

MARIAN STAŃCZAK

WSP w Bydgoszczy

WYTYCZNE DLA PRAKTYKI TECHNICZNEJ ODNOŚNIE BADANIA NIERÓWNOMIERNOSCI RUCHU MASZYN I MECHANIZMÓW, SZCZEGÓLNIEMECHANIZMÓW WIELOKORBOWYCH

1. Wstęp

W pracy zawarto krytyczną ocenę koncepcji analitycznych sposobów wyznaczenia nierównomierności ruchu maszyn i mechanizmów, wytyczne praktyczne obliczeń analitycznych niejednostajności biegu mechanizmów wielokorbowych, sposoby obniżania nierównomierności ruchu mechanizmów, wskazówki praktyczne dla obliczeń analitycznych masowych momentów bezwładności kół zamachowych mechanizmów wielokorbowych, oraz inne wnioski dla zastosowań technicznych.

W tekście pracy stosowano skróty zbyt długich i powtarzających się terminów; np. MK - mechanizm korbowy, MWk - mechanizm wielokorbowy, OG - ogniwo główne, KZ - koło zamachowe, NR - nierównomierność ruchu /niejednostajność biegu/, WNR - współczynnik /stopień/ nierównomierności ruchu itd.

Od niektórych maszyn, szczególnie szybkobieżnych silników napędowych, wymagana jest duża /określona/ stateczność ruchu /zbliżonego do równomiernego/. Wymaganie narzucone są prawie ustalonymi warunkami /reżimem/ ruchu odbiornika mocy, a zbyt duża NR jest przyczyną dynamicznych oddziaływań, niekorzystnych dla pracy układów.

W wielu maszynach roboczych, takich jak obrabiarki, maszyny włókiennicze, stacjonarne i niestacjonarne maszyny rolnicze itp., często mają miejsce szybkie zmiany obciążeń roboczych w każdym cyklu ich ruchu, z uwagi na robocze i jałowe biegi wykonawcze mechanizmów w realizowanym procesie technologicznym [1]. Dopro-wadza to do znacznych wahań prędkości kątowych wałów głównych tych maszyn. Warunki robocze takich maszyn powodują dużą NR, a jednocześnie od maszyn wymaga się, by ich funkcje wykonawcze

były wypełnione przy określonej ograniczonej NR, czyli należy zapewnić warunki ustalania się ruchu maszyn w ciągu cyklu ruchu, po przekroczeniu przedziałów ruchu ostrych zmian obciążeń. Wydatne zmniejszenie wahań prędkości kątowej w cyklu ruchu maszyny osiąga się poprzez stosowanie w układzie dużych mas zamachowych, zapewniających /przez nadwyżkę energii kinetycznej układu/ warunki ustalania się ruchu maszyny w całym cyklu ruchu.

Warunki ustalania się ruchu zależą od praw zmian zredukowanych do OG momentów sił czynnych i momentów sił oporów, i od prawa zmian zredukowanego masowego momentu bezwładności [2]. Zatem wymagania odnośnie charakteru przebiegu ustalania się ruchu maszyny mogą być spełniane zarówno odpowiednim regulowaniem momentami sił czynnych i oporów czy umieszczeniem znacznych mas zrównoważających ruch, jak i właściwym doбором funkcyjnej zależności od kąta obrotu OG zmian zredukowanego masowego momentu bezwładności układu. Zauważmy, że możliwości powiększania mas zamachowych maszyn są ograniczone względami konstrukcyjnymi i ekonomicznymi /por. rozdz. 4./. Wielkość koniecznych mas zamachowych dla maszyny o danym reżimie ruchu wylicza się wykorzystując jako kryterium WNR [1], [3].

Oddziaływanie dynamiczne układu związane z NR, a także wymogi spełnienia określonej stateczności ruchu oraz potrzeba prawidłowego zaprojektowania koła zamachowego, narzucają konieczność ścisłego określenia NR mechanizmów i rozważenia sposobów obniżenia NR.

2. Koncepcje analitycznych sposobów obliczeń nierównomierności ruchu maszyn i mechanizmów

Zagadnienia analitycznego wyznaczenia NR mechanizmu oraz analitycznego obliczania koniecznych dla zrównoważenia ruchu mas zamachowych /zredukowanego do OG momentu bezwładności mas zamachowych/, łączą się ze sobą, chodzi bowiem o możliwości i sposoby obniżenia NR mechanizmu przy zastosowaniu minimalnej wielkości KZ. Analityczne rozwiązanie problemu daje większą dokładność i oszczędność czasu.

