

ANALIZA OBCIĄŻENIA KRĄŻKA W WARUNKACH PROCESU FORMOWANIA
ZAMKNIĘCIA OPAKOWAŃ METALOWYCH

Tadeusz Matuszek

Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn
Politechniki Gdańskiej

PROCES ZAMYKANIA

Wprowadzenie

Podwójna zakładka jest częścią puszkii utworzoną przez złączenie elementów opakowania, których podwinięcia zachodzą na siebie i tworzą hermetyczne zamknięcie. Składa się ono z trzech warstw blachy, pokrywy i dwóch warstw pobocznicy puszkii. Proces zamykania wykonywany jest przez odpowiednio ukształtowane krążki w dwóch fazach:

- pierwsza, w której zakładka jest zaciśnięta, lecz nie tworzy szczelnego zamknięcia,
- druga, w której zakładka zostaje silnie podwinięta i dociśnięta tak, że powinna tworzyć hermetyczną strukturę w rozumieniu szczelności dla kryteriów procesów cieplnych konserwowania i przechowywania żywności.

Warunkiem mechanicznie doskonałej zakładki podwójnej jest odpowiedni procent zachodzenia na siebie zawinięć (overlap), właściwa jej grubość i wysokość [5, 13].

Istotne cechy procesu

Formowanie podwójnej zakładki jest krótkotrwałym procesem odkształceń sprężystych i plastycznych warstw blachy tworzących zamknięcie. Przebieg tego procesu w sensie opisu zjawisk plastycznych i ocena właściwości technologicznych materiału jest dość skomplikowany przede wszystkim dlatego, że:

- a) czas jego trwania dla zamykarek o dużych przepustowościach wynosi sekundy,
- b) linia formowania jest zmienna ze względu na kształt, długość, warunki kinematyczne i dynamiczne pracy krążków zamykających,
- c) występuje nierównomierny stan naprężenia zginającego i ścisniającego dla złożonego obciążenia dynamicznego,
- d) wymagana jest stała hermetyczność zamknięcia odpornego na zmienne siły wewnętrzne i zewnętrzne działające na opakowanie.

Na podstawie obserwacji stwierdzono, że dla większości metali, oprócz stanu odkształcenia, także bardzo ważny jest jego przebieg. Dokonany w pracy Z. Marciniaka [3, 4] podział przebiegu odkształceń, pozwala na stwierdzenie, że proces formowania zamknięcia puszki składa się z odkształcenia nieproporcjonalnego.

Wielkość φ_i równa długości linii odkształcenia obrazuje także intensywność i jego miarę w omawianym procesie. Wiąże się ona również ściśle z oceną pracy zużytej na plastyczne odkształcenie materiału blachy. Najważniejszym - dla wyznaczenia wartości odkształcenia, które odpowiada stanowi naprężenia (lub odwrotnie), jest poznanie krzywej umocnienia materiału opakowania dla rozpatrywanego schematu odkształceń. Wynikająca stamtąd wytrzymałość (trwałość) umocnienia plastycznego warstw blachy tworzących podwójną zakładkę stanowi o spełnieniu najważniejszych funkcji zamknięcia, tj. niezmiennej szczelności. Oznacza to praktycznie zachowanie jednokowego zacisku warstw blachy zamknięcia podczas wszelkich odkształceń puszki od sprężonego obciążenia termiczno-mechanicznego.

Praca odkształcenia przy formowaniu zamknięcia

Formowanie zamknięcia składa się z pracy odkształcenia plastycznego przy zginaniu (W_{zg}) i przy ścisnieniu (W_{sc}) obrzeża pokrywy i pobocznicy puszki:

$$W_p = W_{zg} + W_{sc} \quad (1)$$

Do obliczenia W_{zg} przyjęto model odkształcenia przedstawiony na rys. 1. Model ten stanowi belkę o długości h i grubości g odpowiadającą kształtem przekrojowi poprzecznemu obrzeża pokrywy, utwierdzoną na osi O_y i zginanej stałą siłą P .

Praca W_{zg} dla przyjętego modelu wynosi:

$$W_{zg} = \int_0^{\gamma} M_{zg} \cdot d\gamma \quad (2)$$

Moment zginający $M_{zg} = f(\beta, P, a)$ gdzie a - ramię siły P - najmniejsza odległość tej siły od osi zginania. Dla przypadku czystego zginania moment ten można określić ze wzoru:

$$M_{zg} = L \int_{r_N}^{r_z} \sigma_1 \cdot r \, dr \quad (3)$$

Po obliczeniu całki ze wzoru (3) i uwzględnieniu związku, że $\sigma'_p = 2/\sqrt{3} \cdot \sigma_p$ otrzymujemy na M_{zg} zależność:

$$M_{zg} = \frac{L \cdot g_N}{2\sqrt{3}} \cdot \sigma_p \quad (4)$$

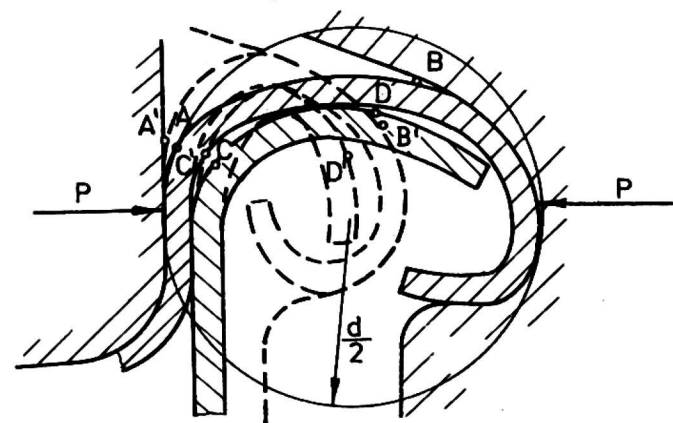
Jeżeli $\gamma = \pi/2$ wówczas :

$$W_{zg} = \frac{\pi \cdot r_{sr} \cdot \alpha \cdot g_N^2}{4\sqrt{3}} \cdot \sigma_p \quad (5)$$

Równanie (5) otrzymano przy założeniu, że materiał pokrywy opakowania jest idealnie plastyczny ($\sigma_p = \text{const.}$). Pominięto w ten sposób zjawisko umocnienia materiału. W rzeczywistości σ_p nie jest stałe i zależy od wspomnianej intensywności odkształcenia (φ_i).

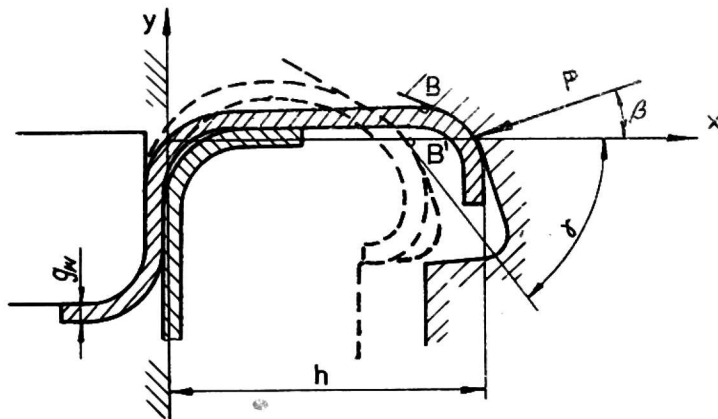
Przy wyznaczaniu momentu M_{zg} z uwzględnieniem umocnienia blachy należy poznać zależność: $\sigma_g = f(g/2\rho)$ oraz określić λ - współczynnik wypełnienia wykresu: $M_{zg} = f(\gamma/h)$. Wówczas:

$$W_{zg} = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot r_{sr} \cdot \alpha \cdot g_N^2}{12} \cdot \sigma_{g_N} \quad (6)$$



Rys. 2.

Do obliczania pracy odkształcenia plastycznego przy ścisnieniu obrzeża pokrywy i pobocznicy przyjęto model pokazany na rys. 2.



Rys. 1.

Przy ściskaniu nastąpi dogięcie łuku AB w $A'B'$ oraz rozciągnięcie pozostałej krzywizny, która dostosuje się do profilu krążka zamykającego. Przyjęty model jest uproszczony, ponieważ przekrój zakładki w rzeczywistości jest elipsą o osi nieco nachylonej do osi pionowej [6, 7, 9]. Zakładamy, że moment zginający niezależnie od promienia krzywizny wyniesie: $M_{zg} = l \cdot g_w^2 \cdot \sigma_p' / 4 = \text{const}$. Praca wykonana przez ten moment w procesie ściskania wygiętego pasma blachy jest równa sumie prac odkształceń plastycznych. [1]:

$$W_{sc} = (2M_{zg_w} - M_{zg_k}) \cdot \gamma \quad (7)$$

Z długości łuku AB wynika kąt $\gamma = \pi s'/d$, którego wartość określa się doświadczalnie [13]. Uwzględniając podane zależności na kąt γ i σ_p otrzymujemy wzór na pracę odkształcenia plastycznego przy ściskaniu:

$$W_{sc} = \left(\frac{g_w^2}{2} + \frac{g_k^2}{4} \right) \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_p \cdot \frac{\pi \cdot s'}{d} \cdot r_{sr} \cdot \alpha \quad (8)$$

Przy rozpatrzeniu zjawiska umocnienia materiału, z którego można obliczyć momenty M_{zg_w} i M_{zg_k} z wykresu funkcji $\sigma_g = f(g/2\rho)$, wzór na pracę (W_{sc}) przyjmie postać:

$$W_{sc} = \lambda \cdot r_{sc} \cdot \alpha \cdot \pi \cdot \frac{s'}{d} \left(\frac{g_w^2}{3} \cdot \sigma_{g_w} + \frac{g_k^2}{6} \cdot \sigma_{g_k} \right) \quad (9)$$

Całkowitą pracę odkształcenia plastycznego uzyskujemy sumując wyliczone wielkości przy zginaniu i ściskaniu.

