

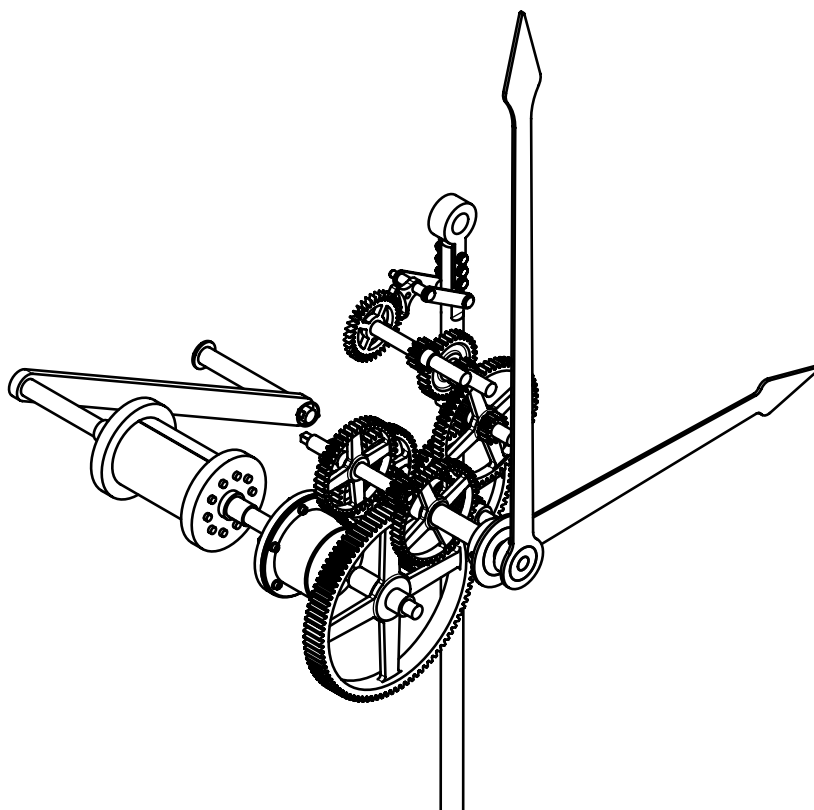
POLITECHNIKA WARSZAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY ENERGETYKI I LOTNICTWA

PROJEKT INTEGRUJĄCY - NK479

Projekt zegara wieżowego

Z przeznaczeniem do montażu na dachu budynku Instytutu Techniki Ciepłej
przy ulicy Nowowiejskiej 21/25

Tomasz Szpartaluk - Kozak
Kacper Koniarski
Piotr Pierwocha
Wojciech Sadowski



7 lutego 2019

Spis treści

1	Projekt	2
1.1	Wstęp	2
1.1.1	Motywacja	2
1.1.2	Przegląd rozwiązań technicznych w technice zegarowej	2
1.2	Założenia projektowe	3
1.3	Podział konstrukcji na moduły	3
1.3.1	Układ napędowy - przekładnia mechanizmu	3
1.3.2	Układ napędowy - magazyn energii	5
1.3.3	Osadzenie kół na wałach	7
1.3.4	Układ nastawny	12
1.3.5	Układ taktujący	12
1.3.6	Sworzeń wahadła	13
1.3.7	Rama	14
1.3.8	Projektowe obliczanie wałów	14
2	Obliczenia Inżynierskie	19
2.1	Obliczenia dynamiczne układu taktującego	19
2.2	Obliczenia wytrzymałościowe układu napędowego	19
2.3	Obliczenia wytrzymałościowe przekładni	19

Spis rysunków

1.1	Ciąg główny mechanizmu napędowego.	4
1.2	Mechanizm wskazowy	6
1.3	Magazyn energii wahadła - bęben na który nawinięta jest lina z ciężarkiem.	8
1.4	Mechanizm ustawiania godziny.	12
1.5	Schematyczny rysunek mechanizmu wychwytowego. Na rysunku widoczne są dwa stany w jakich może znajdować się mechanizm. Po lewej stronie zaprezentowana jest sytuacja, w której ruch koła jest zablokowany przez wychwyt po lewej stronie. Po prawej, koło wychwytowe zostało zwolnione, obróciło się (stare położenie jest zaznaczone szarym kolorem), a następnie zostało zablokowane po prawej stronie. Strzałką zaznaczono kierunek obrotu koła wychwytowego.	13
1.6	Mechanizm taktujący	16
1.7	Schemat obciążeń przyłożonych do wału, na którym zamocowany jest wolnobieg oraz bęben podczas opuszczania ciężaru zamocowanego na bębnie	17
1.8	Schemat obciążeń przyłożonych do wału, na którym zamocowany jest wolnobieg oraz bęben podczas nawijania na bęben liny z ciężarem	17
1.9	Wykresy momentów gnących i momentu skręcającego dla 3 przypadków umiejscowienia obciążenia na bębnie podczas opuszczania obciążenia.	18
1.10	Wykresy momentów gnących i momentu skręcającego dla 3 przypadków umiejscowienia obciążenia na bębnie podczas nakręcania zegara.	18
2.1	Uproszczona geometria(usunięto zęby znajdujące się daleko od obszaru współpracy) użyta do wykonania symulacji.	20
2.2	Siatka elementów skończonych użyta w opisywanej symulacji.	20
2.3	Naprężenia zredukowane (von Mises) w pobliżu rejonu kontaktu, dla ułożenia kół w którym występują najwyższe naprężenia zredukowane	21
2.4	Naprężenia zredukowane (von Mises) w obu współpracujących zębach przy zmienionej skali (ułożenie kół jak poprzednio)	21
2.5	Poślizg na stykających się powierzchniach kół zębatych	22
2.6	Siła reakcji między zębami na kierunku obwodowym	22

Spis tabel

1.1	Założenia do pracy zegara. Wszystkie obliczenia prowadzone są w jednostkach SI.	5
1.2	Wartości obciążeń i wymiarów wałka z bębniem.	14

Rozdział 1

Projekt

1.1 Wstęp

Niniejszy raport prezentuje wyniki prac nad projektem mechanicznego zegara wieżowego. W ramach projektu wykonano:

- model 3D oraz dokumentację płaską w programie NX,
- obliczenia dynamiki mechanizmu zegarowego,
- symulacje wytrzymałościowe najbardziej wyťažonych podzespołów.

1.1.1 Motywacja

Powodem podjęcia tego właśnie tematu w ramach przedmiotu Projekt Integrujący, było uświetnienie budynku Instytutu Techniki Ciepłej. Ponadto dodatkową pobudką była chęć zmierzenia się z nietrywialnym problemem zaprojektowania analogowego zegara o dużych gabarytach. Jest to skomplikowany mechanizm, którego sposób działania nie jest zbyt dobrze udokumentowany w powszechnie dostępnej współczesnej literaturze. Takie zegary są zwykle projektowane w sposób rzemieślniczy. Kolejną motywacją była chęć odkrycia metodologii projektowania takich mechanizmów od strony inżynierskiej.

1.1.2 Przegląd rozwiązań technicznych w technice zegarowej

Wśród większości mechanicznych zegarów wieżowych można znaleźć wiele podobieństw. Działanie najważniejszych części może być jednak zrealizowane w różny sposób:

1. Układ taktujący - istnieją dwa rozwiązania wychwytowe:

- symetryczna kotwica wychwytowa - jest zdecydowanie trudniejsza w wykonaniu, wymaga dokładnych tolerancji i bardzo dobrego dopasowania kształtów zębów koła wychwytowego i kotwicy. Jest wykorzystywana w małych dokładnych zegarach.
- niesymetryczna kotwica wychwytowa - jest prostsza w wykonaniu, lecz odmierza czas z mniejszą dokładnością. Jest zwykle wykorzystywana w zegarach wieżowych gdzie dokładność co do sekundy nie jest zwykle potrzebna i osiągalna.

2. Mechanizm magazynowania energii:

- sprężyna skretna - wykorzystywana głównie w zegarkach naręcznych, wymaga bardzo lekkiego mechanizmu o małych oporach ruchu, a więc też dużej dokładności wykonania.
- masa na linie nawinięta na bęben - rozwiązanie wykorzystywane w zegarach stojących (tzw. *grandfather clock*) oraz wieżowych.

1.2 Założenia projektowe

Na początku tworzenia projektu przeanalizowano wiele aspektów całego przedsięwzięcia. Miało to na celu stworzyć pierwszy konceptu tego projektu, zdefiniować istotne wielkości dotyczące samej konstrukcji jak i eksploatacji oraz nadać im wstępne wartości. W ten sposób powstały wymienione niżej założenia projektowe:

- Średnica tarczy zegara: 2m. Wymiar ten dobrano na podstawie obserwacji budynku, na którego szczycie ma się znaleźć zegar. Stwierdzono, że taka średnica pozwoli przechodniom dostrzec wyraźnie pokazywaną przez zegar godzinę.
- Długość wahadła: 4 - 10m. Wybrano taki przedział, ponieważ z jednej strony wahadło ma być widoczne i tym samym pełnić rolę estetyczną konstrukcji. Z drugiej zaś strony nie może być zbyt długie, gdyż rodziłoby to problemy konstrukcyjne.
- Gabaryty mechanizmu: 1x1x1m (z wyłączeniem wahadła).
- Okres drgań pracy wahadła: 4s. Przede wszystkim istotne jest aby była to liczba naturalna, aby w dalszym etapie można było łatwiej dobrać koła zębate przekładni.
- Czas pracy zegara między nakręceniami: 8 dni. Przy określeniu tej wielkości brano pod uwagę możliwe wystąpienie skumulowanych wolnych dni od pracy.

1.3 Podział konstrukcji na moduły

1.3.1 Układ napędowy - przekładnia mechanizmu

Ciąg główny

Ciąg główny odpowiada łączy magazyn energii z układem taktującym. Układ taktujący naprzemiennie blokuje i pozwala na ruch całego mechanizmu. Kiedy przekładnia jest odblokowana moment siły jest przekazywany przez zestaw przekładni do koła wychwytowego i do wskazówek, połączonych z ciągiem głównym poprzez mechanizm wskazowy. Ciąg główny składa się z 4 kół zębatach o zarysie ewolwentowym, z koła wychwytowego oraz z 4 zębniaków połączonych z poszczególnymi kołami. Każdy z zębniaków ma 12 zębów.

