

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY

KIERUNEK: ROBOTYKA I AUTOMATYZACJA PROCESÓW

PROJEKTOWANIE UKŁADÓW
ELEKTROHYDRAULICZNYCH I
ELEKTROPNEUMATYCZNYCH

Prasa hydrauliczna do zgniatania puszek aluminiowych po napojach
chłodzących, butelek plastikowych oraz opakowań kartonowych po
sokach

AUTOR/AUTORZY:
Anna Brzezińska, 233965

PROWADZĄCY:
mgr inż. Mateusz Rydlewski

Spis treści

1.	Krótko o prasie hydraulicznej	3
1.1	Co to jest prasa hydrauliczna?	3
1.2	Zasada działania prasy hydraulicznej	3
1.3	Klasyfikacja prasy hydraulicznej.....	4
1.3.1	Ze względu na technologiczne przeznaczenie	4
1.3.2	Ze względu na kierunek działania suwaka	4
1.4	Napęd prasy hydraulicznej	5
1.5	Napęd pompy bezakumulatorowy	5
1.7	Zalety prasy hydraulicznej.....	7
1.8	Założenia projektowe prasy hydraulicznej	8
1.9	Analiza rozwiązań technicznych	8
1.9.1	Tablice morfologiczne	8
1.9.2	Metoda decyzji wymuszonych.....	15
2.	Schemat projektowanej prasy hydraulicznej.....	18
3.	Dobór elementów projektowanego schematu hydraulicznego	18
3.1	Dobór pompy	18
3.2	Obliczenia powierzchni i średnicy tłoka	19
3.2.1	Obliczenia prędkości suwu tłoka	20
3.2.2	Obliczenia mocy użytecznej pompy	20
3.3	Podział przewodów w układzie projektowanej prasy hydraulicznej	20
3.3.1	Przewody ssawne	21
3.3.2	Przewody spływowe	21
3.3.3	Przewody ciśnieniowe	21
3.3.4	Dobór zaworów.....	21
3.4	Dobór pozostałych elementów	22
3.5	Dobór silnika elektrycznego	24
4.	Straty ciśnienia w projektowanej prasie hydraulicznej	25
4.1	Podział przewodów w układzie projektowanej prasy hydraulicznej	25
4.2	straty ciśnienia w przewodach hydraulicznych	26
4.2.1	Przewody ssawne	27
4.2.2	Przewody ciśnieniowe	28
4.2.3	Przewody spływowe	31
4.2.4	Łączna suma strat ciśnienia we wszystkich przewodach.....	33
4.3	Straty miejscowe.....	34
4.3.1	Trójnik	34

4.3.2	Kolanko.....	36
4.3.3	Zwężenie.....	37
4.3.4	Łączna suma strat ciśnienia miejscowe w układzie hydraulicznym.....	38
4.4	Całkowite straty układu hydraulicznego	39
5.	Wyznaczanie punktu pracy	41
6.	Podsumowanie.....	42
7.	Źródła	42

1. KRÓTKO O PRASIE HYDRAULICZNEJ

1.1 CO TO JEST PRASA HYDRAULICZNA?

Prasa hydrauliczna to urządzenie wielokrotnie zwiększające siłę nacisku poprzez wykorzystanie zjawiska stałości ciśnienia w zamkniętym układzie hydraulicznym – innymi słowy wykorzystuje ono siłę cieczy hydraulicznej w celu wytworzenia siły nacisku. Praca tego systemu opiera się na działaniu Prawa Pascala i znajduje zastosowanie w codziennym życiu. Układy hamulcowe w samochodach, windy, podnośniki samochodowe, a także plastyczna obróbka metali to niektóre z zastosowań prasy hydraulicznej [1].

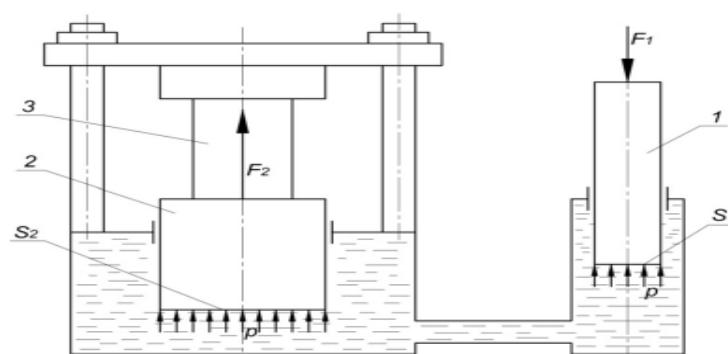
1.2 ZASADA DZIAŁANIA PRASY HYDRAULICZNEJ

Prasa hydrauliczna jest maszyną technologiczną o działaniu statycznym, w której do napędu układów roboczych, wykorzystuje się ciecz dostarczaną pod wysokim ciśnieniem. Łańcuch energetyczny pras z napędem hydraulicznym składa się z urządzeń zamieniających energię mechaniczną w energię ciśnienia cieczy roboczej (pompa hydrauliczna), a ta z kolei w cylindrze prasy, zostaje przekształcona w pracę mechaniczną. Najogólniej prasa hydrauliczna będzie składała się z dwóch naczyń połączonych i wypełnionych cieczą, w których znajdują się tłoki lub nurniki. Jeżeli do nurnika 1 zostanie przyłożona siła F_1 , to pod nim wytworzy się ciśnienie p , równe iloczynowi przyłożonej siły i pola powierzchni nurnika S_1 . Według prawa Pascala ciśnienie rozchodzi się w cieczy równomiernie i działając na podstawę nurnika 2 o powierzchni S_2 , powoduje powstanie siły F_2 , która działa na obrabiany element 3. Siły pochodzące od ciśnienia hydrostatycznego działającego na ścianki boczne nurników i cylindrów równoważą się nie dając siły wypadkowej. W rezultacie działając nawet stosunkowo niewielką siłą F_1 na nurnik o małej średnicy, możliwe jest uzyskanie znacznych nacisków F_2 wywieranych przez nurnik o większej średnicy. W prasach hydraulicznych powszechnie stosowanych do realizacji procesów technologicznych, ciecz pod wysokim ciśnieniem uzyskuje się w specjalnych urządzeniach – zasilaczach hydraulicznych, która następnie doprowadzona jest do cylindrów roboczych maszyny.

W oparciu o prawo Pascala można zapisać warunek na wartość siły nacisku prasy hydraulicznej (napędzanej ręcznie):

$$F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1} \quad (1.1)$$

Gdzie: F_2 - siła nacisku suwaka prasy(nurnika roboczego), F_1 - siła nacisku na nurnik napędowy, S_1 - średnica nurnika napędowego, S_2 - średnica nurnika roboczego.



Rysunek 1.1. Ogólna zasada działania prasy hydraulicznej: 1 - nurnik napędowy, 2 – nurnik roboczy, 3 – prasowany element [1]

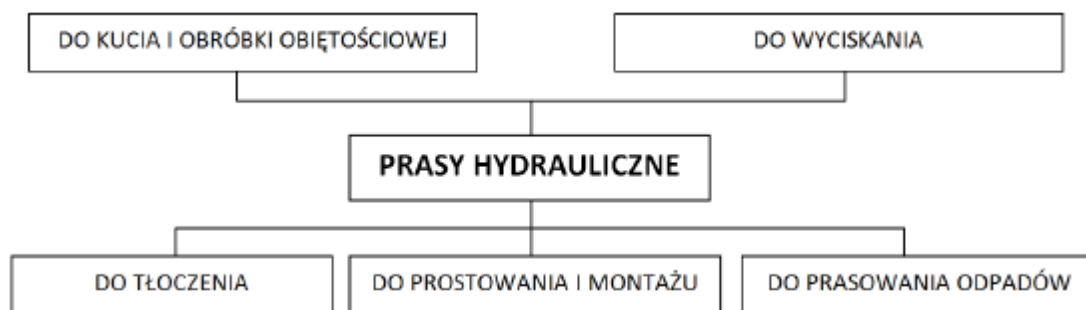
Głównym parametrem prasy hydraulicznej jest nacisk nominalny F_n wyrażający iloczyn ciśnienia nominalnego panującego w cylindrze roboczym oraz powierzchni poprzecznego przekroju tłoka, na które działa ciśnienie cieczy.

1.3 KLASYFIKACJA PRASY HYDRAULICZNEJ

1.3.1 Ze względu na technologiczne przeznaczenie

W zależności od przeznaczenia technologicznego, prasy hydrauliczne różnią się między sobą konstrukcją zasadniczych zespołów, ich położeniem, ilością oraz wartością podstawowych parametrów. W zależności od przeznaczenia technologicznego prasy hydrauliczne można podzielić na maszyny do obróbki plastycznej metali oraz do prasowania materiałów niemetalowych.

W związku z faktem, iż tematem realizowanego projektu jest prasa hydrauliczna stosowana do prasowania puszek aluminiowych, poniżej została przedstawiona klasyfikacja pras hydraulicznych stosowanych do obróbki plastycznej metali.



Rysunek 1.2. Podział pras hydraulicznych ze względu na przeznaczenie. [1]

Technologiczne przeznaczenie maszyny określa jej konstrukcję, rodzaj korpusu (prasa kolumnowa, ramowa, dwustojakowa, wysięgowa), typ, wykonanie oraz ilość cylindrów hydraulicznych (nurnikowe, tłokowe, nurnikowo – różnicowe).

1.3.2 Ze względu na kierunek działania suwaka

Innym kryterium klasyfikacji pras hydraulicznych jest kierunek działania suwaka (kierunek ruchu roboczego suwaka). Wyróżnia się tutaj prasy z napędem hydraulicznym:

a) Pionowe

Prasy hydrauliczne w układzie pionowym można z kolei sklasyfikować w zależności od położenia cylindra głównego (roboczego) na dolno cylindrowe oraz górno cylindrowe.

Prasy hydrauliczne dolno cylindrowe posiadają cylinder główny umieszczony pod płytą stołu. Doprowadzenie cieczy pod wysokim ciśnieniem do cylindra powoduje ruch roboczy nurnika lub tłoka wraz ze stołem do góry, natomiast płyta górna pozostaje nieruchoma. W prasach tego typu powrót nurnika następuje w wyniku działania masy nurnika, stołu oraz narzędzi. Zdarzają się jednak przypadki, że opory ruchów są tak duże, że ciężar własny nie wystarcza do realizacji ruchu powrotnego. W takich przypadkach stosuje się dodatkowe cylindry powrotne, najczęściej nurnikowe, które osadzone są w korpusie maszyny i połączone ze stołem prosu, wymuszając ruch powrotny nurnika roboczego.