Rzeczywisty WNR δ_r [3], [4] oblicza się wg wzoru:

$$(2.1) \quad \delta_r = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{sr}_r}} .$$

Rzeczywistą średnią prędkość kątową ω_{sr_r} OG mechanizmu /korby i wału korbowego dla mechanizmów jedno i wielokorbowych/, określa zależność

$$(2.2) \quad \omega_{\text{sr}_r} = \frac{1}{T} \int_0^T \omega \, d\varphi ,$$

gdzie T jest okresem kąta φ obrotu OG mechanizmu, a $\dot{\omega} = \omega(\varphi) = \frac{d\varphi}{dt}$.

W obliczeniach trudność sprawia wyznaczenie zmiennej w funkcji kąta φ obrotu OG układu ruchomego prędkości kątowej OG $\dot{\omega} = \omega(\varphi)$, oraz ekstremalnych wartości tych prędkości /tj. ω_{\max} i ω_{\min} / ze względu na trudności całkowania równania ruchu [4], [5].

Niektórzy badacze w trakcie rozwiązywania równań ruchu upraszczali problem [4], zastępując zmienną prędkość kątową jej wartością średnią [6] bądź wartością stałą [3] lub w przybliżeniu stałą [7]. Na dokładność poszukiwanej /jako rozwiązanie równania ruchu układu/ zmiennej prędkości kątowej $\dot{\omega} = \omega(\varphi)$ wpływa zakres i ilość przyjętych odnośnie ruchu założeń upraszczających /np. uwzględnienie lub zaniechanie wpływu zmian energii dyssypacji i energii potencjalnej/, i metoda wyprowadzenia równania ruchu [4].

Stwierdzono [2], [8], że krytycznymi dla ustalania się warunków ruchu układów będą te położenia OG, kiedy $\dot{\omega} = \omega(\varphi)$ osiąga max ω_{\max} i min ω_{\min} , a moment dynamiczny i przyspieszenie kątowe zmieniają swój znak. W położeniach tych tzw. miernik /współczynnik/ charakterystyczny reżimu ruchu maszyny /skrót CMRR/ jest równy zero [8], tzn. zakłócenia stateczności ruchu OG układów będą największe. Sprecyzowano [2] kryterium stateczności reżimu ruchu maszyny.

Zagadnieniom znajdowania dla zespołów /agregatów/ maszynowych położenia występowania ekstremalnych prędkości kątowych i wyznaczania wartości tych prędkości, poświęcone są prace [9], [10].

Sformułowaniem CMRR jako kryterium stateczności ruchu zespołu maszynowego w granicznych warunkach energetycznych zajmowano się

w pracy [11], metodami jego obliczania w [12], a w [13] znajdowaniem położenia OG, ekstremalnych dla CMRR w ruchu okresowym agregatu.

Artobolevskij w [14] określił zmienność WNR w funkcji CMRR, otrzymując tzw. dynamiczny współczynnik NR maszyny δ_j /skrót DWNR /; $\delta = \bar{c}(\varphi)$. Zaproponował jako kryterium NR tenże DWNR lub ocenę NR uśrednioną wartością DWNR $\bar{\xi}$ [14], czyli nierównomierność DWNR /rozd. 3 nin. pracy/.

W pracy [15] badano własności tak sformułowanego DWNR dla ruchu zespołu maszynowego, a w [16] podano algorytm znajdowania DWNR zespołu maszynowego. Problematykę NR rozważano też w pracach [17] i [18]. W [17] przedstawiono algorytm znajdowania z dowolną dokładnością DWNR agregatu maszynowego. Badano własności DWNR zespołu maszynowego w zależności od współczynników obciążeń i bezwładnościowych parametrów układu, przy przechodzeniu agregatu z jednych granicznych warunków energetycznych do innych. Rozpatrywano również zachowanie się uśrednionej nierównomierności DWNR $\bar{\xi}$ w ciągu pełnego cyklu. W [19] rozważano wykorzystanie chwilowego, zmiennego DWNR dla całkowania równania ruchu zespołu maszynowego. Wyprowadzono wzory analitycznego rozwiązania równania ruchu, pozwalające metodą kolejnych wyliczeń określić prędkość kątową OG zespołu z dowolną dokładnością.

