

FLORIN DUMITRU POPESCU
SORIN MIHAI RADU
ANDREI ANDRAȘ

Ulepszenia w zakresie wydajności funkcjonalnej zębów tnących zamocowanych na koparkach wielonaczyniowych w zagłębiu węgla Oltenia w Rumunii

Wartości sił wypadkowych, które działają na zęby tnące koparek wielonaczyniowych, mogą być albo wyliczone, albo określone przy użyciu eksperymentalnych metod. Na tej podstawie były zaprojektowane i wykonane położenie i parametry organów roboczych w trakcie procesu urabiania. Naprężenia i odkształcenia zębów w trakcie procesu urabiania zależą od ich położenia na czerpaku koparki, które jest określone przez metodę dopasowania zębów. W niniejszym opracowaniu została przedstawiona analiza naprężeń i odkształceń w przypadku obecnie używanego uchwytu zębów, a następnie został zaproponowany nowy typ uchwytów oraz wykonano to samo opracowanie na nowym typie uchwytu, przy użyciu przeznaczonego do tej analizy oprogramowania SolidWorks®.

Słowa kluczowe: odkształcenie, naprężenie, wirnik, zęby tnące, koparki wielonaczyniowe, MES, AES

1. WSTĘP

Na zlecenie elektrowni Oltenia przeprowadzono analizę porównawczą sił i odkształceń istniejącego i nowego uchwytu zęba, który został wdrożony w kopalni odkrywkowej Oltenia. Do pracy wykorzystano analizę elementów skończonych (AES). Jest to metoda analizy numerycznej stosowana do rozwiązywania problemów w różnych dziedzinach inżynierii. W inżynierii mechanicznej jest szeroko stosowana do rozwiązywania problemów strukturalnych, wibracyjnych i termicznych.

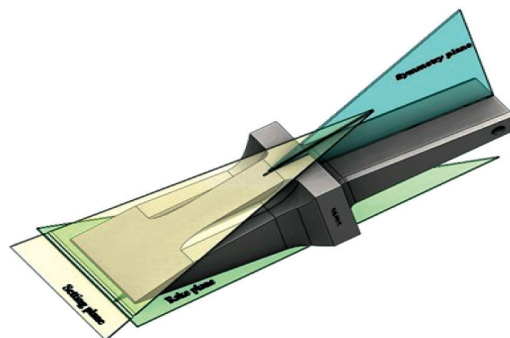
2. WPŁYW LOKALIZACJI ZĘBÓW TNĄCYCH NA ŁYŻKĘ ORAZ NA PARAMETRY GEOMETRYCZNE I WYTRZYMAŁOŚCIOWE

Ułożenie i orientacja zębów tnących na krawędzi tnącej czerpaka wpływa na ich geometrię i wytrzymałość [1–2]. Wielkość i kierunek wektora prędkości są określone przez wahania prędkości v_p (przy czym zakres wahań uzależniony jest od rodzaju mechanizmu obrotowego). Na prędkość obrotu v_p składa się prędkość skrawania v_r , która uważana jest za stałą [3].

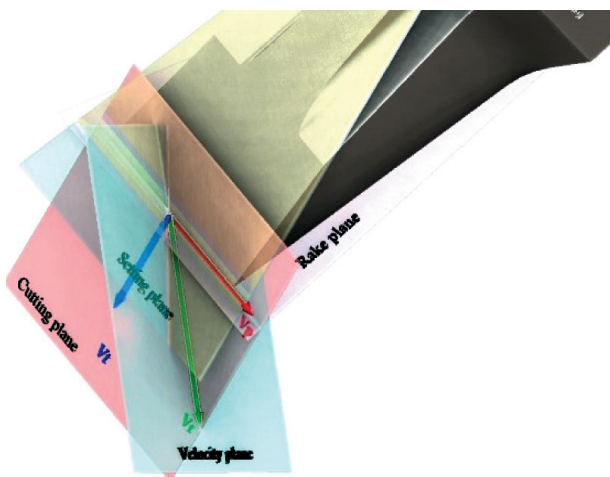
Aby przestudiować wpływ ułożenia zębów tnących na czerpakach na parametry geometryczne i wytrzy-

małościowe, określa się następujące płaszczyzny, za pomocą których można wyrazić położenie każdego tnącego zęba:

- płaszczyzna ustawiania, określona przez krawędź tnącą zęba i jej czoło ustawiania (rys. 1);
- płaszczyzna zgarniająca, określona przez krawędź tnącą zęba i jej czoło zgarniania (rys. 1);
- płaszczyzna symetrii – prostopadła do krawędzi tnącej zęba i przechodzi przez środek krawędzi tnącej zęba (rys. 1);
- płaszczyzna skrawania, określona przez krawędź tnącą zęba i wektor wypadkowy prędkości (rys. 2);
- płaszczyzna prędkości – prostopadła do płaszczyzny cięcia i zawiera wypadkowy wektor prędkości (rys. 2).



Rys. 1. Płaszczyzny ustawiania, zgarniania i symetrii

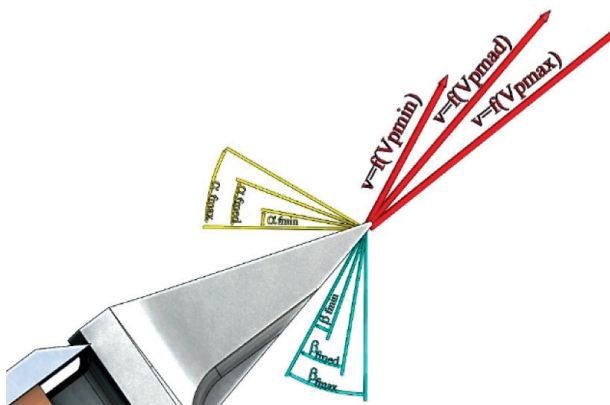


Rys. 2. Prędkości obrotu, skrawania i wypadkowe oraz płaszczyzny skrawania i prędkości

Jeżeli wypadkowy wektor prędkości jest prostopadły do krawędzi tnącej zęba, wówczas płaszczyzna prędkości i płaszczyzna symetrii nakładają się na siebie.

Na rysunku 2 kąt ustawienia mierzony jest pomiędzy płaszczyzną ustawienia a płaszczyzną skrawania, a kąt zaostrenia mierzony jest pomiędzy płaszczyzną skrawania a płaszczyzną zgarniania. Tutaj odnotowaliśmy prędkość obrotu v_r , prędkość skrawania i prędkość wypadkową v_f .

Kąt pomiędzy linią wynikającą z przecięcia płaszczyzny skrawania z płaszczyzną symetrii i wypadkowym wektorem prędkości oznacza kąt ułożenia zęba na krawędzi tnącej czerpaka. Umieszczenie zęba na krawędzi skrawania wykonuje się za pomocą jego uchwytu [4].



Rys. 3. Charakterystyczne kąty podczas urabiania

Podczas urabiania działają następujące charakterystyczne kąty (rys. 3):

- kąt ustawienia β_f pomiędzy kierunkiem prędkości wypadkowej a linią przecięcia pomiędzy płaszczyzną ustawienia a płaszczyzną prędkości;

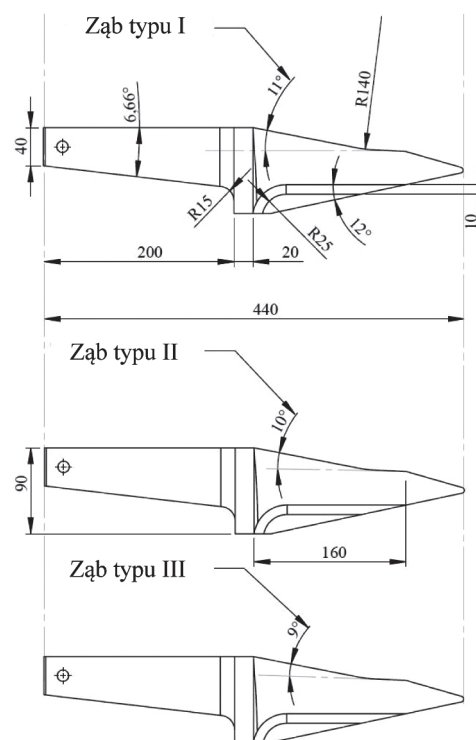
- kąt skrawania pomiędzy prędkością wypadkową, kierunkiem a linią przecięcia między płaszczyzną zgarniania a płaszczyzną prędkości;
- kąt zaostrenia pomiędzy linią przecięcia płaszczyzn ustawienia a płaszczyzną prędkości, odpowiednio linią przecięcia pomiędzy płaszczyzną odstepu a płaszczyzną prędkości;
- kąt zgarniania jest komplementarny w stosunku do kąta ustawienia β_f .