Prasy hydrauliczne górno cylindrowe to maszyny, w których cylinder główny znajduje się w górnej części maszyny i napędza suwak prasy, natomiast stół pozostaje nieruchomy. W prasach hydraulicznych tego typu istnieje konieczność stosowania dodatkowych urządzeń umożliwiających powrót nurnika albo tłoka wraz z suwakiem. Najprostszym rozwiązaniem jest

zastosowanie przeciwcieżarów lub sprężyn na których podwieszany jest suwak. Takie rozwiązanie zmniejsza jednak efektywną siłę nacisku prasy o ciężar obciążników lub siłę naciągu sprężyn. Takie rozwiązania były stosowane w prasach starszej generacji charakteryzujących się niewielką siłą nacisku i prostą konstrukcją. Obecnie do realizacji ruchu powrotnego nurnika stosuje się układy cylindrów powrotnych.

b) poziome

Prasy hydrauliczne w układzie poziomym można podzielić w zależności od wzajemnego położenia osi cylindrów głównych na: jednokierunkowe jednostronne, dwukierunkowe dwustronne (przeciwbieżne), wielokierunkowe. Każda z pras może posiadać różną ilość cylindrów głównych oraz różną budowę korpusu. Można wyróżnić tutaj prasy jednocyldrowe, dwucylindrowe oraz wielocyldrowe. Natomiast w zależności od konstrukcji korpusu rozróżnia się prasy: dwukolumnowe, trójkolumnowe, czterokolumnowe, ramowe oraz wysięgowe.

c) złożone (pionowe i poziome lub skośne).

Prasy o złożonym ruchu suwaka można podzielić w zależności od wzajemnego położenia osi cylindrów głównych na prasy: z cylindrami pionowymi i poziomymi oraz z cylindrami pionowym, poziomym i skośnym. Również i w tej grupie każda z wymienionych pras może posiadać różną liczbę cylindrów głównych oraz różnorodną budowę korpusu [1].

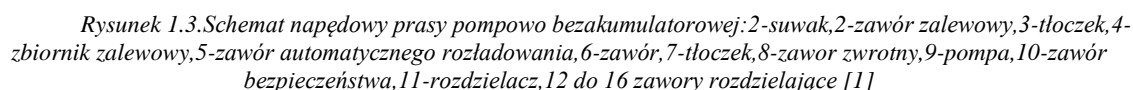
1.4 NAPĘD PRASY HYDRAULICZNEJ

W prasach hydraulicznych w celu przesuwu nurników i tłoków należy doprowadzić do ich cylindrów czynnik roboczy pod odpowiednim ciśnieniem. W zależności od rodzaju doprowadzanego czynnika, jego ciśnienia i prędkości napęd prasy hydraulicznej będzie miał różną budowę. Ogólnie przez napęd hydrauliczny rozumie się łańcuch energetyczny, który składa się z urządzeń do zamiany wejściowej energii mechanicznej silnika elektrycznego lub spalinowego i pompy hydraulicznej na wyjściową energię ciśnienia cieczy roboczej, która następnie zostaje przekształcona w cylindrach prasy hydraulicznej na pracę mechaniczną. Z uwagi na rodzaj stosowanego czynnika roboczego, którym jest płyn wykorzystuje się tutaj prawa hydromechaniki. Masa płynącej cieczy podlega zasadzie zachowania energii, którą w hydromechanice opisuje równanie Bernoulliego:

$$\gamma \cdot \frac{v_1^2}{2g} + p_1 + z_1 = \gamma \cdot \frac{v_2^2}{2g} + p_2 + z_2 = const \quad (1.2)$$

1.5 NAPĘD POMPOWY BEZAKUMULATOROWY

W napędzie pompowym bezakumulatorowym zasilanie cylindrów prasy cieczą roboczą odbywa się bezpośrednio z pompy hydraulicznej. Cechą charakterystyczną takiego rozwiązania jest fakt, że ciśnienie cieczy potrzebne do wykonania pracy przez prasę wytwarzane jest w pompie dopiero w czasie pracy, dostosowując się w każdym przypadku do wielkości oporów na jakie napotyka suwak prasy. Przy takim napędzie przyjmuje się że w dowolnej chwili ruchu roboczego prasy, moc silnika napędowego jest równa mocy pompy hydraulicznej, która w przybliżeniu będzie równa mocy cylindra roboczego.

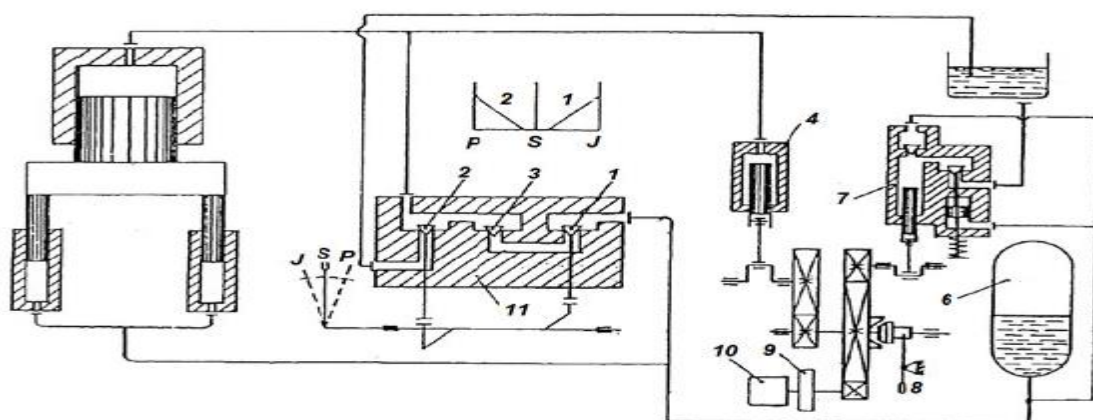


Między pompą 2 i akumulatorem 4 umieszczony jest zawór automatycznego rozładowania 5, który po napełnieniu akumulatora i uzyskaniu w nimżądanego ciśnienia, przełącza pompę na bieg jałowy. Po obniżeniu się poziomu cieczy w akumulatorze, a więc i spadku ciśnienia, pompa ponownie podaje ciecz do akumulatora. W czasie pracy silnik i pompa są obciążone w przybliżeniu stałą mocą. Moc cylindra hydraulicznego prasy w czasie ruchu roboczego jest znacznie większa od mocy silnika i pompy, wtedy akumulator pokrywa

szczytowe pobory mocy. Indywidualny napęd pompowo akumulatorowy stosowany do napędu jednej prasy umiejscawia się możliwie blisko lub bezpośrednio na maszynie. Do napędu grupy pras stosuje się stacje pomp akumulatorów, która najczęściej zlokalizowana jest w oddzielnym pomieszczeniu.

1.6 PRASY HYDRAULICZNE Z NAPĘDEM MULTIPLIKATOROWYM

W prasach hydraulicznych z napędem multiplikatorowym źródłem wysokiego ciśnienia jest specjalne urządzenie – multiplikator, który zwiększa ciśnienie cieczy w stosunku do wielkości ciśnienia cieczy podawanej pompą, najczęściej z udziałem akumulatora hydraulicznego[1].



Rysunek 1.5. Napęd prasy hydraulicznej multiplikatorem korbowym: 1 do 3 – zawory, 4 – multiplikator mechaniczny, 6 – akumulator, 7 – pompa, 8 i 9 – sprężka, 10 – silnik, 11 – rozdzielacz [1]

Podczas ruchu jałowego suwaka (dobiegu), cylinder roboczy jest połączony z akumulatorem – położenie cylindra głównego powodując ruch jałowy suwaka. Przy ruchu powrotnym rozdzielacz ustawiony jest w położeniu P, otwarty zawór 2, następuje odpływ cieczy z cylindra głównego do zbiornika zasilającego w wyniku działania nurników powrotnych poruszających się w cylindrach, które są stale połączone z akumulatorem. Podczas ruchu roboczego – położenie S następuje włączenie sprężki 8 i przekazanie napędu na wał korbowy multiplikatora. Multiplikator 4 zasila cylinder główny cieczą o wysokim ciśnieniu. Zawór zwrotny 3 umożliwia przepływ cieczy wysokiego ciśnienia z cylindra głównego do akumulatora 6. Pompa 7 zasila akumulator, przełączenie pompy na bieg jałowy realizowane jest za pomocą włącznika ciśnieniowego zainstalowanego przy pompie, który pełni funkcję zaworu automatycznego rozładowania[1].

1.7 ZALETY PRASY HYDRAULICZNEJ

Powszechną tendencją obserwowaną w budowie pras stosowanych w obróbce plastycznej jest coraz szersze wykorzystanie układów hydraulicznych do napędu suwaków. Wynika to z szeregu zalet, jakimi charakteryzują się układy hydrauliczne w porównaniu z napędami mechanicznymi. Prasy hydrauliczne wśród maszyn do obróbki plastycznej charakteryzują się największymi wartościami nacisków, jakie mogą wywierać ich suwaki robocze (nawet ponad 1000 MN). Do głównych zalet pras hydraulicznych można zaliczyć między innymi:

- znacznie prostszą konstrukcję maszyny,
- możliwość łatwej regulacji skoku i położenia suwaka,
- niezawodność działania,

- łatwość automatyzacji,
- możliwość płynnego kompensowania odkształceń sprężystych korpusu i narzędzi,
- mniejszy koszt wykonania,
- większa dokładność wykonywanych operacji,
- większe bezpieczeństwo pracy związane z możliwością zatrzymania suwaka w dowolnym położeniu,
- niewrażliwość na zakleszczenie suwaka prasy,
- możliwość uzyskania bardzo dużych nacisków przy niewielkich wymiarach gabarytowych,
- możliwość uzyskania dużych skoków suwaka,
- stały nacisk pracy w całym zakresie skoku suwaka.

1.8 ZAŁOŻENIA PROJEKTOWE PRASY HYDRAULICZNEJ

Projektowana prasa hydrauliczna ma być wykorzystywana do zgniatania puszek aluminiowych po napojach chłodzących, butelek plastikowych oraz opakowań kartonowych po sokach w np. sklepach, restauracjach, barach, czy na campingach. Jej zadaniem jest ułatwienie procesu segregacji śmieci oraz pomoc w utrzymaniu czystości.