Układ składa się z następujących elementów (patrz rysunek 1.1):

Koło główne - jest ono połączone z magazynem energii zegara. Posiada ono 96 zębów.

Zębniak nr 1 - współpracuje z kołem głównym.

Koło nr 1 - jest połączone z zębniakiem nr 1. Posiada 72 zęby.

Zębniak nr 2 - współpracuje z kołem nr 1.

Koło nr 2 - jest połączone z zębniakiem nr 2. Posiada 60 zębów.

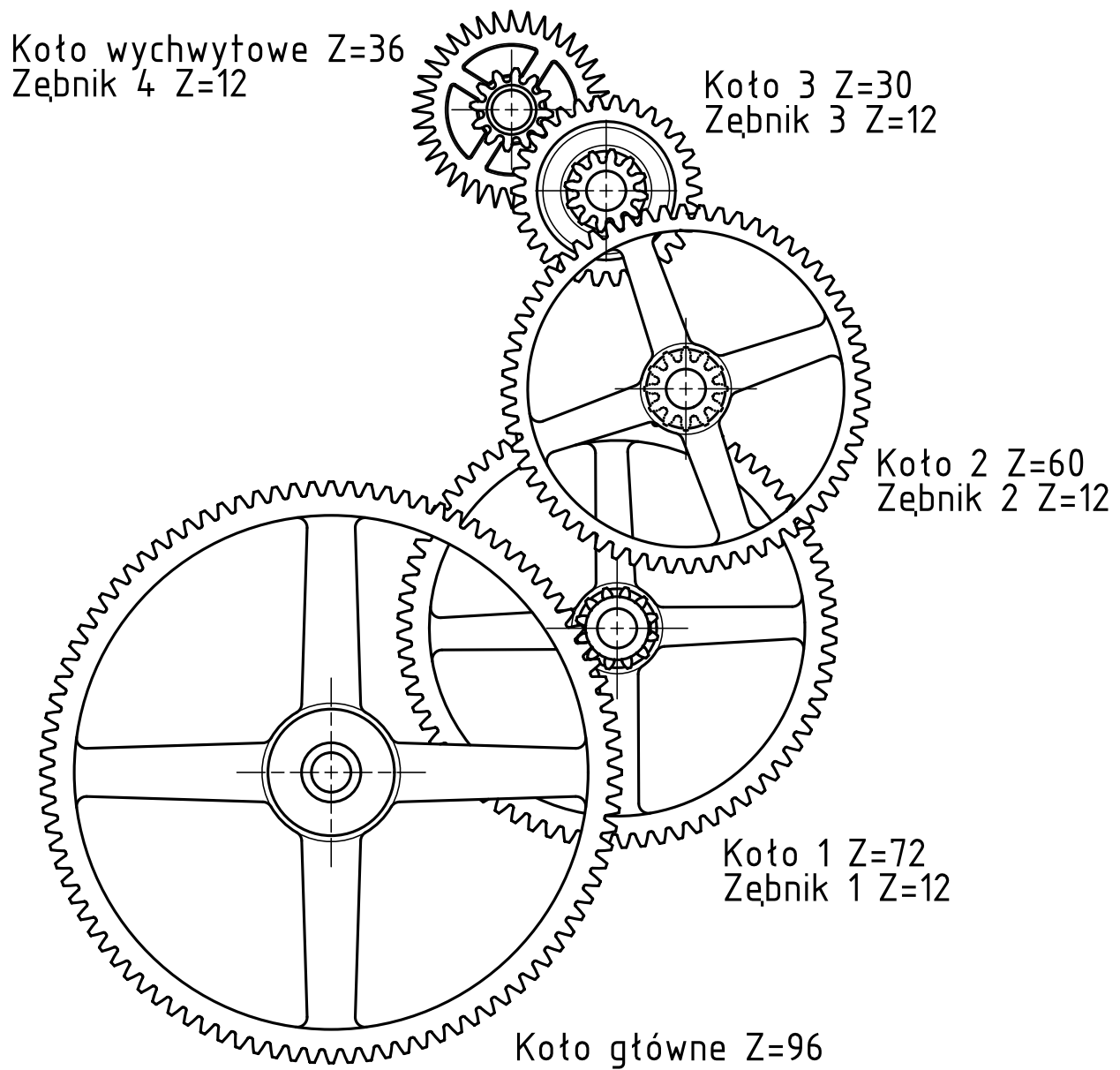
Zębniak nr 3 - współpracuje z kołem nr 2.

Koło nr 3 - jest połączone z zębniakiem nr 3. Posiada 30 zębów.

Zębniak nr 4 - współpracuje z kołem nr 3.

Koło wychwytowe - jest połączone z zębniakiem nr 4. Posiada 36 niesymetrycznych zębów.

Razem koła zapewniają przełożenie 600:1. Biorąc pod uwagę, że koło wychwytowe wykonuje 1200 obrotów na jeden dzień pracy (koło ma 36 zębów; mechanizm taktujący pozwala na przesunięcie o jeden ząb na 2 sekundy, czyli pół założonego okresu wahadła) przełożenia zostały dobrane w ten sposób aby otrzymać odpowiednie prędkości obrotowe wskazówek. Koło główne wykonuje 2 obroty w ciągu jednego dnia.



Rysunek 1.1: Ciąg główny mechanizmu napędowego.

Mechanizm wskazowy

Mechanizm wskazowy składa się z trzech kół zębatach oraz dwóch zębniaków (patrz rysunek 1.2):

Koło centralne - współpracuje z kołem nr 1. Posiada 48 zębów.

Zębniak nr 5 - jest połączony z kołem centralnym. Posiada 15 zębów.

Koło godzinowe nr 1 - współpracuje z zębniakiem nr 5. Posiada 45 zębów.

Zębniak nr 6 - jest połączony z kołem godzinowym nr 1. Posiada 12 zębów.

Koło godzinowe nr 2 - współpracuje z zębniakiem nr 6. Posiada 48 zębów.

Koło centralne jest jednocześnie kołem połączonym ze wskazówką minutową. Koła godzinowe zapewniają razem przełożenie 1:12. Dzięki temu wskazówka godzinowa obraca się 2 razy w ciągu jednego dnia.

1.3.2 Układ napędowy - magazyn energii

Zegar napędzany jest mechanicznie, za pomocą masy na linie nawiniętej na bęben, który jest połączony przez sprzęgło jednokierunkowe z przekładnią. W celu poprawnego działania zegara, napęd musi dysponować wystarczającym momentem, który w każdym takcie dostarczy energię na:

- Dołożenie energii do wahadła
- Skompensowanie strat ciernych w przekładni
- Skompensowanie oporów stawianych wskazówkom przez wiatr oraz ptaki na nich siadające.

Powyższe źródła strat stanowią podstawę do budowy modelu energetycznego mechanizmu, na podstawie którego wyznaczono wymiary i masy elementów napędu.

Jako dane wejściowe przyjęto następujące wielkości, przedstawione w tabeli 1.1:

Nazwa	Symbol	Wartość	Jednostka
Czas pracy pomiędzy nawijaniem	T_z	8	dni
Okres wahadła	T_w	4	s
Prędkość kątowna bębna	ω_b	2	obr/dzień
Przełożenie	i_z	600	-
Sprawność przekładni	η_z	0.8	-
Sprawność wahadła w 1 cyklu	η_w	0.995	-
Amplituda kątowa wahadła	θ_w	5	stopnie
Moment bezwładności wahadła	I_w	1	kgm^2
Długość bezwładności wahadła	L_w	1	m
Masa wahadła	m_w	300	kg

Tabela 1.1: Założenia do pracy zegara. Wszystkie obliczenia prowadzone są w jednostkach SI.

Znając wymiary wahadła można wyznaczyć ilość energii w nim skumulowanej

$$E_w = m_w g L_w (1 - \cos(\theta_w)) \quad (1.1)$$

Ze sprawności można wyznaczyć stratę energii w jednym cyklu:

$$\Delta E_w = (1 - \eta_w) E_w, \quad (1.2)$$

oraz potrzebną ilość energii jaką musi dostarczyć układ napędowy w każdym takcie:

$$\Delta E_b = \frac{\Delta E_w}{\eta_z}. \quad (1.3)$$

Założony czas pracy i częstotliwość pracy wahadła wyznacza ilość potrzebnych cykli:

$$n_z = \left\lfloor \frac{T_z}{T_w} \right\rfloor \quad (1.4)$$

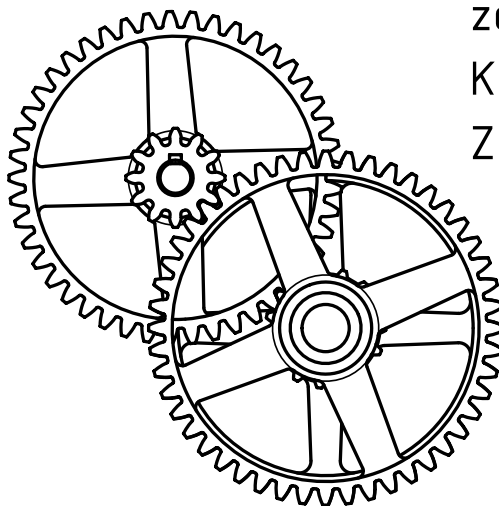
Koło godzinowe 1 $Z=45$

Zębnik 6 $Z=12$

za:

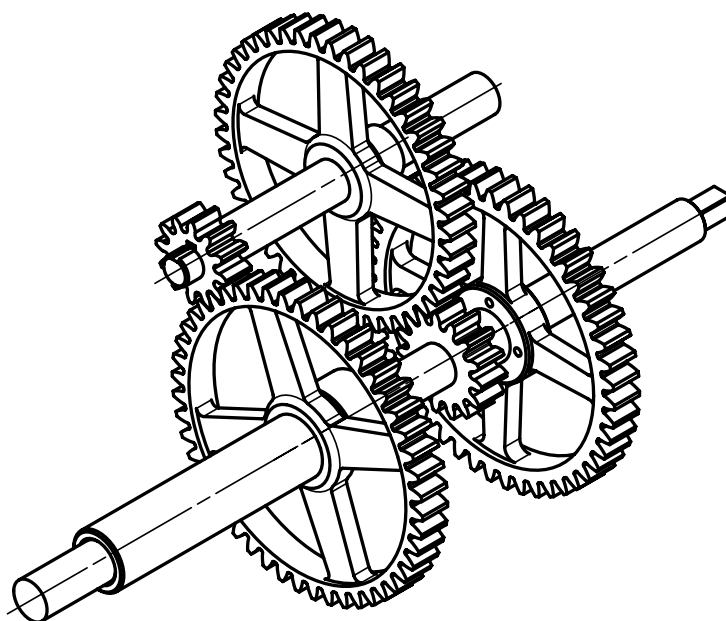
Koło centralne $Z=48$

Zębnik 5 $Z=15$



przed:

Koło godzinowe 2 $Z=48$



Rysunek 1.2: Mechanizm wskazowy

Które wyznaczają ilość energii jaką musi wydzielić układ napędowy w jednym okresie pracy (pomiędzy nakręcaniem) T_z :

$$E_b = n_Z \Delta E_b \quad (1.5)$$

Podobnie można wyznaczyć całkowity obrót bębna:

$$\Delta \Theta = \frac{T_z}{\omega_b} \quad (1.6)$$

Parametry swobodne w projekcie bębna to średnica bębna D_b oraz masa ciężarka m_c . W celu jak najmniejszego obciążenia konstrukcji, Należy tak dobrać te parametry aby moment generowany przez bęben był jak najmniejszy. Można go wyznaczyć bardzo prosto:

$$M_b = \frac{D_b}{2} m_c g \quad (1.7)$$

Jednak dobór nie jest dowolny. Istnieją ograniczenia konstrukcyjne:

Ograniczeniem na średnicę bębna jest maksymalna wysokość o jaką może zostać opuszczony ciężarek - innymi słowy jest to wysokość na której jest zamontowany zegar.

$$D_b \leq \frac{\Delta h_{cmax}}{\Delta \Theta_b} \quad (1.8)$$

Zależnie od doboru długości liny i wstępnego nawinięcia, ciężarek może osiąść na ziemi, lub - w przypadku rozwinięcia się całej liny - ramię momentu będzie zerowe. W obydwu przypadkach zegar przestanie pracować, gdyż zatrzymana przekładnia bardzo szybko wytraci energię zgmagazynowaną w wahadle.

Ponadto drugie ograniczenie wynika z energii zgmagazynowanej w wiszącym ciężarku, które w czasie jednego okresu pracy nie może być mniejsza niż wymagana przez cały mechanizm:

$$\Delta \Theta_b \frac{D_b}{2} m_c g \geq E_b \quad (1.9)$$

Ostatecznie postawiony jest problem optymalizacji z ograniczeniami. W tym prostym przypadku, można go rozwiązać analitycznie. Ograniczenie 1.8 jest zależne jedynie od średnicy, zatem można zamienić nierówność na równość:

$$D_b = \frac{\Delta h_{cmax}}{\Delta \Theta_b} \quad (1.10)$$

Masa ciężarka jest zatem wyznaczona z ograniczenia 1.9, również poprzez przyjęcie równości:

$$m_c = \frac{2E_b}{g \Delta \Theta_b D_b} \quad (1.11)$$

Takie rozwiązanie daje moment równy:

$$M_b = \frac{E_b}{\Delta \Theta_b} \quad (1.12)$$

Powyższy wzór nie przypadkiem przypomina zależność na pracę którą musi wykonać moment w jednym okresie pracy.

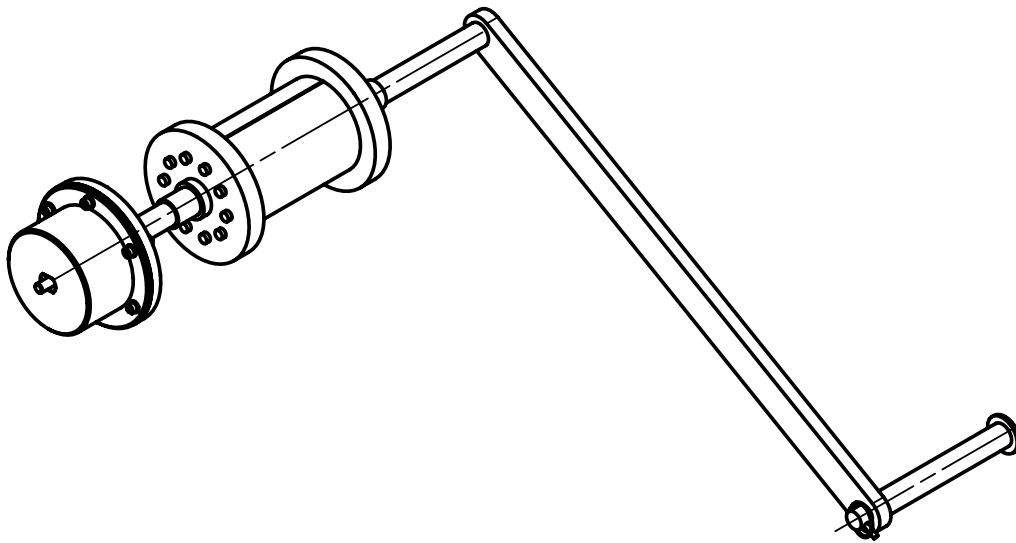
Powyższe wielkości uwzględniają niepewności projektowe, wyrażone przez sprawności przekładni i wahadła. Sprawność przekładni uwzględnia również straty generowane przez wskazówki zegara obciążone warunkami atmosferycznymi i gołębiami siedzącymi na wskazówkach, które wprowadzają moment oporowy. Należyty dobór momentu, bez zbędnego nadmiaru jest istotny, gdyż wszelkie niespożytkowane zasoby zostaną wydzielone na kole wychwytywym, co będzie prowadzić do szybszego zużycia mechanizmu.

Powyższe wyniki posłużą do dalszych obliczeń, wytrzymałościowych bębna i wahadła.

1.3.3 Osadzenie kół na wałach

W celu osadzenia kół na wale zdecydowano się na połączenia wciskowe. Zadecydowało o tym kilka powodów:

1. Jest dobrą i o wiele tańszą alternatywą dla wykonywania części pełniącej jednocześnie funkcję zębnika i wału.



Rysunek 1.3: Magazyn energii wahadła - bęben na który nawinięta jest lina z ciężarkiem.

2. Połączenie jest nierozłączne dzięki czemu ma bardzo niskie wymagania jeśli chodzi o konserwację (brak ruchomych elementów takich jak np. wpust).
3. Jest dobrą alternatywą dla spawania, ponieważ wał potrafi wykrzywić się podczas spawania. Połączenie wciskowe jest dodatkowo prostsze technologicznie (wymaga tylko podgrzania osadzanej części, w przypadku spawania wymagana jest dodatkowa obróbka po połączeniu obu części).
4. Zębnik jest małym elementem, co utrudnia zastosowanie wpustów.
5. Jest to metoda typowo spotykana w zegarach.

Dokonano obliczeń najbardziej obciążonych połączeń wciskowych - koła głównego z wałem i zębniaka nr 1 z tym samym wałem.

Koło główne

Parametry zadane

- maksymalny moment obrotowy $M = 60$ [Nm]
- średnica wału $d_{wal} = d = 30$ [mm]
- szerokość połączenia $b = 15$ [mm]
- średnica okręgu bazowego koła $d_2 = 70$ [mm]
- średnica wewnętrzna wału $d_{wal}^{wew} = d_1 = 0$ [mm]
- współczynnik nadmiaru nośności $k_{mom} = 1.3$ [-]
- materiał wału - S355jr, $Re = 330$ [MPa],
- materiał koła - C55, hartowana powierzchniowo, $Re = 540s$ [MPa],
- współczynnik tarcia $f_{w-k} = 0.14$ - łączenie ogrzaniem-oziębieniem.

Obliczono:

1. Wielkość współczynników:

$$c_1 = \frac{(d^2 + d_1^2)}{(d^2 - d_1^2)} - \nu_1 = 0.7 \quad (1.13)$$

$$c_2 = \frac{(d_2^2 + d^2)}{(d_2^2 - d^2)} + \nu_2 = 1.75 \quad (1.14)$$

przy czym $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ - współczynniki Poissona dla wału i koła.

2. Minimalny wcisk na powierzchni styku

$$p_{min} \geq \frac{2k_{mom}T \cdot 10^3}{\pi d^2 b f_{w-k}} = 26.27 \text{ [MPa]} \quad (1.15)$$

3. Minimalny wcisk obliczeniowy w połączeniu

$$N_{min} = 10^3 \cdot p_{min} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 9.41 \text{ } [\mu\text{m}] \quad (1.16)$$

przy czym $E_1 = E_2 = 205 \text{ [GPa]}$ - moduł Younga materiałów.

4. Korekta na plastyczne odkształcenie wierzchołków nierówności powierzchni podczas montażu
Przyjęto chropowatości czopa i otworu krzywki równe $R_{z1} = R_{z2} = 6.3$ - szlifowanie dokładne.

$$\gamma = 1.2(R_{z1} + R_{z2}) = 15.12 \text{ } [\mu\text{m}] \quad (1.17)$$

5. Minimalny dopuszczalny wcisk w połączeniu

$$N_{min \text{ dop}} = N_{min} + \gamma = 24.53 \text{ } [\mu\text{m}] \quad (1.18)$$

6. Maksymalny nacisk na powierzchni styku

- dla wału:

$$P_{1 \text{ max}} = 0.5Re \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 270 \text{ [MPa]} \quad (1.19)$$

- dla koła:

$$P_{2 \text{ max}} = 0.5Re \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 220,40 \text{ [MPa]} \quad (1.20)$$

7. Największy obliczeniowy wcisk w połączeniu

$$N_{max} = 10^3 \cdot p_{max(1,2)} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 96,80 \text{ } [\mu\text{m}] \quad (1.21)$$

8. Największy dopuszczalny wcisk w połączeniu

$$N_{max \text{ dop}} = N_{max} + \gamma = 111,92 \text{ } [\mu\text{m}] \quad (1.22)$$

Dobrano następujące pasowanie:

- | | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 1. Rodzaj pasowania | $H6/t6$ |
| 2. Górna odchyłka otworu | $ES = +13 \text{ } [\mu\text{m}]$ |

3. Dolna odchyłka otworu	$EI = 0 \text{ } [\mu\text{m}]$
4. Górna odchyłka wałka	$es = +54 \text{ } [\mu\text{m}]$
5. Dolna odchyłka wałka	$ei = +41 \text{ } [\mu\text{m}]$
6. Maksymalny wcisk	$N_{max} = es - EI = 54 \text{ } [\mu\text{m}]$
7. Minimalny wcisk	$N_{min} = ei - ES = 28 \text{ } [\mu\text{m}]$

Warunek wytrzymałości części jest spełniony:

$$N_{max} \leq N_{max \text{ dop}} \quad (1.23)$$

Warunek wytrzymałości połączenia jest spełniony:

$$N_{min} \geq N_{min \text{ dop}} \quad (1.24)$$

Różnica temperatur do montażu skurczowego:

$$\Delta T = \frac{N_{max}}{d \cdot \alpha_T} \approx 163 \text{ } [\text{K}] \quad (1.25)$$

gdzie $\alpha_T \approx 11 \cdot 10^{-6} \left[\frac{1}{\text{K}} \right]$ to współczynnik rozszerzalności cieplnej stali.

