

Budowa i eksploatacja silnika turbinowego –  
układy wylotowe i komory spalania

*Ismena Bobel*

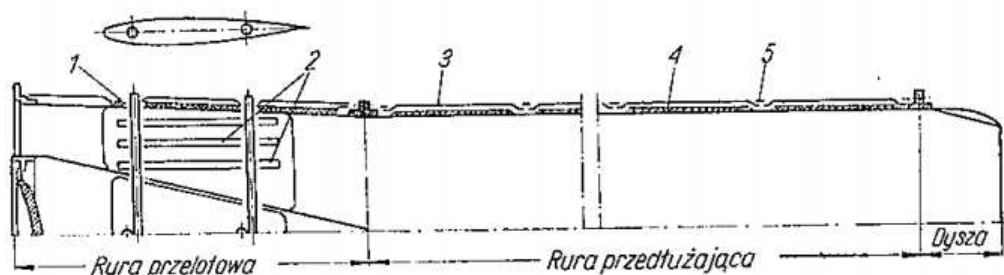
## I. UKŁADY WYLOTOWE

Zadaniem układu wylotowego silnika odrzutowego jest ostateczne rozprężanie spalin wychodzących z turbiny i na skutek spadku entalpii nadanie im odpowiedniej prędkości oraz odprowadzenie poza kadłub samolotu lub gondole silnikowe.

W silnikach turbinowych śmigłowych układ wylotowy służy w zasadzie tylko do odprowadzania spalin, gdyż, jak wynika z podziału pracy między śmigło i reakcję strumienia gazów, ciąg uzyskany na drodze reakcji jest niewielki w porównaniu z ciągiem wytwarzanym przez śmigło.

Układy wylotowe składają się z rury wylotowej, rury przedłużającej (najczęściej w samolotach, w których silniki są umieszczone w kadłubach) i dyszy wylotowej. Oś symetrii układu wylotowego w przeważającej liczbie konstrukcji pokrywa się z osią symetrii silnika. W niektórych konstrukcjach oś symetrii układu wylotowego jest nachylona w stosunku do osi symetrii silnika pod kątem  $\alpha \leq 20^\circ$ .

Dysze wylotowe dzielą się na stałe, o stałej powierzchni przekroju wylotowego oraz nastawne, w których powierzchnia przekroju wylotowego może ulegać zmianie. Na rysunku 1. przedstawiono układ wylotowy silnika WK-1. W przypadku istnienia dużych zawirowań strumienia gazów po wyjściu z turbiny stosuje się pewną liczbę żeber ograniczających ruch wirowych strumienia, a jednocześnie usztywniających konstrukcję układu.

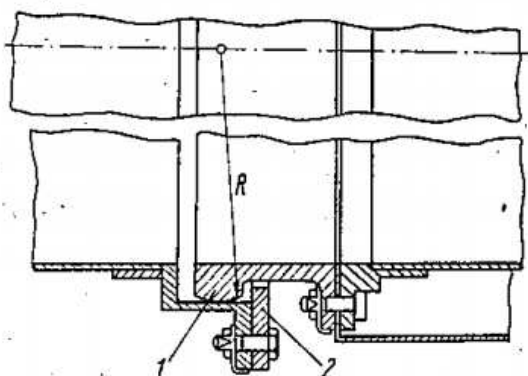


Rys.1. Schemat konstrukcyjny rury wylotowej silnika WK-1

1-wewnętrzny stożek wylotowy, 2-żebra usztywniające, 3-ekran, 4- izolacja cieplna, 5- taśma mocująca, 6 – dysza wylotowa.

Wewnątrz stożkowej rury wylotowej umieszczony jest nieruchomy stożek, którego zadaniem jest zmniejszenie strat hydraulicznych przepływu z turbiny do przekroju wylotowego układu. Istnienie rury przedłużającej jest niekorzystne ze względu na dodatkowe

straty przepływu w niej występujące. W celu zmniejszenia tych strat tak dobierane są przekroje poprzeczne rur przedłużających, aby prędkości strumienia nie były większe niż  $100 \div 150$  m/s przy prędkości przepływu przez turbinę w granicach  $200 \div 400$  m/s. Układy wylotowe podczas pracy silnika nagrzewa się do temperatury równej  $870 \div 920^\circ\text{K}$ , co powoduje występowanie naprężeń cieplnych będących przyczyną zniekształceń i pęknięć. Wymaga to również stosowania izolacji cieplnej układu wylotowego od kadłuba lub gondoli silnikowych. Izolację cieplną uzyskuje się za pomocą blach ekranowych oddzielonych od rury wylotowej warstwą przepływającego powietrza albo kilkoma warstwami pogniecionej folii aluminiowej.

