

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Обробка металів тиском

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему Розробка преси зі збільшеним ходом
повзучо з зовнішнім зачепленням

Виконав: студент VI курсу, групи М-813.м
спеціальності (напряму підготовки)

131 Прикладна механіка

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Ковальський М. О.

(прізвище та ініціали)

Керівник Овчул В. Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Налетко ДВ

(прізвище та ініціали)

м. Запоріжжя

2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет машинобудівний

Кафедра Обробка металів тиском

Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр

Спеціальність 131 Прикладно механіка
(код і назва)

Напрямок підготовки Обладнання та технології пластичного формування
конструкцій машинобудівання
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Широкобоків В. В.

"18" 12 2018 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Ковалевський Максим Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розробка преса зі збільшеним ходом
повзучо з зовнішнім застосуванням

керівник проекту (роботи) доц. Обачи В. Д.
(Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "23" листопада 2018 року №363

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 14.12.18

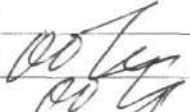



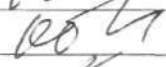



3. Вихідні дані до проекту (роботи) звіт з переддипломної практики

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналітичний огляд, 2. Кінематичний розрахунок преса, пропонуваної конструкції. 3. Силісний розрахунок виконавчого механізму, 4. Охорона праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентаційний матеріал

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Обдул В.Р. доц.		
2	Обдул В.Р.		
3	Обдул В.Р.		
4	Нестеров О.В. к.н.т., доц.		
Нормоконтракт	Матюшин А.Ю.		

7. Дата видачі завдання 1.10.18



КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналітичний етап	10.10.2018	
2	Кінцельтичний розрахунок приєднання пропозицій конструкції	15.11.2018	
3	Силовий розрахунок висотного механізму	26.11.2018	
4	Оглядом, праці та розрахунок у надзвичайних ситуаціях	8.12.2018	

Студент


 (підпис)
 
 (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


 (підпис)
 
 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД.....	7
1.1. Аналіз конструкцій головних виконавчих механізмів ковальсько-штампувального устаткування.....	7
1.2. Вплив жорсткості вузлів пресу на точність штампування.....	18
1.3. Шляхи вдосконалення головних виконавчих механізмів.....	23
1.4. Висновки.....	29
РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРЕСА ПРОПОНОВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ.....	34
2.1. Опис нової конструкції головного виконавчого механізму.....	34
2.2. Розрахунок кінематики механізму з планетарним головним виконавчим механізмом.....	38
2.3. Розробка алгоритму розрахунку статичної механіки механізму з планетарним головним виконавчим механізмом.....	48
РОЗДІЛ 3 СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВИКОНАВЧЕГО МЕХАНІЗМУ.....	51
3.1. Розрахунок зубчастих передач.....	51
3.2. Витривалість контактних поверхонь зубів колеса.....	58
3.3. Порівняння висотних параметрів станин листоштампувальних пресів.....	61
3.4. Характеристика висотних розмірів пресів, виходячи з частини станини, що деформується.....	62
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	69
4.1. Аналіз потенційних небезпек.....	69
4.2. Заходи забезпечення техніки безпеки.....	70
4.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	73
4.4. Заходи з пожежної безпеки.....	75

4.5. Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	76
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	80
ДОДАТОКИ.....	84
ДОДАТОК А.....	85
ДОДАТОК Б.....	86
ДОДАТОК В.....	87
ДОДАТОК Г.....	88
ДОДАТОК Д.....	89

ВСТУП

Широко поширеним видом устаткування в ковальсько-пресових цехах масового і великосерійного виробництва є кривошипні преси. Застосуванню кривошипних пресів в масовому виробництві сприяють рівномірна деформація металу з порівняно плавним підвищенням зусилля штампування, більш висока точність і стабільність розмірів отримуваних деталей, преса, що досягається за рахунок жорсткості; точність переміщення повзуна і застосування що направляють в інструменті, перешкоджають бічному зміщенню штамп. Практика показує, що найбільш сильний вплив на вказані параметри робить головний виконавчий механізм [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Багаторічна практика експлуатації пресів вказує на зв'язок жорсткості окремих вузлів з надійністю роботи усього пресу.

Пропонований в роботі механізм дозволяє збільшити робочий хід, що дає можливість ширшого його використання на операціях листового штампування. Особливо важливе те, що розроблений механізм можна використати для тих операцій, де важлива порівняно велика закрита висота пресу (глибокий витяг, гнуття).

Крім того, запропонована конструкція головного виконавчого механізму дозволяє істотно понизити тиск повзуна на направляючі.

Застосування розглянутого механізму дозволить розширити технологічні можливості пресу при одночасному зниженні габаритів і металоємності за рахунок створення компактної і надійної конструкції головного виконавчого механізму.

Аналіз існуючого ковальсько-пресового устаткування показує, що одним із способів підвищення ефективності механічних пресів може бути використання сателітних кривих в кінематиці головного виконавчого механізму.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1. Аналіз конструкцій головних виконавчих механізмів ковальсько-штампувального устаткування

Головний виконавчий механізм, служить для перетворення обертального руху валу в поступальний хід повзуна. У нього входить провідна ланка (головний вал), проміжна ланка або ланки (шатун, куліса і так далі) і ведена ланка (повзун). [1, 2, 3, 4, 8].

Технологічні особливості тієї або іншої виробничої операції завжди знаходять відображення в конструкції машини, призначеної для виконання цієї операції або технологічного процесу. Це проявляється в конструкції виконавчого механізму, який забезпечує певне переміщення оброблювального інструменту відносно оброблюваного матеріалу для отримання деталі із заданими розмірами, якістю поверхні і іншими параметрами. Виконавчий механізм кривошипних машин, як правило, складений з жорстких ланок, сполучених між собою за допомогою нижчих пар. Такі механізми називають кривошипно-важільними.

Застосування в якості виконавчого механізму найчастіше у вигляді кривошипно-повзунного механізму, має місце в усіх листоштампувальних пресах простої дії при широкому діапазоні їх потужності, в горячештампувальних пресах, в холодновисаджувальних автоматах і т. д. Можна стверджувати, що дев'ять десятих усього парку кривошипних машин мають виконавчий механізм, виконаний у вигляді звичайного кривошипно-повзунного механізму. Це пояснюється простотою реверсування руху робочої ланки - повзуна, технологічністю механізму, тобто. порівняльною простотою виконання, компактністю при дуже широких межах сприйманих зусиль, великим досвідом проектування і експлуатації, можливістю поєднання в машині двох або чотирьох, а іноді і

більше однакових плоских механізмів для розділення діючого силового потоку і цілим рядом інших менш важливих обставин.

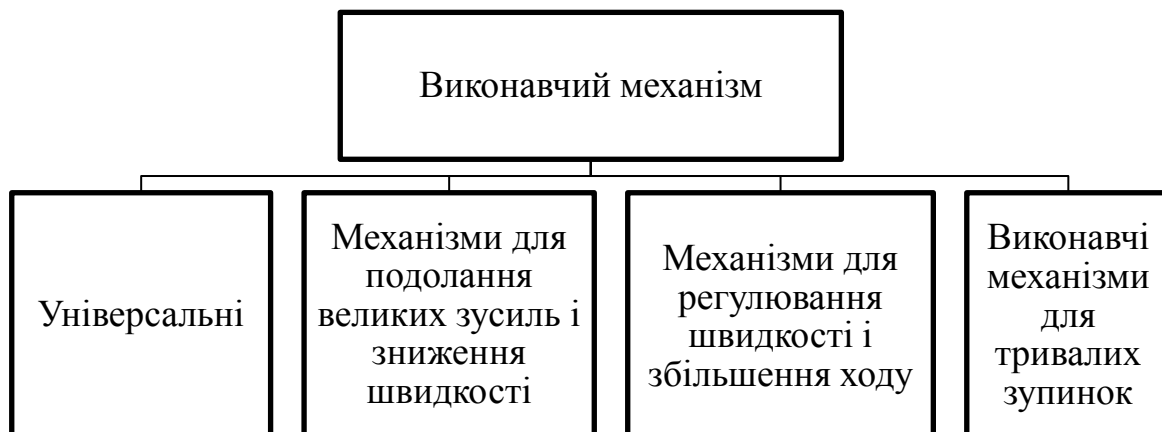


Рисунок 1.1.- Виконавчі механізми.

Універсальні 4 -х ланкові механізми. Застосовуються в тих випадках, коли особливі вимоги до кінематичних параметрів не пред'являються. Достоїнства - простота, компактність (рис. 1.2).

Механізми для подолання великих опорів деформації при відносно малому моменті на приводі. Сюди входять усі механізми характерні значним зниженням швидкості виконавчої ланки на якій-небудь ділянці ходу. Механізми використовуються в чеканочних пресах і в пресах для холодного видавлювання (рис. 1.3).

Механізми для регулювання швидкості і збільшення ходу. Кривошипно-важільний механізм характеризується наявністю двох ведучих кривошипів, раціональне взаєморозташування яких забезпечує велику довжину ходу повзуна (до 3-4 радіусів кривошипа) і підвищену швидкість зворотного ходу. Ці особливості зумовили застосування механізму в спеціалізованих пресах для витягу глибоких порожнистих виробів (рис. 1.4).

Виконавчі механізми для тривалих зупинок. Механізми застосовуються в листоштампувальних пресах подвійної або потрійної дії (рис. 1.5).

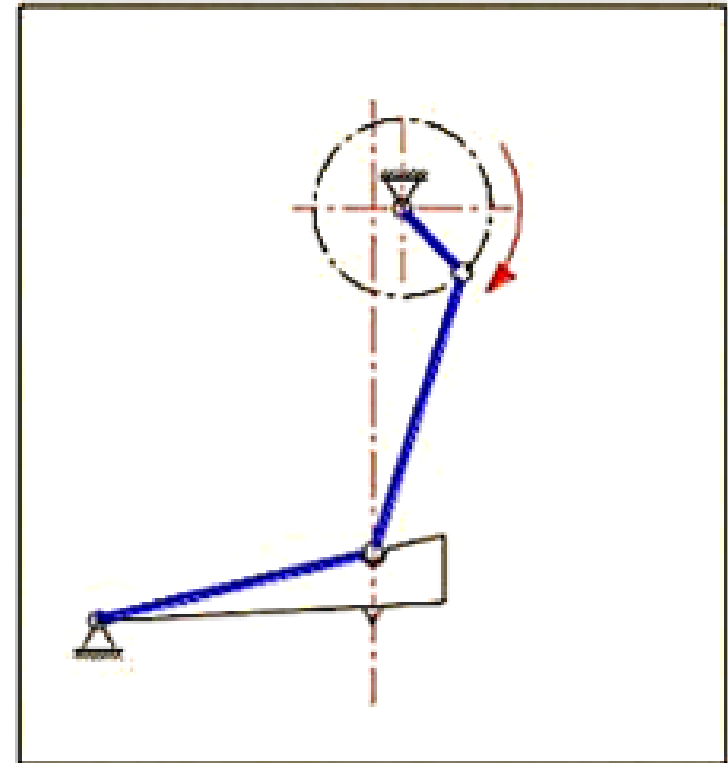
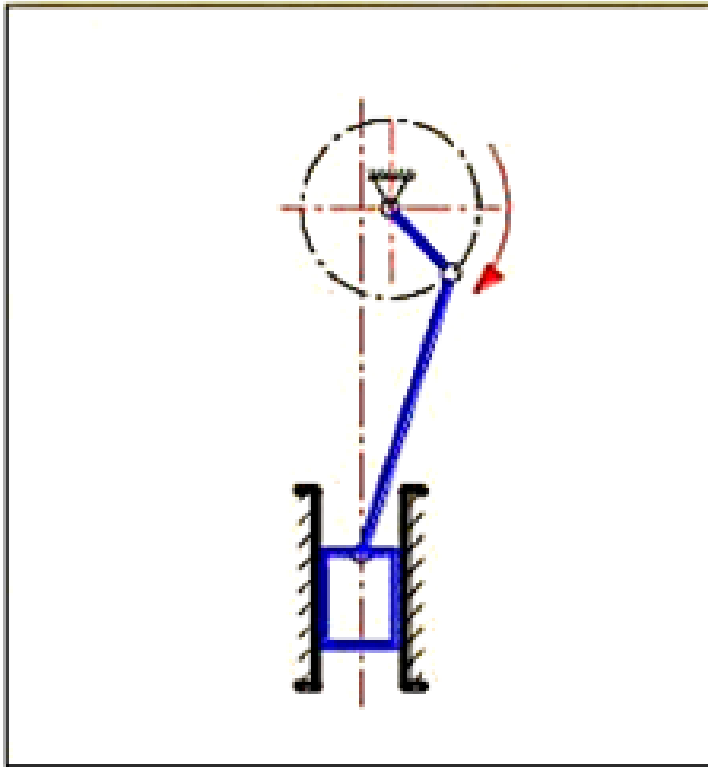


Рисунок 1.2. - Універсальні 4 -х ланкові механізми

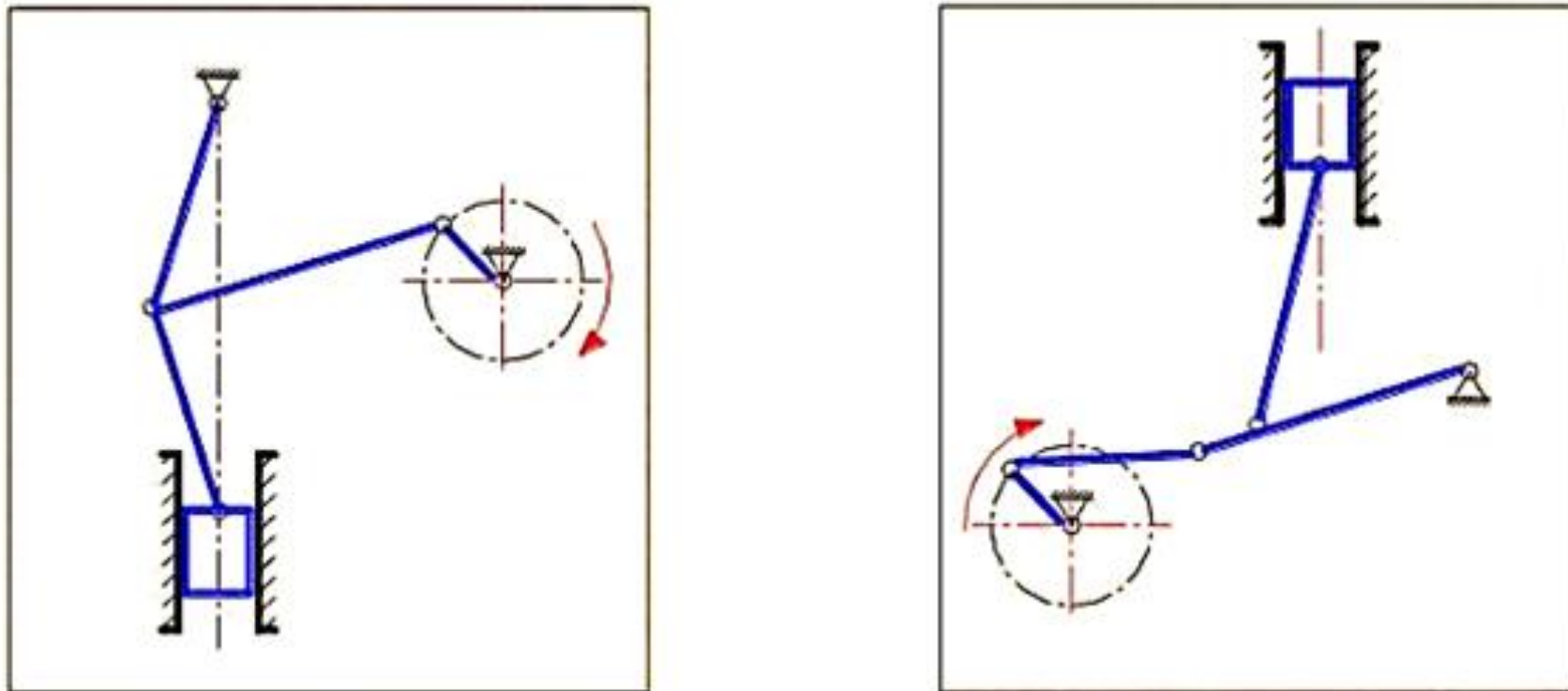


Рисунок 1.3. - Механізми для подолання великих зусиль і зниження швидкості.

