

BARTOSZ GÓRALCZYK
WOJCIECH HORAK

Design of a machine for trenchless pipe replacement using the static cracking method

Efforts to minimize surface disturbances during earthworks are an important aspect of modern civil engineering. These expectations are met by a number of technologies that make it possible to carry out such works using trenchless technologies. The static cracking method makes it possible to extend, modernize or renovate the existing underground infrastructure. The paper presents the design of a device assigned for trenchless pipe replacement using the static cracking method. The developed device is characterized by the use of a new type of drive system with the use of articulated rods. In addition, the work proposes ways to solve the main issues in the design of this type of device.

Key words: *machine design, cracking, pipeline replacement, trenchless methods*

1. INTRODUCTION

For many years, the use of excavation methods, i.e. methods that involve digging a trench along the entire length of the conducted earthworks, has been a natural and popular method for the replacement and installation of underground infrastructures. However, the use of these methods is associated with a long duration of work and significant costs that increase with the depth and length of excavation. The effort to minimize the size of excavations has many positive ecological, economic, and legal aspects [1].

The expansion of urban agglomerations, dynamic development of transport infrastructure and growing requirements concerning the interference of earthworks with the surroundings make it necessary to search for alternative methods and technologies of conducting earthworks in relation to excavation. For this reason, trenchless methods have developed significantly in recent years as a cheaper and faster method of performing such works. A significant advantage of trenchless technologies is the relatively low impact on the environment and the direct surroundings of the worksite.

There are a number of different trenchless methods, such as microtunneling, hydraulic pipe jacking, cracking, and repair with resin agents [2]. The technologies of pipe replacement by trenchless methods can be divided into technologies with leaving the old pipe in the ground or removing it. The first of these is the subject of this paper and is known as Pipe Cracking and Pipe Bursting. The cracking method is used whenever the purpose of the work is to increase the diameter of the repaired duct and during the replacement it should be increased. Another way of renovating pipelines is repair with resin agents, which, however, results in significant reductions in the inner diameter of the replaced pipes [3].

The paper presents a proposal for the modernization of a device for trenchless pipe replacement by static cracking.

2. THE PIPE CRACKING METHOD

The cracking method involves the renovation of pipelines through the destruction of the old ones by crushing, tearing or cutting, and laying new sections of pipes in place of the old ones.

4. DEVICE DESIGN

4.1. Required manpower

Based on the empirical equation (1) [6], the required pulling force of the pipe bursting head was determined:

$$F = \frac{\pi \cdot g \cdot (D^2 - d^2)}{4800} \text{ [kN]} \quad (1)$$

where:

- g – acceleration of gravity ($g = 9.81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$),
- D – diameter of the new pipe increased by 20% ($D = 540 \text{ mm}$),
- d – diameter of the pipe to be renovated ($d = 400 \text{ mm}$),
- 4800 – empirical scaling factor.

Assuming the upper values of diameters, adopted in the design assumptions, the maximum working force is 845 kN. In order to ensure a surplus of the working force, the value for the designed machine of 1 MN was assumed for further calculations.

4.2. The rod design

Among the main components of the designed system, with a significant impact on the structure and operation of the device, are the rods. Their role is to ensure the transmission of the operating force, and their design determines how the force is transferred from the hydraulic system to the cutting-crushing head. In this project, two concepts of rod design were considered.

Cylindrical threaded rods

A common approach is to use rods with threaded ends (Fig. 2).



Fig. 2. Threaded rod

To drive this type of rod, an expanding and clamping jaw system is used (Fig. 3). This connection transmits force only one way, while the other way provides free return of the actuator. This solution is characterized by very good mechanical strength. The main

disadvantage of this method is the necessity to twist/untwist the rods in the excavation while inserting and removing the rods from the machine. This is due to the lack of flexible connections between the rods to allow angular movement between them.

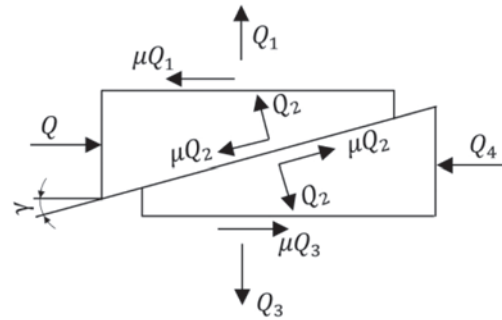


Fig. 3. Principle of operation of an expansion-clamp connection [7]

Articulated rods

To overcome the inconvenience of using the twisted rods, a new rod design is proposed in this paper (Fig. 4). The poles are connected by means of articulated joints. In this way, the flexibility of the rod set is increased and it is possible to connect and pull them out of the trench. The articulated connection also prevents bending stresses from occurring at the rod connection point. The discussed design variant is based on a pin connection.

The design of the rod necessitates a change in the method of force transmission from the friction (expansion-clamp) method to the shape method. The element that fulfils the task of power transmission is a linear pawl with an appropriate geometry. In order to implement the pawl-rod coupling, holes were made in the cylindrical part of the rod cooperating with the pawl.



Fig. 4. Design of the proposed articulated rod

For the adopted design assumptions and estimated loads of the working system, strength calculations of the rods were carried out. The calculations show that the highest stress in the rod is 312.5 MPa, while the highest surface pressure occurs in the forks and amounts to 81.2 MPa. The obtained stress values in-

dicates that it is possible to make the rods with the use of most steels with high strength properties and good weldability. Weldability is important due to the way these elements are shaped.

4.3. The linear pawl design

The geometry of the designed linear pawl is shown in Figure 5. This element is designed to transmit the force from the hydraulic system that pulls the rods and then allows the cylinders to return to their initial position relative to the stationary rods.



Fig. 5. The linear pawl

The designed pawl was subjected to FEM strength analysis. The highest stresses occur in the area marked in red in Figure 6. The maximum reduced stresses according to the H-M-H hypothesis amount to nearly 445 MPa and occur as local concentrations. The pawl stiffness is satisfactory, with the maximum deformation less than 2 mm.

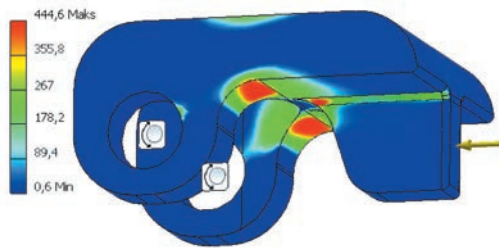


Fig. 6. Results of linear pawl FEA analysis

4.4. Calculations of pawl pins

The pin in the pawl is fixed on one side in a bushing of thickness g . This seating is due to the rods passing through the pawl, which makes it impossible to support the pin on both sides.

Figure 7 shows a cross-section of the pawl assembly, the pin (1) transfers the force between the linear pawl (4) and the actuator (2), the cover (5) protects

the pin from slipping out, and the pawl tooth (4'') allows the rods to move. The pawl cover is marked with a number (3).

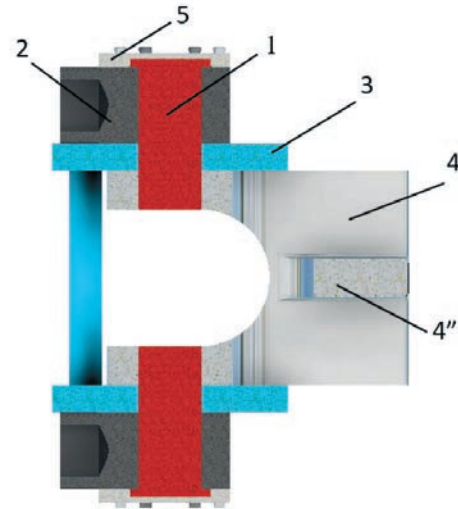


Fig. 7. The pawl assembly

The one-sided restraint of the pin (see Fig. 7, pos. 1) is unfavorable because bending of the pin occurs during subsequent operating cycles. Due to the nature of the loading, verifying fatigue calculations of the pin are required to verify the durability and reliability of the arrangement.

