	93,60	104,80	117,10
42	212,40	79,30	89,60	101,03	113,80	127,50	142,60
41	248,40	92,75	104,80	118,40	133,20	149,20	166,80
40	282,40	105,40	119,20	134,50	151,30	169,60	189,60
39	314,20	117,30	132,70	149,80	168,50	188,80	211,00
38	344,20	128,50	145,30	164,00	184,60	206,80	231,00
37	372,20	138,80	157,20	177,50	199,00	223,70	249,80
36	398,00	148,70	168,20	189,70	213,60	239,40	267,00
35	421,60	157,40	178,00	201,00	226,00	253,70	283,40
34	444,00	165,70	187,50	211,60	238,00	266,60	298,00
33	464,00	173,20	196,00	221,20	249,00	278,80	311,50
32	481,20	179,80	203,50	229,40	258,00	289,40	323,00
31	498,40	186,00	210,00	237,50	267,00	299,20	334,20
30	511,00	190,80	215,80	243,50	273,80	307,00	342,80
29	523,40	195,30	221,00	249,20	280,50	314,20	351,00
28	534,00	199,30	224,40	254,40	286,30	320,60	358,40
27	541,20	202,00	228,60	257,00	290,00	325,00	363,20
26	548,00	204,40	231,50	261,00	293,60	329,00	367,70
25	551,40	205,80	232,60	262,80	295,60	331,40	370,00
24	553,44	206,30	233,60	263,50	296,40	332,00	371,20
23,53	553,66	206,60	233,80	263,70	296,60	332,40	371,40
$T^{\circ} K$		673	693	713	733	753	773
$C_T = \frac{0,835 \cdot 10^4}{(T/100)^{4,22}}$		2,68	2,37	2,1	1,86	1,66	1,49

## Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1) *A. Stodola*: Dampf- und Gas- Turbinen, Julius Springer, Berlin 1922.
- 2) *W. Wien, F. Harms*: Handbuch der Experimentalphysik, Band 9/2. Teil: Wärmerkraft- und Wärmearbeits- Maschinen von A. Loschge, Akademische Verlagsgesellschaft M. B. H., Leipzig 1929.
- 3) *Müller — Pouilleys*: Lehrbuch der Physik, Dritter Band, Zweite Hälfte, Kinetische Theorie der Wärme von Karl F. Herzfeld, Friedr. Vieweg und Sohn Akt. — G. s., Braunschweig 1925.
- 4) *Prof. Dr-Ing. W. Nusselt*: Technische Thermodynamik, Sammlung Göschen, Band 1084, Berlin 1934.
- 5) *Fran Bošnjaković*: Nauka o toplini, prvi dio, Zagreb 1947.
- 6) Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 1912, страна 1980 и даље.
- 7) *Букалович — Новиков*: Уравнение состојанија реалних гасов, Москва 1948.
- 8) *H. Dubbel*: Taschenbuch für den Maschinenbau, Erster Band, Berlin 1941.

Инж. МИЛАН К. ЈОВАНОВИЋ

Инж. БРАНИСЛАВ ИЛИЋ

## ГРАФИЧКО РЕШЕЊЕ ЈЕДНЕ ТЕХНИЧКИ ВАЖНЕ ТРАНСЦЕНДЕНТНЕ ЈЕДНАЧИНЕ

(Примљено на седници Научног Савета Машинског Института  
С. А. Н., 26. III. 1949)

Када неки флуид (течност, пара, гас) протиче кроз цев константном брзином, онда пад притиска, услед трења флуида о зидове цеви и унутрашњег трења у самом флуиду, на дужини ( $\Delta l$ ) износи:

$$-\Delta p = \lambda \frac{\Delta l}{d} \gamma \frac{w^2}{2g}, \quad (1)$$

где је  $\Delta p$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ] пад притиска,  $\Delta l$  [m] дужина посматраног дела цеви,  $d$  [m] пречник цеви,  $\gamma$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] специфична тежина флуида,  $w$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] брзина струјања флуида и  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$  убрзање Земљине теже. Фактор пропорционалности ( $\lambda$ ), који се назива „коэффициент отпора“, јесте неименован број, што се лако може утврдити из једначине (1).

Многобројна испитивања показала су да овај коэффициент зависи од разних величина — брзине струјања, специфичне тежине флуида, његовог вискозитета, пречника цеви и њене рапавости. Новија експериментална истраживања показују да ( $\lambda$ ) може да се изрази као функција *Reynolds*-овог броја ( $R_e$ ). Као што је познато ( $R_e$ ) је неименован број дат изразом:

$$R_e = \frac{w d \gamma}{g \eta} = \frac{w d}{\nu}, \quad (2)$$

где је  $\eta$  [ $\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$ ] динамички вискозитет а  $\nu$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] кинематски вискозитет флуида.

За ламинарно (слојевито) струјање је  $R_e \leq 2320$ . Пад притиска може да се израчуна по *Poiseuille*-овом закону:

$$Q = w \cdot \pi r^2 = - \frac{\pi r^4}{8\eta} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta l},$$

где је  $Q$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] запремински проток флуида. Одавде је сада:

$$\Delta p = - \frac{8\eta w}{r^2} \cdot \Delta l = - \frac{32\eta w}{d^2} \cdot \Delta l \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-2} \text{ или mmVS]}. \quad (3)$$

Ако се упореде изрази (1) и (3) добија се:

$$\lambda \frac{\Delta l}{d} \gamma \frac{w^2}{2g} = \frac{32\eta w}{d^2} \cdot \Delta l,$$

одакле је

$$\lambda = \frac{64}{\frac{wd\gamma}{g\eta}}$$

односно са (2):

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (4)$$

За *шурбулентно* (неправилно) струјање, када је  $Re > 2320$ , теориско израчунавање коефицијента отпора није тако једноставно. Због тога су деценијама вршени опити да би се нашао што тачнији и једноставнији израз за  $(\lambda)$ . Навешћемо само неколико израза, који се доста често употребљавају. Тако су нашли:

$$\text{Blasius (1913 год.): } \lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (Re \leq 8 \cdot 10^4),$$

$$\text{Hermann (1930 год.): } \lambda = 0,0054 + \frac{0,396}{Re^{0,3}} \quad (Re \leq 2 \cdot 10^6)$$

$$\text{Nikuradse (1933 год.): } \lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad (Re \leq 3,24 \cdot 10^6)$$

Горњи образци важе само за глатке цеви, док је за рапаве цеви:

$$\lambda = 1,74 + 2 \log \frac{r}{k},$$

где  $\frac{k}{r}$  претставља тзв. „релативну рапавост“ цеви.

Ови и слични обрасци су од необичне користи за практичне прорачуне, мада им је опсег важности ограничен с обзиром на тачност. У теориском погледу, међутим, овакви

обрасци не пружају много. Тек у последње време успело је *Th. von Kármán*-у да теориским путем дође до израза за коефицијент отпора. Према теорији *Th. von Kármán*-а добијају се следећа два израза :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,95 \log (R_e \sqrt{\lambda}) - 0,55, \quad (5)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,0 \log (R_e \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (6)$$

Први израз је тачнији за струјање флуида кроз глатке цеви, а за веће вредности *Reynolds*-овог броја, док је други тачан за све вредности *Reynolds*-овог броја које практично долазе у обзир.

Општи облик горњих једначина гласи :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = a \log (R_e \sqrt{\lambda}) - b. \quad (7)$$

Из ове једначине може да се израчуна ( $R_e$ ) када је познатато ( $\lambda$ ). На тај начин, узимањем разних вредности за ( $\lambda$ ), може да се нацрта крива  $R_e = f(\lambda)$ . То је, међутим, често приметан и непотребан посао. У пракси се најчешће тражи ( $\lambda$ ) за неку одређену вредност ( $R_e$ ). Непозната ( $\lambda$ ) не може експлицитно да се реши из једначине (7). *L. Prandtl* наводи у својој књизи\*) да се једначине (5) и (6), односно (7), лако решавају пробањем, односно пише: „Што се у једначинама (5) и (6) и на десној страни појављује непозната ( $\lambda$ ), не претставља за њено израчунавање озбиљне тешкоће. Довољно је, на десној страни једначине, непознату ( $\lambda$ ) заменити неком умесно процењеном вредношћу, и евентуално рачун још поновити“.

Нама је циљ у овом раду да покажемо како се ове једначине могу, доста једноставно, графички решити.

Ако у једначину (7) уместо непознате ( $\lambda$ ) уведемо нову непознату ( $z$ ), дефинисану изразом :

$$\sqrt{\lambda} = \frac{1}{aMz - b}, \quad (8)$$

где је  $M = 0,434294 \dots$  модул за претварање природних логаритама у *Brigg*-ове, једначина (7) прелази у :

\*) *L. Prandtl*: „Strömungslehre“, Braunschweig, 1942.



$$aMz - b = a \log \left( \frac{R_e}{aMz - b} \right) - b$$

ОДНОСНО

$$z = \frac{1}{M} \log \left( \frac{R_e}{aMz - b} \right) = \ln \left( \frac{R_e}{aMz - b} \right). \quad (9)$$

Антилогаритмовањем једначине (9) добија се:

$$e^z = \frac{R_e}{aMz - b}$$

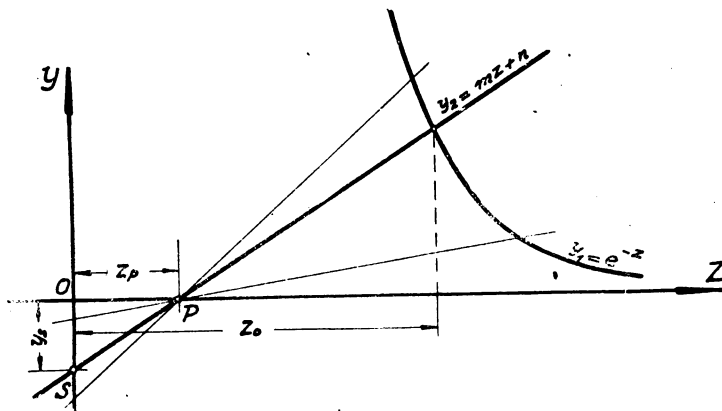
или

$$e^{-z} = \frac{aM}{R_e} \cdot z - \frac{b}{R_e}. \quad (10)$$

Трансцендентна једначина (10), са непознатом ( $z$ ), може врло лако графички да се реши. Нацртајмо у погодној размери функције:

$$y_1 = e^{-z} \text{ и } y_2 = mz + n,$$

где је  $m = \frac{aM}{R_e}$  а  $n = -\frac{b}{R_e}$ . Функција  $y_1 = e^{-z}$  је тачно одређена крива која у сваком случају остаје непромењена, па се може једном за увек нацртати. Положај праве  $y_2 = mz + n$ , међутим, зависи од вредности Reynolds-овог броја.



Сл. 1

Потражимо отсечке праве  $y_2 = mz + n$ . Отсечак на апсиси (сл. 1) износи

$$z_p = \frac{\frac{b}{R_e}}{\frac{aM}{R_e}} = \frac{b}{aM} = \text{const.},$$

а на ординати:

$$y_s = -\frac{b}{R_e}$$

Пресечне тачке праве  $y_2 = mz + n$  са координатним осовинама ( $z, y$ ) имају координате:

$$P\left(\frac{b}{aM}, 0\right) \text{ и } S\left(0, -\frac{b}{R_e}\right). \quad (11)$$

Координате тачке ( $P$ ) су константне, не зависе од *Reynolds*-овог броја, па према томе она претставља неку врсту *пола* за све праве  $y_2 = mz + n$ .

Координатни систем ( $z, y$ ) са полом  $P\left(\frac{b}{aM}, 0\right)$  и сталном кривом  $y_1 = e^{-z}$  може да се нацрта једном, и важи за различите вредности ( $R_e$ ) (због размере графикон може да послужи само за један одређен, већи или мањи, интервал  $R_e$ -бројева).