W [20] badano analitycznie zagadnienie NR mechanizmu korbowego napędu zestawu walcarki rur i poczyniono próby obniżenia tej NR. Podana w [21] tzw. metoda współczynników wyznaczania NR dla MK jest przybliżona. Metoda opiera się na wykorzystaniu analizy harmonicznej sił stycznych gazowych i bezwładności i zakłada przybliżenie sił ich pierwszymi harmonicznymi /bez względu na ilość wykorbień mechanizmu/, przy pominięciu kąta fazowego składowych harmonicznych postaci amplitudowej. Zauważmy, że w [21] przy obliczaniu sił bezwładności MK zakładano niezmienną prędkość kątową OG. Dociekania zawarte w [5] odnoszą się do MWk silników i maszyn tłokowych. Rozwiązywano zagadnienie wyznaczenia ruchu mechanizmów /tj. znalezienia równań ruchu i ich rozwiązań/ gdy znane są siły działające na człony mechanizmów [22], [23], [24]. Ruch mechanizmu badano we współrzędnych uogólnionych korzystając z równań Lagrange'a II rodzaju. Nie czyniono założeń upraszczają-

cych odnośnie energii dyssypacji, energii potencjalnej i zmienności prędkości kątowej OG; $\dot{\omega} = \dot{\omega}(\varphi)$. Podano analityczny sposób wyznaczenia NR mechanizmów jedno i wielokorbowych, rozpatrzone zagadnienie KZ w aspekcie NR i zamieszczono przykład. Obliczoną tym sposobem rzeczywistą nierównomierność biegu $\dot{\omega}_r$ dla wybranego silnika agregatowego porównano z nierównomiernościami wyznaczonymi tradycyjnymi metodami: sił stycznych i metodą współczynników [21], [25], [26]. Okazało się, że jest ona większa, a rozbieżności sięgają od 17 + 4 % /w zależności od tego, czy wyznaczony sposobem analitycznym współczynnik $\dot{\omega}_r$ odnoszono przy analizie porównawczej do prędkości kątowej nominalnej $\dot{\omega}_n$ czy średniej arytmetycznej $\dot{\omega}_{\text{sr}}$ /. Przeprowadzono dyskusję uzyskanych wyników przy uwzględnianiu ^a i pominięciu sił tarcia w parach kinematycznych MK [24] oraz przy uwzględnieniu i pominięciu sił ciężkości układu [23].

W literaturze znanej autorowi i przytoczonej powyżej nie udało się nigdzie indziej znaleźć rozwiązania dla tak sformułowanego problemu.

3. Wytyczne praktyczne obliczeń analitycznych nierównomierności ruchu mechanizmów wielokorbowych

Praktyka techniczna daje preferencje w rozwiązywaniu zagadnień dynamiki maszyn i mechanizmów, szybkim i ścisłym metodom analitycznym. Użyteczne, zdaniem autora, metody badania NR MWk przedstawione są w [5] i [14].

W pracy [5] przeprowadzono kompleksowe badania nierównomierności quasiustalonego ruchu MWk [22], [4]; wyznaczenie ruchu, określenie NR i obliczanie KZ. Podano schemat postępowania w badaniu ruchu mechanizmów jedno i wielokorbowych /silników i maszyn tłokowych jedno i wielocylindrowych /: rozwiązanie problemu ruchu we współrzędnych uogólnionych Lagrange'a z uwzględnieniem energii potencjalnej sił ciężkości układu oraz sił dyssypacyjnych /tarcia części MK wykonujących ruch względny [23], [24], przy zachowaniu warunku zmienności prędkości kątowej OG $\dot{\omega} = \dot{\omega}(\varphi)$, sposób określenia NR przy zadanej wielkości zasobnika energii oraz meto-

