МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до розрахункової роботи
«Динамічний розрахунок
кривошипно-шатунного механізму двигуна»
з дисципліни «Динаміка та міцність ч.1»

для студентів спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

Харків 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до розрахункової роботи
«Динамічний розрахунок
кривошипно-шатунного механізму двигуна»
з дисципліни «Динаміка та міцність ч.1»

для студентів спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол №__ від _____

Харків
НТУ «ХПІ»
2021

Методичні вказівки до розрахункової роботи з дисципліни «Динаміка та міцність ч.1» для студентів спеціальності 142 Енергетичне машинобудування / Уклад. С.С. Кравченко, О.Ю. Ліньков, О.О. Осетров. – Харків: НТУ «ХПІ», 2021. – 28с.

Укладачі: С.С. КРАВЧЕНКО
О.Ю. ЛІНЬКОВ
О.О. ОСЕТРОВ

Рецензент О.О. Осетров

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

ВСТУП

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму (КШМ) є одним з найважливіших етапів проектування нових і модернізації існуючих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Методичні вказівки призначені для надання допомоги студентам при виконанні курсових і контрольних робіт з динаміки ДВЗ, а також курсових і дипломних проектів..

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

1.1. Особливості двигунів, що розраховуються, та методики динамічного розрахунку

Дана методика призначена для розрахунку сил та крутних моментів, що діють у КШМ найпоширеніших однорядних та V-подібних ДВЗ. Розглядаються V-подібні двигуни з шатунами трьох типів (рис.1.1): одиночно зміщеними, головним та прицепним, внутрішнім та вільчатим.

Ураховується наявність противаг на щоках колінчатого вала та винесених противаг, що розташовані за межами кінцевих опор. Дані винесених противаг позначаються індексами 0 та К. Для противаг на щоках використовують наскрізну нумерацію від 1 до $2 \cdot ZK$, де ZK - число кривошипів колінчатого вала. Схема нумерації елементів колінчатого вала показана на рисунку 1.2, а схема елементів кривошипа - на рисунку 1.3.

Методика передбачає виконання наступних розрахунків:

- рознос мас шатунно-поршневої групи, визначення приведеної маси кривошипа, сили інерції обертової маси, сил інерції противаг на щоках і винесених противаг;
- розрахунок сил тиску газів;
- розрахунок сил та крутних моментів у відсіках однорядних двигунів;
- розрахунок крутних моментів, переданих корінними шейками;
- розрахунок навантажень на шатунні шийки та підшипники;
- розрахунок навантажень на корінні шийки та підшипники.

У загальному випадку для динамічного розрахунку необхідні наступні дані:

– основні дані технічної характеристики двигуна: тактність τ, частота обертання колінчатого вала n, хв.$^{-1}$, число циліндрів z та порядок їхньої роботи, число кривошипів колінчатого вала Z_K та кути їхнього взаємного розташування $\delta_{K,K+1}$, діаметр циліндра D, хід поршня S, довжина шатуна L;

– індикаторна діаграма $P_Г = f(\alpha)$ і середній індикаторний тиск P_i, МПа;

– потужність Ne_0, що знімається з носка колінчатого вала або передана на вал, наприклад від силової турбіни;

– маси поршневого комплекту $m_П$ та шатуна в зборі m_L, безрозмірна координата центра мас шатуна L_B;

– основні розміри кривошипа, що розраховується: довжини корінних шийок з боку передньої щоки $a_{K-1,K}$ та з боку задньої щоки $a_{K,K+1}$, довжина шатунної шийки C, товщина b, ширина h і висота H щік, зовнішні діаметри корінних D та шатунних d шийок, діаметри порожнин у корінній D_1 та шатунній d_1 шийках, ексцентриситет порожнини в шатунній шийці Э, безрозмірна координата центра мас щоки $X_Щ/R$;

– дані про сили інерції противаг $P_{ПL}$, які часто виражають величинами по відношенню до сили інерції $P_{Иb}$ обертової маси, або дані про розміри противаг, представляють спрощено, як показано на рисунку 1.3, у формі кільцевого сектора: зовнішній r_{1L} і внутрішній r_{2L} радіуси кільця, кут сектора $\beta_{ПL}$, товщина противаги $b_{ПL}$, відстань $l_{ПL}$ від середини передньої опори кривошипа до площини дії сили інерції противаги $P_{ПL}$ і кут дії цієї сили $\xi_{ПL}$, що відраховується від площини кривошипа в напрямку його обертання;

– густина матеріалу колінчатого вала ρ.

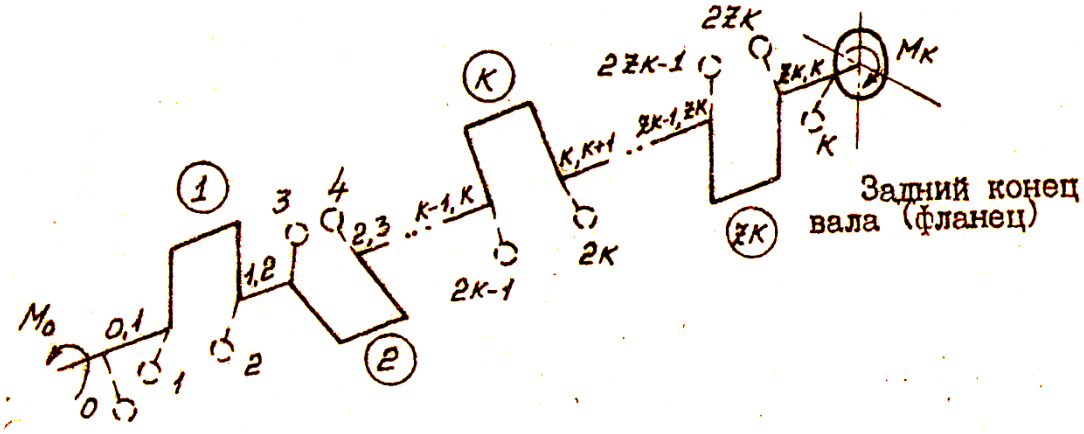

Рисунок 1.1 - Схема нумерації елементів колінчатого вала

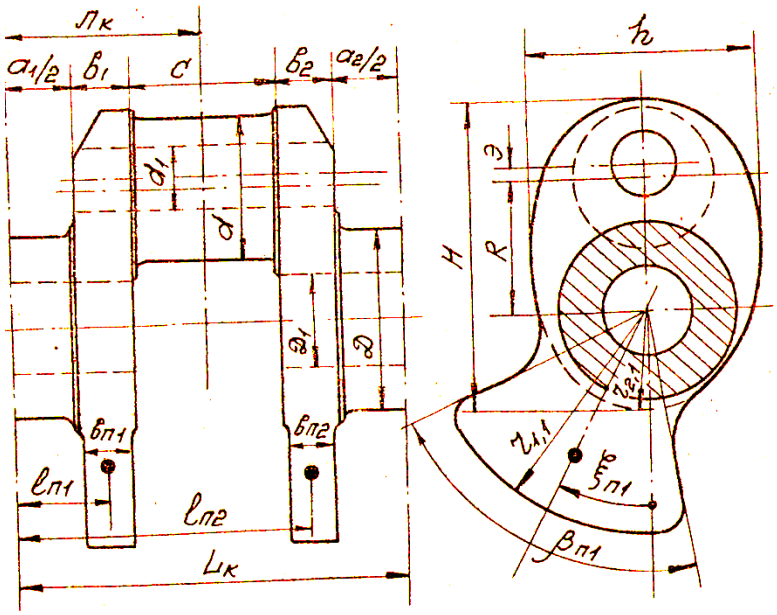

Рисунок 1.2 - Схема кривошипа

1.2 Методика підготовки вихідних даних для виконання динамічного розрахунку

Для виконання динамічного розрахунку наведені вище дані повинні бути перетворені до такого виду, у якому вони входять до різних динамічних залежностей. Динамічному розрахунку повинна передувати підготовка вихідних даних для його безпосереднього виконання. Правильність підготовки вихідних даних визначає правильність результатів динамічного розрахунку в цілому.

Підготовка включає обчислення постійних величин, визначення й рознесення мас КШМ, розрахунок сил інерції.

Для підготовки вихідних даних необхідні наступні формули.

Площа поршня:

$$F_п = \frac{\pi \cdot D_ц^{\,2}}{4}. \qquad (1.1)$$

Радіус кривошипа:

$$R = \frac{S}{2}. \qquad (1.2)$$

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda = \frac{R}{L}. \qquad (1.3)$$

Кутова частота обертання колінчатого вала:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \qquad (1.4)$$

Прямолінійно рухома маса в циліндрі однорядного двигуна та V-подібного зі зміщеними шатунами:

$$m_a = m_п + m_L \frac{L_B}{L}. \qquad (1.5)$$

Прямолінійно рухома маса в головному циліндрі V-подібного з прицепним шатуном:

$$m'_A = m_п + m_L \frac{L_B}{L} + m_l \cdot (1 - \frac{l_B}{l}) \cdot \frac{r \cdot \cos\gamma_l}{L} \qquad (1.5)$$

Поступово рухома маса в боковому циліндрі, V-подібного з прицепним шатуном:

$$m_a = m_П + m_l \cdot \frac{l_B}{l}.$$

Усереднена поступово-рухома маса в циліндрах відсіка з причепним шатуном, кг,

$$m_A = \frac{1}{2} \cdot (m'_A + m_a).$$

Обертова маса одиночного шатуна у відсіку однорядного двигуна та V-подібного зі зміщеними шатунами:

$$m_{BL} = m_L \left(1 - \frac{L_B}{L}\right). \qquad (1.6)$$

Обертова маса одиночного шатуна у відсіку V-подібного з причепним шатуном

$$m_{BL} = m_L \cdot \left(1 - \frac{L_B}{L}\right) + m_l \cdot \left(1 - \frac{l_b}{l}\right) \cdot \left(1 - \frac{r \cdot \cos\gamma_l}{L}\right)$$

Маса шатунної шийки, що приведена до її осі:

$$m_{ШШ} = \frac{\pi}{4}\left[d^2 - d_1^2\left(1 + \frac{E}{R}\right)\right] c \cdot \rho. \qquad (1.7)$$

Маса щоки, що приведена до осі шатунної шийки:

$$m_щ = \frac{\pi}{4}\left[H \cdot h - D_1^2 - d_1^2\left(1 + \frac{E}{R}\right)\right] \frac{X_ш}{R} \cdot b \cdot \rho. \qquad (1.8)$$

Приведена маса кривошипа:

$$m_к = m_{шш} + 2 \cdot m_щ \qquad (1.9)$$

Обертова маса у відсіку однорядного двигуна та V-подібного двигуна з причепним шатуном

$$m_B = m_к + m_{BL} \qquad (1.10)$$

Обертова маса у відсіку V-подібного двигуна зі зміщеним шатуном

$$m_B = m_к + 2 \cdot m_{BL}$$

Сила інерції обертової маси:

$$P_{ИВ} = m_B \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}. \quad (1.11)$$

Маси противаг

$$m_{Пi} = \pi \cdot \left(r_{1i}^2 - r_{2i}^2\right) \cdot b_{Пi} \cdot \frac{\beta_{Пi}}{360°} \cdot \rho$$

Відстань від осі обертання колінчастого валу до центру мас противаг

$$X_{Пi} = 76.4 \cdot \frac{r_{1i}^3 - r_{2i}^3}{r_{1i}^2 - r_{2i}^2} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{Пi}/2}{\beta_{Пi}}\right)$$

Сили інерції противаг:

$$P_{Пi} = -m_{Пi} \cdot X_{Пi} \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}$$

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ СИЛ І КРУТНИХ МОМЕНТІВ У КРИВОШИПНО-ШАТУННИХ МЕХАНІЗМАХ

Динамічні розрахунки ведуться на основі вихідних даних, отриманих за вищевикладеною методикою. Розрахунок виконується у формі таблиць залежно від кута повороту кривошипа α через інтервали $\Delta\alpha$.