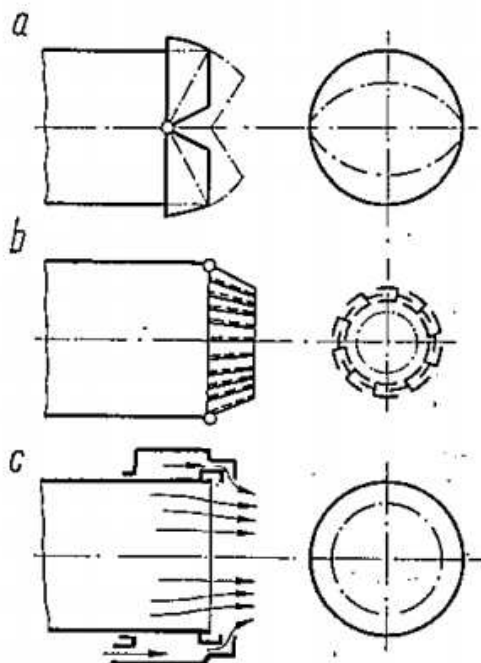


Rys.2. Kuliste połączenie kołnierzykowe rury wylotowej

1 – kołnierz kulisty, 2 – płytką ograniczającą

Zewnętrzna część rury wylotowej wykonana jest z blach żarowytrzymałych zgrzewanych elektrycznie. Rura wylotowa mocowana jest do korpusu turbiny za pomocą kołnierza przykręcanego śrubami. Kołnierz z blachami rury wylotowej połączony jest również za pomocą zgrzewania elektrycznego. Rura przedłużająca z rurą wylotową połączona jest za pomocą kołnierza (rys.2) z kulistą krawędzią, dzięki czemu uzyskuje się możliwość niezależnego mocowania silnika i rury przedłużającej na płatowcu. Zabezpiecza to przed przenoszeniem naprężeń cieplnych na konstrukcję płatowca oraz obciążenia z płatowca na silnik. Dysza wylotowa wykonana jest z blachy żaroodpornej i połączona z rurą wylotową lub przedłużającą za pośrednictwem kołnierza i śrub. Dysza chłodzona jest powietrzem przepływającym przez kanał utworzony przez odpowiednio ukształtowaną owiewkę.

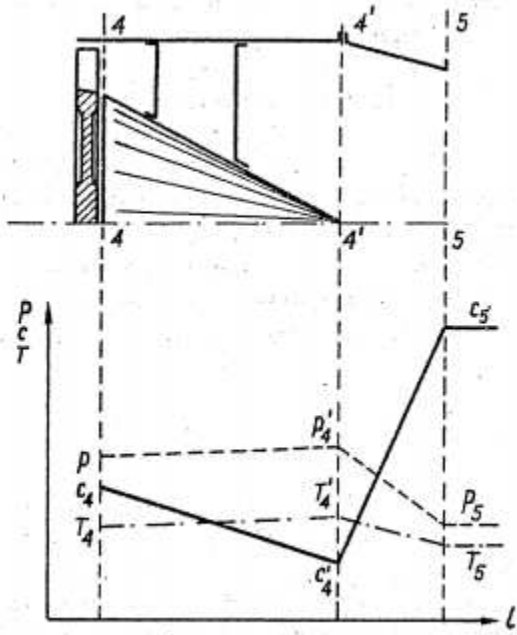
**Dysze o zmiennym przekroju.** Wyposażenie silnika odrzutowego w dopalacze pociąga za sobą konieczność zastosowania dysz o zmiennym przekroju. We współczesnych silnikach stosowane są trzy podstawowe schematy konstrukcyjne regulacji dyszy wylotowej.



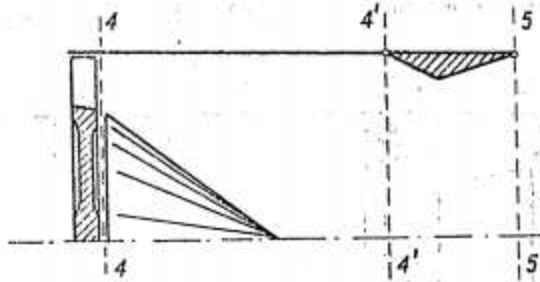
Rys. 3. schematy dysz o zmiennym przekroju.

