

440

BE 10

Zakład Pomiarów Parametrów Przepływu

Nazwa ONB/ZNB

Główny wykonawca

doc. dr inż. Tadeusz Gałązka



Wykonawcy:

Tadeusz Gałązka

Andrzej Staszewski

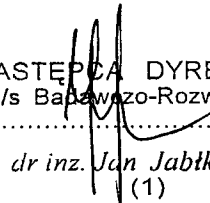
Opracowanie rozwiązania szybkiego szczelnego zamknięcia otworów w korpusach zaworów.
Badania sprawdzająco-poznawcze.

DOKUMENT WZORCOWY

(Tytuł pracy, numer i tytuł etapu)

Zleceniodawca

PIAP

KIEROWNIK ZAKŁADU
Pomiaru Parametrów Przepływu
mgr inż. Wojciech WiniarskiZASTĘPCA DYREKTORA
d/s Badań i Rozwojów
dr inż. Jan Jabłkowski
(1)

Pracę zakończono dnia 30.09.1998r.

Nr arch.....7585.....

Nr zlecenia S1842

Analiza deskryptorowa

Badania sprawdzające koncepcji szczelnego zamknięcia otworów w korpusach zaworów

Abstrakt

Sprawdzanie ujmuje warianty koncepcji szybkiego i szczelnego zamknięcia otworów w korpusach zaworów poddawanych próbą wytrzymałościowym lub szczelności. Opracowana koncepcja zamknięcia w oparciu o jednostkę odciażająco-dociskającą przeszła z pozytywnym rezultatem badania modelu z przewyższeniem 1,5 ciśnienia nominalnego.

Tytuły poprzednich sprawozdań

Nie było.

Rozdzielnik

Egz. 1 . OIN.

Egz. 2 . DPQ.

Egz. 3 DPQ.

1. Podstawa opracowania

Formalną podstawą opracowania stanowi Karta otwarcia Zlecenia o numerze S 1842 pt. „Opracowanie rozwiązania szybkiego szczelnego zamknięcia otworów w korpusach zaworów. Badania sprawdzająco poznawcze. Praca realizowana była w ramach środków statutowych przyznanych przez Komitet Badań Naukowych - KBN dla Przemysłowego Instytutu Automatyki i Pomiarów - PIAP. Wnioski o otwarcie zlecenia zaewidencjonowane pod numerami 3/DPQ/98 oraz 13/DPQ/98 Głównego Wykonawcy pracy z Zakładu Pomiaru Parametrów Przepływu DPQ z uzasadnieniem merytorycznym i formalno - finansowym po zaopiniowaniu przez Kierownika DPQ, Kierownika Działu Planowania - NP, Zastępcy Dyrektora ds. Badawczo Rozwojowych - DB zostały zaakceptowane do realizacji przez Dyrektora PIAP - DN .

2. Przedmiot opracowania

Praca dotyczy rozpoznania i opracowania szybkiego szczelnego zamknięcia otworów korpusów zaworów. Dotychczas stosowane metody zamknięcia za pomocą pracochłonnego przykręcania pokryw lub ich docisku siłownikami są zbyt drogie lub trudno przezbrajalne dla przypadków, gdy każdy wyprodukowany korpus zaworu ma być szczelnie zamknięty np. przy przeprowadzaniu prób wytrzymałości wodą co realizowane jest przy podwyższonym ciśnieniu. Również dla prób szczelności, które powinny być wykonywane, przy większym ciśnieniu niż się dopuszcza w eksploatacji dla danego wykonania materiałowego niezbędne jest szczelne i szybkie zamknięcie otworów przed podaniem ciśnienia próbnego. Producenci zaworów regulujących i armatury hydraulicznej deklarują również wykonanie próby przeprowadzonej - powietrzem dla potwierdzenia zachowania szczelności zewnętrznej zaworów.

Zasygnalizowane względy skłoniły do podjęcia badań sprawdzająco poznawczych w ramach zlec. S1842 dla rozwiązania szybkiego szczelnego zamknięcia otworów w korpusach zaworów.

3. Wprowadzenie

Wielkości zaworów produkowanych w naszym kraju opisywane są za pomocą średnicy nominalnej DN, gdzie $10 \leq DN < 350$ mm. W podanym przedziale zawory wytwarzane są o średnicach DN równych 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350. Podane dla szeregu wartości średnic nominalnych DN są znormalizowane w skali międzynarodowej. Zestawy wytwarzanych wielkości dla określonych potrzeb tworzą typoszeregi, w których z podanego powyżej szeregu kolejno po sobie następują średnice DN np. od 10 do 100, od 25 do 200 od 15 do 350 itp. Typoszeregi zaworów zazwyczaj wytwarzane są w czterech wykonaniach materiałowych - żeliwa szarego, żeliwa sferoidalnego, staliwa węglowego oraz staliwa kwasoodpornego. W zależności od temperatury przepływającego przez zawór płynu i jego agresywności dla podanych materiałów zalecane są przez wytwórców graniczne wartości ciśnienia nominalnego PN. W przypadku produkcji zaworów wytwarzanych w Zakładach Automatyki „POLNA S.A. są to dla pracy w temperaturze 100°C (dla podanych materiałów) następujące maksymalne wartości ciśnienia nominalnego PN.

- żeliwo szare - PN 16
- żeliwo sferoidalne - PN 25
- staliwo węglowe - PN 400
- staliwo kwasoodporne - PN 40

Uwzględniając fakt, że każdy korpus wytwarzanego zaworu zgodnie z wymaganiami norm międzynarodowych IEC 60534-4 , ISO 5208 i krajowych PN-89/H-02650 oraz PN-83/M.-74201 powinien być poddawany sprawdzeniu przy ciśnieniu próbnym równym 1,5 PN, zamknięcie otworów w korpusach powinno być zrealizowane siłą

$$F > 1,5 \text{ PN} \cdot \frac{\pi \text{ DN}^2}{4}$$

natomiast siła zacisku zależy od rodzaju uszczelki dobranej dla znormalizowanego rodzaju kołnierza zaślepianego otworu a pokrywą zaślepiającą.