Dane techniczne:

- siła 10 000 N
- zasilanie 220 V lub 380 V
- objętość wejściowa 1 m³

Wstępne założenia konstrukcyjne :

- prasa hydrauliczna górnocylinidrowa - w celu zwiększenia szybkobieżności

1.9 ANALIZA ROZWIĄZAŃ TECHNICZNYCH

1.9.1 Tablice morfologiczne

Tabela 1.1.Tablica morfologiczna

Fubkcja układu/Realizacja		Stan 1	Stan 2	Stan 3	Stan 4	Stan 5
A	Regulacja prędkości	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny
B	Charakter pracy pompy	ciągły	przerywany			
C	Blokowanie układu	zawór dławiący	zamki hydrauliczne	podpory mechaniczne		
D	Rewersja ruchu	sprężyna	odciążnik	układ cylindrów powrotnych	grawitacja	rozdzielacz
E	charakterystyka napędu prasy hydraulicznej	pompowy bez akumulatorowy	pompowy akumulatorowy	multiplikatorowy		

W poniższej tabeli przedstawiono rozwiązania mające na celu regulację prędkości czynnika roboczego oraz odciążenia układu. Niektóre rozwiązania nie zostały wybrane do dalszej analizy ze względu na fakt iż:

- Grawitacja- nie ma zastosowania w układu górnocyndrowych, jedynie w dolnocyndrowych.
- Rozdzielacz- wymaga odpowiedniej regulacji grzybków, którą można wykonać po uprzednim pomiarze odpowiednich wartości ciśnienia. Pamiętając iż w dalszych częściach projektowania istnieje duże prawdopodobieństwo wyboru tego rozwiązania by umożliwić prawidłowe działania innych elementów np. nurników różnicowych . Element ten ma bowiem wiele zastosowań pośrednich, jak i bezpośrednich.
- Rozdzielacz proporcjonalny, zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej-oba proste w montażu jednak nie zapewniają możliwości regulacji prędkości w takim stopniu, jak pompa o zmiennej wydajności.
- Regulator przepływu na linii równoległej- oprócz faktu iż do ustawienia odpowiedniego przepływu należy wykonać odpowiednie pomiary ciśnienia, to należy zauważyć iż element ten reguluje strumień cieczy upuszczanej do zbiornika, a strumień cieczy płynącej do odbiornika zależy nie tylko strumienia upuszczanego, ale także od strumienia płynącego od pompy

Pompa o zmiennej wydajności pozwala ustawić odpowiednie parametry ciśnienia, a co za tym idzie prędkości z jaką będzie płynąć czynnik roboczy, co przekłada się bezpośrednio na siłę i prędkość nacisku tłoka. To rozwiązanie pozwala na dokładne ustalenie parametrów bez wykonywania pośrednich pomiarów ciśnienia i późniejszego dostosowywania układu.

Zarówno sprężyny jak i przeciw ciężary(odciążniki) są elementami, które najłatwiej dołączyć do układu, ich wada jest zmniejszenie siły nacisku prasy o wartość ciężkości lub siłę naciągu sprężyny jednak biorąc pod uwagę iż siła nacisku potrzebna do zgniecenia puszek, kartonu jest niewielka są tanim i prostym konstrukcyjnie rozwiązaniem o dużej niezawodności.

Układ cylindrów powrotnych jest najczęściej stosowanym rozwiązaniem ze względu na fakt iż nie ma wpływu na siłę nacisku tłoka. Pozwala on na zastosowanie na przykład nurników różnicowych do umożliwienia ruchu powrotnego tłoka. Do zastosowania tego rozwiązania trzeba jednak uwzględnić w całym układzie jeszcze inne elementy np. rozdzielacz który jest odpowiedzialny za ruch roboczy, jałowy, powrotny oraz spoczynek tłoka. Biorąc jednak pod uwagę fakt iż potrzebne elementy będą miały zastosowanie wielofunkcyjne, a także wprowadzenie ich do układu w późniejszych fazach może okazać się niezbędne jest to bardzo dobre rozwiązanie

Tabela 1.2. Macierz wyboru 1

	MACIERZ WSTĘPNA REWERSJA RUCHU/REGULACJA PRĘDKOŚCI				
Rozwiązania	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny
sprężyna	sprężyna	sprężyna	sprężyna	sprężyna	sprężyna
	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny
odciążnik	odciążnik	odciążnik	odciążnik	odciążnik	odciążnik
	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny
rozdzielacz	rozdzielacz	rozdzielacz	rozdzielacz	rozdzielacz	rozdzielacz
	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny
grawitacja	grawitacja	grawitacja	grawitacja	grawitacja	grawitacja
	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych
	pompa o zmiennej wydajności	zawór dławiący zainstalowany na linii równoległej	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	regulator przepływu na linii równoległej	rozdzielacz proporcjonalny

Rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym umożliwia stosunkowo łatwą regulację prędkości przepływu czynnika roboczego, za jego wyborem przemawia przede wszystkim prostota montażu oraz niski koszt w porównaniu z pompą o zmiennej wydajności. Jego jedyną wadą jest proces regulacji, który wymaga pomiarów ciśnienia lub odbywający się za pomocą prób i błędów.

Tabela 1.3. Macierz wyboru 2

CHARAKTERYSTYKA PRACY POMPY/REGULACJA PRĘDKOŚCI/REWERSJA RUCHU		
Rozwiązania	Ciągła	Przerywowa
sprężyna	sprężyna	zawór bezpieczeństwa
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności
	Ciągła	Przerywowa
odciążnik	odciążnik	odciążnik
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności
	Ciągła	Przerywowa
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności
	Ciągła	Przerywowa
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych
rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym
	Ciągła	Przerywowa

Pompa przerywana charakteryzuje się tym iż w większości przypadków pracuje nieprzerwanie przez okresy krótsze niż godzina. Wykorzystanie tego rodzaju pompy w zakładach gdzie ilość nagromadzonych śmieci nie pozwalałaby na sprasowanie ich w tym czasie oznaczałoby przede wszystkim strate czasu i dezorganizację pracy

Ciągła praca pompy zapewnia przede wszystkim lepszą wydajność pracy prasy hydraulicznej. W związku z faktem iż docelowo prasa ma być używana w sklepach, czy na campingach, zakładamy iż po uzbieraniu pewnej ilości „śmieci” dopiero zostaje ona uruchomiona, w innym wypadku prąd zużywany do każdorazowego uruchomienia spowodowałby iż bardziej opłacalne stałoby się ręczne zginiatanie/prasowanie śmieci.

Tabela 1.4. Macierz wyboru 3

CHARAKTERYSTYKA PRACY POMPY/REGULACJA PRĘDKOŚCI/REWERSJA RUCHU/BLOKOWANIE UKŁADU			
Rozwiązania	zawór dławiący	zamki hydrauliczne	podpory mechaniczne
sprężyna	sprężyna	sprężyna	sprężyna
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności
	zawór dławiący	zamki hydrauliczne	podpory mechaniczne
odciążnik	odciążnik	odciążnik	odciążnik
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności
	zawór dławiący	zamki hydrauliczne	podpory mechaniczne
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności
	zawór dławiący	zamki hydrauliczne	podpory mechaniczne
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły
rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym
	zawór dławiący	zamki hydrauliczne	podpory mechaniczne

Pod względem konstrukcyjnym podpory mechaniczne wydają się być najprostszym rozwiązaniem, wystarczyłoby zamontować wzmocnienia stołu na którym znajduje się prasowany przedmiot. Wadą tego rozwiązania jest fakt iż wraz ze wzrostem siły nacisku tłoka podpory będą miały coraz bardziej „solidną” konstrukcję, mogą one również po pewnym czasie ulec odkształceniu (tak jak i stół). Biorąc jednak pod uwagę, że projektowana prasa nie będzie pracowała 24/dobę tak jak prasy stosowane w różnego rodzaju zakładach oraz fakt iż jej siła w porównaniu do innych pras tego typu jest stosunkowo mała 10 kN, gdzie zazwyczaj inne stosowane prasy mają znacznie większe naciski (np. około 65 kN), jest to opłacalne i dobre rozwiązanie.

Pozostałe dwa rozwiązania, szczególnie zamek hydrauliczny są niezawodne i nie wymagają wymiany po pewnym czasie użytkowania. Wada tych rozwiązań jest fakt, iż gdyby jednak uległy one uszkodzeniu ich wymiana jest znacznie bardziej pracochłonna. Biorąc pod uwagę, że w układzie prasy hydraulicznej mogą już znajdować się elementy, które dodatkowo są w stanie pełnić rolę blokowania ich montaż może okazać się nieopłacalny.

Tabela 1.5. Macierz 4

HARAKTERYSTYKA PRACY POMPY/REGULACJA PRĘDKOŚCI/REWERSJA RUCHU/BLOKOWANIE UKŁADU/CHARAKTERYSTYKA NAPĘDU PRASY HYDRAULICZNEJ				
Rozwiązania	pompowy bezakumulatorowy	pompowy akumulatorowy	multiplikatorowy	
1				
sprężyna	sprężyna	sprężyna	sprężyna	
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły	
podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	
pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	
	pompowy bezakumulatorowy	pompowy akumulatorowy	multiplikatorowy	
odciążnik	odciążnik	odciążnik	odciążnik	
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły	
podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	
2	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	
	pompowy bezakumulatorowy	pompowy akumulatorowy	multiplikatorowy	
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły	
podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	
3	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	pompa o zmiennej wydajności	
	pompowy bezakumulatorowy	pompowy akumulatorowy	multiplikatorowy	
układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	układ cylindrów powrotnych	
ciągły	ciągły	ciągły	ciągły	
podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	podpory mechaniczne	
rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	rozdzielacz z tłoczkiem dławiącym	
	pompowy bezakumulatorowy	pompowy akumulatorowy	multiplikatorowy	

Zdecydowano się na wybór poszczególnych wariantów ponieważ:

- Wariant 1 – Wadą tego rozwiązania jest stosunkowo mała prędkość suwaka prasy oraz konieczność zastosowania silników o dużych mocach do napędu pompy, jednak dzięki zastosowaniu pompy o zmiennej wydajności można osiągnąć znacznie lepsze rezultaty, koszt takiego układu jest niewielki.
- Wariant 2,3 – takie rozwiązanie dzięki zastosowaniu akumulatora hydraulicznego w którym ciecz wysokiego ciśnienia jest gromadzona w czasie przerwy w pracy oraz w chwili, gdy zapotrzebowanie cylindrów prasy jest mniejsze od wydajności pompy. Najczęściej zasilanie prasy odbywa się jednocześnie z pompy i akumulatora, przy czym pobór cieczy z akumulatora znacznie przewyższa wydajność pompy. Rozwiązanie zastosowane w tym wariantcie poprawia wydajność prasy oraz nie wpływa negatywnie na jej prędkość pracy.
- Napęd multiplikatorowy- jest to rozwiązanie bardziej kosztowne , oprócz multiplikatora zachodzi potrzeba dołączenia do układu również akumulatora hydraulicznego. Biorąc pod uwagę, że projektowana prasa nie potrzebuje osiągać ani znacznej siły nacisku , ani wysokiej prędkości działania, a wykorzystanie tego rozwiązania dodatkowo komplikuje budowę układu, nie zostało ono wybrane.