3. OKREŚLANIE NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ DLA PRZECINAKOWYCH ZĘBÓW TNĄCYCH PRZY UŻYCIU STAREGO UCHWYTU ZĘBÓW

W wyniku badań przeprowadzonych na Uniwersytecie Petroszany dotyczących elektrowni Oltenia, zaproponowano trzy typy zębów dla koparki wielonacyniowej. Rysunek 4 przedstawia konstrukcję takiego zęba, a rysunek 5 pokazuje różnice wymiarowe pomiędzy trzema typami zębów [5, 6].



Rys. 4. Ząb tnący wybrany do analizy



Rys. 5. Wymiary proponowanego typu zęba tnącego

Wymiary odpowiadają trzem różnym kategoriom wydobywanego materiału, z których każdy ma inny opór skrawania:

- skały nadkładowe, które łatwo ulegają przesunięciu, charakteryzują się niską wartością właściwego oporu skrawania $A = 200 - 450 \text{ N/cm}$,
- skały nadkładowe i węgiel brunatny o średnim właściwym oporze skrawania $A = 450 - 800 \text{ N/cm}$,
- węgiel brunatny o wyższym właściwym oporze skrawania $A = 800 - 1200 \text{ N/cm}$.

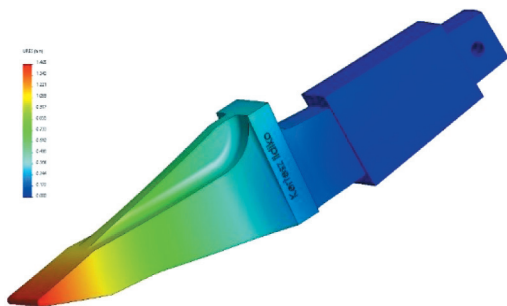
Naprężenia na zębie tnącym to: $F_x = 60 \text{ kN}$; $F_y = 18 \text{ kN}$; $F_z = 10 \text{ kN}$. W stosunku do powierzchni zęba będziemy mieć następujące siły składowe [7]:

$$F_{y1} = F_x \cos \alpha - F_y \cos \gamma = 25.857 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (1)$$

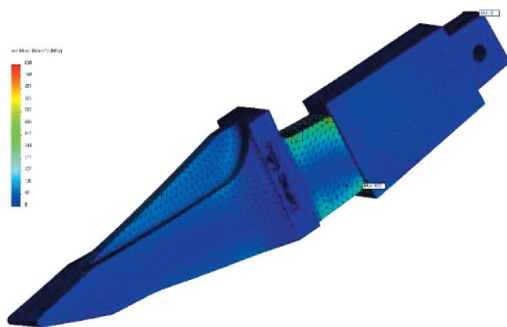
$$F_{x1} = F_x \sin \alpha - F_y \sin \gamma = 36.198 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_{z1} = 10 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (3)$$

Rysunek 6 przedstawia odkształcenie, a rysunek 7 naprężenie von Misesa wynikające z analizy elementów skończonych (AES) na typie 1, kiedy ząb zamocowany jest za pomocą starego uchwytu zęba.



