

ВСТУП

Актуальність теми. Ланцюгові передачі із зубчастим ланцюгом у даний час знаходять широке використання, так як в порівнянні з іншими видами ланцюгових передач забезпечують рівномірне обертання зірочок, високу кінематичну точність та надійність. У машинобудуванні основну масу ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом оснащують зірочками з прямолінійним профілем зуба (ГОСТ 13576-81).

Зірочки для ланцюгових передач у серійному виробництві виготовляють на спеціальному устаткуванні, у серійному – на спеціальному верстатному устаткуванні, а в індивідуальному – спеціальним різальним інструментом. Виготовлення методом копіювання не забезпечує необхідної точності. Ремонтні цехи підприємств, що експлуатують ланцюгові передачі, часто оснащені універсальним обладнанням тому можуть виготовити лише зубчасті колеса з евольвентним профілем.

Актуальність створення профілю зуба, що дозволяє виготовляти зірочки в умовах наявного універсального обладнання підприємств, обумовлена їх запитом про необхідність запропонувати профіль зуба, який можна отримати методом обкату з використанням стандартного різучого інструменту, що забезпечує необхідну точність. Незважаючи на широке застосування евольвентного профілю зуба в зубчастих передачах, він у ланцюгових передачах із зубчастим ланцюгом не застосовувався і мало вивчений.

При проведенні літературного огляду не знайдено відомостей про використання евольвентного профілю, виготовленого стандартним різальним інструментом стосовно зірочок передач зубчастим ланцюгом, не запропоновано розрахунок геометричних параметрів зірочок та параметрів ланцюгового зачеплення зубчастого ланцюга з евольвентними зірочками, відсутні експерименти із ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів, не доведена працездатність такої передачі, відсутні рекомендації щодо налаштування ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками. Тому дослідження в цій галузі зумовлені запитом підприємств, що експлуатують такі ланцюгові передачі, є актуальними.

Об'єкт дослідження є ланцюгова передача із зубчастим ланцюгом та зірочками із евольвентним профілем зубів.

Предмет дослідження. Працездатність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками із евольвентним профілем зубів.

Мета дослідження – створення профілю зуба зірочки для ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом, що дозволяє виготовляти зірочки з евольвентним профілем зуба на універсальному верстатному обладнанні стандартним різальним інструментом - черв'ячною фрезою.

Відповідно до поставленої мети визначено такі *завдання* для дослідження:

1. Визначити геометричні параметри евольвентного профілю зуба зірочки, що забезпечує працездатність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом;

2. Виконати розрахунок геометричних параметрів евольвентних зірочок для ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом;

3. Провести силові дослідження ланцюгової передачі з зубчастим ланцюгом і зірочками з евольвентним профілем зубів;

4. Дослідити працездатність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів за критерієм зносостійкості зубчастого ланцюга та зубів зірочок;

5. Провести порівняльні експериментальні дослідження ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом із евольвентними та стандартними профілями зубів зірочок.

Методи досліджень. Для вирішення поставлених завдань застосовувалися основні положення машинознавства та деталей машин, теорії ланцюгового зачеплення, евольвентної зубчастої передачі, математичне моделювання евольвентного ланцюгового зачеплення та експериментальні дослідження. Геометричні, кінематичні, силові та динамічні характеристики передачі досліджувалися із застосуванням методів теоретичної механіки, теорії механізмів та машин. При вирішенні поставлених завдань застосовувалися сучасні програми AutoCAD та MS Excel.

Вимірювання елементів ланцюгової передачі проводилися на

інструментальному мікроскопі УІМ-21 та інструментальній лінійці з електронним штангенциркулем.

Теоретична та практична значущість роботи:

1. Запропоновано спосіб формоутворення зубів евольвентних зірочок, що дозволяє виготовити евольвентні зірочки з використанням стандартного різального інструмента на універсальному обладнанні експлуатуючої організації;

2. Спроектовано та виготовлено спеціальний стенд для досліджень передач з гнучким зв'язком. На стенді були випробувані передачі зубчастим ланцюгом з евольвентними та стандартними зірочками. Тривалість випробувань становила 40 годин;

3. Розроблена методика проектування евольвентних зірочок для ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом була впроваджена у виробництво, з використанням даної методики спроектовані та виготовлені три зірочки з евольвентним профілем зубів ($z_1=96$, $z_2=22$, $z_3=34$) для ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та кроком $t=15,875$ мм, встановленої в приводній системі промазочного столу лінії для виробництва лінолеуму в процесі експлуатації досліджуваної ланцюгової передачі протягом більше 100 годин не виявлено жодного випадку відмови зубчастого ланцюга.

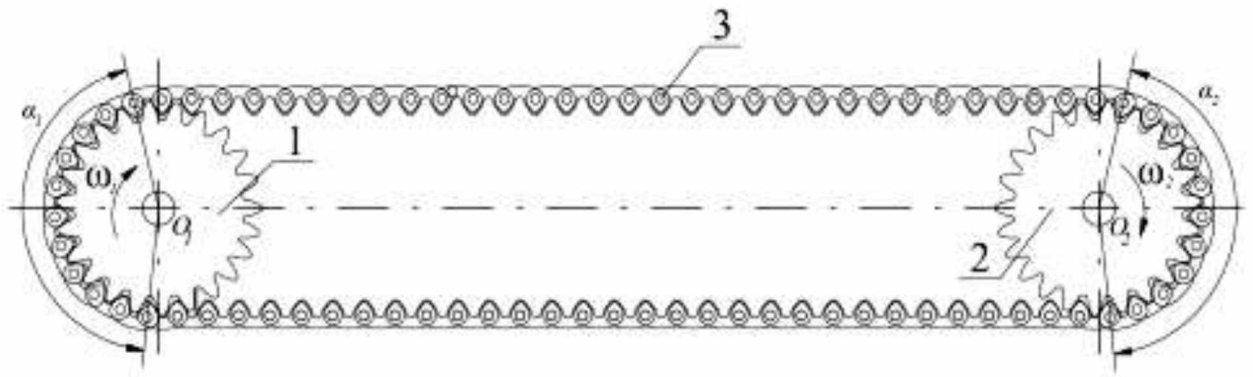
1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Огляд існуючих досліджень передач із зубчатим ланцюгом

Ланцюгові передачі знайшли широке застосування у різних галузях: у сільськогосподарському машинобудуванні, у буровому та дорожньо-будівельному устаткуванні, у поліграфічних та підйомно-транспортних машинах, у металургійній, верстатно-інструментальній та текстильній промисловостях, а також у автомобільній техніці. Аналіз використання ланцюгових передач дозволяє зробити висновок про їх певні переваги перед іншими передачами з гнучким зв'язком. Порівняно з ремінними, ланцюгові передачі мають постійне передатне відношення, значно менші габарити та вищий ККД. Прагнення підвищити надійність ланцюгових передач призвело до необхідності проведення великого об'єму теоретичних та експериментальних досліджень. Науково-дослідні роботи в галузі ланцюгового зачеплення, кінематики та динаміки передач, міцності та зносостійкості їх елементів проведені Н. Воробйовим, І. Глущенко, С. Бережним, Д. Решетовим, А. Петріком, Г. Рябовим та багатьма іншими вченими сприяли підвищенню якості та надійності елементів передачі, вдосконаленню методів проектування та раціонального застосування ланцюгових передач [1-16].

Особливе місце в ланцюгових передачах займають передачі із зубчастим ланцюгом. В даний час ланцюгові передачі, оснащені зубчастими ланцюгами і застосовуються у двигунах автомобілів, тракторів, металообробних верстатах, текстильних машинах та агрегатах, конвеєрах, робочих органах транспортерів та ін. Найбільш раціональне та ефективне застосування передачі із зубчастим ланцюгом отримали у високошвидкісних механізмах, лінійна швидкість яких досягає 40 м/с.

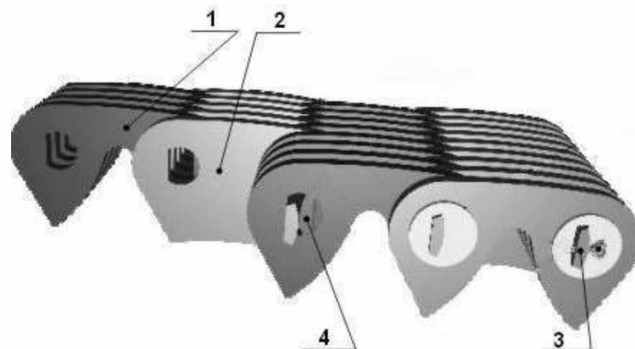
Ланцюгова передача (рис. 1.1) складається з ведучої зірочки 1, веденої зірочки 2 і зубчастого ланцюга 3. Зубчастий ланцюг (рис. 1.2) має робочі 1 і 2 напрямні пластини, з'єднані між собою призмами 3 і 4.



1 - ведуча зірочка; 2 - ведена зірочка; 3 - зубчастий ланцюг; α_1, α_2 - кути обхвату ведучої та веденої зірочок зубчастим ланцюгом; ω_1, ω_2 - кутова швидкість обертання ведучої та веденої зірочок.

Рис. 1.1 – Схема ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом

Робоча пластина 1 має зубоподібну форму і два отвори для встановлення двох призм, що утворюють шарнір зубчастого ланцюга. Напрямна пластина 2 не має вирізу для зачеплення із зубом зірочки і призначена для запобігання зісковзування ланцюга із зірочок під час роботи ланцюгової передачі.



1 – робоча пластина; 2 – спрямовуюча пластина; 3 – сполучна призма;
4 – внутрішня призма

Рис. 1.2 – Зубчастий ланцюг:

За конструкцією шарнірів зубчасті ланцюги поділяються на кілька типів [17-19]:

- прості зубчасті ланцюги;
- зубчасті ланцюги із вкладишами;
- зубчасті ланцюги із шарнірами кочення та хитання.

Будь-який зубчастий ланцюг складається з ланок, що є блоком паралельно розташованих пластин, які з'єднуються за допомогою шарнірів. Виготовляють зубчасті ланцюги з бічними або внутрішніми напрямними пластинами.

Форма зовнішнього контуру робочих пластин зубчастого ланцюга не залежить від конструкції шарніра, тому робочі пластини всіх видів мають одну форму з основними однаковими розмірами.

Найбільш важливими параметрами пластини (рис. 1.3) є [17-19]:

R – радіус зовнішнього заокруглення пластини;

R_2 – радіус заокруглення середнього вирізу пластини;

t – крок пластини;

α – кут вклинювання робочих граней пластини.

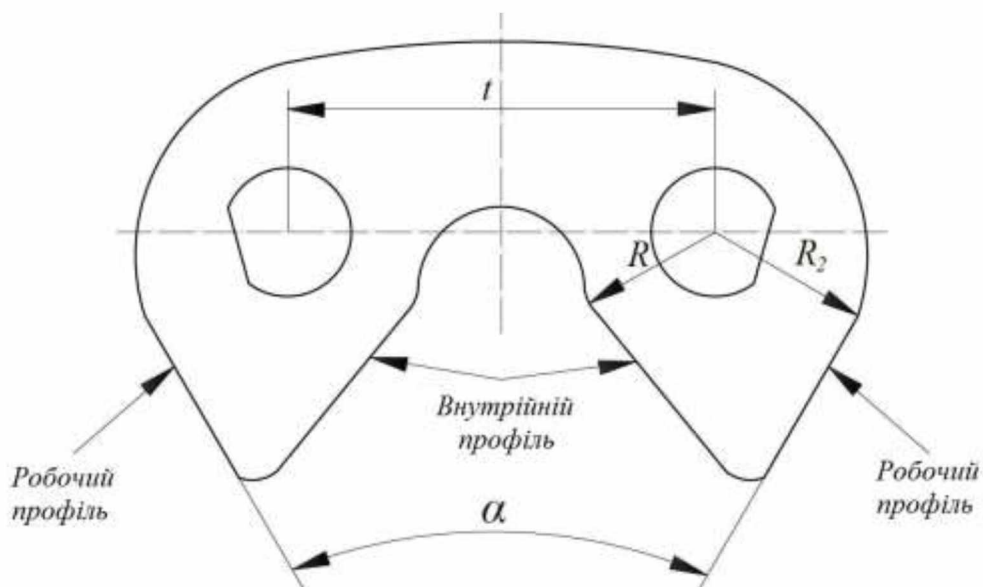


Рис. 1.3 – Основні параметри пластини зубчастого ланцюга

Пластина має (рис. 1.3) робочі та потиличні профілі для контакту з профілями зубів зірочки. Відстань між двома однойменними точками двох суміжних ланок, виміряна вздовж лінії натягу ланцюга, прийнято називати кроком. При цьому крок нового зубчастого ланцюга дорівнює кроку пластини, проте в процесі експлуатації зубчастого ланцюга та зносу шарнірів крок ланцюга стає більшим за крок пластини. Крок ланцюга може збільшуватися до певної межі, при досягненні якої експлуатація передачі із зубчастим ланцюгом має бути припинена.

Прості зубчасті ланцюги поділяються на два види (рис. 1.4 а, б) і являють

собою з'єднання ланок ланцюгів за допомогою циліндричних валиків. У першому варіанті використовуються валики, що проходять через отвори вушок пластин (рис. 1.4 а), а в другому - через сталеві втулки (рис. 1.4 б).