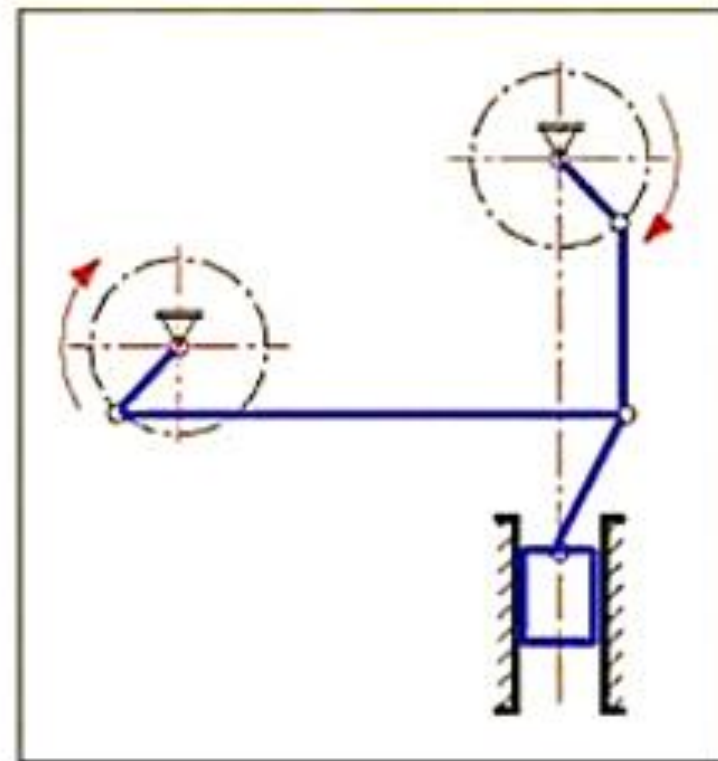
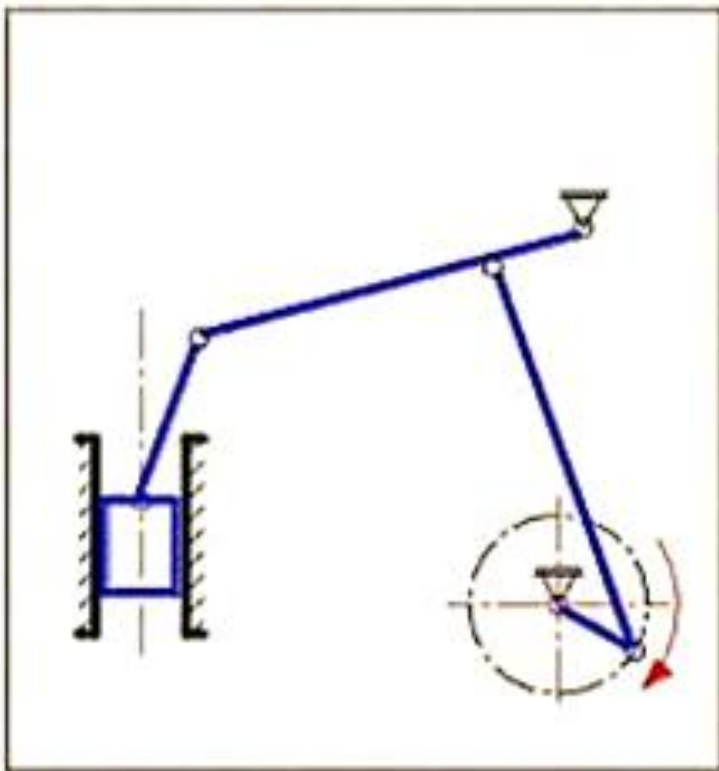


Рисунок 1.4. - Механізми для регулювання швидкості і збільшення ходу.

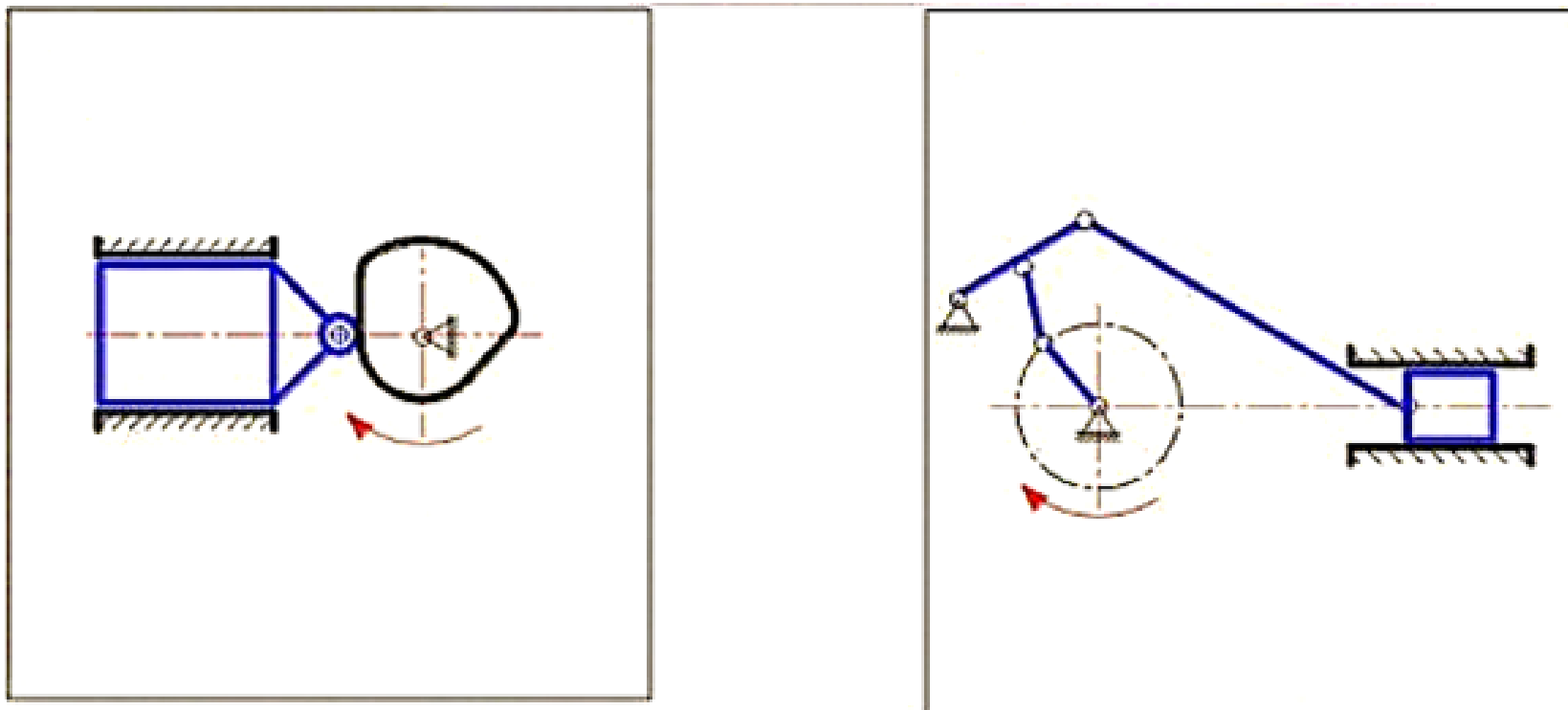


Рисунок 1.5. - Виконавчі механізми для тривалих зупинок.

Було запропоновано розділити деякі схеми кривошипних механізмів за певними ознаками і називати компактними виконавчими механізмами (рис. 1.6).

Ланцюжок (в, г, д, е, ж) містить виконавчі механізми, в яких конструктивно можна зменшити відносну кінематичну довжину шатуна до величини коефіцієнта шатуна $\lambda \rightarrow 1$, коли обмеження величини λ пов'язане лише з небезпекою само заклинювання виконавчого механізму в середній частині ходу повзуна, але не з конструкцією виконавчого механізму.

Другий ланцюжок (в, и, к, л, м, н, о) приводить до групи виконавчих механізмів з $\lambda = 0$.

За структурними ознаками механізми (л, м, ж) відносяться до кулачкових, а механізми (е, д) - до змішаних форм. Але, незважаючи на різноманітність форм і протилежну спрямованість ланцюжків, і механізми з $\lambda \rightarrow 1$, і механізми з $\lambda = 0$, належать до загального сімейства компактних виконавчих механізмів.

Компактні виконавчі механізми, в порівнянні з традиційними, володіють поруч цінних для пресобудування властивостей:

- Їх застосування призводить до зменшення відстані від осі головного валу до столу, завдяки чому вдається зменшити висоту вертикальних пресів на 20-25 % і збільшити жорсткість в 3 рази, ліквідувати руйнування, пов'язані з пружною віддачею на розділових і швидкоплинних формотворних операціях.
- Завдяки попередній властивості і розвиненим поверхням сполучення повзуна з шатуном і станиною вдається різко понизити (на 10-20 дБ) рівень шуму при технологічних операціях.
- У компактних виконавчих механізмах порівняно легко може бути досягнутий стійкий плоский контакт повзуна і станини на усій ділянці робочого ходу повзуна незалежно від проміжків

контактуючої пари і зміщення центру докладання технологічного зусилля від центру повзуна. Ця властивість дозволяє збільшити точність штампованих виробів, стійкість штампів і довговічність направляючих.

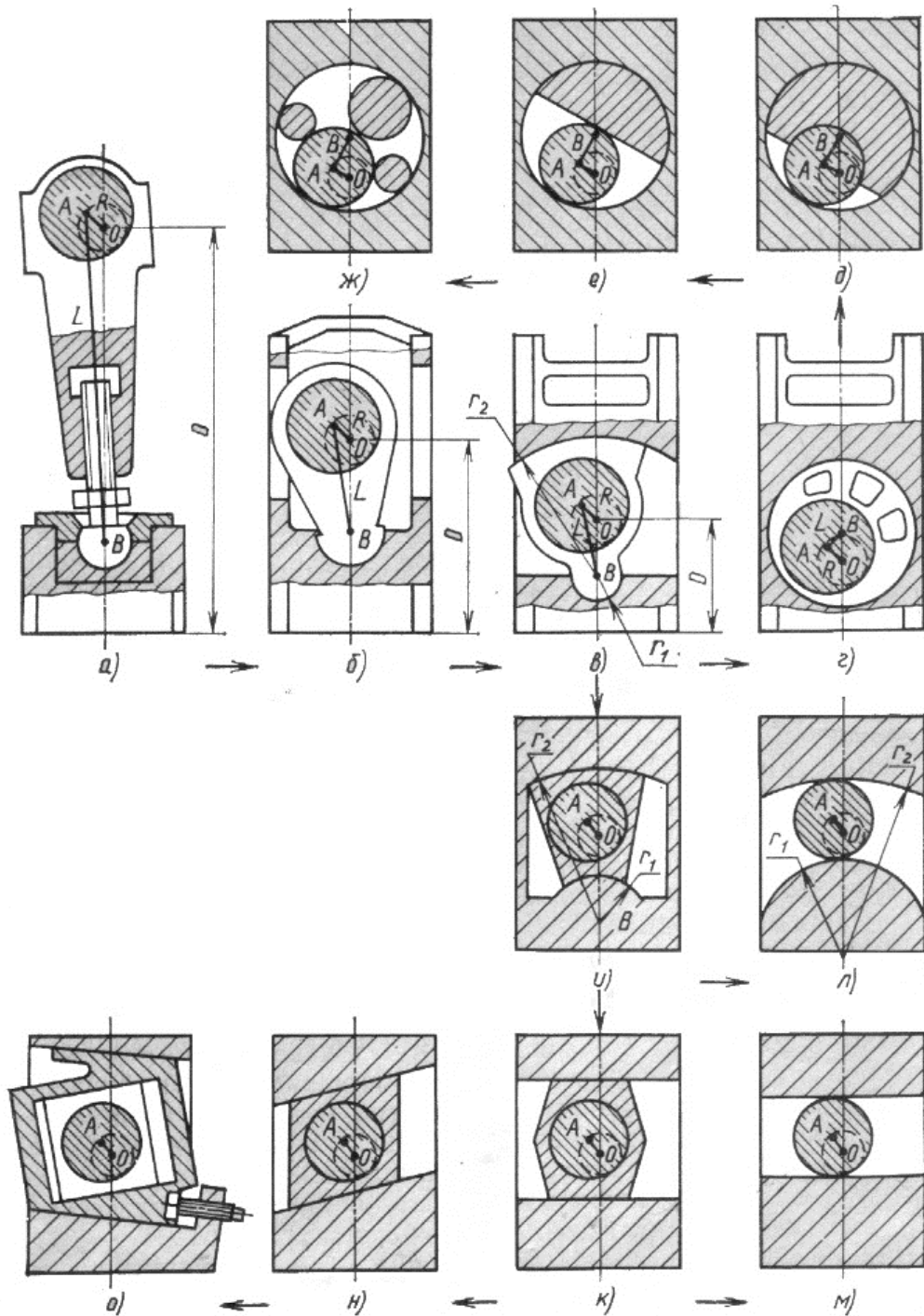


Рисунок 1.6. - Схеми кривошипно-повзунних механізмів, запропоновані Свистуновим.

Основною рисою конструктивних схем пресів (Рис. 1.6) є значення коефіцієнта шатуна λ . [8].

Коефіцієнт довжини шатуна визначається з відношення $\lambda=R/L$, залежить, в основному, від величини максимального ходу повзуна, конструкції головного виконавчого механізму і необхідної силової дії шатуна на повзун. Значення коефіцієнта довжини шатуна λ , що рекомендуються для кривошипних машин різного типу, наведені в табл. 1.1. З використанням даних табл. 1 за залежністю $L=R/\lambda$ визначається розрахункове значення довжини шатуна, після чого остаточне значення довжини шатуна L приймається з використанням нормального ряду чисел, а далі проводиться перевірка відповідності коефіцієнта довжини шатуна λ діапазону, що рекомендуються (див. табл. 1.1).

Для дезаксіальних механізмів, що знаходять застосування в ГКМ і КГШП, окрім наведених вище параметрів повинні бути задані також зсув вісі повзуна E , коефіцієнт дезаксіальності, $k=E/(R)$ або коефіцієнт зсуву осі повзуна, $\epsilon=E/L$.

Таблиця 1.1-

Значення коефіцієнта довжини шатуна, який рекомендується для кривошипного устаткування різного типу.

Тип преса	λ
Преси для листового штампування	
Універсальні простої дії:	
• з регульованим ходом	0,065...0,085
• з постійним нормальним ходом	0,085...0,125
• з постійним збільшеним ходом	0,145...0,175
Витяжні подвійної дії	0,190...0,270
Універсальні з плунжерной підвіскою:	

Продовження Таблиця 1.1-

• простої дії	0,300...0,350
• подвійної дії	0,420...0,490
листозгинальні	0,080...0,120
Автомати багатопозиційні	0,100...0,300
Преси для об'ємного штампування	
Кривошипні горячештампвальні	0,140...0,175
Горизонтально-кувальні машини	0,270...0,330
Карбувальні	0,120...0,160
Обрізні	0,100...0,120
Автомати для гарячого штампування	0,120...0,200

Механізми з двома ведучими кривошипами служать для збільшення довжини ходу або регулювання швидкості. Сфера застосування їх - в основному преси для витяжних робіт; останнім часом у зв'язку з розвитком технологічних процесів витискування деталей великої довжини такі механізми стали застосовувати і в пресах для об'ємного штампування. Умови, які привели до створення таких пресів, були викладені при розборі двохкривошипного шестиланкового механізму.

Семиланковий механізм (рис. 1.7) характерний тим, що хід повзуна в нім приблизно в 3,5 разу більше, ніж радіус кривошипа. Виграш спрощено можна пояснити тим, що міняється "довжина шатуна", якщо за довжину шатуна умовно прийняти довжину ланок I і B.

При підході до нижнього положення ланки близькі до випрямленого положення, а при зворотному ході вони "ламаються". Структурно механізм має два ступені свободи, оскільки в нім двохповідкова група приєднана до двох початкових ланок. Тому рухи його мають бути невизначеними. Але невизначеність руху виключається завдяки зубчастій передачі з $i = 1$, що синхронізує обертання обох кривошипів. В силу цього чотири ланки замкнутого п'ятикутника здійснюватимуть певний рух.

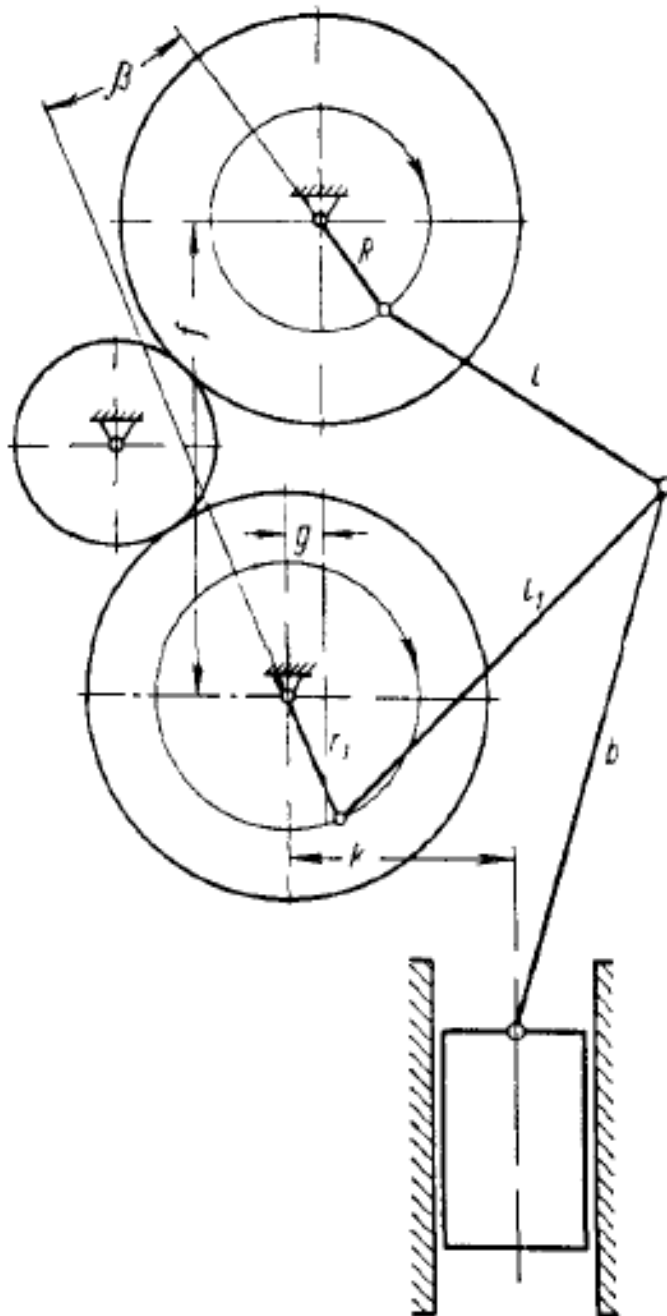


Рисунок 1.7.- Схема семиланкового механізму з двома ведучими кривошипками

Детальне дослідження механізму проведено М. М. Фейгиним, що встановив, що найбільша довжина ходу, яка може бути отримана, складає $H \approx 3,8R$. Найраціональніше з конструктивних міркувань будувати механізми величиною ходу $H = 3,58R$. Для такого механізму розміри ланок, віднесених до радіусу R , рівні (при прийнятих за схемою позначеннях) : $l_{\text{отн}} = 3$; $r_{1 \text{ отн}} = 1,2$; $l_{1 \text{ отн}} = 4,25$; $f_{\text{отн}} = 4,25$; $g_{\text{отн}} = 0,32$; $k_{\text{отн}} = 2,1$; $b_{\text{отн}} = 6,5$; кут, фіксувальний розворот

обох кривошипів, $\beta = 12^\circ$. За цими даними, базуючись на величині ходу H , можна вибрати усі розміри механізму з подальшим їх уточненням. Криві переміщень і швидкості такого механізму аналогічні кривим шестиланкового двохкривошипного механізму; тут крива швидкості в період робочого ходу більше нерівномірна. Зворотний хід здійснюється прискорено і займає $\sim 30\%$ часу циклу. Недолік механізму - великі розміри по вертикалі, великі втрати на тертя. Це знижує жорсткість механізму, що не дає можливості застосовувати його при великих діючих зусиллях. [2]

1.2. Вплив жорсткості вузлів пресу на точність штампування

Аналіз сучасних тенденцій в пресобудуванні дозволяє виділити наступні напрями вдосконалення кривошипних пресів :

- підвищення продуктивності;
- розширення технологічних можливостей;
- поліпшення експлуатаційних показників;
- підвищення надійності і працездатності;
- зниження габаритів і маси.