За неку одређену вредност ( $R_e$ ) треба израчунавши ординату *покретне тачке*  $S\left(-\frac{b}{R_e}\right)$ . Кроз ( $S$ ) и ( $P$ ) се *повлачи* *обртна права*  $y_2 = mz + n$ , и одмери *апсциса* ( $z_0$ ) *пресечне тачке обртне праве и сјалне криве*. Апсциса ( $z_0$ ) је решење једначине (10), јер је у том случају  $y_1 = y_2$ . Из једначине (8) добија се сада:

$$\lambda = \frac{1}{(aMz_0 - b)^2}. \quad (12)$$

што претставља решење *Th. von Kármán*-ове једначине (7).

Као пример за примену ове методе узећемо следећи случај: израчунати према једначини (5) коефицијент отпора за  $R_e = 55000$ .

За једначину (5) је:  $a = 1,95$  а  $b = 0,55$  па су координате пола ( $P$ ):

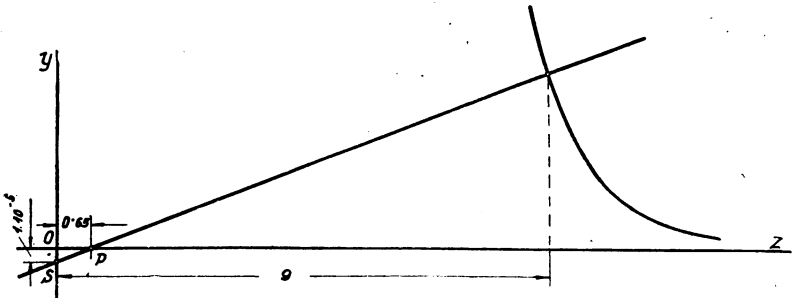
$$z_p = \frac{b}{aM} = \frac{0,55}{1,95 \cdot 0,4343} = 0,649 \approx 0,65 \text{ и } y_p = 0.$$

Координате покретне тачке ( $S$ ) јесу:

$$z_s = 0 \quad \text{и} \quad y_s = -\frac{b}{R_z} = -\frac{0,55}{55000} = -1 \cdot 10^{-5}.$$

С обзиром на ред величина које овде долазе у обзир, згодно је за практичну употребу за координатни систем усвојити факторе размере\*) (сл. 2):

$$K_z \left[ 5 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\text{mm}} \right] \quad \text{и} \quad K_y \left[ 2 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{mm}} \right].$$



Сл. 2

Из ове слике се види да апсциса ( $z_0$ ) пресечне тачке обртне праве и сталне криве износи:  $z_0 \approx 9$  па је из једначине (12):

$$\lambda = \frac{1}{(1,95 \cdot 0,4343 \cdot 9 - 0,55)^2} \approx 0,02.$$

Теориски би било једноставније дефинисати нову непознату ( $z$ ) изразом:

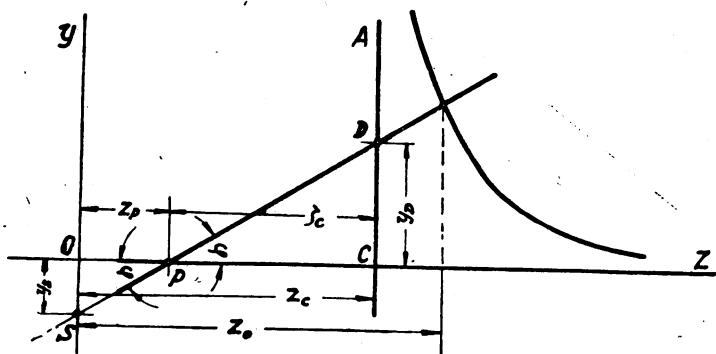
$$\sqrt{\lambda} = \frac{1}{az - b}, \quad (8')$$

али се у том случају уместо сталне криве  $y_1 = e^{-z}$  појављује стална крива  $y'_1 = 10^{-z}$ . Ова крива много брже опада од криве  $y_1 = e^{-z}$  због чега је практично немогуће нацртати слику у погодној размери

\*) Употреба ових фактора је следећа: координате на цртежу (мерене у mm) треба помножити са одговарајућим фактором размере да се добије стварна вредност, односно, стварну вредност треба поделити са одговарајућим фактором размере да се добије координата на цртежу у mm.

За практичну употребу оваква конструкција има извесне недостатке. Пол ( $P$ ) и покретна тачка ( $S$ ) налазе се веома близу, па обртна права кроз две тако блиске тачке има девијацију у односу на сталну криву. Дуж  $\overline{OS}$  је сувише мала (с обзиром на потребну размену због сталне криве) па није могуће тачно уцртавање положаја покретне тачке ( $S$ ) за разне вредности ( $R_e$ ).

Због ових разлога извршићемо извесне измене (сл. 3). Уместо да се служимо ординатом ( $y$ ) и покретном тачком ( $S$ ) повуцимо кроз тачку  $C(z_c, 0)$  нову осу ( $A$ ). Сада покретној тачки ( $S$ ) одговара покретна тачка ( $D$ ), а дужи  $\overline{OS}$  дуж  $\overline{CD}$ . Ова последња дуж је повољнија за рад јер има већу дужину а осим тога и позитиван знак. Овим је омогућено тачније повлачење обртне праве, а самим тим тачније одређивање пресека обртне праве и сталне криве.



Сл. 3

Из (сл. 3) се види:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{y_D}{\zeta_c} = \frac{-y_s}{z_p}$$

За практичну конструкцију може да се изабере  $\zeta_c$  или  $y_D$ :

$$y_D = -y_s \cdot \frac{\zeta_c}{z_p}, \quad (13)$$

$$\zeta_c = -z_p \cdot \frac{y_D}{y_s}. \quad (14)$$

Практичније је бирати  $y_D$ , односно користити једначину (14).

Из сл. 3 и једначине (14) добијамо за ма коју покретну тачку:

$$z_i = z_p + \zeta_i,$$

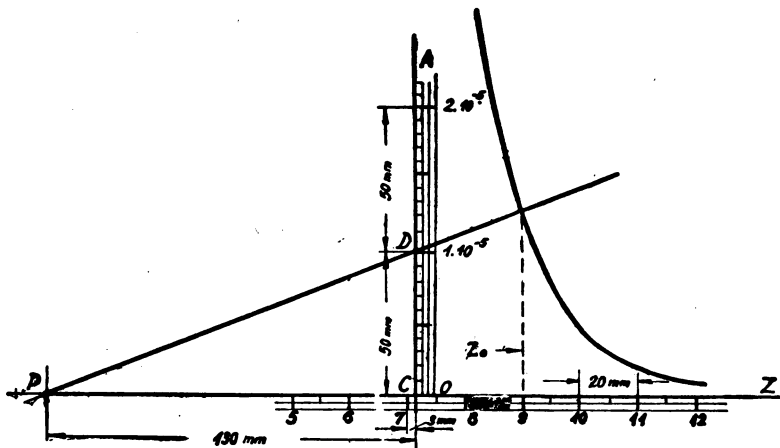
$$z_i = \frac{b}{aM} \left( 1 + y_i \cdot \frac{R_e}{b} \right). \quad (15)$$

Једначина (15) за изабрано  $y_i$  у (mm) има за стварну вредност ( $z_i$ ) овај облик:

$$z_i = \frac{b}{aM} \left( 1 + y_i \frac{R_e}{b} \cdot K_y \right), \quad (16)$$

а његова вредност на цртежу износи:

$$z_i [\text{mm}] = \frac{z_i}{K_z}. \quad (16')$$



Сл. 4

За пример на сл. 2 и за усвојено  $y_D = 50$  mm (сл. 4) је према једначини (16):

$$z_D = \frac{0,55}{1,95 \cdot 0,4343} \left( 1 + 50 \cdot \frac{55000}{0,55} \cdot 2 \cdot 10^{-6} \right)$$

$$z_D = 7,15$$

а према једначини (16'):

$$z_D = \frac{7,15}{5 \cdot 10^{-2}} = 143 \text{ mm}$$

Ако је оса ( $z$ ) градуисана, онда је:

$$z_D = 7'' + [3 \text{ mm}],$$

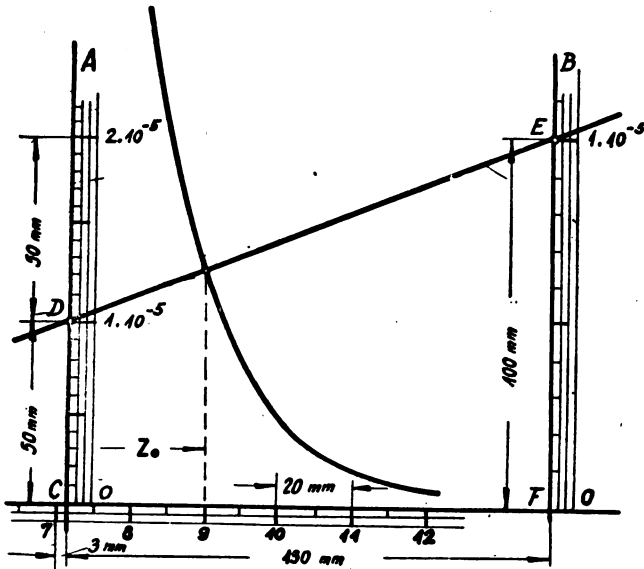
где „7“ означава поделак 7 на скали.

Кроз тачку (*D*) повучена је градуисана оса (*A*), а њена подела износи:  $1.10^{-5} \equiv 50 \text{ mm}$ . Обртна права, која пролази кроз тачку (*D*), у пресеку са сталном кривом одређује  $z_o \approx 9$ .

За ма коју другу вредност ( $R_e$ ) користи се иста слика (у границама цртежа), при чему се ордината покретне тачке рачуна по обрасцу:

$$y_i = \frac{b}{R_e} \cdot \quad (17)$$

Израчуната вредност заузме се на скали градуисане осе (*A*), чиме је одређена одговарајућа покретна тачка.



Сл. 5

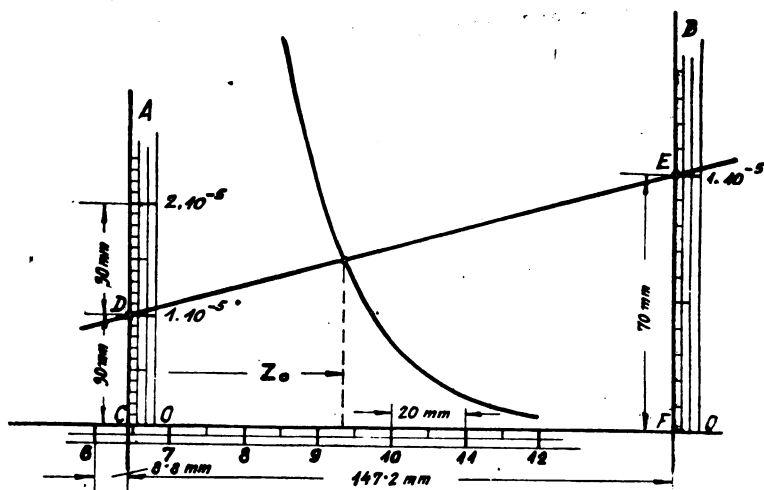
Пол (*P*) повећава без потребе слику. Његово избацивање (сл. 5) могуће је увођењем још једне градуисане осе (*B*) и на њој одговарајуће покретне тачке (*E*). За одређивање осе (*B*) повољније је изабрати ( $y_E$ ) него ( $z_E$ ). Са изабраним ( $y_E$ ) у (mm) рачуна се ( $z_E$ ) према једначини (16). Обе осе (*A*) и (*B*) морају да веже са супротне стране координатног

почетка у односу на пол ( $P$ ), а добро је ако се тако изабере подаци за ( $y_i$ ) да обе осе обухвате оно поље сталне криве, које нам је потребно за рад.

Из једначина (16) и (16') добија се растојање између оса :

$$\Delta z = z_E - z_D = \frac{R_e}{aM} \left( y_E - y_D \right) \frac{K_y}{K_z} \text{ [mm]}, \quad (18)$$

а користи се у случају кад оса ( $z$ ) није градуисана по целој дужини (сл 5 и сл. 6).