1.9.2 Metoda decyzji wymuszonych

Tabela 1.6. Ważenie kryteriów oceny

L.p	Kryterium oceny	Decyzje										Suma decyzji pozytywnych	Wskaźnik wagi
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	P	$g_i = P/10$
1	Koszt układu	0	0	1	1							2	0,2
2	Łatwość obsługi	1				0	1	1				3	0,3
3	Parametry niezawodnościowe		1			1			1	1		4	0,4
4	Gabaryty			0			0		0		1	1	0,1
5	Ciężar				0			0		0	0	0	0

Tabela 1.7. Ważenie wariantów rozwiązań w obrębie kryteriów

L.p	Kryterium oceny/Wariant rozwiązania	Decyzje			Suma decyzji pozytywnych	Oceny wariantów
		1	2	3		
1	Koszt układu					
	Wariant 1	1	1		2	0,66
	Wariant 2	0		1	1	0,33
	Wariant 3		0	0	0	0
2	Łatwość obsługi					
	Wariant 1	0	0		0	0
	Wariant 2	1		0	1	0,33
	Wariant 3		1	1	2	0,66
3	Parametry niezawodnościowe					
	Wariant 1	0	0		0	0
	Wariant 2	1		0	2	0,33
	Wariant 3		1	1	1	0,66
4	Gabaryty					
	Wariant 1	1	1		2	0,66
	Wariant 2	0		0	0	0
	Wariant 3		0	1	1	0,33
5	Ciężar					
	Wariant 1	1	1		2	0,66
	Wariant 2	0		0	0	0
	Wariant 3		0	1	1	0,33

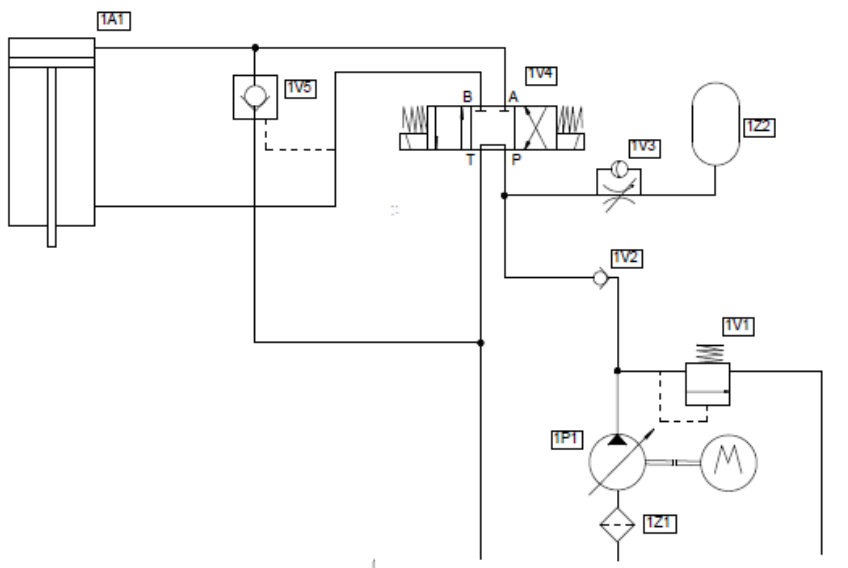
Tabela 1.8. Wybór najlepszego rozwiązania

Kryterium oceny/Wariant oceny			Wariant 1		Wariant 2		Wariant 3	
L.p	Nazwa kryterium	Waga kryterium	Wartość kryterium	Użyteczność	Wartość kryterium	Użyteczność	Wartość kryterium	Użyteczność
1	Koszt układu	0,2	0,66	0,132	0,33	0,066	0	0
2	Łatwość obsługi	0,3	0	0	0,33	0,099	0,66	0,198
3	Parametry niezawodnościowe	0,4	0	0	0,33	0,132	0,66	0,264
4	Gabaryty	0,1	0,66	0,066	0	0	0,33	0,033
5	Ciężar	0	0,66	0	0	0	0,33	0
6	Użyteczność wariantu		0,198		0,297		0,495	

NAJLEPSZE ROZWIĄZANIE !!!



2. SCHEMAT PROJEKTOWANEJ PRASY HYDRAULICZNEJ



Rysunek 2.1. Schemat prasy hydraulicznej

3. DOBÓR ELEMENTÓW PROJEKTOWANEGO SCHEMATU HYDRAULICZNEGO

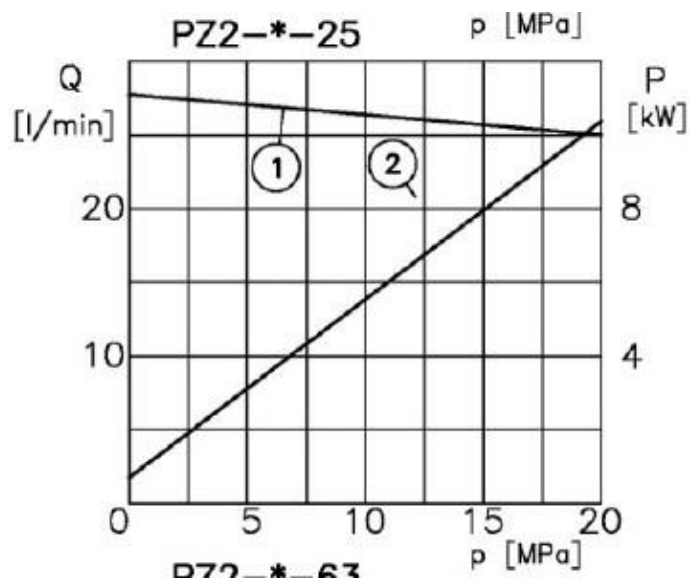
3.1 DOBÓR POMPY

Dobieramy pompę o stałej wydajności. Ze względu na stosunkowo niską wartość założonej siły, ciśnienie maksymalne wybranej pompy jest jednym z niższych w porównaniu z innymi pompami tego typu. Zdecydowano się na wysokociśnieniową wyporową pompę zębatą model PZ2-K-251.



Dane techniczne pomp PZ2								
Symbol pompy	Geom. obj. robocza	*Wydajność nominalna	*Moc napędowa max.	Ciśnienie na wyj.		Prędkość obrotowa		
				nom.	max.	min.	nom.	max.
		cm ³ /obr	l/min	kW	MPa		obr/min	
PZ2-K-6,3x; PZ2-A-6,3x	5	6,3	2,5	16	20	750	1500	3000
PZ2-K-10x; PZ2-A-10x	7,5	10	3,3				1450	
PZ2-KS-10x				8	10		3,6	
PZ2-K-10/Dx	8	10	3,6	16	20	750	1500	3000
PZ2-K-16x; PZ2-A-16x	11,8	16	5,3	16	20			
PZ2-K-16/Dx								
PZ2-K-25x; PZ2-A-25x	18,5	25	8,2	16	20	750	1500	3000
PZ2-KZ-25x; PZ2-AZ-25x								
PZ2-K-25/Dx								
PZ2-K-40x; PZ2-A-40x	29,5	40	13,1	16	20	500	1500	2500
PZ2-KZ-40x; PZ2-AZ-40x								
PZ2-K-40/Dx								
PZ2-K-63x; PZ2-A-63x	47,0	63	20,6	16	20	650	2391	2500
PZ2-19-KS	19	43,0	13,6	16	20			
PZ2-26,5-KSA	26,5	55,0	21,0	16	20			
PZ2-AS-20L	14,5	20,0	6,4	12,5	16	750	1500	3000
NSz-10x	10,0	21,0	7,0	16	20	750	2400	3000
NSz-32A-3x	31,5	56,8	18,5	16	20	960	1920	2400
NSz-50x	47,0	63,0	21,0	16	20	500	1500	2100
46.546.310B 46.546.310D	25,0	35,0	8,8	12	15	600	1500	2800
ZCT-16L	12,0	20,5	4,2	10	12	600	1920	2500

Rysunek 3.1. Pompa hydrauliczna [2]



Rysunek 3.2. Charakterystyka pompy [2]

Dane technologiczne odczytane z katalogu wybranej pompy :

Tabela 3.1. Parametry pompy

Parametr	Wartość
P	16 MPa
Q	25 l/min
n	3000 obr/min
N _{napędowa}	8,2 kW

Do dalszych obliczeń potrzebna jest znajomość powierzchni tłoka A:

3.2 OBLICZENIA POWIERZCHNI I ŚREDNICY TŁOKA

Na podstawie poniższych wzorów jesteśmy w stanie obliczyć powierzchnię tłoka A oraz jego średnicę:

$$F = P \cdot A \quad (3.1)$$

$$F = m \cdot g \quad (3.2)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (3.3)$$

Przy założeniu, że straty są na poziomie około 15% otrzymujemy:

$$F = P \cdot A \rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{10\,000}{0,85 \cdot 16000000} = 0,000735 \, m^2 \quad (3.4)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000735}{\pi}} = 0,0306 \, m = 30,6 \, mm \approx 30 \, mm \quad (3.5)$$

3.2.1 Obliczenia prędkości suwu tłoka

$$Q = A \cdot V \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{25 \cdot \frac{0,001}{60}}{0,000735} = 0,57 \text{ m/s} \quad (3.6)$$

3.2.2 Obliczenia mocy użytecznej pompy

$$Nu = g \delta H_{\text{układu}} Q_{\text{rzeczywista}} = 5,56 \text{ KW} \quad (3.7)$$

$$Q_{\text{rzeczywista}} = 0,85Q = 25 \cdot 0,85 = 21,25 \text{ l/min} \quad (3.8)$$