Найважливішою характеристикою будь-якого пресу є точність роботи як окремих його вузлів, так і усього пресу в цілому. Точність пресу і його окремих вузлів, а також жорсткість усієї конструкції визначає якість штампованої продукції і довговічність технологічного оснащення.

Геометрична точність регламентується стандартами і перевіряється при здачі пресу в експлуатацію. Підвищення її у будь-якому разі позитивно позначається на технології штампування. У зв'язку з цим геометрію механізму і його жорсткість можна віднести до важливих параметрів, зміна яких робить вплив на робочу точність пресу і, як наслідок, на якість отримуваних деталей.

Під дією навантажень деталі пресу зазнають пружну зміну розмірів і

форми. Залежно від характеру прикладеного навантаження ці деталі випробовують різну деформацію: розтягування, стискування, вигин, контактне зминання. Так, кривошипний вал згинається, стійкі станини розтягуються, шатун стискається, плита столу пресу прогинається і ін. Усі ці деформації підсумовуються у напрямі руху повзуна пресу, спотворюючи характер його руху і змінюючи взаємне розташування робочих частин штамп, отримане при налазці. Після закінчення робочого ходу, коли навантаження падає до нуля, пружна деформація деталей пресу зникає. Розміри і форма деталей відновлюються. Негативними наслідками пружної деформації деталей пресу (недостатній його жорсткості) є: пониження точності штампування, зменшення стійкості деталей пресу і інструменту, збільшення витрат енергії.

З метою зменшення таких наслідків конструктори прагнуть підвищити жорсткість сучасних кривошипних пресів. Властивість машини пружно змінювати свої розміри під дією навантаження в період робочого ходу називається пружною податливістю. Частіше при аналізі роботи пресу використовують інший термін - жорсткість. Жорсткість - здатність пресу чинити опір пружній деформації під навантаженням. Ця здатність характеризується коефіцієнтом жорсткості, або просто жорсткістю $C = \frac{P_D}{\Delta l}$, де Δl - сумарна пружна деформація, рівна збільшенню відстані між робочими частинами штамп, мм Величина зворотна коефіцієнту жорсткості називається коефіцієнтом податливості, або податливістю.

$$\Pi = \frac{1}{C} = \frac{\Delta l}{P_D}$$

Точне уявлення про пружну деформацію пресу дає графік жорсткості, визначуваний експериментально. Він представляє графічно виражену залежність між силою на повзунів пресу і сумарною пружною деформацією (Рис. 1.8).

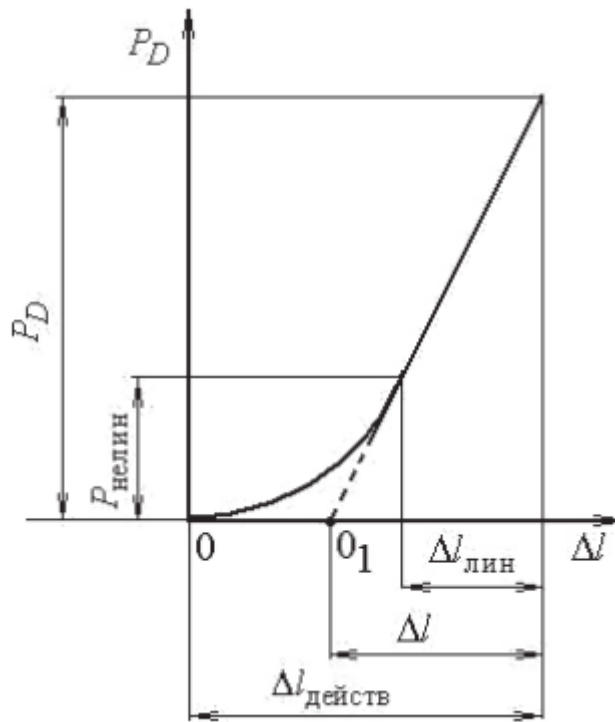


Рисунок 1.8.- Графік жорсткості пресу (графік пружної деформації станини пресу при додатку деформувальної сили P_D)

У відкритих кривошипних пресах для листового штампування коефіцієнт податливості може досягати 1,0-2,0 мм на 1 МН навантаження, в закритих двостійкових кривошипних пресах для листового штампування 0,5-1,0 мм на 1 МН навантаження. У кривошипних пресах карбувань великі значення недопустимі із-за необхідності забезпечити достатню точність розмірів штампованої поковки і із-за втрати енергії, тому у таких пресів $\Pi = 0,10 \dots 0,35$ мм на 1 МН навантаження. Точність штампування на кривошипних пресах в основному залежить від двох чинників: сумарній пружній деформації деталей пресу і штампів під навантаженням і перекосу повзуна під впливом ексцентричного додатка деформувальної сили.

Перекося повзуна викликають скіс поверхні і неперпендикулярність торців поковки, а жорсткість впливає на допуски по висоті. Перекося при ексцентричному додатку навантаження менше у пресів з двома і чотирма шатунами завдяки кращому напрямку повзуна і меншим навантаженням на ті, що направляють в порівнянні з пресами з одним шатуном. Сумарна пружна

деформація залежить від жорсткості конструкції пресу і штампів. Пружна деформація деталей кривошипно-повзунного механізму приблизно удвічі більше, чим станини пресу. У зв'язку з тим, що жорсткість штампів звичайна менше жорсткості пресу, можлива пружна деформація конструкції штампів може бути значною. У процесах гарячого об'ємного штампування на кривошипних горячештампувальних пресах великий вплив на сумарну пружну деформацію і відповідні відхилення розмірів поковок по висоті робить нестабільність деформувальної сили, викликана відхиленнями температури і об'єму заготовки від розрахункових значень. У зв'язку з цим для стабілізації деформувальної сили і підвищення точності штампування використовуються системи програмно-адаптивного управління.

Геометрична точність поковки можлива при стабілізації напряму повзуна відносно нижньої половини штамп. Виділяється два види погрішностей, що викликаються відсутністю стабільності крайнього нижнього положення повзуна в процесі роботи :

- погрішність, викликана зміщенням верхньої гравюри штамп відносно нижньої в горизонтальній площині (порушення форми, зрушення);
- різниця розмірів окремих частин поковки, викликана перекосом повзуна, як в площині паралельної фронту пресу, так і перпендикулярною до неї.

Ці погрішності обумовлені особливостями роботи головного виконавчого механізму, горизонтальною жорсткістю пресу і, в першу чергу, величиною проміжків в тих, що направляють повзуна.

Найбільш поширеними в пресових цехах машинобудівних заводів є універсальні одно- і двохкривошипні преси простої дії, на яких здійснюються переважна більшість операцій листового штампування : вирубування, пробивка, обрізання, просічення і так далі. Однією з вимог до конструкцій і технічних характеристик використовуваних кривошипних пресів є

підвищення ефективності використання пресового устаткування, яке проявляється, передусім, в можливості робити операції на пресі із зусиллями, близькими до номінального.

Виконання різних операцій на кривошипному пресі, який є пружною системою з розподіленими масами, супроводжується практично миттєвим спадом технологічного зусилля на повзунові у кінці робочого ходу (приклад вирубні операції). У цих умовах пружний потенціал переходить в кінетичну енергію руху мас пресу, що призводить до різких динамічних ефектів, що негативно впливають на умови експлуатації пресу, і штампового оснащення.

Жорсткість листоштампувальних пресів - дуже істотний чинник, що впливає на умови експлуатації пресу. Недостатня жорсткість пресу може привести до різкого зниження точності штампування, до великих енергетичних втрат і інтенсивнішого зносу деталей пресу із-за виникаючих динамічних явищ.

Відмітимо основні положення робіт, що характеризують жорсткість кривошипних листоштампувальних пресів :

- жорсткість пресів, визначена в статичних умовах при зупиненому приводі пресу і в умовах звичайної роботи, практично однакова. Це відбувається тому, що швидкості поступально мас кривошипно-шатунового механізму (крутень і силова передача в даному випадку не мають впливу), що рухаються, незначні, а, отже, і невеликі і ті інерційні сили, які змогли б вплинути на зміну жорсткості;
- крива жорсткості не залежить від положення головного виконавчого механізму;
- поворот кривошипного валу на кут, необхідний для компенсації збільшення підштампової висоти пресу в результаті його пружної деформації при одночасній дії високих деформувальних зусиль, складає додаткову витрату енергії, яка накопичується в пресі в процесі зростання технологічного навантаження на повзунові.

Пружність пресу створює додаткову роботу на привід, визначувану кривій жорсткості пресу;

1.3. Шляхи вдосконалення головних виконавчих механізмів

Виконавчий механізм повинен задовольняти наступним основним вимогам:

- Забезпечувати необхідні точні показники при штампуванні, тобто має бути відсутнім перекидання повзуна в процесі робочого ходу, перекид повзуна в тих, що направляють має бути мінімальним або бути відсутнім взагалі.
- В процесі здійснення технологічної операції звести до мінімуму вірогідність виникнення зон в пресі, які випробовують пружну деформацію, і таким чином підвищити жорсткість конструкції при одночасному зменшенні металоємності і габаритів.
- Бути технологічним у виготовленні і складанні.
- Забезпечувати надійне мастило вузлів і деталей ГВМа, а також систему відведення її.

Головні вали кривошипних пресів, як правило, виконують у вигляді кривошипного, колінчастого, ексцентрикового валу або шестерне-ексцентрикового приводу з бугельною віссю. При розрахунку міцності валу розрахунковим діаметром є діаметр посадочного місця кривошипа. Ексцентрикові вали мають найбільшу жорсткість в порівнянні з іншими видами валів, тому широко використовуються в пресах для об'ємного штампування, для яких жорсткість ГВМа значною мірою визначає якість готових виробів.

Шестерне-ексцентрикові вали забезпечують збільшений хід повзуна і широко застосовуються в листоштампувальних пресах зусиллям понад 2,5 МН. У них шестерня охоплює щокі валу, через які відбувається передача моменту, що крутить. Внаслідок невеликої жорсткості і збільшеної

інерційності в сучасних пресах цю конструкцію не застосовують.

Для виготовлення валів невеликих і середніх пресів використовують сталь 45, для валів великих і унікальних пресів застосовують сталь 40Х, 40ХН, 40ХНМ . Зазвичай вал піддають поліпшенню, тобто загартуванню з низькотемпературною відпусткою .

Зміна навантаження на головному валу пресу відбувається з періодичним зростанням сили і моменту, що крутить, від нуля до максимуму і подальшим спадом знову до нуля. При багатократному повторенні операцій в часі подібний характер роботи призводить до пульсації внутрішніх сили напруги в металі валу. Враховуючи цю обставину і факти втомного руйнування, розрахунок головних валів кривошипних пресів слід проводити на втомну міцність при пульсуючому циклі вантаження.

У загальному випадку в перерізах колінчастого валу діють три силові параметри: моменти, що вигинають, крутять, і поперечні перерезуючі сили. Перший з цих чинників викликає в металі нормальну напругу, другий і третій - дотична напруга.

Внаслідок того, що крутить і вигинає моменти являються змінним і залежить від кута повороту валу, допустиме зусилля на повзунові являється змінним залежно від положення валу.

Аналіз сучасних досягнень пресобудування дозволяє виділити декілька основних напрямів вдосконалення кривошипних пресів :

- підвищення продуктивності;
- розширення технологічних можливостей;
- поліпшення експлуатаційних показників;
- підвищення надійності і працездатності.

Проведений огляд і аналіз кривошипних пресів і механізмів тих, що перетворюють обертальний рух в поступальний, які можна використати в якості головних виконавчих механізмів

Встановлено, що:

- податливість шатуна у балансі деформацій може досягати 6-8% від сумарної деформації пресу;
- відсутність шатуна в ланцюзі деформації позитивно відбивається на зменшенні довжини стоек пресу, а також на зниженні металоємності і габаритів машини;
- для операції витягу потрібний прес зі збільшеним ходом і збереженням інших усіх параметрів незмінними, що на практиці призводить до збільшення загальної висоти пресу;
- окремі зміни в конструкціях головних виконавчих механізмів пресів дають можливість зменшити відстань від осі головного валу до столу, зменшити висоту пресів на 20-25 %, збільшити жорсткість, забезпечити стійкий плоский контакт повзуна і станини на усій ділянці робочого ходу. Проте перераховані переваги проявляються при раціональних параметрах механізму і чіткої спрямованості під конкретну операцію і технологію;
- роботи, спрямовані на зменшення висоти пресу і збільшення жорсткості, виконані за рахунок збільшення коефіцієнта шатуна (λ) до $0,4 \div 0,5$, що частково дозволяє розв'язати проблему;
- можна не лише понизити висоту пресу і зменшити його масу при одночасному збільшенні жорсткості станини, але і понизити центр тяжіння усього пресу при підвищенні його динамічної стійкості;
- кинетостатический аналіз базується на положеннях, обґрунтованих Сторожевим М.В., які є найбільш універсальними;
- традиційні методи розрахунку неприйнятні і потрібна нова методика або необхідно буде внести деякі зміни у ведення розрахунків по існуючих залежностях;
- в якості головного виконавчого механізму можуть бути використані механізми запропоновані Артоболевським І.І. і Боренштейном Ю.П.

Перетворення енергії обертального руху приводу в енергію деформації металу обумовлене наявністю кінематичних зв'язків між усіма рухливими частинами кривошипного пресу. Це виключає залежність швидкості руху робочого інструменту від механічних характеристик оброблюваного металу у будь-який момент часу, тобто зміна швидкості руху інструменту за весь час дії пресу визначатиметься кінематикою машини (без урахування нерівномірності руху деталей приводу і пружної деформації машини).

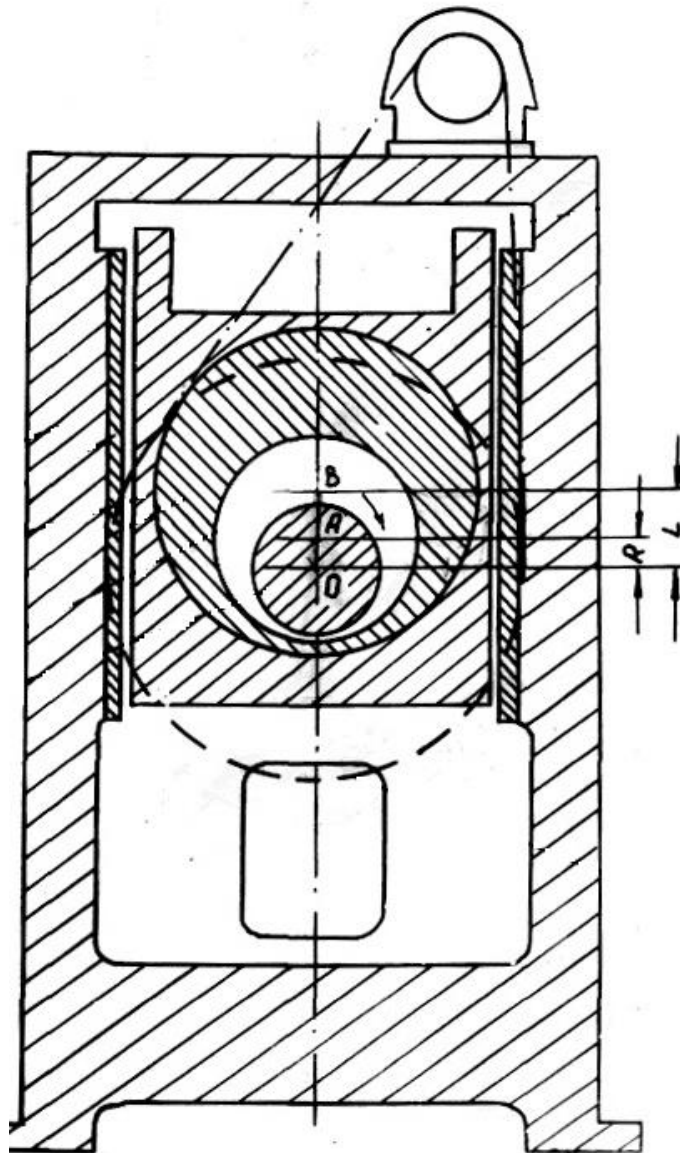


Рисунок 1.9.- Виконавчий механізм (авторське свідоцтво 500072)

Запропонований механізм є одним з конструктивних різновидів кривошипно-повзунного механізму. Шатун пресу виконаний у вигляді

шайби, вбудованої цілком в повзун і що з'єднується з ним своєю зовнішньою циліндричною поверхнею, а також що має ексцентрично (на довжину шатуна l) розташований отвір для зчленування з мотилевою шийкою ексцентрикового валу. При зіставленні його з кінематичною схемою традиційного виконання центр зовнішньої поверхні шатуна відповідатиме точці з'єднання шатуна з повзуном, а центр ексцентричного отвору - точці зчленування шатуна з кривошипом.