Сл. 6

На сл. 5 решен је пример са сл. 2 и сл. 4. За изабрано  $y_D = 50$  mm, и  $y_E = 100$  mm добија се према једначинама (16) и (18):

$$z_D = 7,15, \quad z_E = 13,65 \text{ и } \Delta z = 130 \text{ mm.}$$

Кроз тачку ( $D$ ), повучена је градуисана оса ( $A$ ) а њена подела износи:  $1 \cdot 10^{-5} \equiv 50$  mm. Кроз тачку ( $E$ ) повучена је градуисана оса ( $B$ ), а њена подела износи:  $1 \cdot 10^{-5} \equiv 100$  mm. Обртна права која пролази кроз покретне тачке ( $D$ ) и ( $E$ ) у пресеку са сталном кривом одређује  $z_0 \approx 9$ .

За ма коју другу вредност ( $R_e$ ) користи се иста слика (у границама цртежа), при чему се ордината покретних тачака рачуна по обрасцу (17). Израчуната вредност заузме се једновремено на скалама градуисаних оса ( $A$ ) и ( $B$ ), чиме су одређене одговарајуће покретне тачке.

За једначину (6) и  $R_e = 8 \cdot 10^4$  нацртана је на сл. 6 једна конструкција графикона.





Ј. И. ШЕЛ

## ДОПРИНОС РЕШЕЊУ ПИТАЊА О ПРОЛАЗУ ЛОКОМОТИВЕ КРОЗ КРИВИНУ

(Примљено на седници Научног Савета Машинског Института  
С. А. Н., 26. III. 1949)

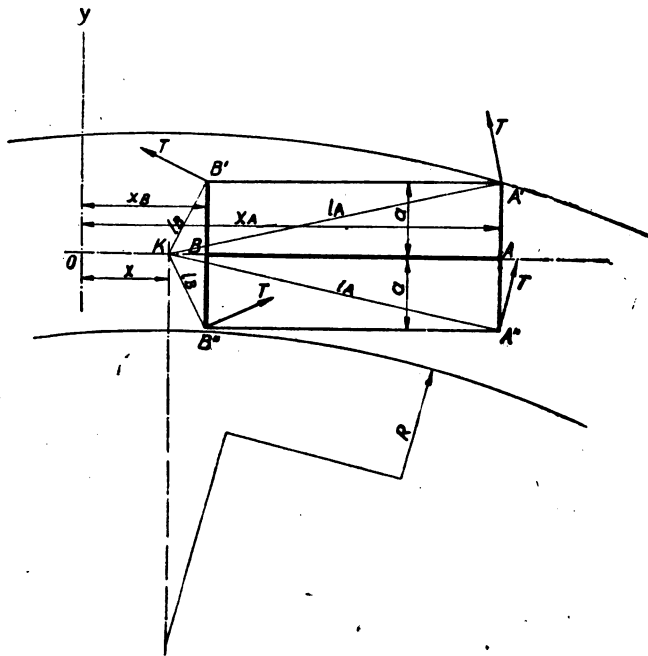
Локомотива при пролазу кроз кривину врши две врсте кретања. Праволинијско кретање у правцу уздужне осе локомотиве, и истовремено окретање око једне, са локомотивом везане, замишљене вертикалне осе. Праволинијско кретање је одређено са хоризонталним уздужним компонентама свих сила које делују на локомотиву и које у крајњој линији одређују вучну силу локомотиве. Окретање око вертикалне осе — „осе окретања“ одређено је пак са хоризонталним, на уздужну осу локомотиве нормалним компонентама свих сила т. зв. „водећим силама“, које у крајњој линији дају хоризонталне притиске између обода точкова и глава шина, тј. силе које „директно“ воде локомотиву кроз кривину.

Због важности утицаја тих сила како на горњи строј колосека тако и на сигурност хода и конструкцију локомотива одређене су исте тако аналитички као и опитом доста детаљно. Услед разних претпоставака међутим при аналитичким проучавањим добивене су тако велике разлике између прорачунатих и опитом утврђених вредности, да се обично сматра да прорачунски подаци могу да служе само за упоређење разних типова локомотива док апсолутне вредности не дају<sup>1)</sup>.

Од аналитичких начина за одређивање директних водећих сила највише се употребљава *Heumann*-ова „метода минимума“. Под извесним претпоставкама могу се помоћу ове методе на врло прегледан начин одредити како величине

<sup>1)</sup> Krupp — Taschenbuch, 1944 стр. 90.

тих сила тако и положај локомотиве у кривцини у зависности од конструкције и брзине локомотиве. Једна од основних претпоставака код ове методе је та да локомотива у кривини не вуче нити је она кочена. Сматра се да су директне водеће силе, тј. хоризонтални притисци између шина и обода точкова у том случају највеће, па према томе и меродавне. Да би проверили истинитост тог мишљење даћемо у овој раду основне принципе те методе, проширићемо исту на општи случај пролаза кроз кривину када локомотива вуче односно када је иста кочена и упоредићемо резултате добивене за један и други случај.



Сл. 1

Нека је на сл. 1 шематски претстављена локомотива у хоризонталној пројекцији са две везане осовине, које су попречно непомичне, са једнаким осовинским притисцима од по  $2Q$  тона, која се при пролазу кроз кривину полупречника  $R$  окреће око осе  $K$  — осе окретања<sup>2)</sup>. Тачке  $A'$ ,  $A''$ ,  $B'$  и  $B''$

<sup>2)</sup> У хоризонталној пројекцији оса  $K$  је претстављена тачком.

су додирне тачке шина и обима тачкова које ћемо једноставности ради сматрати цилиндричним, а  $O-X$  уздужна оса локомотиве. За специјалан случај, да локомотива не вуче нити је кочена, тј. да је тангенцијална сила између тачкова и шина једнака нули — случај који ћемо назвати „празни ходом“ — оса ће окретања —  $K$  — увек лежати на уздужној оси локомотиве. Услед окретања око осе  $K$  тачкови ће клизати по шинама у правцима нормалним на спојне линије осе  $K$  са додирним тачкама шине и тачкова, на линије  $\overline{KA'}$ ,  $\overline{KA''}$ , . . . Силе трења између шина и тачкова, које треба при окретању савладати, износиће за случај празног хода за сваки тачак

$$T = f \cdot Q,$$

где је  $f$  коефицијент трења, који ћемо у даљнем сматрати константним.

Момент за савлађивање свих сила трења при окретању локомотиве око тачке  $K$ , тј. потребан момент за окретање локомотиве биће са обележавањем по сл. 1 за један колни слог

$$M_{T_1} = 2 \cdot T \cdot l_A = 2fQ \sqrt{a^2 + (X_A - x)^2},$$

односно за целу локомотиву са  $n$  колна слога са одговарајућим вредностима  $X_A, X_B, \dots$

$$M_T = 2 \cdot T \cdot \sum_{X_i=X_A}^{X_i=X_n} \sqrt{a^2 + (X_i - x)^2}. \quad (1)$$

Помрајући тачку  $K$  дуж осе  $O-X$  даће нам овај израз зависност потребног момента  $M_T$  од положаја осе окретања. Ту зависност можемо у  $M-x$  дијаграму претставити графички, одређујући за разне вредности  $x$  — разне положаје осе окретања — вредност за  $M_T$ . Добивена крива  $M_T = F(x)$  даће нам потребан момент за окретање локомотиве за ма који положај осе окретања на уздужној оси локомотиве. Будући да је у изразу (1) вредност  $2f \cdot Q$  константна величина, добићемо криву  $M_T = F(x)$  најпростије тако, ако у шематској слици локомотиве нанесемо за сваки положај осе окретања као ординате збир дужина  $l_A + l_B + \dots$ . Јединица за моменте ће у таквом  $M-x$  дијаграму бити  $2T = 2f \cdot Q$  (сл. 2).

Да би сада локомотива прошла кроз кривину, тј. да би се локомотива окретала око осе  $K$ , треба да на њу де-



дате брзине и конструкције локомотиве за сваки релативни положај локомотиве према шинама одредити<sup>1)</sup> Ове т. зв. „индиректне водеће“ си је могу наравно бити позитивне или негативне, већ према томе, да ли дају момент који делује у смеру окретања локомотиве или супротно томе. Резултанту тих индиректних водећих сила даје момент чија је зависност од  $x$  у  $M - x$  дијаграму представљена линијом  $pp$  (сл. 2).

Сем ових индиректних водећих сила на локомотиву при пролазу кроз кривну делују још силе између шина и обода точкова, које ће директно водити локомотиву кроз кривину и које можемо назвати „директним водећим силама“. Будући да локомотива са попречно непомичним осовинама додирује шине при пролазу кроз кривину у највише две тачке, то ће на њу деловати највише две директне водеће силе. Величине, нападне тачке и смерове тих сила можемо за случај празног хода најпростије одредити помоћу *Heumann*-ове методе минимума<sup>2)</sup>. *Heumann* је на основу принципа, да се природне појаве одвијају у правцу минималних отпора, доказао, да у центру трења мора поред услова (2), да буде задовољен још и услов, да је

$$\frac{d \Sigma M_K}{dx} = \frac{d M_{TK}}{dx} + \frac{\phi(P \cdot l)}{dx} = 0. \quad (3)$$

Другим речима локомотива ће при пролазу кроз кривину заузети такав положај, односно директне водеће силе ће имати такву вредност, да збир свих момената око осе  $K$  има екстремум и то минимум<sup>3)</sup>, и да вредност тог минимума буде

<sup>3)</sup> Ове су силе детаљно проучене у књизи: *V. Farmakovski — D. Višas — Локомотиве — Општи део 1941.*

<sup>4)</sup> Ова је метода у стручној литератури опширно третирана, на пр. *Prof. Dr. Heumann: Organ 1913 стр. 104.*

<sup>5)</sup> „D e Lokomotive“ 1928  
1928  
D e Lokomotive“ 1942 бр. 1.  
*Dr. Ing. F. Meineke: Kurzes Lehrbuch des Dampflokotivbaues 1931.*  
*D-pl. Ing. J. Nöthen: Beitrag zur praktischen Anwendung des Minimumverfahrens. Die Lokomotive 1942 бр. 8.*

Ту ћемо дати кратко само основне принципе те методе.

<sup>5)</sup> Други услов за минимум, да је

$$\frac{d^2 \Sigma M_K}{dx^2} = 2 \cdot f \cdot Q \sum_{X_i = X_A}^{X_i = X_n} \frac{1 - \frac{(X_i - x)^2}{a^2 + (X_i - x)^2}}{\sqrt{a^2 + (X_i - x)^2}} > 0,$$

испуњен је за све коначне вредности од  $x$

једнак нули. Графички претстављено то значи да ће моментна линија резултанте свих водећих сила тангирати криву  $M_T = F(x)$  изнад осе окретања.

За дату локомотиву у датој кривини одређујемо сада непознате директне водеће силе из горњих услова графички на следећи начин:

Одредићемо прво криву  $M_T = F(x)$  и учртаћемо локомотиву у неком претпостављеном, могућем положају у *Vogel*-ову криву<sup>6)</sup>. Тиме су за претпостављени положај локомотиве већ задане додирне тачке шина и обода точкова тј. задане су нападне тачке и смерови директних водећих сила већ према томе дали обод точка додирује спољашњу или унутрашњу шину. Помоћу познате брзине, конструкције локомотиве и међусобног положаја шина може се за тај положај одредити индиректне водеће силе односно њихова резултанта и учртати у  $M-x$  дијаграм моментна линија ( $\overline{pp}$ ) те резултанте. Са положајем локомотиве одређен је и положај осе  $K$  која лежи на пресеку уздужне осовине локомотиве са нормалом повученом из центра кривине на уздужну осу. Повућићемо сада тангенту  $\overline{tt}$  на кривину  $M_T = F(x)$  у тачки изнад осе  $K$ . Отсечци ордината између линија  $\overline{pp}$  и  $\overline{tt}$  (сл. 2) претстављају моменте, које треба да дају тражене директне водеће силе а да буду услови (2) и (3) задовољени тј. да резултанта свих водећих сила тангира криву  $M_T = F(x)$  у тачки изнад осе  $K$ . Овај потребан момент изнад нападне тачке прве тражене директне водеће силе  $P_A$  је претстављен отсечком  $\overline{a'a''}$ . Пошто је момент, који та сила даје у тој тачки — у сопственој нападној тачки — једнак нули, то тај целокупни момент мора да потиче од друге непознате силе  $P_C$ , која делује на отстојању  $\overline{AC}$  у тачки  $C$ . Према томе добијемо, да је

$$P_C = \frac{\overline{a'a''}}{\overline{AC}} \cdot m,$$

где је  $m$  размера дијаграма. На исти ћемо начин добити и другу непознату силу

$$P_A = \frac{\overline{c'c''}}{\overline{AC}} \cdot m.$$

<sup>6)</sup> Krupp — Taschenbuch; 1944 стр. 72.  
Organ Fortschr. Eisenbahnw. 1926 стр. 354.