Z przeprowadzonych rozważań wynika, że praca sił zewnętrznych przyłożonych do krążków zamykających pierwszej i drugiej fazy powinna być co najmniej równa pracy całkowitego odkształcenia plastycznego przy zginaniu i ściskaniu warstw blachy podwójnej zakładki [7].

Mechanizm krzywkowy zamykarki

Najczęściej stosowanym elementem w rozwiązaniu konstrukcyjnym zamykarek, który steruje i wymusza konieczne przemieszczenia krążków, jest krzywka płaska. Wszystkie zmiany sił zewnętrznych wynikające z współpracy krzywki i krążka obtaczającego przenoszą się przez dźwignie na krążek zamykający i decydują o dobrych lub nie-

właściwych parametrach kinematyczno - dynamicznych procesu zamykania. Własności danego układu zależą od konstrukcji krzywki. Rodzaj krzywej, narzucającej charakter współpracy z wszystkimi elementami układu, stanowi o pojawieniu się drgań, które zmniejszają dokładność w procesie zamykania, zwiększają głośność, obciążenie zmęczeniowe i zużycie.

W praktyce wykorzystuje się dziesięć podstawowych krzywych, przy pomocy których realizuje się konieczne warunki procesu zamykania. Zostały one sklasyfikowane przez Tesar i Matthew [12] i ujęte tam w tablicy 1 z podaniem odpowiednich równań ruchu oraz wskaźników dotyczących częstości konstrukcyjnej i drgań własnych. W dalszej analizie podjętego tematu wykorzystano elementy głowicy zamkarki polskiej WZ-65 i pominięto błędy i tolerancje wykonania krzywki oraz współpracujących części na drodze krążek obtaczający - krążek zamykający.

Analiza przyspieszeń układu dźwigniowego

Rozpatrując konstrukcję głowicy wspomnianej zamkarki można zauważyć, że przyspieszenie, któremu będzie poddawane ramię z osadzonym krążkiem obtaczającym i zamykającym, pochodzi od zmiany kąta φ spowodowanej zmiennym kształtem krzywki, co ukazano schematycznie na rysunku 3. dla prostoliniowego toru krążka.

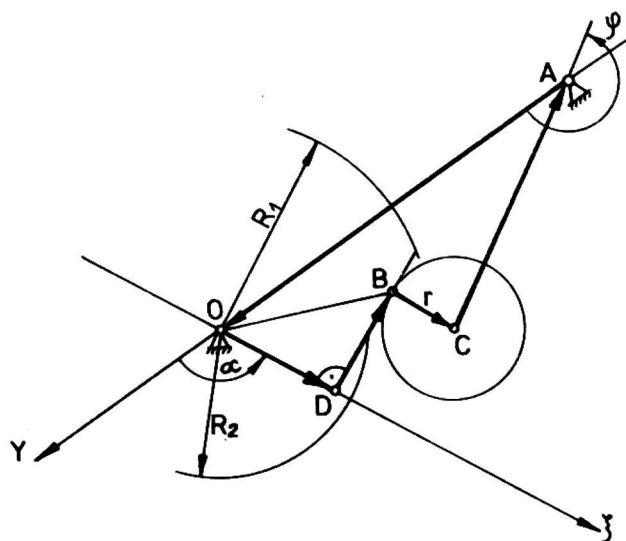
Z odpowiednich rzutów wektorów: OD , DB , BC , CA i AO wynika dla kąta φ zależność:

$$\varphi = \alpha + \arccos(\alpha + b \cdot \cos \alpha) \quad (10)$$

gdzie α , b , c odpowiednie związki między wektorami.

Prędkość zmian kąta φ przedstawia związek:

$$\dot{\varphi} = \dot{\alpha} \left\{ 1 + \frac{b \cdot \sin \alpha}{[1 - (\alpha + b \cos \alpha)^2]^{\frac{1}{2}}} \right\} \quad (11)$$



Rys. 3.

Przy założeniu, że prędkość kątowa krzywki jest stała ($\ddot{\alpha} = 0$) otrzymujemy przyspieszenie według zależności:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\cos\alpha(1-c^2) + cb \sin^2\alpha}{(1-c^2)^{1,5}} \cdot b \cdot \alpha^2 \quad (12)$$

Kąt α w równaniu [12] zawiera się w przedziale od α_{R_2} do α_{R_1} .

W konstrukcjach krzywek do zamykarek nie stosuje się odcinków prostoliniowych. W momencie dojścia krążka obtaczającego do takiego odcinka następuje uderzenie, przenoszące się na cały układ, którego potencjał złożony i niepożądany w skutkach trudno jest ująć w formę analityczną. W niektórych przypadkach przyjmuje się krzywiznę za odcinek linii prostej (przy niewielkim wzniosie krążka). Przyspieszenie takiego układu oblicza się wtedy łatwo prostymi metodami.