Результати експлуатації пресів зусиллям 2,5 МН і 4,0 МН з таким типом головного виконавчого механізму показали наступне:

- низько розташований центр тяжіння і малий радіус центру неурівноважених мас роблять прес стійким, зменшують розміри і масу фундаменту;
- при установці пресу ні на чому не закріпленій підлоговій плиті не спостерігалось розгойдування в подовжньому і поперечному перерізі;
- зменшення амплітуди лінійних і крутильних коливань привело до зменшення шуму;
- зниження висоти на 25-30%;
- збільшення в три рази жорсткості;
- збільшення числа ходів в 1,25-2 рази;
- зниження енергетичних втрат.

Ця схема ГВМа з круговим шатуном, на думку авторів, містить переваги класичної схеми відносно жорсткості конструкції (шатун також працює на стискування) і привносить до машини свої достоїнства відносно зниження моменту на валу. Застосування кругового шатуна з позицій мініатюризації і зменшення металоємності, зниження моменту і підвищення жорсткості найвигідніше з величинами $\lambda = 0,4 \div 0,5$. Про можливість застосування таких співвідношень довжин кривошипа і шатуна свідчить той факт, що в листоштампувальних пресах для приводу зовнішніх повзунів

використовуються механізми з $\lambda = 0,6 \div 0,7$.

Автори вказують ще на одну особливість конструкції на основі кругового шатуна - наявність сприятливих передумов для створення масляної ванни в повзунові.

На підставі проведених досліджень автори ділять головні виконавчі механізми на дві групи: першу, в якій коефіцієнт шатуна $\lambda \rightarrow 1$ і другу - з коефіцієнтом шатуна $\lambda \rightarrow 0$. До другої групи відносяться преси, які сьогодні широко застосовуються для листового штампування, для гарячого штампування, ножиці, і так далі. Це механічні преси, у яких коефіцієнт шатуна має середнє значення $\lambda_{cp} = 0,085 \div 0,1$. Достоїнства і недоліки таких головних виконавчих механізмів представлені в [1, 3, 5, 10] і розглянуті вище.

Першу групу пресів з коефіцієнтом шатуна $0,4 \leq \lambda \leq 1$ автори [5, 9] називають короткошатуновими, або пресами з компактним виконавчим механізмом.

Використання компактних механізмів ($0,4 \leq \lambda \leq 1$) дозволяє зменшити відстань від осі головного валу до столу пресу, що, у свою чергу призводить до зменшення загальної висоти пресу майже на 25% при одночасному збільшенні жорсткості пресу втричі. На рис. 1.18 показано порівняння висотних параметрів виконавчих механізмів при зміні коефіцієнта шатуна в межах від $0,1 \leq \lambda \leq 1$. З порівняння видно, що при довжині шатуна, рівній довжині радіусу кривошипа ($\lambda = 1$), виникає ситуація, коли хід повзуна перестає бути рівним двом радіусам кривошипа ($S = 2R_{кр}$) і стає дорівнює чотирьом радіусам кривошипа ($S = 4R_{кр}$).

Це означає, що при одній і тій же величині ходу повзуна в компактному механізмі з $\lambda = 1$ радіус кривошипа удвічі менше ніж у традиційних механізмів.

Реалізація відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна при можлива в двох випадках [17, 18]:

- при використанні планетарних механізмів з внутрішнім зачепленням з наступними параметрами: передатне відношення у відносному русі від сателіта до центрального колеса $i_{21}^H = 2$ і $\lambda = 1$;
- при використанні механізму, у якого радіус ексцентриситету, рівний ексцентриситету радіусу кривошипа, при цьому на шатуні є зубчасте колесо, кінематично пов'язане з нерухомим зубчастим колесом, встановленому вісесиметрично головному валу.

1.4. Висновки

Розглянуті вище нові схеми ГВМов є конструктивним різновидом кривошипно-повзунного механізму [17, 18]. Таким чином, є можливість максимального зменшення висоти конструкції, при зменшенні удвічі довжини кривошипа [11, 12]. (дивися рис. 1.10)

Аналіз конструктивних схем головних виконавчих механізмів різних типів пресів показав, що усі механічні преса (листоштампувальні, КГШП, ГКМ, і так далі), які випускаються, мають відомі конструктивні схеми кривошипно-повзунних механізмів і відрізняються лише виконанням шатуна і повзуна.

Аналіз сучасних досягнень пресобудування дозволяє виділити декілька основних напрямів вдосконалення кривошипних пресів :

- підвищення продуктивності;
- розширення технологічних можливостей;
- поліпшення експлуатаційних показників;
- підвищення надійності і працездатності.

Пропонований варіант головного виконавчого механізму з $\lambda = 1$ детально розглянутий нижче.

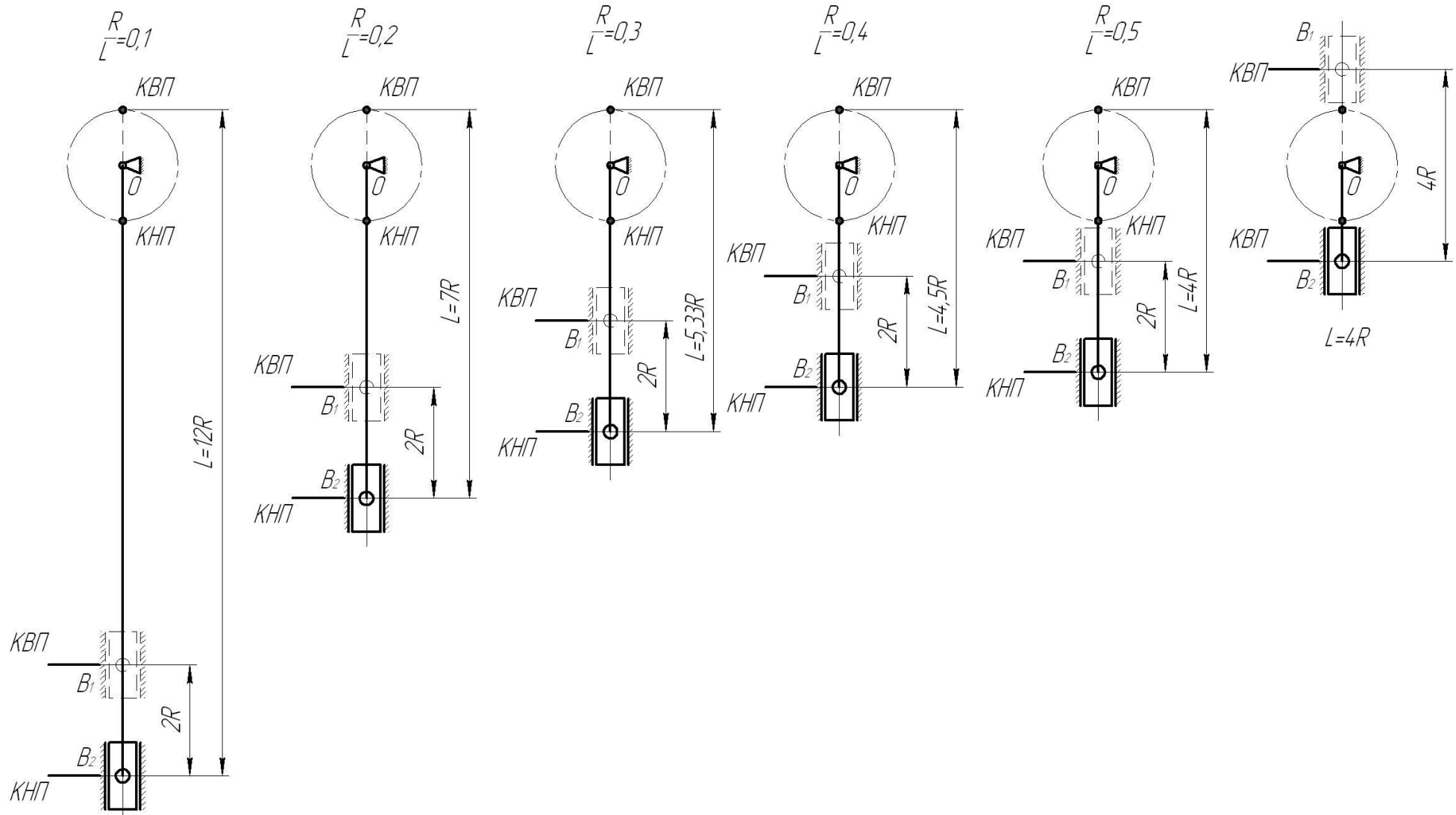


Рисунок 1.10.- Порівняння висотних параметрів пресів зі зміною відношення $\frac{R}{L}$ від 0,1 до 1,0 [51].



Рисунок 1.11.- Експериментальна модель планетарного механізму зі збільшеним ходом повзуна із зовнішнім зачепленням



Рисунок 1.12.- Блок живлення



Рисунок 1.13.- механізм зі збільшеним ходом повзуна із зовнішнім зачепленням

Кінематика запропонованого планетарного головного виконавчого механізму залежить від передатного відношення зубчастих коліс і довжини важелів [13, 17]. Це дозволяє отримати прямолінійний рух повзуна на ділянці робочого ходу і по усій довжині ходу (виходячи з рівняння циклоїдних кривих [17]).

У усіх випадках кінематичний аналіз траєкторії руху довільної точки В описується параметричними рівняннями, які мають вигляд [13, 17]:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= r_n \cdot \cos \varphi_n + P \cos(\varphi_2^H + \varphi_n) \\ y_B &= r_n \cdot \sin \varphi_n + P \sin(\varphi_2^H + \varphi_n) \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

де φ_2^H - кут повороту сателіта відносно водила;

r_n - радіус водила;

φ_n - кут повороту водила

Вимоги до пресів різні. Вони пов'язані з аспектами функціонування машини : призначенням механізмів, траєкторією руху ланок, особливістю експлуатації і технологічним призначенням машини. Часто ці вимоги суперечливі, тому за основу зазвичай приймають одно з них, а інші намагаються задовольнити у міру зниження пріоритету важливості.

Для спеціалізованих витяжних пресів головною умовою є забезпечення заданого закону переміщення робочого органу на певній ділянці руху.

РОЗДІЛ 2

КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРЕСА ПРОПОНОВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

2.1. Опис нової конструкції головного виконавчого механізму

Традиційний кривошипно-повзунний механізм використовується в кривошипних пресах як за класичною схемою (верхній привід), так і за типом нижнього приводу [1, 2, 5, 8]. Другий варіант знайшов застосування в деяких конструкціях листоштампувальних пресів.

Пропонований бесшатунний головний виконавчий механізм кривошипного пресу також забезпечує роботу пресу по обох варіантах. Внаслідок цього терміни "верхній привід" або "нижній привід" не відбиватимуть сутності головного виконавчого механізму.

Ілюстрацією вище сказаному може служити (рис. 2.1) , на якому показана можливість роботи ГВМа як по одній, так і за іншою схемою. Причому проектування за обома схемами не викликає ніяких утруднень, що особливо зручно при використанні на практиці в цілях зменшення або збільшення закритого простору пресу (див. рис. 2.1).

Пропонована конструкція головного виконавчого механізму може бути використана в конструкціях пресів з механічним приводом, широко вживаних в штампувальному виробництві.

В процесі роботи розроблена і створена модель механічного пресу з поліпшеними експлуатаційними характеристиками, тобто зі зменшеною на 25-30% загальною висотою при одночасному збільшенні ходу повзуна удвічі (порівняно з традиційними схемами), збільшеною жорсткістю окремих вузлів пресу і зменшення шумових характеристик.

Перспективним в цьому напрямі, на наш погляд, являється використання кривих сателітів в кінематиці ГВМов.

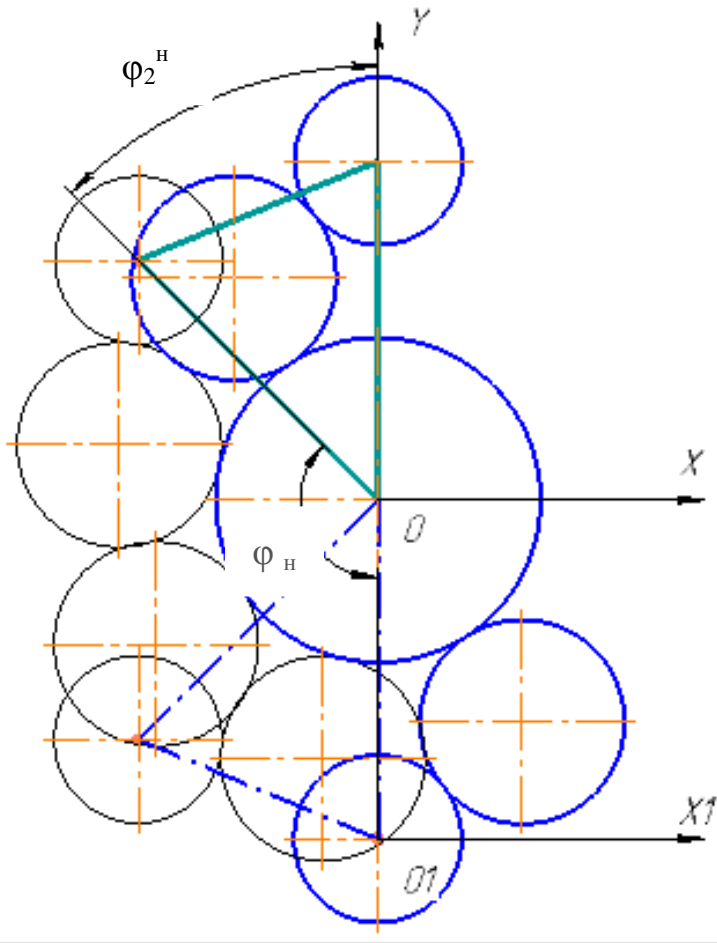


Рисунок 2.1.-Приведена кінематична схема головного виконавчого механізму.

Ідея запропонованого рішення пояснюється кресленнями Рисунок 2.2 та Рисунок 2.3

Прес складається зі станини 1, повзуна 2, встановленого в направляючих станини 1. Повзун 2 кінематично, з можливістю обертатися з вісю 3, яка вмонтована в щоки 4. Щоки 4, в свою чергу нерухомо зв'язані з валом 5, шпонками 6. Вали 5, вмонтовано рухомо в кривошипи 7, а вали 8 вмонтовано в стійки станини 1 за допомогою підшипників 9. На консолях валів 5 нерухомо встановлені шестерні 10, які знаходяться в зачепленні з шестернями 11, через проміжні зубчаті колеса 12. Число зубців колеса 11 вдвічі більше ніж колеса 10. Колеса 11 встановлені нерухомо і вісесиметрично валам 8 в станині 1.

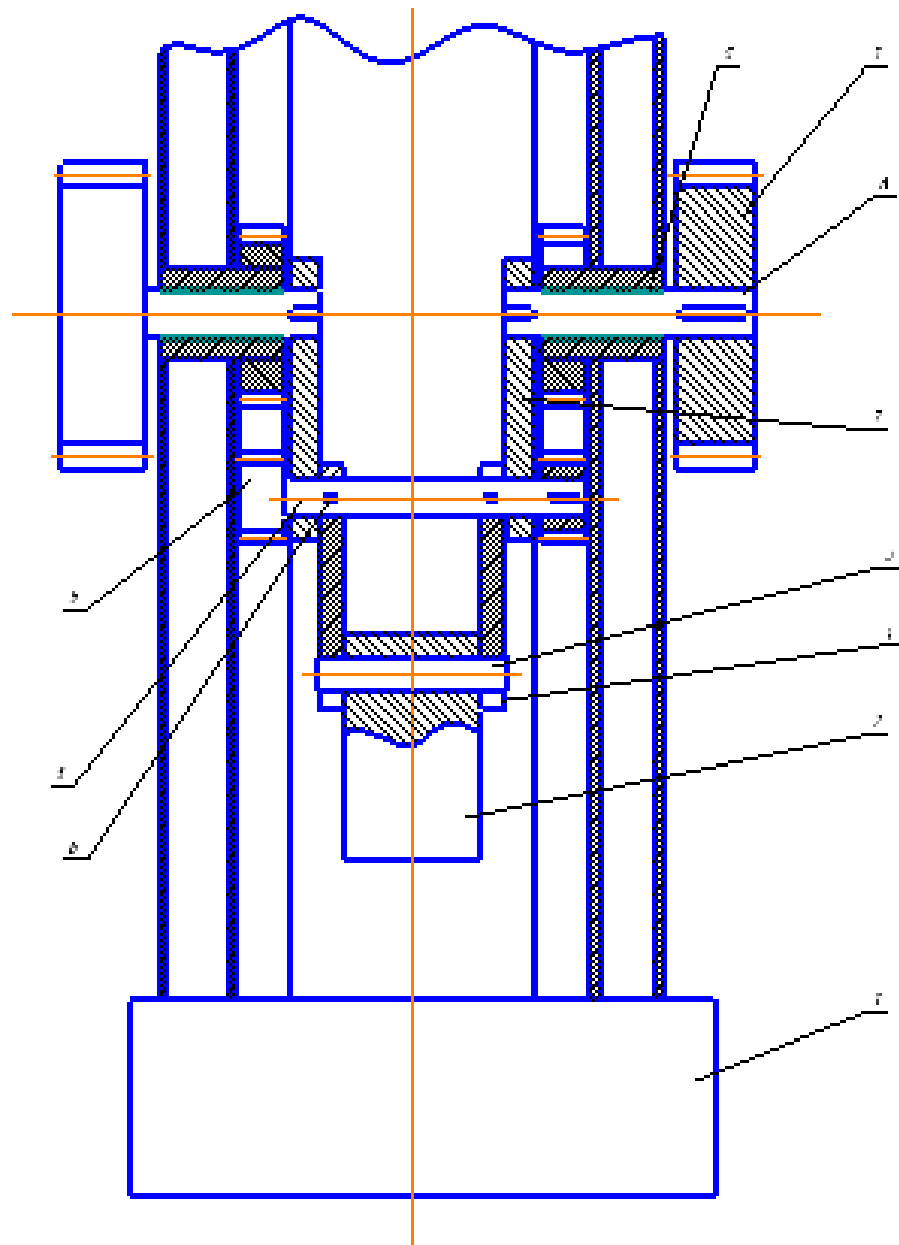


Рисунок 2.2.- Прес з пропонованим компактним ГВМ

На валах 8 (на консолях) встановлені шестерні 13, які передають обертальний рух від приводу на кривошипно-шатунний механізм, утворений валами 8, кривошипами 7, валом 5, з шестернями 10, віссю 3 та шоками 4. В указаному кривошипно-шатунному механізмі відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна дорівнює $\lambda=1$, де $O_1O_2 = O_2O_3$

Пропонований прес працює наступним чином: в початковому положенні головний привод виключений, повзун 2 знаходиться в крайньому верхньому положенні.