Siła docisku P_z w ogólnym przypadku wynosi:

$$P_z = n \cdot F$$

Zasady wyznaczenia n dla uszczelnień gumowych płaskich podano w punkcie 7.1. niniejszego opracowania a dla uszczelnień typu „0” w punkcie 7.2. Wymuszenie docisku P_z dla granicznych wartości PN i DN wymaga nieproporcjonalnie dużych siłowników w odniesieniu do gabarytów korpusu zaworu szczególnie przy stosowaniu docisku za pomocą pras. Tego rodzaju docisk musi być zrealizowany w stanie bezciśnieniowym i przy zabezpieczeniu odpowiednio dobranej konstrukcji oporowej, co dla zaślepiania 3 lub 4 otworów korpusu dwu lub trójdrogowych zaworów nastęcza określone trudności i nie jest tanie. Realizacja właściwego docisku w stanie bezciśnieniowym powoduje odkształcenie sprężyste korpusu co w szczególności dla badań szczelności zamknięcia zniekształca przebieg sprawdzenia. Może bowiem wystąpić na skutek docisku siłą P_z , w czasie jej trwania, deformacja otworu gniazda i wystąpienie zwiększonej nieszczelności. Istotne jest również zmniejszenie wielkości siłownika a tym samym zmniejszenie kosztów jego zakupu i instalacji, które przyrastają nieliniowo wraz z wzrostem rozwijanej wartości siły dla osiągnięcia wymaganej siły docisku P_z - patrz wykres 1.

Zagadnienie doboru siłownika o jak najmniejszej wielkości omówiono w punkcie 8 niniejszego opracowania. W punkcie tym przedstawiono uzyskanie właściwej siły docisku P_z jako wynik zwiększenia siły rozwijanej przez, wystarczająco mały siłownik. Zwiększenie docisku siłownika zamierza się uzyskać przez wykorzystanie zwiększenia siły w połączeniu klinowym.

Zagadnienie szczelnego zamknięcia otworów bez wywołania naprężeń korpusu omówiono w punkcie 4 niniejszego opracowania. Istota rozwiązania sprawdza się do minimalizacji nacisku na korpus lub zrównoważenia działających sił na kołnierzach korpusu zaworu z równoczesnym wprowadzeniem odciążenia za pomocą ciśnienia podawanego do komór korpusu..

Omówiono również przewidywane sposoby rozwiązań dla zmniejszenia czasu niezbędnego do mocowania zespołów, przed uruchomieniem szczelnego zamykania, z wykorzystaniem realizacji omówionych w opracowaniu sposobów docisku.

4. Koncepcja rozwiązań zamykania otworów w korpusach zaworów.

W poniżej podanych podpunktach opisano warianty rozwiązań szczelnego zamknięcia otworów zaworów. Przewiduje się że ich zrealizowanie będzie wykorzystane do zastosowania w różnych rozwiązaniach stanowisk do badań laboratoryjnych lub odbiorczych wykonywanych w jednostkach badawczo-rozwojowych albo u producentów zaworów. Wspólnym elementem opisanych rozwiązań jest przewidziane w nich zastosowanie zwiększenia docisku i/lub wprowadzenie jednostki dociskającej z odciążeniem.

4.1. Rozwiązanie zamykania - w ramach stanowiska badawczego.

Zazwyczaj szybkie szczelne zamykanie otworów korpusu zaworu nie służy sprawdzeniu wartości jednego parametru. Szczególnie w badaniach typu lub badaniach odbiorczych rozwiązanie szczelnego zamykania jest wykorzystywane jako fragment stanowiska, na którym dąży się by można było sprawdzić jak największą ilość parametrów technicznych.

Podane w wariantcie 1 rozwiązanie zamykania pokazano w ujęciu powiązania z innymi zespołami tworzącymi wspólnie stanowisko badawcze do badań szczelności i wytrzymałości korpusów zaworów. Rozwiązanie stanowiska ujęte w dokumentacji konstrukcyjnej 1809A zaprezentowano dla wybranej wielkości zaworu DN 80. Celem było sprawdzenie w jakim stopniu rozwiązanie zamykania realizowane przez zespoły 3 i 4 rzutuje na rozwiązanie całego stanowiska i czy koncepcja zastosowania uniwersalnej jednostki dociskającej z odciążeniem opisanej w punktach 4.2.1 i 4.2.2 jest przydatna do budowy stanowisk badawczych i wykonywania sprawdzeń. Przedstawione rozwiązanie stanowiska jest alternatywnym rozwiązaniem stanowiska na którym zastosowano klasyczne zamykanie z jedną pokrywą dokręcaną śrubami i dwoma otworami zamykanymi dociskiem prasy hydraulicznej.

Alternatywne rozwiązanie zawiera elementy stanowiska zabudowane na łożu o wymiarach 1000 x 300 x 100 z trzema rowkami teowymi pod śruby M16. Do łoża przytwierdzone są śrubami M16 wspornik L (lewy, nr części 110) i wspornik P.

Do wspornika L zamocowano jednostkę dociskową z odciążeniem DN80

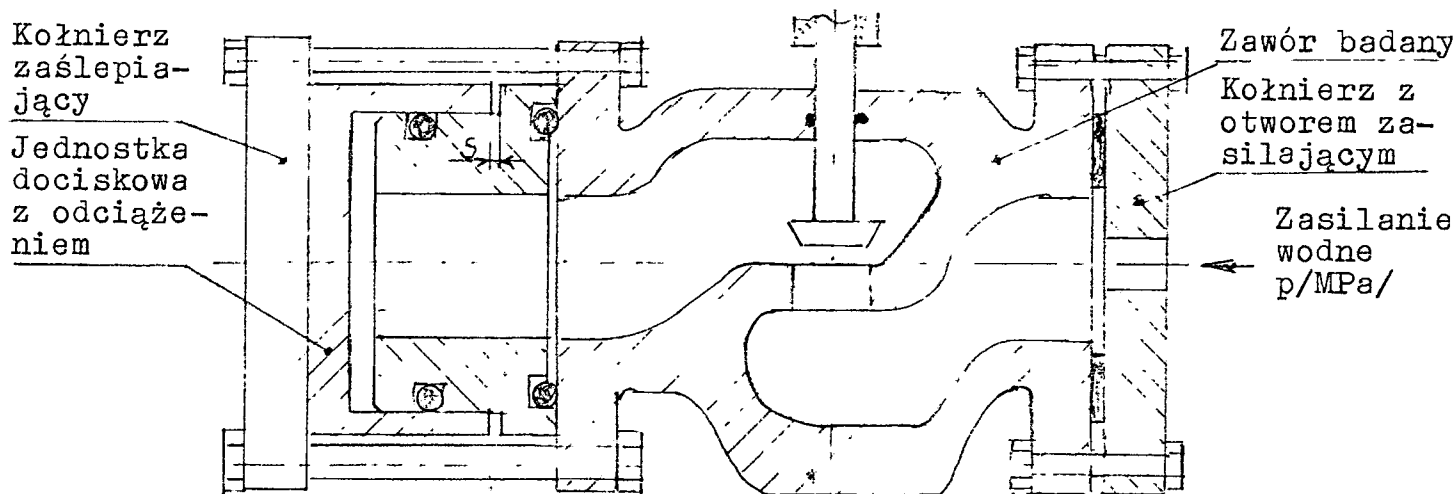
(nr części 130), do wspornika P. jednostkę dociskowo-dystansową. Zawór badany umieszczony jest na dwóch podporach zamocowanych do łoża. Zabezpieczają one również zawór przed obrotem.

