

prof. dr hab. inż. Tadeusz Markowski¹
dr inż. Jacek Mucha²
mgr inż. Waldemar Witkowski³

Katedra Konstrukcji Maszyn
Politechnika Rzeszowska
Al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, Polska
E-mail: ¹tmarkow@prz.edu.pl, ²j_mucha@prz.edu.pl, ³wwitkowski@prz.edu.pl

Analiza MES sztywności C-ramy urządzenia do wytwarzania połączeń przetłoczeniowych

Słowa kluczowe: ugięcie C-ramy, modelowanie MES, połączenia przetłoczeniowe,

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki symulacji MES C-kształtnej ramy urządzenia do montażu połączeń konstrukcji blaszanych. Podczas analizy wyężenia materiału ramy wzięto pod uwagę kilka wariantów wykonania jej geometrii, uwzględniając zmniejszenie masy. Celem symulacji MES było wykazanie wpływu postaci wybrań materiału zmniejszających jej masę na sztywność takiej konstrukcji. Do tak postawionego zadania użyto programu ABAQUS umożliwiającego ilościową i jakościową ocenę wyężenia materiału ramy.

1. Wprowadzenie

W przemyśle coraz częściej stosowane są zrobotyzowane stanowiska do montażu konstrukcji cienkościennych. Jest to widoczne szczególnie w przemyśle motoryzacyjnym, gdzie budowane są automatyczne linie montażowe nadwozi samochodów osobowych (rys. 1), wyposażone w roboty przemysłowe w połączeniu z urządzeniami do wytwarzania złączy przetłoczeniowych z udziałem lub bez rodzimego materiału [8, 9, 12].



Rys. 1. Zautomatyzowane stanowisko montażu bocznego elementu nadwozia samochodowego

Scalanie elementów nadwozi odbywa się w sposób zautomatyzowany przy stosunkowo dużych prędkościach ramion robota montażowego, z którym wiążą się niekiedy duże przeciążenia wynikające z dynamiki trajektorii ich ruchów.

Podczas projektowania ruchów części manipulacyjnej robota montażowego często jako funkcje celu rozpatruje się np. wyrażające minima energetyczne i czasowe nakłady na realizację tych ruchów z uwzględnieniem ograniczeń konstrukcyjnych i dynamicznych. Zależność między siłami działającymi na układ a siłami bezwładności opisuje w formie macierzowej zależność:

$$H(q)\ddot{q} + h(q, \dot{q}) = P \quad (1)$$

gdzie:

$H(q)$ – macierz bezwładności układu manipulacyjnego robota przemysłowego(UMRP),

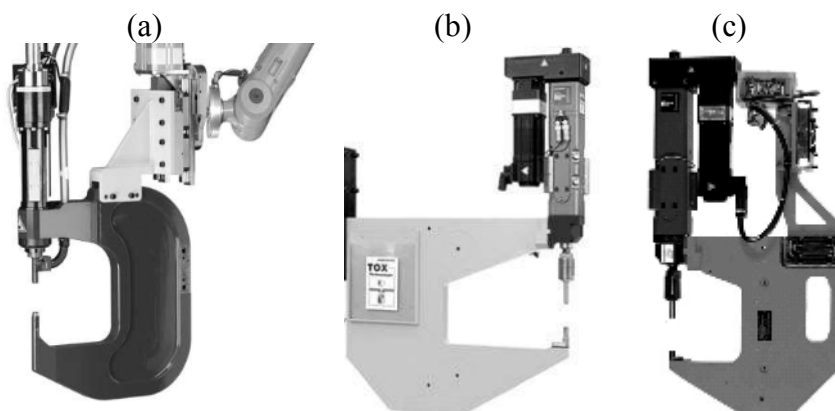
$h(q, \dot{q})$ - macierz sił odśrodkowych Coriolisa i grawitacyjnych UMRP,

P – wektor momentów uogólnionych, przyłożonych do członów UMRP [6].

Zasadne jest poszukiwanie, różnymi sposobami, zmniejszenia niepotrzebnych obciążeń UMRP. Jednym z możliwych rozwiązań jest relatywne zmniejszenie masy C-kształtnej ramy przy zachowaniu dopuszczalnej wartości jej ugięcia podczas łączenia blach. Urządzenia do zastosowania zarówno w robotach przemysłowych mobilnych jak i stanowiskach stałych mogą być wyposażone C-kształtne ramy (rys. 2). Do wytwarzania połączeń elementów blaszanych o dużych grubościach c-kształtne ramy zastępowane są masywnymi korpusami, przy czym z powodu ich dużej masy buduje się z ich pomocą stałe stanowiska montażowe.

Zarówno mobilne jak i stałe rozwiązania urządzeń napędzane mogą być silnikami w postaci serwonapędów elektrycznych, napędów pneumo-hydraulicznych, sterowanych siłowników hydraulicznych. Największe możliwości precyzyjnego sterowania posiadają serwonapędy elektryczne, budowane jako zwarte i modułowe konstrukcje o ograniczonej masie własnej. Stanowią istotne uzupełnienie już istniejących, ciągle unowocześnianych konwencjonalnych rozwiązań napędów pras. Są dostosowane do coraz większych wymagań technologicznych i ekonomicznych przemysłu obróbki plastycznej [14, 15].

W procesach wytwórczych z udziałem przeróbki plastycznej ważne jest zapewnienie odpowiednio dużej sztywności narzędzi formujących oraz korpusu np. ramy prasy. Spełnienie tych wymagań pozwala na uzyskanie dużej powtarzalności założonego kształtu elementu [1, 2, 7].



Rys. 2. Przykład rozwiązań C-kształtnych ram do stosowania w manipulatorach robotów przemysłowych: a), b) pełna, b) z otworem

Celem niniejszego opracowania jest analiza wytrzymałościowa wpływu wybranych rozwiązań geometrii C-kształtnej ramy urządzenia wchodzącego w skład manipulatora robota przemysłowego do montażu konstrukcji cienkościennych za pomocą połączeń przetłoczeniowych.

Obliczenia wykonano dla różnych modeli geometrii ramy przy założonej jednakowej maksymalnej sile łączenia oraz rodzaju materiału. Analizę wytrzymałościową przeprowadzono metodą elementów skończonych.

2. Istota i wpływ ugięcia ramy na pozycjonowanie narzędzi podczas formowania złącza

Do najbardziej rozwiniętych sposobów łączenia blach przez miejscowe prasowanie na zimno można zaliczyć:

- miejscowe przetłaczanie materiału najczęściej okrągłymi narzędziami, oraz
- spajanie warstw blach oparte na przetłaczaniu z miejscowym nacięciem [3, 12].