dę obliczania KZ dla założonej NR. Rzeczywisty współczynnik okresowej NR δ_r wyznacza się wg wz. (2.1), po określeniu ekstremalnych wartości $\omega(\varphi)$. Kształtu funkcji $\omega(\varphi)$ poszukuje się w postaci szeregów funkcji liniowo niezależnych i ortogonalnych. Na drodze stosowania metody Galerkina dla rozwiązania zwyczajnego równania nieliniowego drugiego rzędu opisującego ruch układu wielokorbowego, otrzymuje się układ równań algebraicznych nieliniowych drugiego rzędu, którego rozwiązanie na emc nie przedstawia trudności. Rzeczywistą średnią prędkość kątową ω_{sr} z wz. (2.1) oblicza się wg wz. (2.2). Obliczenia NR i KZ maszyn wielokorbowych sprowadzono do działań prawie wyłącznie matematycznych. Porównano otrzymane wyniki z wynikami tradycyjnego przybliżonego obliczania NR /wartości liczbowe tego porównania podaliśmy w rozdz.2./. Poleca się wyznaczanie NR wg przedstawionego wyżej sposobu obliczeń, szczególnie napędowych silników tłokowych pracujących w zespołach z maszynami o wysokich wymaganiach odnośnie równomierności biegu.

Analizę wahań WNR δ_r w ciągu cyklu ruchu MWk badać można /wg postulat [14]/ /DWNR δ_j , zdefiniowanym jako wielkość zmienna w funkcji współrzędnej ruchu OG; $\delta = \delta(\varphi)$. DWNR δ_j da się przedstawić zależnością [14]:

$$(3.1) \quad \delta_j = \frac{1}{2} \int_{\varphi_0}^{\varphi_j} \mathcal{H} d\varphi + \delta_0,$$

gdzie $\mathcal{H} = \mathcal{H}(\varphi)$ to CMRR maszyny [8], δ_0 - WNR w położeniu odpowiadającym kątom $\varphi = \varphi_0$, φ_j - dowolny kąt obrotu OG odliczony od kąta φ_0 /równego zero/.

Przy wiadomej funkcji $\mathcal{H} = \mathcal{H}(\varphi)$ i wielkości δ_0 , zależność $\delta = \delta(\varphi)$ określić można całkowaniem graficznym / [2] Rys.2b/.

Jeśli znany jest wykres $\omega = \omega(\varphi)$, wtedy δ_j wyznaczyć można z równania

$$(3.2) \quad \delta_j = \ln \left(\frac{\omega_j}{\omega_0} \right) + \delta_0,$$

a ω_j i ω_0 są prędkościami kątowymi OG odpowiadającymi kątom φ_j i φ_0 . Zadana krzywą zmian prędkości kątowej ω w funkcji kąta obrotu φ OG; $\omega = \omega(\varphi)$, przedstawiono na Rys.1.w [2].

Za kryterium NR maszyny można przyjąć nierównomierność DWNR [14]. Ta uśredniona ocena NR wynosi:

$$(3.3) \quad \xi = \frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\text{sr}}}$$

Wartości δ_{\max} i δ_{\min} na krzywej $\delta = \delta(\varphi)$ / [2] rys.2/ będą punktami charakterystycznymi funkcji określającej DWNR. Średnią wartość δ_{sr} DWNR przyjąć można jako średnią planimetryczną

$$(3.4) \quad \delta_{\text{sr}} = \frac{1}{\Phi} \int_0^{\Phi} \delta d\varphi,$$

gdzie Φ jest pełnym kątem obrotu OG w badanym przedziale ruchu.

Przy stosowaniu przedstawionej wg [2], [8], [14] metody oceny NR maszyn należy pamiętać o tym, że nie uwzględnia ona wpływu energii potencjalnej na ruch układu oraz o tym, by przy wyprowadzaniu potrzebnej do obliczenia DWNR funkcji \mathcal{H} /t.j. CMRR/, wyznaczać moment dynamiczny $\Delta M = M_c - M_o$ zwiększając moment sił oporów $M_o(\varphi, \omega, t)$ o moment od sił rozpraszających energię układu. CMRR \mathcal{H} oblicza się wg wzoru / [14] wz.3, [4]wz.2.2/

$$(3.5) \quad \mathcal{H} = \frac{\dot{T}}{T} - \frac{\dot{J}_p}{J_p},$$

gdzie $\dot{T} = \frac{dT}{d\varphi} = \Delta M = M_c - M_o$, $\dot{J}_p = \frac{dJ_p}{d\varphi}$, $T = T(\varphi)$ - energia kinetyczna maszyny /mechanizmu/, $M_c(\varphi, \omega, t)$ i $M_o(\varphi, \omega, t)$ - zredukowane do OG momenty sił czynnych i sił oporów, zależnych od położenia, prędkości i czasu, $J_p = J_p(\varphi)$ - zredukowany masowy moment bezwładności, $\omega(\varphi) = \frac{d\varphi}{dt}$ - prędkość kątowa, φ - kąt obrotu OG.