To check the value of the safety factor δ , the Soderberg formula [8] was used:

$$\delta = \frac{Z_{gj}}{\frac{\beta \cdot \sigma_a}{\varepsilon} + Z_{gj} \cdot \frac{\sigma_m}{R_{eg}}} \quad (2)$$

where:

- R_{eg} – bending yield strength [MPa],
- Z_{gj} – single-sided bending fatigue limit [MPa],
- β – stress concentration factor [-],
- ε – size factor [-],
- σ_a – stress amplitude [MPa],
- σ_m – average stress [MPa].

In addition, calculations were performed to verify the value of surface stresses in the pin-actuator sleeve and pin-pawl connections.

Due to the unilateral attachment of the pins in the rod, the total surface pressure in the connection is the sum of the pressure resulting from the force in the direction normal to the working surface of the pin and the pair of forces balancing the bending moment. The load model adopted corresponds to the scheme shown in Figure 8.

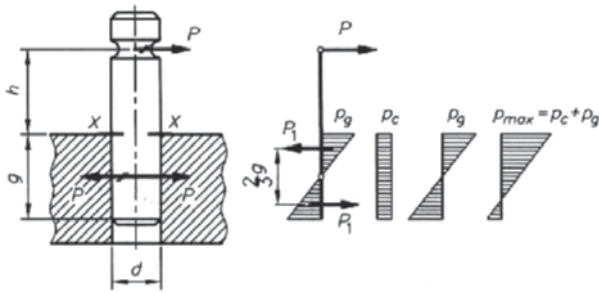


Fig. 8. Simplified model of the pin load [7]

The value of the maximum surface pressures in the pin-actuator sleeve connection is expressed as [9]:

$$p_{\max 1} = \frac{P \left(6 \frac{h}{g_1} + 4 \right)}{g_1 d} \quad (3)$$

while the stresses in the pin-pawl joint:

$$p_{\max 2} = \frac{P}{g_2 d} \quad (4)$$

where:

- h – distance from where the force is applied to the surface [mm],
- g_1 – the depth of the pin insertion into the tight-fitting cylinder sleeve [mm],
- g_2 – depth of the pin insertion in a loosely fitted pawl [mm],
- P – force acting on the pin [kN],
- d – pin diameter [mm].

Based on eq. (2), the value of the safety factor in the most loaded cross-section was determined ($\delta = 1.29$). In addition, from eqs. (3) and (4), the values of surface pressures were obtained as $p_{\max 1} = 227.5$ MPa and $p_{\max 2} = 59.6$ MPa.

The obtained value of the fatigue safety factor ensures the proper functioning of the joint. However, the surface pressure results indicate that additional bushing of the pin holes in the cylinder sleeve using high-grade, tempered steel bushings may be necessary.

4.5. The modular expansion pin

The limited space between the rods and the pawl restricts the size of the rod connection pin. Therefore, it is not possible to use a typical headed pin or a pin protected against axial displacement by means of a locking pin. The concept of pin embedding using a push-in connection must also be rejected for operational reasons, due to the long pressing pin in and the

wear of elements during frequent connecting and disconnecting.

For the discussed system, a conceptual design of the expanding pin (Fig. 9) connecting the rods was developed, in which the above-mentioned problems were eliminated. The expansion pin consists of a tapered axle (1) with a hole cut out, which is fixed in the eye and fork first.

The tapered bushing (2) is inserted, followed by the tapered head bolt (3) and the tapered head pin ending in a threaded hole (4). The screw and the pin are screwed together to press against the surface and prevent the expansion pin from moving.

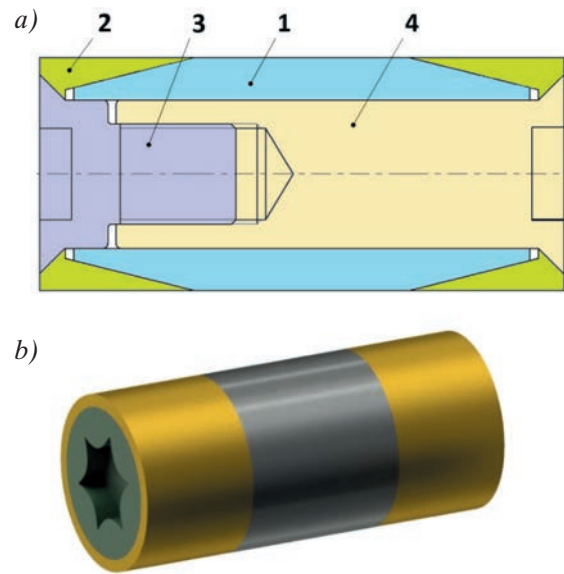


Fig. 9. Expansion pin: a) cross-section; b) view

4.6. The device frame

The frame (Figs. 10 and 11) is welded from square tubes ($120 \times 120 \times 8$). To improve the rigidity of the frame, four identical profiles are welded to connect the lower frame sections. Holes have been made in the frame and nuts have been welded to fix the bolts that fasten the machine cover. Holes were also made to place the hydraulic quick couplings.

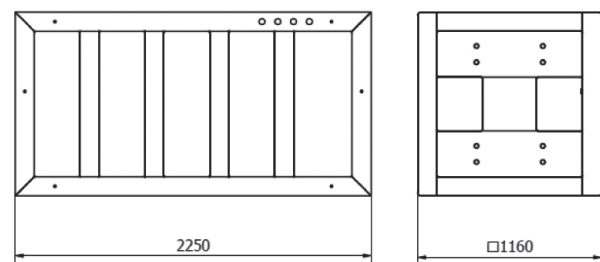


Fig. 10. Frame dimensions

A 50-mm-thick plate was welded to the front of the frame, which is responsible for transferring the force from the actuators to the side wall of the excavation (see Fig. 11).

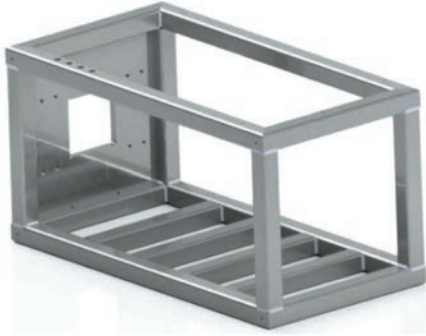


Fig. 11. Frame model 3D

4.7. Selection of actuators and hydraulic Power Pack

Two, symmetrically spaced, actuators were selected to evenly distribute the workload. They have to fulfill two tasks, the first one is being to provide the required force to pull the cutting head, and the second one is to provide enough stroke to allow the ratchet tooth to move to the next hole in the rod. The selected actuator was WHC027 – 160×90×600, which parameters are shown in Table 2 [10].

Table 2
Actuator specifications

$\varnothing D_w$	160 mm	piston diameter
$\varnothing d$	90 mm	piston rod diameter
G_w	M100×2	thread size
xL	600 mm	actuator stroke
L	842 mm	dimension without threaded part
L_c	943 mm	closing dimension
C	40 mm	extend the actuator
PD	70 mm	dimension for hydraulic connection 1
Pz	662 mm	dimension between hydraulic connections
p	25 MPa	nominal pressure

A suitable power supply should provide the appropriate pressure value and hydraulic oil volume flow. A power supply with the parameters shown in Table 3 was selected to supply the previously selected actuators.

Table 3
Hydraulic power pack parameters

Oil tank capacity	50 l
Oil flow rate	12 l/min
Working pressure	25 MPa

4.8. Hydraulic circuit diagram

Figure 12 shows a diagram of the hydraulic system of the discussed device. The operating method of the system should ensure uniform ejection of the actuators (1, 2) regardless of the load, with a flow divider (3) selected for this purpose. A controlled check valve (4) prevents uncontrolled movements of the actuators. The control uses a 4-way 3-position hydraulic solenoid valve (5) which controls the direction of hydraulic oil flow. The drive system is supplied through a spring loaded check valve (7). A safety valve (6) is used to protect the pump from pressure build-up. The source of pressure in the system is the hydraulic power pack, which consists of a pump (8), a coupling (9), a motor (10), a suction filter (11) and an oil tank (12).