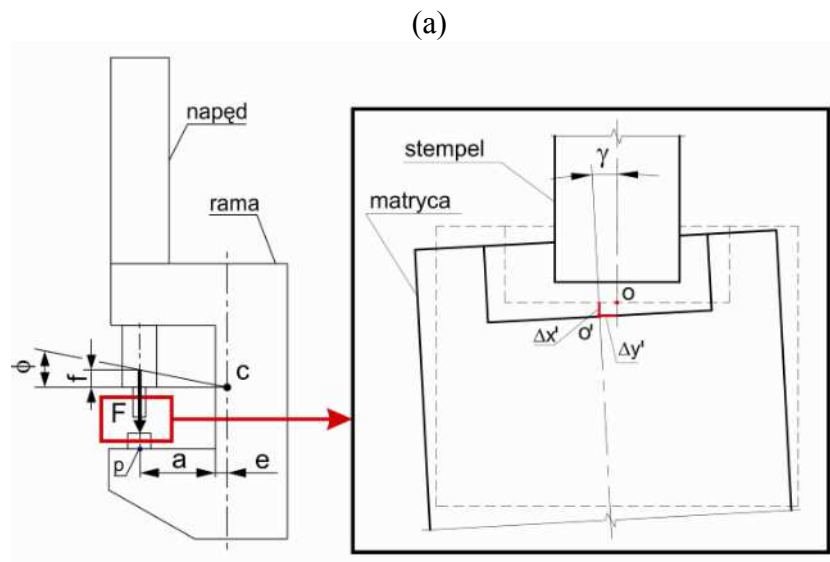
Dla okrągłych złączy przetłoczeniowych uzyskuje się jednakową wytrzymałość złącza w każdym promieniowym kierunku jego obciążenia. W przypadku prostokątnych połączeń przetłoczeniowych z nacięciem z racji nieregularnego kształtu uzyskuje się natomiast się różne jego zachowanie przy zmianie kierunku obciążenia [10].

Z punktu widzenia pozycjonowania narzędzi współpracujących ze sobą podczas formowania połączenia przeróbką plastyczną niezwykle istotne jest zachowanie odpowiedniej sztywności korpusu przy możliwie małej jego masie [4].

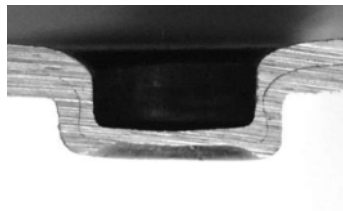
Mała sztywność C-ramy nośnej urządzenia skutkuje zwiększonym odchyleniem osi narzędzi i tym samym błędem zachowania jednakowych właściwości, np. okrągłego złącza we wszystkich promieniowych jego kierunkach.

Odchylenie powierzchni czołowych narzędzi pod wpływem działania siły F o kąt ϕ względem środka c skutkuje ugięciem ramy o wartość f (rys. 3a). Osie współpracujących narzędzi mocowanych w ramie odchylone są wówczas o kąt γ . W wyniku ugięcia C-ramy położenie powierzchni bazowej do ustalenia matrycy ulega odchyleniu, a to wpływa na zmianę wartości parametru X o Δx . Składowa przemieszczenia w osi x ma wpływ na uzyskanie określonej grubości dna przetłoczenia X . Wartość X w złączu jest mierzalnym parametrem technologicznym, od którego zależy odpowiednie uformowanie się zamka łączonych materiałów [11]. W przypadku łączenia cienkich blach ma to szczególne znaczenie, stosunkowo łatwo może bowiem dojść do drastycznego pocienienia ścianek połączenia (rys. 3b) [13].

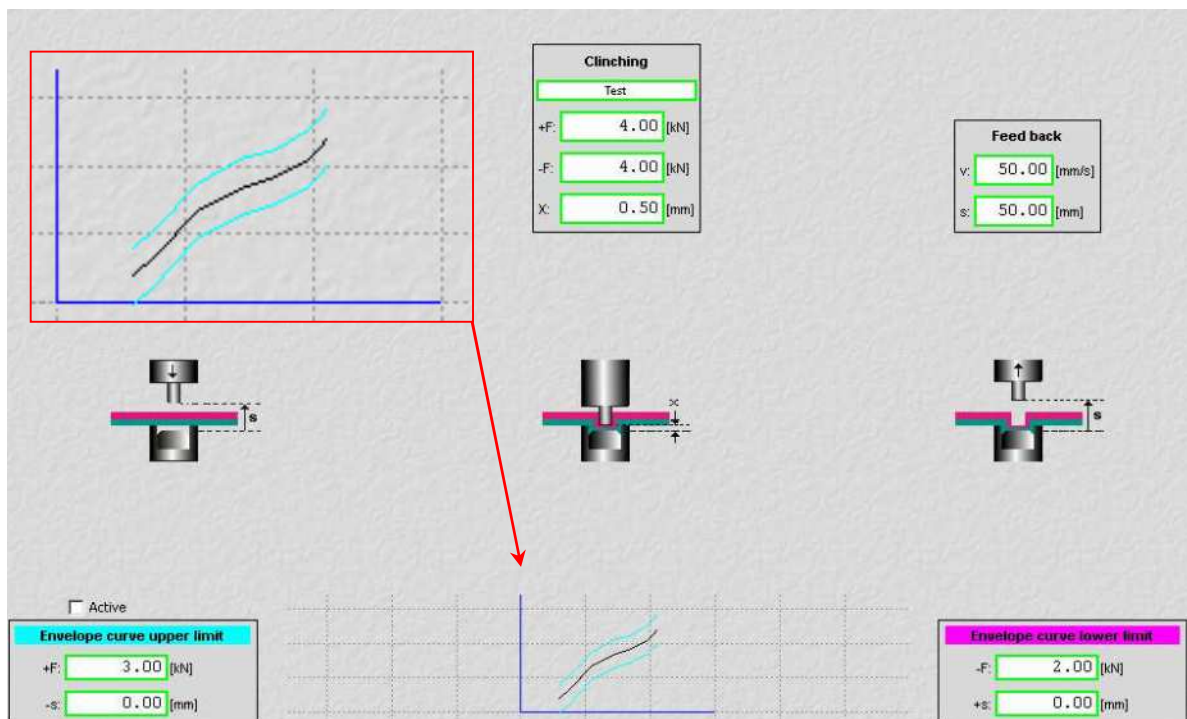
W przypadku zautomatyzowanych stanowisk system diagnostyczny monitoruje stan urządzenia a tym samym przebieg procesu łączenia. Ewentualne odchylenia np. siły formowania od wartości wyjściowych (wzorcowych, ustalonych na określonej próbie) są sygnalizowane na panelu operatorskim (rys. 4). Gwałtowna zmiana jej wartości może świadczyć o ewentualnym zużyciu ciernym lub zmęczeniowym narzędzi.



(b)



Rys. 3. Wpływ ugięcia rama na pozycjonowanie i współosiowość narzędzi stempel-matryca:
a) opis graficzny, b) niesymetryczność złącza



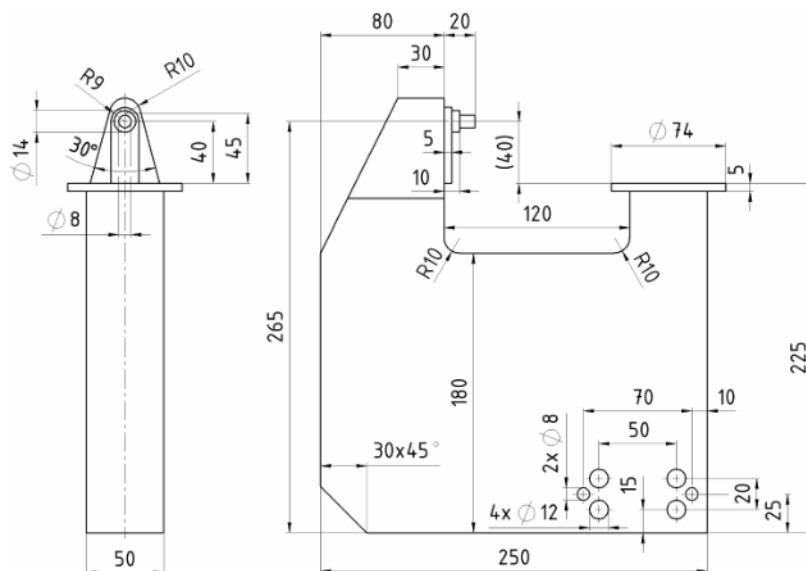
Rys. 4. Przykład widoku okna interfejsu graficznego oprogramowania sterującego serwo-napędem do ustawienia parametru X formowania złącza