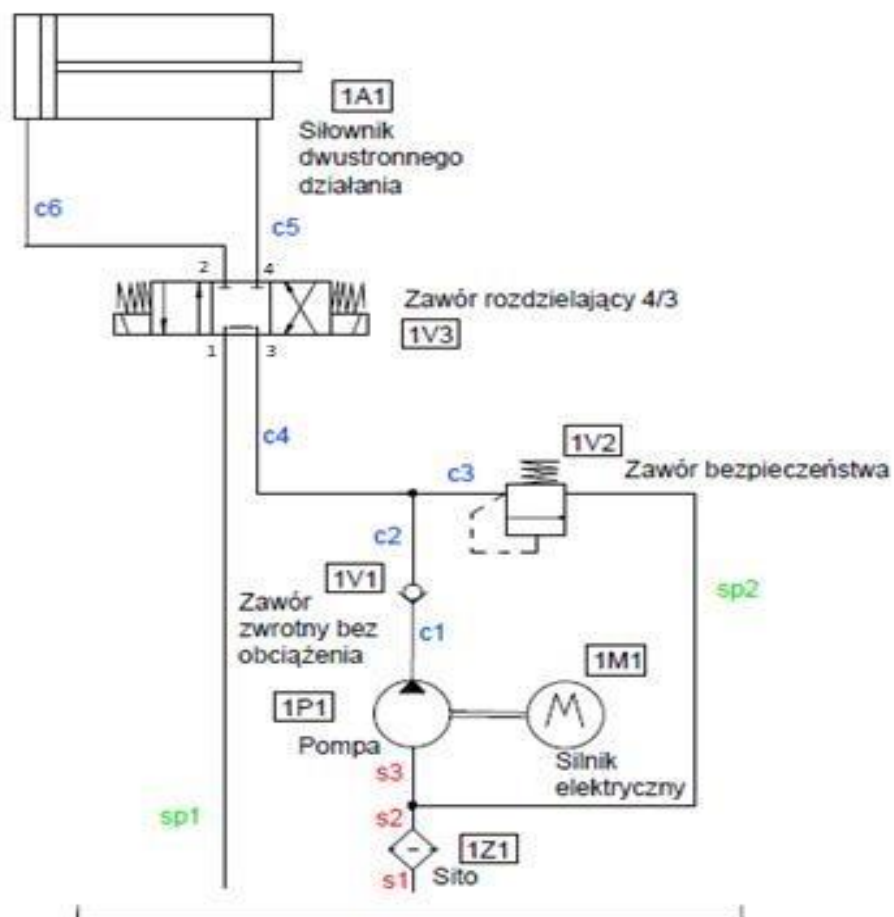
$$H_u = 1,6 \text{ m} \quad (3.9)$$

$$\delta = 1000 \text{ kg/m}^3 \quad (3.10)$$

3.3 PODZIAŁ PRZEWODÓW W UKŁADZIE PROJEKTOWANEJ PRASIE HYDRAULICZNEJ

W czasie realizacji projektu stwierdzono, że dla docelowych odbiorców wydajność i szybkość działania są mniej istotne niż cena i nieskomplikowana konstrukcja, dlatego uproszczono schemat hydrauliczny projektowanej prasy, by zaoszczędzić na niektórych elementach.

Na poniższym schemacie zaznaczono rodzaje przewodów



Rysunek 3.3. Schemat układu hydraulicznego

Tabela 3.2. Tabela przewodów

Rodzaj przewodu	nr	Długość[cm]
Ssawny	s1	10
	s2	10
	s3	25
Ciśnieniowy	c1	25
	c2	30
	c3	15
	c4	30
	c5	20
	c6	30
Splywowy	sp1	50
	sp2	90

3.3.1 Przewody ssawne

Zakładamy ,że prędkość przepływu w tego rodzaju przewodach jest równa 1m/s

Następnie obliczamy średnice przewodów ssawnych na podstawie poniższego wzoru:

$$Q = A \cdot V \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{25 \cdot \frac{0,001}{60}}{1} = 0,000417m^2 \quad (3.11)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000417}{\pi}} = 0,02303m = 23,03mm \quad (3.12)$$

3.3.2 Przewody splywowe

Zakładamy ,że prędkość przepływu w tego rodzaju przewodach jest równa 3m/s
Następnie obliczamy średnice przewodów splywowych na podstawie poniższego wzoru:

$$Q = A \cdot V \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{25 \cdot \frac{0,001}{60}}{3} = 0,000139m^2 \quad (3.13)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000139}{\pi}} = 0,0133m = 13,3mm \quad (3.14)$$

3.3.3 Przewody ciśnieniowe

Zakładamy ,że prędkość przepływu w tego rodzaju przewodach jest równa 5m/s
Następnie obliczamy średnice przewodów ciśnieniowych na podstawie poniższego wzoru:

$$Q = A \cdot V \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{25 \cdot \frac{0,001}{60}}{5} = 0,000083m^2 \quad (3.15)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000083}{\pi}} = 0,0103m = 10,03mm \quad (3.16)$$

3.3.4 Dobór zaworów

- Rozdzielacz gniazdowy UREZ6 (są dostępne w wersji 3 i 4-drogowych)



Rysunek 3.4. Rozdzielacz [3]

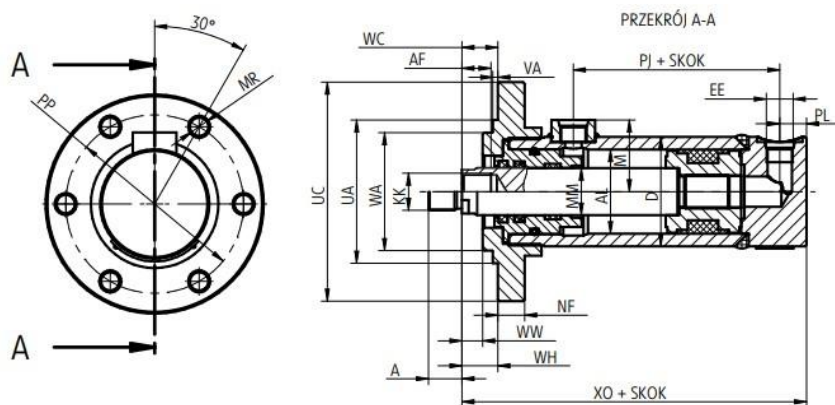
Zdecydowano się na rozdzielacz grzybkowy ze względu na wygodę w jego stosowania, łatwość uzyskania szczelności między grzybkiem zaworu, a jego gniazdem oraz ich wzajemne docieranie się podczas pracy.

3.4 DOBÓR POZOSTAŁYCH ELEMENTÓW

- Siłownik- Wybrano siłownik tłokowy dwustronnego działania UCJ3-MW-20, o średnicy tłoka 32mm.



Rysunek 3.5. Siłownik [4]



Rysunek 3.6. Rys. tech. siłownika [4]

AL	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160
MM	18	22	22	28	36	45	56	70	80	90
A	14	16	18	20	22	30	36	45	50	56
AF	16	22	22	30	36	45	50	63	75	85
D	35	42	50	65	76	95	120	150	170	195
EE	M	M14x1,5	M14X1,5	M16x1,5	M16x1,5	M22x1,5	M27x2	M33x2	M33x2	M33x2
	G	G 1/4"	G 1/4"	G 3/8"	G 3/8"	G 1/2"	G 3/4"	G 1"	G 1"	G 1"
UC	80	105	110	130	160	210	240	280	288	340
KK	M12x1,5	M16x1,5	M16x1,5	M22x1,5	M27x2	M33x2	M42x2	M48x2	M56x2	M64x2
WA			60	70	88	108	142	168	183	230
NF	10	12	14	16	18	19	25	30	30	35
MR	7	9	9	11	13,5	17	22	22	26	26
PP	66	85	90	106	130	175	200	230	240	280
PJ	51,5	60	64	73	85	105	124	138	155	154
WH	14	14	12	18	20	31	30	32	20	50
XO	122	132	138	152	180	210	247	271	316	321
UA	50	60	65	85	100	135	150	180	185	240
VA	2	2	3	3	3	3	4	4	5	5
WC	14	14	12	18	20	31	30	32	20	50
WW	12	12	4	9	7	8	8	23	6	10
M	31	35	36	42	50	62	75	88	98	110
PL	13	13	16	17	21	20	27	28	35	32

EE M dla gwintów metrycznych
EE G dla gwintów calowych

WK 583 217 03.2018

- 2 -

Typ UCJ3/ UCJ4

Rysunek 3.7. Parametry siłownika [4]

- Sito/filtr WS1-25SM (magnetyczny wkład, siatkowy, przepustowość nominalna

Na podstawie dokumentacji wybranego powyżej siłownika minimalna filtracja powinna być nie mniejsza niż $16\mu m$. Wybrano filtr ssawny, który zabezpieczy pompę hydrauliczną przed zassaniem dużych zabrudzeń, które mogą natychmiastowo uszkodzić urządzenie. Specjalna konstrukcja filtrów oraz bardzo wytrzymałe materiały sprawiają, że zachowują one swoje funkcje nawet przy ciśnieniu 25 MPa. Ich głównym zadaniem jest oczyszczanie medium z cząstek stałych, które mogłyby doprowadzić do uszkodzenia pompy



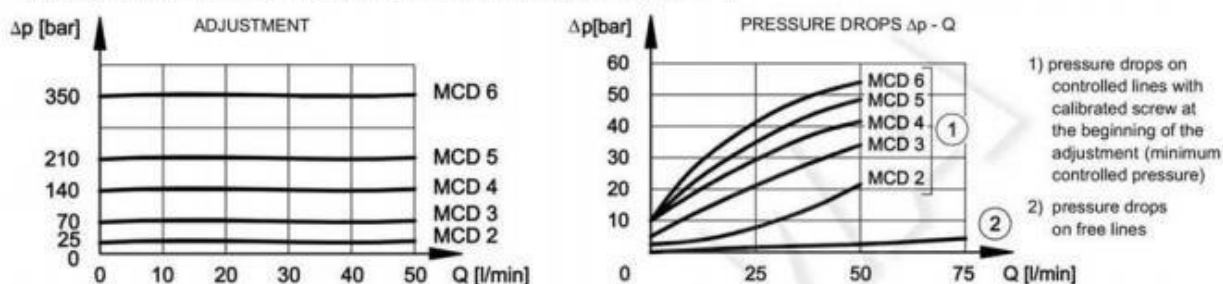
Rysunek 3.8. Filtr [5]

- Zawór bezpieczeństwa- MCD3-SAT/51N, CETOP03



Rysunek 3.9. Zawór bezpieczeństwa [6]

2 - CHARACTERISTIC CURVES (values obtained with viscosity of 36 cSt at 50°C)



Rysunek 3.10. Charakterystyka zaworu bezpieczeństwa [6]

Maximum operating pressure	bar	350
Minimum controlled pressure	see Δp diagram	
Maximum flow rate in controlled lines	l/min	50
Maximum flow rate in the free lines		75
Ambient temperature range	°C	-20 / +50
Fluid temperature range	°C	-20 / +80
Fluid viscosity range	cSt	10 + 400
Fluid contamination degree	According to ISO 4406:1999 class 20/18/15	
Recommended viscosity	cSt	25
Mass: MCD-SP / MCD-SAT / MCD-SBT / MCD-SB MCD-DT / MCD-D	kg	1,4 2,0

Rysunek 3.11. Dane techniczne zaworu bezpieczeństwa [6]

3.5 DOBÓR SILNIKA ELEKTRYCZNEGO

Moment obrotowy :

$$M = \frac{9550 \cdot P}{n} = \frac{9550 \cdot 8,2}{3000} = 23,1 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

$$N = Q \cdot P / 50 = 5,66 \text{ kW} \quad (3.18)$$

Prędkość obrotowa:

$$n = \frac{3000 \cdot M}{N \cdot \pi} = 1558 \text{ obr/min} \quad (3.19)$$

Zatem silnik powinien mieć moc nie mniejszą niż 5,7kW i prędkość obrotową około 1560 obr/min.