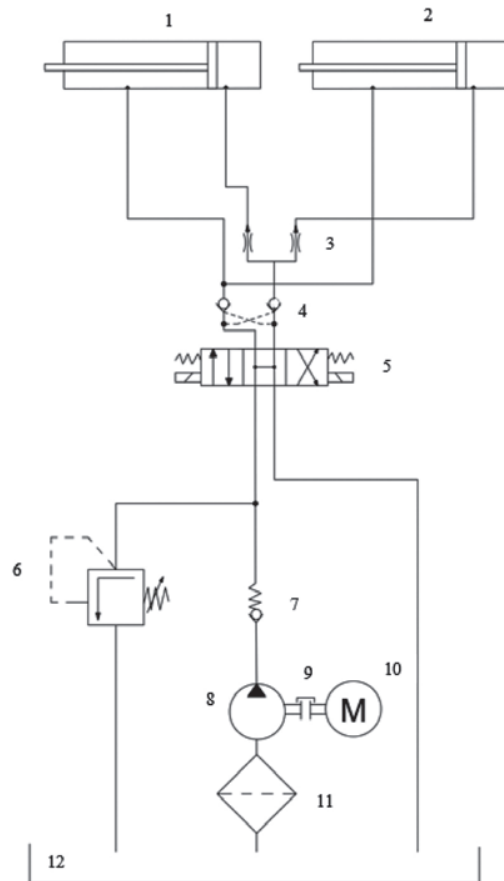


Fig. 12. Hydraulic diagram

5. DRIVE SYSTEM

The drive system (Fig. 13) consists of two hydraulic cylinders (1) mounted symmetrically on a plate that rests against the side wall of the trench during operation. The cylinders set the pawl (2) in motion. The force is transmitted from the cylinders to the pawl via

two pins (4). A loose fit between the pawl and the pins allows the pawl to pivot. Longitudinal holes (3") have been made in the poles, which cooperate with the pawl tooth, allowing the force to be transferred to subsequent rods and the working unit of the device to move (rods with working head) in the direction indicated by the arrow (5).

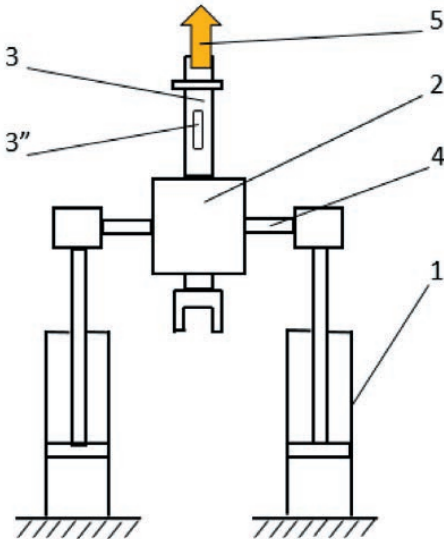


Fig. 13. Schematic of drive system

The overall dimensions of the machine are given in Figure 14, while Figures 15 and 16 show views of the developed system. The designed cracking machine consists of a frame (1) in which the machine components are located. A corrugated plate (7) is welded to the underside of the frame. The housing of the machine is made of perforated sheet metal (16) and a back solid sheet (15). An inspection door (17) is provided in the machine casing to allow access to the drive system.

During operation, the unit is supported against the excavation wall by a sheet metal plate (8) to which the hydraulic cylinders (5) are attached by means of

plates (9). To protect the actuators from bending, the support brackets (10) that are welded to the frame are bolted to the actuators. The pawl (2) and pawl cover (3) are connected to the actuators with a pin. The pin is fixed in the end of the piston rod (11) and is secured against sliding out by the cap bolted with screws (12). The pawl sets the rods (4) in motion, which move along the element (6) that fixes the position of the rods vertically and ensures contact between the rods and the pawl. The machine is divided into two compartments by sheet metal (13), which has two functions: the first is to support the element (6) and the second is to protect the hydraulic lines from movement of the drive system elements. Rods are connected by means of expanding pins (14). In the upper part of the device, there are eyebolts (19) used to hang the device for transport. To facilitate hydraulic connection, the machine is equipped with hydraulic quick couplings (18).

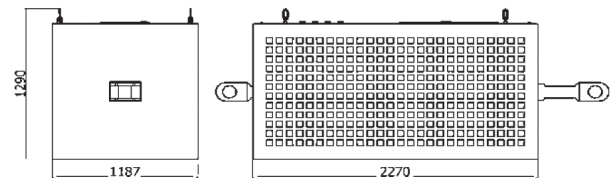


Fig. 14. Dimensions of the device

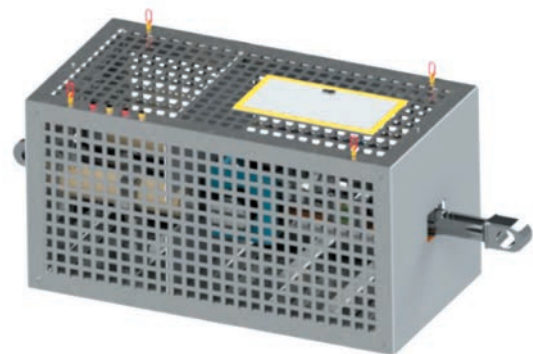


Fig. 15. Cracking machine

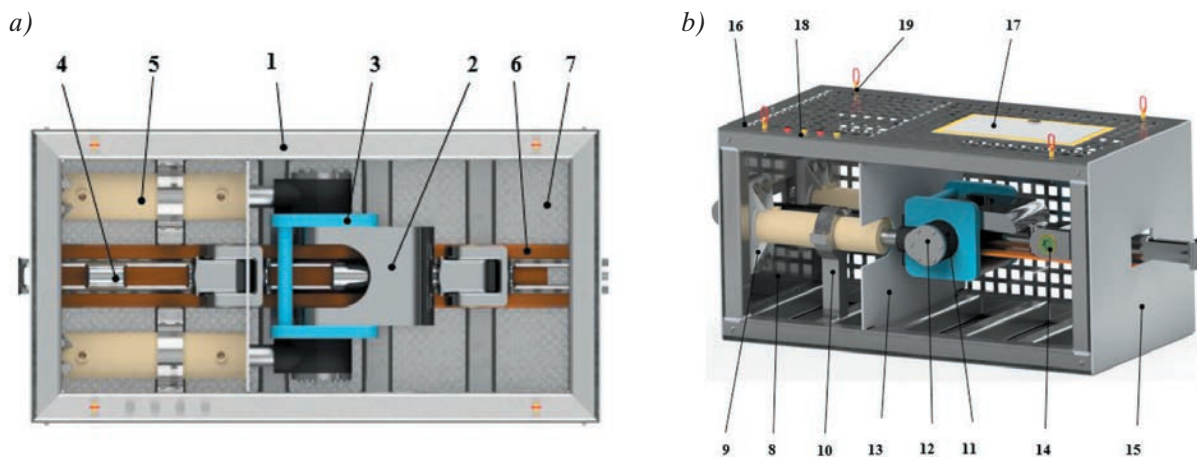


Fig. 16. Cracking machine, views: a) without top cover; b) without side cover

6. OPERATION OF THE MACHINE

To ensure the proper functioning of the device, a service trench with dimensions of 5×2 m and a depth adapted to the depth of the pipeline to be replaced must be dug. The machine (Fig. 17, pos. 1) should be placed in the trench and leveled. The axis of the drive rods should coincide with the center of the cross section of the pipe to be replaced. After placing the machine in the trench, the hydraulic hoses connect to the hydraulic quick couplings. The rods (2) are to be placed in the repaired pipeline, and the cutting/crushing head (1) attached to the last one. Expansion pins (3)

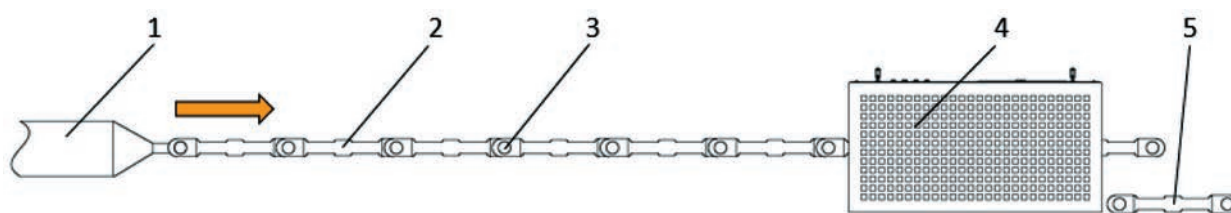


Fig. 17. Operation of the machine

7. SUMMARY

The paper presents a proposal for the modernization of the design of a device for trenchless pipe replacement by means of the static cracking method. The developed device enables the replacement of pipelines with a length of 80 m and a diameter of up to 400 mm.