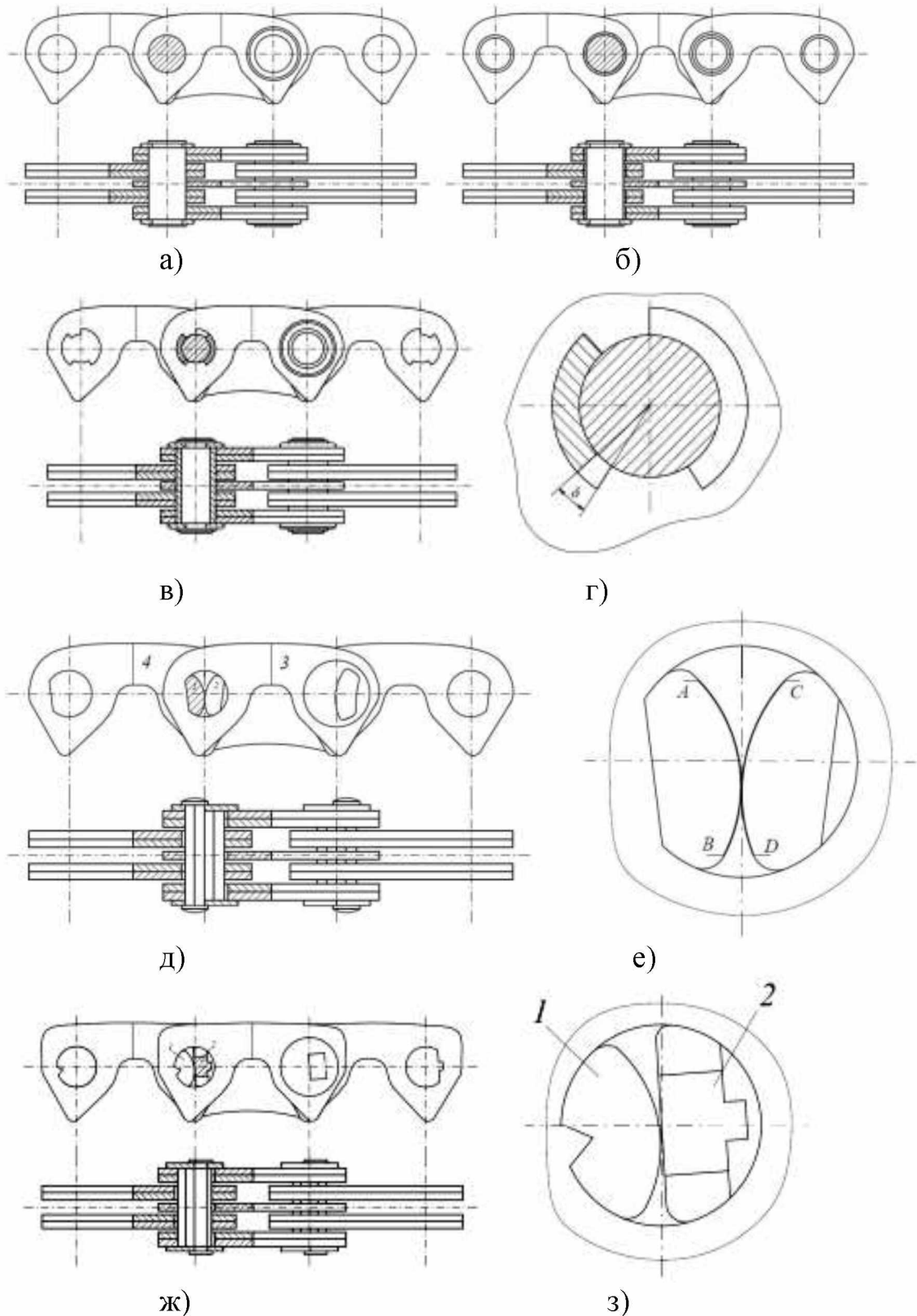


Рис. 1.4 – Види зубчастих ланцюгів: а – простий зубчастий ланцюг з валиком; б - простий зубчастий ланцюг з валиком і сталевією втулкою; в – зубчастий ланцюг із вкладишами; г - шарнір зубчастого ланцюга з вкладишами в

перерізі; д - зубчастий ланцюг з однаковими призмами; е – шарнір зубчастого ланцюга з однаковими призмами у перерізі; ж – зубчастий ланцюг із різними призмами; з – шарнір зубчастого ланцюга з різними призмами у перерізі

Істотним недоліком простих зубчастих ланцюгів є їх низький ресурс унаслідок підвищеного зносу шарнірів.

У зубчастих ланцюгах з вкладишами (рис. 1.4, г) шарнір складається з двох вкладишів і валика, причому їх поворот можливий тільки всередину ланцюгового контуру. Такі шарніри запобігають зіткненню гілок передачі при великих міжосьових відстанях і забезпечують краще зачеплення в порівнянні з простими ланцюгами. У процесі експлуатації зубчастого ланцюга у зазорі δ (рис. 1.4 г) між виступами отвору вуха і бічними гранями вкладиша відбувається прослизання та інтенсивне зношування вкладишів зі збільшенням кроку ланцюга.

Проблема підвищення довговічності зубчастих ланцюгів та зниження їх собівартості вирішена зміною конструкції шарнірів. У своїх роботах Н. Воробйов та Б. Миколаїв вказують [20-21], що зубчасті ланцюги з шарнірами кочення більш технологічні та довговічні, на відміну від зубчастих ланцюгів із вкладишами. Зубчасті ланцюги з шарнірами кочення мають шарніри утвореними двома призмами (двома півосями), що працюють за принципом тертя ковзання. Встановлено, що зубчасті ланцюги з шарнірами кочення мають у шість разів більшу зносостійкість і вдвічі більш високу міцність втомі в порівнянні з зубчастими ланцюгами із вкладишами.

Зубчасті ланцюги з шарнірами кочення можна розділити на дві групи [17]:

- ланцюги, шарнірні призми яких мають однакові контури перерізу (рис. 1.4 д, е);
- ланцюги, шарнірні призми яких мають різні контури перерізу (рис. 1.4 ж, з).

Основними поверхнями в шарнірі зубчастого ланцюга (рис. 1.4 е) є циліндричні поверхні, окреслені дугами кіл (робочі поверхні призм АВ та CD).

Однак зубчасті ланцюги з різними контурами призм складні у виготовленні, оскільки призми виготовляються методом холодного волочіння, пов'язаним із

труднощами одночасного виготовлення двох контурів.

В отворах пластин зубчастої ланцюга, показаної рис. 1.4 з, по всій ширині ланцюга розташовуються дві призми з різними профілями. Призма 1 має з одного боку виступ, з другого - плоску опорну поверхню, по якій перекочується призма 2 з криволінійною поверхнею опори, і фіксується западиною з виступом.

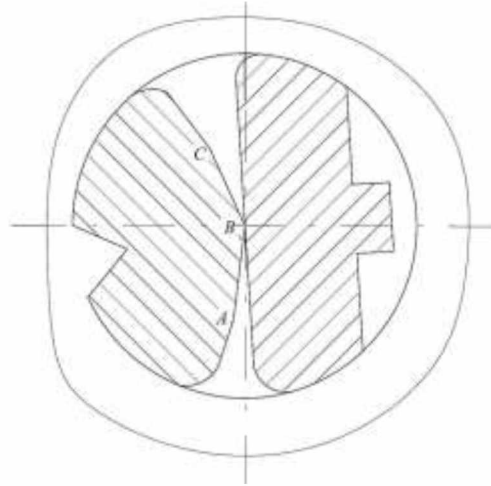


Рис. 1.5 – Призми зубчастих ланцюгів із шарнірами хитання

Існують зубчасті ланцюги із використанням спеціального виду шарніра – шарніра гойдання (рис. 1.5). Робочий профіль першої призми виготовлений у вигляді вигнутої лінії ABC, а другий призми у вигляді прямої лінії. Поворот ланок зубчастого ланцюга відбувається за рахунок хитання однієї призми щодо іншої навколо центральної точки контакту B.

Однак експериментальні дослідження показали, що центральна точка контакту призм зношується і процес гойдання призм переходить у тертя кочення.

Шарніри гойдання мають у порівнянні з шарнірами кочення істотну перевагу: поворот шарніра відбувається на всьому протязі зачеплення навколо однієї точки і тому крок ланцюга в процесі зачеплення практично не змінюється.

Поломки зубчастих ланцюгів у більшості випадків викликаються граничним зношуванням шарнірів або руйнуванням елементів ланцюга. У той же час працездатність зубчастих ланцюгів з шарнірами кочення крім зносостійкості її елементів, повинна підтверджуватись забезпеченням втомної міцності пластин, тому що в ході експериментальних досліджень відбувалися часті обриви ланцюга, викликані руйнуванням пластин поблизу провусин. Причому пластини

зубчастого ланцюга руйнувалися по тому самому перерізу, і характер зламу відповідав втомному.

Відомі зірочки для зубчастих ланцюгів наступних основних типів профілів [22]:

- прямолінійний, що виконується відповідно до ГОСТ 13576-81;
- криволінійний, що застосовується в передачах і машинах зарубіжного виробництва;
- евольвентний, яка нарізується спеціальним різальним інструментом.

Зарубіжні джерела стандартизації зірочок для зубчастих кіл представлені у кількох варіантах, проте з деякими спрощеннями. Американським стандартом ASA B292-1950 регламентуються ті розміри зірочок, які забезпечують взаємозамінність ланцюгів різних фірм-виробників.

Основні розміри зірочок для зубчастих ланцюгів представлені німецьким стандартом DJN8191, а також у каталогах фірм Westinghouse і Ramsey. Параметри зірочки для вітчизняних зубчастих ланцюгів регламентовані стандартом ГОСТ 13576-81 (рис. 1.6).

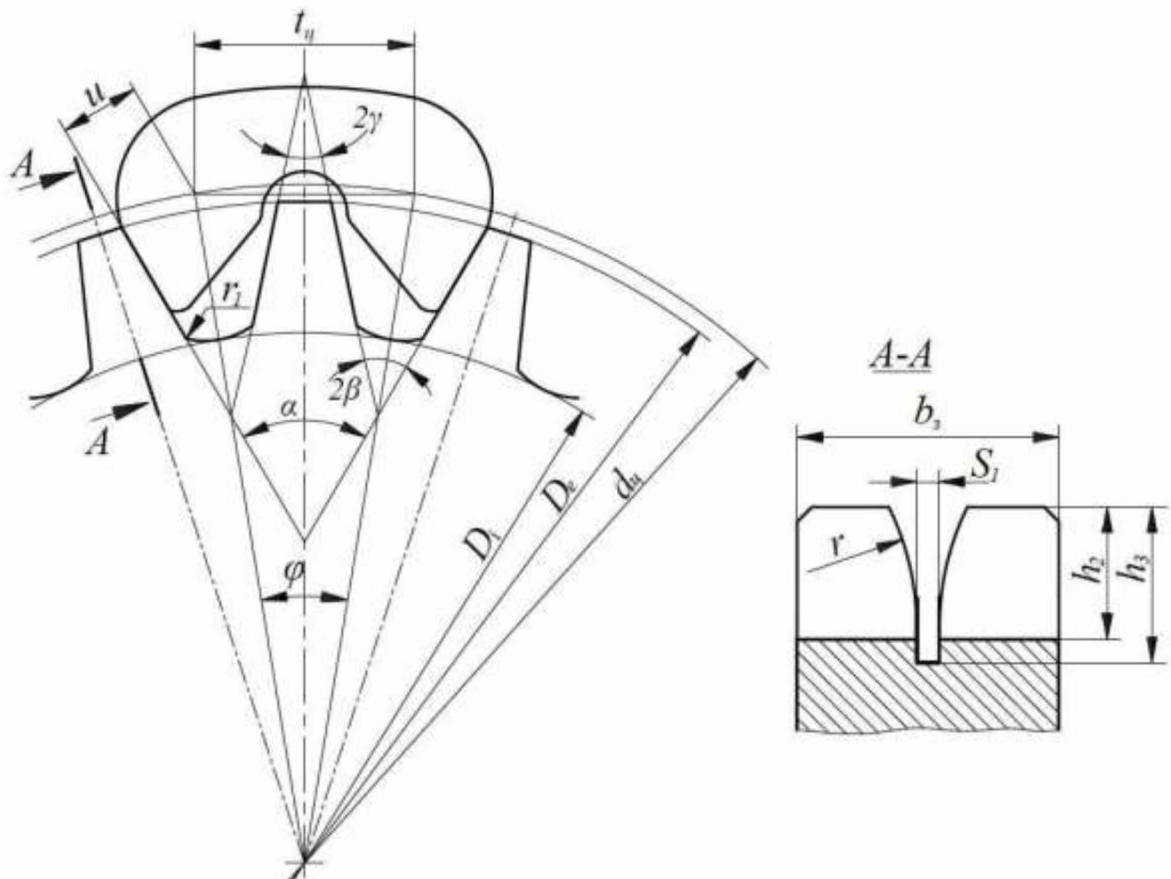


Рис. 1.6 – Прямолінійний профіль зубів зірочки для зубчастих ланцюгів

Для зубчастих ланцюгів раніше рекомендувалося застосовувати зірочки як із прямолінійним, так і з криволінійним профілем зубів.

Прямолінійний профіль зубців ГОСТ 13576-81 використовується в машинобудуванні з моменту появи зубчастих ланцюгів. Він досить простий та виготовляється переважно спеціальними подвійними дисковими фрезами.

Прямолінійний профіль зубів зірочок найбільш ефективно застосовується за швидкостей руху ланцюга до 20 м/с. Однією з переваг прямолінійного профілю є те, що при дотику робочих граней пластин зубчастого ланцюга з плоскими гранями зубів зірочки контакт відбувається по всій площі профілю, що призводить до зменшення контактного напруження.

Поряд із зазначеними перевагами прямолінійний профіль зуба має суттєвий недолік – низька точність та продуктивність його формоутворення. Похибки виготовлення зірочок у поєднанні з неточністю виготовлення ланцюга призводять до різкого порушення плавності ходу всієї ланцюгової передачі. Особливо яскраво це проявляється при контакті пластин зношеного ланцюга з вершинами зубів зірочок, а також на більших швидкостях.

У зв'язку з цим за кордоном були спроби замінити прямолінійний профіль зубів зірочки криволінійним профілем (рис. 1.7), що забезпечує більшу рівномірність та плавність ходу в ланцюговій передачі [23].

Криволінійний профіль характеризується схожими значеннями кутів профілів, що прямолінійний профіль. Особливість цього профілю полягає в тому, що зачеплення ланки зубчастого ланцюга із зубом зірочки відбувається не по площині, а по лінії. При цьому між гранню ланки і нижньою частиною зуба зірочки утворюється деякий зазор k , що полегшує вільний вхід і вихід ланки з зачеплення, що забезпечує менше коливань і плавніший хід ланцюга. При зменшенні кута вклинювання, обумовленому деформації пластин від навантаження, плоскі робочі грані постійно стикаються з опуклою поверхнею зубів зірочки. Недоліком цього профілю є мала висота та товщина зуба біля основи, а відповідно, низька кінематична довговічність передачі та слабка міцність на вигин.

У роботі [24] представлені розрахунки довговічності ланцюгових передач,

оснащених зубчастими ланцюгами із шарнірами кочення та зірочками з прямолінійним профілем зуба (рис. 1.8).