Zamykanie następuje przez jednostkę dociskową z odciążeniem działającą podobnie jak siłownik tłokowy oddziałującą przez docisk I wyposażony w przegub kulowy. Jednostka dociskowo-dystansowa również posiada docisk II wyposażony w przegub kulowy. W trakcie mocowania badanego zaworu ręcznym dociskiem likwiduje się luzy, a przez pokręcenie nakrętki (nr części 153) zadaje się niewielki docisk śrubą. Po podaniu ciśnienia następuje niezbędny docisk ruchomego elementu jednostki dociskowej z odciążeniem do powierzchni zamykanego elementu.

4.2. Zunifikowane zamykanie otworów w korpusach zaworów.

Problemy omówione we wprowadzeniu - punkt 3 niniejszego opracowania związane z szczelnym zamykaniem otworów korpusów zaworów do wnętrza, których doprowadza się ciśnienie skłoniły do poszukiwań innych rozwiązań. Przyjęto założenie, że zamiast zwiększać siłę docisku pokryw zamykających wraz ze wzrostem doprowadzanego do wnętrza korpusu ciśnienia należy uzależnić wzrost siły docisku od doprowadzanego ciśnienia. W oparciu o przyjęte założenie opracowano konstrukcję zespołu zamykającego nazwanego jednostką dociskową z odciążeniem. Zunifikowane rozwiązanie konstrukcyjne o Nr rys. ,1809B opracowano dla jednostki dociskowej z odciążeniem o średnicy nominalnej DN 40. Według podanego rysunku wykonano model jednostki i sprawdzono skuteczność zamykania przez nią korpusu zaworu.

Do badań jednostkę zamontowano do zaworu zgodnie z rys.1

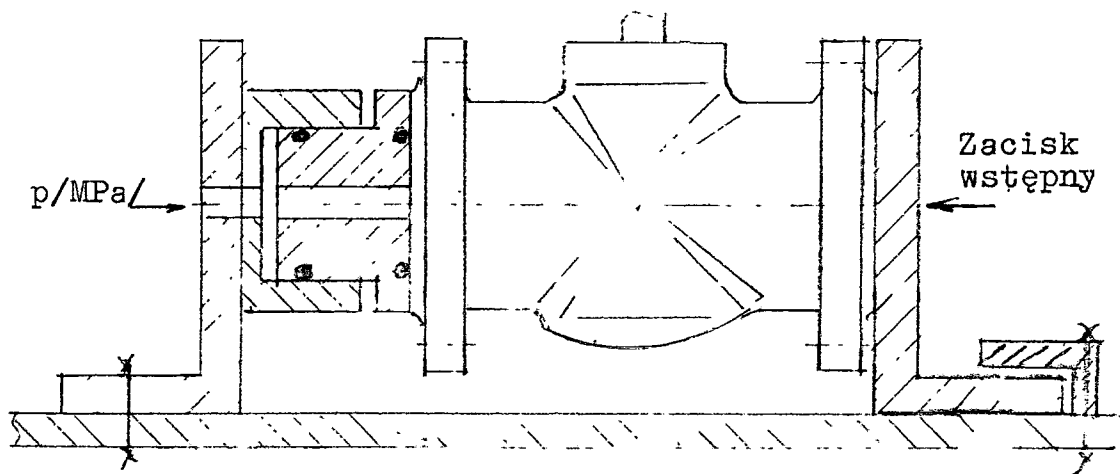


Rys. 1.

Kołnierz z otworem do zasilania zamontowano do zaworu w sposób tradycyjny (śruby, uszczelka klingerytowa). Z drugiej strony zaworu wykorzystano kołnierz zaślepiający jako element wiążący, poprzez śruby, jednostkę z zaworem. Korzystano ze śrub M16, ale ich nakrętki dokręcono ręcznie (bez docisku kluczem). Po rozpoczęciu zasilania zestawu wodą występował wyciek wody na styku kołnierz zaworu-tłok jednostki, dystans $s=0$. Przy wzroście ciśnienia do 0,1 MPa wyciek ustał, szczelina s powiększyła się do wartości $s \approx 0,1\text{mm}$. Zwiększono ciśnienie do ciśnienia próby $P_p = 1,5 \text{ PN}$, w tym przypadku do 2,4 MPa. Szczelina s powiększyła się, osiągając wartość $s \approx 0,3 \text{ mm}$, co świadczy o zacisku uszczelki „0”. Przetrzymano przy ciśnieniu 2,4 MPa zestaw badany przez 15 min; przez cały czas układ był szczelny. Po stopniowym obniżeniu ciśnienia zasilania w końcowej fazie tłok jednostki odsunął się od kołnierza badanego zaworu, nastąpiło wykroplenie wody z wnętrza zaworu, a nakrętki śrub mocujących jednostkę zostały zluźnione. Próbę powtórzono 10-krotnie z identycznym pozytywnym rezultatem. Przeprowadzony eksperyment potwierdził słuszność przyjętych założeń i przydatność zastosowania jednostki dociskowej z odciążeniem do sprawdzenia szczelności zewnętrznej korpusów zaworów i ich wytrzymałości.