In the project, special attention was paid to the most loaded elements of the machine and appropriate strength calculations were performed. The proposed solutions, especially the new concept of the rod and the method of its drive, can make the presented system competitive in relation to currently used devices for static cracking.

References

- [1] Zwierzchowska A.: *Koszty budowy sieci podziemnych wykonywanych metodami tradycyjnymi i bezwykopowymi*. Inżynieria Bezwykopowa 2006, 1: 26–32.

should be used to connect the rods. When the hydraulic power pack is turned on, the actuators set in motion a pawl, the tooth of which falls into a hole in the rods and unilaterally blocks the movement of the pawl relative to the rods and together they pull the cutting/crushing head. The return movement of the actuator causes the pawl to move relative to the non-moving rods. The device crushes or cuts the old pipeline with the head, leaving pieces of it in the ground. The new pipe is pulled in with the head. After the renovation, the new pipe takes over the functions of the old one. After pulling, the rods are laid out in the trench (5).

- [2] Kuliczkowski A., Kuliczowska E., Zwierzchowska A., Zwierzchowski D., Dańczuk P., Kubicka U., Kuliczkowski P., Lisowska J.: *Technologie bezwykopowe w inżynierii środowiska: praca zbiorowa*. Seidel-Przywecki, Warszawa 2010.
- [3] Ćwiertnia R., Ćwiertnia T.: *Analiza wybranych technologii bezwykopowej renowacji sieci wodociagowych i kanalizacyjnych*. Przegląd Budowlany 2018, 7–8: 42–50.
- [4] Derwich P.: *Dobieramy odpowiednią wielkość maszyny przeciskowej*. Inżynieria Bezwykopowa 2019, 3: 82.
- [5] Saint-Gobain PAM DIREXIONAL, Warszawa 2012.
- [6] Kublik K.: *Kraking statyczny, Bezwykopowa wymiana rurociągów*. Inżynieria Bezwykopowa 2016, 2: 74–77.
- [7] Mazanek E.: *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, t. 1. WNT, Warszawa 2015.
- [8] Dietrich M. (red.), *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 1. WNT, Warszawa 1999.
- [9] Korewa W., Zygmunt K.: *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 2. WNT, Warszawa 1975.
- [10] WROPOL Engineering sp. z o.o., Technical Report, Miękinia 2020.

BARTOSZ GÓRALCZYK, Eng.
WOJCIECH HORAK, Prof.

AGH University of Science and Technology
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
goralczy@student.agh.edu.pl
horak@agh.edu.pl

BARTOSZ GÓRALCZYK
WOJCIECH HORAK

Urządzenie do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego

Dążenie do minimalizacji zaburzeń ładów powierzchniowych podczas prowadzenia prac ziemnych stanowi ważny aspekt współczesnej inżynierii lądowej. Naprzeciw tym oczekiwaniom wychodzą różne technologie umożliwiające prowadzenie tego typu prac z wykorzystaniem metod bezwykopowych. Metoda krakingu statycznego umożliwia rozbudowę, modernizację lub rehabilitację istniejącej infrastruktury podziemnej. W pracy przedstawiono projekt urządzenia przeznaczonego do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego. Opracowana konstrukcja wyróżnia się zastosowaniem nowego typu układu napędowego z wykorzystaniem żerdzi przegubowych. Ponadto w pracy zaproponowano sposoby rozwiązania głównych zagadnień konstrukcji tego typu urządzenia.

Słowa kluczowe: projektowanie, kraking statyczny, technologie bezwykopowe

1. WSTĘP

Metody wykopowe polegające na wykonaniu wykopu na całej długości prowadzonych prac ziemnych są naturalnym i od lat stosowanym sposobem wymiany oraz układania przewodów podziemnych. Wykorzystywanie tych metod wiąże się jednak z długim czasem prowadzenia prac oraz ze znacznym kosztem, zwiększającym się wraz z głębokością wykopu. Dążenie do zminimalizowania zasięgu i wielkości wykopów niesie za sobą wiele pozytywnych aspektów zarówno pod względem ekologicznym, ekonomicznym, jak i prawnym [1].

Rozwój miejskich aglomeracji, dynamiczny rozwój infrastruktury komunikacyjnej oraz rosnące wymagania dotyczące ingerencji prac ziemnych w otoczenie wymuszają poszukiwanie alternatywnych w stosunku do wykopowych metod i technologii prowadzenia prac ziemnych. Z tego względu w ostatnich latach znacznie rozwinęły się metody bezwykopowe, które stanowią tańszą i szybszą metodę realizacji tego typu prac. Istotną zaletą technologii bezwykopowych jest stosunkowo niewielka ingerencja w środowisko oraz bezpośrednio otoczenie miejsca prowadzenia prac.

Istnieje szereg różnych bezwykopowych metod, takich jak mikrotunelowanie, przeciski hydrauliczne, metoda krakingu oraz naprawy środkami żywicznymi [2]. Wymiany rur metodami bezwykopowymi, które należą do jednej z gałęzi technologii bezwykopowych moż-

na podzielić na technologie z pozostawieniem oraz usunięciem starego przewodu z gleby. Pierwsza z nich – znana pod nazwami takimi jak Pipe Cracking oraz Pipe Bursting – jest przedmiotem niniejszego opracowania. Metodę krakingu stosuje się wszędzie tam, gdzie celem prac jest zwiększenie średnicy zużytego przewodu i podczas wymiany należy ją powiększyć tak, aby spełniała należne wymagania. Innym sposobem renowacji rurociągów są metody napraw środkami żywicznymi, które jednak skutkują znaczącym zmniejszeniem średnicy wewnętrznej wymienianych kanałów [3].

W pracy przedstawiono projekt urządzenia do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego.

2. TECHNOLOGIA KRAKING

Kraking wykorzystuje metodę niszczenia starych rur polegającą na propagacji pęknięć spowodowanych lokalną koncentracją naprężeń od punktowych obciążeń generowanych przez głowicę tnącą. Niszczenie może polegać również na kruszeniu, rozrywaniu lub rozcinaniu materiału. Metoda rozpoczyna się od wykopu komory startowej i końcowej pomiędzy którymi mieści się odcinek rurociągu wymagający wymiany (rys. 1).

Kolejnym krokiem jest wprowadzenie do starego przewodu żerdzi lub liny, które mają za zadanie ciągnąć głowicę tnącą i cały rurociąg po uprzednim za-

4. PROJEKT URZĄDZENIA

4.1. Wymagana siła robocza

Na podstawie empirycznego równania (1) [6] wyznaczono wymaganą siłę ciągnięcia głowicy roboczej:

$$F = \frac{\pi \cdot g \cdot (D^2 - d^2)}{4800} \text{ [kN]} \quad (1)$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie ($g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$),

D – średnica nowej rury zwiększona o 20% ($D = 540 \text{ mm}$),

d – średnica rury podlegającej renowacji ($d = 400 \text{ mm}$),

4800 – parametr dobrany empirycznie.