Dla obliczenia kąta φ krzywoliniowego toru krążka wykorzystano zależności geometryczne i uzyskano wzór następujący [8]:

$$\cos\varphi = b + a \cdot R^2 + f R \cos\beta \quad (13)$$

gdzie a, b, f - odpowiednie związki między wektorami od osi obrotu krzywki do osi obrotu krążków. Kąt β wynika z równości: $\beta = \arctg y'$ dla funkcji $y = f(\alpha)$, która określa równanie krzywej krzywki. Do dalszej analizy przyjęto z tablicy 1 [12] krzywą nr 4, tj. cosinusową, dla której równanie charakterystyczne jest opisane zależnością:

$$Y = \frac{1}{2} y_{\max} \left(1 - \cos \pi \frac{x}{x_{\max}} \right) \quad (14)$$

Jeżeli podstawimy następujące zależności: $C = Y_{\max} (2, d = \pi) x_{\max}$, $x = \alpha$, wówczas $\beta = \arctg (od \sin d\alpha)$, gdzie $c = (R_2 - R_1) / 2$, natomiast promień krzywki $R = R(\alpha)$ opisuje zależność:

$$R = R_1 + C (1 + \cos d\alpha) \quad (15)$$

Gdy oprócz wymienionych związków uwzględnimy ponadto wielkości: $K = \sin d\alpha$, $x = \arctg od \sin d\alpha$, $w = \cos \alpha$, $z = 1 + (cdK)^2$, $y = R_1 (c + 1 + w)$ i podstawimy do wzoru (13) i dwukrotnie zróżniczkujemy tę wielkość względem czasu, wtedy:

$$\ddot{\varphi} = (L' \cdot M' + L \cdot M) \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (16)$$

gdzie $\dot{\alpha}$ jest prędkością kątową krzywki, natomiast symbole: L', M', L, M , opisywane przez zależności geometryczne układu, przedsta-

wione są odpowiednimi związkami w pracy [11]. W celu obliczenia takiej wartości d , która gwarantowałaby po pracy krążka jak najszybszy powrót do położenia wyjściowego, a jednocześnie zachowanie warunku jednopunktowego styku krążka z krzywką, należy przyjąć taką wartość α_{\max} , aby najmniejszy promień krzywizny ρ określony zależnością:

$$\rho = \frac{\left(1 + \rho^2 \cos^2 p \cdot \frac{\pi}{2}\right)^{1,5}}{\rho^2 \cdot \sin p \frac{\pi}{2}} \quad (17)$$

był co najwyżej równy promieniowi krążka obtaczającego, czyli $\rho_{\min} \geq r$. Wielkości d i p wskazują na skoki i nieciągłości w p -tej pochodnej równania ruchu i na stosunek konstrukcyjnej częstości do częstości drgań własnych [12]. Wielkość d można obliczyć z zależności:

$$d = \frac{\pi}{\alpha_{\max}} = \frac{1}{\frac{p}{2} \frac{R_2 - R_1}{2}} = \frac{2p}{R_2 - R_1} \quad (18)$$

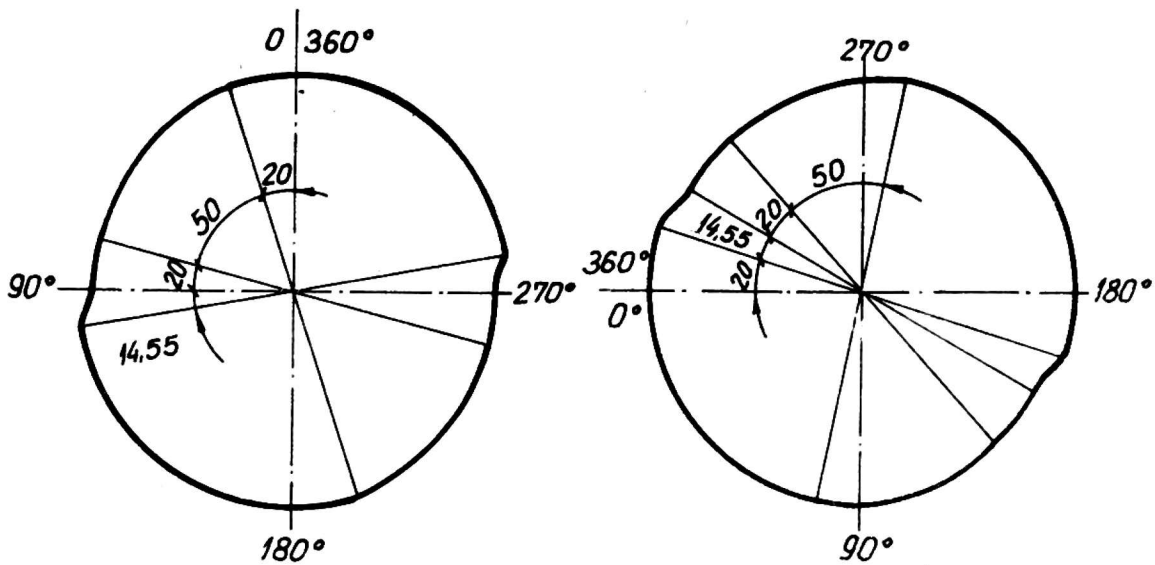
ponieważ p stanowi tu odwrotność podziałki, w jakiej należy „rozciągnąć” wzdłuż osi α krzywą o danym maksymalnym wzniosie, aby spełniała uprzednio wymienione warunki. W celu obliczenia $\ddot{\varphi}$ ułożony został program w języku FORTRAN dla danych wejściowych a, b, c, d, f, R_1 według odpowiednich równań przy skoku co jedna dziesiąta podziałki $0 - \alpha_{\max}$.