Aplikacje przedstawionej metody badania NR zawierają prace [15 - 18].

4. Sposoby obniżenia nierównomierności ruchu mechanizmów

Badania możliwości obniżenia NR układów z mechanizmami wynikają z dążenia do zapewnienia im odpowiedniej wymaganej stateczności ruchu, zmniejszenia dynamicznych oddziaływań wywołanych

zmiennymi warunkami roboczymi w ciągu cyklu ruchu, na ruch samego układu mechanicznego, jak też przenoszenia oddziaływań z układu na ramy i podpory.

Dla maszyn roboczych i silników tłokowych wielocylindrowych i ich MWk uzyskuje się częściowe obniżenie NR w sposób naturalny, poprzez równoległą pracę kilku mechanizmów jednokorbowych przesuniętych względem siebie w fazie/ przestawienie cykli pracy/ [1], [5], [6], [21].

Klasyczny sposób zmniejszenia NR polega na zastosowaniu dostatecznie dużego KZ [3], powiększającego masowy moment bezwładności mechanizmu, akumulującego energię kinetyczną w czasie nadwyżki pracy sił czynnych nad pracą oporów i wykonującego pracę kosztem tej nadwyżki w okresowych przypadkach odwrotnych. Zmienność chwilowej prędkości kątowej OG mechanizmu jest tym mniejsza w tych samych warunkach pracy mechanizmu, im większy jest moment bezwładności poruszających się mas. Rola KZ maszyny staje się szczególnie istotna w przypadku silników tłokowych, współpracujących z maszynami o losowym gwałtownie wzrastającym oporze roboczym w czasie małego odcinka pracy silnika napędowego, np. z prasami, kruszarkami, walcarkami.

Inny sposób obniżenia NR opiera się na wykorzystaniu wpływu zmian zredukowanego do OG masowego momentu bezwładności mechanizmu na jednostajność ruchu i polega na właściwym doborze i rozmieszczeniu mas przy pomocy przeciwcieżarów [1], [3], [6], [21]. Obniżenie NR uzyskać można też przez optymalizację parametrów konstrukcyjnych /np. wymiarów/ poszczególnych członów mechanizmu [27].

Z uwagi na **ograniczenia** konstrukcyjne /i ekonomiczne/ we wprowadzeniu dodatkowych mas do maszyn i we właściwym ich rozmieszczeniu na członach mechanizmów, a także w optymalizacji konstrukcyjnej ogniw /ze względu na potrzebę zmniejszenia gabarytów, masy i potaniecie konstrukcji/, w literaturze pojawiło się wiele koncepcji obniżenia NR bazujących na wprowadzeniu do układów z mechanizmami członów odkształcalnych lub podatnych, w różnych układach strukturalnych [28], [32]. Badano, w jaki sposób i w jakim stopniu polepszają się wtedy własności dynamiczne układu.

Jako możliwości interwencji w strukturę mechanizmów maszyn rozpatrywać można: zwiększenie sprężystości /odkształcalności/ niektórych ogniw mechanizmów /lub nawet zamiany ich sprężyną/ [29], połączenie pewnych członów mechanizmu z tłumikiem dynamicznym /np. masą podwieszoną na sprężynie [30] czy poprzez element sprężysty /np. sprężynę/ bezpośrednio z ramą [31], [32], a w przypadku zespołów maszynowych wprowadzenie złączy podatnych w postaci sprzęgieł, tulei podatnych itp. [33], [34], [35], [36].

Zauważmy, że zastosowanie członów odkształcalnych i więzów podatnych [28] w mechanizmach maszyn może powodować zmniejszenie NR, ale też i jej zwiększenie [32], [36]. Dlatego też należy takie postępowanie optymalizować ze względu na wymaganą NR. Np. zastosowanie w pracującym, w określonych warunkach, zespołu maszynowym [36] złącza podatnego zamiast sztywnego między wałem silnika elektrycznego a wałem napędzanej tłokowej maszyny roboczej, powoduje zmniejszenie nierównomierności rozwijanego przez silnik elektryczny momentu obrotowego, ale jednocześnie zwiększenie NR mechanizmów korbowych maszyny. W niektórych przypadkach takie zmiany dynamiki ruchu mechanizmów mogą polepszać własności eksploatacyjne zespołu maszynowego. Aplikacyjny charakter prób obniżenia NR mechanizmu korbowego ma praca [20].