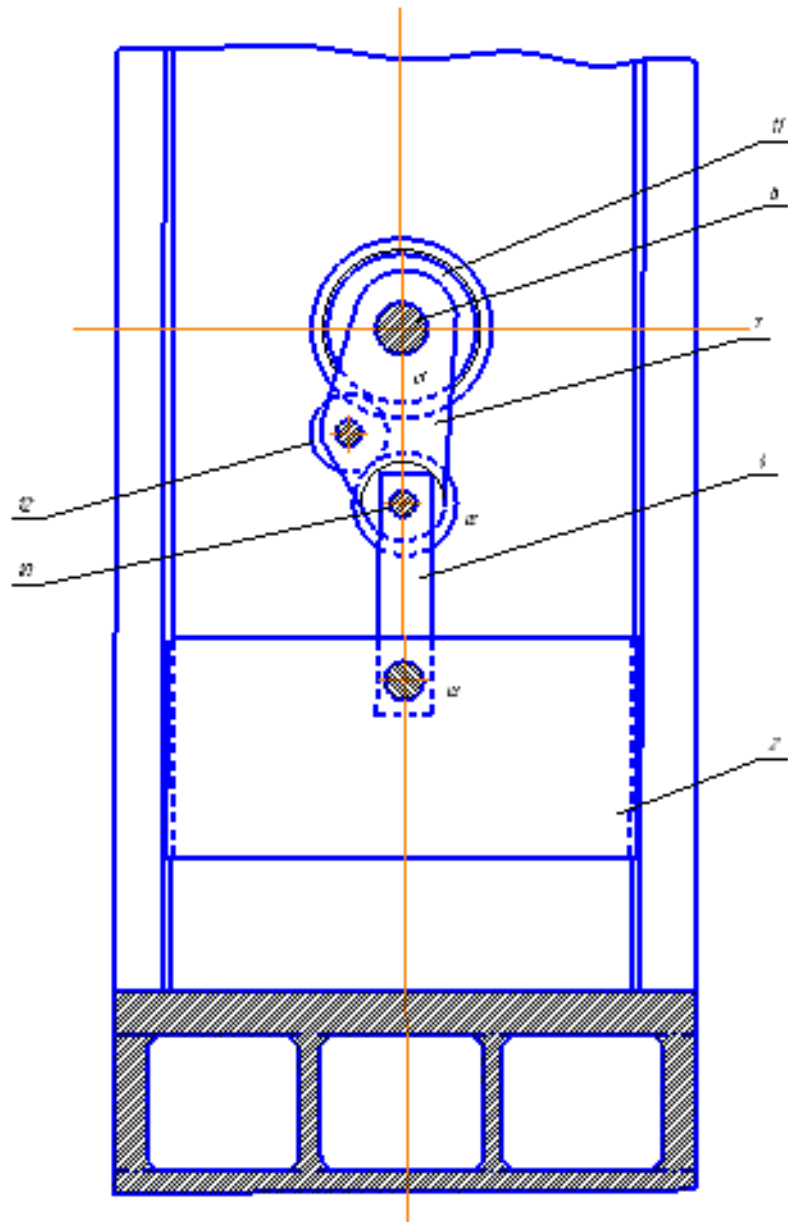


Рисунок 2.3.- Прес з пропонуванним компактним ГВМ

При включенні головного привода приходять в рух зубчасті колеса 13, які приводять в обертальний рух кривошипи 7. Одночасно починає обертатись вал 5 з шестернями 10, які в свою чергу обкочуються навколо нерухомих коліс 11. Це спричиняє складний рух щок 4, вісь 3 яких (точка O3) рухається строго по прямій лінії одночасно з повзуном 2.

Така кінематика руху повзуна повністю нівелює боковий тиск повзуна 2 на направляючі.

При повороті кривошипів на 360° повзун 2 повертається в крайнє верхнє положення.

Для порівняння в таблиці наведено дані для пропонованого преса (проектні дані) і існуючих пресів зі збільшеним ходом повзуна.

Таблиця 2.1-

Наведено дані для пропонованого преса (проектні дані) і існуючих пресів зі збільшеним ходом повзуна.

Тип преса	Висота, мм	Хід повзуна, мм	Зусилля, мм	Маса, т	Радіус кривошипа
К3732	4310	200	1,6	10,23	100
КБ262	3610	160	1,6	2532	80
Пропонований прес (проект)	2800	200	1,6	7,5	50

Виходячи з вищевикладеного можна зробити висновок, що запропоноване технічне рішення задовольняє критерій і промислове застосування.

2.2. Розрахунок кінематики механізму з планетарним головним виконавчим механізмом

Ці використання пресового устаткування показують, що аксіальний механізм отримав найбільше поширення. Для такого головного виконавчого механізму крайні верхнє і нижнє положення повзуна досягаються при куті повороту валу α рівному 0 або 180° , а максимальний хід повзуна складає $2R$.

В якості головного виконавчого механізму в пресі, що розробляється, пропонується використати планетарний механізм. Ці механізми знаходять все більше застосування на практиці не лише як механізми, які передають рух від двигуна до машини, але і як виконавчі механізми з використанням

руху сателітів безпосередньо або через шарнірне з'єднання з механізмом [11, 12, 17, 20, 21, 22, 13, 25].

Кінематика таких механізмів залежить від відношення зубчастих коліс і довжини важелів.

Умовимося в пропонованому механізмі називати точку підвісу сателіта точкою В (рис. 2.4). Точка О - центр валу, який обертає водило з розташованою на ній точкою А.

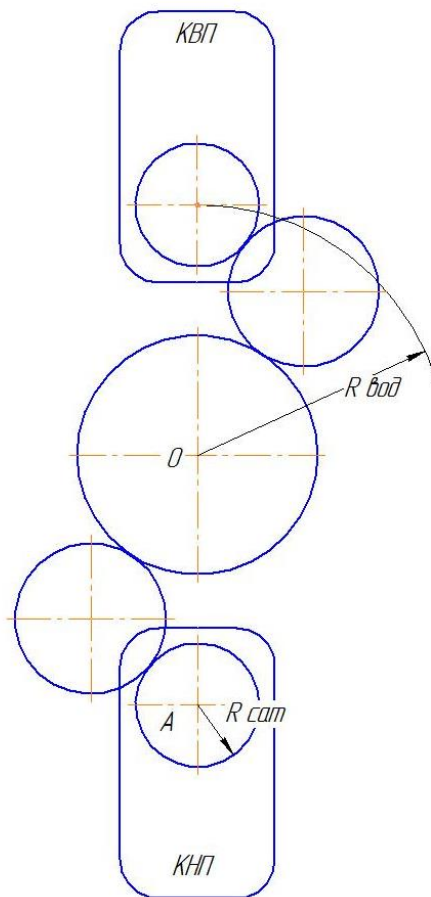


Рисунок 2.4.- Схема бесштанного механізму в крайньому верхньому і нижньому положенні.

З схеми видно, що координата точки А, відносно точки О, дорівнює радіусу водила. Рух точки А в площині можна задається рівняннями:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cdot \cos \omega t \\ y &= r \cdot \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Звівши обидві частини рівняння в квадрат і склавши їх почленно отримуємо $x^2 + y^2 = r^2$.

Траєкторія руху точки А - коло радіусом і центром на початку координат. Узявши похідні по t, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} &= -r \cdot \omega \sin \omega t \\ \dot{y} &= r \omega \cdot \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Так як закон руху уздовж траєкторії має вигляд [17, 24, 25]:

$$S = \int_0^t \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} dt, \quad (2.3)$$

То отримаємо $S = \int_0^t r \omega dt$ або

$$S = r \omega t \quad (2.4)$$

де рівняння (2.4) і є законом руху точки А уздовж траєкторії (рис.2.5). Як видно з рівняння (2.2), при русі точки А відстань S збільшується пропорційно часу і зростає за кожен секунду на величину $r\omega$, тобто виходить рівномірний рух.

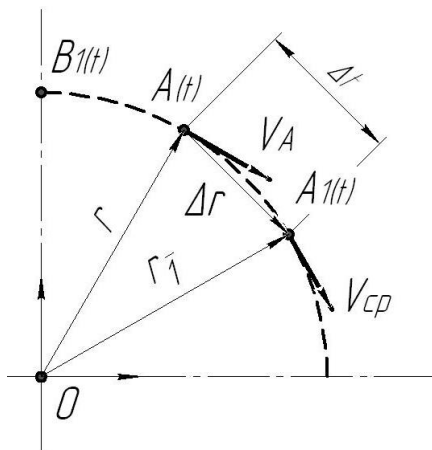


Рисунок 2.5.- Швидкість точки А в певний момент часу.

Швидкість точки А в певний момент часу

$V_A = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} (V_{cp}) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta r}{\Delta t}$, де $\frac{\Delta r}{\Delta t}$ при $\Delta t \rightarrow 0$ є першою похідною від вектору

r по аргументу t тобто $\frac{dr}{dt}$, тоді:

$$V_A = \frac{dr}{dt} \quad (2.5)$$

Прискорення точки А в даний момент часу, з рівності (2.5) буде:

$$\omega = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2 r}{dt^2}. \quad (2.6)$$

Тобто вектор прискорення ω спрямований, так само як і ω_{cp} (рис. 2.6).

З аналізу кінематики точки А (рис. 2.6) можна зробити висновок, що рух відбувається рівномірно. У усіх випадках траєкторія руху точки В (див. рис. 2.4) описується параметричними рівняннями, що мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= r_n \cdot \cos \varphi_n + P \cos(\varphi_2^H + \varphi_n) \\ y_B &= r_n \cdot \sin \varphi_n + P \sin(\varphi_2^H + \varphi_n) \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

де φ_2^H - кут повороту сателіта відносно водила;

P - радіус-вектор довільної точки В у відносному русі;

r_n - радіус водила.

r_2 - радіус сателіта;

φ_n - кут повороту водила.

Вказані залежності є параметричними рівняннями циклоїдних кривих, які при $i_{21}^H > 0$ мають вигляд гіпоциклоїди [13, 17, 24], а при значенні $i_{21}^H = 2$ завжди (при будь-якому значенні λ) будуть рівняннями еліпса :

$$\left. \begin{aligned} x_B &= r_2(1 + \lambda) \cdot \cos \varphi_H \\ y_B &= r_2(1 - \lambda) \cdot \sin \varphi_H \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Аналіз механізму з параметрами $i_{21}^H = 2$ і $\lambda = \frac{P}{r_2} = 1$ показав, що еліпсна траєкторія точки В вироджується в пряму лінію. Якщо в цих рівняннях прийняти $P/r_2 = 1$, тобто розташувати довільну точку В на відстані r_2 від центру сателіта, то отримаємо параметричні рівняння (2.10) у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= 2r_2 \cos \varphi_H \\ y_B &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.11)$$

Аналіз цього рівняння із відношеннями $i_{21}^H = 2$ і $\lambda = P/r_2 = 1$ показує, що при повороті водила від 0^0 до 360^0 (див. рис 3.1) точка В сателіта завжди переміщатиметься по прямій лінії і співпадатиме з діаметром центрального колеса від точки з координатами $2r_2; 0$ (B_1) до точки з координатами $-2r_2; 0$ (B_4), а повний хід дорівнюватиме $4R$.

По цьому, якщо з будь-якою точкою сателіта, розташованою на відстані діаметру центрального колеса, шарнірно зв'язати повзун, то він завжди рухатиметься прямолінійно.

Якщо узяти першу і другу похідну від отриманого рівняння (2.11), то отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{полз}} &= \frac{dx_{\kappa}}{dt} = -2r_2 \cdot \omega \cdot \sin \varphi_H \\ J_{\text{полз}} &= \frac{d^2 x_{\kappa}}{dt^2} = -2r_2 \omega^2 \cdot \cos \varphi_H \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

У зв'язку з тим, що при розрахунку кінематики вихідною точкою є крайнє нижнє положення, те вираження для переміщення точки В (переміщення повзуна) (2.11) матиме такий вигляд:

$$S_B = S_{\text{полз}} = 2r_2(1 - \cos \alpha) \quad (2.13)$$

Якщо узяти першу і другу похідні від отриманого рівняння (2.13), то отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{повз}} &= \frac{dx_{\kappa}}{dt} = 2r_2 \cdot \omega \cdot \sin \varphi_H \\ J_{\text{повз}} &= \frac{d^2 x_{\kappa}}{dt^2} = 2r_2 \omega^2 \cdot \cos \varphi_H \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

У таблицях 2.2, 2.3 і на рис. 2.7 і 2.8 представлені результати дослідження кінематики пропонуваного головного виконавчого механізму порівняно з традиційним. Аналізувалася можливість модернізації пресу КД2122, з величиною ходу 120 мм, і радіусом кривошипа 60 мм В першому випадку розглядався варіант, коли радіус кривошипа залишався постійним (60 мм), а збільшувалася величина ходу (з 120 мм до 240 мм). У другому випадку залишили постійній величину ходу (120 мм), а змінили радіус кривошипа (з 60 мм до 30 мм).

Порівняння параметрів традиційного і бесшатунного механізмів з різною величиною ходу

	Радиус кривошипа, мм	Величина хода, мм	$\lambda = \frac{R}{L}$	Число ходов, х/мин
Традиционная конструкция ГИМ	60	120	0,127	120
Бесшатунная конструкция ГИМ	60	240	1	120

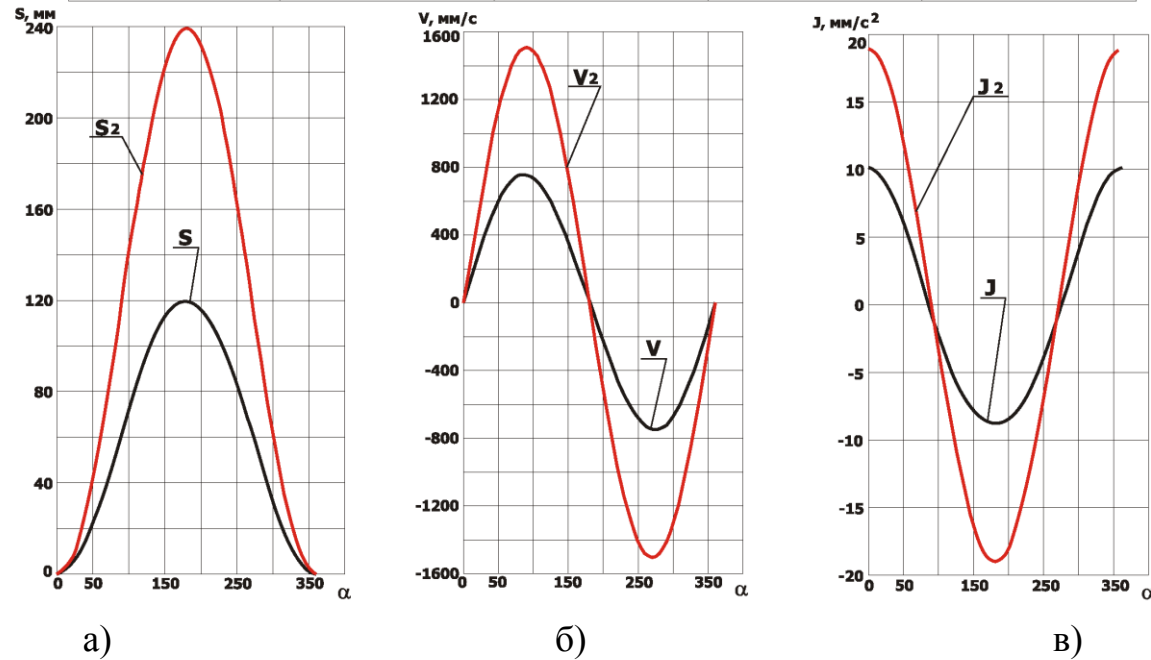


Рисунок 2.7.- Криві кінематичних характеристик переміщення повзуна :

а - відносне переміщення повзуна залежно від кута повороту водила;

б - відносна швидкість повзуна залежно від кута повороту кривошипного валу;

в - відносне прискорення повзуна залежно від кута повороту водила.