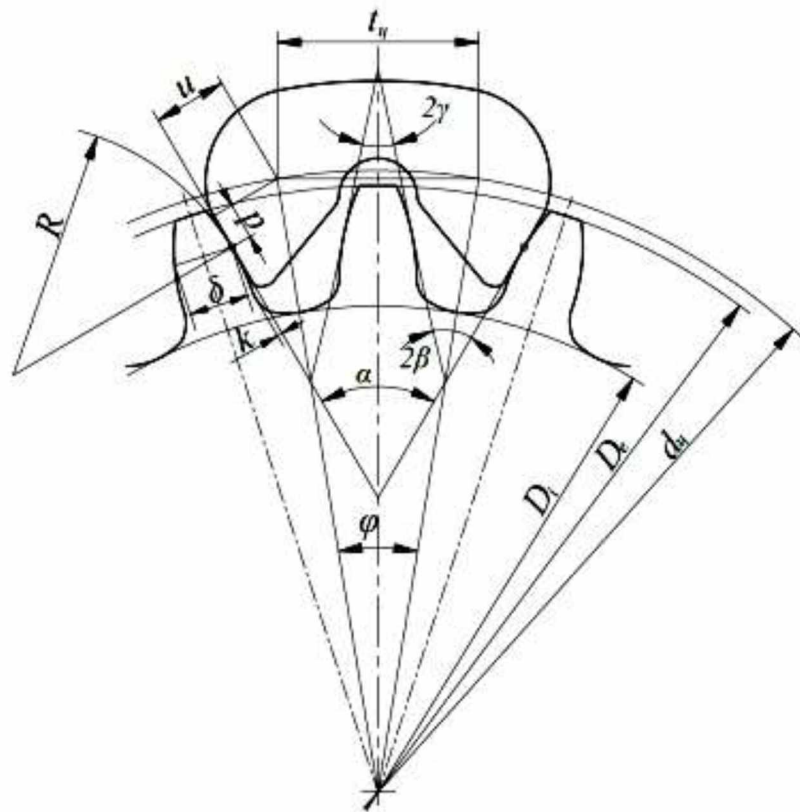


Рис. 1.7 – Криволінійний профіль зубів зірочки для зубчастих ланцюгів

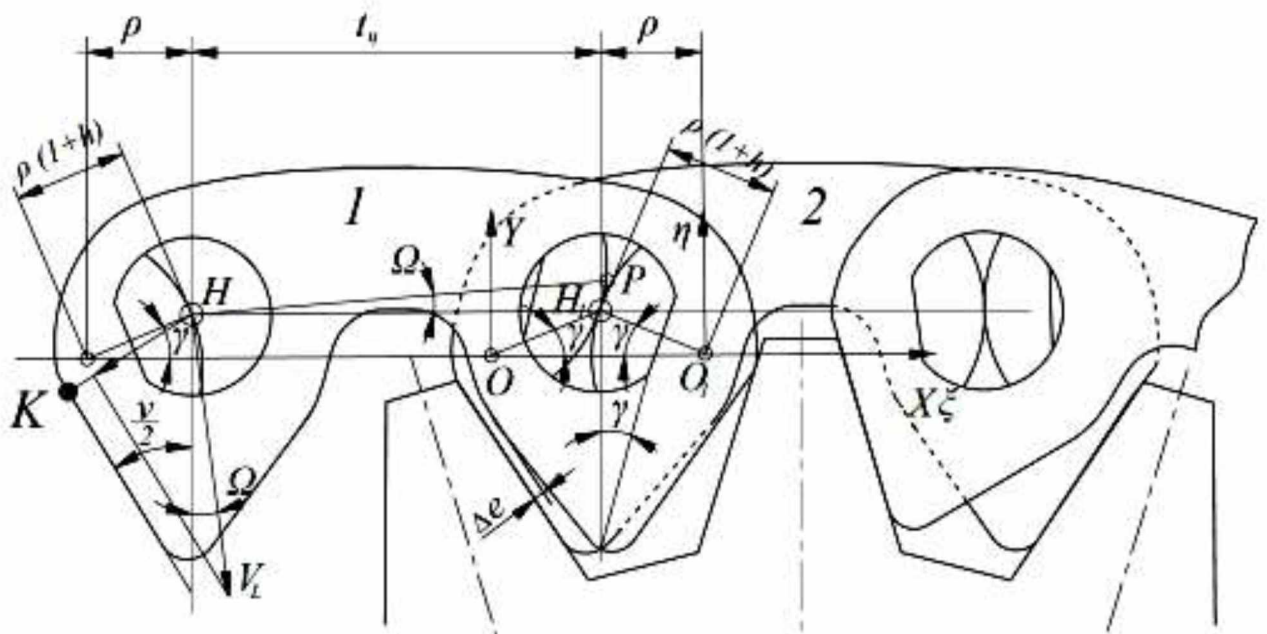


Рис. 1.8 – Положення шарніра ланцюга при вході у зачеплення із зірочкою

Відрізок, що з'єднує центри шарнірів HH_1 двох суміжних пластин зубчастого ланцюга 1 і 2, дорівнює кроку ланцюга t_n . У процесі зачеплення значення відрізка HH_1 змінюється і у будь-якому положенні на профілі зуба може

визначатися формулою [25]:

$$HH_1 = \sqrt{(z - z_{H1}) \cdot (z^0 - z_{H1}^0)}, \quad (1.1)$$

де $z_{H1} = \rho(1+h)e^{i\gamma}$ - рівняння, що визначає центр зовнішнього округлення пластини 2 в системі координат xOy , жорстко пов'язаний зі ланкою 2, а z_{H1}^0 - рівняння, пов'язане з z_{H1} ;

$$h = 2 \frac{\sin^2 \frac{\gamma}{2}}{\cos \gamma} - \text{значення, при якому не навантажується зачеплення та}$$

найбільш повно використовується висота зуба зірочки.

Положення H у рухомій системі координат $\eta O_1 \xi$ у процесі повороту ланки 1 щодо ланки 2 жорстко пов'язано. Точка H у системі xOy описує рулету, що визначається комплексом z

$$z = z_1 + (\varphi - \varphi_1)e^{i\alpha} \quad (1.2)$$

$$\text{де } \varphi = (2\rho + t_u)e^{i\pi} + \rho(1+h)e^{i\gamma}.$$

Відомо, що при досягненні граничного збільшення кроку ланцюга подальша робота передачі може виявитися неможливою внаслідок порушення зчеплення зубів ланцюга із зубцями зірочки. Порушення зачеплення може виникнути при гранично допустимому збільшенні кроку ланцюга, яке при числі зубів зірочки $z > 40$ розраховується з рівняння:

$$\frac{\Delta t}{t} = \frac{190}{z} \% \quad (1.3)$$

Якщо кількість зубів зірочки $z < 40$, то допустиме збільшення кроку рекомендується визначати за такою формулою:

$$\Delta t = xt, \quad (1.4)$$

де x – дослідний коефіцієнт.

Погіршення плавності ходу було помічено при $z < 40$, так як на новому зубчастому ланцюгу, розташованому на зірочці, є зазор між робочою гранню зуба зірочки і поверхнею заокруглення середнього вирізу в пластині Δe (рис. 1.8). Внаслідок зносу шарнірів зубчастого ланцюга зазор Δe буде зменшуватися і при

певному збільшенні кроку ланцюга дорівнюватиме нулю (рис. 1.9).

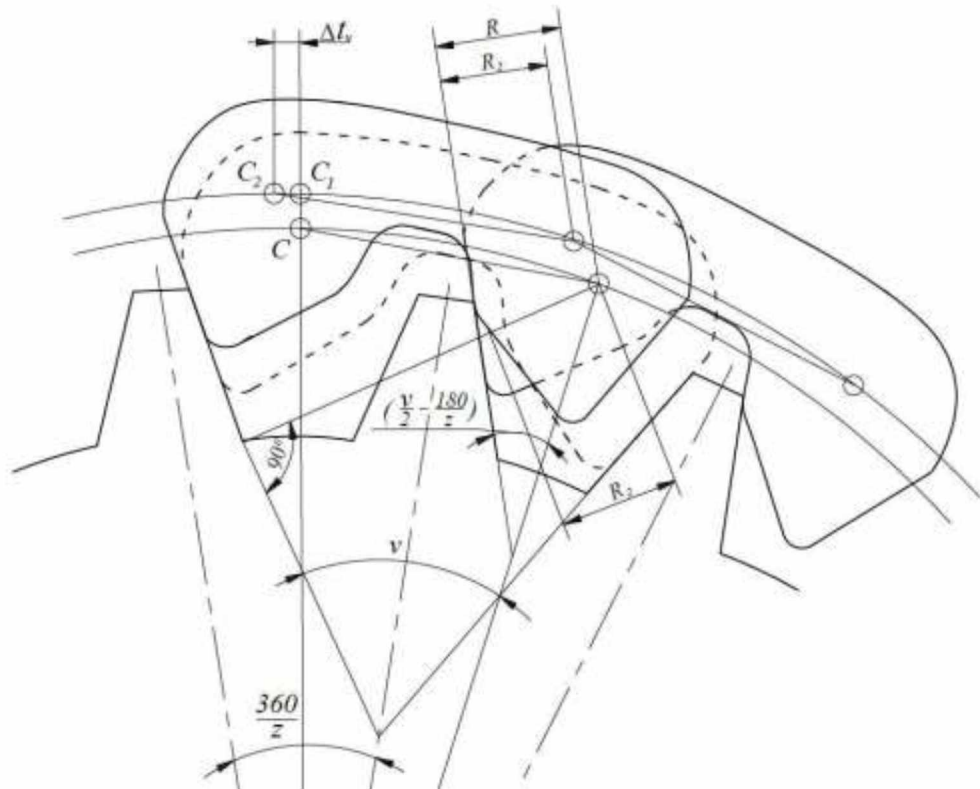


Рис. 1.9 – Положення пластин ланцюга на зубі зірочки при $\Delta e=0$

Подальше збільшення кроку зубчастого ланцюга підвищить нерівномірність ходу ланцюга та збільшить ймовірність руйнування вушок пластин. З рис. 1.9 випливає, що гранично допустиме збільшення кроку ланцюга можна визначати з рівнянням:

$$\frac{\Delta t}{t} = \frac{\mu - \mu_2}{\cos\left(\frac{v}{2} - \frac{180}{z}\right)} \cdot 100\%, \quad (1.5)$$

де $\mu = R/t_y$ - відношення радіуса зовнішнього заокруглення пластини до кроку ланцюга;

$\mu_2 = R_2/t_y$ - відношення радіуса середнього вирізу в пластині до кроку ланцюга.

Дане рівняння справедливе лише зірочок з малим числом зубів при $z < 40$.

Для визначення максимальної кількості зубів, при якому справедливе рівняння (1.5), можна отримати такий вираз:

$$\cos\left(\frac{v}{2} - \frac{360}{z_k}\right) = \frac{\mu}{\mu_2} \cos \frac{v}{2}, \quad (1.6)$$

де z_k – критичне число зубів зірочки.

Вирішуючи систему рівнянь (1.4-1.6), можна спрогнозувати гранично допустиме збільшення кроку зубчастого ланцюга.

У фундаментальних роботах Б. Ніколаєва, А. Кузнєцової, К. Григор'єва, Г. Глушкова були докладно викладені питання дослідження передач із зубчастим ланцюгом [26-30].

В роботі А. Кузнєцової проведено: аналіз існуючих методів оцінки динамічного навантаження в приводних зубчастих ланцюгах, дослідження удару ланки ланцюга об зуб зірочки в момент входу в зачеплення, дослідження жорсткості приводних зубчастих ланцюгів, розрахунок інерційного навантаження та нерівномірності ходу обертання веденої системи. Було доведено, що нерівномірність обертання веденої системи, пов'язана з природою ланцюгового приводу, не вважається труднощами використання ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом в приводах машин, що вимагають високий ступінь рівномірності ходу. Наведений розрахунок дозволяє визначити дійсний коефіцієнт нерівномірності ходу веденої системи. Експериментальні дослідження підтвердили висунуту теорію зменшення нерівномірності ходу веденої зірочки і динамічних навантажень, що виникають при цьому.

Для зменшення динамічних навантажень рекомендується застосовувати зубчасті ланцюги з малим кроком та з великим числом зубів зірочок. Оскільки одним з основних факторів, що впливають на нерівномірність ходу веденої гілки та величину динамічних навантажень, є жорсткість зубчастих ланцюгів, були запропоновані рекомендації щодо зменшення товщини пластин зубчастого ланцюга за рахунок поліпшення якості матеріалу і термічної обробки її елементів.

В роботі К. Григор'єва проведено дослідження зносостійкості зубчастих ланцюгів, питомої роботи сил тертя в шарнірах, розрахунок коефіцієнта зносу, тривалості роботи зубчастих ланцюгів, динамічної міцності та визначення руйнівного навантаження пластин ланки ланцюга.

Встановлено, що конструктивна особливість шарнірів зубчастого ланцюга значно впливає на зношування, а при усуненні зовнішнього ковзання шарнірів дозволяє збільшити термін експлуатації зубчастого ланцюга більш ніж на 40%.

Метод, яким за критерій зношування ланцюгів приймається коефіцієнт зносу, є раціональним. Він вимагає обов'язкової постановки випробувань, бо розрахункові залежності входять коефіцієнти, що відбивають дійсну зносостійкість шарнірів. На підставі досліджень отримано уточнені формули коефіцієнта зносу, який враховує, крім основних параметрів передачі вплив зовнішнього ковзання шарнірів на знос.

Отримані розрахунки, що дозволяють визначати руйнівне навантаження зубчастого ланцюга при статичному навантаженні, запропоновано метод визначення несучої здатності ланцюга, що рухається, який застосовний для всіх типів зубчастого ланцюга.

У роботі Б. Миколаєва проведено аналіз та розрахунок шарніра кочення зубчастого ланцюга, визначення геометричних параметрів оптимального та простого шарнірів кочення та їх порівняння. Було порушено питання довговічності роботи зубчастих ланцюгів із шарнірами кочення та отримано результати оцінки втомної міцності зубчастих ланцюгів.

У ході теоретичних та експериментальних досліджень було доведено, що зубчасті ланцюги з шарнірами кочення більш технологічні у виготовленні, ніж ланцюги з шарнірами ковзання, що мають вкладиші. Коефіцієнт корисної дії зубчастих ланцюгів із шарнірами кочення вище на один відсоток порівняно із шарнірами ковзання. Було виявлено, що міцність втоми робочих пластин зубчастих ланцюгів, що мають шарніри кочення, вище в порівнянні з пластинами, що мають шарніри ковзання, а значить вони здатні передавати велику потужність.

У роботі Г. Глушкова проведено дослідження на статичну міцність зубчастих ланцюгів, розрахунок руйнівного навантаження пластин, дослідження нерівномірності розподілу втомного навантаження по пластинах ланки, визначення жорсткості зубчастих ланцюгів з шарнірами тертя кочення. Були проведені стандартизація зубчастих ланцюгів із шарнірами тертя кочення та зірочок до них, проведено вибір та розрахунок зубчастих ланцюгів із шарнірами тертя кочення на довговічність.

Проведені випробування окремих пластин та відрізків зубчастого ланцюга на статичну міцність допомогли встановити закономірність розподілу

навантаження по пластинах ланки ланцюга та визначити значення статичних руйнівних навантажень для зубчастих ланцюгів усіх типорозмірів. Було розроблено методику розрахунку, що дозволяє підбирати зубчасті ланцюги з шарнірами тертя кочення з умови втоми та зносу в період експлуатації.

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень складено проекти стандартів на зубчасті ланцюги з шарнірами кочення та зірочки до них з прямолінійним та криволінійним профілем зуба. На основі результатів досліджень, розрахунку та підбору зубчастих ланцюгів на заданий термін служби було введено технічну документацію, за допомогою якої заводи-виробники отримали можливість випускати зубчасті ланцюги, впровадження яких у виробництво дає значний технічно-економічний ефект.

Евольвентний профіль зубців зірочок, здатний порівняно з криволінійним та прямолінійним профілями забезпечити більш високу точність роботи механізмів, застосовується в ланцюгових передачах лише з роликowymi ланцюгами та рекомендований до використання у передачах з малими та середніми швидкостями.

Безуспішність попередніх спроб використання евольвентного профілю зуба в ланцюгових передачах із зубчастим ланцюгом викликана двома причинами:

- неможливістю розмістити пластини ланцюга у западинах зубців зірочок при використанні стандартного ріжучого інструменту, який використовується для створення евольвентних зубчастих коліс без застосування спеціальних видів корекції;

- необхідністю виготовлення дорогого спеціального різального інструменту, що економічно не доцільно в умови дрібносерійного та індивідуального виробництва.

Аналіз літератури, публікацій та патентний пошук встановив, що в даний час відсутня необхідна кількість досліджень у галузі проектування та використання евольвентних зірочок у передачах із зубчастим ланцюгом.

1.2 Параметри вибору профілю зубів зірочок

Вибір профілю зуба зірочки для ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом обумовлений такими вимогами [31]:

- вільним входом та виходом пластин зубчастого ланцюга із зачеплення із зірочкою;
- надійністю зчеплення зірочки із зубчастим ланцюгом;
- високим рівнем довговічності зірочок;
- максимальним зниженням ударних навантажень при вході зубчастого ланцюга та зірочки в зачеплення;
- забезпеченням зачеплення при граничному зносі пари пластина ланцюга – зуб зірочки;
- можливістю використання найбільш продуктивних способів формоутворення.