Na rysunku 3a przedstawiono schemat dwuklapowej dyszy. Zmniejszenie przekroju wylotowego odbywa się za pomocą pierścienia sterowanego dźwignikami hydraulicznymi, zaś zwiększanie przekroju następuje pod wpływem oddziaływania na powierzchnie klap ciśnienia strumienia przepływających spalin oraz za pomocą pierścienia sterującego. Wadą tego typu regulacji jest zmiana kształtu przekroju dyszy z okrągłego na eliptyczny.

Na rysunku 3b pokazano schemat dyszy wieloklapowej. Zaletą tego rozwiązania jest zachowanie kołowego przekroju dyszy w każdym położeniu klap. Sterowanie klapami realizowane jest za pomocą pierścienia uruchamianego dźwignikami hydraulicznymi. Na rysunku 3c pokazano schemat regulacji przekroju dyszy za pomocą strumienia powietrza. Do specjalnie ukształtowanego pierścienia doprowadzone jest sprężone powietrze z jednego ze stopni sprężarki. Wydatek powietrza regulowany jest za pośrednictwem elektrozaworów sterowanych ciśnieniem gazów spalinowych wypływających z dyszy. Kłapy dysz wylotowych wykonywane są z blach żarowytrzymałych o grubości  $0,8 \div 1,2$  mm.



Rys.4. Podstawowy schemat układu wylotowego silnika turbinowego z dyszą zbieżną i przebieg parametrów strumienia przepływającego przez układ.



Rys. 5. Podstawowy schemat układu wylotowego silnika turbinowego z dyszą zbieżno-rozbieżną.

## II. KOMORY SPALANIA

Komory spalania dzieli się na kilka typów w zależności od ich konstrukcji, przebiegu procesów roboczych i typu silnika. Według konstrukcji komory spalania dzielą się na komory dzbanowe (indywidualne), komory pierścieniowe, komory rurowo-pierścieniowe i komory specjalnych schematów.

Komory dzbanowe są szeroko stosowane w silnikach ze sprężarkami odśrodkowymi. Komory te nie wchodzi w skład korpusu nośnego silnika i dlatego łatwo dają się zdejmować z silnika bez potrzeby rozbiórki samego silnika. W silnikach ze sprężarkami osiowymi stosowane są komory typu pierścieniowego lub rurowo-pierścieniowego. Komory te są konstrukcyjnie związane z układem nośnym silnika i dostęp do nich jest możliwy po demontażu silnika.

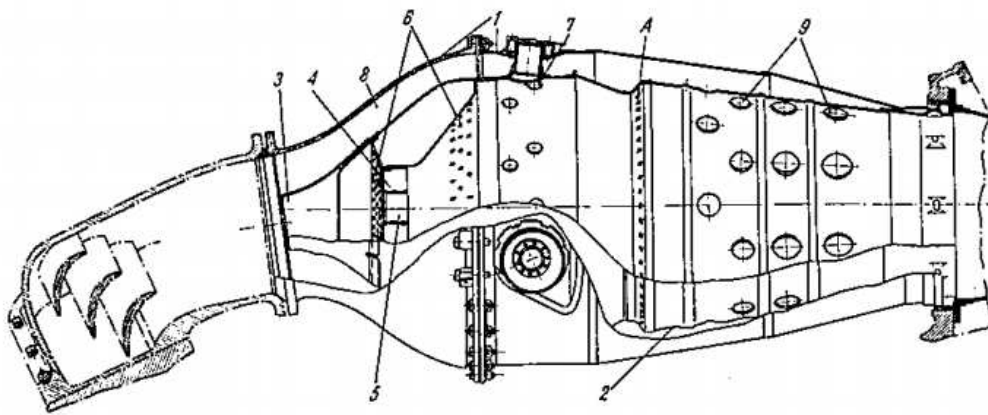
W zależności od kierunku przepływu gazów rozróżnia się komory o przepływie prostym, w których czynnik roboczy przemieszcza się wzdłuż osi podłużnej komory w jednym kierunku, oraz komory o przepływie zwrotnym, w których następuje zwrot kierunku strumienia roboczego o  $180^\circ$ . Wadą komór z przepływem zwrotnym są bardzo duże opory hydrauliczne; komory tego typu nie są już obecnie stosowane.

W zależności od kierunku doprowadzania paliwa i rozmieszczenia wtryskiwaczy rozróżnia się komory z doprowadzaniem paliwa w kierunku przepływu strumienia czynnika roboczego oraz w kierunku przeciwnym. W obecnych konstrukcjach stosuje się tylko doprowadzanie paliwa w kierunku zgodnym z kierunkiem ruchu czynnika roboczego.