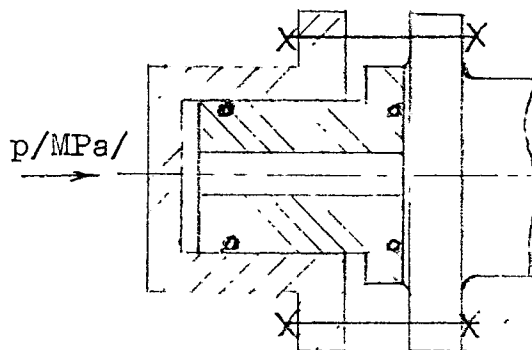
Poniżej przedstawiono uznane za podstawowe rozwiązania zastosowania jednostek dociskowych z odciążeniem do zamykania otworów w korpusach zaworów.

4.2.1. Jednostka dociskowa z odciążeniem i ze sztywnymi ścianami oporowymi



Rys.2

4.2.2. Jednostka dociskowa z odciążeniem i wykorzystaniem kołnierzy

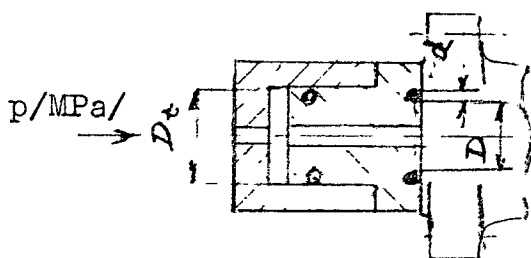


Rys.3

Przedstawione na rysunkach 2 i 3 zastosowania jednostek dociskowych z odciążeniem przewidywane są dla różniących się pomiędzy sobą zastosowań. Podany w punkcie 4.2.1. schemat rozwiązania zamknięcia przewiduje się do zastosowań dla korpusów zaworów bezkołnierzowych.. Natomiast schemat rozwiązania zamknięcia podany w punkcie 4.2.2 przewidziano dla korpusów zaworów z kołnierzami. Rozwiązanie to przewidziano również dla przypadków kiedy sprawdzenie powinno być przeprowadzone dodatkowo na życzenie klienta u niego lub poza stanowiskiem. Wtedy prosty sposób zamknięcia jednostkami dociskowymi z odciążeniem dwu lub trzech otworów może być najtańszym i najprostszym rozwiązaniem.

4.3. Wyznaczenie parametrów jednostki dociskowej z odciążeniem.

Poniżej przedstawiono podstawowe zależności w oparciu, o które można wyznaczyć parametry jednostki dociskowej z odciążeniem opierając się na schemacie jej rozwiązania konstrukcyjnego podanego na rys. 4.



Rys. 4

gdzie: p - ciśnienie

D_t - średnica tłoka

D - średnica wewnętrzna uszczelki „0”

d - średnica oringa.

Po zamontowaniu jednostki w zespół z badanym zaworem lub/i dwóch jednostek na obu kołnierzach rozpatrywany jest stan przy podaniu ciśnienia p do jednej lub obu komór korpusu zaworu.

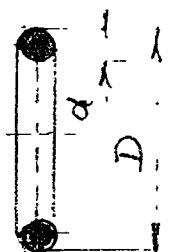
Niezależnie od sposobu rozwiązania przedstawionego w p.4.2.1. lub 4.2.2. pomijając opory tarcia w jednostce, wywierana przez jednostkę siła docisku P_z dla $D_t > D$ wyniesie:

$$P_z = \frac{\pi \cdot p}{4} (D_t^2 - D^2)$$

Nazywając uszczelkę „0” na tłoku uszczelką tłokową, a uszczelkę „0” na kołnierzu - kołnierzową w zależności od wielkości każdej uszczelki mogą wystąpić dwa przypadki:

- obie uszczelki są identyczne
- uszczelka tłokowa jest większa od kołnierzowej

Dla przypadku uszczelki identycznych; przyjmując podane na rys. 5 znormalizowane oznaczenia dla uszczelki „0” otrzymamy



Rys. 5

- 12 -

$$P_z = \frac{\pi \cdot p}{4} \cdot [(D+2d)^2 - D^2] \quad \text{gdzie: } Dt = D+2d$$

skąd po przeliczeniach

$$P_z = \pi \cdot p \cdot d (D+d)$$

I tak dla przypadku modelu jednostki DN40 z uszczelkami „0” 53,2 x 5,6

$$D = 53,2 \text{ mm} = 0,0532 \text{ m.}$$

$$d = 5,6 \text{ mm} = 0,0056 \text{ m.}$$

$$p = 2,4 \text{ MPa} = 2,4 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_z = \pi \cdot 2,4 \cdot 10^6 \cdot 0,0056 (0,0532 + 0,0056) = 2480,6 \text{ (N)}$$

Jak to potwierdzono w badaniach jest to siła wystarczająca do zamknięcia i uszczelnienia otworów korpusu przy sprawdzeniu jego wytrzymałości dla PN16. Większe siły P_z można uzyskać dla przypadku $Dt > D_k + 2 d_k$

gdzie: Dt - zewnętrzna średnica uszczelki na tłoku,

D_k - wewnętrzna średnica uszczelki kołnierzowej,

d_k - grubość uszczelki kołnierzowej,

Wartość siły P_z w tym przypadku wyniesie:

$$P_z = \frac{\pi \cdot p}{4} \cdot (Dt^2 - D_k^2)$$

5. Rozwiązanie zamknięcia gniazd w korpusach zaworów.

Częstym przypadkiem przy stosowaniu gniazd z zredukowaną powierzchnią przelotu jest sprawdzenie szczelności pomiędzy powierzchniami styku gniazda i korpusu zaworu. Sprawdzenie to może być przeprowadzone po uprzednim zamknięciu przelotu w gnieździe zaworu. Jest to przypadek zamknięcia bezkołnierzowego otworu walcowego,

14

z ograniczonym dostępem do dolnej części gniazda wyłącznie przez przelot. Na rysunkach 1809C i 1809D przedstawiono sposób zamknięcia z wykorzystaniem mimośrodowego jedno oraz dwu ryglowego szczelnego zamocowania.