Для виконання цих вимог необхідно знайти спеціальну форму зубів, яка може забезпечити максимальну тривалість роботи передачі. При цьому важливим аспектом процесу формоутворення зубів є застосування найбільш точних і продуктивних способів їх виготовлення, що передбачають мінімальну кількість вимірювального та ріжучого інструменту, що використовується.

Одним з основних факторів, що впливають на довговічність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом, є профіль робочої ділянки зуба зірочки. В даний час у вітчизняному машинобудуванні використовуються переважно зірочки з прямолінійним профілем зубів. Але прямолінійний профіль має суттєвий недолік: при його формоутворенні застосовується метод поділу, що характеризується низькою продуктивністю і невисоким ступенем точності.

Існує кілька методик проектування зірочок, в основу яких покладені принципи, що відрізняються один від одного способи формоутворення зубів, зокрема:

- копіювання (коли робочі кромки інструменту відповідають профілю западини зубів зірочки);
- обгинання (коли за допомогою верстатного зачеплення здійснюється

взаємопов'язаний рух інструменту та заготовки).

З варіантів, що передбачають використання методу копіювання можна виконати:

- нарізування зубчастого колеса модульною дисковою або пальцевою фрезою, проекції ріжучих кромek яких відповідають формі западин зубів зірочки. Нарізання зубів зірочки проводиться в наступній послідовності: прорізається западина першого зуба, потім заготовка за допомогою ділильного пристрою повертається на кутовий крок і прорізається наступна западина, доки не будуть нарізані всі зубці зірочки. Даний спосіб має низьку продуктивність, точність та якість поверхні;

- виливок зірочки у форму, при якій внутрішня поверхня ливарної форми повторює зовнішню поверхню зірочки. Цей метод економічно обґрунтований за умов серійного та масового виробництва.

Найбільшого поширення при виготовленні зірочок методом огинання набули:

- обробка на зубофрезерних верстатах черв'ячними фрезами. Продуктивність досить висока, точність проектування та чистота поверхонь середня. Можна обробляти колеса із матеріалів з невисокою твердістю поверхні;

- наочування зубів за допомогою спеціального профільованого інструменту. Забезпечує високу продуктивність та хорошу чистоту поверхні. Застосовується для пластичних матеріалів, зазвичай, на етапах чорнової обробки. Недолік методу – утворення наклепаного поверхневого шару, який після закінчення обробки змінює свої розміри;

Спроектований по евольвенті профіль зірочки полегшує завдання проектування ріжучого інструменту, який окреслений прямими лініями [32].

Основні переваги евольвентного профілю полягають у наступному:

- нарізання евольвентних зірочок заданого кроку з будь-яким числом зубів одним інструментом;

- застосування методу обгинання зубів в умовах індивідуального та дрібносерійного виробництв;

- проектування для нестандартних зубчастих ланцюгів ремонтних

зірочок, що використовуються в закордонних передачах та устаткуванні.

1.3 Форми розташування пластин зубчастого ланцюга на секторах обхвату зірочок

У дослідженнях Н. Воробйова встановлено [34], що для нормальної роботи ланцюгової передачі необхідно щоб крок ланцюга $t_{ц}$ був більшим або дорівнює кроку зірочки t_z . У роботах Глуценка, Петрика та Бережного [35-37] у роликовій ланцюговій передачі при нормальному зачепленні на секторі обхвату зірочки були встановлені чотири головні форми розташування шарнірів ланцюга: вихідна, гранична, нормальна, максимальна і три проміжні форми, які вважаються перехідними між чотирма основними формами розташування шарнірів (рис. 1.10).

Розглянемо аналогічний стан зубчастого ланцюга на зубцях зірочок.

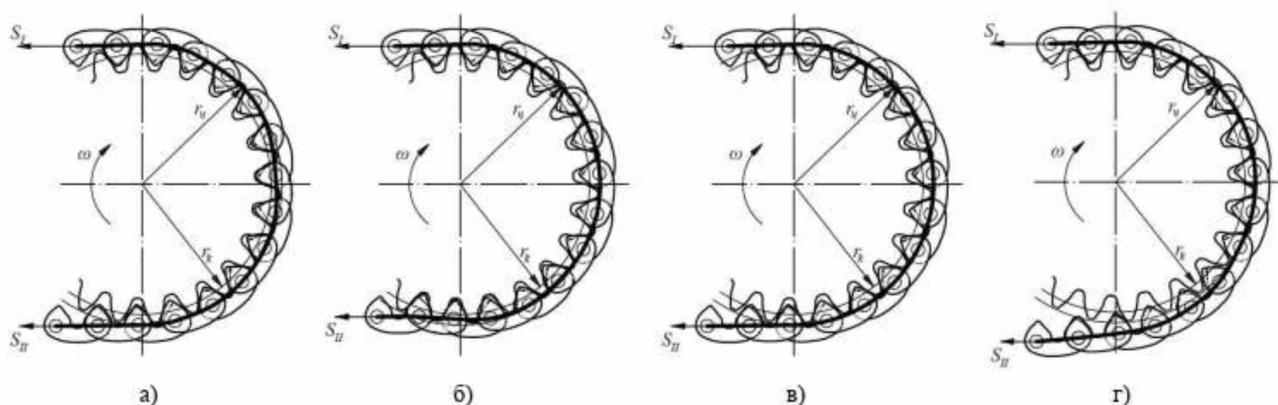


Рис. 1.10 – Основні форми розташування пластин зубчастого ланцюга на секторах обхвату ведучої зірочки: а вихідна; б - межова; в – нормальна; г – максимальна

Вихідна форма розташування (рис. 1.10 а) – шарнір зубчастого ланцюга при вході в зачеплення з евольвентною зірочкою розташовується на робочому профілі зуба, а при виході із зачеплення шарнір знаходиться на потиличному профілі. При цьому ланка ланцюга посередині сектора обхвату лежить у западині зубів зірочки.

Гранична форма розташування (рис. 1.10 б) характеризується тим, що шарнір зубчастого ланцюга, що виходить із зачеплення, розташовується у западині, а інші шарніри залишаються на робочих профілях зубів зірочки.

Нормальна форма розташування (рис. 1.10 в) відрізняється тим, що всі шарніри зубчастого ланцюга розташовані на одному радіусі від центру евольвентної зірочки і контактують з усіма робочими профілями зубів на секторах обхвату.

Максимальна форма розташування (рис. 1.10 г) – шарнір зубчастого ланцюга при вході в зачеплення контактує з робочим профілем зуба, а при виході із зачеплення розташований біля вершини зуба на робочому профілі.

Дані форми розташування шарнірів зубчастого ланцюга визначають кількістю зубів, що у передачі корисного навантаження.

З представлених форм найбільш раціональної є нормальна, так як вся корисна навантаження, що передається, рівномірно розподілена по зубах сектора обхвату зірочки. Але в реальних умовах роботи ланцюгової передачі шарніри зубчастого ланцюга можуть мати будь-яку з перерахованих форм розташування шарнірів, які змінюються в залежності від профілю зубів зірочки, кута обхвату зірочки із зубчастим ланцюгом, зносу елементів зубчастого ланцюга, сил у ведучій S_1 та холостий S_2 гілках передачі та характеру мастила передачі.

1.4 Висновки до розділу

Виконано аналіз технічної літератури, публікацій та патентний пошук існуючих досліджень передач, оснащених зубчастим ланцюгом. Встановлено, що нині відсутня чітко сформульована методика досліджень ланцюгового зачеплення зубчастого ланцюга та евольвентних зірочок.

Представлено короткий огляд сучасних вітчизняних та зарубіжних досліджень ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом оснащених зірочками зі стандартним профілем зубів.

Розглянуто основні форми розташування пластин зубчастого ланцюга на секторах обхвату зірочок. Показано, що відсутність методики розрахунку коефіцієнтів зчеплення ланцюга із зірочкою не дозволяє визначити форму розташування шарнірів у передачі із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками.

2 МЕТОДИКА Й ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Особливості проектування зірочок з евольвентним профілем зубів для передач зубчастим ланцюгом

Зірочка з евольвентним профілем є прямозубим евольвентним зубчастим колесом, тобто колесом якого поверхня зуба окреслена евольвентою. При цьому евольвентна зірочка має кілька особливостей, які значно відрізняють її від звичайного колеса евольвентного.

Діаметри кіл виступів D_e і западин D_i зірочки не збігатимуться з діаметрами вершин d_a і западин d_f зубчастого колеса. Евольвентна зірочка має, на відміну від колеса, два ділильні кола діаметрами d і d_o , які не рівні один одному.

Загальними параметрами евольвентної зірочки для зубчастого ланцюга ($D_e, D_i, d_o, m, d, d_b, d_z$) та евольвентного зубчастого колеса (m, d, d_b, d_a, d_f, d_r) є:

1. Модуль зубчастого колеса m ;
2. Діаметр ділового кола (кола стандартного модуля)

$$d = mz, \quad (2.1)$$

де z - число зубів колеса (зірочки).

3. Діаметр основного кола (кола початку евольвенти):

$$d_b = mz \cos \alpha, \quad (2.2)$$

де α - кут профілю евольвенти;

4. Діаметр кола галтелі d_r , що розмежовує евольвентну та неевольвентну частини профілю зуба.

Параметрами, що належать тільки до евольвентної зірочки, для ланцюгових передач є:

- Ділильне коло зірочки діаметром d_o . При нормальній формі розташування шарнірів центри шарнірів зубчастого ланцюга номінального кроку t розташовуються по всьому колу:

$$d_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (2.3)$$

- Кола вершин D_e , западин D_i та висота зуба евольвентної зірочки h_2 знаходять за тими ж формулами, що вказані у стандарті для зірочок з прямолінійним профілем зубів (ГОСТ 13576-81):

$$D_i = d_o - 2 \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (2.4)$$

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}}, \quad (2.5)$$

$$h_2 = h_1 + e, \quad (2.6)$$

де h_1 - відстань від вісі пластини до вершини зуба ланки;

$e = 0,1t$ - радіальний зазор.

2.2 Верстатне зчеплення евольвентної зірочки із рейковим інструментом

В даному розділі розглядається верстатне зачеплення евольвентної зірочки з вихідним контуром стандартного різального інструменту, виконаним згідно ГОСТ 13755-81.

Відповідно до теорії евольвентних зубчастих передач геометрія зубів зубчастого колеса істотно змінюється в залежності від розташування вихідного контуру рейки по відношенню до заготівлі. Однак при нарізанні евольвентних зірочок для зубчастих ланцюгів буде потрібна додаткова корекція ріжучого інструменту.

2.2.1 Визначення модуля різального інструменту

Оскільки нарізання евольвентних зірочок передбачається проводити стандартним різальним інструментом (черв'ячною фрезою), який застосовується при формоутворенні зубів евольвентних зубчастих коліс, модуль інструменту

вибирають таким, щоб при врізанні в заготовку забезпечувалася необхідна висота профілю зуба h_2 (рис. 2.1).

Попереднє значення модуля m^* визначається за такою формулою:

$$m^* = \frac{h_2}{2,25}, \quad (2.7)$$

де $2,25 = 2h_a^* + c^*$ - коефіцієнт висоти робочого профілю ріжучого інструменту;

$h_a^* = 1,0$ - коефіцієнт висоти головки;

$c^* = 0,25$ - коефіцієнт радіального зазору.

Отримане при розрахунку значення модуля m^* заокруглюють до найближчого стандартного значення m [22] і використовують для вибору ріжучого інструменту та геометричних розрахунків евольвентних зірочок.

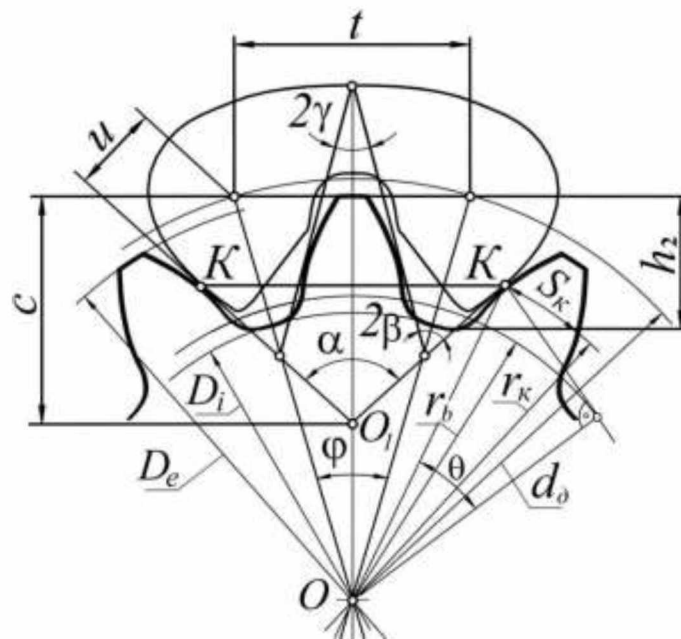


Рис. 2.1 – Зчеплення пластини зубчастого ланцюга із зубами евольвентної зірочки

У таблиці 2.1 наведено значення кроків зубчастих ланцюгів серії ПЗ (ГОСТ 13552-81), які відповідають попереднім значенням модулів m^* , розрахованими за залежностями та стандартним значенням модуля інструменту.

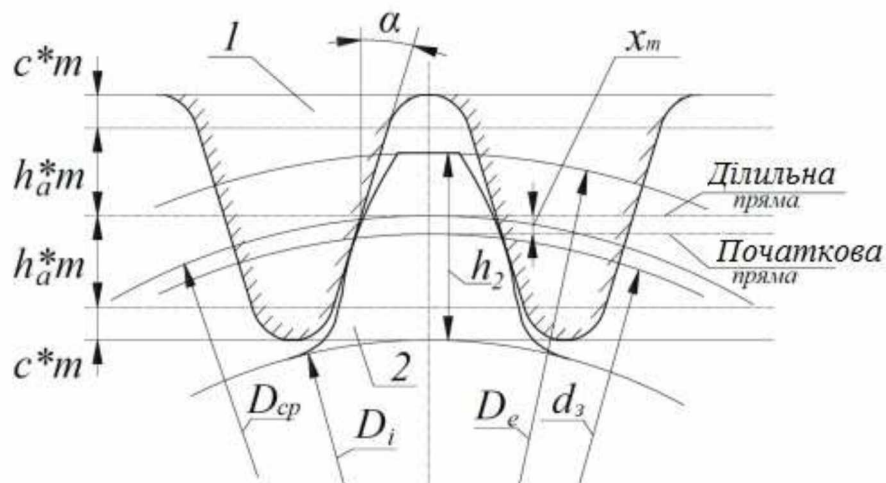
Таблиця 2.1 – Значення кроків зубчастого ланцюга

t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
----------	------	--------	-------	------	-------

m^* , мм	3,67	4,57	5,51	7,06	8,84
m , мм	3,75	4,75	5,5	7,0	9,0

2.2.2 Визначення коефіцієнта радіального усунення ріжучого інструменту

При формоутворенні евольвентної зірочки різальний інструмент врізається в заготовку діаметра D_e на глибину, рівну розрахунковій висоті зуба зірочки h забезпечуючи необхідний діаметр кола западин D_i (рис. 2.2). При цьому початкова пряма вихідного виробляючого контуру (ВВК) ріжучого інструменту буде вважатися дотичною до ділового кола зірочки з евольвентним профілем зуба діаметром d . Щодо ділильної прямої ця дотична буде на відстані, що дорівнює радіальному зміщенню інструменту x_m .