W zależności od sposobu zasilania paliwem rozróżnia się doprowadzanie paliwa pod wysokim ciśnieniem lub pod niskim ciśnieniem z urządzeń do odparowywania paliwa.

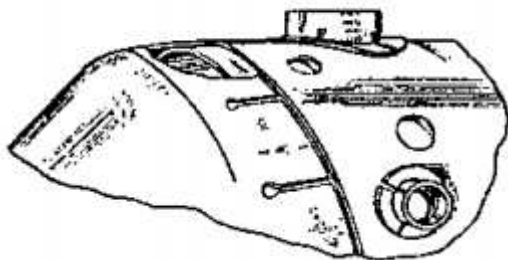
**Komory dzbanowe.** Komory dzbanowe nazywane często indywidualnymi są szeroko stosowane w silnikach ze sprężarkami odśrodkowymi. Przez komory tego typu przepływa stosunkowo mała ilość powietrza – przeciętnie około  $4\div 6$  kg/s, co ułatwia w znacznej mierze regulację procesu spalania. Komory dzbanowe nie wchodzi w skład korpusu nośnego silnika, a ich demontaż i wymiana nie sprawiają większych trudności. Komory indywidualne umieszczone są wokół korpusu wału turbiny, przy czym ich osie podłużne zwykle stanowią tworzącą stożka. Wadą komór indywidualnych jest to, że zwiększają wymiary gabarytowe silnika w kierunku normalnym do osi podłużnej. Komory indywidualne są jedynym typem komór, jaki może być zastosowany w silnikach ze sprężarką odśrodkową z obustronnym wlotem. Liczba komór może być różna, od 7 do 9, a nawet 22.

Na rysunku 6 pokazano komorę spalania typu indywidualnego silnika WK-1 ze sprężarką odśrodkową. Komora mocowana jest w przedniej swej części do korpusu dyfuzora sprężarki za pośrednictwem pierścienia sferycznego, zaś w swej tylnej części umieszczona jest w otworach kolektora gazowego turbiny za pomocą złącza ślizgowego. Ten typ zamocowania umożliwia przemieszczanie się komory na skutek nagrzewania podczas pracy. Wewnątrz płaszcza zewnętrznego znajduje się rura ogniowa umieszczona współosiowo, spawana z blach żaroodpornych. Ponieważ temperatura w różnych punktach rury ogniowej jest różna, musi istnieć konstrukcyjne zabezpieczenie przed pękaniem, co uzyskuje się na drodze spawania tzw. szwem termicznym (rys. 7.).



Rys.6. Komora spalania silnika WK-1.

1 – osłona, 2 – rura ogniowa, 3 – wlot rury ogniowej, 4 – urządzenie zawirowujące, 5 – otwór, w którym umieszczony jest wtryskiwacz, 6 – przegroda stożkowa, 7 – część walcowa rury ogniowej, 8 – przestrzeń izolacyjna, 9 – otwory doprowadzające powietrze obniżające temperaturę spalin.



Rys. 7. Szew cieplny rury ogniowej.

Rury w strefie nacięć są tak mało sztywne, że swobodnie mogą się odkształcać bez niebezpieczeństwa powstawania nadmiernych naprężeń w spoinach. Wlot do rury ogniowej wykonany jest w postaci lejka 3, którego otwór znajduje się w tym miejscu, gdzie prędkość

powietrza jest całym przekroju stała. Dzięki temu praca komory spalania jest stateczna, szczególnie przy przechodzeniu z jednego na inny zakres pracy silnika. Powietrze wchodzące do rury ogniowej przepływa dwiema drogami: jedną przez urządzenie zawirowujące 5 i drugą przez otwory w przegrodzie stożkowej 6. Takie doprowadzenie powietrza powoduje powstanie szeregu wzajemnie przenikających się strumieni, dzięki czemu uzyskuje się dodatkowe zawirowanie strumienia.