5. Wskazówki dla obliczeń analitycznych momentów bezwładności mas zamachowych mechanizmów wielokorbowych

Zagadnienia obliczeniowe KZ /ogólnie zasobnika energii/ dotyczą kwestii doboru niezbędnej /minimalnej/ wielkości mas zamachowych dla mechanizmów o ściśle określonej /wyznaczonej np. metodami analitycznymi/ NR, czyli optymalizacji KZ dla zachowania wymaganej NR mechanizmów. Odwrotnym zagadnieniem jest rozwiązanie problemu obniżenia NR mechanizmu kosztem zastosowania KZ o większym masowym momencie bezwładności. Istotne jest ustalenie odpowiedniej funkcyjnej zależności /korelacji/ między wielkościami NR i momentu bezwładności mas zamachowych.

Określenia mas zamachowych w maszynach dotyczą m.in. prace [37], [38], [39], [40] oraz [1], [3], [6], [21].

W [41] podjęto próbę analitycznego obliczenia KZ dla maszyn parowych i sprężarek tłokowych i matematycznej interpretacji działań graficznych metody sił stycznych.

W pracy [5] przeprowadzono analizę NR wyznaczonej sposobem analitycznym dla MWk, przy określonej wielkości masowego momentu bezwładności KZ. Podano też analityczny sposób obliczenia wielkości zasobnika energii dla wymaganej NR mechanizmów. W przedstawianej metodzie określania NR ustalono zależność ekstremalnych prędkości kątowych i rzeczywistego WNR σ_r mechanizmu od momentu bezwładności J_z KZ. Wykazano, że nie można wyprowadzić funkcyjnej zależności $J_z(\sigma_r)$. W oparciu o przeprowadzoną analizę sformułowano użyteczny dla praktyki technicznej wniosek, że dla zaprojektowania KZ mechanizmu jedno czy wielokorbowego wykorzystać można w pierwszym przybliżeniu jedną z tradycyjnych uproszczonych metod obliczania mas zamachowych. Obliczony uproszczonym sposobem masowy moment bezwładności KZ mechanizmu /czy, przy odwróceniu zagadnienia, wyznaczona NR/, powinny być skorygowane o określone w [5] poprawki. /Omawialiśmy to w rozdz.3/. Takie obliczenia winny być przeprowadzane dla nowo projektowanych silników tłokowych i ewentualnie innych maszyn tłokowych, którym stawia się wysokie wymagania odnośnie równomierności ruchu.

6. Uwagi końcowe

Wykazano niedokładność stosowanych metod tradycyjnych wyznaczania NR mechanizmów.

Algorytm postępowania przy wyznaczaniu WNR i masowego momentu bezwładności KZ dowolnej maszyny wielokorbowej rzędowej o znanych lub projektowanych parametrach, wg przedstawionego w rozdz. 3 i 5 sposobu analitycznego, zawarty jest w pracy [5]. Wykorzystanie polecanych w rozdz.3 i 5 metod analitycznych obliczeń NR i projektowania KZ mechanizmów nie przedstawia trudności, szczególnie przy ciągłym rozszerzaniu zastosowań elektronicznych maszyn cyfrowych. Unika się w ten sposób żmudnych i obciążonych sporym błędem czynności wykreslnych.

Pełne potwierdzenie przydatności w zastosowaniach technicznych polecanej metody analitycznej, a także wskazania, zachowanie

jakiej dokładności w obliczeniach jest celowe, można by uzyskać przeprowadzając badania bezpośrednio na rzeczywistym silniku czy tłokowej maszynie roboczej.

Celowym byłoby badanie wg omawianego tu sposobu nowych konstrukcji, szczególnie silników tłokowych przeznaczonych do napędu maszyn o wymaganych najniższych dopuszczalnych wartościach WNR, np. generatorów prądu elektrycznego.