Rys. 6. Odkształcenie na zębie tnącym typu I w przypadku jego mocowania za pomocą starego uchwytu zęba



Rys. 7. Naprężenie von Misesa na zębie tnącym typu I kiedy jest on mocowany za pomocą starego uchwytu zęba

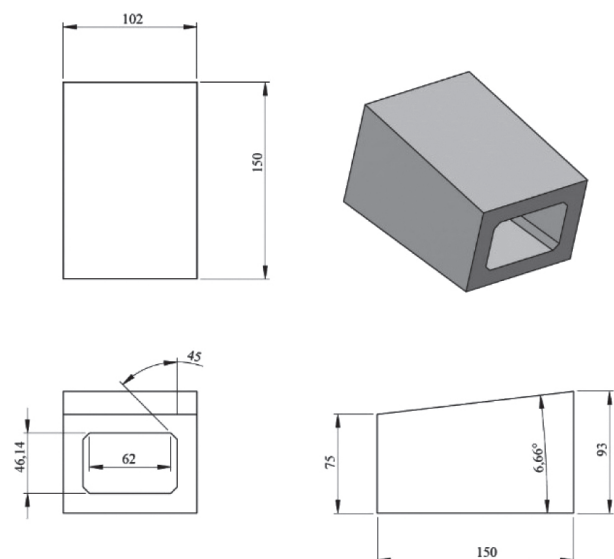
Można zaobserwować, że maksymalne odkształcenie występuje w obszarze ostrza zęba, a najbardziej naprężone punkty struktury zęba znajdują się w jego części chwytowej, pomiędzy podporą zęba a jego podstawą.

4. PROPONOWANE ROZWIĄZANIE MAJĄCE NA CELU ZMNIEJSZENIE NAPRĘŻEŃ DZIAŁAJĄCYCH NA ZĄB TNĄCY

Jak pokazano w poprzednim rozdziale, punkty maksymalnego naprężenia są umiejscowione tam, gdzie część zespołu ząb-uchwyt tworzy całość. W omawianym przypadku jest to obszar przejścia z części uchwytu zęba na część roboczą zęba. Następnie proponujemy i analizujemy typ uchwytu zęba, który będzie lepiej obejmował jego część chwytową. Rysunki 8 i 9 przedstawiają szczegóły nowej wersji uchwytu zęba.



Rys. 8. Proponowany uchwyt do mocowania zęba tnącego czerpaka



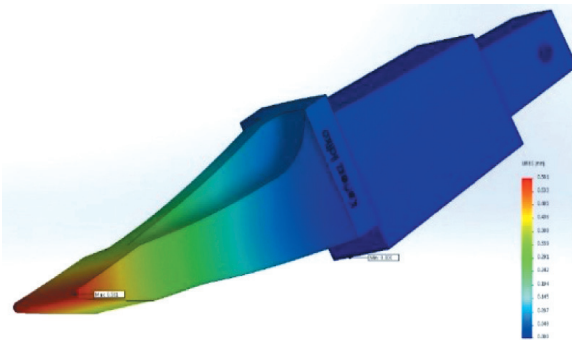
Rys. 9. Wymiary i geometria proponowanej nowej podpory zęba

5. OKREŚLANIE NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ ZĘBA TNĄCEGO PRZY WYKORZYSTANIU NOWEGO UCHWYTU ZĘBA

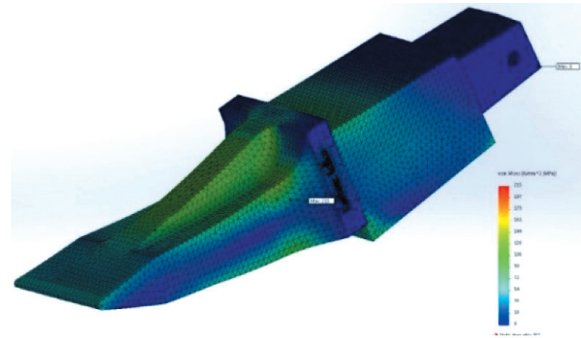
Narzucając naprężenia z rozdziału 2, określono odkształcenia i naprężenia wymiarów trzech typów zęba, proponowanych do analizy w przypadku, gdy

jest on mocowany na czepaku z nowym uchwytem zęba proponowanym w akapicie 3 [8, 9].