Wybrano silnik elektryczny 2SIE 132S4 o mocy 7,5 kW i n= 1490 obr/min

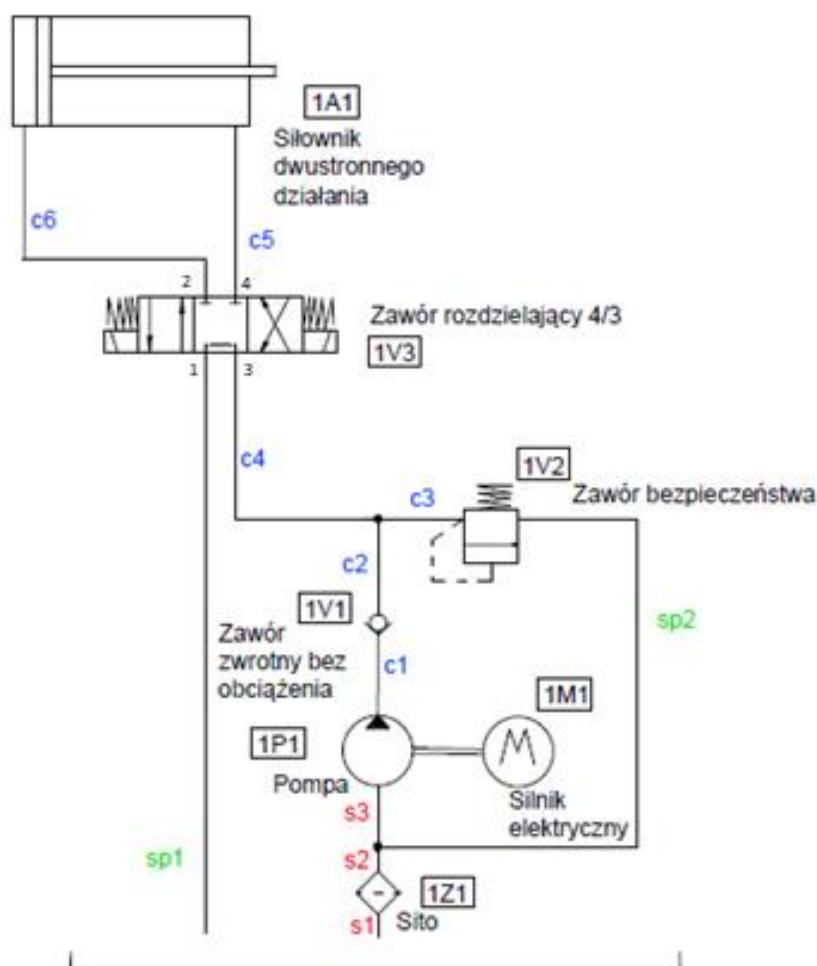


Rysunek 3.12. Silnik elektryczny [7]

4. STRATY CIŚNIENIA W PROJEKTOWANEJ PRASIE HYDRAULICZNEJ

4.1 PODZIAŁ PRZEWODÓW W UKŁADZIE PROJEKTOWANEJ PRASIE HYDRAULICZNEJ

Na podstawie poniższego schematu oraz obliczonych parametrów danej prasy hydraulicznej wykonanych we wcześniejszych etapach projektowania dokonano powtórnej analizy układu hydraulicznego z uwzględnieniem strat ciśnienia w poszczególnych jej elementach.



Rysunek 4.1. Schemat hydrauliczny projektowanej prasy hydraulicznej

Poniżej opisano rodzaj i długość oraz średnicę przewodów zastosowanych w projekcie prasy hydraulicznej.

Tabela 4.1. Parametry przewodów w układzie hydraulicznym

Rodzaj przewodu	nr	Długość[cm]	Średnica [mm]
Ssawny	s1	10	23
	s2	10	
	s3	25	
Ciśnieniowy	c1	25	10,3
	c2	30	
	c3	15	
	c4	30	
	c5	20	
	c6	30	
Spływowy	sp1	50	13,3
	sp2	90	

4.2 STRATY CIŚNIENIA W PRZEWODACH HYDRAULICZNYCH

Poniżej przedstawiono równanie opisujące straty ciśnienia w różnego rodzaju przewodach.:

$$\Delta p_{\lambda} = \frac{1}{2} * \lambda * \frac{L}{D} * \rho * \frac{Q^2}{A^2} \quad (4.1)$$

Gdzie:

λ - Współczynnik oporu liniowego

L – długość przewodu hydraulicznego [m]

D – średnica przewodu hydraulicznego [m]

ρ - gęstość oleju roboczego [kg/ m³]

A - pole przekroju przewodu hydraulicznego [m²]

Q - wydajność pompy [m³/s]

Do poniższych obliczeń użyto następujących parametrów:

Tabela 4.2. Wartości parametrów potrzebnych do obliczeń

Parametr	Wartość
λ	0,025
Q	0-10 [dm ³ /min]
ρ	800 [kg/ m ³]

4.2.1 Przewody ssawne

Tabela 4.3. Straty na przewodzie ssawnym s1

s1						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,1	0,023	0,00042	0,025	800	0,00
0,5						0,02
1,0						0,07
1,5						0,16
2,0						0,28
2,5						0,44
3,0						0,63
3,5						0,86
4,0						1,12
4,5						1,42
5,0						1,75
5,5						2,12
6,0						2,52
6,5						2,96
7,0						3,43
7,5						3,94
8,0						4,48
8,5						5,05
9,0						5,67
9,5						6,31
10,0						7,00

Tabela 4.4. Straty na przewodzie ssawnym s3

s3						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,25	0,023	0,00042	0,025	800	0,00
0,5						0,04
1,0						0,17
1,5						0,39
2,0						0,70
2,5						1,09
3,0						1,57
3,5						2,14
4,0						2,80
4,5						3,54
5,0						4,37

5,5						5,29
6,0						6,30
6,5						7,39
7,0						8,57
7,5						9,84
8,0						11,19
8,5						12,64
9,0						14,17
9,5						15,79
10,0						17,49

Wartość strat ciśnienia w przewodzie ssawnym s2 będzie taka sam jak w przewodzie s1 ze względu na fakt ,że oba przewody mają taką samą długość.

4.2.2 Przewody ciśnieniowe

Tabela 4.5. Straty na przewodzie ciśnieniowym c1

c1						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,25	0,0103	0,0000833	0,025	800	0,00
0,5						2,43
1,0						9,71
1,5						21,85
2,0						38,84
2,5						60,69
3,0						87,40
3,5						118,96
4,0						155,38
4,5						196,65
5,0						242,78
5,5						293,76
6,0						349,60
6,5						410,30
7,0						475,85
7,5						546,25
8,0						621,51
8,5						701,63
9,0						786,60
9,5						876,43
10,0						971,12

Tabela 4.6.Straty na przewodzie ciśnieniowym c2

c2						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,3	0,0103	0,0000833	0,025	800	0,00
0,5						2,91
1,0						11,65
1,5						26,22
2,0						46,61
2,5						72,83
3,0						104,88
3,5						142,75
4,0						186,45
4,5						235,98
5,0						291,34
5,5						352,52
6,0						419,52
6,5						492,36
7,0						571,02
7,5						655,50
8,0						745,82
8,5						841,96
9,0						943,93
9,5						1051,72
10,0						1165,34

Tabela 4.7.Straty na przewodzie ciśnieniowym c3

c3						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,15	0,0103	0,0000833	0,025	800	0,00
0,5						1,46
1,0						5,83
1,5						13,11
2,0						23,31
2,5						36,42
3,0						52,44
3,5						71,38
4,0						93,23
4,5						117,99
5,0						145,67
5,5						176,26

6,0						209,76
6,5						246,18
7,0						285,51
7,5						327,75
8,0						372,91
8,5						420,98
9,0						471,96
9,5						525,86
10,0						582,67

Tabela 4.8.Straty na przewodzie ciśnieniowym c5

c5						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_{λ} [Pa]
0,0	0,2	0,0103	0,0000833	0,025	800	0,00
0,5						1,94
1,0						7,77
1,5						17,48
2,0						31,08
2,5						48,56
3,0						69,92
3,5						95,17
4,0						124,30
4,5						157,32
5,0						194,22
5,5						235,01
6,0						279,68
6,5						328,24
7,0						380,68
7,5						437,00
8,0						497,21
8,5						561,31
9,0						629,28
9,5						701,15
10,0						776,89

Wartość strat ciśnienia w przewodzie ssawnym c4 i c6 będzie taka sam jak w przewodzie c2 ze względu na fakt ,że oba przewody mają taką samą długość.