W obu przypadkach ciśnienie (sprężone powietrze 0,6 MPa) podawane jest przez otwór w kołnierzu wlotowym zaworu. Po nawilżeniu powierzchni czołowych aerozolu do sprawdzania szczelności w instalacjach gazowych lub roztworem wody z mydłem obserwuje się czy nie następuje pojawienie pęcherzyków (baniek mydlanych) świadczących o nieszczelności. Zaślepka, 1-ryglowa przewidziana jest dla średnic nominalnych w typoszeregu, nie większych od DN 50 zaślepka 2-ryglowa lub 12-ryglowa dla średnic większych. Zamknięcie następuje po obrocie rygla o 180° , w obu przypadkach przewidziano powtarzalną jednoznacznie ukierunkowaną obserwację zewnętrzną zamknięcia poprzez jednokierunkowe ustawienie pokrętła (nr części 3.4) i kółka walcowego (nr części 3.7) w zaślepce 1-ryglowej i w zdublowanych ryglach (nr części 2.02) w zaślepkach 2-ryglowych. Dla większych średnic przewidziano zaślepki n-ryglowe, symetrycznie rozmieszczone na obwodzie.

6. Zaślepianie otworów dla sprawdzeń wytrzymałości i szczelności zaworów .

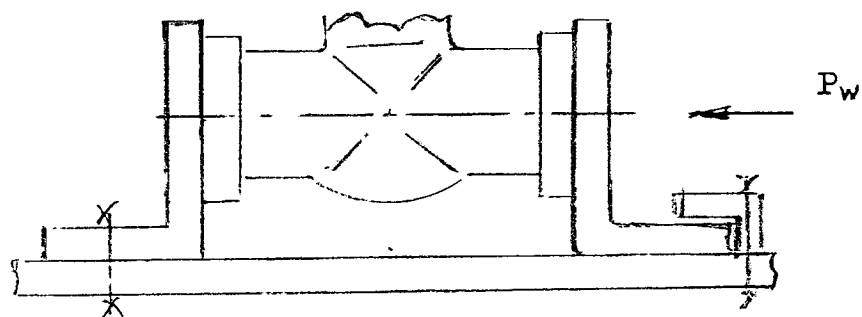
Sprawdzenia szczelności i wytrzymałości korpusów zaworów wykonywane są pod większym ciśnieniem niż ciśnienie nominalne PN będące dopuszczalną granicą dla eksploatacji. Wymagania norm krajowych i międzynarodowych ustalają, że ciśnienia zadawane P_p dla sprawdzeń wytrzymałości i szczelności nie wykraczają poza przedział $PN \leq P_p \leq 1,5 PN$.

Wartość górnego zakresu dotyczy sprawdzeń wytrzymałości. Natomiast dla wartości mniejszych od wartości granicznych sprawdzana jest szczelność. Wartości p_p dla sprawdzeń szczelności zależą od rodzaju płynu użytego do sprawdzeń są one zazwyczaj mniejsze dla gazów i pary a większe dla cieczy. Podane wymagania powodują, że sprawdzenia wytrzymałości i szczelności wykonywane są nie w takich samych warunkach w jakich normalnie pracują zawory. Klasyczne metody zamykania w czasie omawianych sprawdzeń polegają na docisku pokryw z uszczelnieniem do zaślepianych otworów. Natomiast w normalnej eksploatacji są one bardziej narażone na rozciąganie ze względu na przeniesienie siły poosiowej powstałej na zawieradle na połączenie kołnierzowe rurociągu.

Istotą połączeń kołnierzowych jest mocowanie kołnierzy z kołnierzami przy odpowiednio dużej sile zacisku. Niezbędne jest to dla zaciśnięcia uszczelki w ten sposób, by przy wywołanych ciśnieniach i powstaniu dużych sił poosiowych rurociągu rozciągnięcie śrub mocujących kołnierze pozostawiało szczątkowy zacisk uszczelki zapewniający szczelność. Należy zwrócić tu uwagę na fakt, że wtedy korpus zaworu nie jest ściskany.

W przypadku zaś ściskania korpusu w czasie sprawdzeń może nastąpić uszkodzenie elementów wewnętrznych, dodatkowe powiększenie nieszczelności gniazda, a nawet uszkodzenie (pęknięcie) korpusu.

Dlatego rozważono by dla takich sprawdzeń występujące siły przenieść na obrzeże badanych zaworów lub wykorzystać podobny rozkład sił jak dla połączenia kołnierzowego. Poniżej podano propozycje sposobu zamknięcia otworów, bez obciążania dodatkowo korpusu zaworu. Sposób rozwiązania, z sztywnymi podporami (wspornikami) i ze wstępnym zaciskiem P , pokazano na rys. 6.



Rys. 6

We wszystkich jednak podanych wariantach rozwiązań niezbędne jest wywołanie wstępnego zacisku P_w .

Zacisk wstępny P_w można uzyskać:

- ręcznym mechanizmem śrubowym
- siłownikami hydraulicznymi
- siłownikami pneumatycznymi
- siłownikami pneumatycznymi ze wzmocnieniem siły (z wykorzystaniem mechanizmu klinowego)

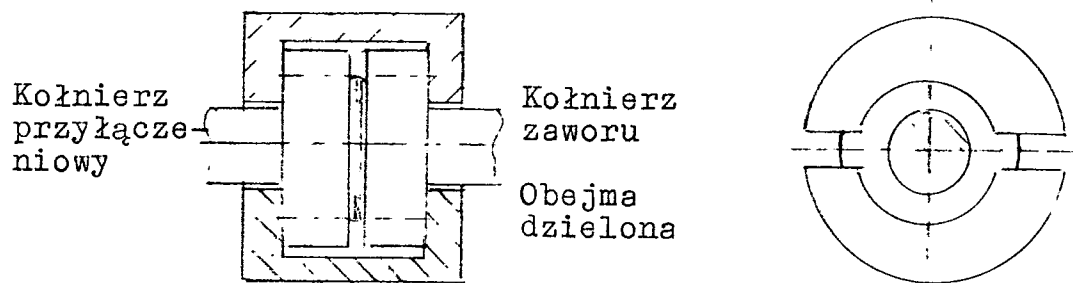
W każdym wariantcie zacisk wstępny P_w musi zapewnić odpowiednie zgniecenie uszczelki, a podpory muszą być sztywne, równocześnie powinien być on mniejszy od niezbędnej dla szczelnego zamknięcia siły P_z .

Inna metoda to wykorzystanie rozkładu sił podobnego do połączenia kołnierzy na rurociągu co jest naturalnym sposobem łączenia, nie obciążającym korpusu.

Można zastosować tu dwa sposoby:

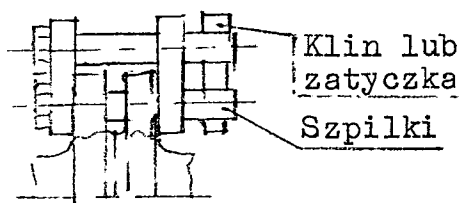
- a) bez wykorzystania owiercenia kołnierzy - rys. 7.