Смерови тих тако добивених сила  $P_A$  и  $P_c$  треба да се слажу са смеровима, који су са претпостављеним положајем локомотиве већ одређени. У супротном случају претпостављени положај није био правилно изабран и цео рад треба поновити са неким другим положајем локомотиве.

Силе између шина и обода точкова тј. директне водеће силе за водећа постоља или слободне колне слојеве одређујемо принципијелно на исти начин као и за везане осовине главног постоља, сматрајући та споредна постоља засебним возилима и узимајући у обзир силе са којима главно постоље делује на њих, а које су по величини једнаке а по смеру супротне силама са којима су на главно постоље споредна постоља деловала.

На сл. 3 одређене су примера ради све те силе за једну 2 - C - 1 локомотиву при пролазу кроз кривину од  $R=250\text{ m}$  са проширењем колосека у кривини од  $5\text{ mm}^7$ ). Слободних инерцијалних сила нема, нити постоји попречна компонента силе на квачилу. Коефицијент трења нека је  $f=0,22=const.$  Остали су подаци дати на самој слици. Прво су одређене криве  $M_T=F(x)$  за главно постоље,  $M_T=F_1(x)$  за предње окретно постоље при чему је узет у обзир мањи осовински притисак и  $M_T=F_2(x)$  за *Bissel*-ово окретно постоље. Затим је локомотива уцртана у *Vogel*-ову криву у неком претпостављеном положају (пуне линије) и то: први точак окретног постоља додирује спољашњу шину —  $1_s$ ; док се други слободно котрља —  $2_{sl}$ ; први точак главног постоља исто тако додирује спољашњу шину —  $A_s$ ; док трећи додирује унутрашњу шину —  $C_u$ ; точкови *Bissel*-овог окретног постоља слободно се обрћу —  $3_{sl}$ . Претпостављени положај локомотиве је према томе  $1_s-2_{sl}-A_s-C_u-3_{sl}$ . (Индекс „s“ означаје додир са спољашњом шином; „u“ додир са унутрашњом шином; а „sl“ слободан ход точка). Из положаја у *Vogel*-овој кривој добијемо угибе  $-e-$  повратних опруга, помоћу којих ћемо из карактеристике тих опруга директно прочитати силе, које делују између постоља. Познавајући те силе можемо повући моментну линију резулганте индиректних водећих сила  $\overline{pp}$  (на сл. 3 цртане су моментне линије и појединих

<sup>7)</sup> Пример је узет из већ цитираног рада *J. Nöthen: Beitrag . . .*, где је та локомотива детаљно проучена.





сила). Одређујући још и осу окретања можемо повући тангенту  $\bar{tt}$  на криву  $M_T = F(x)$  а са тиме одредити директне водеће силе. Видимо из слике, да за тај положај овако одређене силе имају супротан смер онеме, који би по положају требале да имају. То значи претпостављени положај није био правилно изабран. Поновимо ли исти рад за положај  $1_s - 2_{sl} - A_u - C_u - 3_{sl}$  (тачкасте линије) добићемо исправан смер свих сила што значи да је тај положај исправан. Величине тих сила дате су на слици.

Третирани начин одређивања директних водећих сила важи наравно само за претпостављени случај празног хода, тј. када локомотива не вуче нити је кочена. У стручној литератури се сматра да су те силе у том случају највеће и да се те силе за случај да локомотива вуче не мењају знатно<sup>8)</sup>. С обзиром на важност тих сила на целу конструкцију као и ход локомотиве посматраћемо принципијелно општи случај, тј. када локомотива у кривини вуче или је она кочена.

Нека је на сл. 4 претстављена — опет шематски — један попречно непомицни везани колни слог са осовинским притиском од  $2Q$  тона. Ширина колосека нека је  $2a$ , додирне тачке између шина и обима точкава су обележене са  $A'$  и  $A''$ , а  $x-x$  је уздужна оса локомотиве. Једноставности ради претпоставићемо опет да је  $f = const.$ , да је обим точкава цилиндрична површина, а ободе точкава ћемо заменити хоризонталним котурима, који примају уместо обода све директне водеће силе<sup>9)</sup>.

Пошто се хоризонталне силе између шина и обима точкава пренашају трењем, биће максимална могућа хоризонтална сила, са којом шина делује на точак или обратно точак на шину

$$H = f \cdot Q.$$

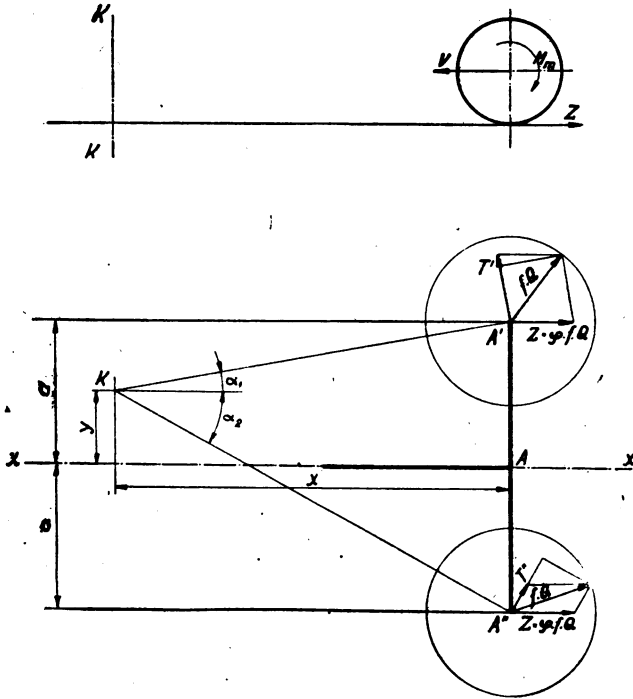
Та сила може да делује у свим могућим хоризонталним правцима. Претставимо ли све те силе векторима, то ће крајеви свих тих вектора лежати на кругу из центра  $A'$  односно  $A''$  полупречника  $f \cdot Q$  на „кругу трења“. Сваки полупречник тог круга трења претставља силу, са којом треба деловати на

<sup>8)</sup> На пр. *Meinecke*: Kurzes Lehrbuch . . . . . 1931 стр. 163.

<sup>9)</sup> У стручној литератури код проучавања водећих сила уобичајена претпоставка; на пр. *Krupp* — Taschenbuch; 1944 стр. 82.

точак, а да исти клизи по шини. Колни слог ће се заједно са локомотивом окретати око осе окретања  $K$ . Оса  $K$  у општем случају неће више лежати на уздужној оси, као што је то био случај код празног хода, већ на извесном отстојању  $Y$  од ове осе

Будући да локомотива вуче<sup>10)</sup>, то ће код обртања око осе  $K$  у тачкама  $A'$  и  $A''$  деловати по две силе: сила  $Z$  (она компонента силе трења која одговара вучној сили на обиму



Сл. 4

посматраног точка), и сила  $T'$  ( $T''$ ) (она компонента сила трења коју треба при обртању око осе  $K$  савладати). Сила  $Z$  делује у правцу уздужне осе и њену величину можемо изразити у деловима адхезионе вучне силе посматраног точка

$$Z = \varphi \cdot f \cdot Q,$$

где је  $\varphi \cdot 100$  процент искоришћења адхезионе вучне силе локомотиве. Сила  $T'$  ( $T''$ ) делује опет у правцу нормалном

<sup>10)</sup> Исти ћемо резултат добити ако узимамо случај да је локомотива кочена.

на спојне линије  $\overline{KA'}$  и  $\overline{KA''}$ . а њену величину можемо, будући да точак клизи по шини, одредити из услова да је резултанта свих сила у тачки  $A'$  односно  $A''$  једнака

$$H = f \cdot Q.$$

Из тог услова као и из геометриских односа на сл. 4 добијамо да је

$$T' = \sqrt{(f \cdot Q)^2 - \left( \varphi \cdot f \cdot Q \frac{x}{\sqrt{(a-y)^2 + x^2}} \right)^2} + \varphi \cdot f \cdot Q \frac{a-y}{\sqrt{(a-y)^2 + x^2}},$$

односно

$$T'' = \sqrt{(f \cdot Q)^2 - \left( \varphi \cdot f \cdot Q \frac{x}{\sqrt{(a+y)^2 + x^2}} \right)^2} - \varphi \cdot f \cdot Q \frac{a+y}{\sqrt{(a+y)^2 + x^2}}.$$

Посматрајући сада поједине тачкове у целости, видимо да на сваки точак делују следеће силе односно моменти: сила  $Z$  која делује на обиму точка; сила  $V$  посматраном точку одговарајући отпор целог воза који делује у центру точка; момент  $M_m$ , који даје машина локомотиве; и коначно сила  $T'$  односно  $T''$ . Резултанта сила  $Z$  и  $V$  као и момента  $M_m$  је једнака нули. Остаје према томе једино сила  $T'$  одн.  $T''$ , која даје одређени момент у односу на тачку  $K$ . Тај ће момент за цео колни слог бити

$$M_{T_1} = T' \cdot \sqrt{(a-y)^2 + x^2} + T'' \cdot \sqrt{(a+y)^2 + x^2}.$$

Ако за јединицу момената узимамо  $f \cdot Q$ , извршимо прописне операције и уврстимо

$$x \cdot \sqrt{1 - \varphi^2} = \psi$$

добићемо, да је:

$$M_{T_1} = \sqrt{(a-y)^2 + \psi^2} + \varphi(a-y) + \sqrt{(a+y)^2 + \psi^2} - \varphi(a+y).$$

Овај израз важи наравно за ма који колни слог, треба само за  $\psi$  односно  $x$  узети одговарајуће вредности. Тако ћемо

добити зависност потребног момента за окретање локомотиве од положаја осе окретања за општи случај, да је:

$$M_T = \Sigma (\sqrt{(a-y)^2 + \psi^2} + \sqrt{(a+y)^2 + \psi^2} - 2\varphi \cdot y), \quad (1a)$$

где се знак  $\Sigma$  протеже преко свих везаних непомичних колних слогова једног постоља.

У погледу потребних водећих сила односно њихових момената, који ће савладати горњи момент  $M_T$ , важи исто што је речено за те силе и њихове моменте за случај празног пода. И у овом ћемо случају добити две непознате директне водеће силе. Тим непознатим силама придолази у овом случају као трећа непозната — отстојање осе окретања од уздужне осе локомотиве. За одређивање тих непознатих један је услов опет да је

$$\Sigma M = M_T + P \cdot l = 0,$$

док ћемо друга два услова добити опет из принципа о тежњи природних појава ка минималним отпорима и то да је:

$$\frac{\partial M_T}{\partial x} + \frac{\partial (P \cdot l)}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

и

$$\frac{\partial M_T}{\partial y} + \frac{\partial (P \cdot l)}{\partial y} = 0. \quad (5)$$

Други услови за минимум, који гласе

$$\frac{\partial^2 \Sigma M}{\partial x^2} = \Sigma \left( \frac{(a-y)^2}{\sqrt{[(a-y)^2 + \psi^2]^3}} + \frac{(a+y)^2}{\sqrt{[(a+y)^2 + \psi^2]^3}} \right) > 0,$$

$$\frac{\partial^2 \Sigma M}{\partial y^2} = \Sigma \left( \frac{\psi^2}{\sqrt{[(a-y)^2 + \psi^2]^3}} + \frac{\psi^2}{\sqrt{[(a+y)^2 + \psi^2]^3}} \right) > 0,$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \Sigma M}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 \Sigma M}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 \Sigma M}{\partial x \partial y} \right)^2 &= \Sigma \left( \frac{(a-y)^2}{\sqrt{[(a-y)^2 + \psi^2]^3}} + \frac{(a+x)^2}{\sqrt{[(a+y)^2 + \psi^2]^3}} \right) \\ &\cdot \Sigma \left( \frac{\psi^2}{\sqrt{[(a-y)^2 + \psi^2]^3}} + \frac{\psi^2}{\sqrt{[(a+y)^2 + \psi^2]^3}} \right) - \left\{ \Sigma x \left( \frac{\psi}{\sqrt{[(a-y)^2 + \psi^2]^3}} + \right. \right. \\ &\left. \left. + \frac{\psi}{\sqrt{[(a+y)^2 + \psi^2]^3}} \right) \right\}^2 > 0 \end{aligned}$$

испуњени су за све коначне вредности од  $x$  и за све вредности  $0 < \varphi < 1$ .