Величину розрахункового кроку $\Delta\alpha$ бажано вибирати в межах від 5 до 15°. Оптимальним варто вважати крок $\Delta\alpha$ = 10°, що забезпечує достатню точність при помірній трудомісткості розрахунку.

У V-подібних двигунах крок розрахунку повинен бути вибраний таким чином, щоб інтервали роботи в рядах і відсіках (Δр і $\Delta\gamma$) націло ділилися на $\Delta\alpha$.

У даному розділі описана методика розрахунку сил і моментів. Форми динамічних таблиць надані у розділі «Приклад динамічного розрахунку кривошипно-шатунного механізму двигуна».

2.1 Розрахунок сил і крутного моменту у відсіку однорядного двигуна

Цей розрахунок виконується на основі схеми сил, що наведено на рисунку 2.1.

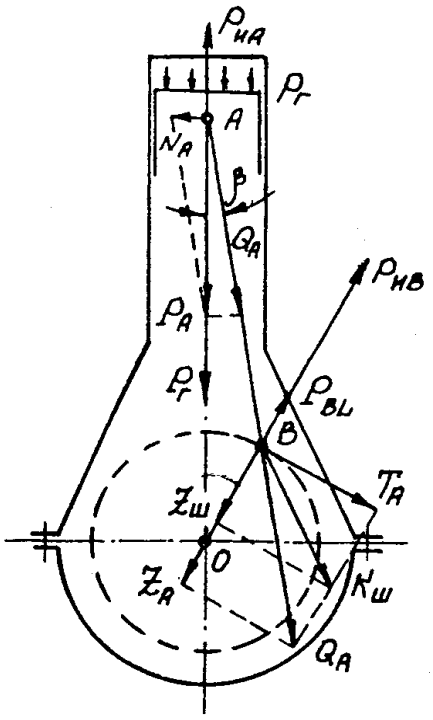

Рисунок 2.1 - Сили в аксіальному КШМ

Для розрахунку сил і крутного моменту використовують наступні залежності.

Сила тиску газів, кН,

$$P_{Г.} = (p - 0{,}1) \cdot F_{П.} \cdot 10^3 \qquad (2.1)$$

Прискорення прямолінійно, що рухається маси, м/с^2 ,

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \alpha) \qquad (2.2)$$

Сила інерції маси, що рухається прямолінійно у циліндрі двигуна, кН,

$$P_{И.A} = -m_A \cdot a \cdot 10^{-3} \qquad (2.3)$$

Сумарна сила в точці А, кН,

$$P_A = P_{Г.} + P_{И.A} \qquad (2.4)$$

Нормальна сила, що передається поршнем на стінку циліндра, кН,

$$N_A = P_A \cdot tg\beta \qquad (2.5)$$

Сила, що передається шатуном на кривошип, кН,

$$Q_a = \frac{P_a}{\cos\beta}. \qquad (2.6)$$

Радіальна складова сили Q_A на кривошипі, кН,

$$Z_A = P_A \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta}. \qquad (2.7)$$

Повна радіальна сила у відсіку, кН,

$$Z = Z_A + P_{И.B} = Z_A - m_B \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} \qquad (2.8)$$

Тангенціальна складова сили Q_A на кривошипі, кН,

$$T_A = P_A \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta_0)} \quad (2.9)$$

Крутний момент на кривошипі, кН·м;

$$M = T_A \cdot R \quad (2.10)$$

2.2 Розрахунок сил і крутного моменту у відсіку V-подібного двигуна

У відсіку V-подібного двигуна на кривошип передаються сили від головного і бокового циліндрів, які необхідно додати. Сили в механізмі головного циліндру знаходять по описаній вище методиці.

При врахуванні сил бокового циліндра з метою спрощення розрахунків в роботі приймаємо, що кінематика поршня в боковому циліндрі не відрізняється від кінематики поршня в головному циліндрі. При цій умові, а також з урахуванням усереднення прямолінійно-рухомих мас в механізмі бокового циліндра діють такі ж сили, як і в механізмі головного циліндра, проте їх дія зміщена по фазі у відповідності з порядком роботи циліндрів у відсіку.

Для V-подібного відсіку динамічну таблицю, як показано в прикладі розрахунку, необхідно доповнити силами, що створюються боковим циліндром з урахуванням відставання його роботи від головного циліндра на фазовий кут Δγ.

Початкове значення кута повороту кривошипу $\alpha_Б$ для бокового циліндру в першій строчці табл. знаходять за формулою

$$\alpha_Б = 180 \cdot \tau - \Delta\gamma \,.$$

Наступні значення $\alpha_Б$ записують в порядку послідовності. На відміну від сил ZA та TA головного циліндра радіальну та тангенціальну сили бокового циліндра позначають символами Za та Ta, присвоюючи їм значення величин, що дорівнюють силам ZA та TA при відповідних кутах поворота кривошипа.

Сумарна радіальна сила у відсіку V-подібного двигуна

$$Z = Z_A + Z_a + P_{И.В} = Z_A + Z_a - m_B \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}$$

Сумарна тангенціальна сила

$$T = T_A + T_a$$

Крутний момент на кривошипі

$$M = T \cdot R \,.$$

Правильність розрахунку сил та крутних моментів у відсіках необхідно перевірити. Основним засобом контролю є побудова графіків сил, так як форми цих графіків дозволяють визначити

помилки. Рекомендується будувати графіки сил $P_Г$, $P_{ИА}$, $P_А$, $Z_А$, Z, $T_А$ та T.

Іншим важливим засобом контролю розрахунків є порівняння середнього крутного моменту відсіку $M_{СР}$, що визначається як середнє алгебраїчне з усіх значень M у таблиці (4.1) з моментом M_i, які визначаються за формулою:

$$M_i = 318(P_i + P_{НП} - P_{вп}) \cdot V_h \frac{z_0}{\tau}; \qquad (2.12)$$

де P_i – середній індикаторний тиск, МПа;

$P_{НП}$ і Рвп – середній по ходу поршня тиск при наповненні та випуску, МПа;

V_h – робочий об`єм циліндра, м^3

Z_0 – число циліндрів у відсіку;

τ – тактність двигуна.

Для двотактних двигунів $P_{НП} = P_{вп} = 0$.

2.3 Розрахунок крутних моментів, що передаються корінними шийками

В розрахунках, що пов’язані з колінчастим валом, елементи колінчатого валу – кривошипи та корінні шийки повинні бути пронумеровані. Як показано на рис.1.2, кривошипи нумерують в напрямку від носка колінчастого валу до фланця відбору потужності, присвоюючи їм послідовний ряд чисел від 1 до Zк. Корінну шийку, яка знаходиться між кривошипами К та К+1, позначають двома числами К, К+1, що розділяється комою. Передню кінцеву шийку (зі сторони носка колінчастого валу) позначають цифрами 0,1, між кривошипами 1 та 2 знаходиться корінна шийка і опора 1,2 і т.д.

Крутний момент на носку колінчастого вала знаходиться за формулою, кН·м,

$$M_{0,1} = -9550 \frac{Ne_{ном}}{n_{ном}} \cdot 0,2$$ - для комбайнового ДВЗ.

$M_{0,1} = 0$ - для ДВЗ з яких з носка не відводиться потужність

Крутний момент на корінній шийці 1,2 складається з моменту на носку вала M0,1 та моменту M1, що створюється на першому кривошипі, тобто $M_{1,2}=M_{0,1}+M_1$. Відповідно $M_{2,3}=M_{1,2}+M_2$ і т.д.

Як показано в розд. 3, розрахунок крутних моментів ведуть в формі таблиці. Попередньо заповнюють графу кутів α_1, та записують початкові значення кутів α_2, α3… α_{zk} в першій строчки, використовуючи формулу для К-го кривошипу

$$\alpha_k = 180 \cdot \tau - \Delta_{1,k}$$

де Δ1,к – кут відставання роботи к-го відсіку у відповідності до порядку роботи циліндрів.

Наступні значення кутів α_k записують в порядку їх слідування і у відповідності з ними заповнюють графи М1, М2,…Mzk, при відповідних кутах, присвоюючи їм значення М з таблиці .

Крутний момент на задній кінцевій шийки, який є сумарним крутним моментом двигуна, позначаємо Мк. Контроль правильності його розрахунку виконують наступним чином:

- перевіряють на періодичність Мк, яка повинна бути строгою (якщо всі z циліндри працюють рівномірно через інтервали $\Delta = \frac{180 \cdot \tau}{z}$, то період моменту Мк повинен бути дорівнювати Δ, а якщо рівномірно працюють лише частина циліндрів в ряду через інтервали $\Delta_p = \frac{180 \cdot \tau}{z_p}$, де Zp – число циліндрів в ряду, то період повинен бути дорівнювати Δр);
- будують графік Мк для одного періоду з метою оцінки правильності його форми;
- порівнюють середнє значення Мкср з Мі по формулі (2.12), підставляючи замість Z0 загальне число циліндрів.

2.4 Розрахунок навантажень на шатунні шийки та підшипники, побудова годографів навантажень

В однорядному двигуні шатунна шийка навантажена силою QA, яка в точці В (рис.) замінюється силами ZA і TA, а також силою інерції PBL обертової маси шатуна.

Радіальна складова навантаження на шийку, кН,

$$Z_{Ш} = Z_A + P_{ИBL} = Z_A - m_{BL} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}.$$

Тангенціальна складова навантаження $T_{Ш} = T_A$.

За аналогією знаходимо складові навантаження на шатунну шийку в V-подібних двигунах зі зміщеними шатунами, де одиночні шатуни навантажують різні зони шатунної шийки.

У V-подібних двигунах з прицепними шатунами робоча поверхня шатунної шийки додатково навантажена силою QA, яка враховується у вигляді сил Za і Та.