Obejma luźno nasuwana na kołnierze, likwidacja luzu i zacisk uszczelki jednostką dociskową z odciążeniem.



Rys. 7

b) z wykorzystaniem owiercenia kołnierzy: - rys. 8

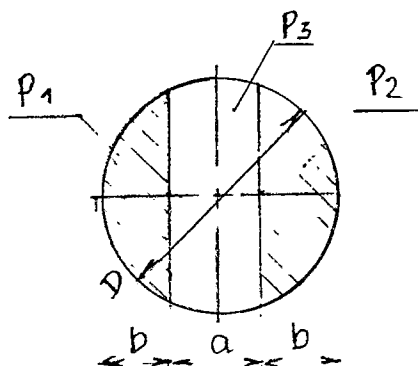


Rys. 8

Proponowane szybkozłącze stosowane byłoby do wszystkich otworów kołnierza, a przekrój dwóch szpilek w miejscu rowka równy przekrojowi normalnej śruby do łączenia kołnierzy. Szerokość klina lub zatyczki przyjęto dla schematu podanego na rys. 9 przyjęto taką by spełnione były przytoczone zależności a pole przekroju dla obu szpilek było równe pełnemu polu przekroju wynikającego ze średnicy D .

Po obliczeniach:

$$\begin{aligned} a &= 0,4 D && \text{dla } P_1 = P_2 \\ b &= 0,3 D && P_1 + P_2 = P_3 \end{aligned}$$



Rys. 9

Sposób ten nie wymaga umieszczania badanych korpusów na specjalnym stanowisku. Likwidacja luzów i zacisk uszczelki realizowany jest przez jednostką dociskową z obciążeniem.

Efektom analizy nie tylko przytoczonych rozwiązań i przeprowadzonych sprawdzeń jest wniosek, że jednostka dociskowa z obciążeniem spełnia wymagania jakie postawiono (dla innego niż to jest obecnie stosowane) sposobu zamykania otworów w korpusach zaworów.

7. Docisk uszczelek.

7.1. Uszczelki gumowe płaskie.

Współczynnik uszczelnienia n jest to stosunek zewnętrznej siły uszczelniającej P_z do przeciwdziałającej jej siły wewnętrznej P_i .

$$n = \frac{P_z}{P_i}$$

I tak dla ciśnień do 1 MPa przyjmuje się $n = 2$, przy ciśnieniach do 5 MPa przyjmuje się $n = 3$.

Wartości nacisków oblicza się z zależności

$$P_d = \frac{4 (P_z - P_i)}{\pi \cdot (D_a^2 - D_i^2)}$$

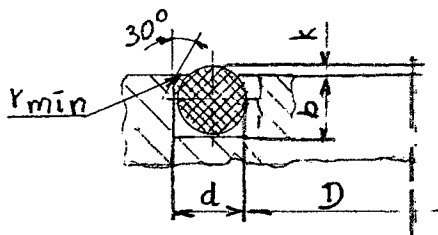
gdzie: - D_a - zewnętrzna średnica powierzchni uszczelnianej

- D_i - wewnętrzna średnica powierzchni uszczelnianej

7.2. Uszczelki typu „0”

Dopuszcza się ich stosowanie do ciśnień $p_p = 100$ MPa

Rozwiązanie sposobu umiejscowienia w pokrywach zamykających uszczelki typu „0” przedstawiono na rys. 10



$$k = d - b$$

Rys. 10

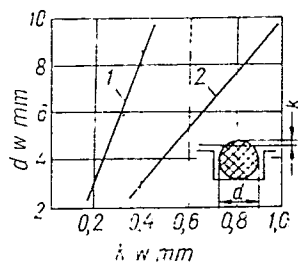
Zacisk wstępny to względne odkształcenie przekroju pierścienia w

$$w = \frac{d - b}{d}$$

W oparciu o Poradnik Hydraulika w Budowie Maszyn T.M. Baszty przedstawi ono poniżej wykresy podające zmianę zacisku wstępnego (najmniejszego i największego) w zależności od średnicy d uszczelki typu „0” i głębokości b rowka w którym jest on umiejscowiony w pokrywie.

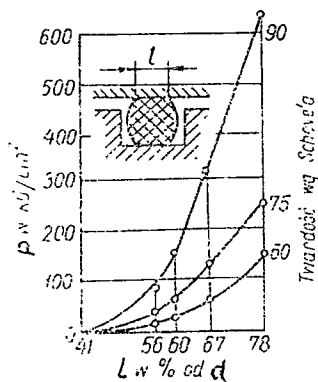
gdzie: 1 - zacisk najmniejszy

2 - zacisk największy



Rys. 11

W zależności od ciśnienia i twardości gumy uszczelki „0” szerokość jej przylegania L do powierzchni czołowych kołnierzy korpusu zmienia się tak jak to pokazano na rysunku 13.



Rys. 12

Zakładając $L = 0,6 d$

Siła zacisku P_z

$$P_z = p \cdot \pi (D+0,6d) \cdot d \text{ (N)}$$

gdzie : p - [Pa]; D - [m.]; d - [m.]

Wartość p . przyjmuje się w oparciu o rys. 12 dla odpowiednich wartości d i twardości gumy. Rysunek przytoczono z poradnika T.M.Baszy patrz punkt 7.1.

Przeprowadzono próbę ściskania uszczelek „0” o twardości 70^0 Schore’a o wymiarach 60×5 i 90×5 .