Zębnik

Parametry zadane

- maksymalny moment obrotowy $M = 7,5 \text{ } [\text{Nm}]$
- średnica wału $d_{wal} = d = 20 \text{ } [\text{mm}]$
- szerokość połączenia $b = 30 \text{ } [\text{mm}]$
- średnica okręgu bazowego koła $d_2 = 28,5 \text{ } [\text{mm}]$
- średnica wewnętrzna wału $d_{wal}^{wew} = d_1 = 0 \text{ } [\text{mm}]$
- współczynnik nadmiaru nośności $k_{mom} = 1.3 \text{ } [-]$
- materiał wału - S355jr, $Re = 360 \text{ } [\text{MPa}]$,
- materiał zębника - C55, hartowana powierzchniowo, $Re = 540s \text{ } [\text{MPa}]$,
- współczynnik tarcia $f_{w-k} = 0.14$ - łączenie ogrzaniem-oziębieniem

Obliczono:

1. Wielkość współczynników:

$$c_1 = \frac{(d^2 + d_1^2)}{(d^2 - d_1^2)} - \nu_1 = 0.7 \quad (1.26)$$

$$c_2 = \frac{(d_2^2 + d^2)}{(d_2^2 - d^2)} + \nu_2 = 3,24 \quad (1.27)$$

przy czym $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ - współczynniki Poissona dla wału i zębника.

2. Minimalny wcisk na powierzchni styku

$$p_{min} \geq \frac{2k_{mom}T \cdot 10^3}{\pi d^2 b f_{w-k}} = 3,69 \text{ } [\text{MPa}] \quad (1.28)$$

3. Minimalny wcisk obliczeniowy w połączeniu

$$N_{min} = 10^3 \cdot p_{min} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 1,42 [\mu\text{m}] \quad (1.29)$$

przy czym $E_1 = E_2 = 205 [\text{GPa}]$ - moduł Younga materiałów.

4. Korekta na plastyczne odkształcenie wierzchołków nierówności powierzchni podczas montażu
Przyjęto chropowatości czopa i otworu krzywki równe $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ - szlifowanie dokładne.

$$\gamma = 1.2(R_{z1} + R_{z2}) = 15,12 [\mu\text{m}] \quad (1.30)$$

5. Minimalny dopuszczalny wcisk w połączeniu

$$N_{min \text{ dop}} = N_{min} + \gamma = 16,54 [\mu\text{m}] \quad (1.31)$$

6. Maksymalny nacisk na powierzchni styku

- dla wału:

$$P_{1 \text{ max}} = 0.5Re \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 255 [\text{MPa}] \quad (1.32)$$

- dla koła:

$$P_{2 \text{ max}} = 0.5Re \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 114,19 [\text{MPa}] \quad (1.33)$$

7. Największy obliczeniowy wcisk w połączeniu

$$N_{max} = 10^3 \cdot p_{max(1,2)} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 86,5 [\mu\text{m}] \quad (1.34)$$

8. Największy dopuszczalny wcisk w połączeniu

$$N_{max \text{ dop}} = N_{max} + \gamma = 101,62 [\mu\text{m}] \quad (1.35)$$

Dobrano następujące pasowanie:

1. Rodzaj pasowania	$H6/s6$
2. Górna odchyłka otworu	$ES = +13 [\mu\text{m}]$
3. Dolna odchyłka otworu	$EI = 0 [\mu\text{m}]$
4. Górna odchyłka wałka	$es = +56 [\mu\text{m}]$
5. Dolna odchyłka wałka	$ei = +35 [\mu\text{m}]$
6. Maksymalny wcisk	$N_{max} = es - EI = 56 [\mu\text{m}]$
7. Minimalny wcisk	$N_{min} = ei - ES = 22 [\mu\text{m}]$

Warunek wytrzymałości części jest spełniony:

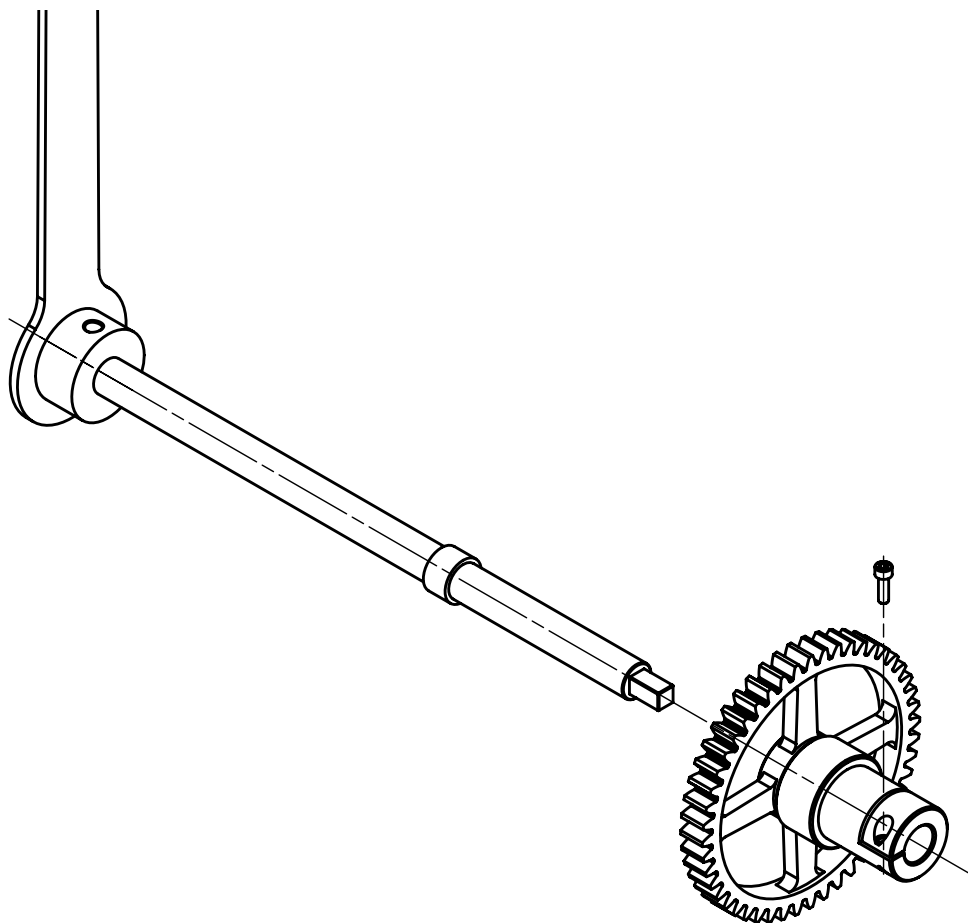
$$N_{max} \leq N_{max \text{ dop}} \quad (1.36)$$

Warunek wytrzymałości połączenia jest spełniony:

$$N_{min} \geq N_{min \text{ dop}} \quad (1.37)$$

Różnica temperatur do montażu skurczowego:

$$\Delta T = \frac{N_{max}}{d \cdot \alpha_T} \approx 254,5 [\text{K}] \quad (1.38)$$



Rysunek 1.4: Mechanizm ustawiania godziny.

1.3.4 Układ nastawny

Niezbędnym elementem każdego zegara jest moduł pozwalający skorygować wskazywaną godzinę. Wiąże się to między innymi ze skończoną dokładnością wykonania wszystkich elementów zegara oraz konieczność zatrzymania go na czas serwisu. Analizując możliwe rozwiązania oraz istniejące już konstrukcje, postanowiono zaprojektować ten układ z użyciem sprężła. Ma ono następujące zalety:

- Pozwala na dowolny obrót ustawianymi wskazówkami.
- Nie wymaga zatrzymania układu taktującego na czas ustawiania godziny.

Piasta sprężła działa w sposób zaciskowy (patrz rysunek 1.4).

1.3.5 Układ taktujący

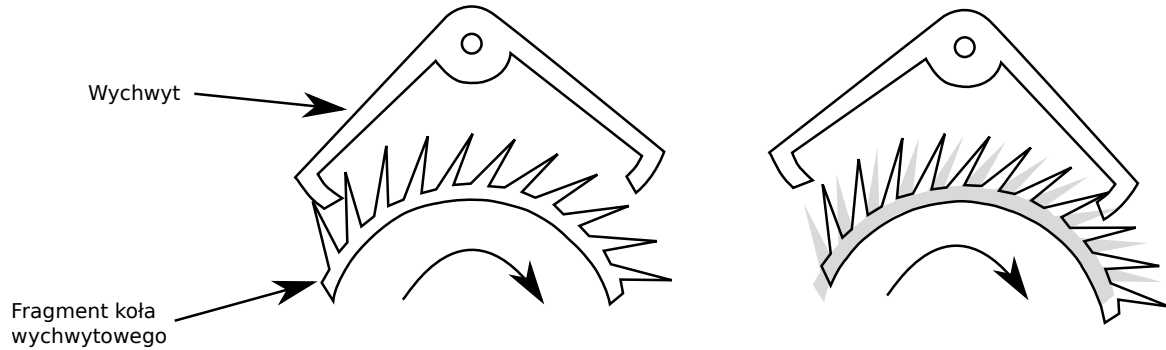
Układ taktujący składa się z trzech głównych elementów:

- wahadła;
- koła wychwyтового;
- wychwytu.