В даному випадку радіальна складова навантаження на шатунну шийку, кН,

$$Z_{Ш} = Z_A + Z_a + P_{ИВL} = Z_A + Z_a - m_{BL} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}.$$

Тангенціальна складова навантаження

$$T_{Ш} = T_A + T_a.$$

Повне навантаження, що діє на шатунну шийку:

$$K_{Ш} = \sqrt{Z_{Ш}{}^2 + T_ш{}^2}.$$

Шатунний підшипник навантажений реакціями шатунної шийки. Складові реакції знаходять в системі координат (рис.), що повязана з шатуном. Отримані значення навантажень ZШ і ТШ можно використовувати для знаходження навантажень на шатунний підшипник. Складові навантажень Rzш і RТШ знаходять за формулами:

$$R_{Z.Ш.} = T_{Ш.} \cdot \sin(\alpha + \beta) + Z_{Ш.} \cdot \cos(\alpha + \beta);$$

$$R_{тш} = T_ш \cdot \cos(\alpha + \beta) - Z_ш \cdot \sin(\alpha + \beta).$$

Повне навантаження на шатунний підшипник, кН,

$$R_ш = \sqrt{R_{zш}{}^2 + R_{тш}{}^2}.$$

Розрахунок навантажень ведуть у формі табл. Результати розрахунків представляють в обертовій системі координат Zш-Тш у вигляді годографів навантажень на шатунну шийку (рис.) і в системі координат RZш-RТш – годографів навантажень на шатунний підшипник (рис).

Позначення на годографі шатунних шийок і шатунів обов’язково, оскільки вони дозволяють правильно знайти напрямок навантажень при різних α відносно навантажених деталей, раціонально вибрати місця розташування масляних отворів і канавок, виявити напрямки найбільших навантажень і т.д.

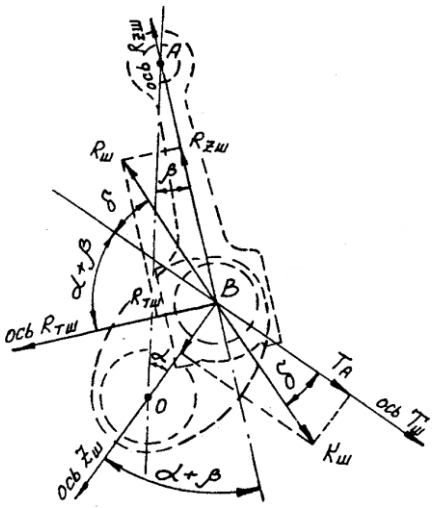

Рисунок 2.2 - Схема до розрахунку навантажень на шатунний підшипник

2.5 Розрахунок навантажень на корінні шийки та підшипники, побудова годографів навантажень

При розрахунку навантажень на корінну опору *К,К+1* колінчатого вала використовують модель розрізної балки, що дозволяє вважати систему статично визначеною та врахувати тільки ті сили, які діють на суміжні з опорою кривошипах *К* та *К+1*. При цьому доцільно розглядати окремо навантаження на опори від змінних сил Z_K, T_K, Z_{K+1}, T_{K+1} та окремо навантаження від постійних сил інерції противаг (рис. 2.3).

Для розрахунку навантажень використовують дві системи координатних осей, які обертаються з колінчатим валом та орієнтовані по *К*-му кривошипу. Їхні початки координат розташовані на середині корінної шийки, що розраховується. По осям *X* та *Y* визначають навантаження, що передаються від корінної шийки на підшипник, а по осям R_X і R_Y – рівні цим навантаженням, але протилежні їм реакції підшипника на шийку.

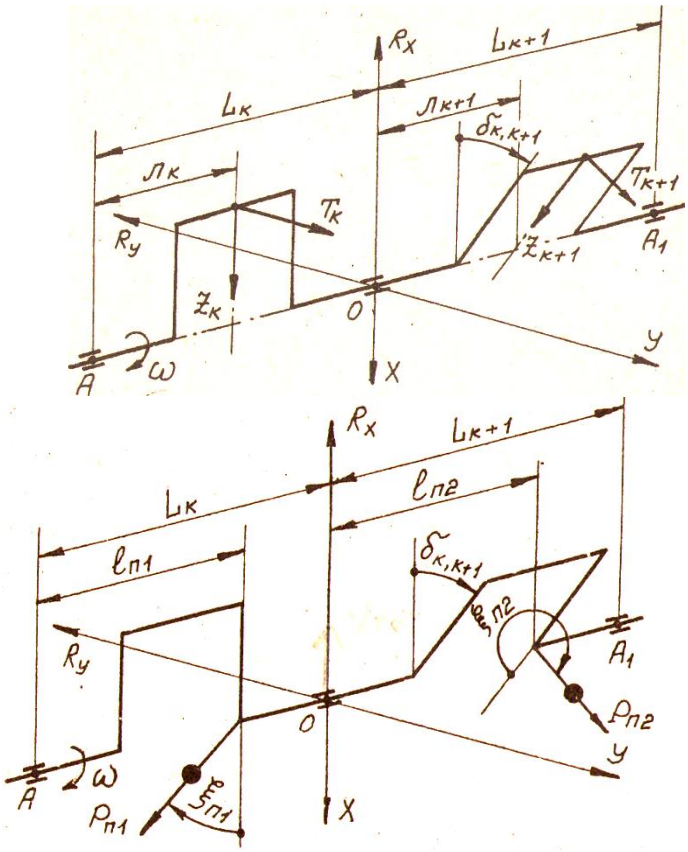

Рисунок 2.3 – Схеми до розрахунку навантажень на корінні шийки та підшипники

Розглядаючи моменти сил Z_K, і T_K відносно точки A та сил Z_{K+1} і T_{K+1} відносно точки A_1, знаходимо змінні навантаження на опору за формулами:

$$X_{пн} = Z_к \frac{Л_к}{L_к} + (T_{к+1} \cdot \sin\delta_{к,к+1} + Z_{к+1} \cdot \cos\delta_{к,к+1}) \frac{L_{к+1} - Л_{к+1}}{L_{к+1}}; \qquad (2.18)$$

$$Y_{пн} = T_к \frac{Л_к}{L_к} + (T_{к+1} \cdot \cos\delta_{к,к+1} - Z_{к+1} \cdot \sin\delta_{к,к+1}) \frac{L_{к+1} - Л_{к+1}}{L_{к+1}}. \qquad (2.19)$$

Тут кут $\delta_{к,к+1}$ виміряється від К-го кривошипа до кривошипа К+1 у напрямку обертання колінчатого вала.

Схеми на рисунку 2.3 дані для правого обертання. При лівому обертанні осі Y і R_Y міняються місцями.

Аналогічно знаходять постійні навантаження від сил інерції противаг. Для схеми розташування противаг, що показано на рисунку 2.3, отримані наступні формули:

$$X_{ПР} = P_{П1} \frac{l_{П1}}{L_к} \cos\xi_{П1} + P_{П2} \frac{L_{к+1} - l_{П2}}{L_{к+1}} \cos\left(\delta_{к,к+1} + \xi_{П2}\right); \qquad (2.20)$$

$$Y_{ПР} = -P_{П1} \frac{l_{П1}}{L_к} \sin\xi_{П1} - P_{П2} \frac{L_{к+1} - l_{П2}}{L_{к+1}} \sin\left(\delta_{к,к+1} + \xi_{П2}\right). \qquad (2.21)$$

Варто відмітити, що на рисунку 2.3 від'ємні знаки сил інерції противаг вже враховані їхнім напрямком. Тому у формулах (2.20) і (2.21) сили інерції противаг вважаємо додатними.

Кути $\xi_{Пi}$ встановлення противаг відраховуємо від площин кривошипів, на яких вони розташовані, у напрямку обертання колінчатого вала. Кути, що відраховуються в протилежному напрямку, вважаємо від'ємні.

Навантаження від передньої винесеної противаги передаються на опори 0,1 і 1.2 (рисунок 2.4). Розрахунок навантажень ведуть за формулами:

$$X_{ПР\,0,1} = P_{П0}\cos\xi_{П0}\frac{L_1 + l_{П0}}{L_1}; \qquad (2.22)$$

$$Y_{ПР\,0,1} = -P_{П0}\sin\xi_{П0}\frac{L_1 + l_{П0}}{L_1}. \qquad (2.23)$$

$$X_{ПР\,1,2} = -P_{П0}\cos\xi_{П0}\frac{L_{П0}}{L_{1,2}}; \qquad (2.24)$$

$$Y_{ПР\,1,2} = P_{П0}\sin\xi_{П0}\frac{L_{П0}}{L_{1,2}}. \qquad (2.25)$$

де $P_{ПО}$ – сила інерції противаги (у формули входить її абсолютна величина);

$\xi_{ПО}$ – кут встановлення противаги, що відраховується від площини першого кривошипа;

$L_{ПО}$ – відстань від середини опори 0,1 до площини дії сили інерції противаги.

Аналогічно визначають навантаження від задньої винесеної противаги на опори Z_{K-1}, Z_K і кінцеву.

Загальні навантаження на корінну шийку за осями R_X і R_Y знаходимо у вигляді алгебраїчних сум змінних і постійних навантажень:

$$R_x = X_{пн} + X_{пр}; \qquad (2.26)$$

$$R_y = Y_{пн} + Y_{пр}. \qquad (2.27)$$

Повне навантаження на корінну шийку:

$$R_k = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \qquad (2.28)$$

Навантаження на корінний підшипник у нерухомій системі координат $X - Y$ визначають за формулами;

$$X = R_x\cos\alpha + R_y\sin\alpha; \qquad (2.29)$$

$$Y = -R_x\sin\alpha + R_y\cos\alpha. \qquad (2.30)$$

2.5 Використання результатів динамічного розрахунку для оцінки нерівномірності обертання колінчатого вала

Ця оцінка полягає у визначенні ступеня нерівномірності обертання колінчатого вала за формулою:

$$\delta = \frac{A \cdot 10^3}{(\Theta_M + \Theta \cdot ZK) \cdot \omega^2}, \qquad (2.31)$$

де A – надлишкова робота сумарного крутного моменту двигуна, кН·м;

Θ - момент інерції рухомих мас КШМ в одному відсіку,·кг·м^2;

Θ_M - момент інерції маховика, кг·м^2.

Надлишкову роботу A визначають за графіком сумарного крутного моменту M_K , що розраховано в табл. 4.2. Для цього на графік M_K на рисунку 3.2 наносять лінію його середнього значення $M_{K\,CP}$. Між лінією поточних значень M_K і лінією його середнього значення $M_{K\,CP}$ утворяться площі фігур Fi, у масштабі, які уявляють собою надлишкову або недостатню роботу M_K. Визначають площу F найбільшої фігури та підставляють до формули:

$$A = F \cdot \mu_M \cdot \mu_\alpha, \qquad (2.32)$$

де μ_M – масштаб осі ординат, кН·м/см;

μ_α - масштаб осі абсцис, рад/см.

Для оцінки Θ можна скористатися емпіричною формулою В.П. Терских:

$$\Theta \approx \frac{10^{-2} \cdot R^3 (1{,}25 + 0{,}6 \cdot Z_п)(0{,}7 D_ц^2 \cdot Z_0 + L_K \cdot d)}{(1{,}4 + \frac{R}{D_ц \sqrt{Z_0}})}, \qquad (2.33)$$

де $Z_П$ – число противаг, що припадає в середньому на один кривошип;

Z_O – число циліндрів у відсіках.

Момент інерції маховика, кг·м^2,

$$\Theta_M \approx m_M \cdot R_M{}^2, \qquad (2.34)$$

де m – маса маховика, кг;

R_M – середній радіус обода маховика, м.