3. Założenia geometrii modeli przeznaczonych do analizy MES

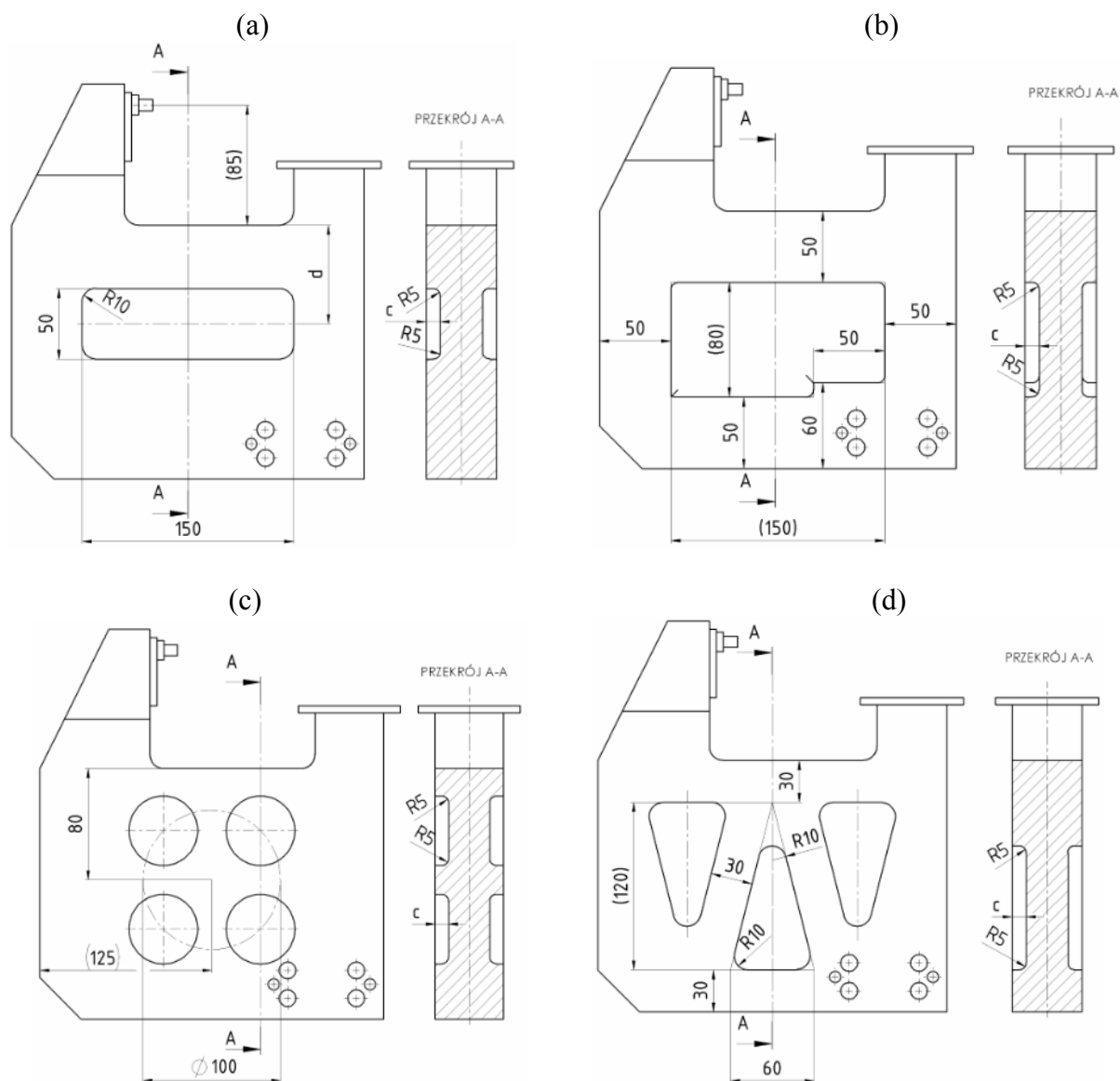
Podczas analizy sztywności różnych wariantów geometrii ramy postanowiono ograniczyć się do stałych wymiarów zewnętrznych i zmiennych obejmujących zmniejszenie masy przez wewnętrzne wybrania. Pełna rama stanowiła model bazowy (M-I; rys. 5), dla którego utworzono sześć pozostałych (rys.6). Dodatkowo dla modelu M-III wykonano analizę wpływu położenia otworu (rys. 6a oraz tab. 1).

Tabela 1. Wartości głębokości otworów ramy modyfikowanej

Zmienny parametr	Wariant modelu C-ramy						
	M-I	M-II	M-III	M-IV	M-V	M-VI	M-VII
	Rys. 5	Rys. 6a		Rys. 6b		Rys. 6c	Rys. 6d
Głębokość wybrania c [mm]	0	25	10*	25	10	25	25
* Odległość bazowa d dla modelu M-III 50, oraz pozostałe wartości 60, 70, 80, 90, 100 [mm]							



Rys. 5. Geometria jednolitej ramy – model I



Rys. 6. Geometria ramy modyfikowanej – modele II - VII

Podczas analizy wpływu rozmieszczenia otworu na ugięcie ramy przyjęto wartość jego odległości d w przedziale od 50 do 100, co 10 mm (rys. 6a oraz tab. 1). We wszystkich modelach wymiary zewnętrzne i grubość były jednakowe a zmianie ulegała jedynie geometria otworów wewnątrz ramy.

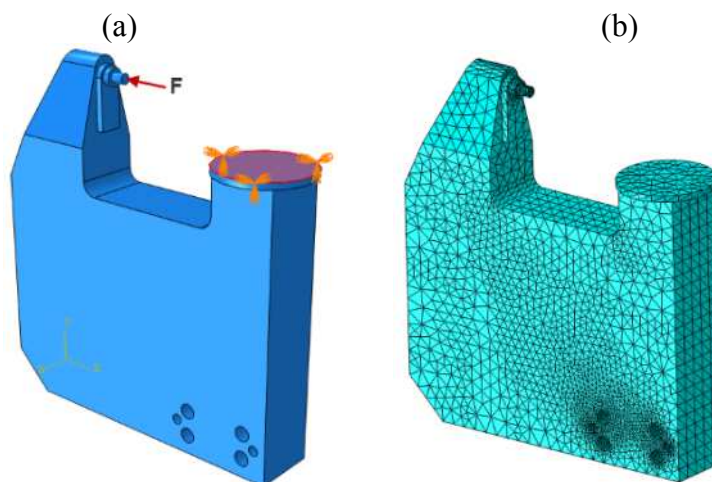
Analiza MES zachowania się C-ramy pod wpływem działania obciążenia siłą F pozwoli sprawdzić na ile zmiana geometrii wybrań w postaci otworów powoduje zwiększenie jej ugięcia. W przyszłości pozwoli to na przeprowadzenie zadania optymalizacji rozmieszczenia otworów. Geometria pełnej ramy pochodzi z katalogu producenta C-ram.

4. Modelowanie obciążenia ramy w systemie ABAQUS

Wszystkie geometryczne modele z racji prostej ich budowy wykonano bezpośrednio w środowisku systemu MES Abaqus 6.10.1, i poddano dyskretyzacji. Model bazowy pełnej

ramy składał się z siatki elementów skończonych w liczbie 81 000 elementów tetragonalnych 10 węzłowych, oznaczonych w bibliotece programu jako C3D10.