4.2.3 Przewody spływowe

Tabela 4.9.Straty na przewodzie spływowym sp1

sp1						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,5	0,0133	0,00014	0,025	800	0,00
0,5						1,35
1,0						5,41
1,5						12,17
2,0						21,64
2,5						33,82
3,0						48,69
3,5						66,28
4,0						86,57
4,5						109,56
5,0						135,26
5,5						163,66
6,0						194,77
6,5						228,59
7,0						265,11
7,5						304,34
8,0						346,27
8,5						390,90
9,0						438,24
9,5						488,29
10,0						541,04

Tabela 4.10.Straty na przewodzie spływowym sp2

sp2						
Q[dm ³ /min]	L[m]	D[m]	A[m ²]	λ	ρ [kg/ m ³]	Δp_λ [Pa]
0,0	0,9	0,0133	0,00014	0,025	800	0,00
0,5						2,43
1,0						9,74
1,5						21,91
2,0						38,95
2,5						60,87
3,0						87,65
3,5						119,30
4,0						155,82
4,5						197,21

5,0						243,47
5,5						294,60
6,0						350,59
6,5						411,46
7,0						477,20
7,5						547,80
8,0						623,28
8,5						703,62
9,0						788,84
9,5						878,92
10,0						973,87

4.2.4 Łączna suma strat ciśnienia we wszystkich przewodach

Tabela 4.11. Całkowite straty ciśnienia w przewodach

SUMA STRAT CIŚNIENIA W PRZEWODACH												
Q	s1	s2	s3	c1	c2	c3	c4	c5	c6	sp1	sp2	SUMA[Pa]
0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,5	0,02	0,02	0,04	2,43	2,91	1,46	2,91	1,94	2,91	1,35	2,43	23,82
1,0	0,07	0,07	0,17	9,71	11,65	5,83	11,65	7,77	11,65	5,41	9,74	95,27
1,5	0,16	0,16	0,39	21,85	26,22	13,11	26,22	17,48	26,22	12,17	21,91	214,36
2,0	0,28	0,28	0,70	38,84	46,61	23,31	46,61	31,08	46,61	21,64	38,95	381,08
2,5	0,44	0,44	1,09	60,69	72,83	36,42	72,83	48,56	72,83	33,82	60,87	595,44
3,0	0,63	0,63	1,57	87,40	104,88	52,44	104,88	69,92	104,88	48,69	87,65	857,43
3,5	0,86	0,86	2,14	118,96	142,75	71,38	142,75	95,17	142,75	66,28	119,30	1167,06
4,0	1,12	1,12	2,80	155,38	186,45	93,23	186,45	124,30	186,45	86,57	155,82	1524,33
4,5	1,42	1,42	3,54	196,65	235,98	117,99	235,98	157,32	235,98	109,56	197,21	1929,23
5,0	1,75	1,75	4,37	242,78	291,34	145,67	291,34	194,22	291,34	135,26	243,47	2381,76
5,5	2,12	2,12	5,29	293,76	352,52	176,26	352,52	235,01	352,52	163,66	294,60	2881,93
6,0	2,52	2,52	6,30	349,60	419,52	209,76	419,52	279,68	419,52	194,77	350,59	3429,74
6,5	2,96	2,96	7,39	410,30	492,36	246,18	492,36	328,24	492,36	228,59	411,46	4025,18
7,0	3,43	3,43	8,57	475,85	571,02	285,51	571,02	380,68	571,02	265,11	477,20	4668,25
7,5	3,94	3,94	9,84	546,25	655,50	327,75	655,50	437,00	655,50	304,34	547,80	5358,96
8,0	4,48	4,48	11,19	621,51	745,82	372,91	745,82	497,21	745,82	346,27	623,28	6097,31
8,5	5,05	5,05	12,64	701,63	841,96	420,98	841,96	561,31	841,96	390,90	703,62	6883,29
9,0	5,67	5,67	14,17	786,60	943,93	471,96	943,93	629,28	943,93	438,24	788,84	7716,91
9,5	6,31	6,31	15,79	876,43	1051,72	525,86	1051,72	701,15	1051,72	488,29	878,92	8598,16
10,0	7,00	7,00	17,49	971,12	1165,34	582,67	1165,34	776,89	1165,34	541,04	973,87	9527,05

4.3 STRATY MIEJSCOWE

Poniżej przedstawiono równanie opisujące straty ciśnienia w różnego rodzaju przewodach.:

$$\Delta p_{\xi} = \frac{1}{2} * \xi * \rho * V^2 \quad | \quad (V^2 = \frac{Q^2}{A^2}) \quad (4.2)$$

Gdzie:

ξ - Współczynnik oporu miejscowego

ρ - gęstość oleju roboczego [kg/ m³]

A - pole przekroju przewodu hydraulicznego [m²]

Q - wydajność pompy [m³/s]

Do poniższych obliczeń użyto następujących parametrów:

Tabela 4.12. Wartości parametrów potrzebnych do obliczeń

Parametr		Wartość
ξ	trójnik	1,25
	zwężenie	0,42
	kolanko	1,12
Q		0-10 [dm ³ /min]
ρ		800 [kg/ m ³]

4.3.1 Trójnik

Tabela 4.13. Straty ciśnienia na trójniku c

TRÓJNIK C					
Q[dm ³ /min]	D[m]	A[m ²]	ξ	ρ [kg/ m ³]	Δp_{ξ} [Pa]
0,0	0,0103	0,000083	1,25	800	0,00
0,5					5,00
1,0					20,01
1,5					45,01
2,0					80,02
2,5					125,03
3,0					180,05
3,5					245,06
4,0					320,08
4,5					405,10
5,0					500,13
5,5					605,15
6,0					720,18

6,5					845,21
7,0					980,25
7,5					1125,28
8,0					1280,32
8,5					1445,36
9,0					1620,41
9,5					1805,45
10,0					2000,50

Tabela 4.14.Straty ciśnienia na trójkniku s

TRÓJNIK S					
Q[dm ³ /min]	D[m]	A[m ²]	ξ	ρ [kg/ m ³]	Δp_{ξ} [Pa]
0,0					0,00
0,5					0,20
1,0					0,80
1,5					1,81
2,0					3,22
2,5					5,03
3,0					7,24
3,5					9,86
4,0					12,87
4,5					16,29
5,0	0,023	0,00042	1,25	800	20,11
5,5					24,34
6,0					28,97
6,5					33,99
7,0					39,43
7,5					45,26
8,0					51,49
8,5					58,13
9,0					65,17
9,5					72,61
10,0					80,46

4.3.2 Kolanko

Tabela 4.15.Straty ciśnienia na kolanku c

KOLANKO C					
Q[dm ³ /min]	D[m]	A[m ²]	ξ	ρ [kg/ m ³]	Δp_{ξ} [Pa]
0,0	0,0103	8,33229E-05	1,12	800	0,00
0,5					4,48
1,0					17,92
1,5					40,33
2,0					71,70
2,5					112,03
3,0					161,32
3,5					219,58
4,0					286,79
4,5					362,97
5,0					448,11
5,5					542,22
6,0					645,28
6,5					757,31
7,0					878,30
7,5					1008,25
8,0					1147,17
8,5					1295,04
9,0					1451,88
9,5					1617,69
10,0					1792,45

Tabela 4.16.Straty ciśnienia na kolanku sp

KOLANKO SP					
Q[dm ³ /min]	D[m]	A[m ²]	ξ	ρ [kg/ m ³]	Δp_{ξ} [Pa]
0,0	0,0133	0,00014	1,12	800	0,00
0,5					1,61
1,0					6,45
1,5					14,51
2,0					25,79
2,5					40,30
3,0					58,03
3,5					78,98
4,0					103,16

4,5					130,56
5,0					161,19
5,5					195,04
6,0					232,11
6,5					272,41
7,0					315,93
7,5					362,67
8,0					412,64
8,5					465,83
9,0					522,24
9,5					581,88
10,0					644,75

4.3.3 Zwężenie

Tabela 4.17. Straty ciśnienia na zwężeniu

ZWEŻENIE					
Q[dm ³ /min]	D[m]	A[m ²]	ξ	ρ [kg/ m ³]	Δp _ξ [Pa]
0,0	0,0133	0,00014	0,42	800	0,00
0,5					0,60
1,0					2,42
1,5					5,44
2,0					9,67
2,5					15,11
3,0					21,76
3,5					29,62
4,0					38,68
4,5					48,96
5,0					60,45
5,5					73,14
6,0					87,04
6,5					102,15
7,0					118,47
7,5					136,00
8,0					154,74
8,5					174,69
9,0					195,84
9,5					218,21
10,0					241,78

4.3.4 Łączna suma strat ciśnienia miejscowe w układzie hydraulicznym

Tabela 4.18. Całkowite straty miejscowe w układzie hydraulicznym

STRATY MIEJSCOWE						
Q[dm ³ /min]	TRÓJNIK C	TRÓJNIK S	KOLANKO C	KOLANKO SP	ZWEŻENIE	SUMA [Pa]
0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,5	18,43	0,20	4,48	1,61	0,60	65,31
1,0	73,73	0,80	17,92	6,45	2,42	261,24
1,5	165,89	1,81	40,33	14,51	5,44	587,78
2,0	294,92	3,22	71,70	25,79	9,67	1044,95
2,5	460,82	5,03	112,03	40,30	15,11	1632,73
3,0	663,58	7,24	161,32	58,03	21,76	2351,13
3,5	903,20	9,86	219,58	78,98	29,62	3200,15
4,0	1179,70	12,87	286,79	103,16	38,68	4179,78
4,5	1493,05	16,29	362,97	130,56	48,96	5290,04
5,0	1843,27	20,11	448,11	161,19	60,45	6530,91
5,5	2230,36	24,34	542,22	195,04	73,14	7902,40
6,0	2654,32	28,97	645,28	232,11	87,04	9404,51
6,5	3115,13	33,99	757,31	272,41	102,15	11037,24
7,0	3612,82	39,43	878,30	315,93	118,47	12800,58
7,5	4147,37	45,26	1008,25	362,67	136,00	14694,55
8,0	4718,78	51,49	1147,17	412,64	154,74	16719,13
8,5	5327,06	58,13	1295,04	465,83	174,69	18874,33
9,0	5972,21	65,17	1451,88	522,24	195,84	21160,15
9,5	6654,22	72,61	1617,69	581,88	218,21	23576,58
10,0	7373,10	80,46	1792,45	644,75	241,78	26123,64

4.4 CAŁKOWITE STRATY UKŁADU HYDRAULICZNEGO

Poniżej przedstawiono równanie opisujące całkowite straty ciśnienia w układzie hydraulicznym:

$$\Delta p = \Delta p_r + \Delta p_{zz} + \Delta p_p + \Delta p_f + \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi \quad (4.3)$$

Gdzie:

Δp_r - straty na rozdzielaczu [Pa]

Δp_{zz} - straty na zaworze zwrotnym [Pa]

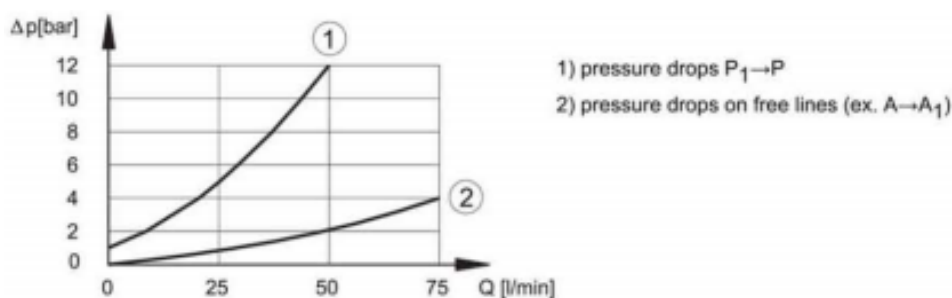
Δp_p - straty na zaworze przelewowym [Pa]

Δp_f - straty na filtrze [Pa]

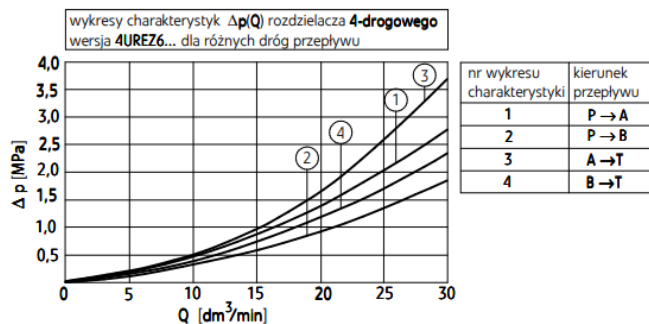
Δp_λ - straty liniowe w przewodach [Pa]

Δp_ξ - straty miejscowe [Pa]

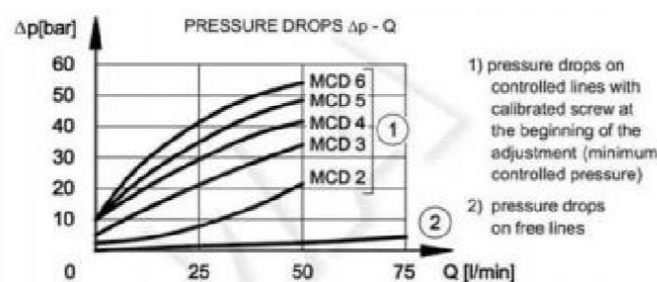
Odczytano wartości strat ciśnienia z poniższych charakterystyk zaworów oraz filtra.