У дизель-генераторах необхідно враховувати момент інерції ротора генератора $\Theta_Г$, у судових двигунах – момент інерції гребного гвинта $\Theta в$.

Якщо величина δ задана, то формулу (2.31) можна використовувати для визначення Θ_M і розмірів маховика.

3 ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ДЛЯ ОЦІНКИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ КОЛІНЧАТОГО ВАЛА

Результати динамічних розрахунків КШМ використовують для розрахунку міцності, найважливішим з яких є розрахунок міцності колінчатого вала.

У даній главі описана методика розрахунку колінчатого вала на втомну міцність.

У даній методиці не враховуються постійні по величині сили інерції противаг, що впливають тільки на середні напруження циклів навантаження. Встановлено, що ці напруження практично не впливають на запаси міцності елементів колінчатих валів.

У якості вихідних даних для розрахунків приймають:

- діаметр корінної шийки D, м;
- діаметр отвору в корінній шийці D_1, м;
- межа втоми, матеріалу колінчатого вала τ_{-1}, МПа (вибирається залежно від матеріалу за довідковою літературою);
- діаметр шатунної шийки d, м;
- діаметр осьового отвору в шатунній шийці d_1, м.

3.1 Розрахунок корінної шийки

Корінні шийки піддаються деформаціям крутіння й згину, однак деформації згину незначні їх не враховують. Корінні шийки розраховують тільки на крутіння. Найбільш напруженою є шийка, для якої максимальна величина:

$$\Delta M_{К,К+1} = M^{МАКС}_{К,К+1} - M^{МИН}_{К,К+1}, \qquad (3.1)$$

де $M^{МАКС}_{К,К+1}$ й $M^{МИН}_{К,К+1}$ - вибираються для кожної шийки.

Для виявлення найбільш напруженої шийки укладаємо таблицю за формою А:

Форма А

Номера корінних шийок, К,К+1	1,2	2,3	…	К,К+1	…	ZК, К
$M^{МАКС}_{К,К+1}$						
$M^{МИН}_{К,К+1}$						
$\Delta M_{К,К+1}$						

З форми А вибираємо найбільшу величину $\Delta M_{K,K+1}$ та знаходимо амплітуду циклу дотичних напружень:

$$\tau_a = \frac{\left(\Delta M_{K,K+1}\right)_{MAKC}}{2 \cdot W^{K}_{KPO}} \qquad (3.2)$$

де $W^{K}_{KPO} = \varphi \cdot \frac{\pi}{16} \cdot D^3 \cdot \left(1 - \rho_K^4\right)$ – момент опору корінної шийки при крутінні з урахуванням послаблюючої дії мастильних свердлінь: при одному свердлінні φ = 0,9, при двох - φ = 0,8.

Тут $\rho_K = \frac{D_1}{D}$.

Запас міцності корінної шийки за дотичними напруженнми:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\lambda_\partial \cdot \frac{K_\tau}{E_\tau} \cdot \tau_a} \quad . \qquad (3.3)$$

Відношення ефективного коефіцієнта концентрації напруг для вала з поперечним свердлінням K_τ до масштабного коефіцієнта ε_τ приймають $\frac{K_\tau}{E_\tau} = 2,5$.

Коефіцієнт динамічності λ_∂, що враховує додаткові напруження від крутильних коливань, залежно від числа кривошипів Z_K колінчатого вала знаходять за таблицею 3.1

Таблицею 3.1 – Значення коефіцієнта λ_∂

Число кривошипів Z_K	3	4	5	6	8	9	10	12
Λ_∂	1,07	1,14	1,21	1,28	1,42	1,49	1,56	1,70

3.2 Розрахунок шатунної шийки в перетині по мастильному отвору

Напруги згину в розрахунковому перетині визначають за згинальним моментом $M_{И\theta}$, що діє в поздовжній площині, яка проходить через вісь отвору:

$$M_{И\Theta} = M_{ИZ} \cdot \cos\theta - M_{ИТ} \cdot \sin\theta \qquad (3.4)$$

Для К-ї шатунної шийки:

$$M_{ИZ} = Z_K \cdot \frac{Л_K \cdot (L_K - Л_K)}{L_K}, \qquad M_{ИТ} = T_K \cdot \frac{Л_к \cdot (L_K - Л_K)}{L_K} \qquad (3.5)$$

Розрахунок ведуть за різницею моментів:

$$\Delta M_{И\theta} = M_{И\theta}^{МАКС} - M_{И\theta}^{МИН} \qquad (3.6)$$

Закони зміни Z_K і T_K однакові для всіх шатунних шийок. Значення Z_K і T_K розраховані в таблиці.

Для знаходження $M_{И\theta}^{МАКС}$ й $M_{И\theta}^{МИН}$ укладають таблицю за формою Б.

Форма Б

αк	Zк	$Z_K \cdot \frac{Л_K \cdot (L_K - Л_K)}{L_K} cos\Theta$	Тк	$T_K \cdot \frac{Л_K \cdot (L_K - Л_K)}{L_K} sin\Theta$	$\Delta M_{И\theta} = [3] - [5]$

Множники $\frac{Л_K \cdot (L_K - Л_K)}{L_K}$ звичайно однакові або близькі для всіх кривошипів. Розрахунок таблиці варто вести лише для декількох значень α поблизу Z_{MAX} і T_{MAX} і декількох значень α поблизу Z_{MIN} і T_{MIN}, що забезпечує виявлення $M_{И\theta}^{МАКС}$ й $M_{И\theta}^{МИН}$. Далі визначають амплітуду нормальних напружень σ_a і запас міцності для них n_σ:

$$\sigma_a = \frac{\Delta M_{И\theta}}{2 \cdot W_{ИО}^{Ш}} \qquad (3.7)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{E_\sigma} \cdot \sigma_a} \qquad (3.8)$$

де $W_{ИО}^{Ш} = \varphi \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot (1 - \rho_Ш^4)$, $\rho_Ш = \frac{d_1}{d}$, $\frac{K_\sigma}{E_\sigma} = 2,5$.

φ = 0,9 - коефіцієнт, що враховує дію послаблення, від отвору для підведення мастила.

Скручуючи моменти для різних шатунних шийок змінюються по-різному, тому що вони залежать від підходящих моментів $M_{K-1,K}$.. Розрахунку підлягає шатунна шийка, для якої найбільша різниця $\Delta M_{кр}$

$$\Delta M_{KP} = M_{KP}^{MAKC} - M_{KP}^{MIH} \qquad (3.9)$$

Ці різниці розраховуються в таблиці за формою В.

Форма В

α_2, град	M_2, кН·м	$M_{2,3}$, кН·м	α_3, град	M_3, кН·м	$M_{3,4}$, кН·м

Розрахунок форми В треба вести тільки для тих значень α_K які перебувають поблизу максимальних значень $M_{K-1,K}$ и T_K і поблизу мінімальних значень $M_{K-1,K}$ и T_K. Ці значення виявляють із таблиць зі значеннями моментів і сил, які діють у КШМ.

За найбільшою різницею $(\Delta M_{KPк})_{MAKC}$ з форми В знаходять найбільшу амплітуду дотичних напружень τ_a та запас міцності по них n_τ

$$\tau_a = \frac{(\Delta M_{KP})_{MAKC}}{2 \cdot W_{KPO}^{III}} \qquad (3.10)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\lambda_o \cdot \frac{K_\tau}{E_\tau} \cdot \tau_a} \qquad (3.11)$$

Повний запас міцності:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \qquad (3.12)$$

3.3 Розрахунок щік у перетинах по галтелях шатунних шийок

Найбільш напруженими є точки сполучення щік із шатунними шийками в площині кривошипа. Напруги в цих точках виникають тільки від дії сил Z і T на даному кривошипі, внаслідок чого закони зміни напруг на всіх кривошипах однакові. Найбільші значення напруг виникають на щоках з найменшою товщиною, розташованих біля самих довгих корінних шийок. Таку щоку легко виявити за кресленням колінчатого вала. Нею може виявитися як передня, так і задня щока.

Для визначення амплітуд нормальних напружень σ_a й дотичних τ_a в розрахунковій точці щоки використовують сили Z_{MAX}, T_{MAX} і Z_{MIN} і T_{MIN}.

При розрахунку передньої щоки К-го кривошипа:

$$\sigma_{a1} = \frac{Z_{МАКС} - Z_{МИН}}{2 \cdot L} \cdot (L - Л) \cdot \left(\frac{a + в}{2 \cdot W_{И1}} + \frac{1}{в \cdot h} \right) \quad (3.13)$$

$$\tau_{a1} = \frac{T_{МАКС} - T_{МИН}}{2 \cdot L} \cdot (L - Л) \cdot \frac{a + в}{2 \cdot q_1 \cdot h \cdot в^2} \quad (3.14)$$

При розрахунку задньої щоки К-го кривошипа:

$$\sigma_{a2} = \frac{Z_{МАКС} - Z_{МИН}}{2 \cdot L} \cdot Л \cdot \left(\frac{a + в}{2 \cdot W_{И2}} + \frac{1}{в \cdot h} \right) \quad (3.15)$$

$$\tau_{a2} = \frac{T_{МАКС} - T_{МИН}}{2 \cdot L} \cdot Л \cdot \frac{a + в}{2 \cdot q_1 \cdot h \cdot в^2} \quad (3.16)$$

Значення коефіцієнта q_j залежно від h_{kj}/b_{kj} знаходять у таблиці 3.2

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнта q_j

h_{kj}/b_{kj}	2	3	4	5	6
q_j	0,25	0,27	0,28	0,289	0,298

Запаси міцності в розрахункових точках щік за нормальними напруженнями n_σ, за дотичними напруженнями n_τ і повний n знаходять за формулами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a}, \qquad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a}, \qquad n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (3.17)$$

Значення ефективних коефіцієнтів концентрації напруг K_σ та K_τ і масштабних коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$ приймають із таблиць 3.3 та 3.4

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнтів K_σ та K_τ

r/d	0,025	0,050	0,075	0,100
K_σ	1,90	1,75	1,63	1,50
K_τ	1,75	1,50	1,32	1,20

Таблиця 3.4 – Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$

Матеріал вала	Діаметр шийки d, мм				
	50	100	200	300	500
Вуглецева сталь	0,81	0,70	0,64	0,62	0,61
Легована сталь	0,70	0,63	0,57	0,55	0,54
Високоміцний чавун	0,63	0,37	0,52	-	-

Список літератури:

1 Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев — Москва ФГУП: Высшая школа, 2007. — Т. 2: Динамика и конструирование. — 2007 — 400 с

2 Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей/ под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — Машиностроение, 1979. — 248с.

3 Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей.: учебник для ВУЗов / Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А., Морин М.М., Скворцов Г.А. — М.: Высшая школа, 1978. — 133с.