Rozkład sił w punkcie styku krzywki i krążka

Na podstawie analizy współpracy krzywki i krążka zamykającego w punkcie styku (rys. 4) można ocenić wielkość siły wypadkowej działającej w miejscu, gdzie składowa styczna F_t determinuje drgania skrętne układu. Siła F_r - dla rozpatrywanej konstrukcji zamykarki, w której znajdują się symetrycznie rozmieszczone krążki zamykające - parami się redukuje. Z geometrycznych zależności na rysunku 4 wynika, że:

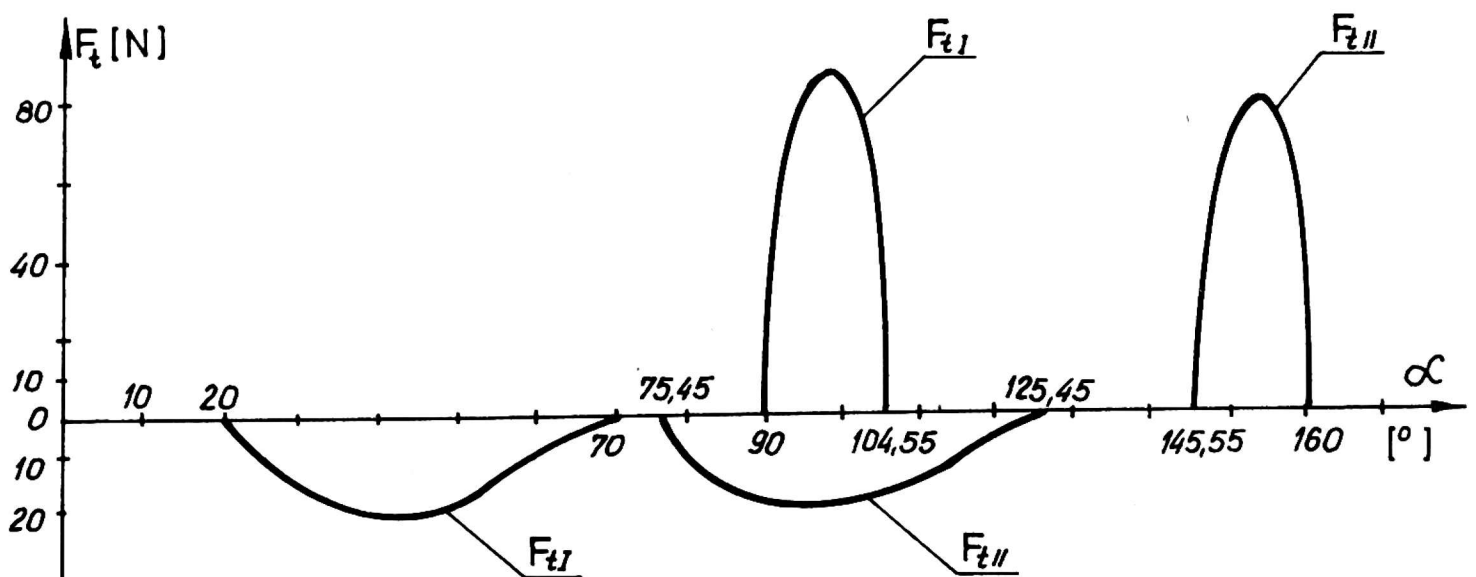
$$F_t = F_r \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (19)$$

$$F_r = F'_s + F'_B - F'_{\text{odś.}} - F'_d \quad (20)$$



Rys. 5.

i II fazy w sposób pokazany na rysunku 5. Wielkość R_z , czyli odległość głównej centralnej osi bezwładności y od osi obrotu głowicy obliczono na podstawie zależności geometrycznych wynikających z konstrukcji zamykarki WZ-65. Wyniki obliczeń siły stycznej przedstawiono w zależności od kąta środkowego, na rysunku 6.