Warunki brzegowe oraz obciążenie zewnętrzne (jako maksymalną siłę łączącą F na ramie C-kształtej o tych wymiarach) zdefiniowano w globalnym układzie współrzędnych modelu ($x y z$; rys. 7a). Na kołnierzu do mocowania napędu pominięto otwory a na jego powierzchni założono ograniczenie możliwości przemieszczania węzłów we wszystkich kierunkach oraz rotacji względem osi układu x, y, z . Siłę F ustalono na 50 kN, moduł Younga dla materiału stali $E = 2.1 \times 10^5$ MPa, a współczynnik Poissona $\nu=0.3$. Model bryłowy z miejscami przyłożenia siły obciążającej konstrukcję, jego utwierdzenia oraz siatka wygenerowana na tym modelu przedstawione zostały na rys. 7a i b.



Rys. 7. Rama C-kształtna; widok bazowego modelu: a) bryłowego z warunkami brzegowymi oraz obciążeniem zewnętrznym, oraz b) model dyskretny z siatką elementów skończonych

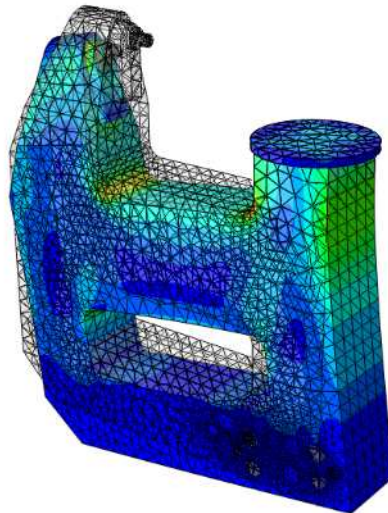
Dla określonej siły obciążenia F C-ramy obserwowano rozkład warstwic naprężeń zredukowanych wg hipotezy H-M-H oraz przemieszczeń materiału jej konstrukcji. Analizę wykonano jako statyczną.

Podczas analizy wyężenia konstrukcji C-kształtej ramy prześledzono wpływ geometrii wybrań materiału jej konstrukcji na rozkłady warstwic naprężeń zredukowanych wg hipotezy H-M-H z uwzględnieniem koncentratorów naprężeń. Odczytano wartości ugięć oraz zmianę wartości masy wynikającą z określonej geometrii wybrań materiału konstrukcji korpusu. Pomiar ugięcia odbywał się w węźle C-ramy, odpowiednio na powierzchni stanowiącej bazę do ustalenia i zamocowania matrycy (rys. 3a).

Dla poszczególnych wariantów modeli i tak wybranego punktu pomiarowego uzyskano różne wartości ugięcia (tab.2). Przykład postaci deformacji ramy z prostokątnym otworem przelotowym przy współczynniku skali równym 50 pokazano na rys. 8.

Tabela 2. Wartości ugięcia ramy dla różnych modeli kształtu C-ramy

Ugięcie w osi $\times 10^{-3}$ [μm]	Wariant modelu C-ramy						
	M-I	M-II	M-III	M-IV	M-V	M-VI	M-VII
$ \Delta x $	435	662	449	604	447	486	515
$ \Delta y $	193	214	186	227	185	192	232



Rys. 8. Deformacja C-ramy po obciążeniu maksymalną siłą formowania połączenie przetłoczeniowe oraz jej model przed obciążeniem (50 krotny współczynnik skali)

Podczas formowania połączenia przetłoczeniowego C-rama absorbuje energię odkształcenia sprężystego W_d , uzyskując tym samym energię potencjalną ciała sprężyste odkształconego:

$$W_d = \frac{1}{2} \frac{F \cdot f}{10^3} [J] \quad (2)$$

gdzie:

W_d – energia potencjalna ramy sprężyste odkształconej [Nm],

F – siła nacisku [N],

f – ugięcie ramy [mm].

Sztywność ramy C (odporność na odkształcanie się) wyraża się zatem przez iloraz siły F do ugięcia $\Delta x = f$:

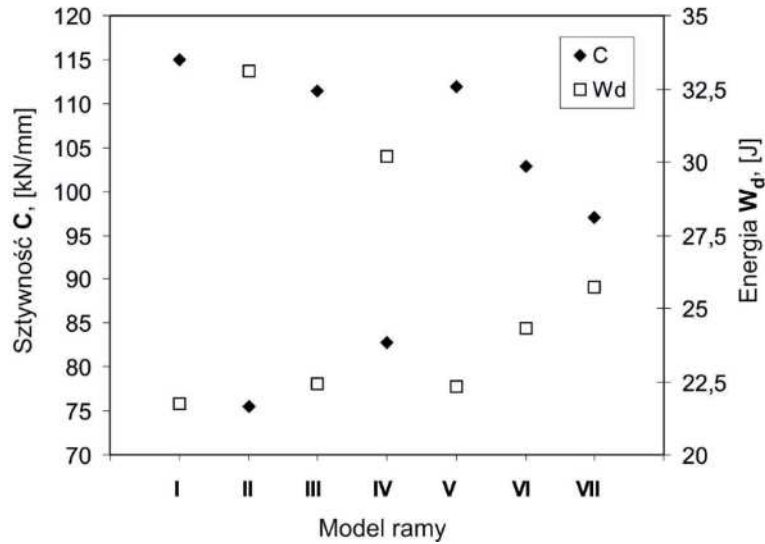
$$C = \frac{F}{\Delta x}, \left[\frac{kN}{mm} \right] \quad (3)$$

Relacje pomiędzy sztywnością a energią odkształcenia sprężystego ramy dla wszystkich modeli zestawiono na rys.9. Im mniejsza sztywność (wartość C) tym rama w większym stopniu absorbuje energię pochodzącą od działania siły formowania F .

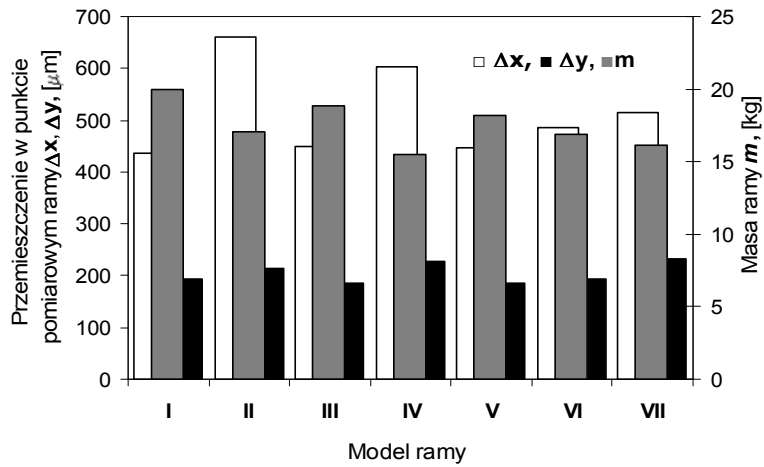
Rama pełna cechowała się największą masą, a tym samym sztywnością konstrukcji, co miało przełożenie na najmniejsze przemieszczenia jej materiału w wyniku obciążenia siłą 50 kN (rys. 10 i 11a). Największe zmniejszenie masy, tzn. o 22.5% w stosunku do pełnej ramy, uzyskano dla modelu M-IV. Taka postać wybrań materiału ramy w postaci odpowiednich otworów skutkowałą znaczącym zwiększeniem wartości jej ugięć w kierunkach osi x i y układu współrzędnych xyz .