Зміст

ВСТУП 2
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ 3
1.1. Особливості двигунів, що розраховуються, та методики динамічного розрахунку 3
1.2 Методика підготовки вихідних даних для виконання динамічного розрахунку 5
2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ СИЛ І КРУТНИХ МОМЕНТІВ У КРИВОШИПНО-ШАТУННИХ МЕХАНІЗМАХ 7
2.1 Розрахунок сил і крутного моменту у відсіку однорядного двигуна 7
2.2 Розрахунок сил і крутного моменту у відсіку V-подібного двигуна 9
2.3 Розрахунок крутних моментів, що передаються корінними шийками 10
2.4 Розрахунок навантажень на шатунні шийки та підшипники, побудова годографів навантажень 11
2.5 Розрахунок навантажень на корінні шийки та підшипники, побудова годографів навантажень 13
Список літератури: 23
ДОДАТОК 25

ДОДАТОК

Приклад розрахунку динаміки КШМ дизеля 4ЧН12/14

1 Вихідні дані для динамічного розрахунку

Діаметр циліндра D = 0,120 м.

Хід поршня S = 0,140 м.

Довжина шатуна L = 0,250 м.

Частота обертання колінчатого вала двигуна n = 1800 хв$^{-1}$.

Маса поршня $m_{П.}$ = 3,1 кг.

Маса шатуна в зборі $m_{.}$ = 4,3 кг.

Безрозмірна координата центра мас шатуна $L_В/L$ = 0,32.

Зовнішній діаметр шатунної шийки d = 0,078 м.

Діаметр отвору в шатунній шийці d_1 = 0,031 м.

Довжина шатунної шийки C = 0,051 м.

Довжина корінних шийок a, м $a_{0,1}$=0,058; $a_{1,2}$=$a_{3,4}$=0,044; $a_{2,3}$=0,064; $a_{4,к}$=0,065

Ширина щоки h = 0,150 м.

Висота щоки H = 0,175 м.

Безрозмірна координата центра мас щоки $X_{Щ.}/R$ = 0,5.

Товщина щік $b_{i,j}$ = 0,02675 м.

Масовий момент інерції маховика $Θ_м$= 2,4 кг*м^2

2 Допоміжні розрахунки

Площа поршня,

$$F_n = \frac{\pi \times D_ц}{4} = \frac{3{,}14 \times 0{,}12^2}{4} = 0{,}011304\, м^2.$$

Радіус кривошипа,

$$R = \frac{S}{2} = \frac{0{,}14}{2} = 0{,}07\, м.$$

Кінематичний коефіцієнт

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0{,}07}{0{,}25} = 0{,}28.$$

Кутова частота обертання колінчатого вала,

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} = \frac{3{,}14 \times 1800}{30} = 188{,}4\ с^{-1}.$$

Прямолінійно рухома маса, у циліндрі двигуна,

$$m_a = m_n + m_L \frac{L_B}{L} = 3{,}1 + 4{,}3 \cdot 0{,}32 = 4{,}476 кг.$$

Обертова маса шатуна у відсіку двигуна,

$$m_{BL} = m_L \left(1 - \frac{L_B}{L}\right) = 4{,}3 \cdot (1 - 0{,}32) = 2{,}92 \text{ кг}.$$

Маса шатунної шийки, наведена до її осі,

$$m_{Ш} = \frac{\pi}{4}\left[d^2 - d_1^2\left(1 + \frac{E}{R}\right)\right] c \cdot \rho;$$

$$m_{Ш} = \frac{3{,}14}{4}\left[0{,}078^2 - 0{,}031^2\left(1 + \frac{0}{0{,}07}\right)\right] \cdot 0{,}051 \cdot 7800 = 1{,}6 кг.$$

Маса щоки, наведена до осі шатунної шийки,

$$m_щ = \frac{\pi}{4}\left[H \cdot h - D_1^2 - d_1^2\left(1 + \frac{E}{R}\right)\right] \frac{X_ш}{R} \cdot b \cdot \rho;$$

$$m_щ = \frac{3{,}14}{4}\left[0{,}175 \cdot 0{,}15 - 0 - 0{,}031^2\left(1 + \frac{0}{0{,}07}\right)\right] \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}02675 \cdot 7800 = 2{,}071 \text{ кг}.$$

Наведена маса кривошипа,

$$m_к = m_ш + 2\, m_щ = 1{,}6 + 2 \times 2{,}071 = 5{,}742 \text{ кг}$$

Обертова маса у відсіку двигуна,

$$m_в = m_к + m_{BL} = 5{,}742 + 2{,}924 = 8{,}65 \text{ кг}.$$

Сила інерції обертової маси,

$$P_{ИВ} = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 = -8{,}65 \cdot 0{,}07 \cdot 188{,}4^2 = -21491{,}95 H.$$

Сила інерції обертової частини шатуна Рив,

$$P_{ИВ_L} = -m_{B_L} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -2{,}92 \cdot 0{,}07 \cdot 188{,}4^2 = -7255{,}1 H.$$

3 Розрахунок сил і крутного моменту у відсіку двигуна

Для розрахунку сил та крутного моменту використовують наступні залежності.

Сила тиску газів, кН:

$$P_{Г.} = (p - 0{,}1) \cdot F_{П.} \cdot 10^3$$

де р - поточне значення тиску газів у циліндрі, МПа.

Прискорення прямолінійно рухомих мас, м/с^2,

$$a = \left(\frac{a}{R \cdot \omega^2}\right) \cdot R \cdot \omega^2 \approx R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)),$$

де α - кут повороту кривошипа, градуси.

Сила інерції прямолінійно рухомих мас, кН,

$$P_{И.А} = -m_A \cdot a \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила, що діє в т. А, кН,

$$P_A = P_{Г.} + P_{И.А}.$$

Нормальна сила, передана поршнем на стінку циліндра, кН,

$$N_A = P_A \cdot tg\beta \approx P_A \cdot \lambda \cdot \sin\alpha,$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикалі, град,

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha).$$

Сила, передана по шатуну на кривошип, кН

$$Q_A = \frac{P_A}{cos\beta} \approx \frac{P_A}{1 - 0{,}5 \cdot \lambda^2 \cdot sin^2\alpha}.$$

Радіальна складова сили Q_A на кривошипі, кН,

$$Z_A = P_A \cdot \frac{cos(\alpha + \beta)}{cos\beta} \approx P_A \cdot (cos\alpha \cdot (1 + \lambda \cdot cos\alpha) - \lambda).$$

Повна радіальна сила у відсіці, кН,

$$Z = Z_A + P_{И.В} = Z_A - m_B \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}.$$

Тангенціальна складова сили Q_A на кривошипі, кН,

$$T_A = P_A \cdot \frac{sin(\alpha + \beta)}{cos\beta} \approx P_A \cdot (sin\alpha + 0{,}5 \cdot \lambda \cdot sin(2 \cdot \alpha)).$$

Крутний момент на кривошипі, кН·м,

$$\boldsymbol{M = T_A \cdot R}.$$

Погрішність розрахунку

$$\delta = \frac{|M_i - M_{кср}|}{M_i} \cdot 100\%$$

де M_i – значення індикаторного крутного моменту, кН· м,

$$M_i = 318(P_i + P_{НП}) \cdot V_h \frac{z_0}{\tau},$$

де P_i – середній індикаторний тиск, МПа;

$P_{НП}$ – тиск насосних втрат, МПа;

V_h – об`єм двигуна;

Z_0 - число циліндрів двигуна;
τ - тактность двигуна;

$$M_{\kappa i} = 318 \cdot (1,2181 - 0,019) \cdot 0,001583 \cdot \frac{1}{4} = 0,1509;$$

$M_{\kappa ср}$ – середнє значення крутного моменту, кН· м,

$$M_{\kappa ср} = \frac{\sum_{i=1}^{72} M_{\kappa i}}{72} = \frac{11,151}{72} = 0,1548,$$

де $M_{\kappa i}$ – поточне значення крутного моменту, кН· м,

$$\delta = \frac{|0,1509 - 0,1548|}{0,1509} \cdot 100\% = 2,6\%.$$

Похибка розрахунку повинна дорівнювати не більше 5%,що задовольняє даним розрахунку δ < 5%.

Розрахунок сил і крутного моменту у відсіці двигуна у інтервалі кутів повороту кривошипа від 0º до 710º с кроком $\Delta\alpha$ = 10º наведений у таблиці 1.1.

На рисунках 1.2 - 1.3 зображені графіки залежностей розрахованих сил від кута повороту кривошипа. Для наочності, значення крутного моменту на кривошипі й загального крутного моменту, що розраховані нижче, від кута повороту кривошипа, зображені на одному графіку (рис.1.5).

Таблиця 1.1- Розрахунок сил і крутних моментів у відсіку двигуна

α, град	рц, МПа	Рг, кН	а, м/с^2	Риа, кН	P_a,кН	β, град	Na,кН	Qa, кН	Za, кН	Z, кН	Та, кН	Мк, кН
0	0,1666	0,75	3180,313	-14,235	-13,482	0,00	0,000	-13,482	-13,482	-34,973	0,000	0
10	0,156	0,63	3100,610	-13,878	-13,245	2,79	-0,645	-13,261	-12,917	-34,408	-2,935	-0,205
20	0,156	0,63	2867,710	-12,836	-12,203	5,50	-1,174	-12,259	-11,017	-32,508	-5,277	-0,369
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
710	0,1771	0,87	3100,610	-13,878	-13,006	-2,79	0,633	-13,022	-12,685	-34,176	2,882	0,202