Dla względnego odkształcenia uszczelki dla $\frac{\Delta d}{d} = 0,035,$

gdzie: d - grubość uszczelek - średnica „oringa”

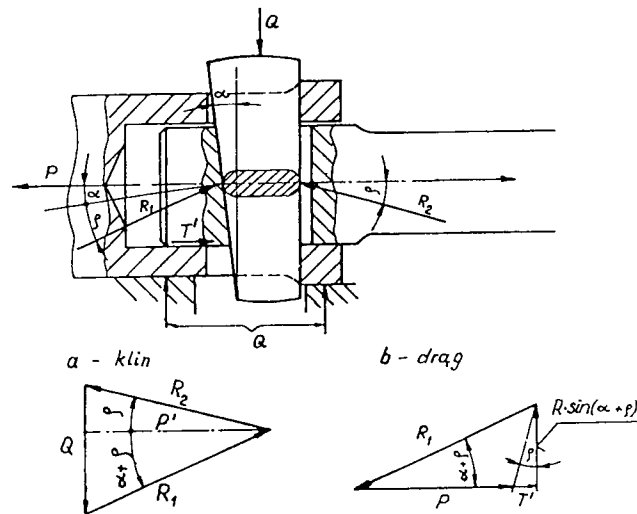
Δd - zmniejszenie grubości pod wpływem zacisku

siła zacisku wyniesie $P_z \cong 10 (D+d) \text{ [N]}$

gdzie: D i d - [mm]

8. Zwiększenie siły docisku za pomocą połączeń klinowych.

Połączenie klinowe jako maszyna prosta może być wykorzystywane do zwielokrotnienia siły rozciągającej lub ściskającej połączenie. W przypadku gdy klin jest wciskany w swoje gniazdo powodujemy że siła Q przewyższa siłę P i drąg przesuwają się w głąb tulei. Przyjmując ten sam kąt tarcia ρ dla współpracujących ze sobą powierzchni w oparciu o rys. 13 otrzymamy poniżej podane współzależności.



Rys. 13

Rysunek 13 jest ilustracją połączenia klinowego jako maszyny prostej oraz wieloboku sił działających: **a** - na klin, **b** - na drag.

Z wieloboku sił działających na klin, zgodnie z rys. 13 otrzymamy że:

$$Q = P' [\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg} \rho]$$

zaś z wieloboku sił działających na drag, zgodnie z rys. 13b

otrzymamy: $P' = P + T' = (P + T') \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \operatorname{tg} \rho$

skąd:

$$P' = \frac{P}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \operatorname{tg} \rho}$$

Ponieważ kąty α oraz ρ są małe z wystarczającą dokładnością dla obliczeń technicznych możemy przyjąć, że:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \operatorname{tg} \rho \approx 0$$

$$P' \approx P$$

$$Q \approx P [\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg} \rho].$$

W przypadku, gdy siła **P** przewyższa siłę **Q** powoduje wyciskanie klina z jego gniazda, otrzymamy:

$$Q \approx P [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \operatorname{tg} \rho].$$

Sprawność połączenia klinowego jako maszyny prostej opisywana jest zależnością przy:

- wciskaniu klina w jego gniazda

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg} \rho}$$

- wyciskaniu klina z jego gniazda

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Jak więc widać, relacja między siłami **P** i **Q** zależy od kąta pochylenia klina α i współczynnika tarcia ρ ;

Największe siły zacisku występują dla małych kątów α i małego współczynnika tarcia ρ . Połączenia poprzeczne klinowe w normalnym zastosowaniu mają kąt α odpowiadający pochyleniu 1:100 i dlatego bardzo często jest on pomijany przy wyznaczaniu siły **Q**. Wówczas $Q = 2 P \cdot \operatorname{tg} \rho$

I tak np. przyjmując współczynnik tarcia stali o stal $\mu = \operatorname{tg} \rho = 0,17$

$$Q = 2 \cdot 0,17 \cdot P. = 0,34 P.$$

skąd:

$$\frac{P}{Q} \approx 2,9$$

Uzyskuje się prawie trzykrotne przewyższenie

Wyższe przewyższenie można uzyskać zastępując elementy ślizgowe elementami tocznymi

$$\mu_t = \frac{f}{r}$$

gdzie: f - ramię momentu tarcia,

r - promień koła toczne.

dla kulek stalowych $f = 0,004$

skąd :

$$Q = 2 \cdot P \cdot \frac{f}{r}$$

$$Q = 2 \cdot P \cdot \frac{0,004}{r} \quad \text{gdzie : } r \text{ (cm)}$$

I tak dla kulki o $r = 1 \text{ cm}$

$$Q = 0,008 \cdot P$$

$$\frac{P}{Q} \approx 125$$

W zastosowaniach technicznych praktycznie wykorzystywane są przewyższenia kilka razy mniejsze. Wynika to z trudności utrzymania w sposób stabilny małego współczynnika tarcia i nie dopuszczenia do odkształceń plastycznych powodowanych przez naciski elementu tocznego. W specjalnych rozwiązaniach siłowników do uchwytów firma Festo stosuje przewyższenie

$$\frac{P}{Q} \approx 10:1$$

9. Podsumowanie

Prace zrealizowane w ramach zlecenia S1842 pozwoliły sprawdzić nowe sposoby szczelnego i szybkiego zamknięcia otworów przelotowych w korpusach zaworów regulujących jak i stosowanych jako armatura dla instalacji z przepływem płynu. Sprawdzono koncepcję zamknięcia otworów stosując rozwiązanie wykorzystujące połączenie klinowe dla zwielokrotnienia siły docisku siłownika na pokrywy przesłaniające otwory w korpusie zaworu.

Koncepcja docisku z wykorzystaniem połączenia klinowego ma uniwersalne zastosowanie zarówno dla:

- dotychczas stosowanego docisku za pomocą siłowników - cylindrów pneumatycznych, hydraulicznych lub pras,

- docisku wstępnego dla proponowanych nowych rozwiązań z jednostką dociskającą z odciążeniem.

W pierwszym przypadku realizacja docisku może być realizowana za pomocą siłownika, którego siła rozwijana na tłoku jest zwielokrotniona do wartości siły docisku niezbędnej dla szczelnego zamknięcia. Wykazano, że teoretycznie możliwe jest ponad stu krotne zwielokrotnienie siły dla wywołania pożądanego docisku. Wykazano, że możliwe jest to tylko w przypadku wprowadzenia tarcia tocznego z zastosowaniem elementów pośredniczących typu kulki, baryłki czy rolki pomiędzy współpracującymi powierzchniami połączenia klinowego. W takim rozwiązaniu możliwy jest zakup siłownika o zminimalizowanej wielkości tym samym po najmniejszych kosztach. W przypadku eksploatacji, takiego siłownika będzie zużywana niezbędna i zarazem najmniejsza ilość energii potrzebna do szczelnego zamknięcia. Równocześnie stosując siłowniki typu tandem dysponuje się prawie 100% nadmiarem, który przy tych samych dobranych wielkościach siłowników może być wykorzystywany dla szczelnego zamykania w nietypowych przypadkach przewyższenia parametrów np. ciśnienia próbnego dla badań wytrzymałości i szczelności korpusów zaworu.