LITERATURA

- [1] Kozeńnik J., Dynamika maszyn, WNT, Warszawa 1963 /tł.z. czes./
- [2] Artobolevskij I.I., Ob ustojčivosti režima ustanovivsegosa dviženia mašiny, Dokl., AN SSSR, T.87, nr 1, 1952
- [3] Koževnikov S.N., Teoria mehanizmov i mašin, Mašinostroenie, Moskva 1973
- [4] Stańczak M., Wybrane zagadnienia badania ruchu mechanizmów wielokorbowych, Zeszyty Naukowe WSP, Studia Techniczne, Bydgoszcz 1983
- [5] Stańczak M., Analityczny sposób wyznaczenia nierównomierności ruchu mechanizmów wielokorbowych, praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1973
- [6] Grammel R., Biezeno C.B., Technische Dynamik, Bd.I, Springer Verlag, Berlin 1953
- [7] Dynamika krupnych mašin. Mašinostroenie, Moskva 1969
- [8] Artobolevskij I.I.: K voprosu o režime dviženia mašiny, Izv. AN SSSR, OTN, nr 12, 1952
- [9] Kremenštajn L.I.: O položenjach mašinogo agregara, gde imeet mesto ω_{extr} zvena privedenie, Izv. vuzov, Technol.legk.prom., vyp.4, 1964
- [10] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S.: K voprosu o nachoždenii ekstremalnych značenij uglovoj skorosti i koefficienta neravnornosti choda zvena privedenie mašinogo agregata, Masinovedenie, nr 1, 1970, Izd. Nauka

- [11] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S.: Charakterističeskij kriterij asimptotičeski ustojčivogo predelnogo režima dviženja mašinnoho agregata, Dokl. AN SSSR, T.186, nr 2, 1969
- [12] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S.: Interacionnyj process dla vyčislenia charakterističeskogo periodičeskogo predelnogo režima dviženja mašinnoho agregata, Dokl. AN SSSR, T.186, nr 3, 1969
- [13] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S., O nachoždenii položenij zvena privedenia, ekstremalnyh dla charakterističeskogo kriteria periodičeskogo režima dviženja mašinnoho agregata, Dokl. AN SSSR, T.194, nr 5, 1970
- [14] Artobolevskij I.I., Dinamičeskij koefficient neravnomernosti choda mašiny, Dokl. AN SSSR, nr 3, 1952
- [15] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S.: K issledovanju dinamičeskogo koefficienta neravnomernosti dviženja mašinnoho agregata, Dokl. AN SSSR, T.214, nr 3, 1974
- [16] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S.: Ob odnom algoritme vyčislenia dinamičeskogo koefficienta neravnomernosti dviženja mašinnoho agregata. Dokl. AN SSSR, T.216, nr 1, 1974
- [17] Artobolevskij I.I., Loščinin W.S.: Issledovanie dinamičeskoj neravnomernosti dviženja mašinnyh agregatov, Arch.bud.masz. T.XXII, zes.2, PAN, Warszawa 1975
- [18] Loščinin W.S.: Ob aksiomach dinamičeskoj neravnomernosti dviženja mašinnyh agregatov. IV Vsesojuznyj zjezd po teoretičeskoj i prikladnoj mehanike, Naukove Dumka, Kiev 1976
- [19] Titarčuk A.A.: Ispolzovanie mgnovennogo koefficienta neravnomernosti choda dla integririvanja uravnenia dviženja mašinnoho agregata, IVUZ, Masinostroenie, nr 1, 1972
- [20] Tkačenko A.S., Čerevik N.I.: Posledovania neravnomernosti dviženja mehanizma privoda kleti stana chlodnoj prokatki trub i izyskanie putej ee poniženia W: Teoria mehanizmov i mašin Izd. Charkovskogo Universiteta, vyp.7, Charkov