Израз (5) ћемо искористити за одређивање отстојања осе окретања у од уздужне осовине. Будући да  $P \cdot l$  не зависи од  $y$ , добићемо након диференцирања израза (1a), да је:

$$-\frac{a-y}{\sqrt{(a-y)^2+\psi^2}} + \frac{a+y}{\sqrt{(a+y)^2+\psi^2}} = 2\varphi,$$

односно за све колне слогево једног постоља

$$\sum \left( -\frac{a-y}{\sqrt{(a-y)^2+\psi^2}} + \frac{a+y}{\sqrt{(a+y)^2+\psi^2}} \right) = 2n\varphi, \quad (6)$$

ако је  $n$  број колних слогова у постољу Видимо из израза (6) да ће  $y$  бити једнако нули, тј. оса окретања ће лежати на уздужној оси само у случају ако је  $\varphi$  једнак нули, тј. само у случају да адхезиона вучна сила локомотиве уопште није искоришћена, а то је случај празног хода. У сваком другом случају  $y$  ће имати коначну вредност, што значи да ће оса окретања лежати изван уздужне осе.

Из израза (6) можемо за сваку вредност од  $\psi$  односно  $x$  одредити  $y$ , односно можемо одредити криву  $y=f(\psi)$  или  $y=f(x)$  на којој ће лежати осе окретања и то за сваку вредност од  $\varphi$  понаособ. Добићемо овако сноп кривих линија чије пресечне тачке са нормалом повученом из центра кривине на уздужну осу локомотиве одређују осе  $K$  око којих ће се локомотива окретати при пролазу кроз кривину за разне вредности искоришћења адхезионе вучне силе локомотиве

За решавање једначине (6) по  $y$  употребићемо графички начин. Уврстимо ли у израз (6) вредности

$$\frac{\psi}{a-y} = \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad \text{и} \quad \frac{\psi}{a+y} = \operatorname{ctg} \alpha_2$$

добићемо тај израз у облику

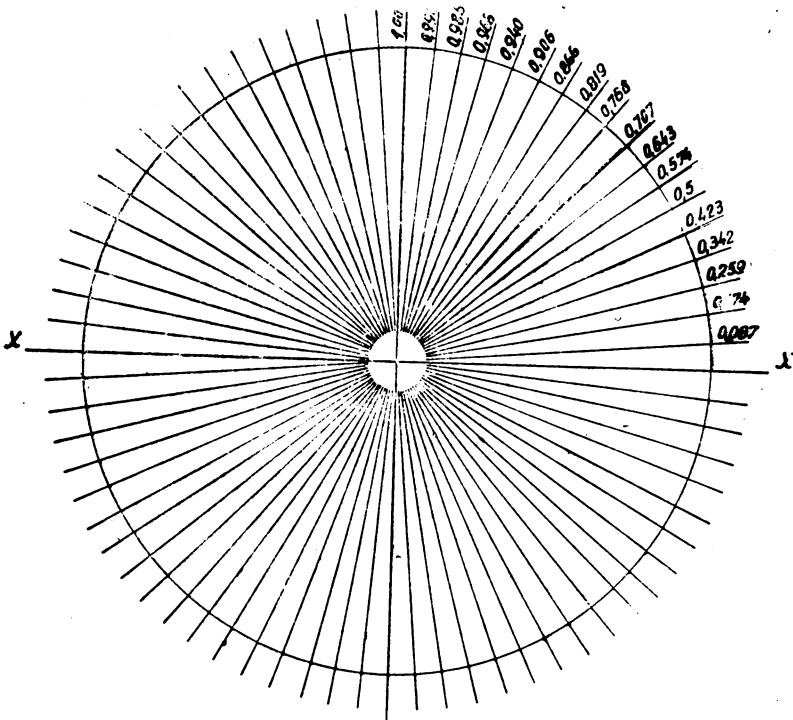
$$-\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 = 2\varphi$$

за један колни слог, односно за целу локомотиву

$$\sum \sin \alpha = 2n\varphi.$$

Нацртамо ли локомотиву шематски тако, да све уздужне мере буду скраћене у односу  $1:\sqrt{1-\varphi^2}$ , то ће спојне личије ма које осе  $K$  са додирним тачкама  $A', A'', \dots$  заклапати са хоризонталом кроз ту осу  $K$  углове  $\alpha_1, \alpha_2, \dots$  За брзо

одређивање углова  $\alpha_1, \alpha_2, \dots$  односно њихових синуса нацртајмо на провидну хартију шаблону по сл. 5 где је за сваки угао назначена одговарајућа вредност синуса. Положимо ли ту шаблону на у споменутој размери цртану шему локомотиве тако, да  $x-x$  осовина шаблоне буде увек паралелна уздужној оси локомотиве, можемо за сваку тачку  $A$



Сл. 5

$A''$ , ..... на шаблони директно прочитати одговарајућу вредност за  $\sin \alpha$ . Да би сада за неку вредност  $\psi$  нашли одговарајући положај осе окретања, треба шаблону померати дуж  $\psi = const.$  све дотле, док збир свих синуса углова  $\alpha$  не даје вредност  $2\pi\psi$ . Центар шаблоне одређује тада тражену тачку  $K$ . Овај начин је једноставан и даје довољно тачне резултате<sup>11)</sup>. Одређујући овако неколико оса  $K$  увек за неку сталну

<sup>11)</sup> Тачност, наравно, зависи од величине и тачности шаблоне.

вредност  $\varphi$  добићемо тражену криву  $y = f(\psi)$  односно узевши разне вредности  $\varphi$  сноп кривих за положај осе окретања.

Помоћу кривих  $y = f(\psi)$  и помоћу израза (1a) можемо сада нацртати и криве  $M_T = F(\psi)$  за разнo искоришћење адхезионе вучне силе локомотиве. При томе можемо опет вредности

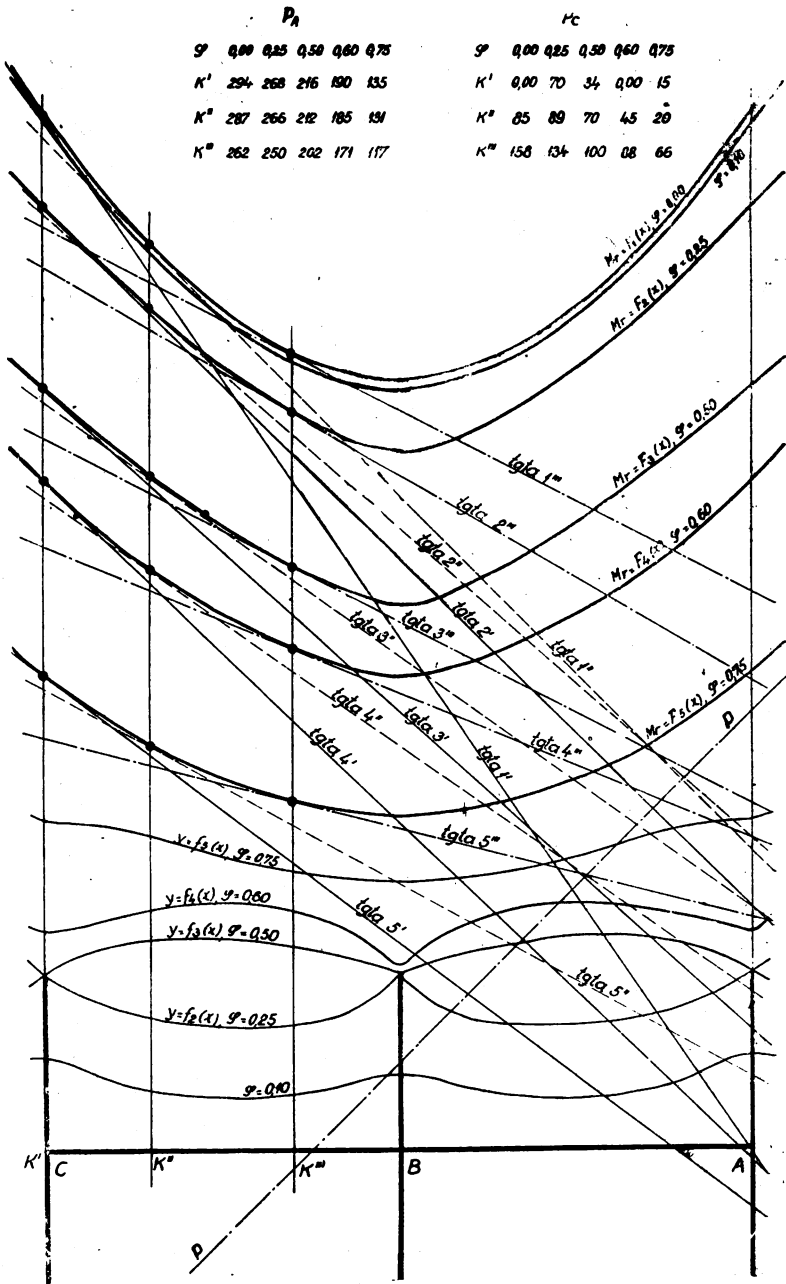
$$\sqrt{(a-y)^2 + \psi^2} \text{ и } \sqrt{(a+y)^2 + \psi^2}$$

директно узети из шеме локомотиве. Ако сада добивене криве  $M_T = F(\psi)$  прерцртамо у наш првобитни  $M-x$  дијаграм, тј. нацртамо криве  $M_T = F(x)$  добићемо дефинитивно промену потребног момента за обртање локомотиве при пролазу кроз кривину за разнo искоришћење адхезионе вучне силе.