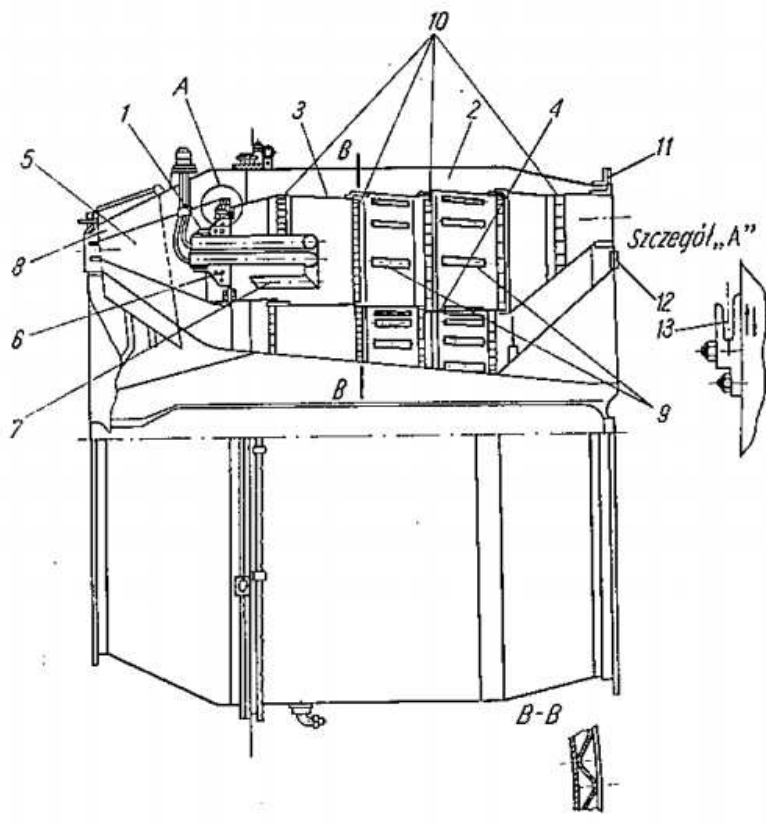
W walcowej części rury ogniowej znajduje się szereg otworów 7, przez które doprowadza się pewną ilość powietrza niezbędnego do spalania paliwa przy pracy na maksymalnych zakresach pracy silnika. Przez otwory w kołnierzy A doprowadzana jest pewna część powietrza, które przemieszczając się wzdłuż ścianek komory ogniowej chroni ją przed nadmiernym przegrzaniem od strumienia gorących spalin. Przez otwory 9 doprowadzane jest powietrze niezbędne do ochłodzenia spalin przed wejściem do aparatu dyszowego turbiny.

Komory indywidualne połączone są ze sobą w jeden pierścień za pomocą tzw. łączników, przez które następuje wyrównanie ciśnień w poszczególnych komorach oraz zapłon paliwa od cewek zapłonowych, znajdujących się zwykle w kilku tylko komorach.

W silnikach ze sprężarkami osiowymi nowszej konstrukcji stosowane są komory pierścieniowe. Komory tego typu są umieszczone między korpusem sprężarki a korpusem turbiny i stanowią element nośny tej części silnika. To powoduje konieczność demontażu silnika w przypadku przeglądu lub wymiany komór, co stanowi istotną wadę tego rozwiązania konstrukcyjnego. Zaletą pierścieniowych komór spalania jest ich mała średnica. W związku z tym średnica gabarytowa silnika jest mniejsza w porównaniu z silnikiem z indywidualnymi komorami spalania. Bardzo ważną zaletą jest to, że izotermie gazu na wyjściu z komory pierścieniowej są w przybliżeniu kołowe, co sprzyja zwiększeniu sprawności turbiny.

Na rysunku 8 pokazana jest komora silnika polskiej konstrukcji. Komora składa się z pierścienia wlotowego z parownicami 1, osłony komorowej 2, zewnętrznej rury żarowej 3 i wewnętrznej rury żarowej 4. Powietrze wychodzące ze sprężarki w kadłubie wlotowym zostaje rozdzielone na dwa strumienie: pierwotny i wtórny. Powietrze pierwotne doprowadzane jest do wnętrza rury żarowej przez wewnętrzny stożek kadłuba wlotowego 5, a następnie przez otwory w pierścieniu wlotowym 6 oraz częściowo przez parownice 7. Powietrze pierwotne bierze udział w spalaniu paliwa w strefie spalania, a powietrze do parownic zapobiega koksowaniu paliwa w parownicach.





Rys. 8. Komora spalania typu pierścieniowego.

Powietrze wtórne przepływa przez zewnętrzny stożek 8 do przestrzeni pierścieniowej między rurą żarową a osłoną. Część powietrza wtórnego doprowadzana jest do wnętrza rury żarowej przez szczeliny pierścieni falistych (przechr. *B-B*), tworząc warstwę powietrza chłodzącego ścianki rury żarowej. Pozostała część strumienia powietrza wtórnego przepływa przez pierścieniową przestrzeń między osłoną a rurą, izolując osłonę komory od temperatury rury żarowej, a następnie wpływa do wnętrza rury przez dwa rzędy otworów 9. Powietrze mieszając się ze spalinami obniża ich temperaturę do dopuszczalnej ze względu na bezpieczną pracę turbiny.