Порівняння параметрів традиційного і бесшатунного механізмів з однаковою величиною ходу

	Радиус кривошипа, мм	Величина хода, мм	$\lambda = \frac{R}{L}$	Число ходов, х/мин
Традиционная конструкция ГИМ	60	120	0,127	120
Бесшатунная конструкция ГИМ	30	120	1	120

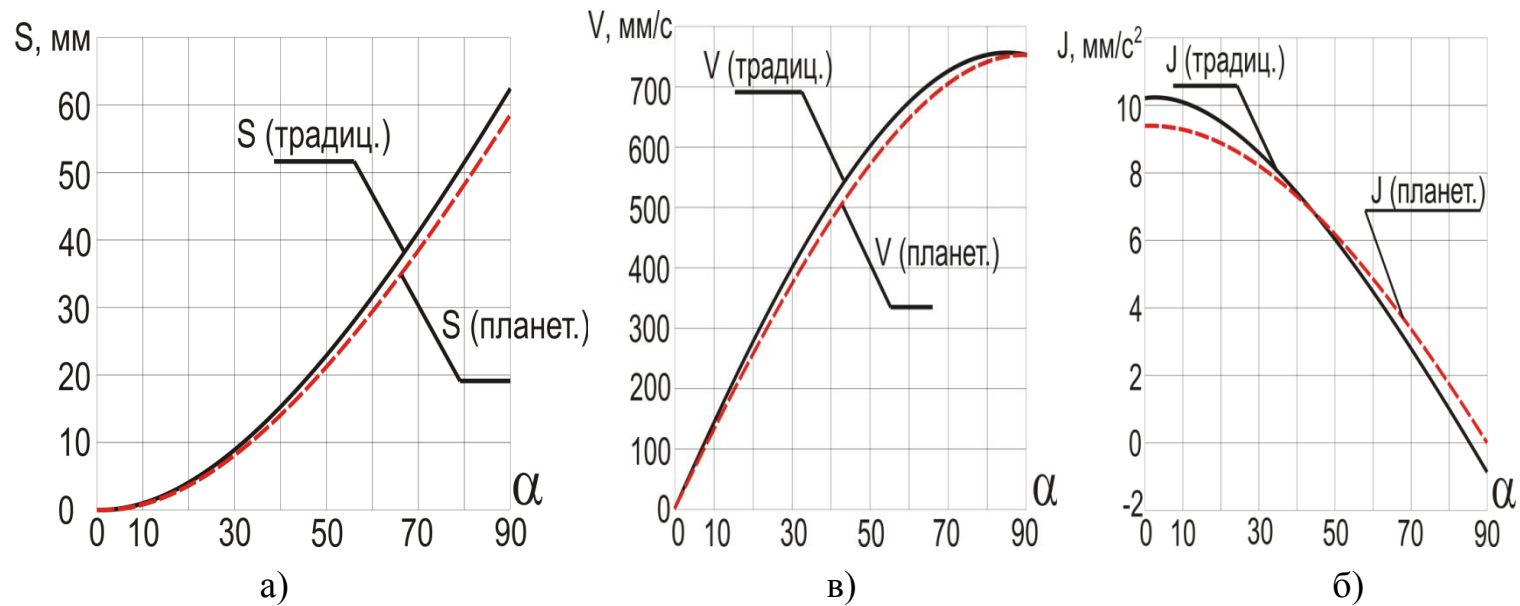


Рисунок 2.8.- Криві кінематичних характеристик переміщення повзуна :

а - відносне переміщення повзуна залежно від кута повороту водила;

б - відносна швидкість повзуна залежно від кута повороту кривошипного валу;

в - відносне прискорення повзуна залежно від кута повороту водила.

З результатів аналізу можна зробити висновок, що при постійній величині ходу, при застосуванні бесшатунного головного виконавчого механізму, виходять характеристики, що не відрізняються від характеристик пресу з традиційним головним виконавчим механізмом (див. рис. 2.7, 2.8).

Порівняння отриманих результатів аналізу показує:

- прес з пропонуваним в якості ГВМа бесшатунним механізмом має такі ж кінематичні і силові параметри, як і прес з традиційним ГВМ;
- при однаковій величині ходу швидкість і прискорення практично співпадають (порівняльний аналіз виконаний за допомогою програми MathCAD V13, неспівпадання результатів складає 1,5%);
- при однаковому радіусі кривошипа величина ходу збільшується в 2 рази;
- при однаковому ході - габарити пресу можна зменшити на 25-30%.

Таким чином, запропонований ГВМ може бути використаний практично на усіх операціях штампування і в його конструкції витримані усі переваги, перераховані багатьма авторами [2, 3, 4, 8, 19], а саме:

- зменшення загальної висоти за рахунок того, що в запропонованому головному виконавчому механізмі відсутній шатун;
- збільшення жорсткості станини пресу (за рахунок зниження висоти);
- зменшення шумових характеристик за рахунок збільшення контактних поверхонь.
- зменшення тертя в тих, що направляючих, оскільки у момент ходу відсутня бічна складова зусилля, що діє на повзун.

При виконанні пресу з $\lambda = 1$ радіус "кривошипа" удвічі менше порівняно з традиційним виконанням, що ще більше впливає на підвищення жорсткості при одночасному зниженні висоти (див. Рисунок 1.9).

Проведений аналіз показує, що закони зміни ходу, швидкості і прискорення повзуна практично повністю відповідають випадкам, які найчастіше зустрічаються на практиці і реалізовані у більшості КГШП, ГКМ,

листоштампувальних пресах загального призначення і так далі.

Таблиця 2.4-

Порівняння параметрів традиційного і бесшатуного механізмів

	Радиус кривошипа	Величина хода	$\lambda = \frac{R}{L}$	Число ходов
Традиционная конструкция ГИМа	60мм	120мм	0,27	120
Пресс с бесшатуным ГИМ	60мм	240мм	1	120

2.3. Розробка алгоритму розрахунку статички механізму з планетарним головним виконавчим механізмом.

Виходячи з формули

$$M_{кр} = P_D \cdot m_{кр} \quad (2.15)$$

момент, що крутить, на валу буде рівний:

$$M_{\kappa}^u = P_m \cdot \frac{V}{\omega}, \quad (2.16)$$

З урахуванням залежності (3.13) момент, що крутить, матиме вигляд:

$$M_{\kappa}^u = P \cdot 2 \cdot r_2 \cdot \sin(\varphi), \quad (2.17)$$

де величина $m_{кр}^{\alpha} = 2 \cdot r_2 \cdot \sin(\varphi)$ - ідеальне приведенне плече.

На графіках (рис. 2.9) і в таблиці 2.5 представлені результати дослідження ідеального приведенного плеча запропонованого ГВМа, порівняно з традиційним, при наступних параметрах: $m_{кр1}^{\alpha}$ - ідеальне приведенне плече пресу КД2122, а $m_{кр2}^{\alpha}$ - ідеальне приведенне плече запропонованого ГВМа.

Таблиця 3.4-

Порівняння параметрів ідеального приведенного плеча традиційного і бесшатунного механізмів

№ рисунка			Радиус кривошипа, мм	Величина хода, мм	Число ходов, мин ⁻¹
Параметри					
Рисунок 2.9а	1	Традиційна конструкція ГВМ	60	120	120
	2	Прес с бесшатунним ГВМ	60	240	120
Рисунок 2.9б	1	Традиційна конструкція ГВМ	60	120	120
	2	Прес с бесшатунним ГВМ	30	120	120

З аналізу графіків ідеального приведенного плеча можна зробити висновок, що пропонуваній в якості ГВМа бесшатунний механізм при однаковій величині ходу не відрізняється від характеристик традиційного механізму.

Розглянемо механізм (1.13) з урахуванням сил тертя, прийнявши наступні допущення:

- точка прикладення технологічного зусилля розташована на осі симетрії повзуна;
- центр тяжіння повзуна розташований на осі симетрії;
- робота пресу забезпечує відсутність розкриття стиків в шарнірах А і В на будь-якій ділянці кута повороту кривошипа;
- повзун притиснутий до тих, що направляють усією площиною.

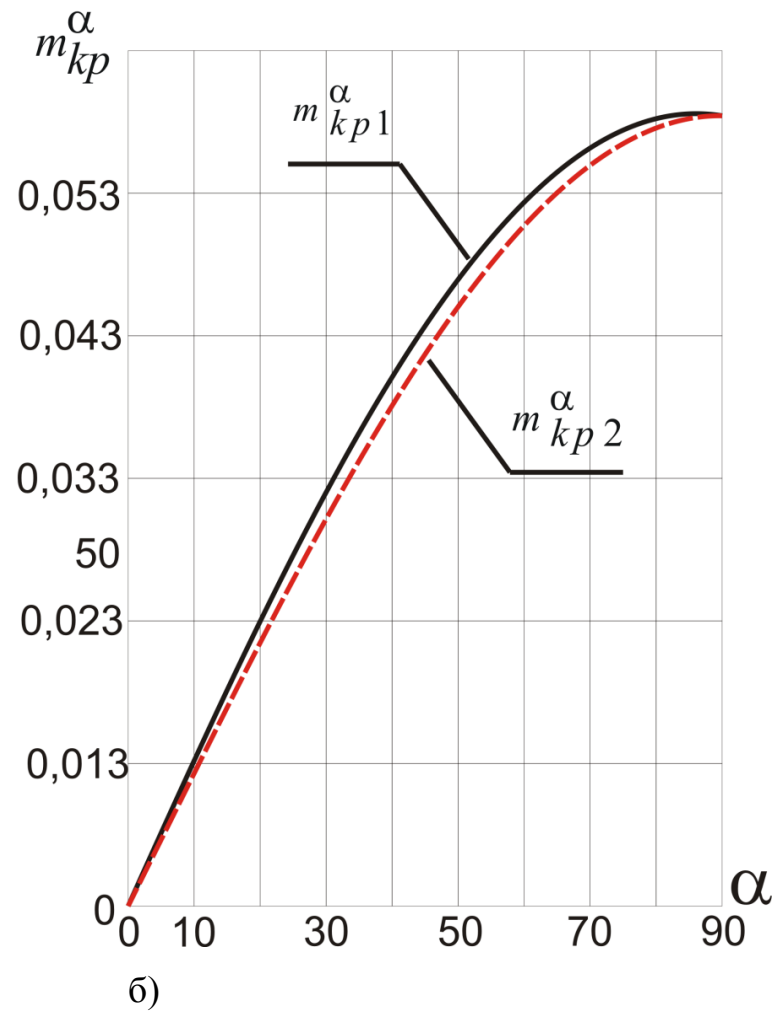
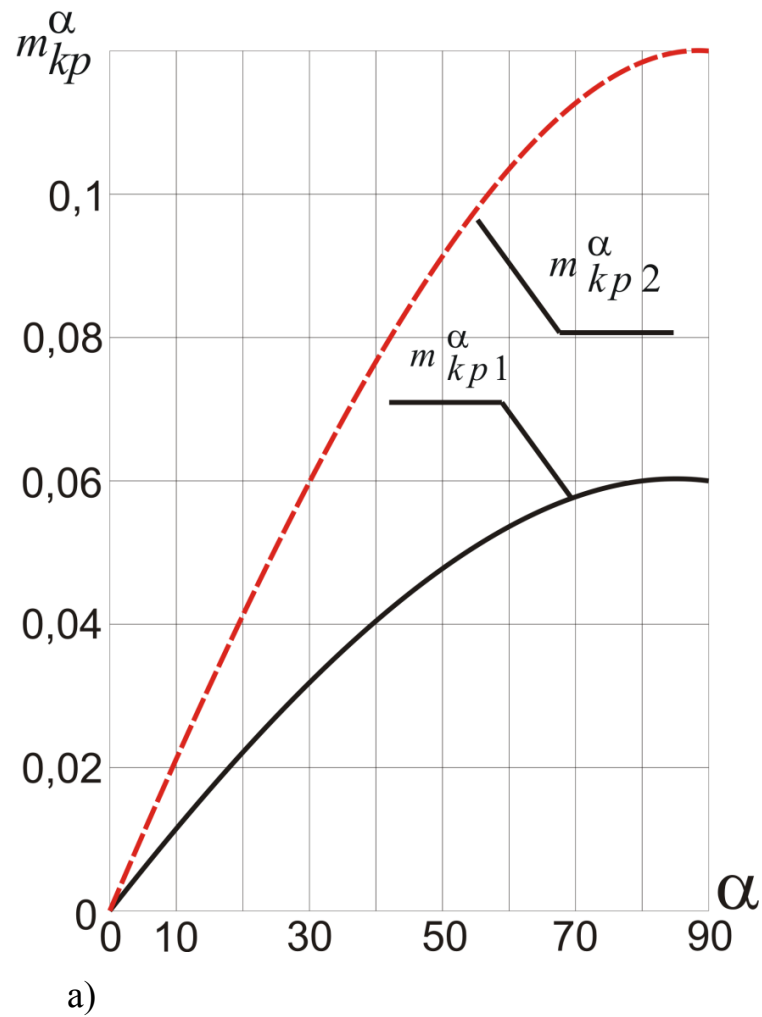


Рисунок 2.9.-. Криві характеристик ідеального і приведеного плеча пропонованого ГВМа :

а - при однаковому радіусі кривошипа;

б - при однаковій величині ходу.

РОЗДІЛ 3

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВИКОНАВЧЕГО МЕХАНІЗМУ

3.1. Розрахунки зубчастих передач.

Прес складається зі станини 1, повзуна 2, встановленого в направляючих станини 1. Повзун 2 кінематично, з можливістю обертатися з вісю 3, яка вмонтована в щоки 4. Щоки 4, в свою чергу нерухомо зв'язані з валом 5, шпонками 6. Вали 5, вмонтовано рухомо в кривошипи 7, а вали 8 вмонтовано в стійки станини 1 за допомогою підшипників 9. На консолях валів 5 нерухомо встановлені шестерні 10, які знаходяться в зачепленні з шестернями 11, через проміжні зубчаті колеса 12. Число зубців колеса 11 вдвічі більше ніж колеса 10. Колеса 11 встановлені нерухомо і вісесиметрично валам 8 в станині 1.

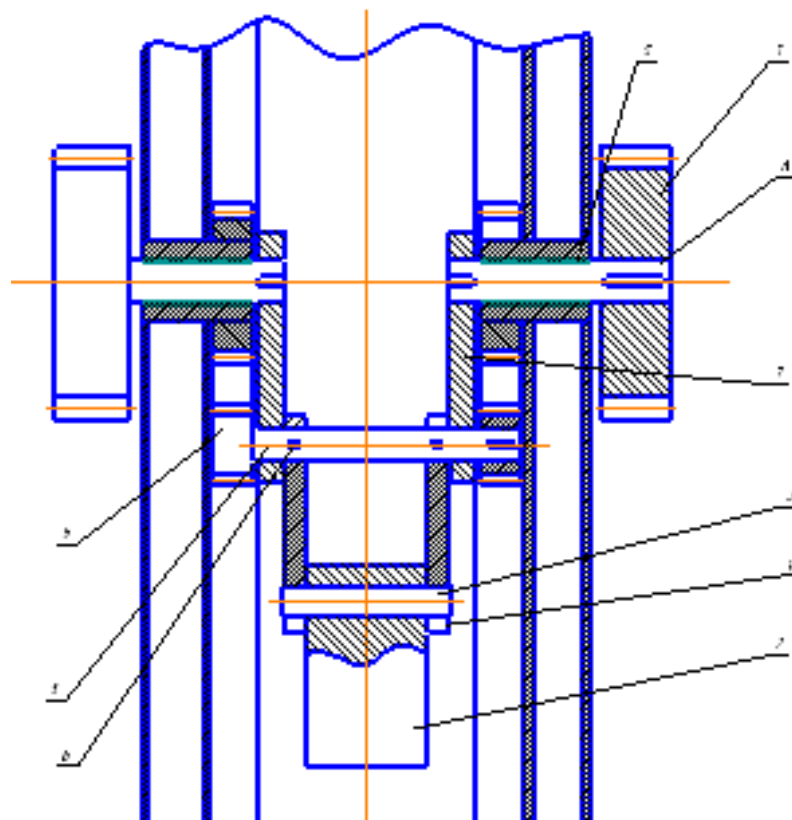


Рисунок 3.1.-Симетричне розташування ГВМа

Зусилля, що допускається міцністю зубчастих передач. З аналізу складових формул для розрахунку традиційних головних виконавчих механізмів, можна зробити висновок, що формули прийнятні і для розрахунку планетарного головного виконавчого механізму без змін, оскільки усі їх складові є присутніми в пропонованому виконавчому механізмі.

Представляє інтерес вплив деяких параметрів планетарного головного виконавчого механізму (число зубів (z_k), довжина зуба (b_k), модуль передачі (m_n) і передатне відношення (i)) на момент, що крутить, виходячи з допустимої пластичної деформації зубів колеса.

Для підтвердження припущень був проведений аналіз зубчастого зачеплення пресу з номінальним зусиллям 4000 кН, модель КА2536, із зубчастим зачепленням бесшатуного головного виконавчого механізму.

Планетарний головний виконавчий механізм відрізняється тільки передатним відношенням ($i=2$), усі інші параметри приймаються рівними розрахунковим по пресу КА2536.

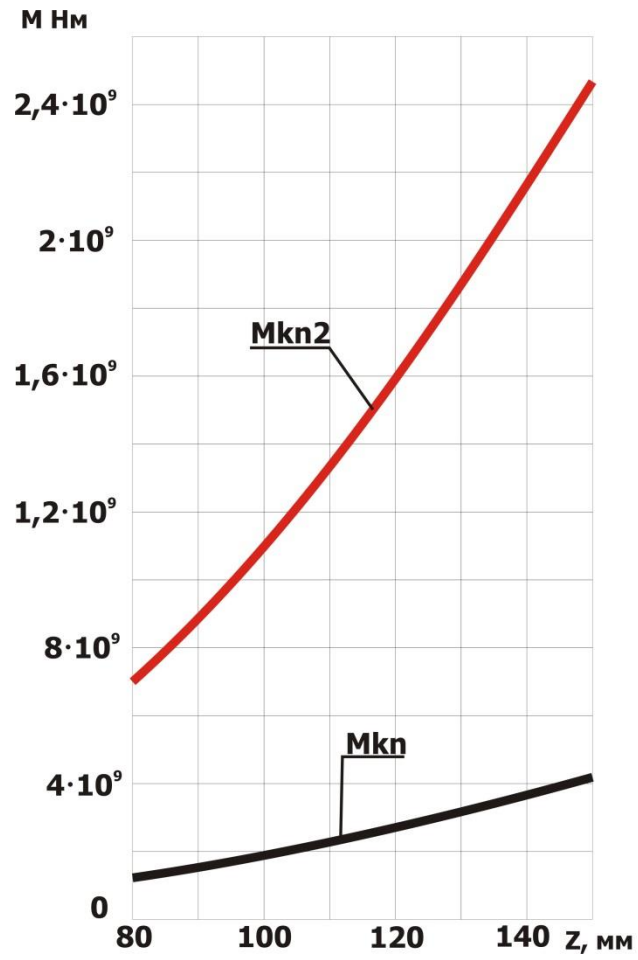
Розрахунки робилися по залежностям. Результат порівняльного розрахунку представлений на графіках (рис. 3.2-3.5).

Перевірка по втомній міцності зубів колеса або шестерні на вигин.