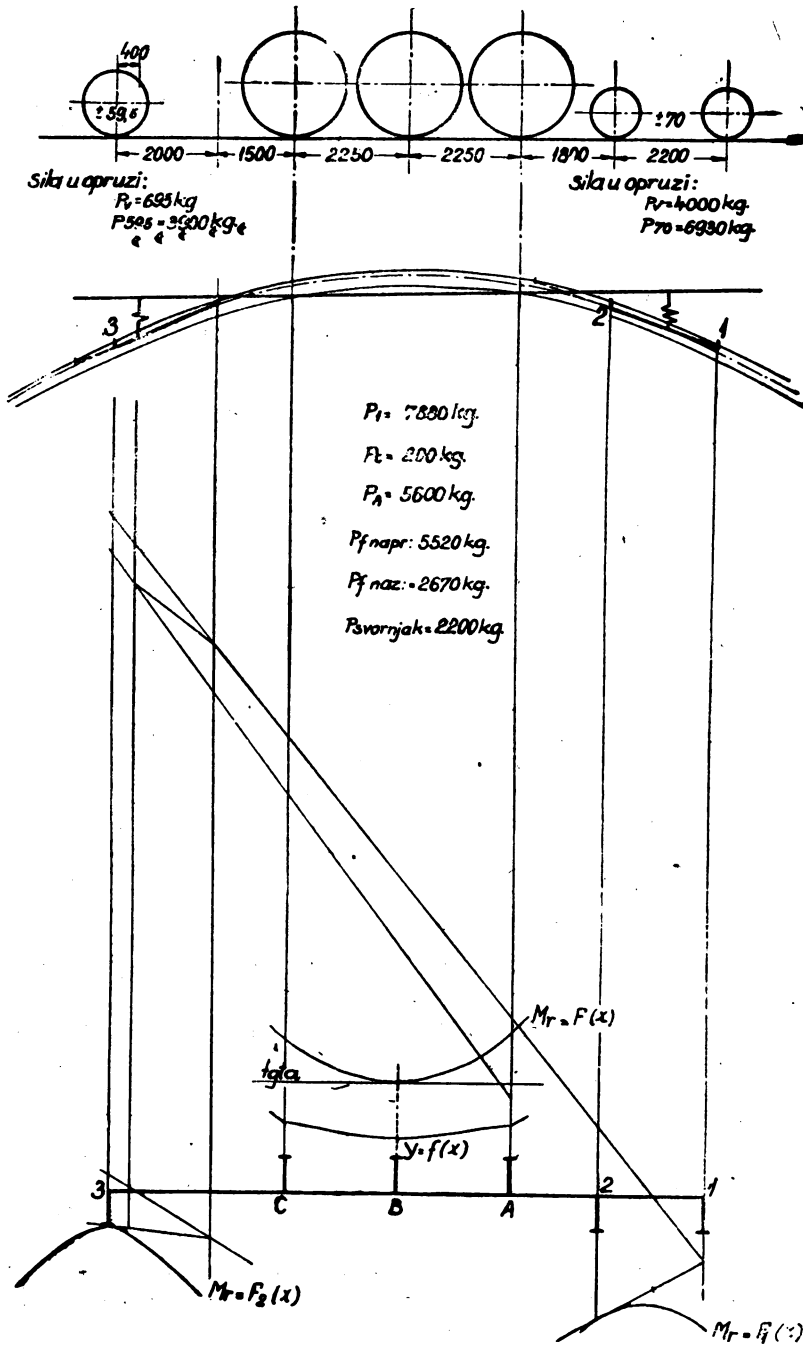
На сл. 6 одређене су те криве за локомотиву са три попречно непомичне везане осовине за различите вредности  $\varphi$ . На истој слици су уцртане и криве положаја осе окретања  $y = f(x)$ . Даљње одређивање непознатих директних водећих сила помоћу линије момената индиректних водећих сила и тангенте повучене на криву  $M_T = F(x)$ , као и одређивање осе окретања, који ће лежати на пресеку нормале из центра кривине на уздужну осу локомотиве и одговарајуће криве положаја осе окретања, остаје исто као у случају празног хода. На сл. 6 одређене су те силе за разне вредности  $\varphi$  и за разне положаје осе окретања, под претпоставком да је резултанта свих индиректних водећих сила једнака нули<sup>12)</sup>. Линија момената тих индиректних водећих сила поклапа се према томе са уздужном осом локомотиве. Сама ће локомотива увек заузети положај  $A_s - C_u$  односно  $A_s - C_{st}$ . Дужина ордината у тачкама  $A$  односно  $C$  од  $x-x$  осе до тангента повучених на криве  $M_T = F(x)$  дају моменте директних водећих сила  $P_A$  и  $P_C$ . Будући да су ти моменти сразмерни тим силама, дају нам промене тих ордината одмах и јасну слику о променама самих сила  $P_A$  и  $P_C$ . Видимо из слике да силе  $P_A$  и  $P_C$  нису сразмерне искоришћењу адхезионе вучне силе и ако њихови смерови тј. положај локомотиве остаје у главном исти.

<sup>12)</sup> Бројеви дати на слици 6 за силе  $P_A$  и  $P_C$  не претстављају апсолутне величине тих сила, већ су истим само сразмерни и дају само преглед о промени тих сила за разне вредности  $\varphi$  и разне положаје осе окретања.





Сл. 6



Сл. 7

Са њим ћемо другу слику међутим добити, ако резултанта индиректних водећих сила има неку одређену коначну вредност, тј. ако се моментна линија тих сила не поклапа са уздужном осом локомотиве. Већ према положају те резултантне моментне линије мењаће се и величина директних водећих сила, а и сам положај локомотиве тако, да могу те силе имати не само већу апсолутну вредност, него и супротан смер од онога, који су имали код празног хода. Постоји ли на пр., за локомотиву по сл. 6 од индиректних водећих сила само слободна центрифугална сила услед окретања око центра кривине и представља ли линија  $\overline{pp}$  моментну линију те силе, добићемо за отсечке ордината између  $\overline{pp}$  и разних тангената — за разне вредности  $\varphi$  — тј. за моменте сила  $P_A$  и  $P_C$ , а са тиме и за саме силе  $P_A$  и  $P_C$  такве различите вредности и по величини и по смеру које ничим не оправдавају мишљење, да су те силе за празан ход највеће и да се исте услед искоришћења адхезионе вучне силе локомотиве не мењају знатно.

Још веће разлике можемо добити, ако резултантна моментна линија индиректних водећих сила потиче од сила, са којима окретна постоља или слободни колни слогови дељују на главно постоље локомотиве. Примера ради одредићемо директне водеће силе опет за локомотиву 2—С—1 по сл. 3 под истим условима<sup>13)</sup>, а за 75% - но искоришћење адхезионе вучне силе. Криве  $M_T = F_1(x)$  и  $M_T = F_2(x)$  као и резултантна моментна линија индиректних водећих сила остају за тај случај исте. Промениће се само крива  $M_T = F(x)$  главног постоља. И положај локомотиве ће остати непромењен. Упоредимо ли те тако добивене силе (сл. 7) са онима за празан ход (сл. 3) видимо да се је сила  $P_C$  смањила од 3430 kg на 200 kg, док се сила  $P_A$  повећала од 2520 kg на 5600 kg<sup>14)</sup>.

<sup>13)</sup> Поред осталог нећемо ни у овом случају узети у обзир попречну компоненту силе на квачилу.

<sup>14)</sup> Ова би разлика у директним водећим силама остала иста и у случају ако би узели у обзир у оба случаја попречну компоненту силе на квачилу, пошто би резултантне моментне линије индиректних водећих сила биле опет исте

Анализирајући горње резултате долазимо до закључка да како положај локомотиве тако и директне водеће силе зависе у таквој мери од искоришћења адхезионе вучне силе локомотиве до не смемо да се задовољимо резултатима добивеним за празан ход, већ треба и положај и силе одредити за екстремне вредности искоришћења адхезионе вучне силе

---



СЛ. ДОБРОСАВЉЕВИЋ

## ИЗВЕСНЕ ЗНАЧАЈНЕ ДИРЕКТИВЕ ЗА ТЕХНИКУ ГАЗИФИКАЦИЈЕ ЧВРСТИХ ГОРИВА

(Примљено на VII скупу Одељења техничких наука С. А. Н., 10-X-1949)

### Уводна разматрања.

Упадљива је чињеница, да је техника газификације чврстих горива — ма да од ванредног значаја — остављена још и данас у целом свету да се развија претежно емпијски, без довољних конкретнијих директива основаних на научној анализи — и поред појаве у новије доба низа важних научних студија, које третирају поједине компоненте овог комплексног проблема (*Traustel, Gumz, Gmosdz, Бошњаковић* и др.). При томе нарочито пада у очи недостатак извесних основнијих техничких директива баш у области газификације млађих фосилних угљева, који престављају најмоћније горивне резерве. Главни разлог оваквом стању изгледа да лежи у претежно теоретском, односно недовољно инжењерском карактеру већине од тих радова.

Ова расправа посвећена је анализи утицаја ступњева влажности и топлотне рекулперације на квалитет генераторског гаса, са чиме је непосредно у вези повећање обима примене газификације, па дакле и значаја експлоатације „нисковредносних“ фосилних угљева; при томе је за основу узет систем силазног струјања, као на рационалнији пут за газификацију битуминозних горива.

Остале пак главније компоненте проблема газификације истакнутих горива престављаће предмет посебних излагања, по завршетку предузетих студија у Машинском институту С. А. Н.

### Газификација кокса.

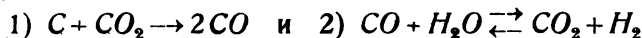
У циљу аналитичке одредбе зависности квалитета гаса од релативне влажности горива и степена топлотне рекуперације, претпоставићемо: да чврсто гориво претставља чист угљеник, да је спољни ваздух потпуно сув и на температури  $t^{\circ}\text{C}$  и да се равнотеже хемиских реакција успостављају у потпуности на крају процеса редукције.

Из основне стехиометриске једначине, која претставља тотални материјални биланс између стања пре и после процеса редукције:

$aC + CO_2 + \xi H_2O + 3,76 N_2 = bCO + cCO_2 + dH_2 + eH_2O + 3,76 N_2$ ,  
у којој постоје пет непознатих фактора ( $a, b, c, d, e$ ), са фактором водене паре  $\xi$  као параметром — могу се добити следеће три билансне једначине:

$$I) a + 1 = b + c; \quad II) 2 + \xi = b + 2c + e; \quad III) \xi = d + e.$$

Како се занемаривањем минималне количине метана у произведеном генераторском гасу, из низа могућих реакција које долазе у обзир у процесу редукције, само две у произвољном избору, могу сматрати независним на основу *Gibbs*-овог фазног закона, изабраћемо хемиске равнотеже реакција:



и тако добити још две једначине са истим непознатим факторима:

$$IV) K_1 = \frac{p_{CO}^2}{p_{CO_2}} = P \frac{v_{CO}^2}{v_{CO_2}} = P \frac{b^2}{(b+c+d+e+3,76)c} \quad \text{и}$$

$$V) K_2 = \frac{p_{CO} \cdot p_{H_2O}}{p_{CO_2} \cdot p_{H_2}} = \frac{v_{CO} \cdot v_{H_2O}}{v_{CO_2} \cdot v_{H_2}} = \frac{b \cdot e}{c \cdot d},$$

где су:  $p$  парцијални притисци, а  $v$  запремински делови гасних компонената,  $P$  укупни притисак, а  $K$  равнотежне константе. У овим релацијама равнотежне константе, као температурске функције, сматраће се параметрима.

Аналитичким операцијама између пет горњих једначина долази се до једначине:

$$Ad^4 + Bd^3 + Cd^2 + Dd + E = 0,$$

где су

$$A = m^2 - \frac{1}{4}q; \quad B = 2(1+n)m^2 + 2m\xi - q - \frac{1}{2}rm;$$

$$C = 4nm^2 + 4(1+n)m\xi + \xi^2 - q - rm - \frac{1}{2}r\xi;$$

$$D = 8nm\xi + 2(1+n)\xi^2 - r\xi; \quad E = 4n\xi^2,$$

са вредностима ознака :

$$m = \frac{1}{2}K_2 - 1;$$

$$n = 4,76 + \xi;$$

$$q = \left(1 + 4\frac{P}{K_1}\right)K_2^2;$$

$$r = 2(\xi + 3,76)K_2.$$

Одредбом водоничног фактора  $d$  из горње једначине, остали фактори могу се добити из следећих израза :

$$b = K_2 \frac{1 + \frac{1}{2}d}{\frac{1}{2}K_2 + \frac{\xi}{d} - 1};$$

$$c = 1 - \frac{1}{2}(b - d);$$

$$e = \xi - d;$$

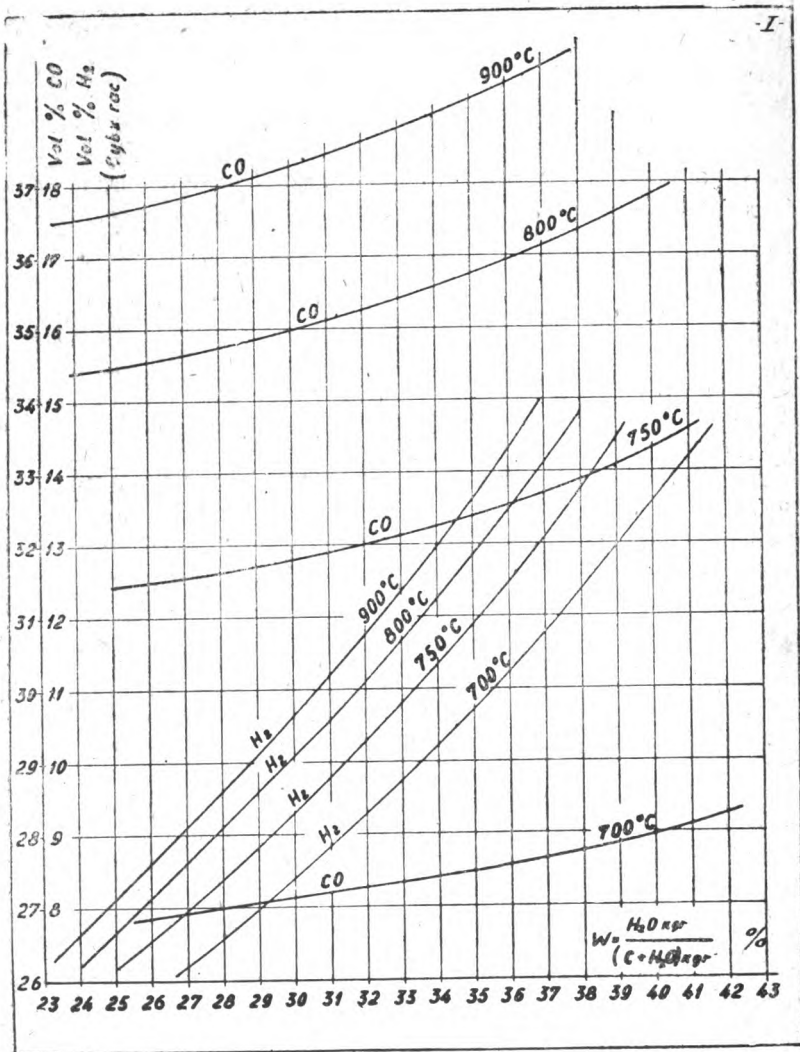
$$a = b + c - 1.$$

На тај начин, са различитим факторима водене паре ( $\xi$ ) у границама практичних могућности и варијацијама температуре успоставе хемиских равнотежа у границама које практично могу доћи у обзир — добивена је следећа табела гасних конституција у волуменским процентима влажног гаса:

$t_R$ °C	запрем. делови влажног гаса					$\xi$	влагност	
	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>		$w = \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg}(C + \text{H}_2\text{O})}$	$\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg C}}$
700	26,68	5,97	7,03	0,87	59,44	0,5	26,6	36,3
750	31,26	3,30	7,13	0,55	57,76		25,0	33,4
800	34,29	1,53	7,23	0,30	56,63		24,0	31,6
900	36,46	0,28	7,35	0,07	55,83		23,3	30,3
700	27,08	6,28	10,38	1,32	54,94	0,8	34,4	52,6
750	31,89	3,47	10,50	0,84	53,29		32,5	48,1
800	35,03	1,68	10,64	0,46	52,17		31,2	45,4
900	37,29	0,41	10,79	0,14	51,36		30,3	43,5
700	27,35	6,40	12,33	1,58	52,33	1,0	38,2	61,8
750	32,22	3,60	12,47	1,01	50,68		36,1	56,4
900	37,90	0,40	12,80	0,17	48,73		33,7	50,8
700	27,62	6,51	14,10	1,83	49,94	1,2	41,2	70,0
750	32,67	3,63	14,25	1,15	48,27		38,9	63,7
800	36,02	1,75	14,42	0,63	47,16		37,5	60,0
900	38,42	0,42	14,60	0,20	46,36		36,4	57,1



У свима каснијим операцијама релативна концентрација водене паре  $w$  — обрачуната у табели из фактора  $\xi$  — претставља процентуалну количину воде у влажном гориву, чиме

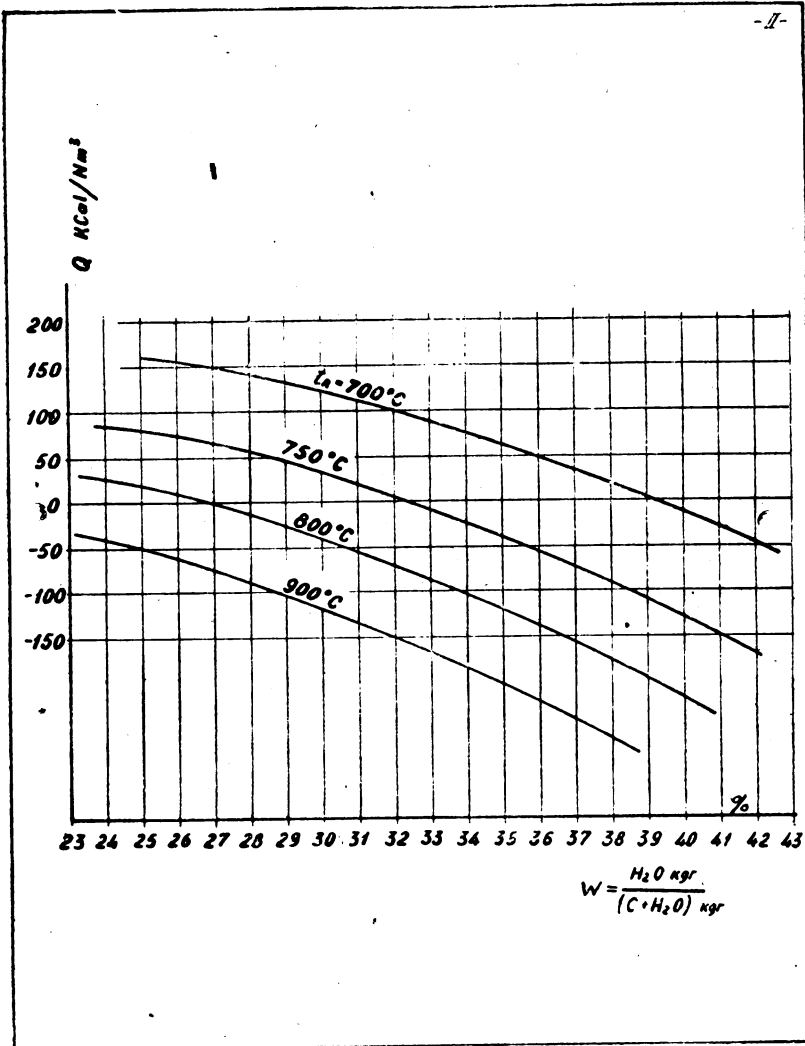


Дијаграм I

се претпоставља равномерно прерађивање воде током процеса газификације.

Прерачунавањем волуменских % гасних компоната према сувом гасу на основу горње табеле, израђен је дија-

грам I, који претставља зависност запреминских делова водоника и угљенмоноксида у сувом гасу од влажности  $w$ , при различитим претпостављеним температурама успоставе равнотежних стања ( $700^{\circ}$ ,  $750^{\circ}$ ,  $800^{\circ}$  и  $900^{\circ}$  C).



Дијаграм II

При томе треба истакнути, да сваки од добивених гасних састава, при одређеној влажности, може да одговара реалности само онда, ако је при одговарајућој температури

задовољен још и енергетски биланс генераторског процеса, изражеп са :

$$cH_c - H_{sg} - I_g - Q = 0,$$

где су :

- $c$  — количина угљеника у kg, која учествује у процесу стварања 1 Nm<sup>3</sup> генераторског гаса ;
- $H_c$  — топлотна моћ угљеника у KCal/kg ;
- $H_{sg}$  — горња вредност топлотне моћи генераторског гаса у KCal/Nm<sup>3</sup> ;
- $I_g$  — енталпија генераторског гаса при напуштању расплињача у KCal/Nm<sup>3</sup> — и
- $Q$  — разлика између изгубљене топлоте у току процеса и рекуперираног дела осетне топлоте готовог генераторског гаса, у KCal/Nm<sup>3</sup>.

У овој једначини не фигурирају енталпије унешеног горива и ваздуха, обзиром на претпоставку, да је спољна температура 0° C и да је спољни ваздух потпуно сув.

На основу овог изражен је дијаграмски сноп II, који претставља зависност количина топлоте  $Q$  — потребних за омогућење одговарајућих гасних конституција при различитим температурама хемиских равнотежа — од влажности  $w$ .

Најзад је остварен дијаграмски сноп III зависности реалних доњих вредности топлотних моћи сувог генераторског гаса од влажности  $w$ , при различитим вредностима —  $Q$  — на бази дијаграмског снопа зависности доњих вредности топлотне моћи сувог гаса при различитим температурама од влажности, а уз помоћ дијаграмског снопа II.

Помоћу овог дијаграма III могу се, за разне вредности влажности  $w$  и величине —  $Q$ , одредити одговарајуће реалне количине  $H_2$  и CO — из дијаграма I.

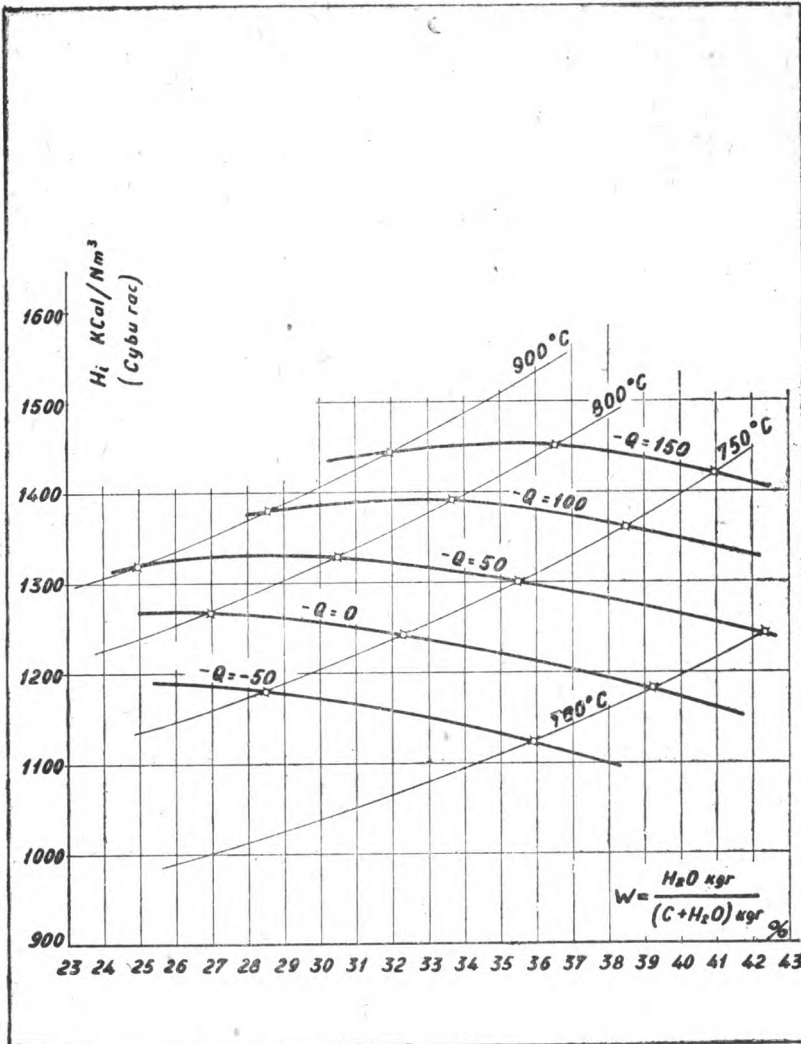
Интерпретацијом дијаграмског снопа III могу се — за претпостављени случај газификације — извести следећи значајни закључци: повећавањем степена рекуперације осетне топлоте генераторског гаса и топлотне изолације, постиже се

a) знатно побољшање квалитета гаса при сваком степену влажности, и то тим јаче, уколико је степен влажности већи ;

b) знатно померање максималне вредности квалитета гаса према већој влажности и

c) све слабији утицај степена влажности горива на квалитет гаса у областима веће влажности.

Привидна парадоксалност у вези са констагацијом под a): да се у широкој области влажности могу добити по-



Дијаграм III

бољшања хемиске енергије генераторског гаса чак и већа од разлике између рекуперирание и изгубљене топлоте у току процеса ( $-Q$ ) — проистиче из снажног утицаја топлотне

рекулерације и изолације на степен искоришћења процеса га-  
зификације, у вези са одговарајућим порастом температуре  
хемиске равнотеже.

### Газификација битуминозних чврстих горива.

У овој анализи узећемо у разматрање газификацију  
средњих квалитета тврдог дрвета и лигнита, са следећим  
карактеристикама:

Гориво	Чиста горивна супстанца (без пепела и влаге)				
	C%	O%	H%	N%	H <sub>t</sub> KCal/kg
Дрво	50	44	6,0	—	~ 4.250
Лигнит	68	25,5	5,5	1	~ 6.000

на бази претпоставака: да постоји потпуна прерада  
свих почетних хемиских спојева између C, H и O, потпуна  
успостава хемиских равнотежа процеса, као и да је активни  
ваздух потпуно сув и на 0° C.