1 – вихідний виробляючий контур ріжучого інструменту; 2 – заготовка

Рис. 2.2 – Визначення коефіцієнта радіального зміщення ріжучого інструменту

Коефіцієнт радіального зміщення x при врізанні інструменту заготовку на величину, рівну висоті зуба стандартної зірочки h_2 , визначається на рис. 2.2:

$$x = \frac{D_{cp} - d}{2m}, \quad (2.8)$$

де D_{cp} - діаметр кола, дотичної до якої буде середня лінія (розподільча

пряма) ВВК інструменту.

Діаметр D_{cp} (рис. 2.2) визначається як:

$$D_{cp} = D_i + 2m(h_a^* + c^*), \quad (2.9)$$

де $h_a^* = 1,0$ - коефіцієнт висоти головки зуба ріжучого інструменту;

$c^* = 0,25$ - коефіцієнт радіального зазору ріжучого інструменту.

Формула для визначення коефіцієнта радіального усунення ріжучого інструменту має завершальний вигляд:

$$x = \frac{D_i}{2m} - \frac{z}{2} + h_a^* + c^*. \quad (2.10)$$

Проведені для зубчастих ланцюгів розрахунки показали, що при використанні одного радіального зміщення інструменту x_m неможливо встановити пластини зубчастого ланцюга у западини евольвентної зірочки, через їх недостатню ширину.

Розширення западин до необхідних розмірів можна зробити за допомогою додаткової корекції форми зубів зірочки. У роботі було запропоновано використовувати тангенціальну корекцію різального інструменту, що дозволяє зменшувати товщину зуба зірочки, одночасно розширюючи западину до необхідних розмірів. Однак представлені в даній роботі залежності дозволяють розрахувати величину тангенціальної корекції інструменту тільки при нарізанні зірочок евольвентних для роликів ланцюгових передач.

2.3 Розрахунок тягової здатності передачі зубчастим ланцюгом

Одна з основних характеристик працездатності передачі є тягова здатність і розглядається вона як здатність пари зірочка-ланцюг передавати крутний момент:

$$T = S_1 R_1 - S_2 R_2 \leq [T], \quad (2.11)$$

де S_1, S_2 - натяг ведучої та веденої гілок передачі;

R_1, R_2 - радіуси розташування центрів кінцевих шарнірів зубчастого ланцюга на ведучій та веденій гілках передачі.

Існує кілька критеріїв, які обмежують максимальну величину крутного допустимого моменту $[T]$:

- пробуксування зубчастого ланцюга по евольвентних зірочках;
- гранично допустиме контактне напруження $\sigma_{nl} \leq [\sigma_{nl}]_H$ пластин зубчастого ланцюга;
- гранично допустиме контактне напруження $\sigma_{zp} \leq [\sigma_{zp}]_H$ призм у шарнірі зубчастого ланцюга;
- ударною стійкістю елементів зубчастого ланцюга $G \leq [G]$

Тягова здатність передач із зубчастим ланцюгом, обмежена гранично допустимою контактною напругою призм у шарнірі, була докладно досліджена в роботі [31].

Так як у цій роботі розглядається двозіркова передача, що працює при середніх швидкостях руху зубчастого ланцюга, то розрахунок тягової здатності ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом будемо проводити за першими двома критеріями [11, 14].

Максимально допустимий крутний момент обмежений гранично допустимим контактним напруженням $\sigma_{nl} \leq [\sigma_{nl}]_H$ пластин зубчастого ланцюга визначається за формулою:

$$[T]_k = \left(\frac{[\sigma]_H}{0,418} \right)^2 \frac{L_{nk} \rho_k \sin(\Theta_{\min} + \rho)}{2 E_{np} \sin \frac{2\pi}{z_2}} R_1 - S_2 R_2, \quad (2.12)$$

де Θ_{\min} - мінімальне значення кута тиску зуба евольвентної зірочки у точці контакту з пластиною зубчастого ланцюга;

$\rho = \arctg f$ - кут тертя при контакті пластини зубчастого ланцюга по зубу зірочки;

f - приведений коефіцієнт тертя пластини зубчастого ланцюга із зубом зірочки;

ρ_k - приведений радіус кривизни профілю зуба у точці контакту з пластиною зубчастого ланцюга.

Крутний момент, обмежений пробуксовкою пластин зубчастого ланцюга із

зубами евольвентної зірочки визначатиметься залежністю [32]:

$$[T]_{II} = S_2(B_{zII} \cdot R_1 - R_2), \quad (2.13)$$

де B_{zII} - коефіцієнт зчеплення евольвентної зірочки із зубчастим ланцюгом у стані пробуксовки.

Тоді допустимий крутний момент, що визначає тягову здатність передачі, буде визначатися виразом:

$$[T] = \min \{ [T_K], [T_{II}] \}. \quad (2.14)$$

Приклад розрахунку тягової здатності передачі із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками наведено в розділі 3.

У ході стендових випробувань ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів була перевірена та експериментально підтверджена її стійкість до перевантажень. При збільшенні корисного навантаження, що передається, у півтора рази пробуксовування зубчастого ланцюга не виникало.

Проведені дослідження показали, що тягова здатність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів залежатиме від максимального крутного моменту $[T]_K$ обмеженого величиною $[\sigma_{nl}]_H$.

2.4 Методика експериментальних досліджень передач зубчастим ланцюгом

Для перевірки працездатності передач зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками був сконструйований та виготовлено випробувальний стенд. Технічні можливості стенду дозволяють досліджувати ланцюгові передачі з кроком до 25,4 мм при різних режимах навантаження та способах мастила.

Основні завдання експериментального дослідження:

- провести порівняльні дослідження працездатності передач зубчастим ланцюгом оснащеними зірочками з прямолінійним профілем зубів та евольвентним профілем зубів;
- провести вимірювання рівня шуму як показника сили удару при вході в

зачеплення зубчастого ланцюга із зірочкою.

Випробування проводилися до появи першої відмови у вигляді руйнування пластин зубчастого ланцюга. З періодичністю 10 годин ланцюгова передача знімалася зі стенду, проводилися обміри ведучої, веденої зірочок та зубчастого ланцюга, з метою оцінки ступеня їхнього зносу. Визначення середнього подовження кроку зубчастого кола здійснювалося із застосуванням приладу для вимірювання довжини відрізків ланцюгів. Для вимірювання рівня шуму використовувався шумомір.

При проведенні випробувань проводилася відеозйомка працюючої ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом, за допомогою якої визначалася лінія руху центрів шарнірів зубчастого ланцюга при пробіганні гілками передачі.

Експериментальні дослідження передач зубчастим ланцюгом з двома видами профілів зубів зірочок проводилися на спроектованому та виготовленому випробувальному стенді (рис. 2.3). Стенд складається з електродвигуна, генератора, випробуваного ланцюга, ведучої зірочки та веденої зірочки, поворотної платформи, жорстко з'єднаної з віссю, закріпленої на напрямній у підшипникових вузлах.

Зміна міжосьової відстані відбувається за допомогою рухомих на гвинтових парах двох кареток 7 і 8. Демпфер 9 захищає стенд від резонансних коливань електродвигуна, корпус якого з'єднаний з консольною платформою, що коливається 6, а поршень демпфера 10 - зі станиною.

Регулювання навантаження ланцюгової передачі здійснюється двома способами. Перший спосіб забезпечує однакове натяг ведучої і холостої гілки власною вагою електродвигуна 1, встановленого на консольній платформі, що коливається 6. За допомогою противаг 11 проводиться зміна натягу передачі.

При другому способі електродвигун та генератор зафіксовані від переміщень у горизонтальному положенні. Однак зміна навантаження ведучої гілки передачі зубчастим ланцюгом здійснюється зміною режиму роботи генератора. Переваги даного режиму роботи полягає в тому, що, по-перше, моделюються реальні умови роботи ланцюгової передачі і по-друге, змінюючи напругу в обмотці збудження генератора, можна в широкому діапазоні

регулювати величину корисного навантаження, що передається. Електрична схема стенду показана на рис. 2.4.

З метою економії енергоспоживання випробувального стенду та прискореного випробування передач на зносостійкість зубчастого ланцюга та зірочок був обраний перший спосіб, однак у такому випадку була навантажена не тільки ведуча гілка передачі, але й ведена гілка, що створювало симетричне зношування профілів зубів зірочок. Тому дані результати вимірювань показують прогноз зношування профілів зірочок по висоті зуба. У ході експерименту випробовувалися ланцюгові передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками зі стандартним (прямолінійним) та евольвентним профілями зубів.

Технічні характеристики ланцюгової передачі було взято з режиму стендових випробувань приводних зубчастих ланцюгів на надійність ГОСТ 13552-81. Загальні параметри випробувального стенду та передач наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Загальні параметри стенду та передач, що випробовуються

Найменування параметру	Значення параметру
Колова сила (F_t), Н	3
Міжосьова відстань передачі (a), мм	630
Частота обертання ведучого і веденого валів передачі (n_1, n_2), об/хв	1000
Кількість зубів зірочок (z_1, z_2)	23
Максимальна потужність (N_{max}), кВт	30
Крок зірочок та зубчастого ланцюга ($t_s, t_{ц}$), мм	19,05

Експлуатація передачі, оснащеної зубчастим ланцюгом, незалежно від обраного способу мастила, супроводжується зносом шарнірів ланцюга та профілів зубів зірочок.

Зношування шарнірів зубчастого ланцюга відбувається при [33]:

- відносному розвороті пластин суміжних ланок зубчастого ланцюга в момент їх вільного входу та виходу із зачеплення з евольвентними зірочками;



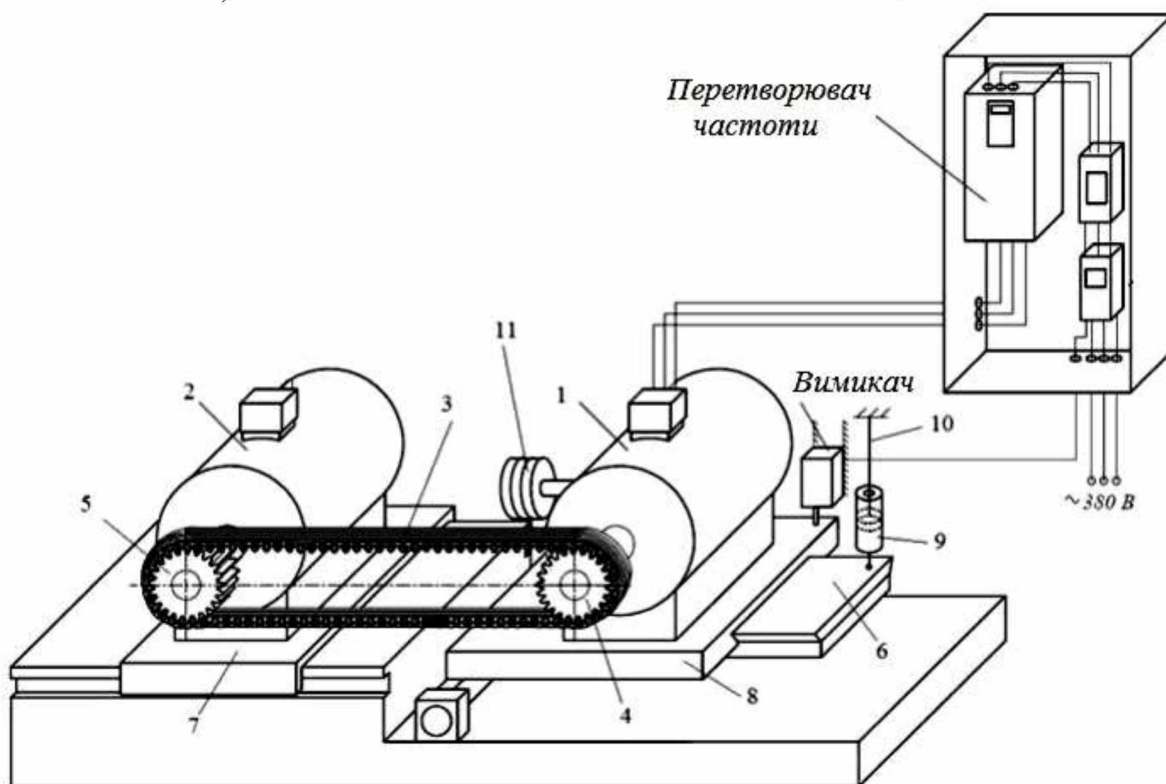
а)



б)



в)



г)

1 - електродвигун; 2 - генератор; 3 - ланцюг; 4 - ведуча зірочка; 5 - ведена зірочка;
6- платформа, що коливається; 7 та 8 – каретки; 9 –демпфер; 10 – поршень
демпфера; 11 - противаги

Рис. 2.3 – Фотографії та схема випробувального стенду

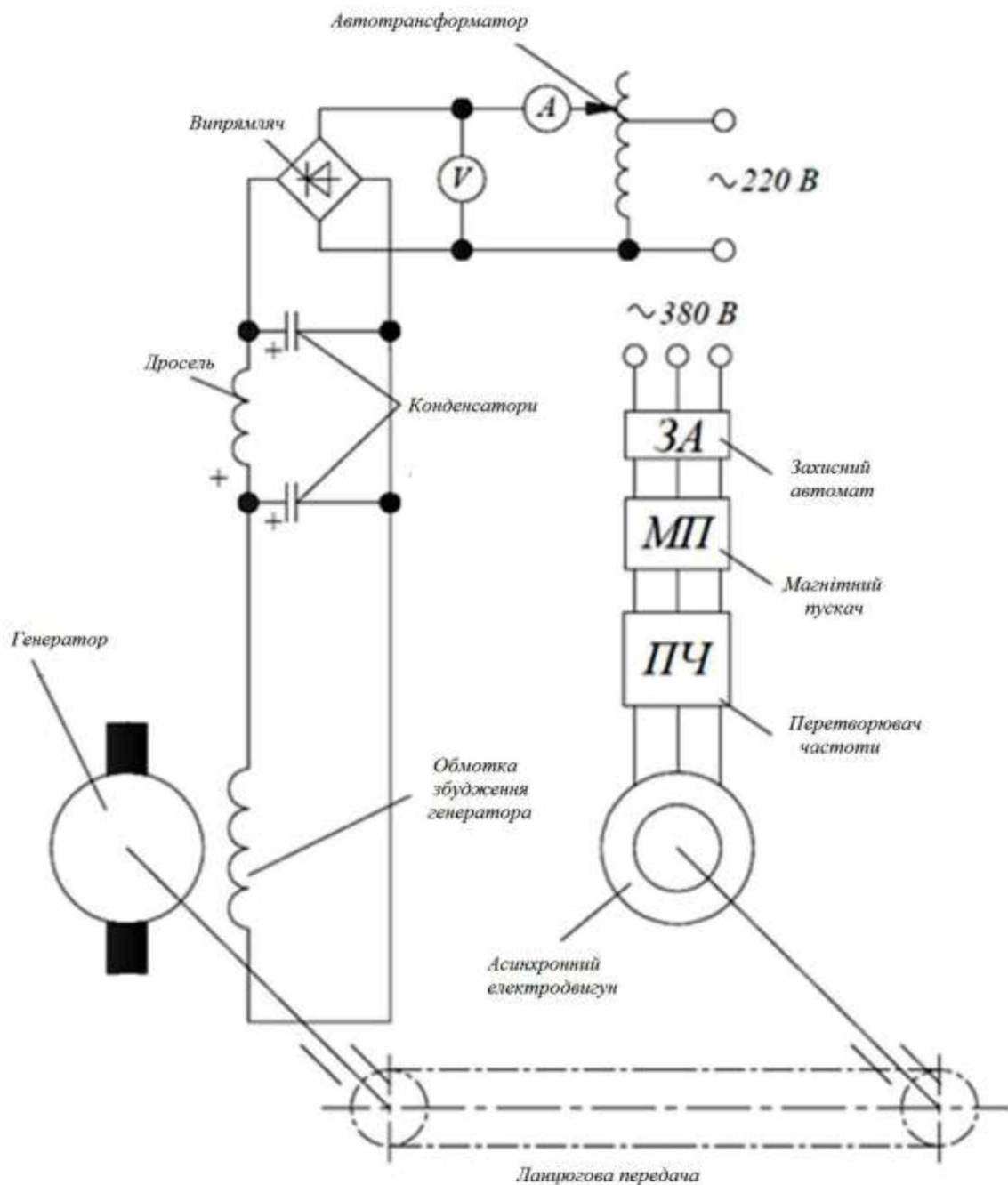


Рис. 2.4 – Електрична схема випробувального стенду

- рух по гілках передачі зубчастим ланцюгом через кутові переміщення призм, викликаних поперечними коливаннями гілок зубчастого ланцюга.