Tak jak już wspomniano nowoczesne układy sterujące pozwalają na kompensację ugięcia ramy w kierunku osi x z dokładnością ± 0.01 mm, natomiast kompensacja wartości składowej ugięcia w kierunku y jest praktycznie niemożliwa. Najmniejsze niepożądane ugięcie na kierunku y uzyskano dla ramy z wybraniem (model M-V), a największe dla modelu M-VII (rys. 10), który posiadał w swej strukturze nieciągłość w postaci otworów trójkątnych. Największą wartość przemieszczeń wypadkowych odnotowano dla modelu M-II (rys. 11b) ramy.

Dla wszystkich modeli konstrukcji C-ramy największe wyężenie jej materiału zlokalizowane było na wewnętrznej powierzchni promieniowego przejścia ścianek ramion w pozostałą część korpusu. W mniejszym stopniu naprężenia koncentrowały się na powierzchniach wewnętrznych otworów (rys. 12b, d, f, g).

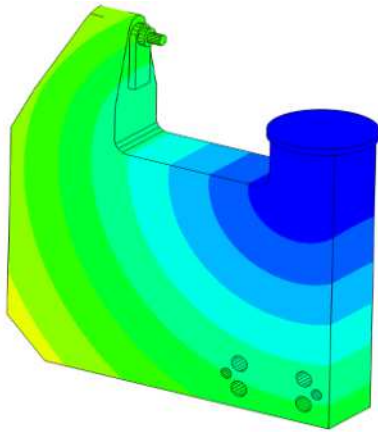


Rys. 9. Relacje między sztywnością a energią ugięcia sprężystego ramy

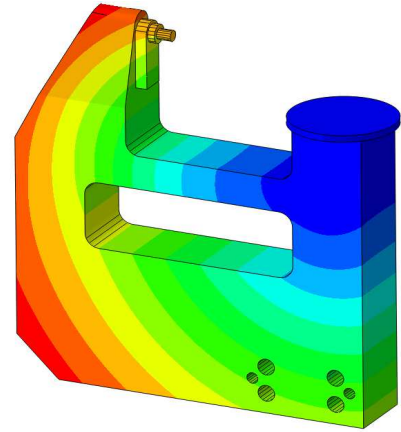


Rys. 10. Wartości masy oraz zmiany przemieszczeń w punkcie pomiarowym modelu ramy obciążonej siłą 50 kN

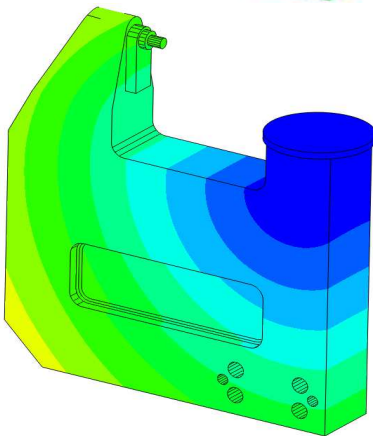
a) M-I



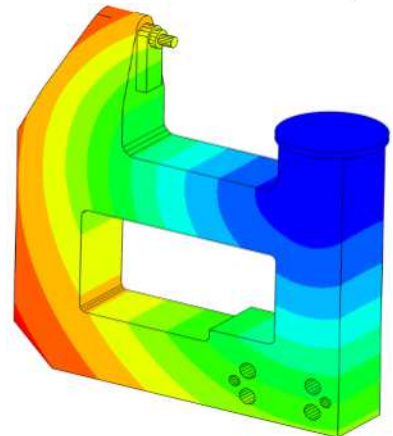
b) M-II



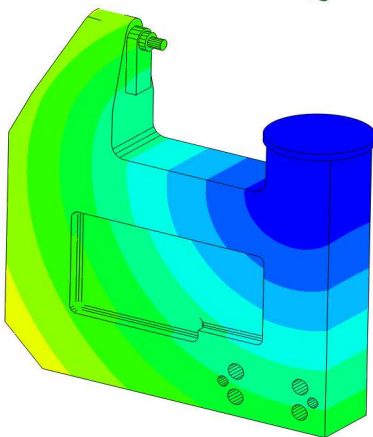
c) M-III



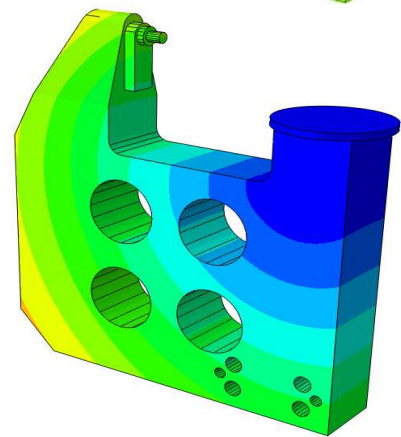
d) M-IV



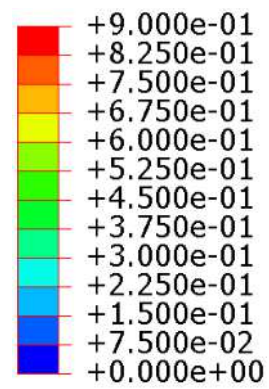
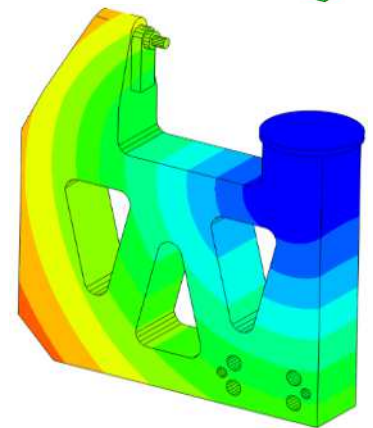
e) M-V



f) M-VI

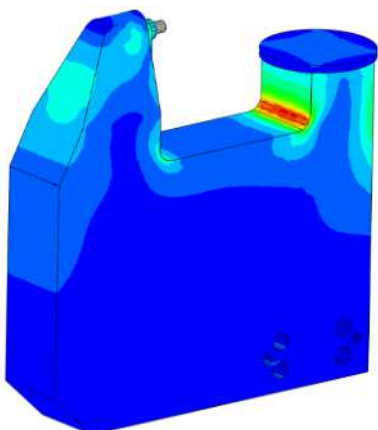


g) M-VII

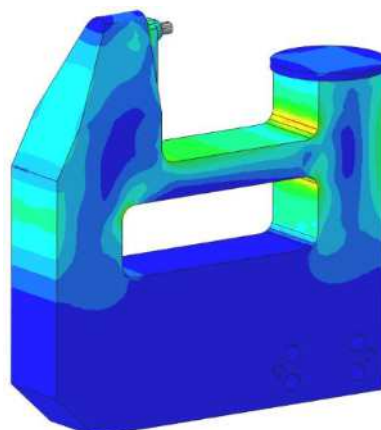


Rys.11. Rozkład wypadkowych przemieszczeń C-ramy dla różnej geometrii wybrań materiału jej konstrukcji (modele M-I÷M-VII; U_W , mm)