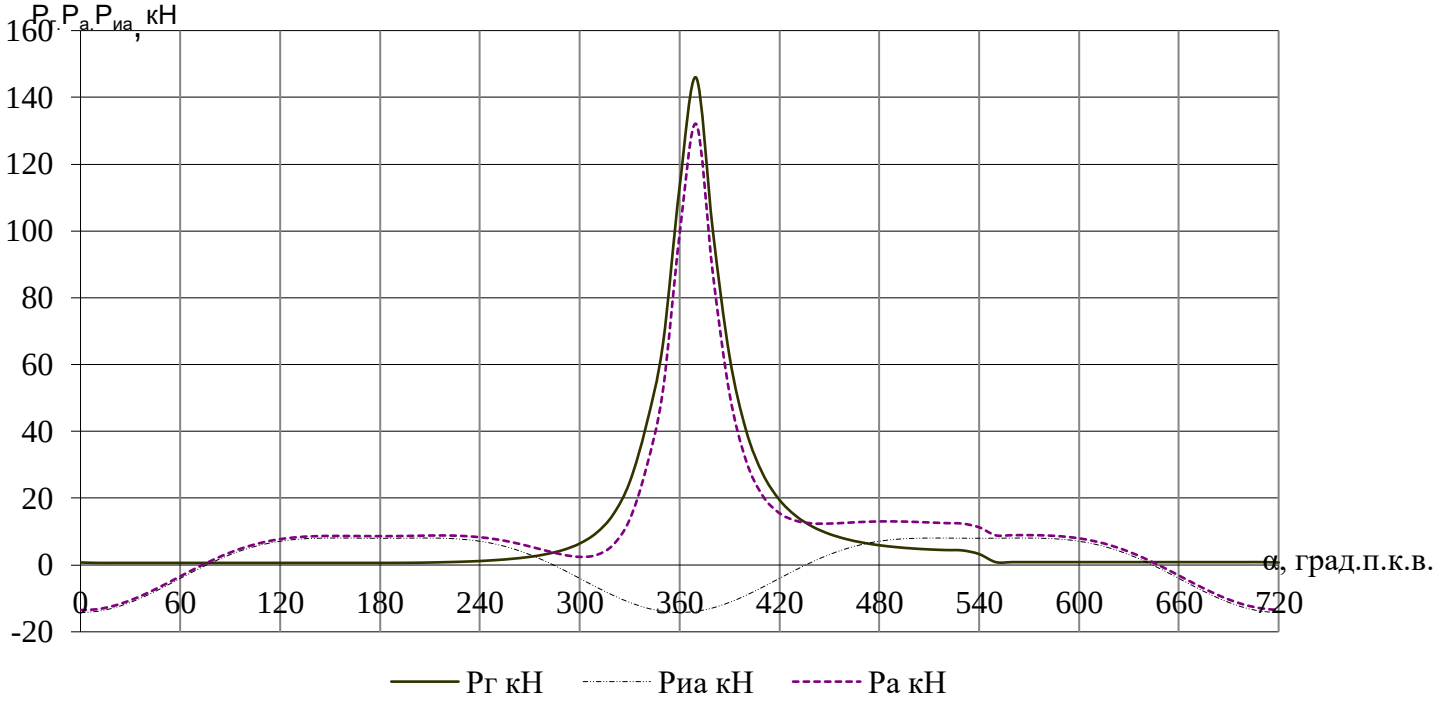

Рисунок 1.2 - Сили Рг , Риа , Ра, що діють у відсіку двигуна

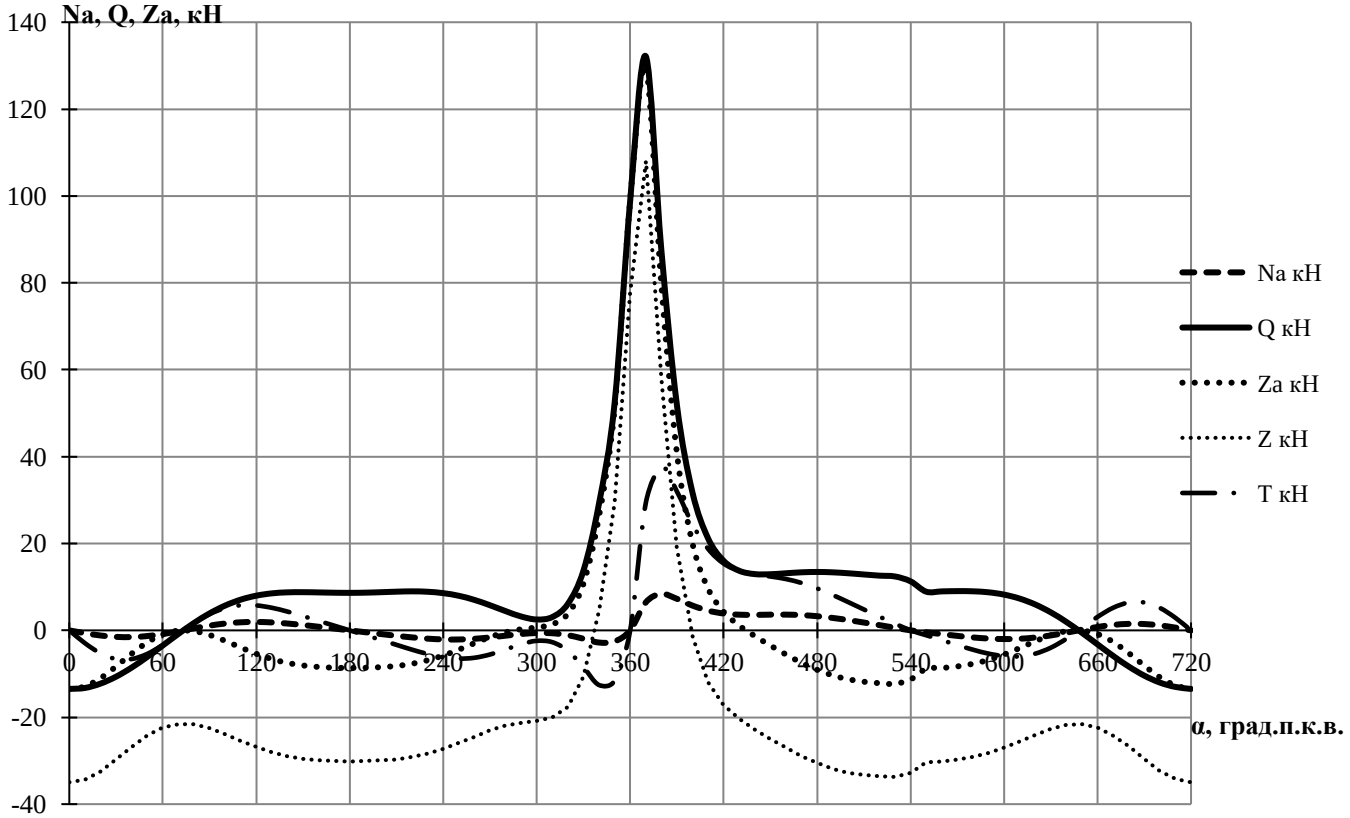

Рисунок 1.3 - Сили Na , Qa , Za, T, Z, що діють у відсіку двигуна

4 Розрахунок крутних моментів, переданих корінними шейками

Крутний момент на носку колінчастого вала, кН·м,

$$M_{0,1}=N_{eo}/\omega,$$

де N_{eo} – потужність, яка підводиться або відводиться з носка колінчастого вала, кВт,

$$M_{0,1}=0 \text{ кН·м.}$$

Крутний момент на корінній шийці 1,2, кН·м,

$$M_{1,2}=M_{0,1}+M_1,$$

де M_1 – крутний момент створюваний на 1м кривошипі, кН·м.
Крутний момент на корінній шийці 2,3, кН·м,

$$M_{2,3}=M_{1,2}+M_2,$$

де M_2 – крутний момент створюваний на 2м кривошипі, кН· м.
Крутний момент на корінній шийці 3,4, кН·м,

$$M_{3,4}=M_{2,3}+M_3,$$

де M_3 – крутний момент створюваний на 3м кривошипі, кН·м.
Крутний момент на корінній шийці 4,к, кН·м,

$$M_{4,к}=M_к= M_{3,4}+M_4,$$

де M_4 – крутний момент створюваний на 4му кривошипі, кН·м;
$M_к$ – сумарний крутний момент на фланці колінчастого валу.
Визначаємо інтервал роботи суміжних циліндрів у градусах повороту колінчастого валу,

$$\Delta_p = \frac{180 \cdot \tau}{z},$$

де: τ - тактность двигуна;
z – число циліндрів двигуна.

$$\Delta_p = \frac{180 \cdot 4}{4} = 180°$$

Визначаємо відставання роботи циліндрів двигуна від першого,

$$\Delta_i=\Delta_p \cdot (S-1),$$

де i – номер циліндра;
S – номер $i^{го}$ циліндра в послідовності роботи циліндрів двигуна(ПРЦД).

ПРЦД 1-3-4-2
S 1-2-3-4

$$\Delta_1=180\cdot(1-1)=0^0;$$
$$\Delta_2=180\cdot(4-1)=540^0;$$
$$\Delta_3=180\ (2-1)=180^0;$$

Δ_4=180 (3-1)=360^0.

Початкове значення кутів повороту кривошипа,

α_i=720-Δ_i.

α_1=720^0-0=720^0;

α_2=720^0-540=180^0;

α_3=720^0-180=540^0;

α_4=720^0-360=360^0.

Результати розрахунків представлені в таблиці 4.2.

Погрішність розрахунку

$$\delta = \frac{\left|M_i - M_{кср}\right|}{M_i} \cdot 100\%,$$

де M_i – значення індикаторного крутного моменту, кН· м,

$$M_i = 318(P_i + P_{НП}) \cdot V_h \frac{z}{\tau},$$

де P_i – середній індикаторний тиск, МПа;

$P_{НП}$ – тиск насосних втрат, МПа;

V_h – об`єм двигуна;

z - число циліндрів двигуна;

τ - тактность двигуна;

$$M_{кі} = 318 \cdot (1,2181 - 0,019) \cdot 0,001583 \cdot \frac{4}{4} = 0,6036;$$

$M_{кср}$ – середнє значення крутного моменту, кН· м,

$$M_{кср} = \frac{\sum_{i=1}^{72} M_{кі}}{72} = \frac{44,6}{72} = 0,619,$$

де $M_{кі}$ – поточне значення крутного моменту, кН· м,

$$\delta = \frac{\left|0,6036 - 0,619\right|}{0,6036} \cdot 100\% = 2,6\%.$$

Похибка розрахунку повинна дорівнювати не більше 5%,що задовольняє даним розрахунку $\delta < 5\%$.

Таблиця 1.2 - Розрахунок крутних моментів переданих корінним шийкам. Розрахунок сумарного крутного моменту

α_1	$M1=M_{1,2}$	α_2	M_2	$M_{2,3}$	α_3	M_3	$M_{3,4}$	α_4	M_4	$M_к$
°п.к.в.	кН*м	°п.к.в.	кН*м	кН·м	°п.к.в.	кН*м	кН·м	°п.к.в.	кН*м	кН*м
0	0	180	0	0	540	0	0	360	0	0
10	-0,20544	190	-0,07630	-0,28174	550	-0,07830	-0,36004	370	2,04774	1,68769
20	-0,36937	200	-0,15400	-0,52337	560	-0,15741	-0,68078	380	2,64017	1,95940
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
720	0	180	0	0	540	0	0	360	0	0

За розрахованим значенням будується графік залежності загального крутного моменту, створюваного двигуном, від кута повороту колінчатого вала, представлений на рисунку 1.5.