Зношування профілів зубів евольвентних зірочок спостерігається [34]:

- при вільному вході та вільному виході зубчастого ланцюга із зачеплення з евольвентними зірочками внаслідок повороту пластин;

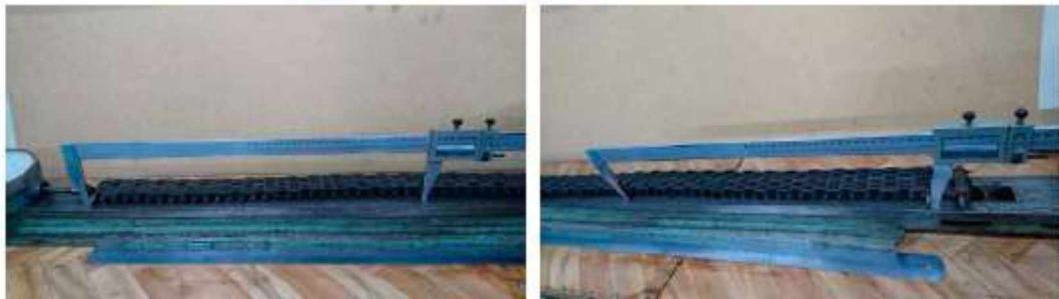
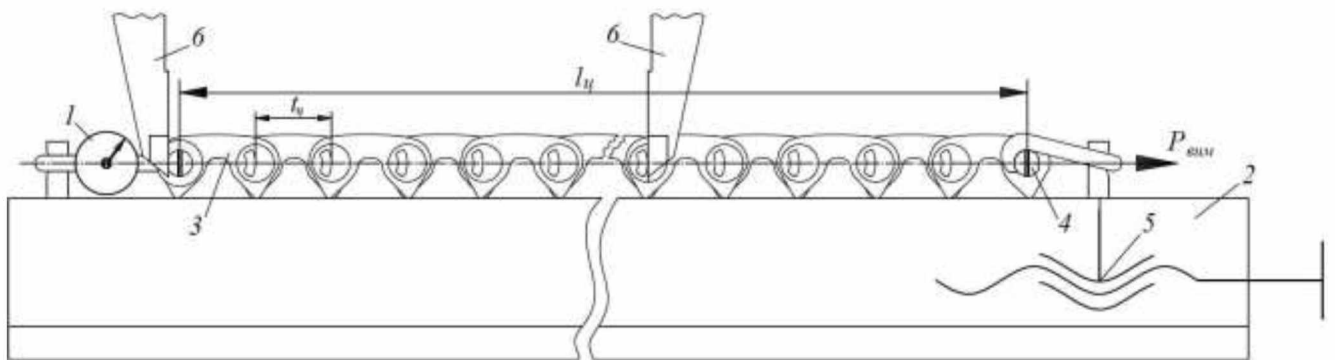
- при русі пластин зубчастого ланцюга за профілями зубів на секторах обхвату зірочок.

Зміна геометричних параметрів елементів ланцюга і зубів зірочок істотно

впливає на роботу передачі, що виражається у вигляді сил поперечних коливань гілок і як наслідок – у збільшенні інтенсивності зносу елементів передачі.

2.5 Методика дослідження зносу зубчастого ланцюга

При проведенні випробувань передач проводилися контрольні виміри зубчастого ланцюга, використовуючи вимірювальну лінійку та електронний штангенциркуль з точністю 0,1 мм для контролю подовження відрізків ланцюга в лабораторії (рис. 2.5). На рис. 2.5 а показана принципова схема вимірювання довжин відрізків зубчастого ланцюга, яка складається з вимірювальної лінійки з гвинтовою парою, динамометра, гільз і електронного штангенциркуля.



1 - динамометр; 2 - вимірювальна лінійка; 3 - зубчастий ланцюг; 4 - валик із засічкою; 5 – гвинтова пара; 6 - штангенциркуль

Рис. 2.5 – Схема (а) та фотографії (б) вимірювання довжини відрізка зубчастого ланцюга

Контур зубчастого ланцюга розбивали на два відрізки та закріплювали на вимірювальну лінійку з певним натягом. Відповідно до вимог ГОСТ 13552-81 «Ланцюги приводні зубчасті. Технічні умови» виміри очищених і промитих відрізків зубчастого ланцюга проводилися із застосуванням навантаження, що дорівнює 1% від руйнівного. Задане навантаження реалізовувалося за допомогою гвинтової пари вимірювальної лінійки та контролювалося динамометром, при цьому сам відрізок зубчастого ланцюга лежав на горизонтальній площині.

На кінцях відрізка закріплювалися два валики із засічкою для визначення центру шарніру ланцюга та зручного підрахунку кроків, самі валики були виготовлені за формою отвору пластин зубчастого ланцюга. Вимірювання здійснюється шляхом притискання вимірювальних губок штангенциркуля до поверхні валика та призми зубчастого ланцюга. Число вимірювань на кожному з двох відрізків зубчастого ланцюга – не менше трьох.

2.6 Дослідження зносу профілю зубів зірочок з евольвентним профілем зуба

В ході стендових випробувань передач із зубчастим ланцюгом проводилися вимірювання ступеня зносу профілів зубів евольвентних зірочок та зірочок зі стандартним прямолінійним профілем зубів. Знос оцінювався за збільшеними зображеннями профілів зубів, отриманими з використанням універсальних вимірювального мікроскопа УИМ-21 (рис. 2.6) з точністю 0,01мм.



Рис. 2.6 – Вимірювання зносу профілю зубів зірочки

За допомогою вимірювального мікроскопа УИМ-21 проводились виміри всіх зубів зірочок, для спрощення вимірювання зносу робочого та тилового профілів. Вимірювання зношування профілю зуба зірочки проводилося від кордону до середньої лінії. Всі зубці зірочок були поділені на 5 рівнів вимірів по висоті від вершини зуба з кроком 2 мм.

Висновки до розділу

Отримано рівняння для розрахунку геометричних параметрів профілю зубів евольвентних зірочок.

Запропоновано при формоутворенні евольвентних зірочок з використанням стандартного різального інструменту типу черв'ячної фрези, застосовувати два види корекції: радіальну та тангенційну.

Виконано розрахунок тягової здатності ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками. Встановлено, що тягова здатність передачі обмежується контактними напруженнями в парі пластини зубчастого ланцюга – зуб евольвентної зірочки, вираженими гранично допустимим крутним моментом $[T]_K$.

Спроектовано та виготовлено випробувальний стенд, на якому проведено порівняльні експериментальні дослідження працездатності передач із зубчастим ланцюгом, оснащених евольвентними та стандартними зірочками, що працюють з періодичним мастилом і без мастила.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Проектний розрахунок ланцюгової передачі

Проведемо проектний розрахунок передачі із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками з наступними вихідними параметрами:

$$N_1 = 12 \text{ кВт}; n_1 = 1000 \text{ об/хв}; D_e = 138,6 \text{ мм}; a_0 = 630 \text{ мм}; i = 1; \psi = 0^\circ.$$

Ланцюгова передача із зубчастим ланцюгом закритого типу, метод регулювання натягу гілок передачі – пересувна опора, використовується періодичне змащування, режим роботи передачі – двозмінна.

Розрахунок ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом.

За методиками [1, 20, 31] знаходимо типорозмір зубчастого ланцюга.

1. Швидкість руху зубчастого ланцюга:

$$V = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 1000}{60000} = 6,28 \text{ м/с}.$$

2. Допустимий питомий тиск зубчастого ланцюга обраного типорозміру при вихідному режимі роботи:

$$[p] = 17,7 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 1 = 14,8 \text{ МПа}.$$

3. Опорна поверхня шарніра зубчастого ланцюга:

$$F_{on} = \frac{1000 \cdot 1,7}{14,8 \cdot 2 \cdot 6,28} = 37,6 \text{ мм}^2.$$

4. З результату визначення опорної поверхні шарніра зубчастого ланцюга F_{on} знаходимо типорозмір зубчастого ланцюга та його основні параметри:

$$\text{ПЗ-1-19,05-74-45 } t = 19,05 \text{ мм}.$$

Використовуючи методику [31], проведемо геометричний розрахунок ланцюгового контуру зубчастого ланцюга.

5. Попередня кількість зубів ведучої евольвентної зірочки:

$$z_1^* = \frac{\pi}{\arctg \frac{1}{\frac{120}{19,05} - 0,5}} = 22,8.$$

Приймаємо $z_1 = 23$.

6. Визначасмо кількість зубів веденої евольвентної зірочки:

$$z_2 = 23 \cdot 1 = 23 .$$

7. Попередня кількість ланок зубчастого ланцюга в ланцюговому контурі:

$$W_0 = \frac{2 \cdot 1000}{19,05} + \frac{23+23}{2} + \left(\frac{23-23}{2\pi} \right)^2 \frac{19,05}{1000} = 898.$$

Отримуємо $W=90$. Довжина ланцюгового контуру зубчастого ланцюга
 $W \cdot t = 1662,1 \text{ мм} .$

8. Міжосьова відстань ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом:

$$a = \frac{19,05}{4} \left[82 - \frac{23+23}{2} + \sqrt{\left(82 - \frac{23+23}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{23-23}{2\pi} \right)^2} \right] = 630,20 \text{ мм} .$$

9. Кут нахилу ведучої гілки до осі ланцюгової передачі з зубчастим ланцюгом і кути нахилу ведучої та веденої гілок до горизонту, що не провисають, приведені до залежності:

$$\beta = \beta_1 = \beta_2 = 0^0 .$$

10. Кути обхвату евольвентних зірочок зубчастим ланцюгом, якщо гілки ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом не провисають:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \pi .$$

11. Кількість шарнірів зубчастого ланцюга у ведучій галузі передачі:

$$W_6 = \frac{6302}{19,05} = 33.$$

Розрахуємо геометричні параметри евольвентної зірочки, використовуючи додаток А.

12. Кутовий крок евольвентної зірочки:

$$\frac{2\pi}{z} = 18,95 \text{ мм}.$$

13. Діаметр ділового кола евольвентної зірочки (2.3):

$$d_d = \frac{19,05}{\sin \frac{\pi}{23}} = 139,9 \text{ мм}.$$

14. Діаметр западин евольвентної зірочки (2.4):

$$D_i = 139,9 - 2 \cdot \frac{12,405}{\cos \frac{180^\circ}{23}} = 113,79 \text{ мм.}$$

15. Зменшення номінального значення діаметра кола западин, що рекомендується:

$$\Delta_{D_i} = \frac{3 \sqrt{\frac{2(4,1^2 + 7,14^2)}{9}} - 2(1,6 + 1,5)}{2 \sin \frac{\pi}{23}} = -0,53 \text{ мм.}$$

16. Діаметр западин зубів евольвентної зірочки розрахунковий:

$$D_{i_r} = 139,9 - 25,91 - 0,53 = 113,46 \text{ мм.}$$

17. Діаметр вершин зубів евольвентної зірочки (2.5):

$$D_e = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180}{23}} = 138,6 \text{ мм.}$$

18. Висота зуба евольвентної зірочки:

$$h_2 = 10,5 + 1,905 = 12,405 \text{ мм.}$$

19. Попередня величина модуля різального інструменту (2.7):

$$m^* = \frac{19,05}{\pi} = 6,06 \text{ мм.}$$

20. Стандартне значення модуля, вибране у таблиці 2.1:

$$m = 5,5 \text{ мм.}$$

21. Використовуючи ГОСТ 13755-81, знайдемо параметри ВВК стандартного різального інструменту:

$$h_a^* = 1; c^* = 0,25; \alpha = 20^\circ.$$

22. Діаметр ділового кола евольвентної зірочки (2.1):

$$d = 5,5 \cdot 23 = 126,5 \text{ мм.}$$

23. Діаметр основного кола евольвентної зірочки (2.2):

$$d_b = 5,5 \cdot 23 \cdot \cos 20^\circ = 118,87 \text{ мм.}$$

24. Коефіцієнт радіального усунення різучого інструменту:

$$x_p = \frac{113,79}{2 \cdot 5,5} - \frac{23}{2} + 1 + 0,25 = +0,094.$$

25. Тангенціальне зміщення різального інструменту:

$$r_k = \frac{59,435}{\cos 17,61} = 62,357 \text{ мм}$$

де $r_b = \frac{5,5 \cdot 23}{2} \cdot \cos 20 = 59,435 \text{ мм}$;

$$\Theta = \arctg \frac{38,523 \cdot \sin 150^\circ}{59,435} = 17,61; KK = 62,357 \cdot 2 \cdot (30 - 17,61) = 26,955 \text{ мм};$$

$$S_k = 2 \cdot 17,026 - 26,955 = 7,097 \text{ мм};$$

$$S_k^* = 62,375 \cdot \left(\frac{9,011}{63,25} + 2 \cdot 0,014904 - 2 \cdot 0,010012 \right) = 9,493 \text{ мм}$$

де $r = \frac{5,5 \cdot 23}{2} = 63,25 \text{ мм}$; $\text{inv } \alpha = 0,014904$;

$$S = \frac{\pi \cdot 5,5}{2} + 2 \cdot 0,094 \cdot 5,5 \cdot \text{tg } 20 = 9,011 \text{ мм};$$

$$\Delta S_k = 9,493 - 7,097 = 2,396 \text{ мм}; \quad \varphi_k = \frac{2,396}{62,357} = 0,03842 \text{ рад}$$

26. Ширина зуба евольвентної зірочки:

$$b_1 = 45 \text{ мм}$$

27. Робоча висота зуба евольвентної зірочки:

$$h_3 = 0,8 \cdot 11,91 = 9,5 \text{ мм}.$$

28. Радіус жолобника зуба евольвентної зірочки:

$$r_3 = 1,7 \cdot 7,14 \approx 12 \text{ мм}.$$

29. Діаметр кола обода:

$$D_c = 19,05 \text{ ctg } \frac{\pi}{23} - 1,3 \cdot 12,405 = 122,56 \text{ мм}.$$

Отримуємо $D_c = 120 \text{ мм}$.

30. Вибір матеріалу зуба евольвентної зірочки та спосіб термообробки.