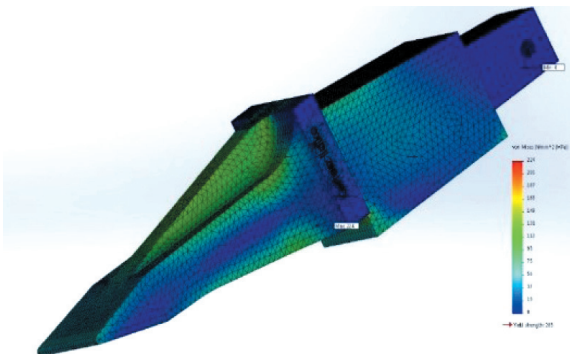
Rysunki 10, 12 i 14 przedstawiają odkształcenia, a rysunki 11, 13 i 15 obrazują odpowiadające trzem typom naprężenia von Misesa. Wyniki uzyskane z wykorzystaniem analizy elementów skończonych dla wymiarów tych rodzajów zębów przedstawiono w tabeli 1.



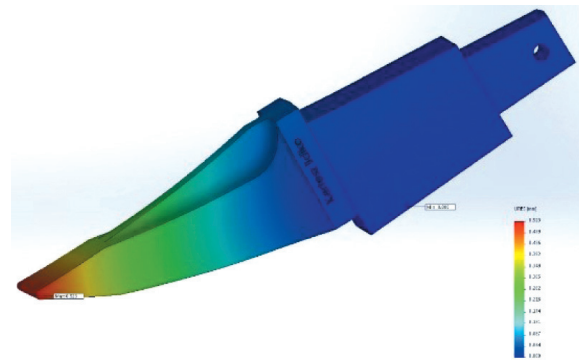
Rys. 10. Odkształcenie zęba typu I w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



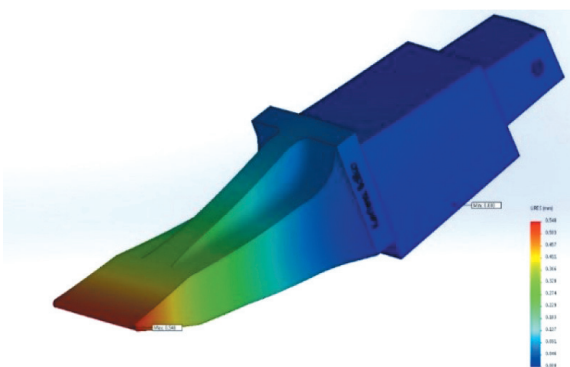
Rys. 13. Naprężenie von Misesa zęba typu II w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



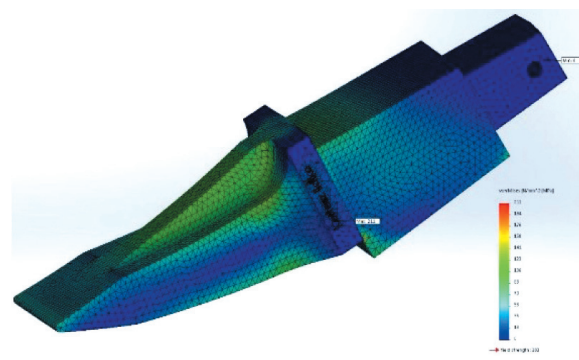
Rys. 11. Naprężenie von Misesa zęba typu I w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 14. Odkształcenie zęba typu III w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 12. Odkształcenie zęba typu II w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 15. Naprężenie von Misesa zęba typu III w przypadku jego mocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba

Tabela 1

Zestawienie wyników uzyskanych dla trzech typów zębów po analizie elementów skończonych

Nr	Typ zęba	Typ uchwytu	Kąt	Odkształcenie	Naprężenie
			[°]	[Mm]	[N/mm ²]
1	I	stary	11	1,465	829
2		nowy		0,581	224
3	II	nowy	10	0,548	215
4	III	nowy	9	0,523	211

6. WNIOSKI

Symulacja zachowania zębów tnących w przypadku ich zamontowania na koparkach wielonaczyniowych przy użyciu analizy elementów skończonych została oparta na wynikach uzyskanych w ciągu wielu lat na Wydziale Inżynierii Mechanicznej, Przemysłowej i Transportowej w trakcie projektów badawczych mających na celu polepszenie wydajności koparek wielonaczyniowych używanych w Zagłębiu Węglowym Oltenia.