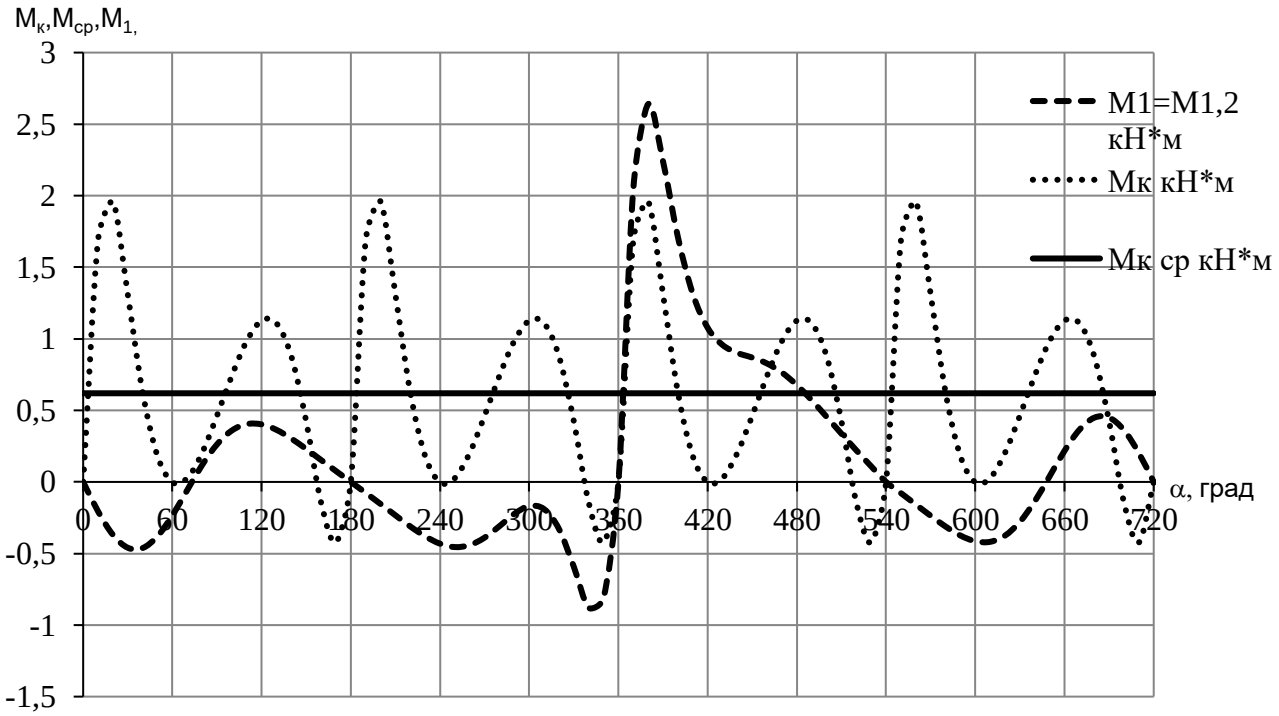

Рисунок 1.5 - Залежність крутних моментів від кута поворота колінчастого валу

5 Розрахунок навантажень на шатунні шийки й підшипники

Радіальна складова навантаження на шатунну шийку, кН,

$$Z_{Ш.} = Z_A + P_{B.L.} = Z_A - m_{B.L.} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}.$$

Тангенціальна складова навантаження на шатунну шийку, кН,

$$T_{Ш.} = T_A.$$

Повне навантаження на шатунну шийку, кН,

$$K_{Ш.} = \sqrt{Z_{Ш.}{}^2 + T_{Ш.}{}^2}\ .$$

Отримані значення навантажень $Z_{Ш.}$ і $T_{Ш.}$ можна використати для визначення навантажень на шатунний підшипник. Складові навантажень, кН,

$$R_{Z.Ш.} = T_{Ш.} \cdot sin(\alpha + \beta) + Z_{Ш.} \cdot cos(\alpha + \beta);$$

$$R_{тш} = T_{ш} \cdot cos(\alpha + \beta) - Z_{ш} \cdot sin(\alpha + \beta).$$

Повне навантаження на шатунний підшипник, кН,

$$R_{ш} = \sqrt{R_{zш}{}^2 + R_{тш}{}^2}\ .$$

Значення Z_A і ТА при заданому куті повороту кривошипа вибирають із таблиці 1.1. Всі розрахунки по пункті 1.5 для кутів повороту кривошипа від 0º до 710º с кроком $\Delta\alpha$ = 10º представлені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Розрахунок навантажень на шатунні шийки й підшипники

α, град	Za, кН	Та=Тш, кН	Zш, кН	Кш, кН	β, град	$R_{zш}$, кН	$R_{тш}$, кН
0	-13,48	0,00	-20,74	20,74	0,00	-20,74	0,00
10	-12,92	-2,93	-20,17	20,38	2,79	-20,32	1,60
20	-11,02	-5,28	-18,27	19,02	5,50	-18,76	3,10
…	…	…	…	…	…	…	…
710	-12,68	2,88	-19,94	20,15	-2,79	-20,08	-1,60

За результатами даного розрахунку побудовані годографи навантажень на шатунну шийку та шатунний підшипник, рисунки 1.6-1.7.

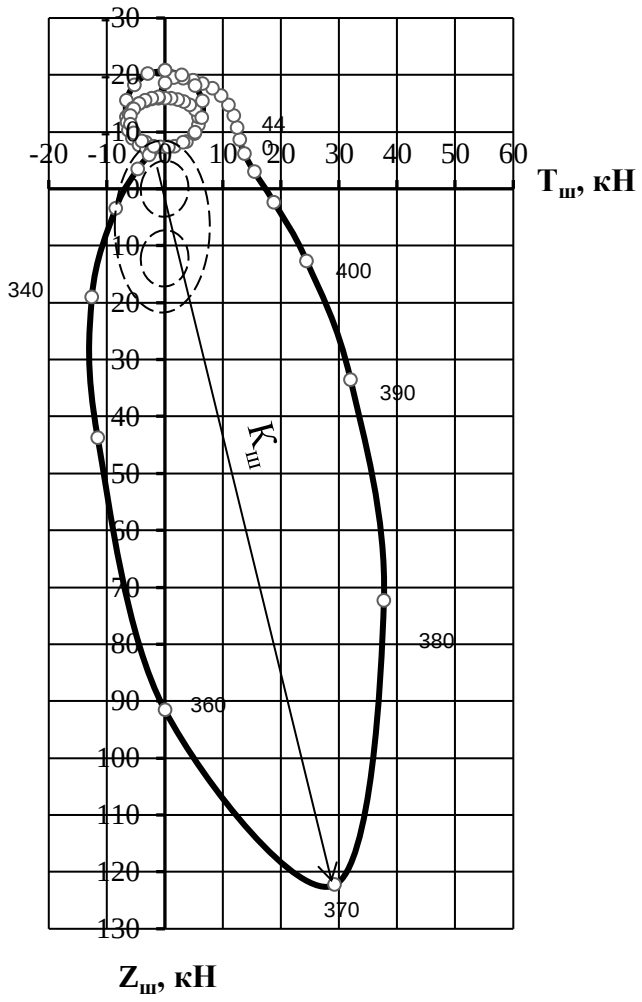

Рисунок 4.8 - Годограф навантажень на шатунну шийку

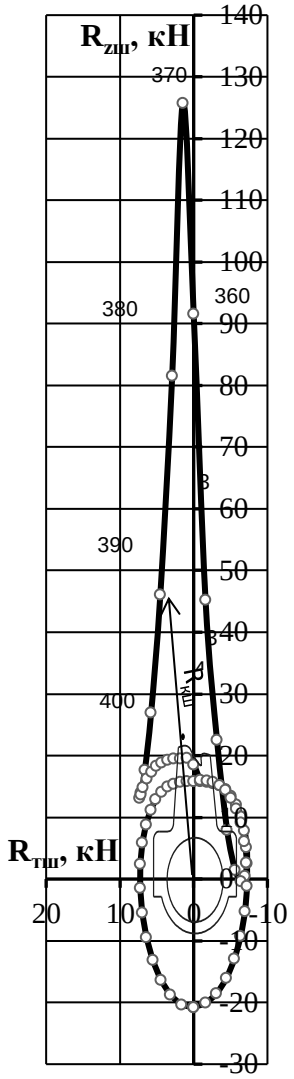

Рисунок 4.9 - Годограф навантажень на шатунний підшипник

6 Розрахунок навантажень на корінну шийку й підшипник

Розрахунок навантажень на корінну шийку будемо проводити для шийки 2-3. Для цього розглянемо схему представлену на рисунку 4.11.

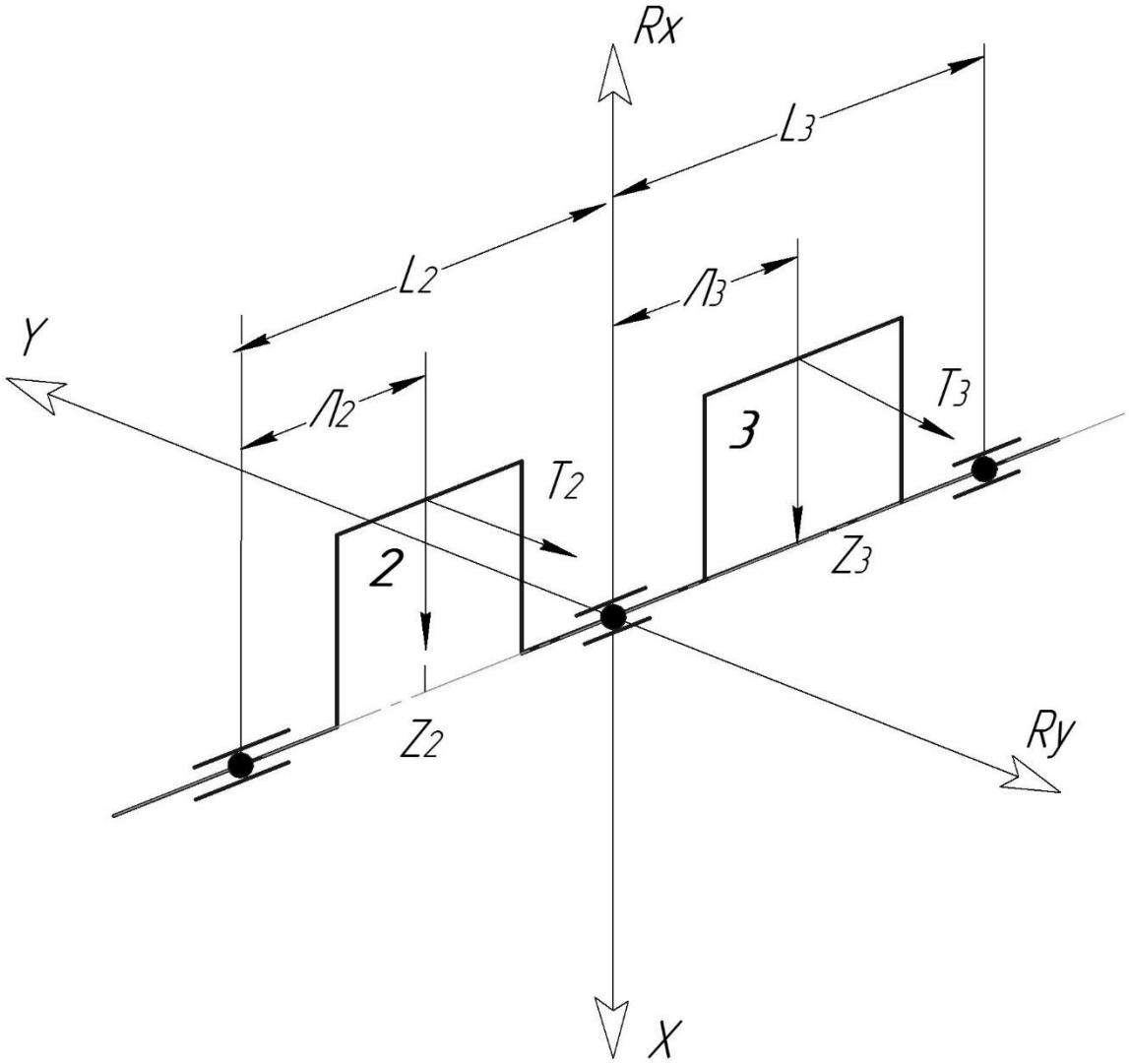

Рисунок 4.11 – Схема розрахунку навантажень на корінну шийку й підшипник: $Л_2$ = 0,073 *м*; $Л_3$ = 0.085 *м*; L_2 = L_3 = 0.158 *м*

Загальні навантаження на корінну шийку по осях R_x й R_y знаходимо у вигляді алгебраїчних сум змінних і постійних навантажень, кН,

$$R_x = X_{пн} + X_{пр}$$
$$R_y = Y_{пн} + Y_{пр}$$

де $X_{пн}$, $Y_{пн}$ - змінні навантаження діючі на опору, кН;

$Y_{ПР}, X_{ПР}$ – постійні.

$$X_{пн} = Z_2 \frac{Л_2}{L_2} + (T_3 \cdot \sin\delta_{2,3} + Z_3 \cdot \cos\delta_{2,3}) \frac{L_3 - Л_3}{L_3};$$

$$Y_{пн} = T_2 \frac{Л_2}{L_2} + (T_3 \cdot \cos\delta_{2,3} - Z_3 \cdot \sin\delta_{2,3}) \frac{L_3 - Л_3}{L_3},$$

де кут $\delta = 0$ - виміряється від к^{го} кривошипа до кривошипа до к+1 у напрямку обертання колінчатого валу.