Okres drgań wahadła fizycznego jest stały. Dzięki temu możliwe jest wykorzystanie wahadła do regulacji czasu jaki zajmuje jeden takt zegara. Ruch wahadła jest sprzęgnięty z całą resztą mechanizmu za pomocą koła zębatego nazywanego wychwytowym oraz wychwytu.

Wychwyt jest elementem w kształcie kotwicy (rysunek 1.5), który naprzemiennie blokuje i pozwala na swobodny ruch koła wychwytowego. Koło jest połączone poprzez przekładnię z całą resztą układu napędowego. W ten sposób, gdy koło wychwytowe jest zablokowane, cały mechanizm stoi w miejscu, natomiast gdy może ono się ruszać, moment jest przekazywany przez cały układ napędowy i wskazówki się przesuwają.

Ruch wychwyty jest sprzężony z ruchem wahadła. W ten sposób, dobierając odpowiednio ilość zębów koła wychwytowego oraz przełożenia w układzie napędowym, można skorelować długość okresu wahadła z ilością taktów zegara.



Rysunek 1.5: Schematyczny rysunek mechanizmu wychwytowego. Na rysunku widoczne są dwa stany w jakich może znajdować się mechanizm. Po lewej stronie zaprezentowana jest sytuacja, w której ruch koła jest zablokowany przez wychwyt po lewej stronie. Po prawej, koło wychwytowe zostało zwolnione, obróciło się (stare położenie jest zaznaczone szarym kolorem), a następnie zostało zablokowane po prawej stronie. Strzałką zaznaczono kierunek obrotu koła wychwytowego.

1.3.6 Sworzeń wahadła

Wahadło zawieszone zostanie na sworzniu średnicy $D_S = 30\text{mm}$, wykonanym ze stali A2. Jej granica plastyczności to $R_m = 500$. Sworzeń jest podparty w dwóch punktach oddalonych od siebie o $L = 120\text{mm}$. Ciężar wahadła wynosi $m_w = 50\text{kg}$. Maksymalny moment gnący w sworzniu wynosi

$$M_g = \frac{m_w g L}{2} = \frac{50 \cdot 10 \cdot 0.12}{2} = 30 \text{ Nm} \quad (1.39)$$

Moment bezwładności przekroju kołowego to $I_s = \frac{\pi D_s^4}{64}$. Maksymalne naprężenia w sworzniu wynoszą:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_g D}{2 I_x} \approx 5.8 \text{ MPa} \quad (1.40)$$

Granica zmęczenia na zginanie może zostać przybliżona jako $Z_g = 0.5 R_m$. Podczas pracy wahadło, poza obciążeniem statycznym przekazuje do sworznia również obciążenia dynamiczne, pochodzące od sił odśrodkowych. Przy amplitudzie $A = 4^\circ$, i okresie $T = 4 \text{ s}$ maksymalna prędkość na końcu wahadła o długości $L_w = 4 \text{ m}$ wynosi:

$$v_{\max} = \frac{A \cdot 2\pi}{T} L = \frac{4 \cdot 2\pi}{360 \cdot 4} \cdot 4 = 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.41)$$

Co odpowiada sile odśrodkowej

$$F_w = \frac{m v_{\max}^2}{L} = 35 \text{ N} \quad (1.42)$$

Siła ta przekłada się na zwiększone naprężenia w sworzniu

$$\sigma_{\max} = 10 \text{ MPa} \quad (1.43)$$

Współczynnik bezpieczeństwa zmęczeniowego na zginanie wynosi zatem:

$$\delta_s = \frac{Z_g}{\sigma_{\max}} = \frac{250}{10} = 25 \quad (1.44)$$

Co zapewnia wytrzymałość zmęczeniową i doraźną.

1.3.7 Rama

Rama zostanie wykonana ze spawanych kształtowników stalowych. Podstawowym założeniem było aby była ona niezależna od całej reszty mechanizmu. Wszystkie koła zębate są zamocowane na dwóch stalowych płytach przykręconych do kształtowników. Bęben, na który nawinięta jest lina z ciężarkiem jest ułożyskowany na dwóch łożyskach wahlowych tak, aby kompensować niedokładności ramy wynikające ze spawania.

1.3.8 Projektowe obliczanie wałów

Wszystkie dobrane koła zębate oraz układ dostarczania energii wymagają dobrania wałów o odpowiednich średnicach. W tym celu przeprowadzono obliczenia zginania i skręcania dwóch najbardziej obciążonych wałów: wału do którego przymocowany jest bęben z opuszczający obciążenie oraz wału koła głównego.

Jako pierwszy został poddany analizie wał do którego przymocowany jest bęben. Na rysunku 1.7 przedstawiono przyłożone obciążenia (przypadek rozwijania liny z ciężarem, na kolejnym przedstawiony jest drugi przypadek) oraz umiejscowienie łożysk. Siły F_1 i F_2 pochodzą od ciężaru bębna wraz ciężarem dostarczającym energię. Zaś siła F_3 to ciężar wolnobiegu. Z kolei M_{skr} pokazuje gdzie wprowadzony jest moment skręcający od bębna oraz gdzie odebrany (wolnobiegu). Wartości obciążeń oraz wymiarów umieszczono w tabeli 1.2 dla 3 położenia obciążenia na bębnie.

W przypadku wału z bębniem konieczne jest rozważenie kilku przypadków:

- Opuszczanie ciężarka - w tym wypadku moment skręcający jest przekazywany od bębna w stronę wolnobiegu.
- Nakręcanie zegara - w tym wypadku moment skręcający jest przekazywany od korby do bębna.
- Położenie ciężarka na jednym z końców lub w środku bębna - przypadki te należy sprawdzić niezależnie dla obu powyższych.

Wielkość	Początek	Środek	Koniec
F_1 [N]	1299,83	711,225	122,625
F_2 [N]	122,625	711,225	1299,83
F_3 [N]		98,1	
M_{skr} [Nmm]		60 000	
L [mm]		304	
L_1 [mm]		72	
L_2 [mm]		242	
L_3 [mm]		382	

Tabela 1.2: Wartości obciążeń i wymiarów wałka z bębniem.

Reasumując, należy przeanalizować 6 przypadków obciążeń. W tym celu wykonano 2 wykresy momentów gnących i skręcających w przypadku opuszczania obciążenia oraz nakręcania zegara. Na każdym z nich przedstawiono 3 przypadki momentów zginania związane z położeniem obciążenia na bębnie. Analizując te wyniki wybrano dwa najbardziej obciążone miejsca (oznaczono je przerywanymi liniami na wykresach). Zielona przerywana linia odpowiada lewemu podparciu bębna (siła F_1). W miejscu tym jest największy moment gnący. Ponadto w przypadku nawijania liny na bęben pojawia się dodatkowo moment skręcający. Stąd warto wykonać dalsze obliczenia dla tego miejsca podczas nawijania liny. Miejsce oznaczone czerwoną przerywaną linią wybrano ze względu na obecny tam karb. Mianowicie stosunek średnic jaki i obciążenie są największe dla tego właśnie odstopniowania. Oprócz tego istotny jest tutaj przypadek opuszczania obciążenia w sytuacji gdy znajduje się ono w miejscu przyłożenia siły F_2 .

Naprężenia w pierwszym przypadku wynoszą (przyjęto wstępnie średnicę 25 mm w obu miejscach):

$$\sigma_1 = \frac{Mg_1}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{68946,2 \text{ Nmm}}{1533,98 \text{ mm}^3} = 44,95 \text{ MPa} \quad (1.45)$$

$$\tau_1 = \frac{Ms}{\frac{\pi D^3}{16}} = \frac{60000 \text{ Nmm}}{3067,96 \text{ mm}^3} = 19,557 \text{ MPa} \quad (1.46)$$

$$\sigma_{red,1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau_1^2} = \sqrt{(44,95 \text{ MPa})^2 + 4 * (19,557 \text{ MPa})^2} = 59,59 \text{ MPa} \quad (1.47)$$

W przypadku karbu, na początku obliczane są nominalne naprężenia:

$$\sigma_2 = \frac{Mg_2}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{15602,7 Nmm}{1533,98 mm^3} = 10,17 MPa \quad (1.48)$$

$$\tau_2 = \frac{Ms}{\frac{\pi D^3}{16}} = \frac{60000 Nmm}{3067,96 mm^3} = 19,557 MPa \quad (1.49)$$

Następnie dla zginania i skręcania są odczytywane współczynniki spiętrzenia naprężeń. W celu odczytu współczynników zależnych od użytego materiału przyjmuje się, że wałek jest zrobiony ze stali S335 (Re=360 MPa). Stosunek średnic w odstopniowaniu wynosi $\frac{D}{d} = 1,6$ co przy promieniu zaokrąglenia $\rho = 1mm$ daje następujące współczynniki koncentracji naprężeń na zginanie i skręcanie:

$$\alpha_{k,zg} = 2,3 \quad \alpha_{k,s} = 2,3 \quad (1.50)$$

Z racji, że współczynniki $\alpha_{k,i}$ są sobie równe, dla dalszych współczynników zostaje pominięty dodatkowy indeks.