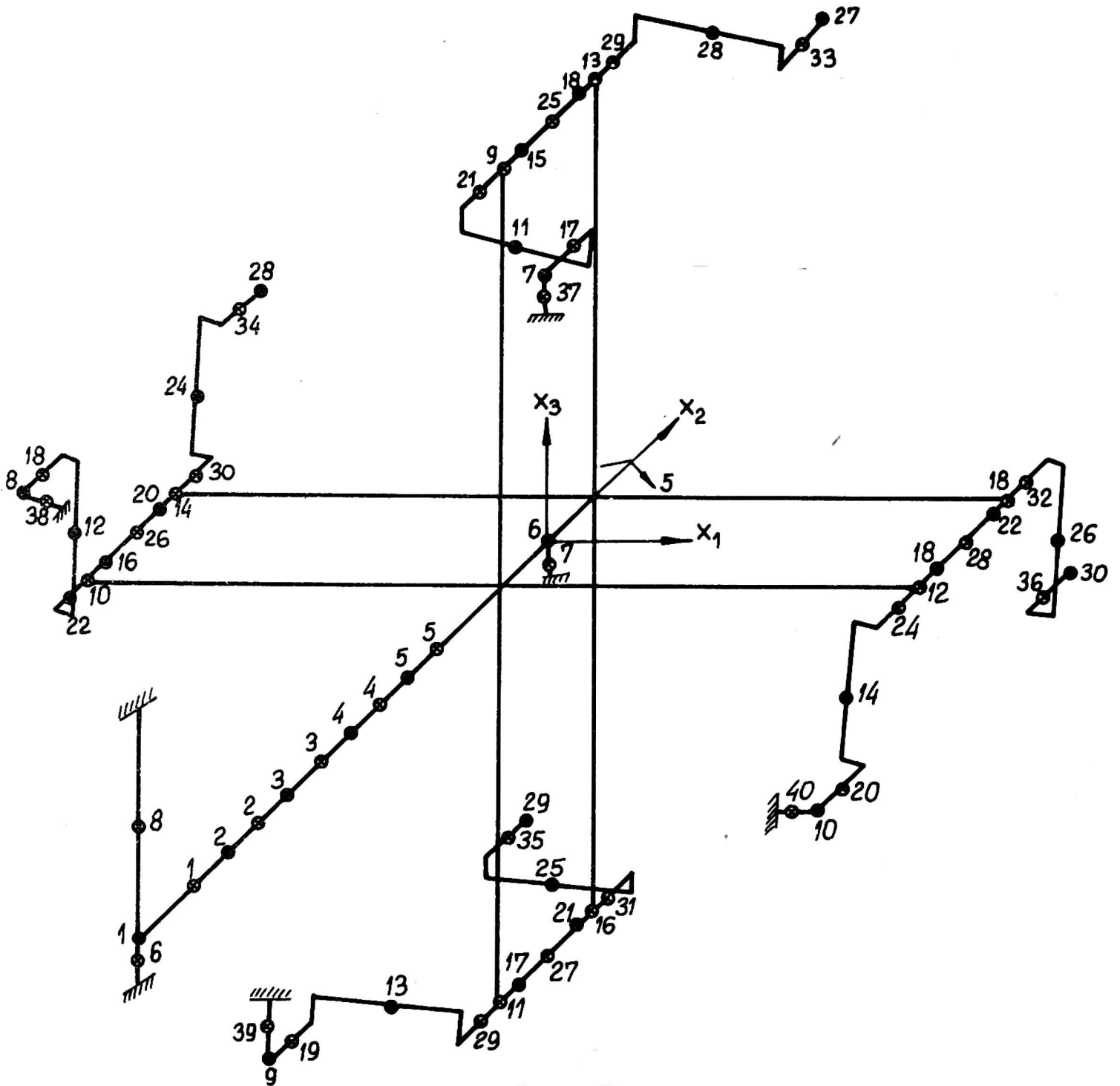


Rys. 6.