Przy uwzględnieniu górnych wartości średnic przyjętych w założeniach konstrukcyjnych, tj. $D = 540 \text{ mm}$ oraz $d = 400 \text{ mm}$, maksymalna siła robocza wynosi 845 kN. Ze względu na zapewnienie nadwyżki siły roboczej do dalszych obliczeń przyjęto wartość siły użytkowej projektowanej maszyny 1 MN.

4.2. Konstrukcja żerdzi

Jednym z głównych podzespołów projektowanego układu, który ma istotny wpływ na budowę oraz sposób funkcjonowania urządzenia, jest konstrukcja żerdzi. Żerdzie mają za zadanie zapewnić przeniesienie wymaganej siły roboczej, a ich konstrukcja definiuje sposób przekazywania siły z układu hydraulicznego na głowicę tnąco-kruszącą. W omawianym projekcie rozważono zastosowanie dwóch koncepcji konstrukcji tych elementów.

Walcowe żerdzie gwintowane

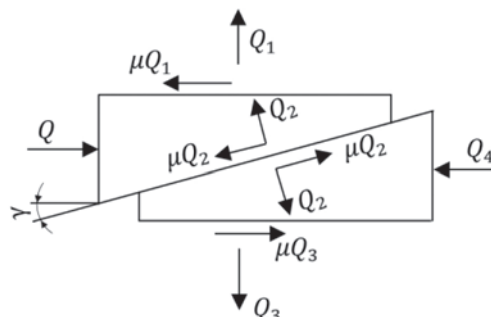
Często stosowanym rozwiązaniem jest wykorzystanie żerdzi z końcami gwintowanymi (rys. 2).



Rys. 2. Żerdź gwintowana

Do tego rozwiązania przystosowane jest specjalne połączenie rozprężno-zaciskowe (rys. 3), które służy do przeniesienia napędu na czynnik roboczy. Połączenie przenosi siłę tylko w jedną stronę, w drugą stronę zapewnia swobodny powrót siłownika. Rozwiązanie to charakteryzuje się bardzo dobrą wytrzymałością mechaniczną. Główną wadą tej metody jest konieczność skręcania/rozkręcania prętów w wykopie

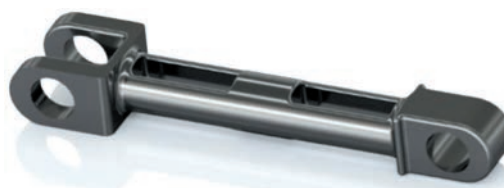
podczas wprowadzania i wyciągania prętów z maszyny. Jest to spowodowane brakiem elastycznych połączeń pomiędzy żerdziami, które umożliwiłyby ruch względny (kątowy) pomiędzy nimi.



Rys. 3. Połączenie rozprężno-zaciskowe [7]

Żerdzie przegubowe

Aby zniwelować niedogodności występujące w przypadku użytkowania żerdzi skręcanych, w niniejszej pracy zaproponowano nową konstrukcję żerdzi (rys. 4). Łączenie żerdzi odbywa się za pomocą przegubów. Uzyskano dzięki temu zwiększenie elastyczności zestawu żerdzi, a przez to możliwość łączenia/wyciągania ich poza wykopem. Połączenie przegubowe zabezpiecza również przed powstaniem naprężeń zginających w miejscu łączenia żerdzi. Omawiany wariant konstrukcyjny oparty jest na połączeniu sworzniowym. Konstrukcja żerdzi wymusza zmianę sposobu przekazywania siły z metody ciernej (rozprężno-zaciskowej) na metodę kształtową. Elementem, który spełnia zadanie przeniesienia napędu, jest zapadka liniowa o odpowiedniej geometrii. W celu realizacji sprzężenia zapadka-żerdź w części walcowej żerdzi wykonano otwory współpracujące z zapadką.



Rys. 4. Żerdź przegubowa

Dla przyjętych założeń konstrukcyjnych oraz oszacowanych obciążeń układu roboczego przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe żerdzi. Z uzyskanych wartości wynika, że największe naprężenie w żerdzi wynosi 312,5 MPa, natomiast największy nacisk powierzchniowy występuje w widelkach i wynosi 81,2 MPa. Otrzymane wartości naprężeń wskazują, że istnieje możliwość wykonania żerdzi z wykorzystaniem większości stali o wysokich właściwościach wytrzymałościowych i dobrej spawalności. Jest to istotne ze względu na sposób ukształtowania tych elementów.

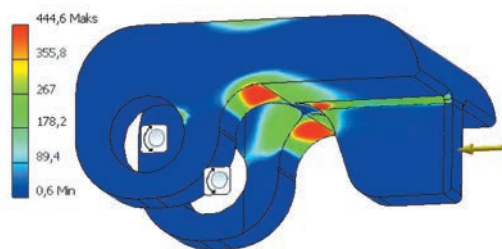
4.3. Konstrukcja zapadki liniowej

Geometrię zaprojektowanej zapadki liniowej przedstawiono na rysunku 5. Element ten ma za zadanie przeniesienie siły z układu hydraulicznego, ciągnącej żerdzi, a następnie umożliwienie powrotu siłowników do pozycji wyjściowej względem nieruchomych żerdzi.



Rys. 5. Zapadka liniowa

Zaprojektowana zapadka została poddana analizie wytrzymałościowej MES. Największe naprężenia występują w miejscu oznaczonym czerwonym kolorem widocznym na rysunku 6.



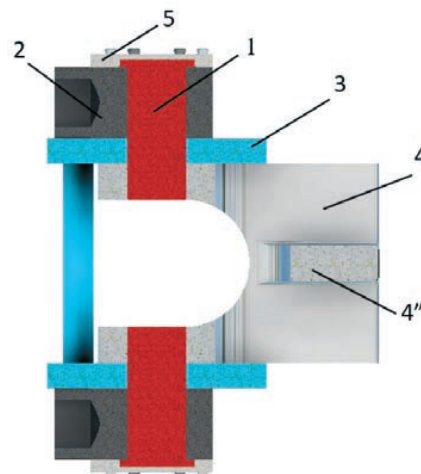
Rys. 6. Analiza MES zapadki liniowej

Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy H-M-H wynoszą blisko 445 MPa i występują w postaci lokalnych skupisk. Uzyskano zadowalającą sztywność zapadki, maksymalne odkształcenie wynosi mniej niż 2 mm.

4.4. Obliczenia sprawdzające sworznie zapadki

Sworzień w zapadce jest utwierdzony jednostronnie w tulei o grubości g . Takie osadzenie wynika z przechodzących przez zapadkę żerdzi, które uniemożliwiają obustronne podparcie sworznia.

Na rysunku 7 pokazano przekrój zespołu zapadki, omawiany w rozdziale sworznie opisano numerem (1), przenosi on siłę między zapadką liniową (4) a siłownikiem (2), przed wysunięciem sworznia chroni pokrywa (5), ząb zapadki (4'') umożliwia przesuwanie się żerdzi. Osłonę zapadki oznaczono numerem (3).



Rys. 7. Złożenie zapadki

Utwierdzenie jednostronne nie jest korzystne z punktu widzenia wytrzymałościowego, ponieważ występuje przeginięcie sworznia (rys. 7, pozycja 1) podczas kolejnych cykli pracy. Ze względu na charakter obciążenia, w celu zapewnienia trwałości i niezawodności układu, konieczne jest wykonanie obliczeń zmęczenia sworznia.