$$\beta_k = 1,9 \quad \varepsilon = 2,3 \quad \beta_p = 1,2 \quad (1.51)$$

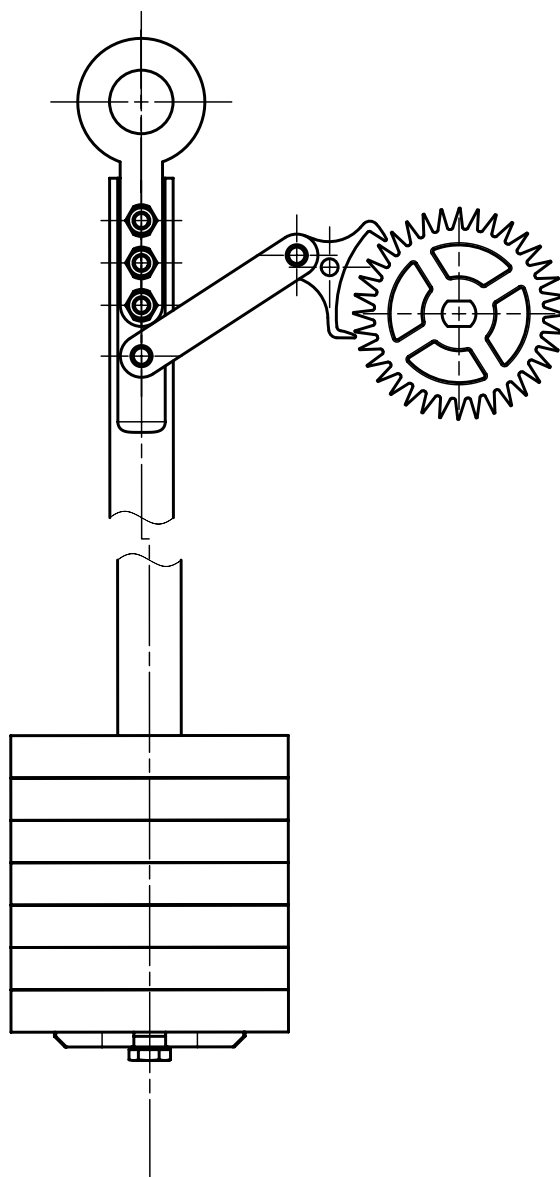
Ekwiwalentne naprężenia wynoszą w tym wypadku:

$$\sigma_{red,2} = \frac{\beta_k + \beta_p - 1}{\varepsilon} \sqrt{\sigma_2^2 + 4\tau_2^2} = \frac{1,9 + 1,2 - 1}{0,87} \sqrt{(10,17 MPa)^2 + 4(19,557 MPa)^2} = 53,2 MPa \quad (1.52)$$

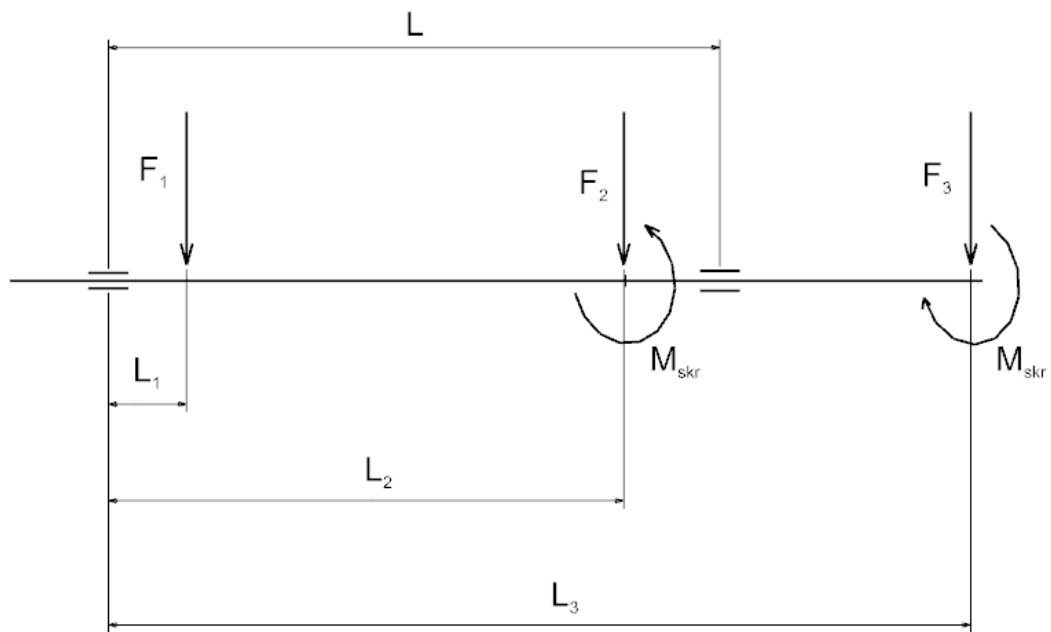
Po wyznaczeniu naprężeń należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa pod kątem zmęczenia:

$$\delta = \frac{280 MPa}{59,59 MPa} \approx 4,7 \quad (1.53)$$

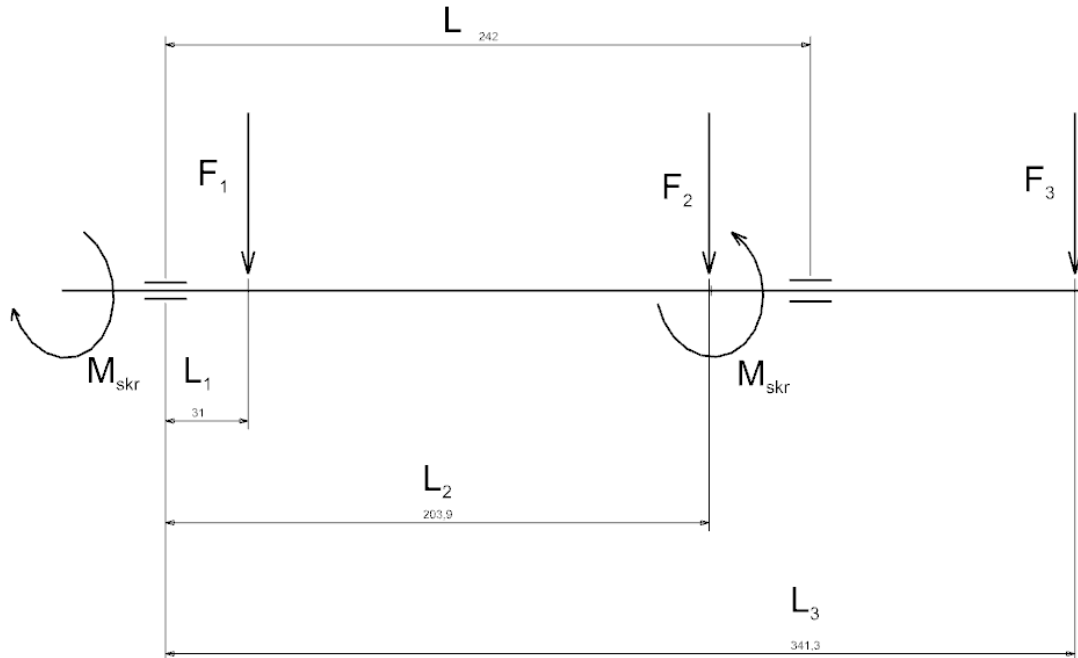
Obliczenia pokazują, że zapas bezpieczeństwa jest bardzo duży. W celu dodatkowego potwierdzenia prawidłowego działania konstrukcji postanowiono dodatkowo obliczyć strzałkę ugięcia. Przybiera ona maksymalną wartość $f_{max} = 0,12mm$ gdy obciążenie od bębna jest skupione jako siła F_1 . Wartość ta jest niewielka, zatem nie należy się obawiać nieprawidłowej pracy urządzenia z racji odkształcenia tego wału.