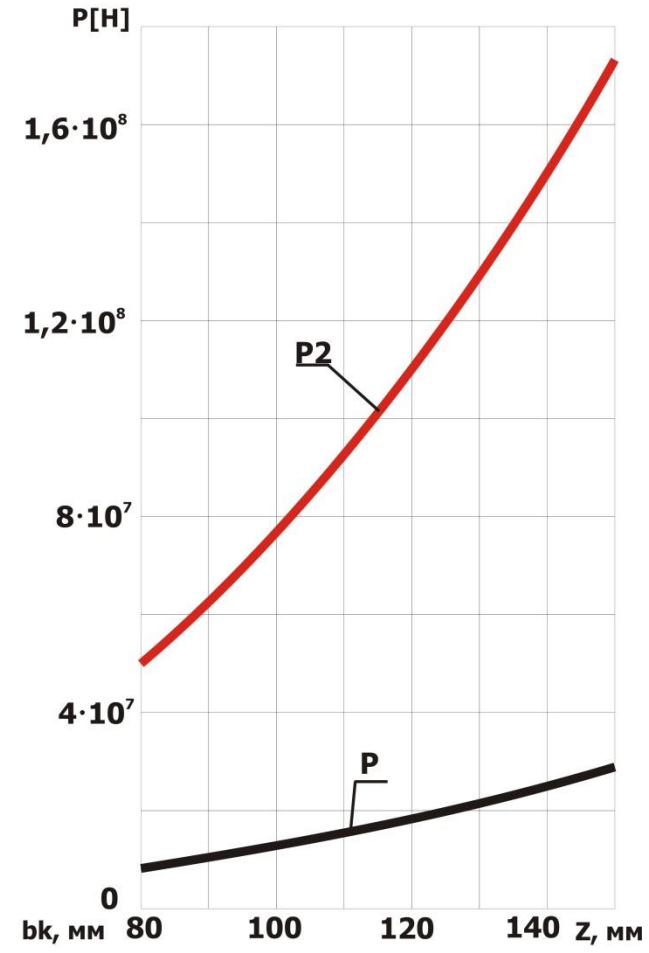
Аналізуючи складові формул, приведених в розділі 1, можна зробити висновок, що вони так само прийнятні для розрахунку планетарного механізму. Більше того, відсутність передатного відношення, при розрахунку, дає 100% збіжність.

Для підтвердження припущень був проведений аналіз зубчастого зачеплення пресу з номінальним зусиллям 4000 кН, модель КА2536, із зубчастим зачепленням бесшатуного головного виконавчого механізму. Усі параметри приймалися рівними розрахунковим по пресу

КА2536. Результат порівняльного розрахунку представлений на графіках (рис. 3.6).



а)



б)

Рисунок 3.2.- Залежність моменту, що крутить :

а - виходячи з допустимої пластичної деформації зубів колеса;

б - від кількості зубів.

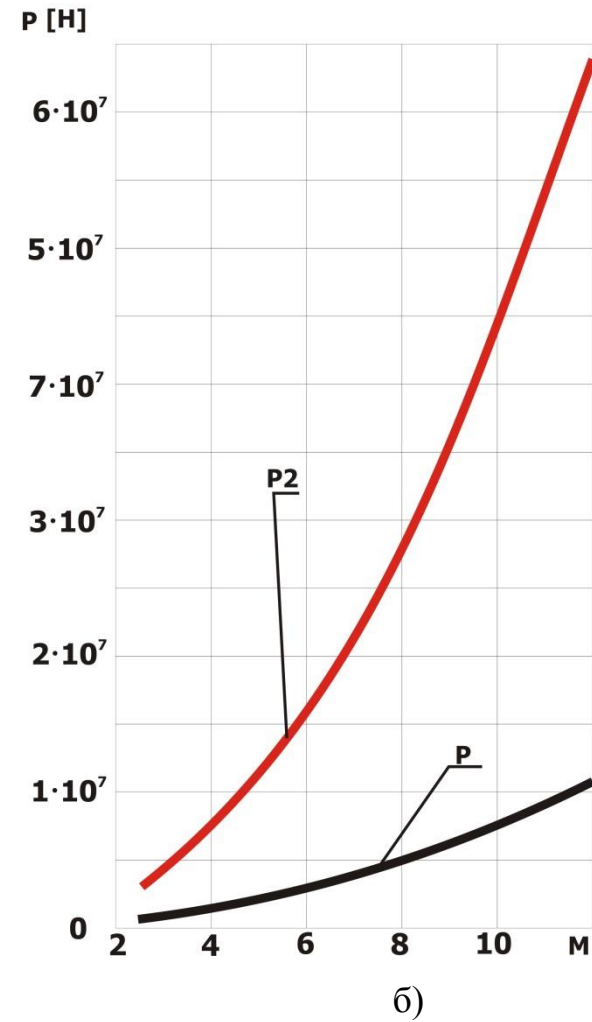
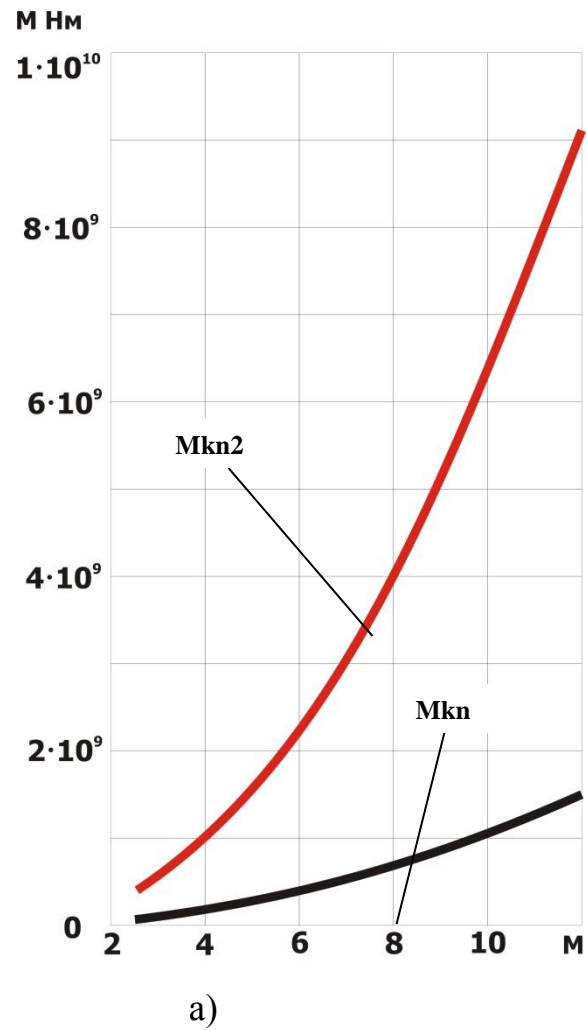
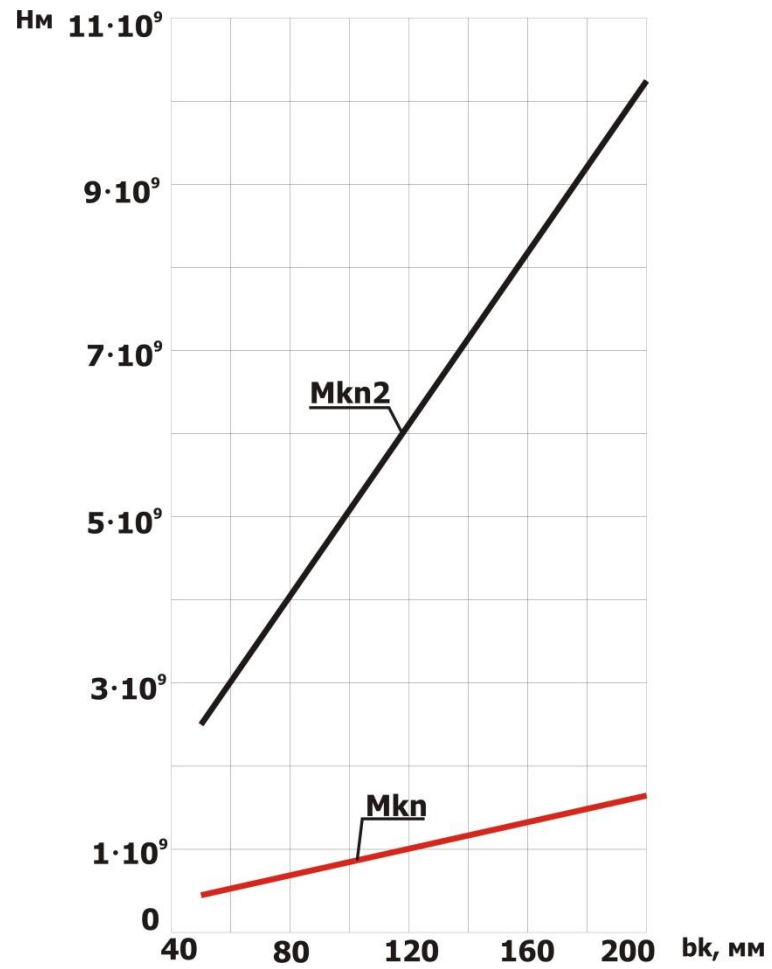


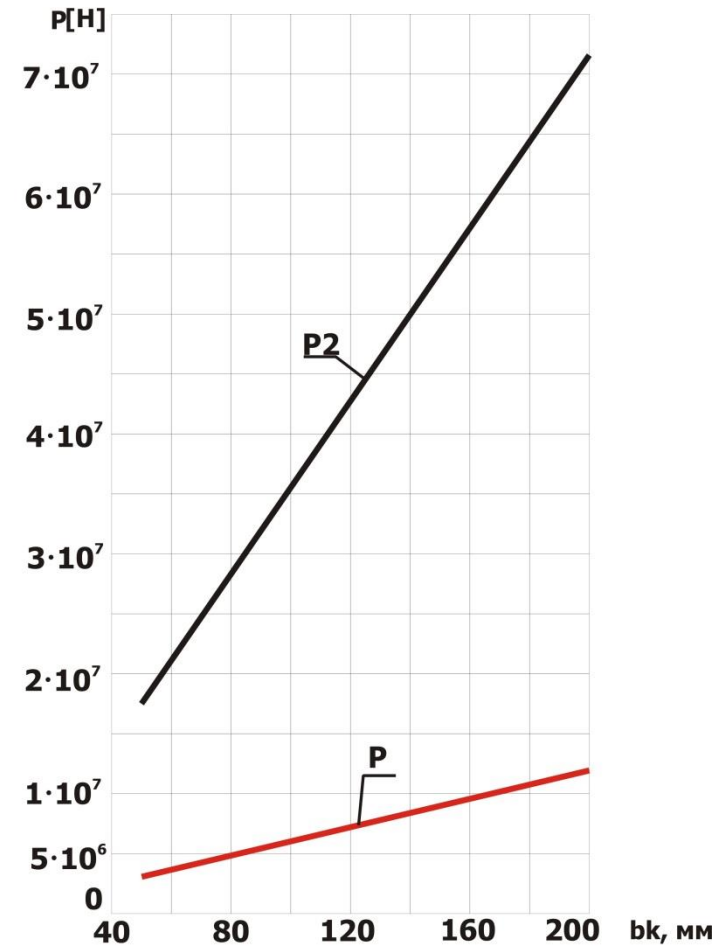
Рисунок 3. 3.- Залежність моменту, що крутить :

а - виходячи з допустимої пластичної деформації зубів колеса;

б - від модуля передачі.



а)

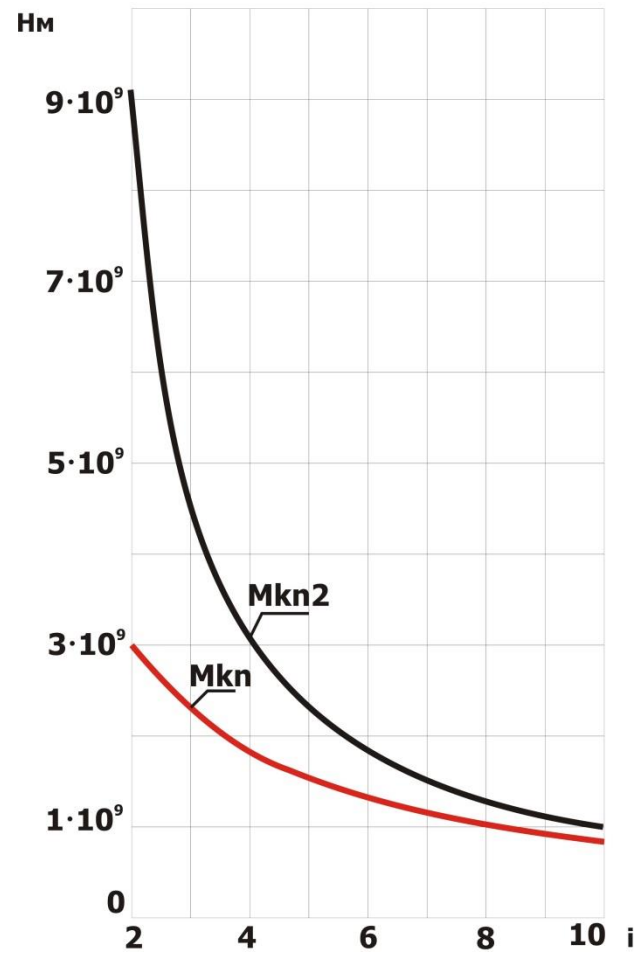


б)

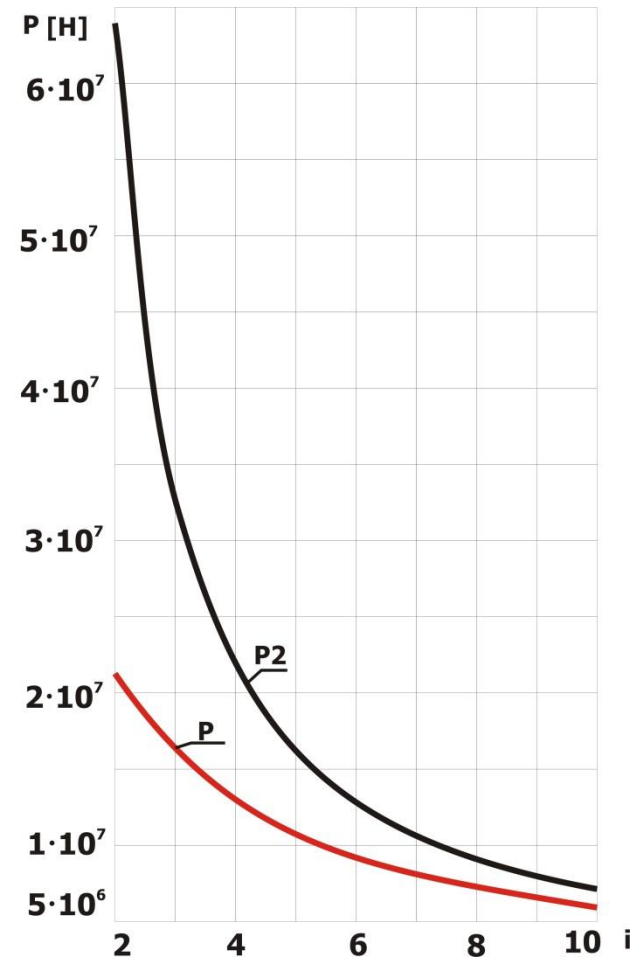
Рисунок 3.4.- Залежність моменту, що крутить :

а - виходячи з допустимої пластичної деформації зубів колеса;

б - від ширини зуба.



a)



б)

Рисунок 3.5.- Залежність моменту, що крутить :

а - виходячи з допустимої пластичної деформації зубів колеса;

б - від передатного відношення.

3.2. Витривалість контактних поверхонь зубів колеса.

Геометричні параметри коліс визначаються відповідно до вказівок ГОСТ 16532 - 70.

Залежності для розрахунку основних геометричних параметрів циліндричних передач із зовнішнім і внутрішнім зачепленням приведені в [14,15,16,19,25].

Проведений аналіз зусилля на повзунові, що допускається міцністю зубчастої передачі, запропонований багатьма авторами [1, 2, 4, 8, 13, 19] показав:

- методика розрахунку традиційної зубчастої передачі повністю підходить для зубчастого зачеплення бесшатунного головного виконавчого механізму;
- силові графіки для планетарного головного виконавчого механізму співпадають з графіками для традиційних головних виконавчих механізмів;
- збільшення зусилля, що допускається, із міцності зубчастої передачі при передатному відношенні і внутрішнім зубчастим зачепленням.

На підставі вище викладеного можна зробити висновок, що запропонований бесшатунний головний виконавчий механізм нічим не поступається традиційному, а в деяких моментах навіть перевершує його.

Зусилля, що допускаються, із міцності головного валу основними напрямками зміни міцності валу є зміна розрахункового діаметру (d_0) і зміна матеріалу валу (σ_{-1u}).

Аналіз приведених схем показує можливість використання приведених розрахункових залежностей для бесшатунного головного виконавчого механізму при визначенні допустимого зусилля із міцності валу (рис. 3.6).