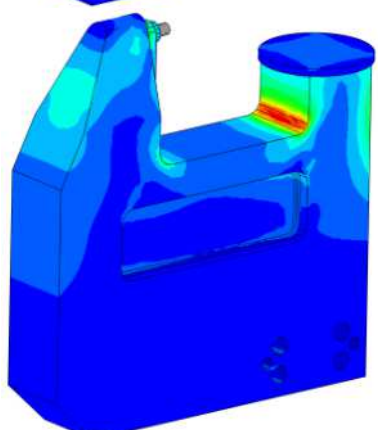
a) M-I



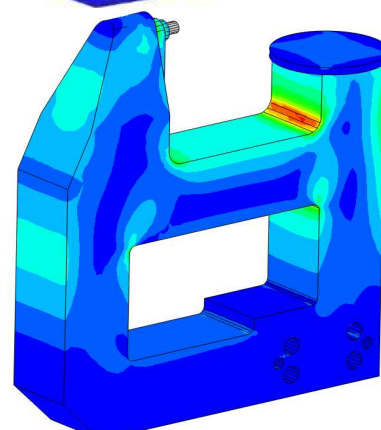
b) M-II



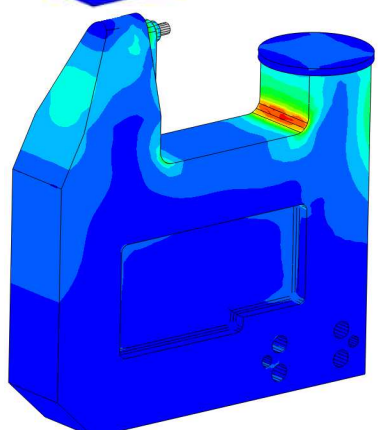
c) M-III



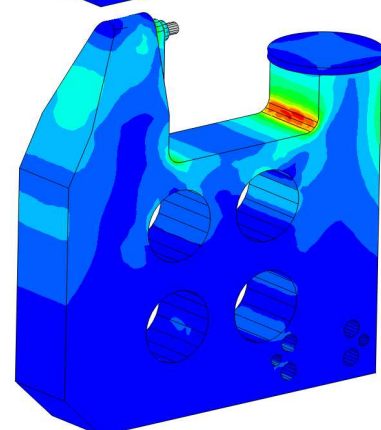
d) M-IV



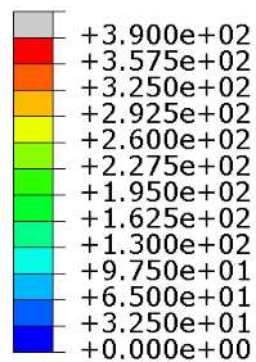
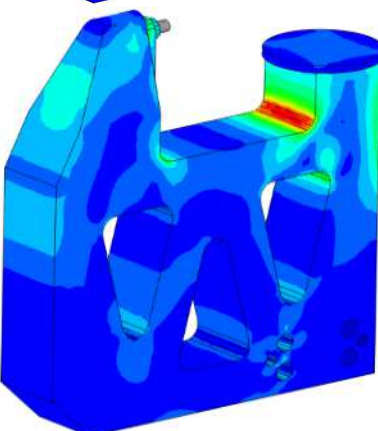
e) M-V



f) M-VI

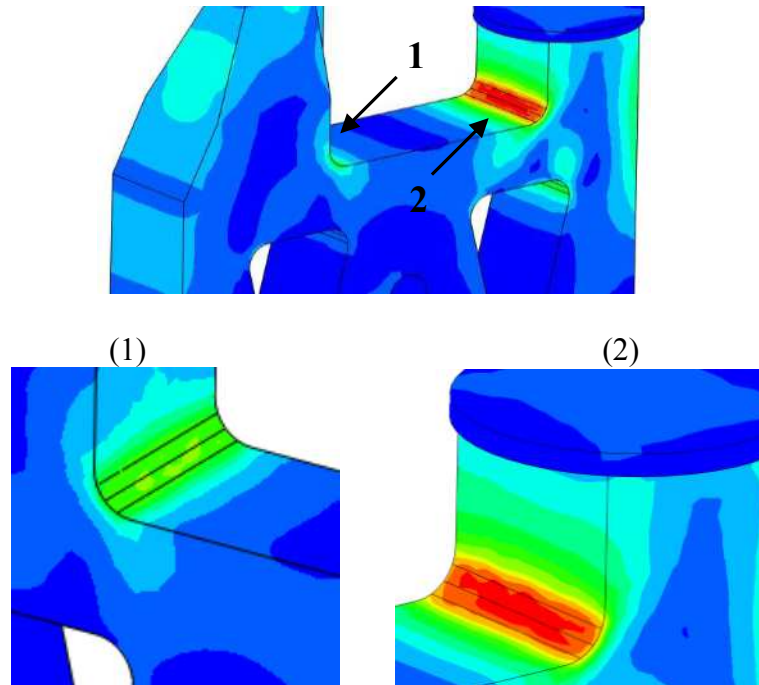


g) M-VII



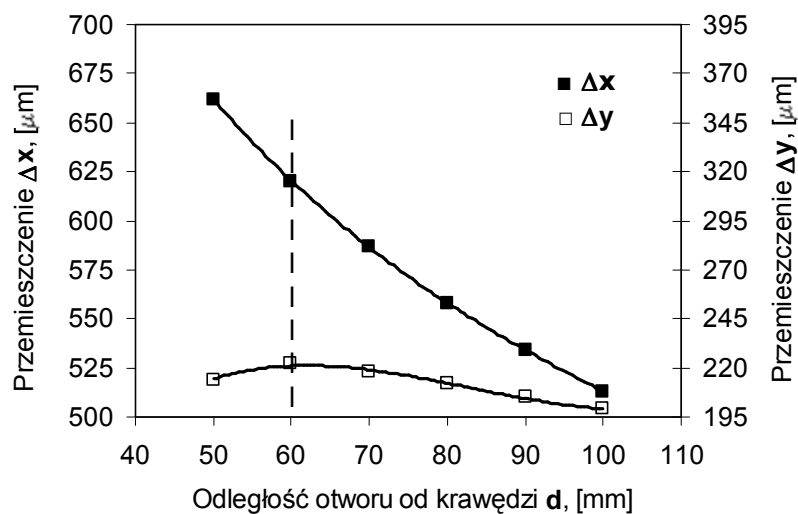
Rys. 12. Rozkłady naprężeń zredukowanych wg H-M-H konstrukcji C-ramy dla różnej geometrii wybrań jej materiału (modele M-I÷M-VII; σ_z , MPa)

Największe naprężenia zaobserwowano w miejscu największych obciążeń zginających działających w obszarze geometrycznych koncentratorów naprężeń w konstrukcji modelu M-VII ramy (rys. 13). W związku z tym w przyszłych analizach postanowiono zbadać wpływ wielkości promienia przejścia powierzchni (2, rys. 13) na koncentrację i wielkości naprężeń w tym obszarze.