Osłona komory spalania wykonana jest z blachy stalowej i składa się z dwóch części zakończonych kołnierzami, służącymi do ustalenia komory w kadłubie sprężarki i w kadłubie turbiny.

Rura żarowa wykonana jest w całości z blachy żaroodpornej. Przednia część rury wykonana jest w postaci odpowiednio tłoczonego pierścienia, do którego przyspawane są parownice 7. Na powierzchni pierścienia wykonano szereg otworów służących do doprowadzania powietrza pierwotnego. Zewnętrzna rura żarowa 3 składa się z sześciu pierścieniowych odcinków połączonych ze sobą pierścieniami falistymi 10 za pomocą

zgrzewania punktowego. Wewnętrzna rura żarowa składa się z pięciu odcinków pierścieniowych. W tylnej części wewnętrzna i zewnętrzna rura zakończona jest pierścieniową szczeliną, w którą wchodzi pierścienie aparatu kierowniczego, przymocowane do kołnierza osłony 11 i do kołnierza kadłuba nośnego 12. Dzięki takiemu ustaleniu rura ma możliwości swobodnego przemieszczania się podczas rozszerzania się pod wpływem temperatury. Od przodu rura podparta jest za pomocą zaczepów 13, zamocowanych na wspólnych śrubach łączących kołnierz rury żarowej zewnętrznej z pierścieniem wlotowym.

Typ pośredni między komorą dzbanową a komorą pierścieniową stanowią komory rurowe pierścieniowe. Jest to w zasadzie komora pierścieniowa, w którą wstawione są rury ogniowe typu indywidualnego.

**Określenie wymiarów komory spalania.** Ze względu na złożoność procesów zachodzących w komorach spalania nie ma uniwersalnej metody dokładnych obliczeń wymiarów komór spalania. Dlatego podstawowe parametry określa się na podstawie danych statystycznych konstrukcji podobnych do projektowanej w następującej kolejności:

- określenie objętości natężenia przepływu

$$V = \frac{G}{\gamma} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

gdzie:

$G$  – ciężarowe natężenie przepływu powietrza w N/s.

$\gamma$  - ciężar właściwy powietrza w N/m<sup>3</sup>;

– określenie największej prędkości przepływu w największym przekroju komory

$$v = \frac{V}{F_k} [m/s]$$

gdzie:

$$F_k = 0,25\pi(D^2 - d^2)[m^2]$$

przeciętnie  $v = 25 \div 35$  m/s dla komór indywidualnych i rurowo-pierścieniowych,

$v = 15 \div 25$  m/s dla komór pierścieniowych;

– określenie liczby komór ogniowych; liczbę rur ogniowych dobiera się w zależności od możliwości wykorzystania powierzchni gabarytowej silnika określonej stosunkiem średnic  $d/D$ ; przeciętnie stosuje się zakres  $d/D = 0,40 \div 0,55$ , co odpowiada liczbie  $z = 8 \div 10$  rur ogniowych;

– określenie długości komory  $L_k$  i rury ogniowej  $L_r$ ; parametry te dobiera się wg danych statystycznych, wg których

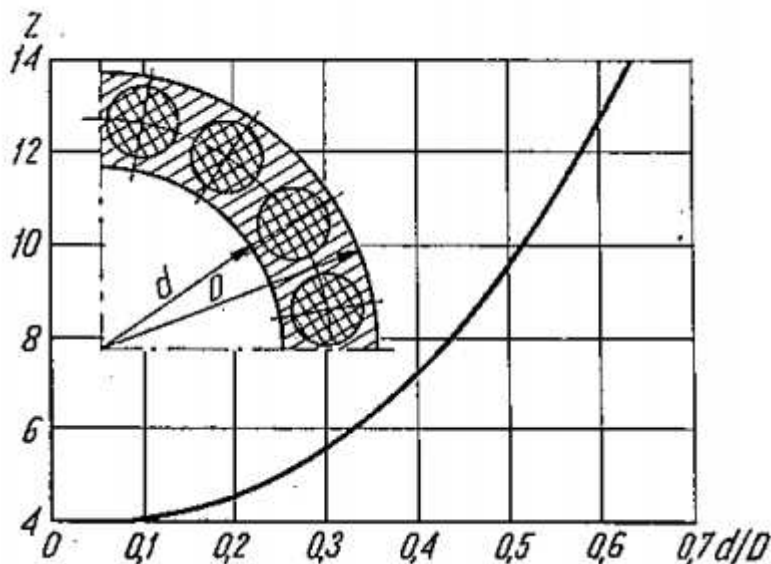
$L_k = (4,0 \div 5,0)D_r$ ;  $L_r = (3,0 \div 4,0)D_r$  – dla komór rurowo-pierścieniowych;