- [21] Jędrzejowski J.: Mechanika układów korbowych silników samochodowych, WKiŁ, Warszawa 1972
- [22] Stańczak M.: Uogólnione siły działania czynnika roboczego w tłokowych silnikach wielokorbowych, Studia techniczne, nr 10 Zesz.nauk.Wyższ.Szk.Ped., Bydgoszcz 1982
- [23] Stańczak M.: Uogólnione siły Lagrange'a od energii potencjalnej w ruchu mechanizmów wielokorbowych, Studia techniczne nr 10, Zesz.nauk. Wyższ.Szk.Ped., Bydgoszcz 1982
- [24] Stańczak M.: Uogólnione siły rozpraszające w mechanizmach wielokorbowych, praca przygotowana do druku
- [25] Parszewski Z.: Teoria maszyn i mechanizmów, WNT, Warszawa 1967
- [26] Szewalski R.: Teoria mechanizmów i maszyn, PWT, Warszawa 1959
- [27] Sherwood A.A., The Optimum Distribution of Mass in the Coupler of a Plane Four-Bar Linkage, Journal of Mechanisms, nr 1, 229-234, 1966
- [28] Osiecki J.: Elementy modelowania w dynamice maszyn, W: Dynamika maszyn, Wyd. PAN 1974
- [29] Imam J.: Analysis of a Four-Bar Mechanism with Spring in the Connections Link, Master Thesis, State College, Missisipi, 1971
- [30] Davidson J.K.: Analysis and Synthesis of a Slider-crank Mechanism with a Flexibly Attached Slider, Journal of Mechanisms, nr 5, 239-247, 1967
- [31] Skrainer M.: Dynamic Analysis Used to Complete the Design of a Mechanism, Journal of Mechanisms, nr 5, 105-120, 1970
- [32] Oravský V.: Sníženie neravnornosti choda krivošipnošatunno-go mechanizma pružinoj na polzunie, Sbornik, IX konferencie Dynamika strojov, Smolenice 1974
- [33] Broniarek C.A., Sendor G.N.: Dynamic Stability of an Elastic Parallelogram Linkage, Nonlinear Vibration Problems nr 12, 315-325, 1971

- [34] Genov P.J.: Synthesis of Spring Equivalent to Flywheel for Minimal Coefficient of Fluctuation, ASME Paper No.68-Mech-65, 1968
- [35] Stanchev E.: A Steady State Dynamics of the Aggregate with a Nonlinear Elastic Connection between Motor and Working Machine /in Russian/, Proceedings of the Second International Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Zakopane 1969
- [36] Štiastný V., Oravský V.: Dynamika nelinejnych sistem s krivošipno - šatunnými mechanizmami i prívodom ograničennej moščnosti, Sbornik, IX konferencie Dynamika strojov, Smolenice 1974
- [37] Artobolevskij I.I.: Ob opredelenii machovykh mass v mašinach, Dokl. AN SSSR, T.44, nr 5, 1944
- [38] Artobolevskij I.I., Novyj metod opredelenia machovykh mass. Trudy seminaru po teorii mašin i mechanizmov, vyp.1, Izd. AN SSSR, 1947
- [39] Malyšev A.P.: K metodike rasčeta machovykh mass v mašinach, Trudy seminaru po teorii mašin i mechanizmov, vyp.52 Izd.AN SSSR, 1953
- [40] Kremenštejn L.I.: K opredeleniu zakona dviženia mašiny i momenta inercii machovika pri silach i massech, zavisjaščich ot položenia, skorosti i vremeni, Prikladna mehanika, T.4, vyp.2, 1958
- [41] Borzuchowski E.: Obliczenie koła zamachowego sposobem analitycznym, Zesz.nauk.Pol. Wr., nr 38, Mechanika nr 5, 3-21, 1960

ДИРЕКТИВНЫЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРАКТИКИ КАСАЮЩЕЙСЯ ИССЛЕ-
ДОВАНИЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ, А В ОСО-
БЕННОСТИ МНОГОШАТУРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Содержание

В работе проведено оценку концепции аналитических методов
вычислений неравномерности движения машин и механизмов.
Поданы здесь способы понижения неравномерности движения меха-
низмов, а также практические директивные указания аналитичес-
ких вычислений неравномерности движения и моментов инерции ма-
ховых масс многшатурных механизмов.

INSTRUCTIONS FOR TECHNICAL PRACTISE CONCERNING TESTING OF UNE-
VENNESS IN MACHINE AND GEAR MOTION EXPECIALLY OF POLYCRANKED
GEARS

Summary

The work presents the opinion of ideas concerning computation
of unvennes in machine and gear motion by analytical methods.
There are given ways in which unevenness of gear motion can be
reduced and practical instructions for analytical computation
of motion incontinousness and moments of interia of swing mass
in polycranked gears.