Obliczenia drgań metodą SES

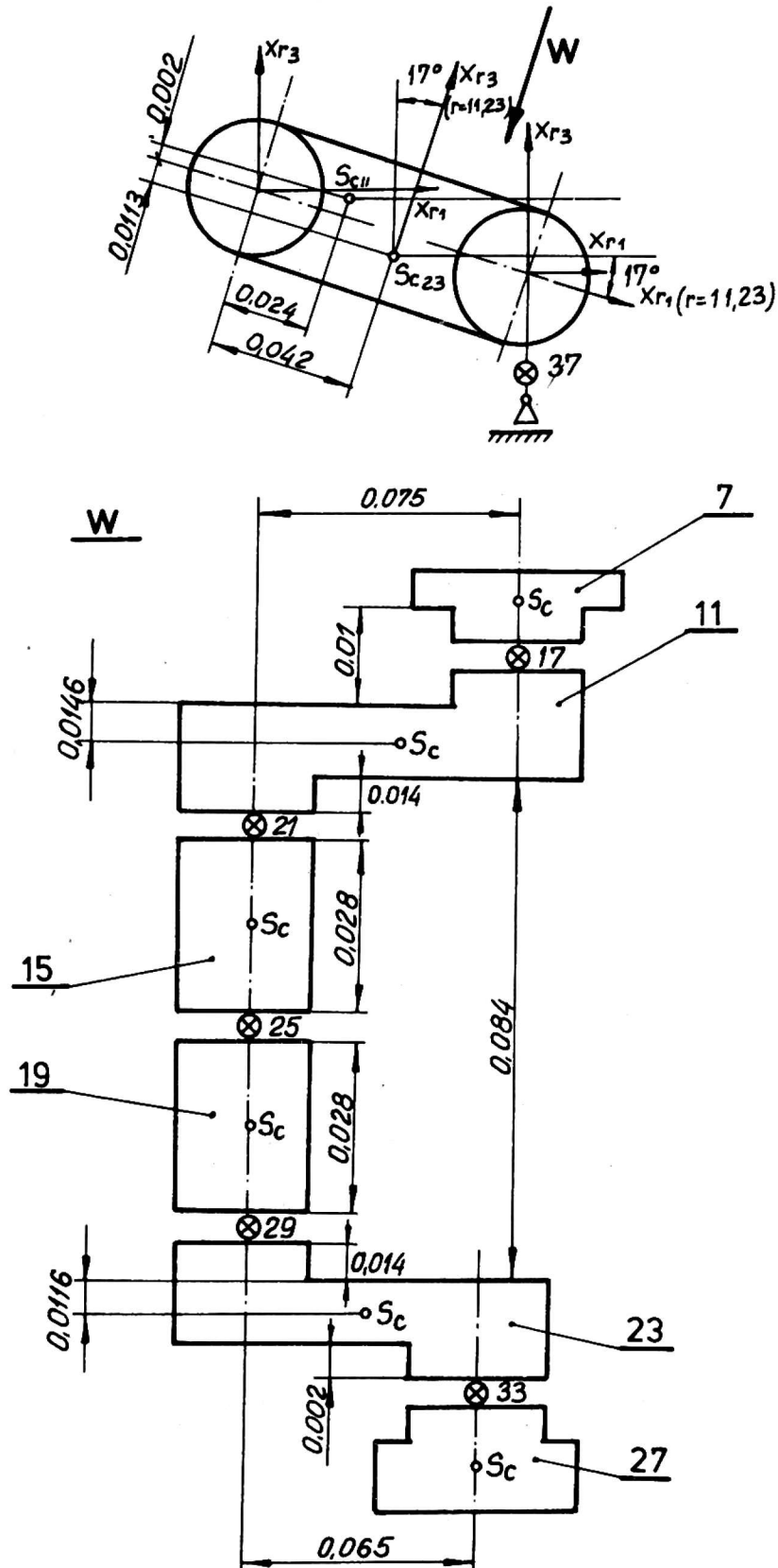
W celu analizy drgań krążka zamykającego wyodrębnione z głowicy zamykarki układ drgający, składający się z wirnika wraz z osa-

dzonymi czterema ramionami, z których na każdym obrotowo zamocowane są krążek obtaczający i zamykający. W tak powstałym układzie dokonano podziału (rys. 7) na sztywne elementy skończone ($U = 30$ SES) oraz na elementy sprężyste ($V = 40$ ES). Podziału na SES dokonano tylko w oparciu o geometryczny kształt modelu tak, jak to przykładowo pokazano na rysunku 8. Obliczenia miały na celu znalezienie



Rys. 7.

przemieszczenia środka masy w kierunku do puszki, ponieważ ta właśnie wielkość determinuje szczelność zamknięcia. Odpowiednie dane geometryczne, współrzędne uogólnione położenia i obliczone współczynniki macierzy bezwładności, sztywności i tłumienia dla elementów U i V znajdują się w pracy [11].



Rys. 8.

Omówienie wyników z programu DRGSWO

Na podstawie wydruku wyników obliczonych dziesięciu pierwszych częstości drgań własnych i związanych z tym postaci drgań wzdłuż kierunków 1, 3, i 5 można sformułować następujące spostrzeżenia:

- a) w pierwszej i drugiej częstości drgań własnych największe amplitudy wystąpią w kierunku 5 (skręcanie), SES nr 16, 20, 24, 28, tzn. wałek, dźwignia i krążek zamykający,
- b) w trzeciej częstości najbardziej skręcane będą SES nr 18, 22, 26, 30, tzn. wałek, dźwignia i krążek zamykający,
- c) w czwartej częstości skręcane będą SES nr 7, 21, 25, 29, tzn. wałek, dźwignia i krążek zamykający,
- d) w piątej częstości skręcane będą SES nr 2, 3, 4, 5, tzn. wirnik głowicy,
- e) w szóstej częstości wystąpią ugięcia w kierunku 3 dla SES nr 2, 3, 4, 5, tzn. wirnika głowicy,
- f) w siódmej częstości wystąpią ugięcia w kierunku 1 dla SES nr 2, 3, 4, 5, tzn. wirnika głowicy,
- g) w ósmej częstości skręcane będą SES nr 10, 14, 18, 22, tzn. wałek, dźwignia i krążek obtaczający,
- h) w dziewiątej częstości skręcane będą SES nr 8, 12, 16, 22, tzn. wałek, dźwignia i krążek obtaczający,
- i) w dziesiątej częstości skręcane będą SES nr 9, 13, 17, 21, tzn. wałek, dźwignia i krążek obtaczający.

Wymienione wyżej SES, w których wystąpią największe drgania, będą poddane jednocześnie największym naprężeniom odpowiednio skręcającym czy też gnącym. Podczas konstruowania np. wirnika głowicy trzeba uwzględnić w obliczeniach SES nr 2, 3, 4, 5 odpowiednie naprężenia wywołane drganiami skrętnymi giętnymi w obydwu płaszczyznach. Podobnie dla podzespołu właka, dźwigni i krążka zamykającego, powtarzające się naprężenia skręcające sugerują potrzebę uwzględnienia tego obciążenia w doborze geometrii i masy tych elementów, zwłaszcza że dynamiczna stabilność tego układu determinuje zasadniczo warunki na oczekiwaną szczelność podwójnej zakładki w procesie zamykania.