$L_k = (2,5 \div 4,0)H$ ;  $L_r = (2,0 \div 3,5)H$  – dla komór pierścieniowych  
gdzie:

$L_k$  – długość komory spalania mierzona od kierownic sprężarki do kierownic turbiny,

$D_r$  – maksymalna średnica rury ogniowej,

$H$  – odległość między ściankami osłony zewnętrznej i wewnętrznej;  $H = 0,5(D - d)$ .



Rys. 9. Zależność liczby komór spalania  $z$  od stosunku  $d/D$ .

**Obliczenia wytrzymałościowe.** Obliczeniom wytrzymałościowym podlegają przede wszystkim osłony komór pierścieniowych (rys. 10), które wchodzi w skład układu nośnego silnika. Osłony komór indywidualnych sprawdza się tylko na obciążenia pochodzące od różnicy ciśnień.

Osłony komór pierścieniowych lub rurowo-pierścieniowych obciążone są siłami: osiową  $P_w$ , poprzeczną  $P_r$ , momentem gnącym  $M_g$ , momentem skręcającym  $M_s$  i siłą rozrywającą pochodzącą od różnicy ciśnień  $\Delta p$ ,

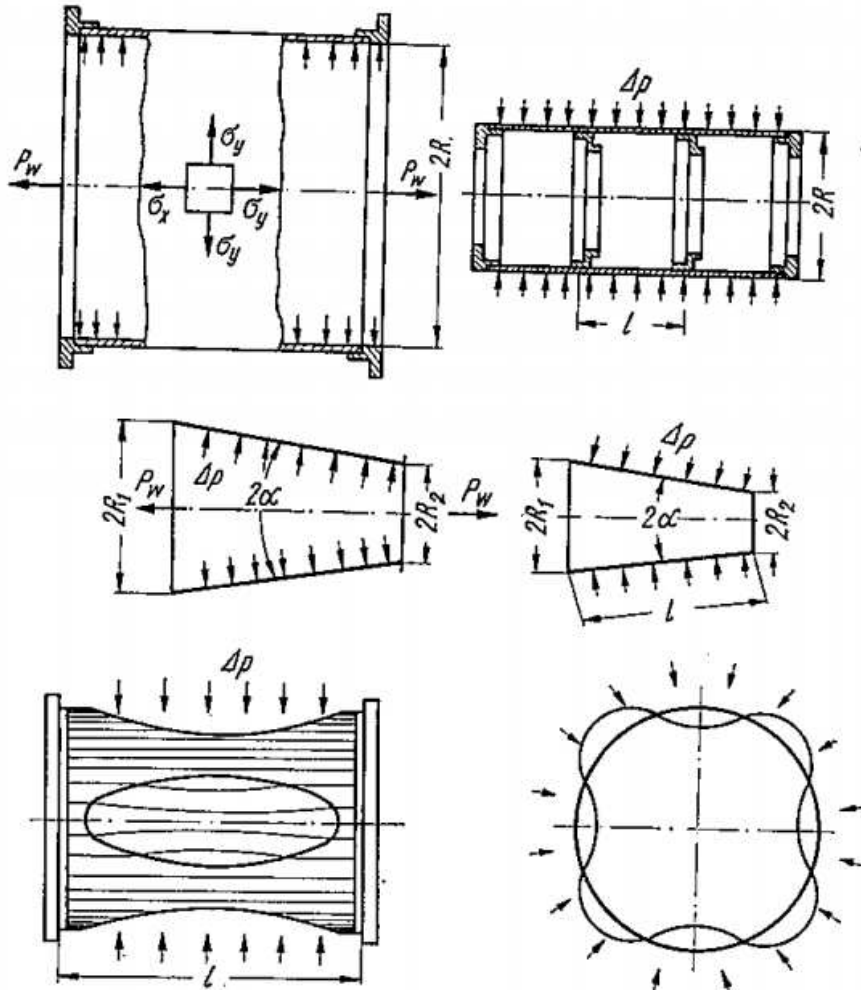
– naprężenia od siły osiowej wyznacza się z zależności