Rysunek 4.2. Zawór zwrotny- straty ciśnienia



Rysunek 4.3. Rozdzielacz - straty ciśnienia [3]



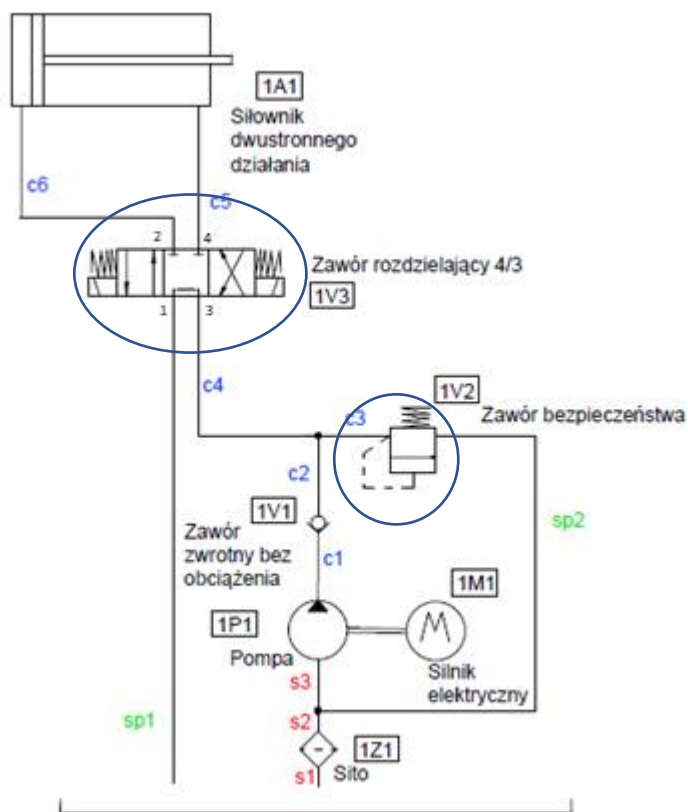
Rysunek 4.4. Zawór przelewowy - straty ciśnienia [6]

Tabela 4.19. Całkowite straty układu

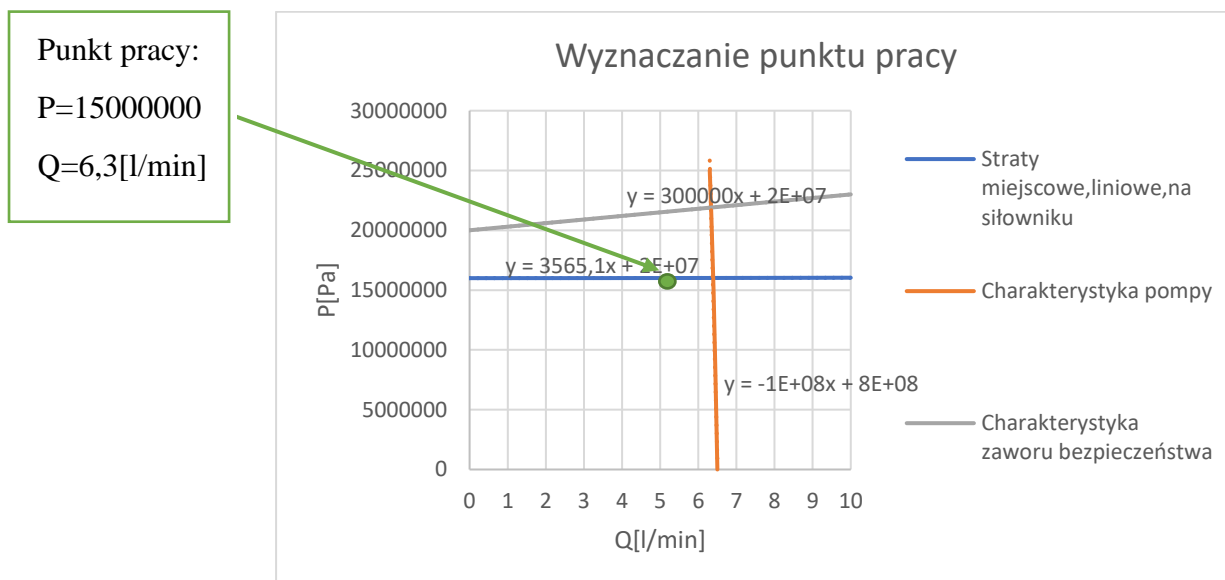
$Q[\text{dm}^3/\text{min}]$	Δp_λ	Δp_ξ	Δp_p	Δp_f	Δp_{zz}	Δp_r	SUMA[Pa]
0,0	0,00	0,00	200000	1000000	0	0	1200000,00
0,5	23,82	65,31	200000	1000000	1500	25000	1226589,13
1,0	95,27	261,24	200000	1000000	3000	50000	1253356,51
1,5	214,36	587,78	200000	1000000	4500	75000	1280302,14
2,0	381,08	1044,95	200000	1000000	6000	100000	1307426,03
2,5	595,44	1632,73	200000	1000000	7500	125000	1334728,17
3,0	857,43	2351,13	200000	1000000	9000	150000	1362208,56
3,5	1167,06	3200,15	200000	1000000	10500	175000	1389867,21
4,0	1524,33	4179,78	200000	1000000	12000	200000	1417704,11
4,5	1929,23	5290,04	200000	1000000	13500	225000	1445719,26
5,0	2381,76	6530,91	200000	1000000	15000	250000	1473912,67
5,5	2881,93	7902,40	200000	1000000	16500	273000	1500284,33
6,0	3429,74	9404,51	200000	1000000	18000	296000	1526834,25
6,5	4025,18	11037,24	200000	1000000	19500	319000	1553562,41
7,0	4668,25	12800,58	200000	1000000	21000	342000	1580468,84
7,5	5358,96	14694,55	200000	1000000	22500	365000	1607553,51
8,0	6097,31	16719,13	200000	1000000	24000	388000	1634816,44
8,5	6883,29	18874,33	200000	1000000	25500	411000	1662257,62
9,0	7716,91	21160,15	200000	1000000	27000	434000	1689877,05
9,5	8598,16	23576,58	200000	1000000	28500	457000	1717674,74
10,0	9527,05	26123,64	200000	1000000	30000	480000	1745650,69

Straty ciśnienia zostały obliczone dla sytuacji w której straty są największe oraz każdy z elementów układu został użyty chociaż jednokrotnie.

5. WYZNACZANIE PUNKTU PRACY



Rysunek 5.1. Schemat układu wraz z zaznaczonymi elementami



Rysunek 5.2. Wykres wyznaczający punkt pracy układu

Równanie dla strat miejscowych, liniowych, na siłowniku:

$$P = 3565,1 \cdot Q + 2 \cdot 10^7 \quad (5.1)$$

Równanie charakterystyki zaworu bezpieczeństwa:

$$P = 300000 \cdot Q + 2 \cdot 10^7 \quad (5.2)$$

Równanie charakterystyki pompy:

$$P = -10^8 \cdot Q + 8 \cdot 10^8 \quad (5.3)$$

6. PODSUMOWANIE

Największą trudnością którą napotkano w trakcie pracy nad danym projektem było sporządzenie schematu hydraulicznego oraz dobór odpowiednich elementów, trudności te były głównie spowodowane brakiem doświadczenia w projektach tego typu. Cena wielu elementów schematu była znacznie droższa niż początkowo zakładano, było to spowodowane przede wszystkim faktem, iż w początkowej fazie projektowania nie były jeszcze ściśle określone parametry niezbędnych elementów. W trakcie projektowania zdano sobie również sprawę, że schemat układu hydraulicznego dla projektowanej prasy hydraulicznej jest zbyt skomplikowany biorąc pod uwagę jego przeznaczenie oraz zakładany czas pracy. Uwzględniając wszystkie powyższe argumenty zdecydowano się uprościć schemat hydrauliczny projektowanej maszyny.

W dalszych etapach projektu nie napotkano problemów, które zmusiłyby do ponownej analizy schematu projektowanej prasy lub wymiany któregośkolwiek z założonych elementów. Wszystkie wartości zarówno start ciśnienia, jak i innych parametrów otrzymanych w trakcie obliczeń wydają się być wiarygodne, co pozwala stwierdzić, że projekt prasy hydraulicznej został zrobiony w sposób poprawny.

7. ŹRÓDŁA

1. Maszyny i urządzenia do obróbki plastycznej, Janusz Tomczak Jarosław Bartnicki
2. <http://www.hydrotor.pl/pz2-kz-25/>
3. <https://www.ponar-wadowice.pl/products/rozdzielacze#rozdzielacze-gniazdowe>
4. https://www.ponar-wadowice.pl/uploads/attachments_prod/ucj3_4_pl.pdf
5. <http://www.megahydrat.pl/filtry-WS.php>
6. <https://www.hydroma.pl/files/product/9/13/20642/data/093-10398.pdf>
7. [https://www.hydroma.pl/files/product/11/42/27080/data/077-SEI\(K,L\).pdf](https://www.hydroma.pl/files/product/11/42/27080/data/077-SEI(K,L).pdf)