Badania dotyczyły trzech typów zębów o różnych wymiarach i zostały przeprowadzone przy użyciu analizy elementów skończonych. We wszystkich przypadkach użyto zespołu zęba i podpory zęba. Dla każdego scenariusza opracowano model CAD, przeprowadzono analizy elementów skończonych, wyznaczono naprężenia, określono ograniczenia i ustalono rodzaj materiału.

Dla zęba typu I przeprowadzono analizę w dwóch przypadkach: z istniejącym, starym uchwytem zęba tnącego oraz z zaproponowanym nowym uchwytem zęba, który lepiej obejmuje jego część chwytową po zamocowaniu. W odniesieniu do wszystkich trzech typów zębów stwierdzono, że:

- w przypadku mocowania zęba za pomocą uchwytu starego typu naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze części chwytowej zęba, która znajduje się pomiędzy uchwytem a podstawą;
- mocowanie zęba tnącego w starym uchwycie powoduje, że naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze części chwytowej zęba, w punkcie przecięcia podpory i łączenia;
- mocowanie zęba tnącego w zaproponowanym nowym uchwycie sprawia, że naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze prześwitu odpowiadającym płaszczyźnie ustawienia zęba;
- niezależnie od użytego typu uchwytu zęba maksymalne odkształcenie pojawia się na ostrzu zęba tnącego – zaobserwowano, że w przypadku starego uchwytu zęba odkształcenia są większe niż w przypadku zaproponowanego nowego uchwytu;

- wykazano, że w wyniku zwiększenia kąta zaostrenia zmniejszają się zarówno odkształcenia, jak i naprężenia von Misesa zęba tnącego.

Wyniki tej analizy są zbliżone do wyników badań przeprowadzonych w przeszłości na Wydziale Inżynierii Mechanicznej, Przemysłowej i Transportowej, przy użyciu metod analitycznych.

Literatura

- [1] Dimirache G., Zamfir V.: *Ingineria sistemelor mecanice*, Editura Focus, Petroşani 2002.
- [2] Iliş N.: *Maşini miniere, exemple de calcul*, Editura Tehnică Bucureşti 1993.
- [3] Kovacs I., Iliş N., Nan M.S.: *Regimul de lucru al combinelor miniere*, Editura Universitas, Petroşani 2000.
- [4] Ovidiu-Bogdan T., Iosif A., Dumitru P.F.: *Comparative study regarding the break-out angle and specific energy consumption at overburden rock and lignite cutting from Oltenia coalfield*, „Quality-Access to Success” 2017, 18: 386–389.
- [5] Lazăr M., Andraş I., Faur F., Andraş A.: *Influence of Physical, Mechanical and Technological Characteristics of Coal and Overburden Rocks on the Excavation Process*, SGEM2017 Conference Proceedings 2017, 17, 13: 445–452.
- [6] Marian I.: *Utilaje de încărcare şi transport minier*, Editura Tehnică, Bucureşti 1991.
- [7] Nan M.S.: *Parametrii procesului de excavare la excavatoarele cu rotor*, Editura Universitas, Petroşani 2007.
- [8] Akin J.E.: *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*, World Scientific, 2009.
- [9] Kurowski P.M.: *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation*, SDC Publications, Mission, USA 2015.
- [10] Kovacs I., Nan M.S., Andraş I., Jula D.: *Stabilirea regimului extrem de funcţionare a excavatoarelor cu roată portcupe*, Proceedings „Universitaria ROPE 2002”, 17–19 Octombrie 2002, Petroşani.
- [11] *Studiul comportării la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperita stratelor de lignit şi a lignitului în carierele aparţinând CNL Oltenia în vederea creşterii performanţelor tehnice şi economice a extragerii cu ajutorul excavatoarelor cu rotor*, Contract de cercetare ştiinţifică, Catedra de maşini şi instalaţii, Petroşani 2002.

prof. FLORIN-DUMITRU POPESCU

prof. SORIN MIHAI RADU

dr inż. ANDREI ANDRAŞ

Department of Mechanical, Industrial
and Transportation Engineering,

University of Petroşani

20 Universităţii str., 332006 Petroşani, HD,

Romania

fpopescu@gmail.com