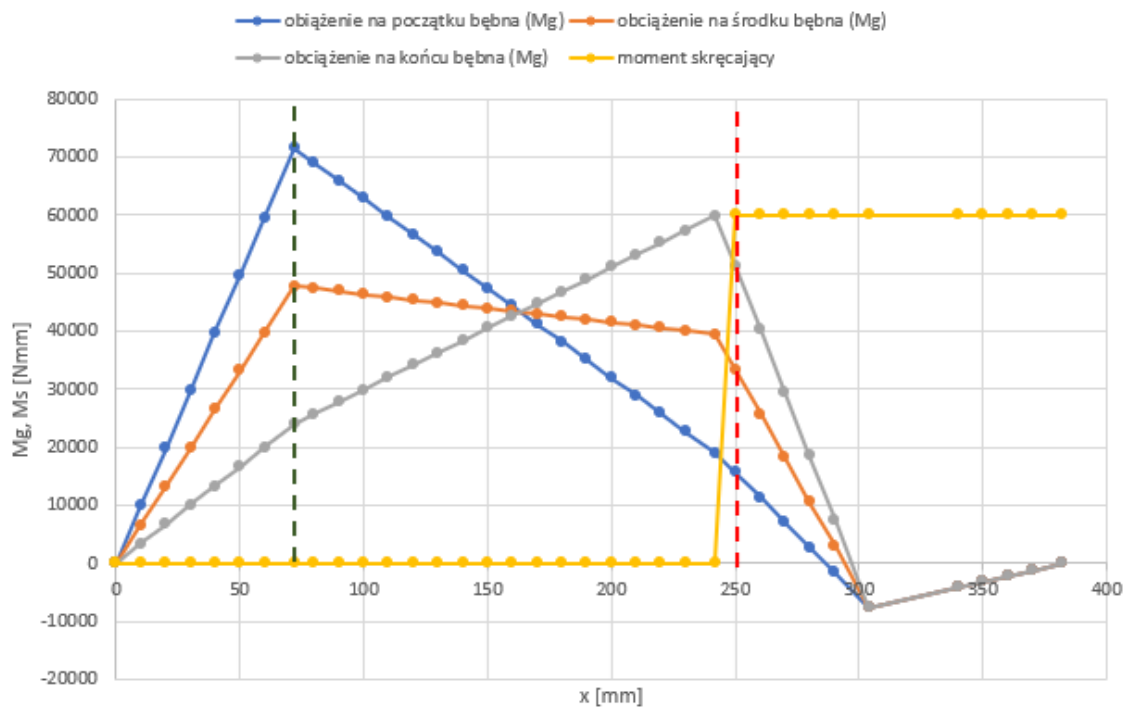
Rysunek 1.6: Mechanizm taktujący



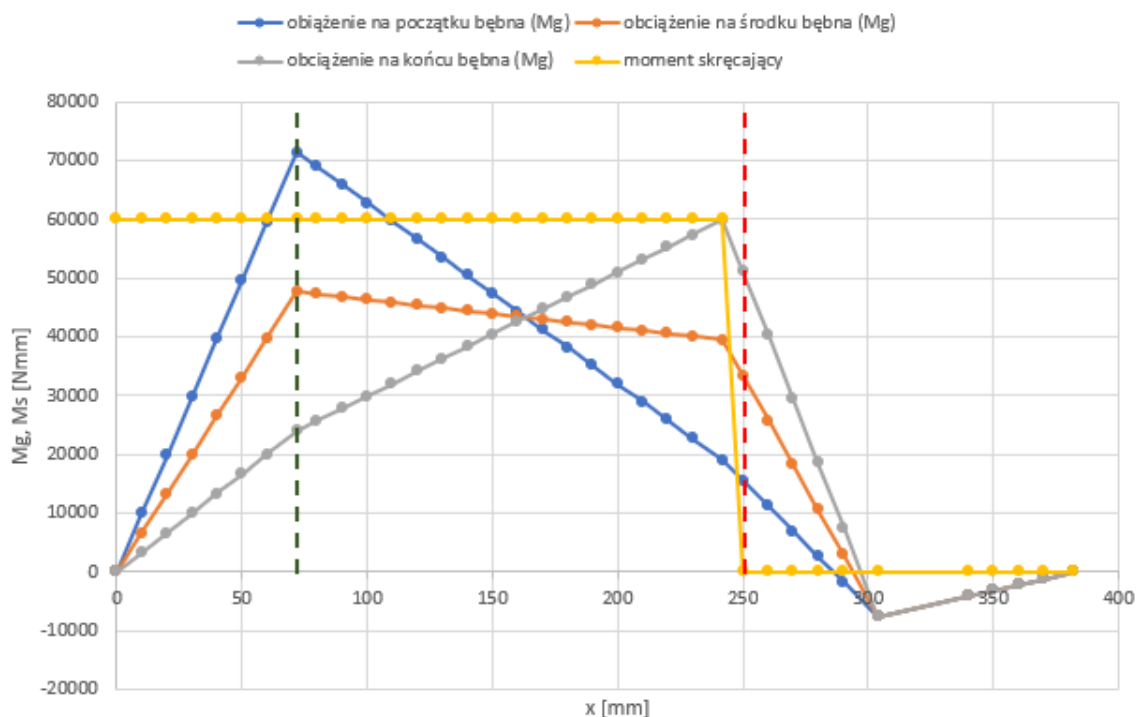
Rysunek 1.7: Schemat obciążeń przyłożonych do wału, na którym zamocowany jest wolnobieg oraz bęben podczas opuszczania ciężaru zamocowanego na bębnie



Rysunek 1.8: Schemat obciążeń przyłożonych do wału, na którym zamocowany jest wolnobieg oraz bęben podczas nawijania na bęben liny z ciężarem



Rysunek 1.9: Wykresy momentów gęnych i momentu skręcającego dla 3 przypadków umiejscowienia obciążenia na bębnie podczas opuszczania obciążenia.



Rysunek 1.10: Wykresy momentów gęnych i momentu skręcającego dla 3 przypadków umiejscowienia obciążenia na bębnie podczas nakręcania zegara.

Rozdział 2

Obliczenia Inżynierskie

W niniejszym rozdziale przedstawiono metodologię, przebieg, wyniki i wnioski z obliczeń wykonanych na potrzeby projektu.

2.1 Obliczenia dynamiczne układu taktującego

Wojciech Sadowski

2.2 Obliczenia wytrzymałościowe układu napędowego

Tomasz Szpartaluk

Szczegółowym obliczeniom poddano mechanizm sprzęgła jednokierunkowego zastosowanego w układzie napędowym. Sprzęgło to ma spełniać następujące cechy:

- Połączenie układu napędowego z mechanizmem przekładni
- Przeniesienie napędu pomiędzy nawijaniem
- Automatyczne rozsprzęglenie z kołem głównym przekładni podczas nawijania, aby zapobiec cofaniu się zegara.

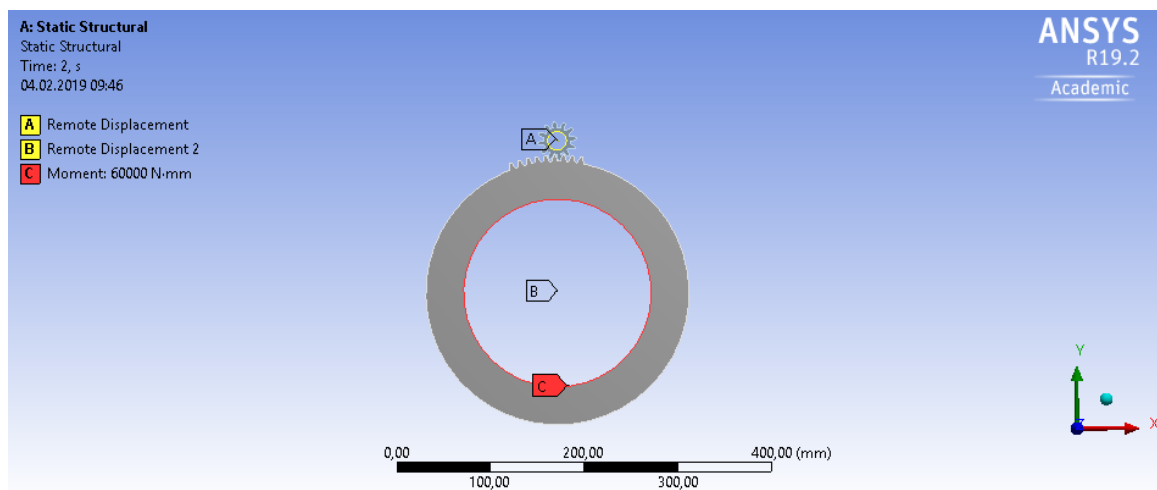
Charakter pracy tego sprzęgła sugeruje, że przez większość czasu będzie ono pracowało w stanie obciążenia, przenosząc napęd do zegara. Czas nawijania to maksymalnie kilka minut.

2.3 Obliczenia wytrzymałościowe przekładni

Piotr Pierwocha

W ramach projektu postanowiono poddać symulacji wytrzymałościowej również koła zębate. Z racji relatywnie dużych przełożeń poddano analizie wyłącznie parę kół zębatach wprowadzającą moment z bębna. Najbardziej obciążonymi rejonami w tym przypadku są współpracujące zęby. Oprócz tego występuje tutaj płaski stan naprężeń, co pozwala na uproszczenie symulacji do przypadku 2D (geometria na rysunku 2.1). Do obliczeń za materiał przyjęto stal konstrukcyjną. W symulacji zastosowano następujące warunki brzegowe:

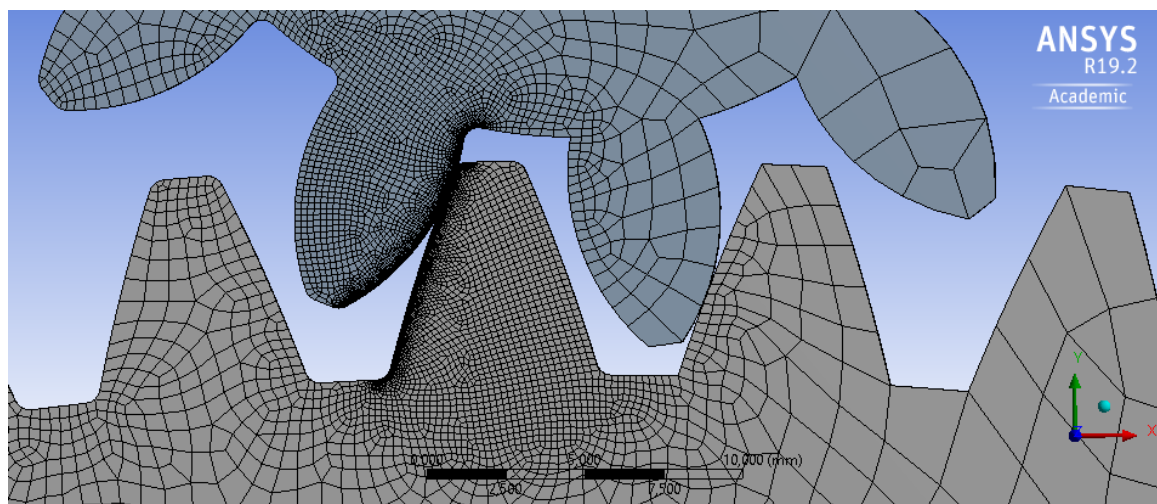
- Do wewnętrznej krawędzi większego koła zębatego przyłożono moment obrotowy o wartości 60 Nm (Obciążenie przenoszone z bębna). Oprócz tego nadano jej więz przemieszczeniowy, blokujący ruch w kierunku promieniowym.
- Na powierzchniach styku zębów ustawiono warunek kontaktu z tarciem.
- Wewnętrznej krawędzi mniejszego koła zębatego nadano więz przemieszczeniowy blokujący ruch w kierunku promieniowym oraz wymuszający zadany obrót. Dzięki czemu uzyskano wyniki dla całego zakresu współpracy kół, dając pewność że znaleziono maksymalne naprężenia pojawiające się w obu elementach.



Rysunek 2.1: Uproszczona geometria (usunięto zęby znajdujące się daleko od obszaru współpracy) użyta do wykonania symulacji.

Znaczna część geometrii została podzielona siatką o dość dużych elementach, ponieważ nie przenoszą one znacznych obciążeń. Jedynymi miejscami gdzie wykonano siatkę o dużej rozdzielczości są współpracujące zęby. Dyskretyzacji dokonano z następującymi parametrami:

- Na krawędziach styku nadano podział elementami o boku długości 0,027 mm. Dodatkowo od obu krawędzi w głąb powierzchni użyto funkcji inflation z pierwszą warstwą o grubości 0,01mm. Pozwoliło to uzyskać wysoką rozdzielczość na powierzchni kontaktu obu ciał oraz zaraz pod nią, gdzie pojawiają się największe gradienty naprężeń.
- Reszta powierzchni obu zębów wraz z ich niewielkim otoczeniem jest podzielona na elementy o boku 0,2mm.