W drugim przypadku wykorzystania połączenia klinowego dla docisku wstępnego może być stosowana dla uniknięcia przecieku w wstępnej fazie osiągania ciśnienia próbnego lub dla realizacji szybkiego mocowania jednostki dociskającej z odciążeniem.

Z zebranych danych i obliczeń przeprowadzonych sprawdzeń modelu jednostki dociskającej z odciążeniem stwierdzono że:

- zastosowanie takich jednostek nie zniekształca wyników sprawdzeń przy dużych ciśnieniach próbnych. Wynika to z realizacji docisku z wprowadzonym odciążeniem powodującym zrównoważenie działających sił na kołnierzach otworów korpusu,

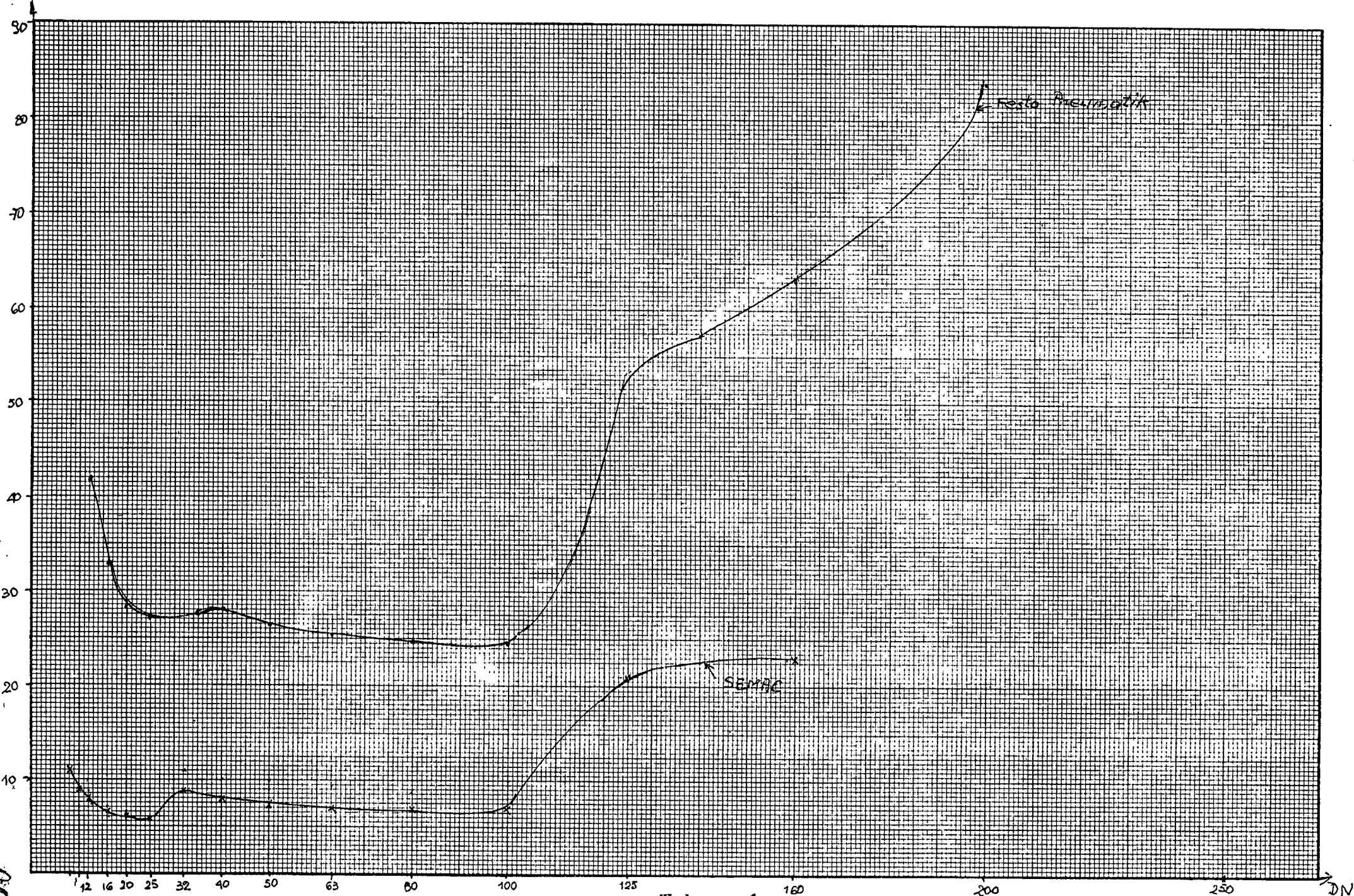
- powoduje eliminację konstrukcji pośrednich, o dużej wytrzymałości, tworzących sztywne ściany oporowe dla siły dociskającej pokrywy zamykające otwory korpusu zaworu,
- uzyskuje się zwiększenie szczelności zamknięcia wraz z narastaniem ciśnienia próbnego co jest rozwiązaniem strukturalnie bezpieczniejszym. Ma to również szczególne znaczenie dla uzyskania szczelności zamknięcia przy ciśnieniach nominalnych od 2 do 40 MPa i większych, przy których ujawnienie się nieszczelności nie tylko powoduje zagrożenia dla obsługi, osprzętu jak i również nastęcza większe trudności z jego usunięciem.

Sprawdzono i ustalono typowe rozwiązanie doboru uszczelek i ich konstrukcyjnego umiejscowienia na pokrywach zamykających w oparciu o rozwiązania opracowane w Niemczech dla przyrządów pracujących pod wysokim ciśnieniem. Rozwiązania sprawdzono i wprowadzono do rozwiązania jednostki dociskającej z odciążeniem. Określono w jakim zakresie wielkości siłowników pneumatycznych ich koszt zakupu jest najmniejszy .Ilustrację powyższego podano na wykresie 1.

Trafność wykazanego na nim zakresu minimalnych kosztów potwierdzono u krajowego producenta siłowników pneumatycznych PREMY Kielce.

Opracowano 3 warianty dokumentacji konstrukcyjnej rozwiązanie jednostki dociskającej z odciążeniem. Podano sposób obliczania jej parametrów dla różnych wielkości korpusów zaworów opisywanych średnicą nominalną DN i ciśnien nominalnych PN.

$$K = \frac{c_{ena}}{DN}$$



Wykres 1

80