Aby sprawdzić wartość rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa δ , posłużono się wzorem Soderberga [8], który określa współczynnik bezpieczeństwa dla cykli niesymetrycznych:

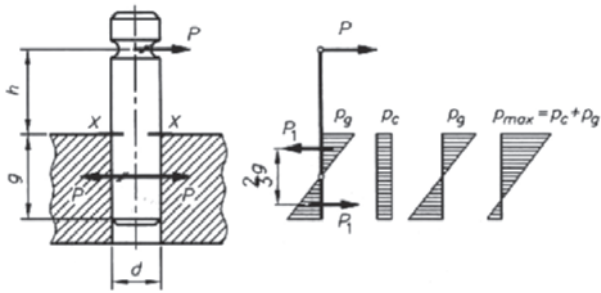
$$\delta = \frac{Z_{gj}}{\frac{\beta \cdot \sigma_a}{\epsilon} + Z_{gj} \cdot \frac{\sigma_m}{R_{eg}}} \quad (2)$$

gdzie:

- R_{eg} – granica plastyczności przy zginaniu [MPa],
- Z_{gj} – granica zmęczenia zginania jednostronnego [MPa],
- β – współczynnik stanu powierzchni [-],
- ϵ – zależność wielkości przekroju od współczynnika kształtu [-],
- σ_a – amplituda naprężeń [MPa],
- σ_m – naprężenia średnie [MPa].

Ponadto wykonano obliczenia sprawdzające wartość nacisków powierzchniowych w połączeniu sworznie-żerdź oraz sworznie-zapadka.

Ze względu na jednostronne zamocowanie sworzni w żerdzi całkowity nacisk powierzchniowy w połączeniu jest sumą nacisku wynikającego z działania siły w kierunku normalnym do powierzchni roboczej sworznia oraz pary sił równoważących moment zginający. Przyjęty model obciążeń odpowiada schematowi przedstawionemu na rysunku 8.



Rys. 8. Uproszczony model obciążenia sworznia [7]

Wartość maksymalnych nacisków powierzchniowych w połączeniu sworzni-żerdź wyraża się zależnością [9]:

$$p_{\max 1} = \frac{P \left(6 \frac{h}{g_1} + 4 \right)}{g_1 d} \quad (3)$$

natomiast w przegubie sworzni-zapadka:

$$p_{\max 2} = \frac{P}{g_2 d} \quad (4)$$

gdzie:

- h – odległość od miejsca przyłożenia siły do powierzchni [mm],
- g_1 – głębokość osadzenia sworznia w żerdzi [mm],
- g_2 – głębokość osadzenia sworznia w zapadce [mm],
- P – siła działająca na sworzień [kN],
- d – średnica sworznia [mm].

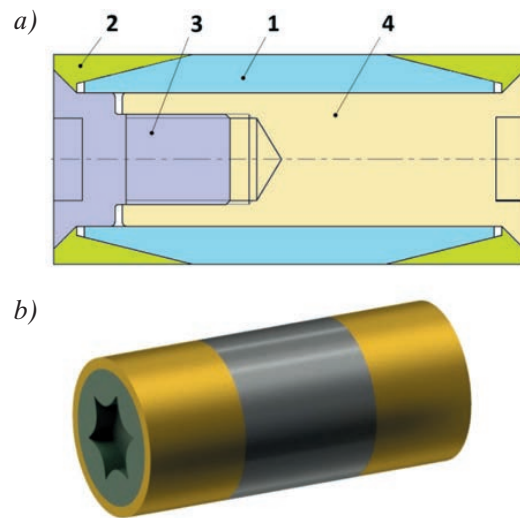
Na podstawie zależności (2) wyznaczono wartość współczynnika bezpieczeństwa $\delta = 1,29$. Natomiast z zależności (3) oraz (4) otrzymano naciski dopuszczalne $p_{\max 1} = 227,5$ MPa oraz $p_{\max 2} = 59,6$ MPa.

Otrzymana wartość współczynnika bezpieczeństwa, ze względu na wytrzymałość zmęczeniową połączenia zapewnia poprawne funkcjonowanie układu. Natomiast wyniki dotyczące nacisków powierzchniowych wskazują, że konieczne może być dodatkowe tulejowanie otworów sworzni w żerdziach z wykorzystaniem tulei ze stali wysokiej jakości, ulepszonej cieplnie.

4.5. Konstrukcja sworznia żerdzi

Ograniczona ilość miejsca pomiędzy żerdziami a zapadką ma wpływ na wymiary sworznia łączącego żerdzie. Z tego względu niemożliwe jest wykorzystanie typowego sworznia z łbem lub sworznia zabezpieczonego przed przesunięciem osiowym za pomocą zawleczek. Koncepcja osadzenia sworznia z wykorzystaniem połączenia wciskowego, ze względów eksploatacyjnych również musi zostać odrzucona z powodu długiego czasu wciskania sworznia oraz zużywania się elementów przy częstym łączeniu i rozłączaniu. Do

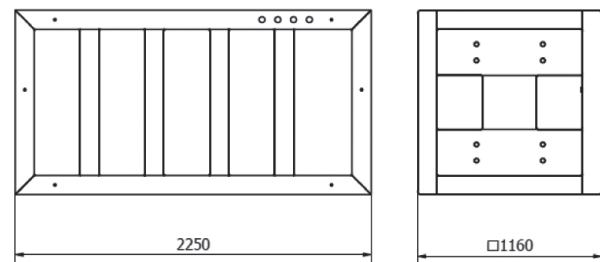
omawianej konstrukcji urządzenia opracowano projekt koncepcyjny sworznia rozprężnego (rys. 9) łączącego żerdzie, w którym wyeliminowano powyższe problemy. Sworzień rozprężny składa się z osi stożkowej (1) z wyciętym otworem, która jest mocowana w uchu i widelkach jako pierwsza. Następnie wkłada się tuleję stożkową (2), po czym umieszcza się śrubę z łbem stożkowym (3) oraz sworzień z łbem stożkowym zakończony otworem gwintowanym (4). Śruba wraz ze sworzniem są ze sobą skręcane, co powoduje docisk do powierzchni i zapobiegnięcie przesuwaniu się zespołu sworznia rozprężnego.



Rys. 9. Sworzień rozprężny: a) przekrój; b) widok

4.6. Konstrukcja ramy

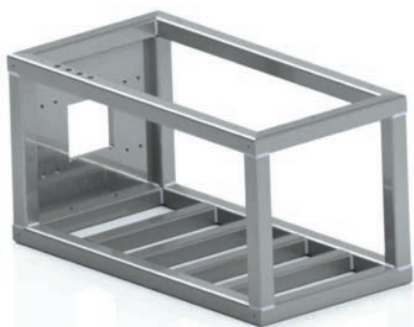
Rama (rys. 10 i 11) spawana jest z profili kwadratowych $120 \times 120 \times 8$. W celu zwiększenia sztywności ramy dospawane zostaną cztery takie same kształtowniki łączące dolne profile ramy i będące oparciem w trakcie spawania dla blachy ryflowanej. W ramie wykonano otwory oraz przyspawano nakrętki spawalnicze w celu zamocowania śrub mocujących osłonę maszyny. Wykonano również otwory w celu umieszczenia szybkozłączy hydraulicznych.



Rys. 10. Rama wymiary gabarytowe

Rama spawana jest wraz z płytą dociskową o grubości 50 mm. Jej zadaniem będzie rozłożenie siły po-

chodzącej od siłowników. Płyta dociskowa posiada otwory pod montaż siłowników.



Rys. 11. Rama model 3D

4.7. Dobór siłowników i zasilacza hydraulicznego

Aby równomiernie rozłożyć obciążenie, dobrane zostaną dwa symetrycznie rozstawione siłowniki, muszą one spełnić dwa zadania, pierwsze z nich to zapewnić wymaganą siłę do przeciągnięcia głowicy tnącej, a drugie z nich to zapewnienie odpowiedniego skoku do umożliwienia przesunięcia się zęba zapadki do kolejnego otworu w żerdzi. Dobrany został siłownik o oznaczeniu WHC027 – 160×90×600 [10], którego parametry zestawiono w tabeli 2 [10].