$$\sigma_1 = \frac{P_w}{\pi D \delta} \left[ \frac{N}{m^2} \right] \text{ – dla przekroju cylindrycznego,}$$

$$\sigma_1 = \frac{P_w}{\pi D \delta \cos \gamma} \left[ \frac{N}{m^2} \right] \text{ – dla przekroju zbieżnego}$$

o kącie wierzchołkowym  $2\gamma$ ,

– naprężenia ścinające od siły  $P_r$



Rys. 10. Schemat do obliczeń wytrzymałościowych osłony komory spalania.

$$\tau_2 = \frac{P_r}{\pi D \delta} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

– naprężenia zginające od momentu  $P_r l$

$$\sigma_3 = \frac{4 P_r l}{\pi D^2 \delta} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

– naprężenia zginające od momentu  $M_g$

$$\sigma_4 = \frac{4 M_g}{\pi D^2 \delta} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

– naprężenia od momentu skrcającego  $M_s$

$$\tau_3 = \frac{2 M_s}{\pi D^2 \delta} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

– naprężenia rozciągające od różnicy ciśnień  $\Delta p$

$$\sigma_5 = (p_2 - p_H) \frac{D}{2 \delta} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

Naprężenia te działają prostopadle do kierunku naprężeń  $\sigma_1$  i  $\sigma_3$  i działają usztywniająco

$$\sigma = \sigma_2 + \sigma_3 - \sigma_1$$

We wstępnych obliczeniach orientacyjnych można się ograniczyć do sprawdzenia wartości  $\sigma_5$  – dla warunków pracy silnika przy ziemi z maksymalną prędkością obrotową i tak należy dobrać grubość ścianek  $\delta$ , aby  $\sigma_5 \leq 1000 \div 1500 \text{ kG/cm}^2$ .

Pod wpływem różnicy ciśnień  $\Delta p$  osłony mogą ulegać deformacjom. Komora traci stateczność, gdy  $\Delta p > \Delta p_{kr}$ . Wartość ciśnienia  $\Delta p_{kr}$  wyznacza się z wyrażenia

$$\Delta p_{kr} = 0,92 E \frac{\delta}{L} \left(\frac{\delta}{R}\right)^{3/2}$$

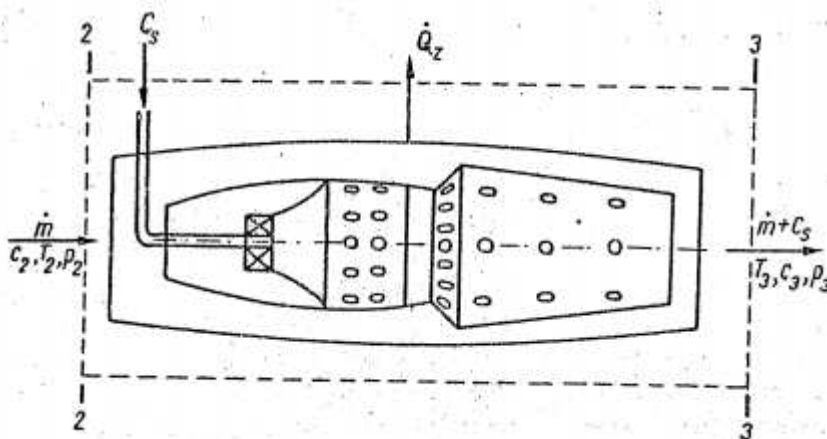
gdzie:

$E$  – moduł Younga,

$L$  – długość obliczeniowa osłony.

W celu zwiększenia stateczności stosuje się wzmocnienie osłony wręgami. Wówczas obliczeniowa długość  $L$  znajduje się między wręgami. Wartość współczynnika stateczności osłony równa się przeciętnie

$$K = \frac{\Delta p_{kr}}{\Delta p} = 1,8$$



Rys. 11. Schemat obliczeniowy dla bilansowania komory spalania

### **III. LITERATURA:**

- 1. W. Cheda, M. Malski, „Techniczny poradnik lotniczy – Silniki”, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1973.**
- 2. Pod redakcją P. Dzierżanowskiego, „Napędy Lotnicze – Turbinowe Silniki Odrzutowe”, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983.**
- 3. W. Stolarczyk, R. Wiatrek, „Teoria Lotniczych Silników Turbinowych”, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 1985.**