Корисний крутний момент ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом:

$$T = \frac{30 \cdot 12}{\pi \cdot 1000} = 114,64 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Мінімальний кут тиску в точці контакту із зубчастим ланцюгом:

$$\theta_{\min} = \frac{\pi}{23} + 21,87 + 0,65 = 32,2^\circ = 0,562 \text{ рад}.$$

Радіус кривизни зуба евольвентної зірочки на початку роботи ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом:

$$\rho_k = 0,5(10712 \cdot \operatorname{tg} 2225^\circ - 1191) = 1595 \text{ мм}$$

Допустиме контактне напруження для матеріалу евольвентної зірочки:

$$[\sigma]_H = 0,418 \sqrt{\frac{148,5}{57,8 \cdot \left[\frac{7,25 \cdot 4,34 \cdot \sin(0,562 + 0,1)}{2 \cdot 9803,9 \cdot \sin \frac{2\pi}{19}} - 12,5 \right]}} = 1300 \text{ Н/см}^2.$$

Використовуючи методику [30], вибираємо матеріал заготовки зірочки із евольвентним профілем зуба – сталь 50 (сталь 40Х). Зуби евольвентної зірочки піддаються поверхневому гартуванню з нагріванням ТВЧ до твердості 45...51 HRC.

Результати розрахунку основних геометричних параметрів евольвентної зірочки для ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом внесені до табл. 3.1 . Використовується стандартний різальний інструмент із кутом профілю $\alpha = 20^\circ$

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку основних геометричних параметрів ланцюгової передачі

№	Найменування геометричного параметра евольвентної зірочки для ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом	$\alpha = 20^\circ$
1	Діаметр кола ділительний d , мм	139,9
2	Діаметр кола основний d_b , мм	126,5
3	Коефіцієнт радіальної корекції x_p	0,094
4	Тангенціальне розрахункове зміщення s_p , мм	2,396
5	Кут профілю зуба максимальний β_{\max} , град.	67,5
6	Половина мінімального кута загострення γ_{\min} , град.	13,8
7	Радіус кривизни профілюзуба мінімальний $\rho_{k\min}$, мм	15,9

3.2 Тяговий розрахунок ланцюгової передачі

Виконаємо перевірочний розрахунок тягової здатності ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів використовуючи наступні вихідні параметри:

$$F = 1200 \text{ Н}; R_1 = 71,25 \text{ мм}; R_2 = 69,95 \text{ мм}; S_2 = 150 \text{ Н}; t = 19,05 \text{ мм};$$

$$\omega_1 = \omega_2 = 1000 \text{ хв}^{-1}; [\sigma]_H = 515 \text{ МПа (для сталі 45)}; \Theta_{\min} = 39,72^\circ; \rho_k = 19,3 \text{ мм};$$

періодичне змащування зубчастого ланцюга $f = 0,1$.

На ведучій евольвентній зірочці крутний момент буде розраховуватися за формулою:

$$T = 1200 \cdot 71,25 - 150 \cdot 69,95 = 175 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді обмежений величиною $[\sigma]_H$, крутний момент дорівнюватиме:

$$[M]_k = \left(\frac{515}{0,418} \right)^2 \frac{7,45 \cdot 19,3 \cdot \sin(39,72^\circ + \arctg 0,1)}{2 \cdot 98039 \cdot \sin \frac{2\pi}{23}} \cdot 69,95 - 150 \cdot 69,95 = 486 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Використовуючи математичну модель ланцюгового зачеплення зубчастим ланцюгом із зірочкою розраховуємо радіуси розташування центрів шарнірів зубчастого ланцюга на секторі обхвату в стані, що передує пробуксовці, визначаємо коефіцієнт зчеплення $B_{zII} = 1143$. Тоді отримуємо, що в досліджуваній ланцюговій передачі при мінімальному натягу веденої гілки $S_2 = 350 \text{ Н}$, створюваний вагою зубчастого ланцюга при стрілі провисання $f_0 = 100 \text{ мм}$, крутний момент буде дорівнювати:

$$[T]_{II} = 350 \cdot (1143 - 1) \cdot 175 = 571 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином, величина робочого T крутного моменту виявляється менше значень, що допускаються $[T]_k$ і $[T]_{II}$.

3.3 Експериментальні результати зносу зубчастого ланцюга

Статистична обробка результатів вимірів зносу зубчастого ланцюга згідно розробленої методики (див. розд. 2) проводилася через певні проміжки часу: для

ланцюга, що працює з періодичним змащуванням - кожні 14 годин (14, 28, 56, 112 і т.д.), для ланцюга, що працює без змащування - кожні 10 годин (10, 20, 30, 40, 50, 60, та 70 годин). Після вимірювання відрізків зубчастого ланцюга отримані результати записувалися в програму Excel (рис. 3.1) для отримання графіків відсоткових значень подовження кроку зубчастого ланцюга від номінального значення кроку.

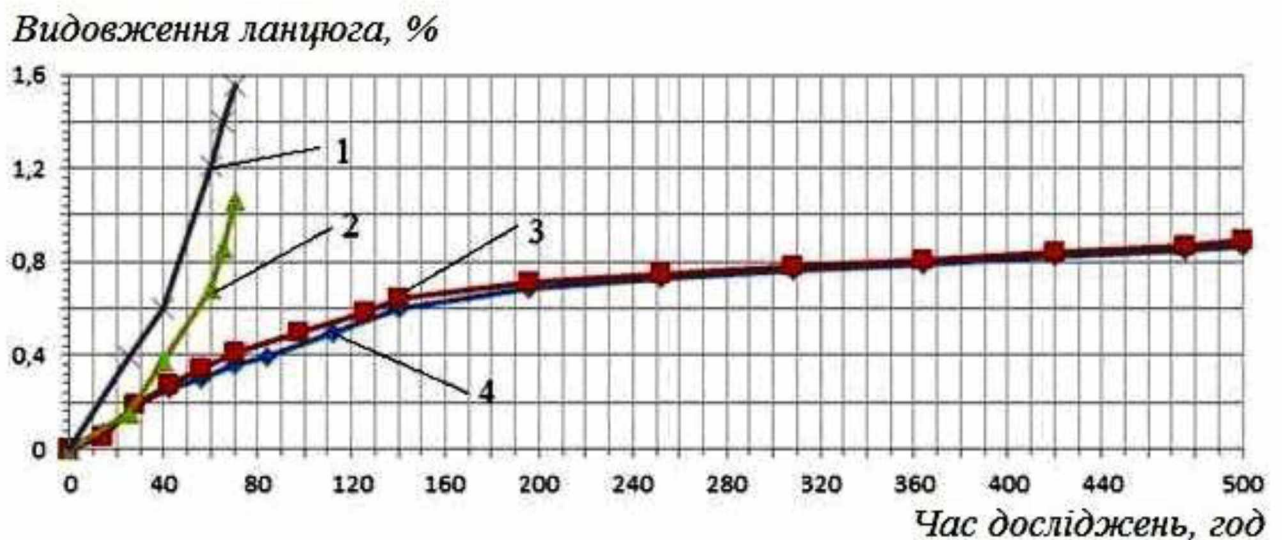


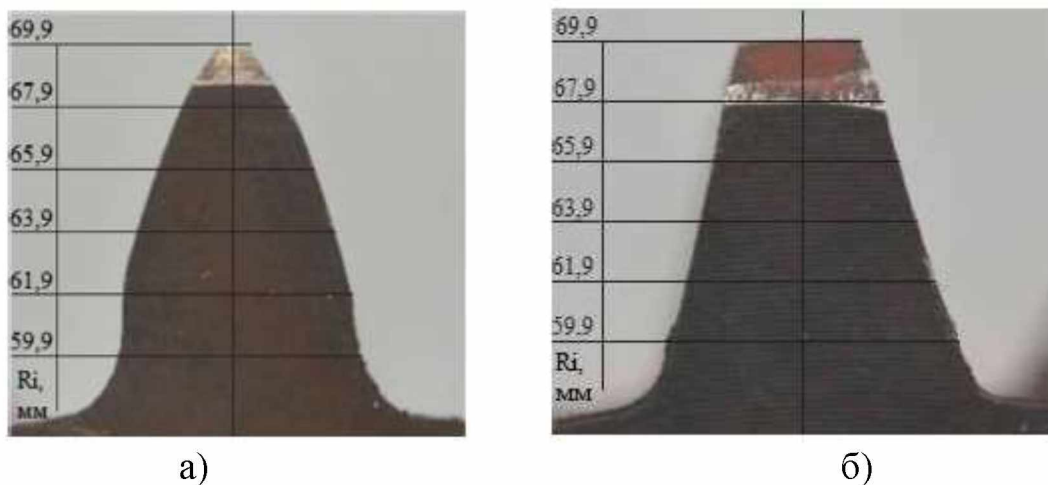
Рис. 3.1 – Графіки видовження кроку зубчастих ланцюгів: 1-евольвентний профіль без змащування; 2 - прямолінійний профіль без змащування; 3 – евольвентний профіль зі змащенням; 4 – прямолінійний профіль зі змащенням

У процесі роботи передачі подовження кроків ланок ланцюга обумовлено зносом призм в шарнірах при їх відносному розвороті, що виникає в момент вільного входу і вільного виходу зубчастого ланцюга з зачеплення з евольвентними зірочками, також внаслідок поперечних коливань гілок передачі. З графіка (рис. 3.1) видно, що в передачах, що працюють без змащування зношування зубчастого ланцюга з евольвентними зірочками перевищує знос ланцюга з зірочками з прямолінійним профілем 0,6%. Однак у передачах із періодичним змащуванням зношування зубчастого ланцюга з евольвентними зірочками не перевищує 0,2% в порівнянні з зірочками з прямолінійним профілем. Це підтверджує працездатність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів за прогнозом зносостійкості ланок ланцюга.

3.4 Експериментальні дослідження зносу профілю зубів зірочок з евольвентним профілем зуба

Так як випробування ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом проводилися з натягом ведучої та веденої гілки передачі, то характер зносу зубів зірочок на робочому та тиловому профілях буде симетричним. Однак навіть при такому зношуванні зубів буде видно зміну профілю зуба зірочки на всіх рівнях вимірів.

На рис. 3.2 приведені фотографії зубів провідних зірочок евольвентного профілю (а) та прямолінійного профілю (б), отриманих за допомогою універсально інструментального мікроскопа УИМ-21.



а - ведуча зірочка з евольвентним профілем зуба; б - ведуча зірочка з прямолінійним профлем зуба

Рис. 3.2 – Фотографії досліджуваних зубів зірочок

Замір профілів зубів зірочок проводилися кожні 10 годин випробувань передачі на стенді в режимі без змащування та кожні 14 годин при випробуваннях у режимі з періодичним мастилом. Сумарна тривалість випробувань передач із зубчастим ланцюгом склала: при роботі без мастила – 140 годин, при роботі з періодичним мастилом – 100 годин.

Причиною відмови ланцюгової передачі, що працює без мастила, стало втомливе руйнування пластин зубчастого ланцюга (рис. 3.5). Умови, режими та періодичність проведення випробувань ланцюгових передач зі стандартними

зірочками такі ж, як у передачі з евольвентними зірочками.

Динаміка зношування профілів зубів зірочок, що працюють з періодичним мастилом і без мастила фіксувався шляхом вимірювання їх товщини на відповідному радіусі вимірювання R_{i1} і R_{i2} через певний проміжок часу. Отримані результати вимірів товщин зубів зірочок показані в табл. 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2 – Середня величина зносу зубів зірочок при роботі з періодичним змащуванням, мкм

Ведуча евольвентна зірочка				Ведуча прямолінійна зірочка			
Радіус виміру R_{i1} , мм	Час напрацювання, год			Радіус виміру R_{i2} , мм	Час напрацювання, год		
	100	300	500		100	300	500
67,9	14	18	22	67,9	74	129	150
65,9	44	108	123	65,9	73	129	152
63,9	146	206	231	63,9	72	127	154
61,9	178	187	219	61,9	73	131	149
59,9	28	49	87	59,9	74	132	149

Таблиця 3.3 – Середня величина зносу зубів зірочок при роботі без мастила, мкм

Ведуча евольвентна зірочка				Ведуча прямолінійна зірочка			
Радіус виміру R_{i1} , мм	Час напрацювання, год			Радіус виміру R_{i2} , мм	Час напрацювання, год		
	20	50	70		20	50	70
67,9	52	120	167	67,9	71	142	215
65,9	192	278	340	65,9	84	176	240
63,9	228	323	390	63,9	80	190	270
61,9	183	265	331	61,9	79	161	237
59,9	77	103	176	59,9	73	118	196

Дослідження зносу профілів зубів зірочок на момент закінчення експерименту показали, що при роботі без мастила зношування зубів евольвентних зірочок на 10% більше, ніж у зірочках з прямолінійним профілем. Працюючи з періодичним мастилом знос зубів евольвентних зірочок перевищує знос зубів зірочок з прямолінійним профілем на 5 %.

На рис. 3.3 – 3.4 наводиться порівняння зносу евольвентних профілів зубів зірочок. Через 500 годин роботи передач із періодичним змащуванням середнє значення максимальної глибини зносної лунки склало: на ведучій евольвентній зірочці 0,041 мм, на веденій евольвентній зірочці 0,039 мм.

Напрацювання передач, що працюють без мастила, до першої відмови (руйнування пластини ланцюга) склало 70 годин. Вимірювання максимального зносу профілів зубів зірочок показали такі результати:

- знос профілів зубів на ведучій та веденій евольвентних зірочках 0,46 мм та 0,45 мм ;

Порівнюючи динаміка зносу зубів ведучої зірочки і веденої зірочки з прямолінійним профілем у передачі зубчастим ланцюгом, що працює без мастила з відповідним евольвентним зірочкам можна встановити, що в обох профілів зубів темп зносу різний.

Інтенсивне знос зубів евольвентних зірочок відбувається на рівнях 3 і 4, причому на інших рівнях знос мінімальний. У зірочок з прямолінійним профілем, на відміну від евольвентних, за рахунок плоского контакту зуба зірочки з пластинами зубчастого ланцюга відбувається однакове зношування зубів на всіх рівнях 1-5.

Порівняльний аналіз отриманих результатів вимірювань показав деяке збільшення темпу зношування профілів зубів евольвентних зірочок у перші 50 годин при роботі з періодичним мастилом і протягом перших 15 годин при роботі без мастила.

Це пояснюється різними умовами контакту пластин зубчастого ланцюга з евольвентним та прямолінійним профілями зубів зірочок. Потім зношування евольвентного профілю зуба зірочки наближає його форму до прямолінійного профілю, і темп зношування знижується.