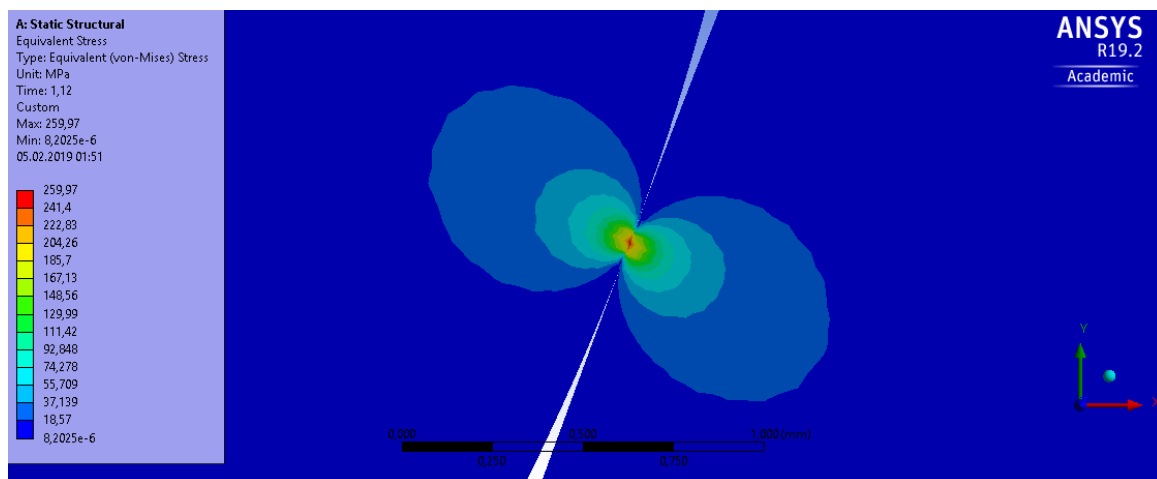


Rysunek 2.2: Siatka elementów skończonych użyta w opisywanej symulacji.

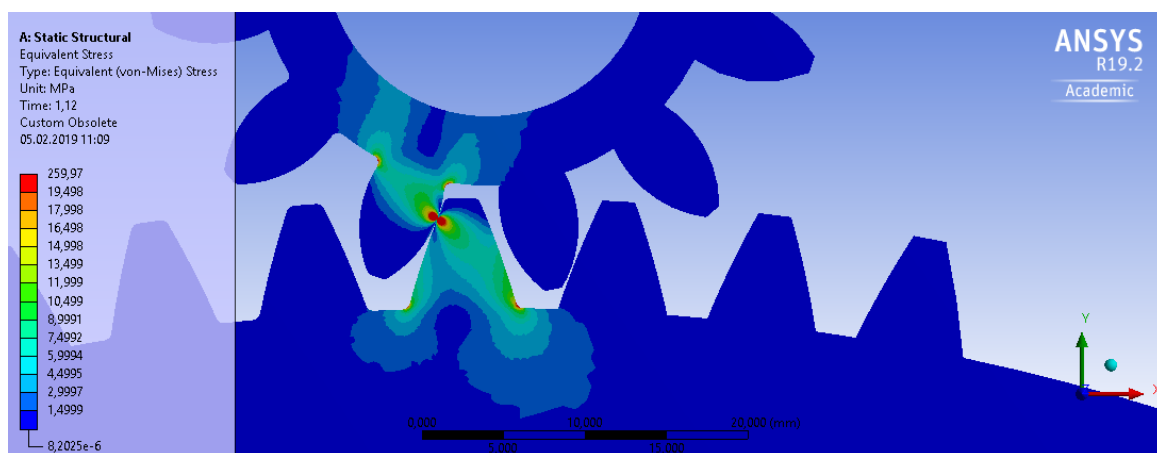
Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 2.3 w postaci naprężeń zredukowanych. Jak widać naprężenia na znaczącym poziomie pojawiają tylko w pobliżu strefy kontaktu. Z racji na ich wartość (259,97 MPa) zdecydowano, że koła zębate muszą być wykonane ze stali konstrukcyjnej C55 ulepszonej cieplnie do $R_e=540$ MPa. Zapewni to doraźny współczynnik bezpieczeństwa $n=2,07$.

W następnym kroku postanowiono dodatkowo sprawdzić elementy pod kątem zmęczeniowym. W tym celu najpierw zakładana jest twardość materiału:

$$HB = 320 \quad (2.1)$$



Rysunek 2.3: Naprężenia zredukowane (von Mises) w pobliżu rejonu kontaktu, dla ułożenia kół w którym występują najwyższe naprężenia zredukowane



Rysunek 2.4: Naprężenia zredukowane (von Mises) w obu współpracujących zębach przy zmienionej skali (ułożenie kół jak poprzednio)

To z kolei pozwala określić krytyczne naprężenia stykowe oraz zmęczeniowy współczynnik bezpieczeństwa:

$$\sigma_H = 2HB + 70[MPa] = 710MPa \quad (2.2)$$

$$N_H = \frac{710MPa}{259,97MPa} = 2,73 \quad (2.3)$$

Naprężenia otrzymane w symulacji są niższe. Zatem zgodnie z teorią Woehlera analizowana para kół zębatych nie osiągnie kresu wytrzymałości zmęczeniowej.

Oprócz najbardziej znaczących naprężeń stykowych, zęby są również zginane. Co więcej moment zginający nie jest stały ze względu na przemieszczanie się punktu przyporu. Do poniższych obliczeń wybrano moment w którym naprężenia od zginania są maksymalne. Na rysunku 2.4 widać, że maksymalne naprężenia występujące u podstawy zęba wynoszą:

$$\sigma_{zg} = 26MPa \quad (2.4)$$

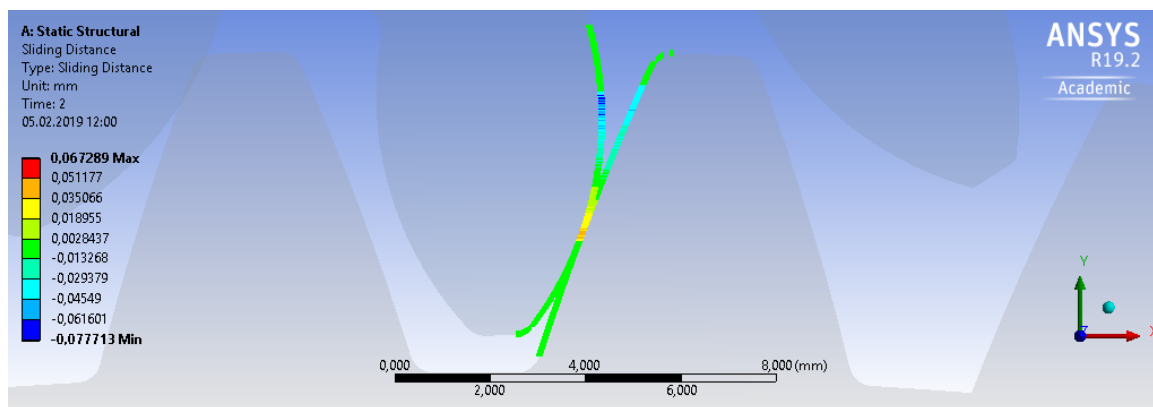
Rozważany przypadek zginania można uznać za odzerowy tętający, stąd granica zmęczenia i współczynnik bezpieczeństwa:

$$Z_{gj} = 490MPa \quad (2.5)$$

$$N_{gj} = \frac{490MPa}{26MPa} = 18,85 \quad (2.6)$$

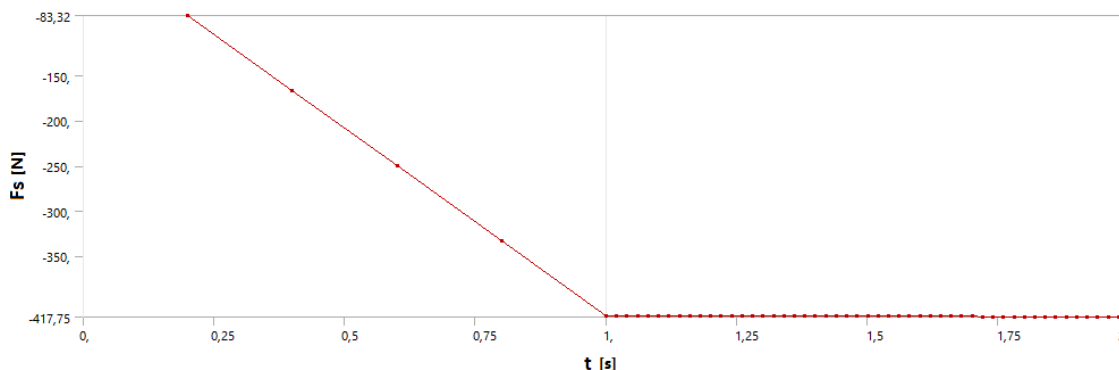
Obliczony współczynnik pokazuje, że pod względem zmęczenia związanego ze zginaniem u podstawy zęba, nie istnieje tutaj żadne zagrożenie.

Następnie postanowiono sprawdzić zakres kontaktu. Zrobiono to poprzez analizę poślizgu punktów znajdujących się na stykających się powierzchniach (Rysunek 2.5). Pokazuje on, że w części strefy kontaktu występują dodatnie naprężenia styczne (ujemny poślizg) w drugiej zaś przeciwnie. W przypadku zakresu dodatniego maksymalna wartość to $\tau_+ = 35,7$ MPa, zaś dla ujemnego $\tau_- = -33,24$ MPa. Oprócz tego występuje punkt gdzie nie występuje poślizg, zatem nie będzie tam również naprężeń stycznych. Ponadto układ naprężeń stycznych będzie skierowany na zewnątrz punktu bez poślizgu. Poza wymienionymi informacjami, analiza ta pokazując zakres kontaktu pozwala na określenie możliwego zakresu podcięcia technologicznego symulowanych zębów.



Rysunek 2.5: Poślizg na stykających się powierzchniach kół zębatach

Na koniec przeanalizowano siłę reakcji między zębami na kierunku obwodowym. Na początku przebiegu widoczny jest liniowy wzrost związany ze stopniowym przykładaniem obciążenia przez program. W dalszej części widać, że siła jest stała. Potwierdza to dobrą jakość odwzorowania ewolwenty i spełnia wymagane we wcześniej fazie projektu stałe przełożenie.



Rysunek 2.6: Siła reakcji między zębami na kierunku obwodowym