У овом случају, где је позната елементарна хемиска  
анализа горива, тотални материјални биланс процеса гази-  
фикације може се изразити са:

$$(1-w) \left( \frac{g_c}{12} C + \frac{g_H}{2} H_2 + \frac{g_o}{32} O_2 \right) + \frac{w}{18} H_2O + \lambda O_2 + 3,76 \lambda N_2 =$$

$$= bCO + cCO_2 + dH_2 + eH_2O + 3,76 \lambda N_2,$$

где су:  $w$  — релативна влажност чисте горивне супстанце,  
 $g_c$ ,  $g_H$ ,  $g_o$  — тежински делови чисте горивне супстанце,  $\lambda$  —  
фактор употребљеног кисеоника из активног ваздуха.

На основу ове једначине и аналитичких израза хеми-  
ских равнотежа процеса, могу се добити следећих пет јед-  
начина.

$$1. (1-w) \frac{g_c}{12} = b+c \qquad 2. (1-w) \frac{g_H}{2} + \frac{w}{18} = d+e;$$

$$3. (1-w) \frac{g_o}{32} + \frac{w}{36} + \lambda = \frac{b}{2} + c + \frac{e}{2};$$

$$4. K_1 = P \frac{b^2}{(b+c+d+e+3,76\lambda)c}; \qquad 5. K_2 = \frac{b \cdot e}{c \cdot d},$$

из којих се може добити једначина за одредбу моноксидног фактора:

$$Ab^3 + Bb^2 + Cb + D = 0,$$

где су:

$$A = (1 - K_2) (1,88 K_1 - P);$$

$$B = (1,88 K_1 - P) K_2 p + 1,88 K_1 q - (s + 1,88 p) (1 - K_2) K_1$$

$$C = K_1 p \cdot s (1 - K_2) - 1,88 K_1 p q - (s + 1,88 p) K_1 K_2 p;$$

$$D = K_1 K_2 s p^2;$$

$$p = (1 - w) \frac{g_c}{12}; \quad q = (1 - w) \frac{g_H}{2} + \frac{w}{18};$$

$$r = (1 - w) \frac{g_o}{32} + \frac{w}{36}; \quad s = 4,76 p + 2,88 q - 3,76 r.$$

Одредбом фактора  $b$ , следећи фактори добиће се из:

$$d = \frac{q \cdot b}{b(1 - K_2) + K_2 p}; \quad c = p - b; \quad e = q - d;$$

$$\lambda = \left( p + \frac{q}{2} - r \right) - \frac{1}{2} (b + d).$$

Гасне конституције добивене на основу предњих израза морају задовољити енергетски биланс, који се у овом случају може изразити са:

$$\frac{0,536}{g_c} (v_{co} + v_{co_2}) H_{st} - H_{sg} - I_g = 0,$$

где су:

$g_c$  — тежински део угљеника у 1 kg чисте горивне супстанце;

$v$  — запремински делови гасних компонената у 1 Nm<sup>3</sup> гаса;

$H_{st}$  — горња вредност топлотне моћи горива;

$H_{sg}$  — горња вредност топлотне моћи генераторског гаса;

$Q$  — разлика између рекупериране топлоте и изгубљене топлоте током процеса, потребна за остварење одговарајућег гасног састава при претпостављеној температури успоставе хемиске равнотеже.

На тај начин добивени су резултати у следећој табели:

Гориво	$w$ %	$t^{\circ}C$	вол. % гасних компонента (сувог гаса)				$H_i$ KCal/Nm <sup>3</sup> (суви гас)	Q KCal/Nm <sup>3</sup>
			CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>		
дрво	0	700	28,75	6,90	22,34	42,01	1445	- 120
	0	750	34,50	3,97	25,46	36,07	1700	- 245
	10	700	29,95	7,19	28,07	34,79	1630	- 280
лигнит	10	700	26,19	5,72	17,02	51,07	1230	- 15
	10	750	30,78	3,14	19,06	47,02	1423	- 120
	16	700	26,54	5,85	19,17	48,44	1297	- 75
	16	750	31,13	3,34	21,42	44,10	1493	- 175

На основу ових података и уз помоћ интер — и екстра — полације, могу се извести следећи значајни директивни закључци — узимајући при том у обзир, да се горња вредност разлике рекуперираних и изгубљених топлота током процеса може практично кретати до око 150 KCal/Nm<sup>3</sup>:

да се при оптималним степенима влажности:  $w = 0\%$  — код дрвета и  $w = 10 - 15\%$  — код лигнита — уз помоћ потпуне прераде дестилата и исправне топлотне рекуперације и изолације — могу практично остварити доње вредности топлотних моћи сувог генераторског гаса око 1450 KCal/Nm<sup>3</sup> са средњим количинама активних састојака

$$CO \sim 30\% \text{ и } H_2 \sim 20\%.$$

Поређењем добивених резултата газификације кокса и лигнита долази се до закључка: да се помоћу лигнита може добити, при истој највећој вредности гасне топлотне моћи, знатно прикладнији гас, — нарочито за случај погона брзоходних мотора — обзиром на релативно знатно већи проценат водоника.

На тај начин, процес газификације показује се начелно као најрационалнији пут у експлоатацији великог дела наших најмоћнијих резерва фосилних горива, за решење огромног обима проблема моторног погона и индустриског ложења у свима привредним областима — наравно уз услов: бар елементарног оплемењивања сировог горива и прикладног решења проблема у вези са синтеровањем пепела.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Dr. Ing. W. Gumz* — „Grundlagen der Mischgaserzeugung“ — Generator Jahrbuch — 1942.
2. *Dr. Ing. H. Lutz* — „Die Verbesserung des Fahrzeug-Holzgas-erzeugers durch wärmetechnische Massnahmen“ — ATZ-1941-N. 6.
3. *Prof. Dr. Schlaepfer  
u. Tobler* — „Theoretische und praktische Untersuchungen über den Betrieb von Motorfahrzeugen mit Holzgas“ — Bericht No 3 — 1937 (Bern).
4. *Проф. Д-р Инж.  
Бошњковић* — „Расплињавање и чађење“ — 1947.







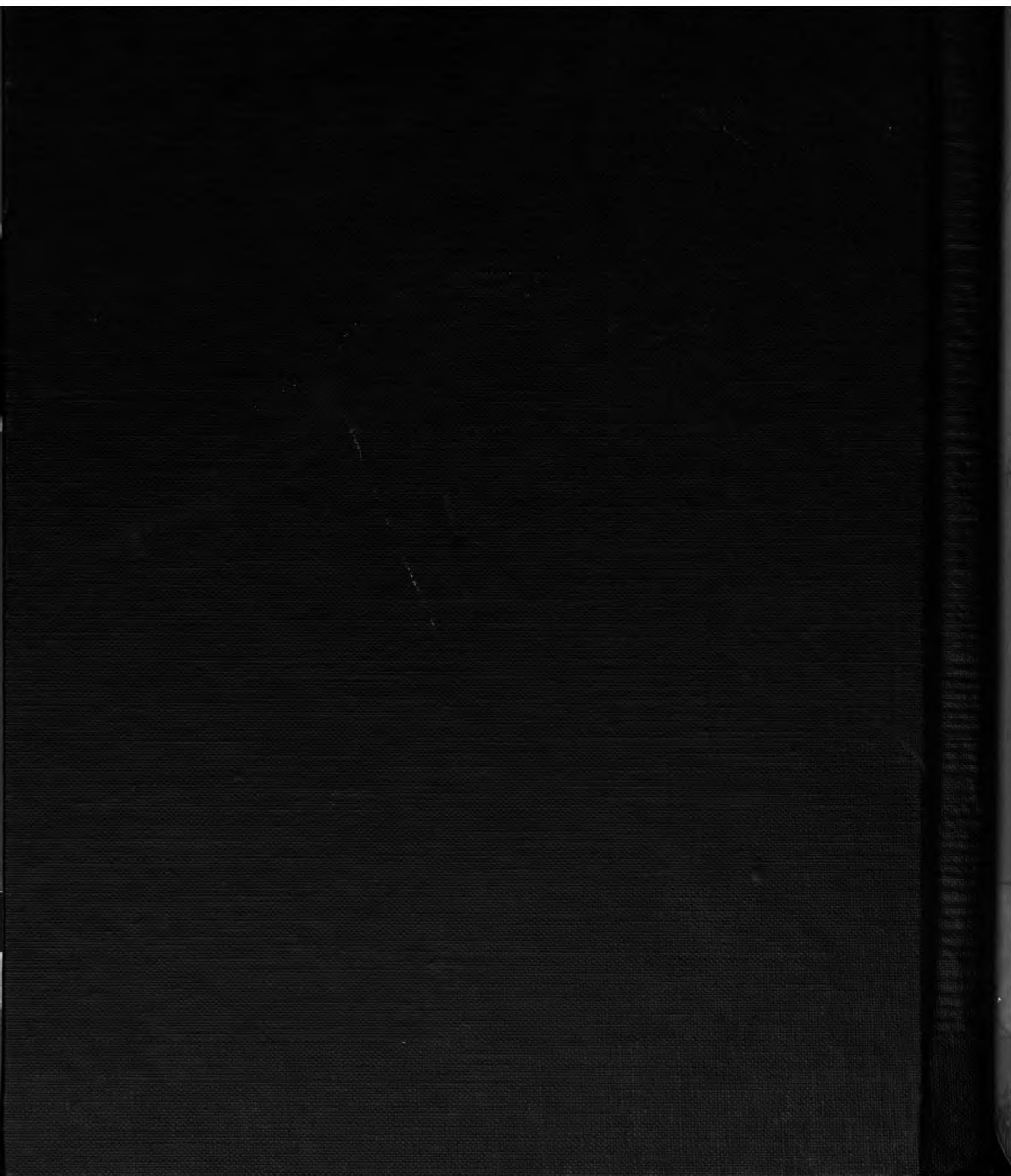


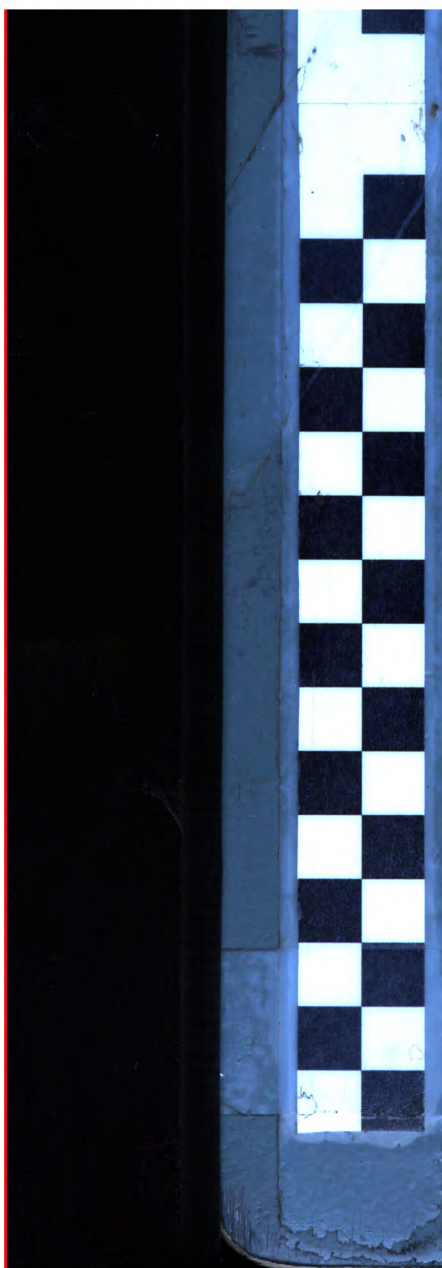
TJ4

.S77

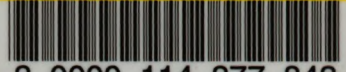
v.1







ALF Collections Vault



3 0000 114 377 843