У зв'язку з тим, що противаги на колінчатому валу відсутні, ці вираження перетворяться й одержують такий вид:

$$R_x = X_{пн} \; ;$$
$$R_y = Y_{пн}$$

для корінної опори 2,3

$$\mathrm{R_x} = Z_2 \frac{Л_2}{L_2} + (T_3 \cdot \sin 0 + Z_3 \cdot \cos 0) \frac{L_3 - Л_3}{L_3},$$

$$\mathrm{R_x} = Z_2 \frac{0{,}073}{0{,}158} + (T_3 \cdot 0 + Z_3 \cdot 1) \frac{0{,}158 - 0{,}085}{0{,}158} = 0{,}462 \cdot (Z_2 + Z_3) \; ;$$

$$\mathrm{R_y} = T_2 \frac{Л_2}{L_2} + (T_3 \cdot \cos 0 - Z_3 \cdot \sin 0) \frac{L_3 - Л_3}{L_3},$$

$$\mathrm{R_y} = T_2 \frac{0{,}073}{0{,}158} + (T_3 \cdot 1 - Z_3 \cdot 0) \frac{0{,}158 - 0{,}085}{0{,}158} = 0{,}462 (T_2 + T_3)$$

Повне навантаження на корінну шийку, кН,

$$R_k = \sqrt{\mathrm{R_x^2} + \mathrm{R_y^2}} \; .$$

Навантаження на корінний підшипник, кН,

$$X = R_x \cos\alpha + R_y \sin\alpha \; ;$$

$$Y = -R_x \sin\alpha + R_y \cos\alpha \; .$$

Результати розрахунку представлені в таблиці 4.4. За результатами розрахунку побудований годограф навантажень на корінну шийку – рисунок 4.12, годограф навантажень на корінний підшипник – рисунок 4.13.

Таблиця 4.4 - Розрахунок навантажень на корінну опору й підшипник

α_2	Z_2	T_2	α_3	Z_3	T_3	$R_{x\,2,3}$	$R_{y2,3}$	$R_{к\,2,3}$	$X_{2,3}$	$Y_{2,3}$
°п.к.в.	кН	кН	°п.к.в.	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	-34,973	0,000	360	77,371	0,000	19,588	0,000	19,588	19,588	0,000
10	-34,408	-2,935	370	108,066	29,253	34,030	12,159	36,137	35,624	6,065
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
710	-34,176	2,882	350	29,491	-11,573	-2,164	-4,015	4,561	-1,434	-4,330

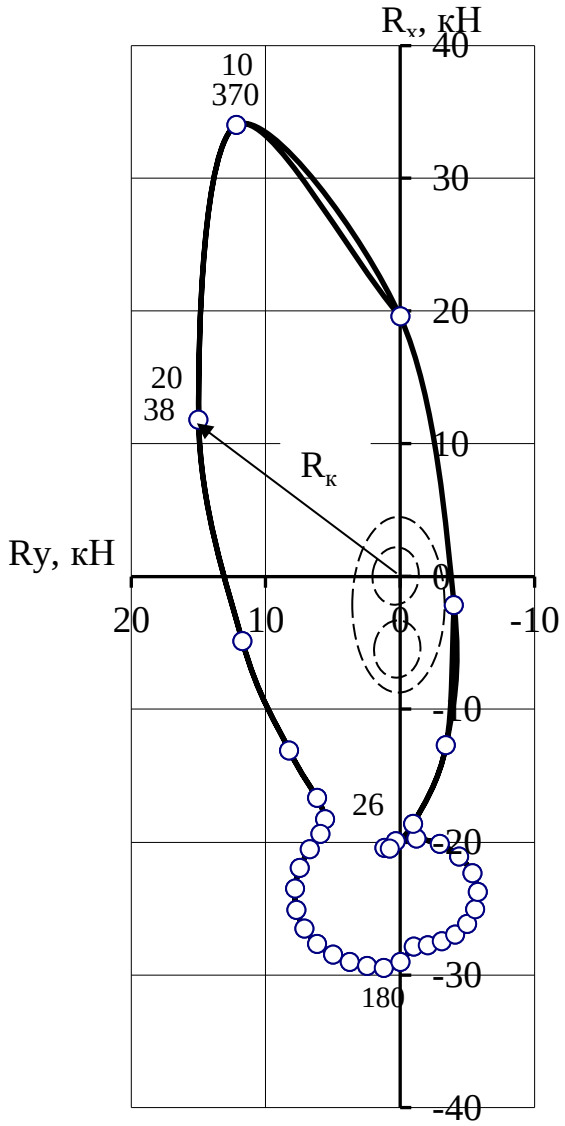

Рисунок 4.13 - Годограф навантажень на корінну шийку 2,3

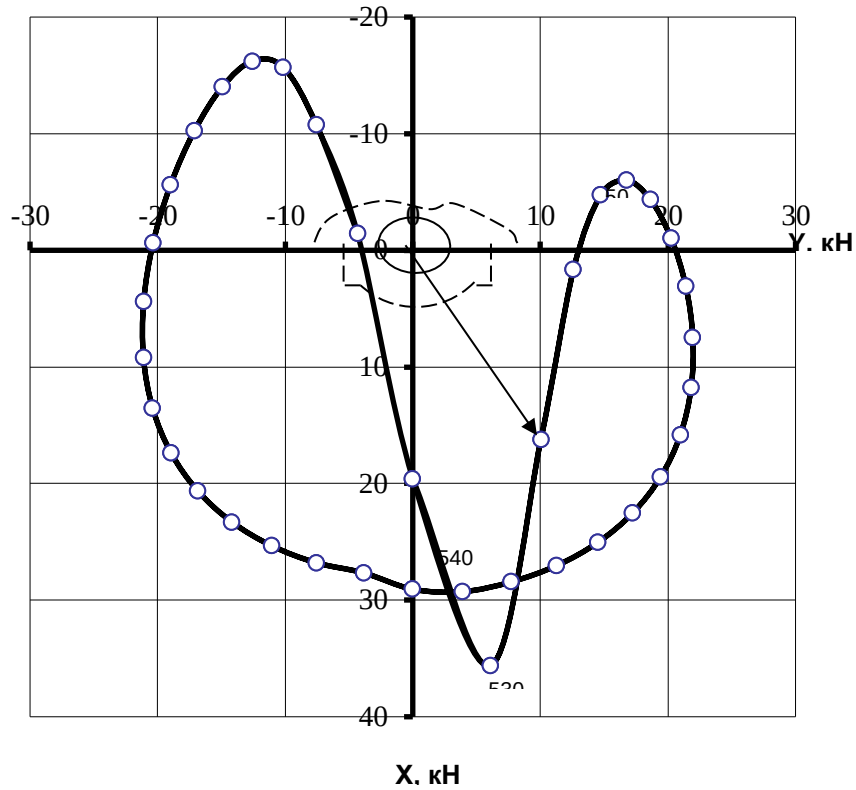

Рисунок 4.14 Годограф навантажень на корінний підшипник

7 Оцінка нерівномірності обертання колінчастого вала

Надлишкова робота сумарного крутного моменту двигуна визначається як площа найбільшої фігури, утвореної кривими загального крутного моменту двигуна, $M_{кр.}$, і середнього крутного моменту, $M_{Кр.сер.}$ (рисунок 4.5), з урахуванням масштабу графіка, дорівнює:

$$A = F \cdot \mu_\alpha \cdot \mu_M$$

де F= 239 мм^2 – площа найбільшої фігури (див. рисунок 4.5);

$\mu_\alpha = \frac{12,566}{210} = 0,0598$ – масштаб по осі абсцис, рад/мм;

$\mu_M = \frac{2}{52} = 0,0385$ - масштаб по осі ординат, кН·м/мм.

$$A = F \cdot \mu_\alpha \cdot \mu_M = 239 \cdot 0,0598 \cdot 0,0385 = 0,549 кН \cdot м$$

Момент інерції мас, що рухаються, кривошипно-шатунного механізму в одному відсіку визначається за формулою:

$$\theta = \frac{10^4 \cdot R^3 (1,25 + 0,6 \cdot z_п)(0,7 D_ц^2 \cdot z_0 + L_K \cdot d)}{(1,4 + \frac{R}{D_ц \sqrt{Z_0}})}$$

де R = 0,07 м – радіус кривошипа;

$z_п$ = 0 – кількість противаг;

$D_ц$ = 0,12 м – діаметр циліндра;

Z_0 = 1 – кількість циліндрів у відсіку;

$L_к$ = 0,158 м – довжина кривошипа, м;

d = 0,078 м – діаметр шатунної шийки, м.

$$\theta = \frac{10^4 \cdot 0,07^3 (1,25 + 0,6 \cdot 0)(0,7 \cdot 0,12^2 \cdot 1 + 0,158 \cdot 0,078)}{(1,4 + \frac{0,07}{0,12\sqrt{1}})} = 0,0484$$

Ступінь нерівномірності обертання дорівнює:

$$\delta = \frac{A \cdot 10^3}{(\theta_M + \theta \cdot z \cdot к) \cdot \omega^2} = \frac{0,549 \cdot 10^3}{(2,4 + 0,0484 \cdot 4) \cdot 188,4^2} = 0,006$$

Розрахована ступінь нерівномірності обертання колінчатого вала не перевищує допустимого значення для автотракторних двигунів δ = 0,02.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до розрахункової роботи
«Динамічний розрахунок

кривошипно-шатунного механізму двигуна»

з дисципліни «Динаміка та міцність ч.1»

для студентів спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

Укладачі: КРАВЧЕНКО Сергій Сергійович

ЛІНЬКОВ Олег Юрійович

ОСЕТРОВ Олександр Олександрович

Відповідальний за випуск проф. Пильов В.О.
До видання роботу рекомендував проф. Шелковой О.М.

Редактор

План 2020 р., поз. .
Формат 60х84 1/16.
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 2,6.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №5478 від 21.08.2017 р.

Самостійне електронне видання