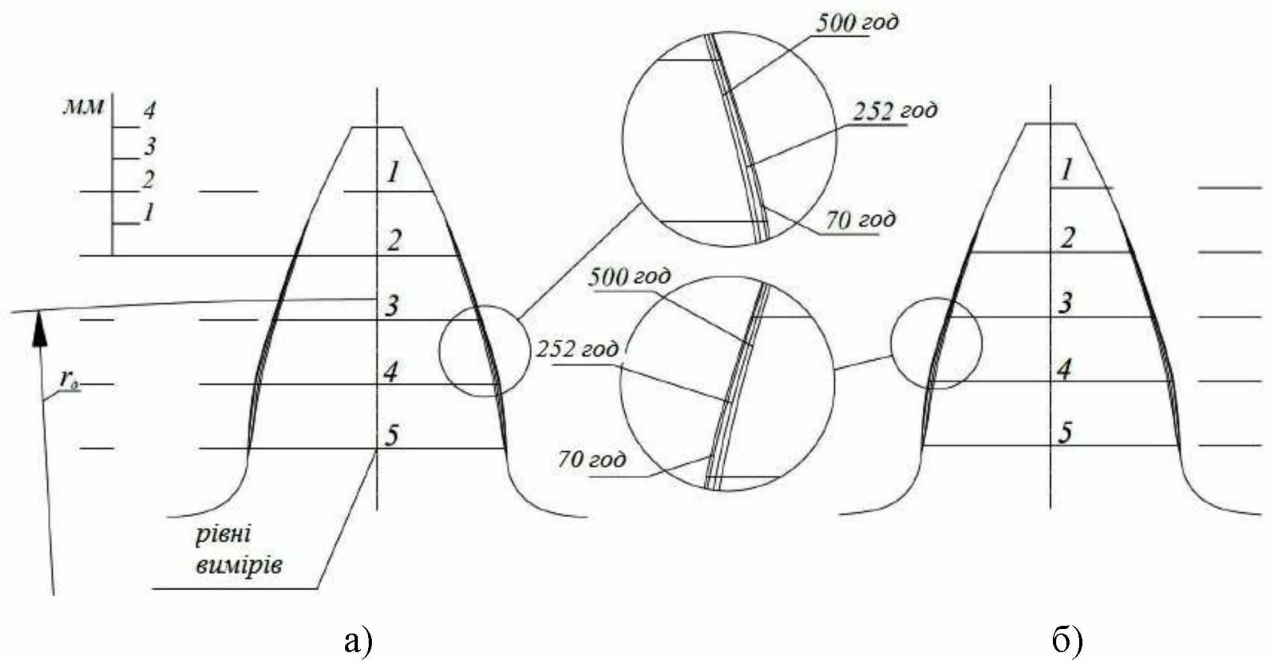


Рис. 3.3 – Динаміка зносу евольвентних профілів зубів ведучої (а) та веденої (б) зірочок у процесі випробувань досліджуваних передач, що працюють із періодичним змащуванням

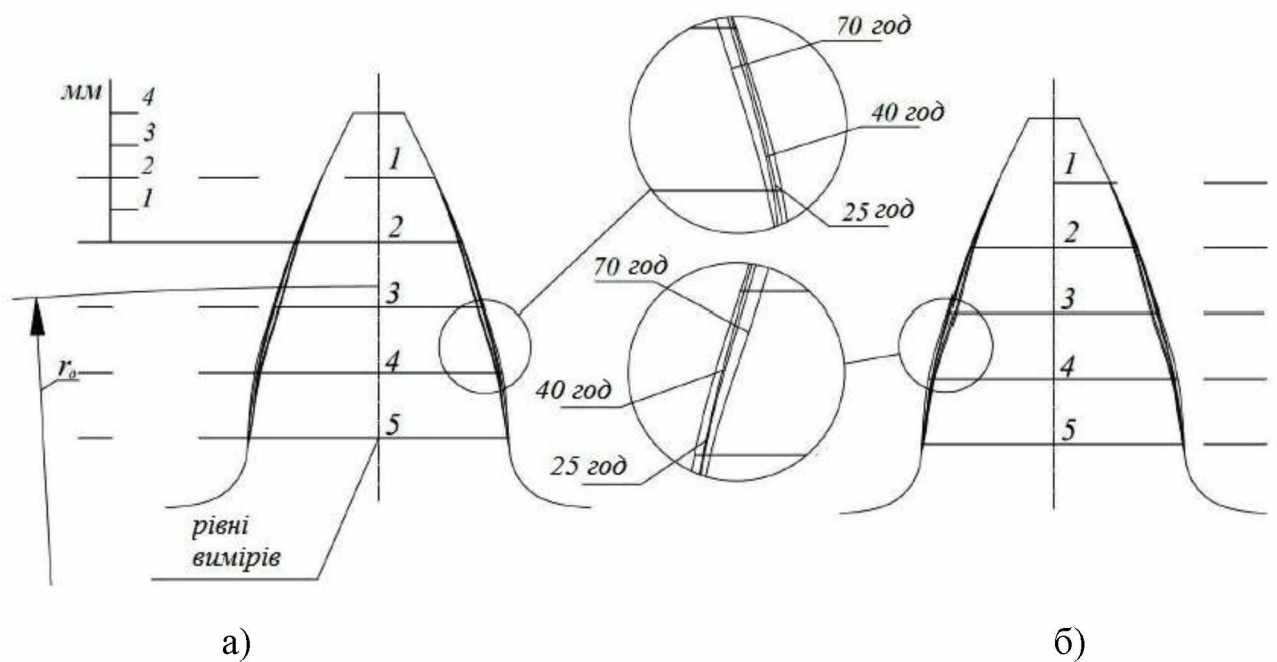


Рис. 3.4 – Динаміка зносу евольвентних профілів зубів ведучої (а) та веденої (б) зірочок у процесі випробувань досліджуваних передач, що працюють без мастила

В цілому, отримані результати вимірювань підтвердили всі теоретичні дослідження та розрахунки працездатності передачі із зубчастим ланцюгом, на момент закінчення експерименту, зносостійкість зубів зірочок з евольвентним та

стандартним профілями можна вважати порівнянною.



Рис. 3.5 – Втомне руйнування пластин зубчастого ланцюга при випробуваннях ланцюгових передач, що працюють без мастила

Висновки до розділу

Проведено порівняльні дослідження ланцюгових передач з евольвентними та стандартними зірочками на зносостійкість зубчастого ланцюга. Встановлено, що зносостійкість зубчастого ланцюга в ланцюговій передачі з евольвентними зірочками до 10% нижче, ніж у передачі зірочками з прямолінійним профілем зуба при періодичному мастилi, а при роботі без мастила - до 32%.

Аналіз експериментальних даних щодо дослідження зносу профілів зубів зірочок показав зіставні результати для передач, оснащених евольвентними і стандартними зірочками.

4 РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Охорона праці

4.1.1 Шумові характеристики при роботі ланцюгових передач зубчастим ланцюгом

Шум при роботі ланцюгової передачі може бути викликаний декількома факторами, основним з яких є зіткнення елементів ланцюга об зуби зірочки в момент входу в зачеплення. Тому рівень шуму, що випромінюється передачею можна розглядати як критерій оцінки сили удару.

Далі наводяться результати вимірювань рівнів шуму передач, оснащених евольвентними зірочками та зірочками з прямолінійним профілем зубів.

В якості шумової характеристики ланцюгової передачі обраний рівень звукового тиску L , що визначається згідно з ГОСТ 12.1.023-80:

$$L = 20 \lg \frac{p}{p_0} \text{ дБ}, \quad (4.1)$$

де p - діюче значення звукового тиску, Па;

$p_0 = 20$ мкПа - середній заданий звуковий тиск.

Це ж співвідношення можна записати так:

$$\beta = \frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{\xi_1}{\xi_2} \right)^2, \quad (4.2)$$

де p_1 і p_2 – звуковий тиск;

T_1 та T_2 – кінетична енергія удару в зачепленні;

ξ_1 та ξ_2 – коефіцієнт швидкості удару, відповідно, ведучої та веденої зірочках.

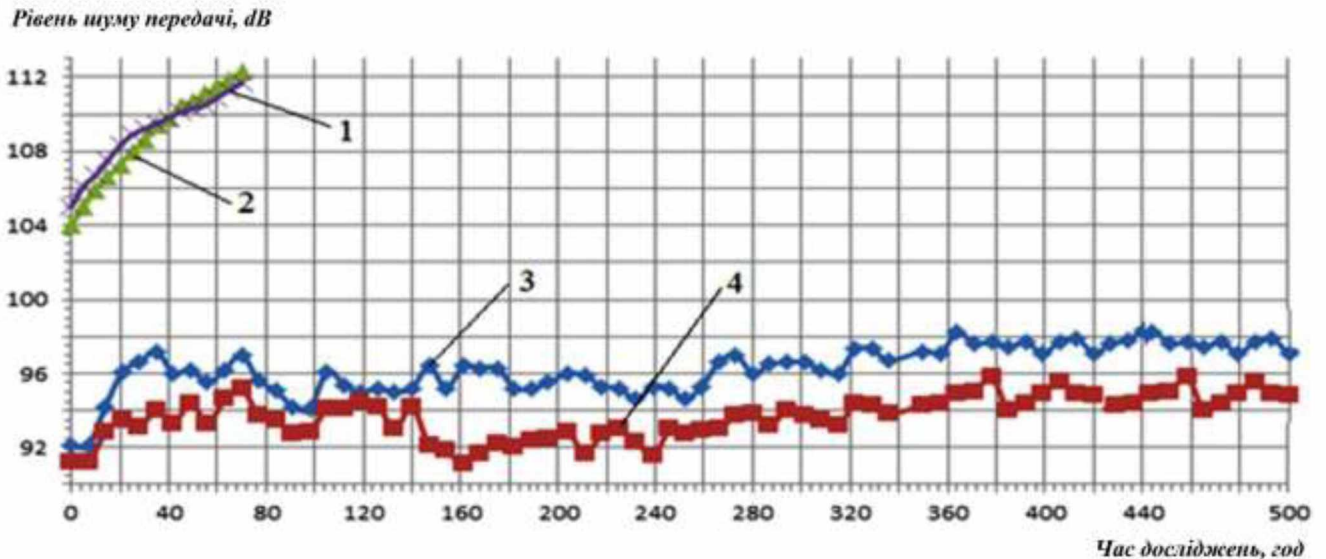
Величина β визначається за залежністю (4.1) використовується для визначення теоретичної різниці ΔL у рівнях звукового тиску:

$$\Delta L = 20 \lg \beta \epsilon \quad (4.3)$$

Вимірювання рівня шуму проводилися за допомогою приладу АТЕ-9030.

4.1.2 Результати вимірювання рівня шуму

Рівень шуму в передачах із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками нижче, ніж у передачах зі стандартними зірочками на величину до 8% при роботі без мастила та до 5% при роботі з періодичним мастилом (рис. 4.1).



1 - евольвентний профіль зуба зірочки в режимі без мастила; 2 – прямолінійний профіль зуба зірочки в режимі без мастила; 3 – прямолінійний профіль зуба зірочки в режимі зі змащенням; 4 – евольвентний профіль зуба зірочки в режимі зі змащенням

Рис. 4.1 – Графік зміни рівня шуму передачі із зубчастим ланцюгом

Порівняльний аналіз результатів вимірювань рівня шуму, а також аналіз результатів, отриманих розрахунковим шляхом за залежностями, наведеними в розділі, показав, що евольвентний профіль зубців зірочок за експлуатаційними характеристиками краще порівняно зі стандартним прямолінійним профілем з точки зору шуму.

4.2 Техніко-економічне обґрунтування досліджень

Виконаємо розрахунок економічного ефекту від зниження вартості ремонту передачі зубчастим ланцюгом та зірочкою з евольвентним профілем зуба. Економічний ефект визначається на прикладі виготовлення двох зірочок для

випробувального стенду. Вартість виготовлення C_3 однієї зірочки для передачі із зубчастим ланцюгом марки ПЗ-1-19,05-74-45, в умовах ремонтної майстерні виробництва (фактичний час виготовлення – 8 годин):

$$C_c = Z + O + M + El + A + Hв, \quad (4.4)$$

Заробітна плата робочих Z (токаря, фрезерувальника) – 3000 грн.

Відрахування на заробітну плату O (39%) – 800 грн.

Матеріали M (Сталь 40Х – 52 грн за 1 кг) 3 кг – 156 грн.

Електрична енергія El 33 кВт (4,44 грн. за 1 кВт/год) – 144 грн.

Амортизація обладнання A - 100 грн.

Разом прямі витрати – 4 200 грн.

Накладні витрати $Hв$ (20%) – 840 грн.

Усього вартість за одну евольвентну зірочку – 5040 грн.

Разом: $C_c = 2(Z + O + M + El + A + Hв) = 10080$ грн.

Вартість придбання Z зірочки на заводі-виробнику складається із вартості самої зірочки C_1 та витрат на перевезення $П$. Більшість комплектуючих (у тому числі й зірочки) для передач зубчастим ланцюгом поставляються зі складу заводу компанії «КРАЗ» у м. Кременчуці тому транспортні витрати розраховувалися на 150 км шляху.

$$Z = C_1 + П. \quad (4.5)$$

Вартість однієї зірочки для передачі зубчастого ланцюга марки ПЗ-1-19,05 - 74-45 на заводі-виробнику - 7500 грн.

Транспортування фірмою «Нова пошта» - 100 грн.

Разом: $Z = 2C_1 + П = 16000$ грн.

Економічний ефект E при виготовленні двох зірочок у ремонтній майстерні складе:

$$E = Z - C_c = 16000 - 10080 = 5920 \text{ грн.}$$

Таким чином ремонт передачі зубчастим ланцюгом із заміною зірочок на евольвентні зірочки, виготовлені в ремонтній майстерні, обходиться в 1,5 рази дешевше.

Висновки до розділу

Вимірювання рівнів шуму довели, що застосування евольвентного профілю для зубів зірок підвищує експлуатаційні характеристики ланцюгової передачі в порівнянні з прямолінійним профілем.

Проведені експериментальні дослідження дозволяють зробити висновок, що передача із зубчастим ланцюгом та евольвентними зірочками працездатна.

Загальні висновки

1. Virішено завдання створення передачі зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентними профілями зубів. Визначено параметри евольвентної зірочки, що забезпечують її працездатність та довговічність. Цей профіль дозволяє виготовляти зірочки на універсальному металообробному верстатному устаткуванні стандартним різальним інструментом (черв'ячною фрезою).

2. Запропоновано методику розрахунку геометричних параметрів евольвентних зірочок та проектування передач зубчастим ланцюгом. Досліджено особливості зачеплення зубчастого ланцюга з евольвентними ведучими та веденими зірочками. Розроблено метод проектування та виготовлення евольвентних зірочок для ланцюгових передач.

3. Запропоновано розрахунок тягової здатності ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів. Встановлено, що тягова здатність передачі обмежується контактною напругою в парі пластини ланцюга – зуб зірочки, вираженим гранично допустимим крутним моментом $[T]_к$.

4. Теоретичні та експериментальні дослідження підтвердили працездатність ланцюгової передачі із зубчастим ланцюгом та зірочками з евольвентним профілем зубів. Запропоновано залежності, що дозволяють оцінити зносостійкість ланцюга та зірочок, визначити довговічність передачі, з урахуванням впливу поперечних коливань гілок передачі, викликаних граненістю та ексцентриситетом зірочок.

5. Проведено експериментальні дослідження ланцюгових передач із зубчастим ланцюгом на випробувальному лабораторному стенді. На ньому отримані результати порівняльних випробувань зносостійкості зубчастого ланцюга, а також евольвентних та стандартних зірочок з різними умовами експлуатації та змащування. Визначено, що подовження кроку зубчастого ланцюга в ланцюговій передачі з евольвентними зірочками до 0,6% більше, ніж у передачі зі стандартними зірочками, а знос самих евольвентних зірочок перевищує знос стандартних зірочок до 10%. Але при цьому вимірювання рівнів шуму довели, що застосування евольвентного профілю для зубів зірочок підвищує експлуатаційні характеристики передачі в порівнянні з прямолінійним профілем.