Rys. 13. Koncentracja naprężeń na promieniowym przejściu powierzchni

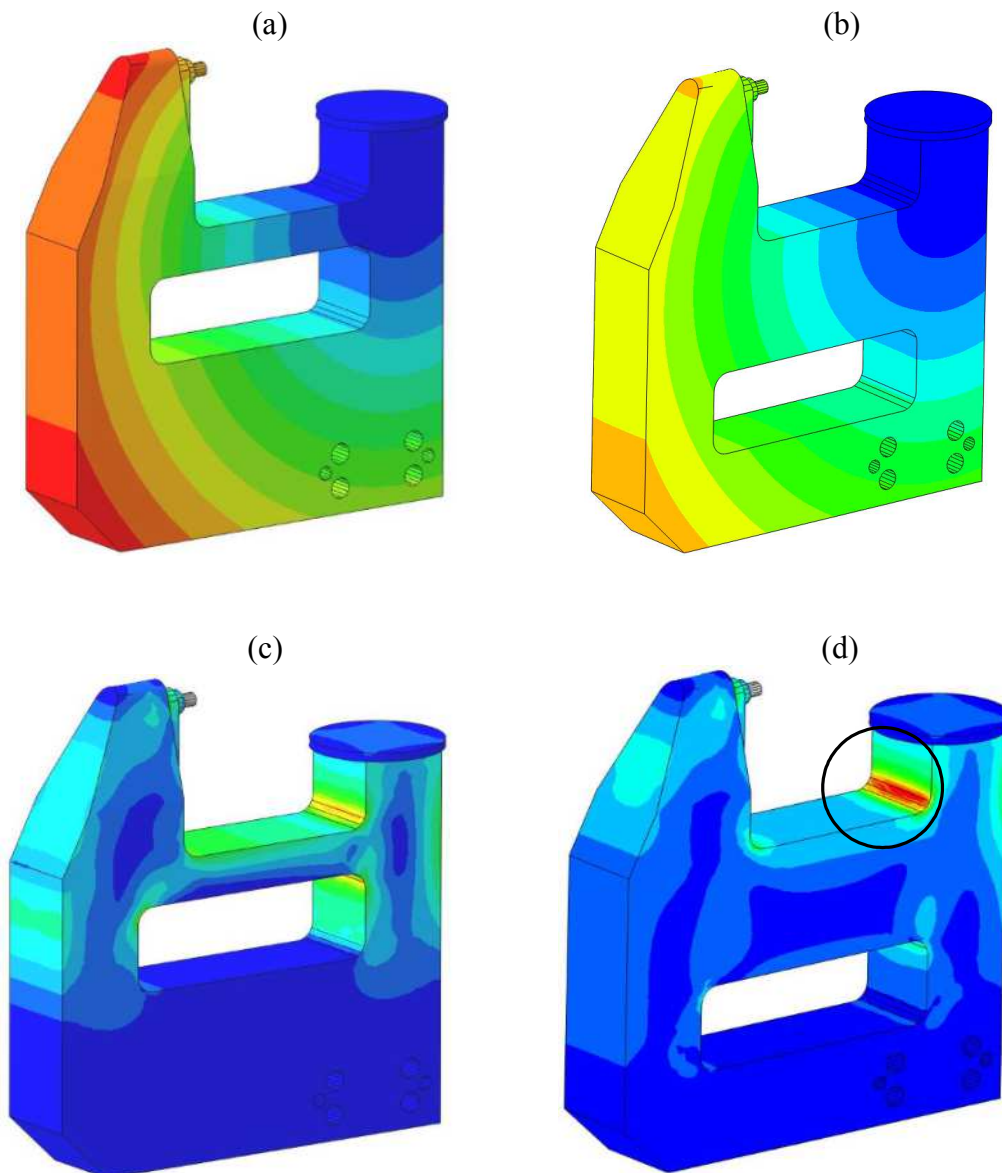
Zmiana odległości ułożenia otworu prostokątnego (model ramy M-III) w znaczący sposób wpływa na zachowanie się ramy pod obciążeniem. Najmniejsze przemieszczenie punktu pomiarowego zarówno w osiach x i y układu współrzędnych modelu MES uzyskano dla wymiaru $d=100$ mm rozmieszczenia otworu od powierzchni wewnętrznej ramy (rys. 14). Zaobserwowano, że dla odległości $d=60$ mm (przy kroku zmiany wartości odległości d , co 10 mm) wystąpiło największe przemieszczenie w kierunku osi y .



Rys. 14. Wartości przemieszczeń w punkcie pomiarowym modelu M-III ramy z różnym rozmieszczeniem otworu

Przesunięcie otworu od powierzchni podstawy ramion C-ramy o 50 mm spowodowało jej usztywnienie, przez co zwiększyły się naprężenia w wewnętrznym narożu (obszar zaznaczony na rys. 15d). Przy najmniejszej odległości otworu od tej powierzchni ($d=50$ mm) utworzona „belka” zmniejszyła poziom naprężeń w narożu, wyrównując wyężenie materiału ramy w tym obszarze (rys. 15c). Tym samym w większym stopniu nastąpiło ugięcie części bazowej dla matrycy (rys. 15a).

Wariant rozwiązania konstrukcji C-ramy o najbardziej oddalonym otworze od osi działania siły obciążającej wykazał najmniejsze ugięcie.



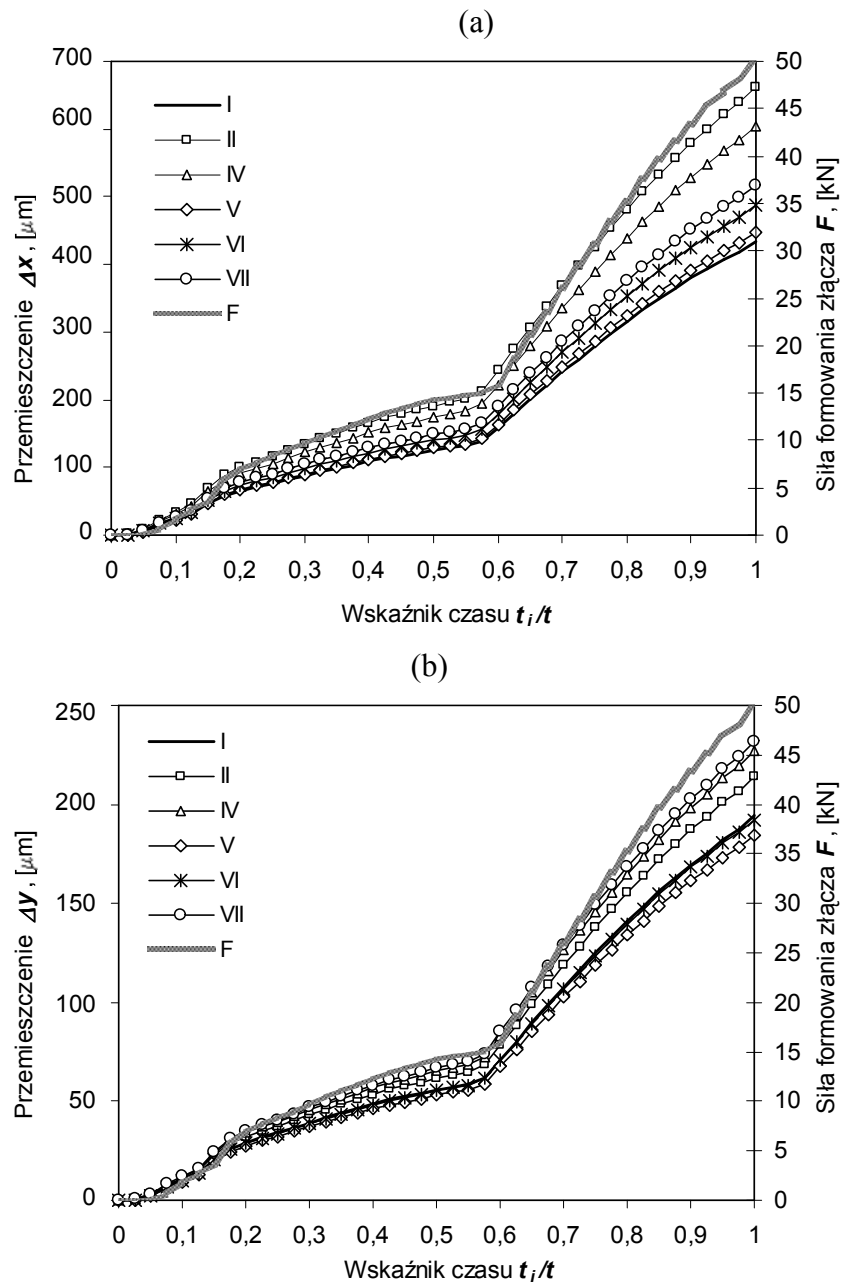
Rys. 15. Wpływ rozmieszczenia otworu na wypadkowe przemieszczenia materiału ramy (a) i (b), oraz rozkład warstwic naprężeń zredukowanych (c) i (d)

W przypadku formowania połączenia korpus urządzenia w postaci C-ramy doznaje pewnych obciążeń, wynikających ze specyfiki powstawania złącza.