Tabela 2
Parametry siłownika

$\varnothing D_w$	160 mm	średnica tłoka
$\varnothing d$	90 mm	średnica tłoczyska
G_w	M100×2	rozmiar gwintu
xL	600 mm	skok siłownika
L	842 mm	wymiar bez części gwintowanej
L_c	943 mm	wymiar przy zamknięciu
C	40 mm	wysunięcie siłownika
PD	70 mm	wymiar do przyłącza hydraulicznego 1
Pz	662 mm	wymiar między przyłączami hydraulicznymi
p	25 MPa	ciśnienie nominalne

Odpowiedni zasilacz powinien dostarczyć należne ciśnienie potrzebne do przepchnięcia tłoka oraz strumień objętości przepływającego czynnika.

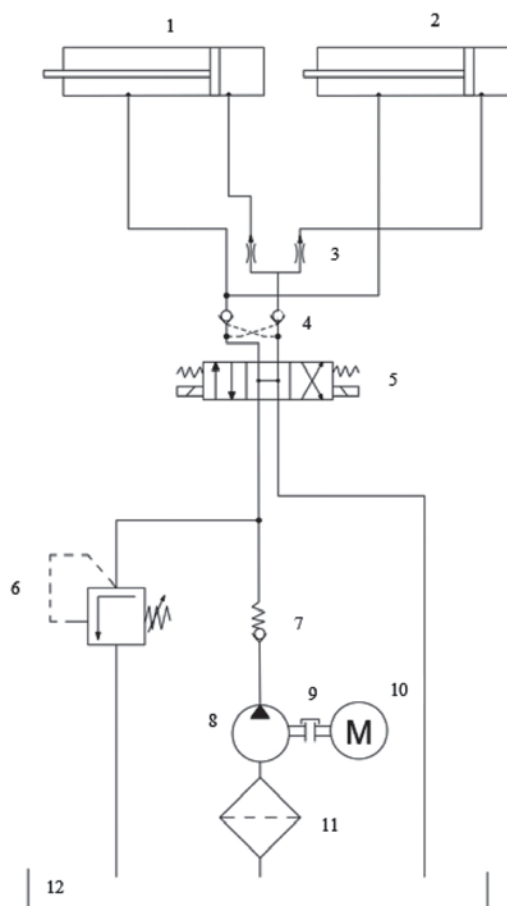
Dlatego dobrano zasilacz hydrauliczny o parametrach widocznych w tabeli 3.

Tabela 3
Parametry zasilacza hydraulicznego

Zbiornik oleju	50 l
Przepływ	12 l/min
Ciśnienie	25 MPa

4.8. Schemat hydrauliczny

Aby ułatwić dobór odpowiednich elementów hydraulicznych do maszyny, narysowano schemat hydrauliczny (rys. 12). Układ hydrauliki powinien zapewniać równomierny wysuw siłowników (1, 2) niezależnie od obciążenia, dlatego pomimo równego rozmieszczenia siłowników oraz równego ich obciążenia, dobrano dzielnik strumienia (3). Przed niekontrolowanymi ruchami siłowników chroni zawór zwrotny sterowany (4). Numerem (5) oznaczono zawór sterujący kierunkiem przepływu 4/3 sterowany za pomocą elektromagnesów, ustalony w pozycji środkowej za pomocą sprężyn. Do zabezpieczenia pompy przed wzrostem ciśnienia służy zawór redukcyjny (6). Numerem (7) oznaczono zawór zwrotny obciążony sprężyną. Zasilacz hydrauliczny składa się z elementów takich jak: pompa (8), sprzęgło (9), silnik (10), filtr ssawny (11) oraz zbiornik oleju (12).

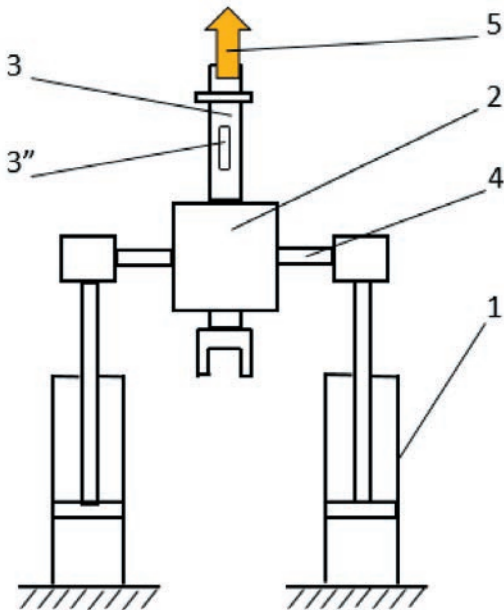


Rys. 12. Schemat hydrauliczny

5. KONSTRUKCJA UKŁADU NAPĘDOWEGO

Układ napędowy (rys. 13) składa się z siłowników hydraulicznych (1) zamocowanych symetrycznie na

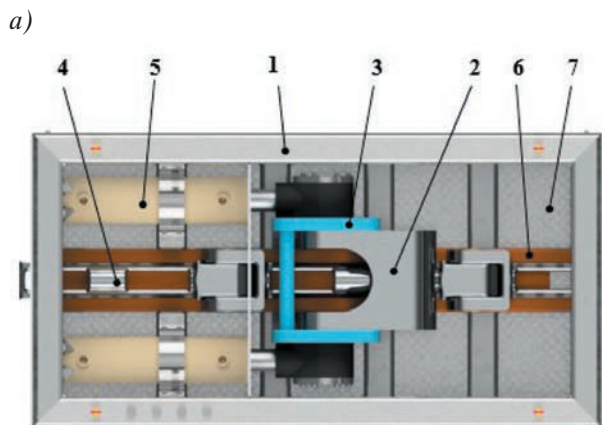
plycie, która zaś opiera się o wykop. Siłowniki wprawiają w ruch zapadkę (2). Siła przenoszona jest z siłowników na zapadkę przez dwa jednostronnie utwierdzone sworznie (4). Między zapadką a sworzniami występuje pasowanie luźne umożliwiające obrót i poprawne funkcjonowanie układu. Poprzez obrót zapadki względem sworzni uzyskano ruch jednostronny (5) żerdzi (3). Oznaczony numerem (3'') otwór w żerdzi współpracuje z zębem zapadki i umożliwia przeniesienie siły na kolejną żerdzie.



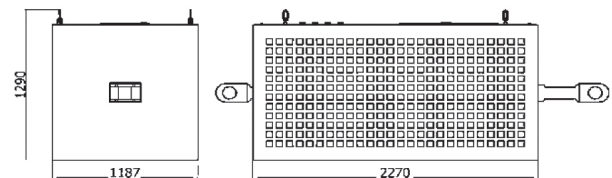
Rys. 13. Schemat układu

Wymiary gabarytowe maszyny podano na rysunku 14, natomiast rysunki 15 i 16 przedstawiają widoki opracowanego układu.

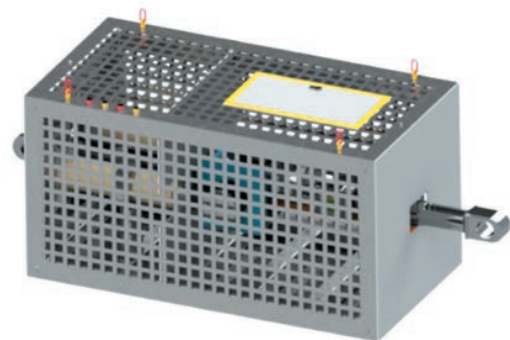
Zaprojektowana maszyna do krakingu składa się z ramy (1), w której znajdują się elementy maszyny. Od spodu ramy przyspawana jest blacha ryflowana (7).