WNIOSKI

Wyniki analizy obciążenia mechanizmu krzywkowego wskazują na określone możliwości prawidłowego doboru części zespołów zamykarek dla różnej koncepcji ich rozwiązania konstrukcyjnego, ze względu na minimalne zakłócenia w procesie zamykania.

Dla przyjętej krzywej wymuszającej siły zamykającej, istnieje możliwość doboru elementów mechanizmu krzywkowego ze względu na

ocenę kształtu, rozłożenia masy i ich wpływu na drgania o częstotliwości własnej i wymuszonej w głowicy zamykarki.

Ze względu na szybkozmiennie i złożone obciążenie występujące przy formowaniu podwójnej zakładki, konieczne jest poznanie właściwości technologicznych materiałów opakowaniowych w badaniach dynamicznych o cyklach podobnych do pojawiających się w procesie zamykania.

Wykaz oznaczeń

d	- szerokość pasma blachy [m],
h	- długość [m],
g_w	- grubość [m],
I_{ox}	- moment bezwładności,
FP	- siła [N],
L	- droga krążka po obwodzie obrzeża pokrywy (długość pasma blachy) ramię krążka [m],
R, r	- promienie [m],
$\sigma_{1/g}$	- naprężenia gnące [$N \cdot m^{-2}$],
σ_p	- zastępcze naprężenia plastyczne [Nm^{-2}]
Mzg_w/k	- moment zginający wieczka i pobocznicy [$N \cdot m$],
$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi$	- kąty [$^\circ$],
ρ	- promień krzywizny zginanego materiału [m],
$\omega_{1/2}$	- prędkość kątowna [s^{-1}].

LITERATURA

1. Erbel S. i inni: Obróbka plastyczna na zimno, PWN, Warszawa 1975.
2. Kruszewski J. i inni: Metoda sztywnych elementów skończonych, Arkady, Warszawa 1975.
3. Marciniak Z.: Mechanika procesów tłoczenia blach, WNT, Warszawa 1961.
4. Marciniak Z.: Naprężenia graniczne przy tłoczeniu blach, WNT, Warszawa 1964.
5. Matuszek T.: Wpływ kształtu pokrywy opakowania na trwałość zamknięcia podwójnej zakładki, Opak. 12/1976.
6. Matuszek T. i inni: Optymalizacja parametrów zamykania opakowań blaszanych, Gdańsk 1976 (praca niepublikowana).
7. Matuszek T.: Podstawy teoretyczne tworzenia zamknięcia opakowań metalowych, mat. sesji naukowej 35 lecia P.G., Gdańsk, 1980.

8. Matuszek T.: Analiza obciążenia w mechanizmie krzywkowym zamykarki, mat. sesji naukowej 35 lecia P.G., Gdańsk 1980.
9. Mukatis H.: Die Bestimmung von Falzrollenprofilen, mat. koresp. z firmy Lubecko - Werke, 1976.
10. Pełczyński T.: Wpływ stanu napięcia na przejście materiału w stan plastyczny. Przegl. Mech. 6,7/1951.
11. Pielenko R.: Analiza rozłożenia mas i drgań głowicy zamykarki w aspekcie szczelności zamknięcia, Praca dyplomowa, Pol. Gdańska 1979.
12. Tesar D., Matthew G. K.: Dynamic distortion in cam systems, Mach. Design 7/1976.
13. The Formation and Evaluation of Double Seams, mat. koresp. z firmy Metal Box Comp., Londyn 1976.

Autor dziękuje Panu dr inż. S. Sawiakowi za pomoc w ocenie danych i sprawdzenie programu do obliczenia drgań omówionego układu oraz Panu mgr. inż. R. Pielenko za pomiary geometryczne i przygotowanie danych do uruchomienia programów DRGSWO i DRGWYM.

Тадеуш Матушек

АНАЛИЗ НАГРУЗКИ РОЛИКА
В УСЛОВИЯХ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ДВОЙНОГО ЗАКАТОЧНОГО ШВА
ЖЕСТЯНОЙ ТАРЫ

Р е з ю м е

В работе представлено некоторые проблемы формирования так называемого двойного закаточного шва жестяной тары и анализ нагрузки ролика закаточной машины. На основе геометрических зависимости в системе: кулачок-закаточный ролик, рассчитано скорости и ускорения в характеристических точках воздействия таких элементов. С помощью метода SES и программы DRGSWO указано вид нагрузки и условия работы закаточной головки.

Tadeusz Matuszek

LOAD ANALYSIS OF A CAN SYSTEM IN A SEAMING MACHINE

S u m m a r y

This work presents a load analysis of a can system in a seamer. On the grounds of geometric dependencies in a set: cancrimping rollers, velocity and acceleration at the characteristic points of forced action have been calculated. Kind of load and work conditions of seamer head elements have been presented by means of a SES method and DRGSWO program.