Na stan naprężeń i przemieszczeń w korpusach maszyn i urządzeń, w tym obrabiarek, ma wpływ szereg czynników, przy czym ważniejsze z nich to siły technologiczne, oraz bezwładności [16]. Ich znajomość pozwala na ocenę wytrzymałościową poszczególnych

zespołów. Sztywność statyczna korpusów, tworzących układ nośny maszyn i urządzeń, jest jedną z najważniejszych cech, decydujących o dokładności wymiarowo-kształtowej przedmiotów obrabianych [1, 2, 5, 17, 18].

Podczas analizy MES sztywności ramy zbadano również wpływ historii siły obciążającej na przebieg ugięć. Dla rzeczywistego przebiegu siły łączenia za pomocą przetłaczania blach stalowych o grubości 1 mm wykonano analizę wartości przemieszczeń materiału konstrukcji C-ramy w punkcie pomiarowym p (rys. 3a). Poszczególne charakterystyki na tak zadane obciążenie przedstawiono odpowiednio na rysunkach 16a dla Δx oraz 16b dla Δy . Krzywe dla modelu M-III pominięto z racji małych różnic w stosunku do tych uzyskanych dla modelu M-V. Dla ramy M-V uzyskano krzywe wartości przemieszczeń w osi x oraz y najmniej różniące się od tych uzyskanych dla pełnej ramy.



Rys. 16. Wartości przemieszczeń materiału w punkcie pomiarowym dla zmiennej siły wymuszającej odkształcenia C-ramy (modele M-I÷M-VII): a) Δx , b) Δy

Największe ugięcia we wszystkich modelach ramy zaobserwowano w końcowym etapie formowania złącza przetłoczeniowego (rys. 16). Uwzględniając możliwość zachowania jednakowych warunków formowania złączy ramę zastosowaną do ich wytwarzania powinna cechować duża sztywność, tj. powinna posiadać charakterystykę ugięcia o jak najmniejszym wzroście przemieszczeń.

W ostatniej fazie formowania złącza przetłoczeniowego występują warunki zbliżone do stanu hydrostatycznego ściskania, skutkiem tego jest gwałtowne zwiększenie siły, co w prosty sposób przekłada się na wyężenie konstrukcji C-ramy.

5. Podsumowanie

Gotowe rozwiązanie C-ramy urządzenia do łączenia przetłoczeniowego uwzględnia przenoszone obciążenie oraz odpowiednią konstrukcję jej ramion dając tym samym łatwość wprowadzenia i wyprowadzenia z przestrzeni montażu złączy. Niezwykle istotne jest zachowanie odpowiedniej sztywności podparcia narzędzi przy stosunkowo niskiej masie ramy.

Dokładność ustalenia narzędzi w C-ramie oraz jej ugięcie składa się na błąd przesunięcia krawędzi narzędzi lub też ich współosiowości.

Projektując ramę możliwe jest wykonanie w niej otworów zmniejszających masę, jednak o odpowiednich wymiarach, kształcie i sposobie ich rozmieszczenia.

Krzywa przebiegu siły formowania połączenia oddaje zmienność obciążenia ramy podczas tego procesu. Pożądanym jest by podczas projektowania korpusu uzyskać możliwie małą jego masę przy zachowaniu jak największej jej sztywności.

Z przeprowadzonych analiz MES przemieszczenia punktu pomiarowego obciążonego modelu ramy siłą 50 kN wynika szereg wniosków:

- usytuowanie prostokątnego otworu ramy względem linii działania siły obciążającej ma wpływ na zmianę jej sztywności,
- wykonanie wybrań materiału na całej powierzchni (model M-V) z dwóch stron ramy skutkuje najmniejszym zwiększeniem przemieszczeń a względnie dużym zmniejszeniem jej masy,
- największe zmniejszenie masy przy zachowaniu wielkości zmiany ugięcia w kierunku poprzecznym do linii działania siły uzyskano dla modelu z czterema otworami (model M-VI).

Literatura

1. Brecher C, Esser M, Witt S. Interaction of manufacturing process and machine tool. CIRP Annals - Manufacturing Technology 2009; 58: 588-607.
2. Chodnikiewicz K, Balendra R. The calibration of metal-forming presses. Journal of Materials Processing Technology 2000; 106: 28-33.
3. Di Lorenzo G, Landolfo R. Shear experimental response of new connecting systems for cold-formed structures. Journal of Constructional Steel Research 2004; 3-5: 561-579.
4. Dobrucki W. Podstawy konstrukcji i eksploatacji walcarki. Wydawnictwo Śląsk, 1981.

5. Kosmol J, Wilk P. Próba optymalizacji korpusu obrabiarki z zastosowaniem MES i algorytmu genetycznego. *Modelowanie Inżynierskie* 2008; 35: 59-66.
6. Kyrilovich V, Bogdanowski M. Zagadnienia zautomatyzowanego planowania ruchów robotów przemysłowych w elastycznych systemach montażowych. *Technologia i Automatykacja Montażu* 2009; 1: 18-22.
7. Li Y B, Wu D H, Huang M H, Lu X J. Design of Parallel Bearing Structure for 800MN Forging Press with Consideration of Manufacturing Errors. *Applied Mechanics and Materials* 2011; 52-54: 2157-2163.
8. Mucha J. Rozwój technik wytwarzania złączy nitowych–nitowanie bezotworowe. *Mechanik* 2007; 5-6: 454-460.
9. Mucha J. Współczesne techniki łączenia cienkich blach-zaciskanie przez wytłaczanie (Clinching). *Mechanik* 2007; 11: 932-939.
10. Mucha J. The analysis of rectangular clinching joint in the shearing test. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011; 3(51): 45-50.
11. Mucha J, Bartczak B. Analiza procesu łączenia przetłoczeniowego blach. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji* 2011; 3: 59-68.
12. Mucha J, Kaščák Ľ. Wybrane aspekty kształtowania okrągłych połączeń przetłoczeniowych. *Problemy eksploatacji-Maintenance Problems* 2010; 4: 29-38.
13. Mucha J, Witkowski W. Możliwości łączenia przetłaczaniem blachy stalowej o grubości poniżej 1 mm. *Technologia i Automatykacja Montażu* 2012; 1: 46-49.
14. Plewiński A. Kierunki rozwoju maszyn do obróbki plastycznej. *Obróbka Plastyczna Metali* 2005; 4: 21-28.
15. Schenke C -C, Wiemer H, Großmann K. Analysis of servo-mechanic drive concepts for forming presses. *Production Engineering. Research and Development* DOI 10.1007/s11740-012-0391-9.
16. Staniek R, Zielnica J, Gessner A. Wpływ parametrów konstrukcyjnych na stan naprężeń i przemieszczeń w korpusie obrabiarki. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji* 2010; 4: 159-168.
17. Wang Z X, Yu X L. Stiffness of the overall study for forging hydraulic press. *Forging Technology* 1990; 1: 1-2.
18. Zhou Y D, Chu L, Bi D S. Structural optimization for hydraulic press frame. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology* 2008; 2: 90-92.