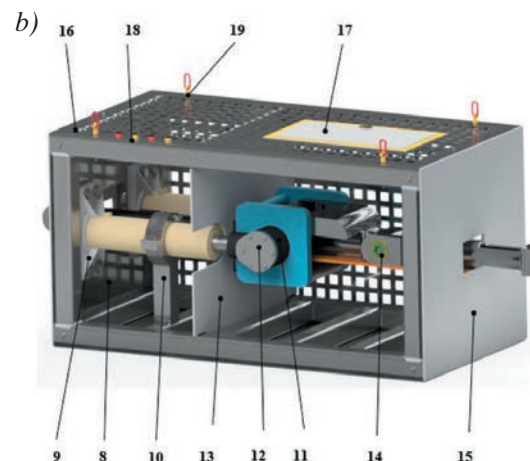
Aby umożliwić dostęp do środka maszyny w celu naprawy lub konserwacji elementów oraz podglądu w trakcie pracy, od boków oraz z góry przykręcana jest blacha perforowana (16). Blacha ta przykręcana jest do nakrętek spawalniczych wspawanych w ramę. Do naprawy drobnych usterek lub w razie zablokowania układu do blachy perforowanej przymocowane są drzwiczki rewizyjne (17). Aby zabezpieczyć przed przesuwaniem się maszyny w głąb wykopu przyspawano do ramy płyty podstaw (8) o grubości 50 mm o dużej powierzchni. Siłowniki (5) przyspawane są z płytą mocującą (9) zapewniającą rozłożenie siły, są one przykręcane do płyt podstaw, aby możliwa była ich wymiana. W celu zabezpieczenia siłownika przed ugięciem zastosowano podpory (10) spawane z ramą i skręcane z górną pokrywą. Zapadka (2) oraz osłona zapadki (3) połączone są z siłownikami sworzniem.



Rys. 14. Wymiary gabarytowe



Rys. 15. Maszyna do krakingu statycznego

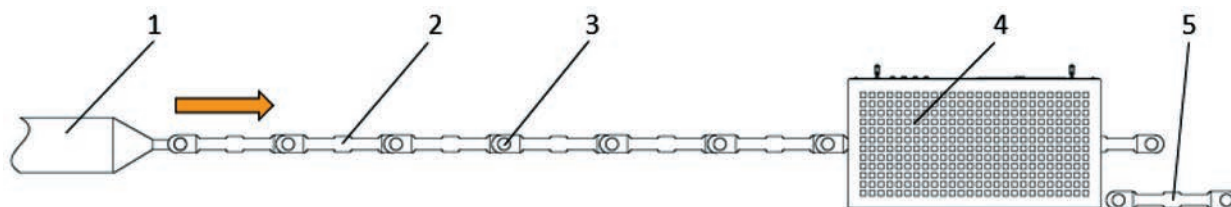


Rys. 16. Maszyna do krakingu, widoki: a) bez pokrywy górnej; b) bez pokrywy bocznej

Sworzeń ten jest utwierdzony w końcówce tłoczyska (11) oraz zabezpieczony jest przed wysunięciem z niej zaślepką skręcaną śrubami (12). Zapadka wprawia w ruch żerdzie (4), które poruszają się po elemencie (6), który ustala położenie żerdzi w pionie i zapewnia styk żerdzi z zapadką. Pierwsza część komory, w której znajdują się tuleje cylindrowe siłowników, oddzielona jest blachą przedziału (13) od komory drugiej, w której występują elementy ruchome maszyny (zapadka, osłona, tłoczysko itd.). Blacha przedziału spełnia dwie funkcje, pierwszą z nich jest podparcie elementu (6), a drugą jest zabezpieczenie przewodów hydraulicznych przed elementami ruchomymi. Blacha (15) służy do obudowy maszyny. Za pomocą sworznia rozprężnego (14) łączone są żerdzie. Śruby z uchem uchylno-obrotowym (19) służą do podwieszenia urządzenia w celu jego transportu. Aby ułatwić podłączenie hydrauliczne, maszynę wyposażono w szybkozłącza hydrauliczne (18).

6. SPOSÓB FUNKCJONOWANIA URZĄDZENIA

Do poprawnego funkcjonowania urządzenia należy wykopać komorę roboczą o rozmiarach 5 m na 2 m oraz głębokości dostosowanej do głębokości położenia wymienianego rurociągu.



Rys. 17. Funkcjonowanie maszyny

7. PODSUMOWANIE

Niniejszy artykuł podyktowany jest wzrastającym zainteresowaniem stosowania technologii bezwykopowych do prowadzenia prac ziemnych.

W pracy przedstawiono projekt urządzenia do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego. Opracowane urządzenie umożliwi wymianę rurociągu o długości 80 m oraz średnicy do 400 mm.

W projekcie zwrócono szczególną uwagę na najbardziej obciążone elementy maszyny i przeprowadzono stosowne obliczenia wytrzymałościowe. Zaproponowane rozwiązania konstrukcyjne, a w szczególności nowa koncepcja konstrukcji żerdzi oraz sposobu ich

Komorę roboczą należy wypoziomować. Środek otworu w płycie dociskowej powinien pokrywać się ze środkiem przekroju wymienianego przewodu. Urządzenie (rys. 17, pozycja 4) należy przetransportować do komory roboczej. Śruby obrotowo-uchylne służą do mocowania lin transportujących urządzenie. Po umiejscowieniu maszyny w wykopie należy podłączyć przewody hydrauliczne do szybkozłączy hydraulicznych. Gdy żerdzie (2) znajdują się w wymienianej rurze, do ostatniego z nich należy zamocować głowicę tnącą/kruszącą (1). Następnie należy umieścić żerdzie połączone sworzniem rozprężnym (3) w otworze maszyny. Należy upewnić się, że drzwiczki rewizyjne są zamknięte oraz osłony są przykręcone. Należy włączyć pompę.

Po włączeniu pompy siłowniki hydrauliczne wprawiają w ruch zapadkę, której ząb wpada w otwór w żerdziach i jednostronnie blokuje poruszanie się zapadki względem żerdzi i razem ciągną głowicę tnącą/kruszącą. Ruch powrotny siłownika powoduje przemieszczenie się zapadki względem nieruchomych żerdzi.

Urządzenie kruszy lub rozcina stary rurociąg głowicą, pozostawiając jego kawałki w glebie. Nowy przewód wciągany jest wraz z głowicą. Po renowacji nowy przewód przejmuje funkcje starego rurociągu. Żerdzie po przeciągnięciu są rozkładane w wykopie (5) (rys. 17).

napędu mogą stanowić o konkurencyjności przedstawionego układu w stosunku do obecnie stosowanych urządzeń do krakingu statycznego.

Literatura

- [1] Zwierzchowska A.: *Koszty budowy sieci podziemnych wykonywanych metodami tradycyjnymi i bezwykopowymi*. Inżynieria Bezwykopowa 2006, 1: 26–32.
- [2] Kuliczkowski A., Kuliczkowska E., Zwierzchowska A., Zwierzchowski D., Dańczuk P., Kubicka U., Kuliczkowski P., Lisowska J.: *Technologie bezwykopowe w inżynierii środowiska: praca zbiorowa*. Seidel-Przywecki, Warszawa 2010.
- [3] Ćwiertnia R., Ćwiertnia T.: *Analiza wybranych technologii bezwykopowej renowacji sieci wodociągowych i kanalizacyjnych*. Przegląd Budowlany 2018, 7–8: 42–50.
- [4] Derwich P.: *Dobieramy odpowiednią wielkość maszyny przeciskowej*. Inżynieria Bezwykopowa 2019, 3: 82.

- [5] Saint-Gobain PAM DIREXIONAL, Warszawa 2012.
- [6] Kublik K.: *Kraking statyczny, Bezwykopowa wymiana rurociągów*. Inżynieria Bezwykopowa 2016, 2: 74–77.
- [7] Mazanek E.: *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, t. 1. WNT, Warszawa 2015.
- [8] Dietrich M. (red.), *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 1. WNT, Warszawa 1999.
- [9] Korewa W., Zygmunt K.: *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 2. WNT, Warszawa 1975.
- [10] WROPOL Engineering sp. z o.o., Technical Report. Mięknienia 2020.

inż. BARTOSZ GÓRALCZYK
dr hab. inż. WOJCIECH HORAK, prof. AGH
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
goralczy@student.agh.edu.pl
horak@agh.edu.pl