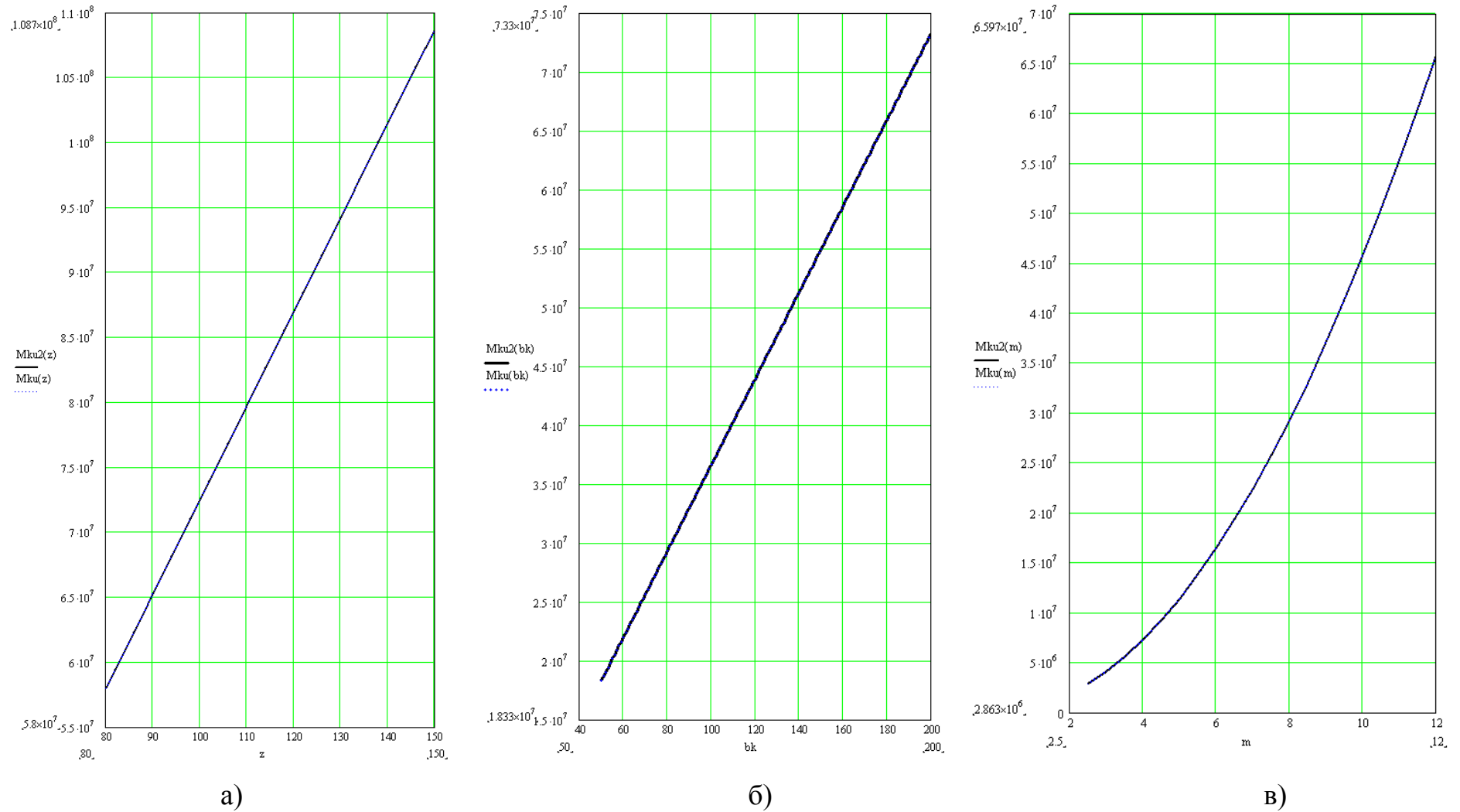


Рисунок 3.6.- Залежність моменту, що крутить, виходячи з втомної міцності зубів колеса :

а - від кількості зубів; б - від ширини зуба; в - від модуля передачі.

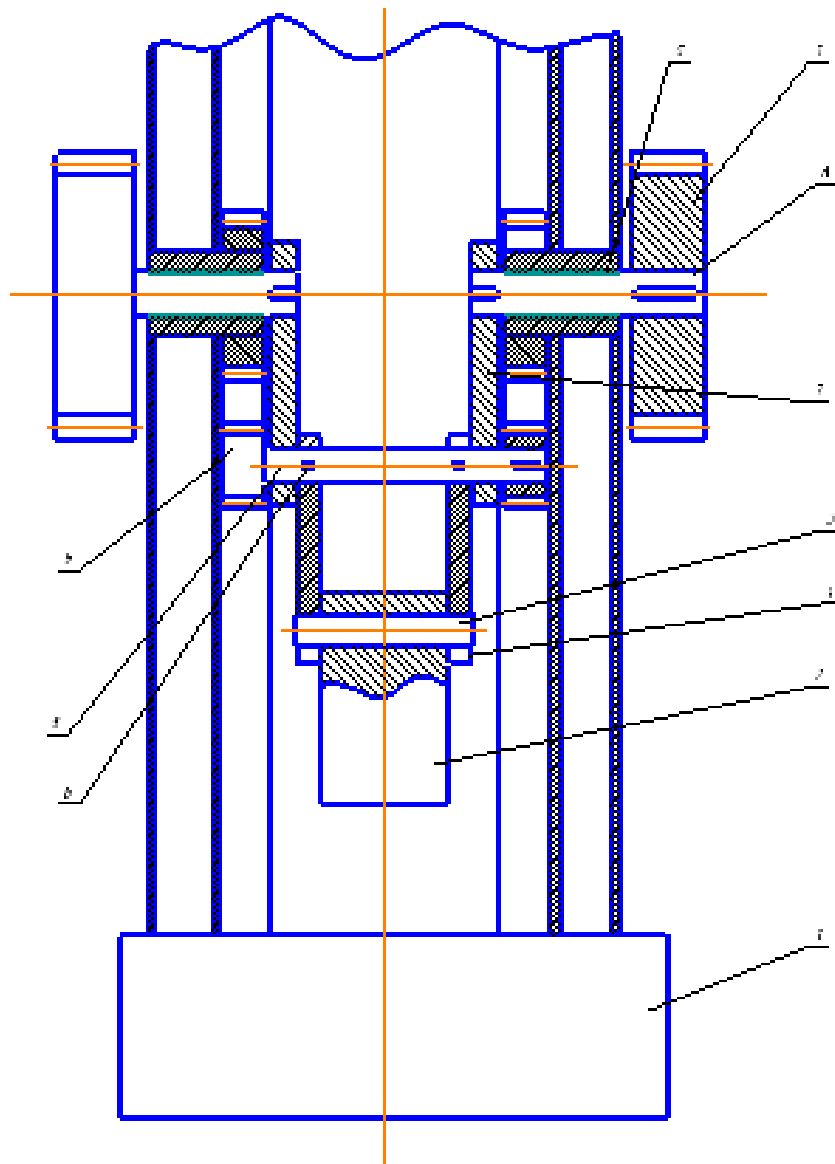


Рисунок 3.7.- Розрахункова схема бесшатунного головного виконавчого механізму для визначення допустимого зусилля із міцності валу.

Для підтвердження припущень був проведений аналіз валу пресу з номінальним зусиллям 4000 кН, модель КА2536 з розташованим на ній зубчастим зачепленням і валом планетарного ГВМа. Усі параметри приймалися рівними розрахунковим даним по пресу КА2536. Результати аналізу показали, що зусилля, що допускаються, на повзунові пресу по міцності розглянутих перерізів, для планетарного ГИМа, співпадають з розрахунками, проведеними для пресу КА2536.

3.3. Порівняння висотних параметрів станин листоштампувальних пресів

По формулах

$$\Delta l = \varepsilon l = \frac{Nl}{EF}, \quad (2.18)$$

$$c = \frac{EF}{l} \quad (2.19)$$

був виконаний аналіз зміни жорсткості станини для пресу КА2536 з традиційним і планетарним головним виконавчим механізмом. Результати розрахунків представлені на рис. 3.8.

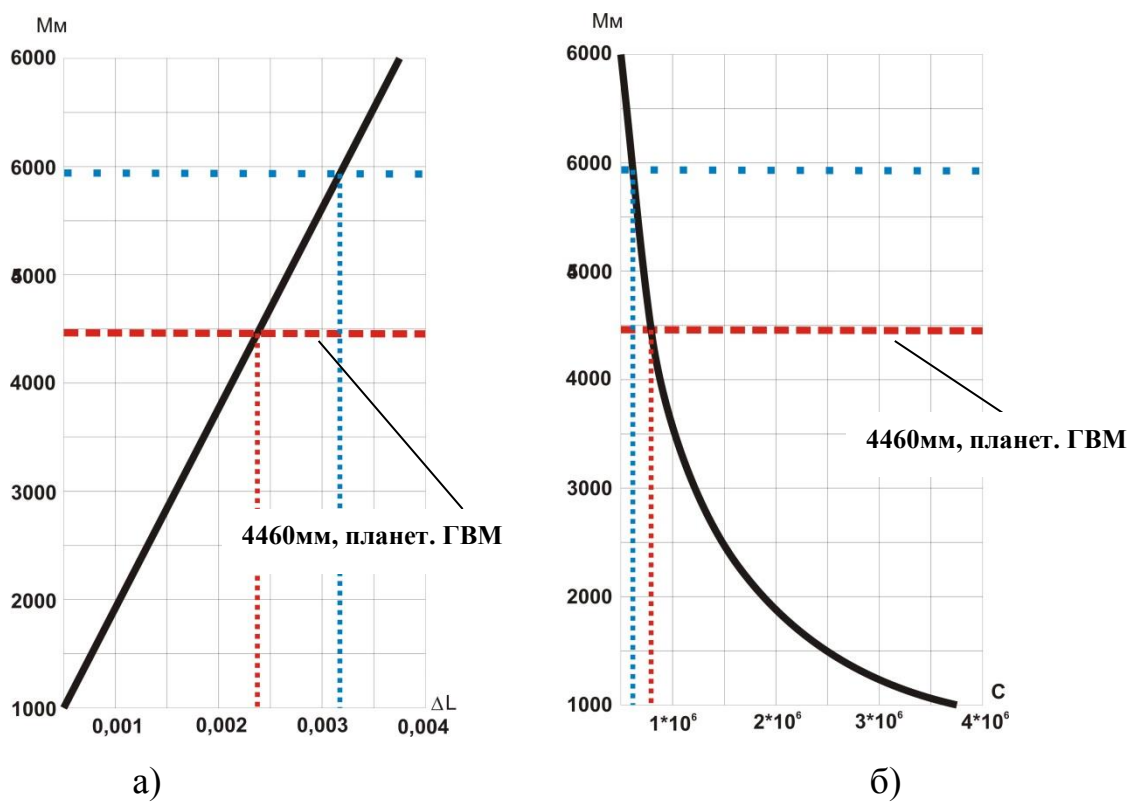


Рисунок 3.8.- Графіки змін міцностних параметрів станини :

а - відносне подовження;

б - жорсткість.

3.4. Характеристика висотних розмірів пресів, виходячи з частини станини, що деформується

Був проведений порівняльний аналіз геометричних розмірів двох пресів (КД2122 і КД2330) [26-28] (з традиційним ГВМ і планетарним). Висотні розміри, виходячи з частини станини, що деформується, представлені на рис. 3.9, 3.10.

Для випадку, коли величина ходу залишається постійною (див. рис. 3.9), і для випадку, коли величина ходу буде збільшена в 2 рази (див. рис. 3.10), схеми показані в крайньому нижньому положенні повзуна. Ця геометрія пресів з традиційним ГВМом приймалася з паспорта пресу [26, 27, 28].

Як було відмічено вище, до найбільшої деформації схильна частина станини між віссю валу і столом пресу. Тому зниження цього розміру позитивно впливатиме на жорсткість усього пресу.

Нижче представлені результати (рис. 3.11-3.13) аналізу висотних розмірів найбільш поширених пресів, що випускаються промисловістю, і механічних пресів при використанні планетарного ГВМа.

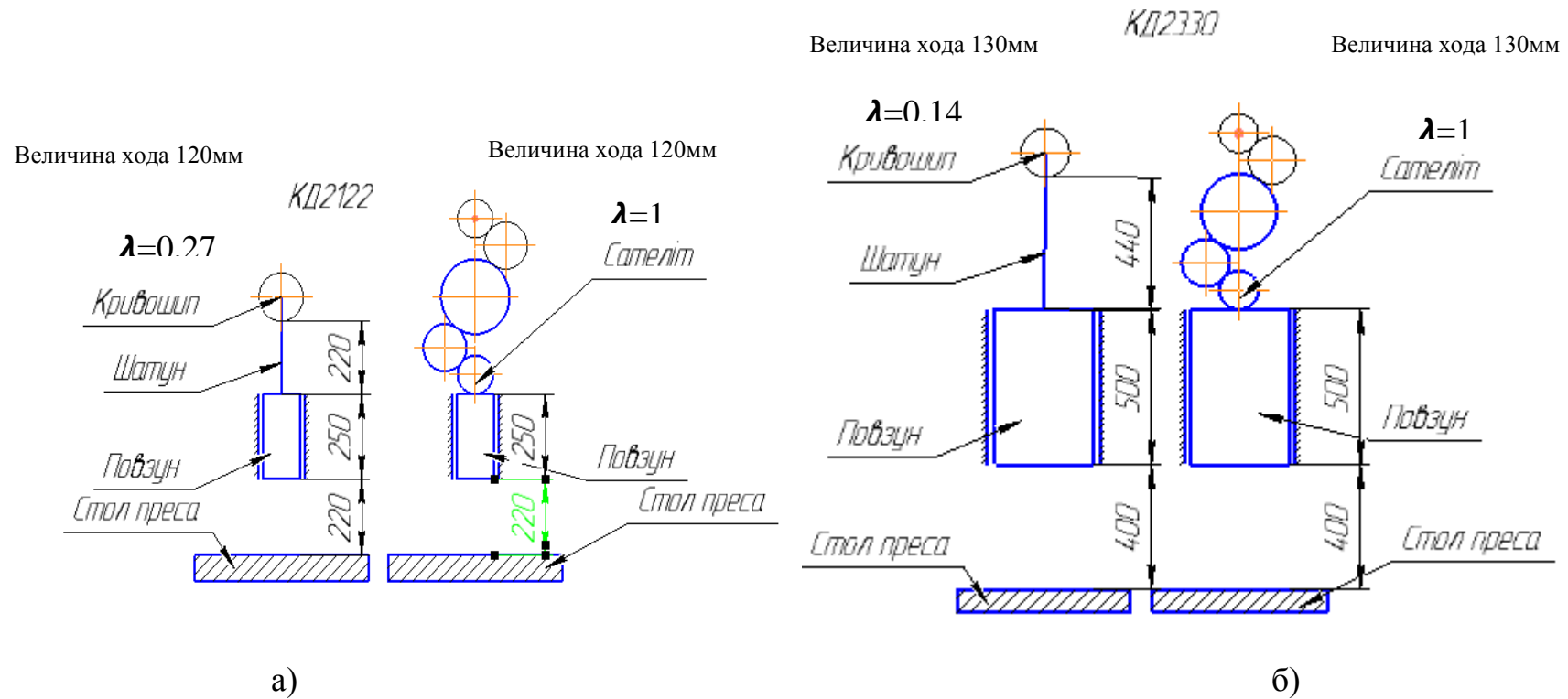


Рисунок 3.9.- Порівняльна характеристика висотних розмірів пресів з традиційним і пропонованим головним виконавчим механізмом при незмінній величині ходу :

а - прес КД2122, зусиллям 0,16 МН; б - прес КД2330, зусиллям 1 МН.

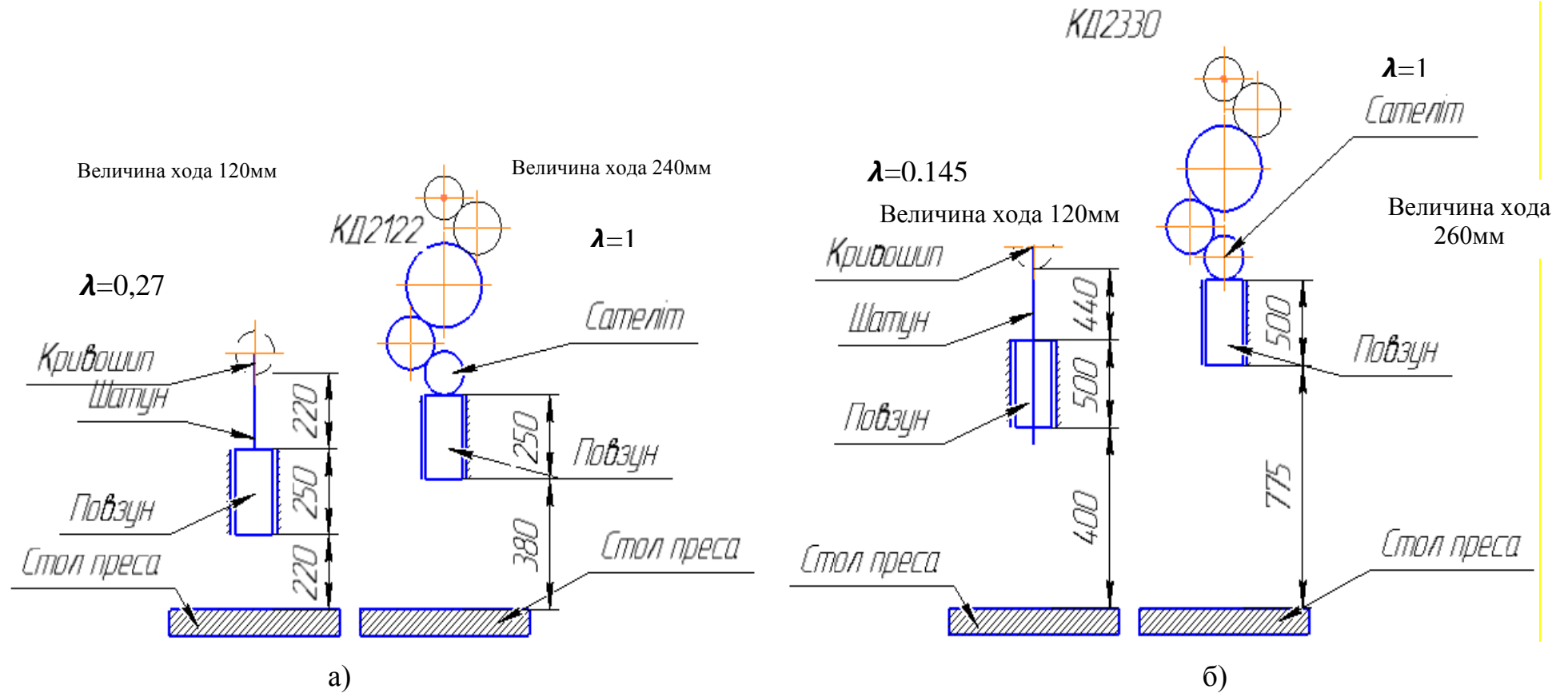


Рисунок 3.10.- Порівняльна характеристика висотних розмірів пресів з традиційним і пропонуваним головним виконавчим механізмом при однаковому радіусі кривошипа :

а - прес КД2122, зусиллям 0,16 МН; б - прес КД2330, зусиллям 1 МН.

Дані по пресах узяті з паспортів пресів [26, 28].

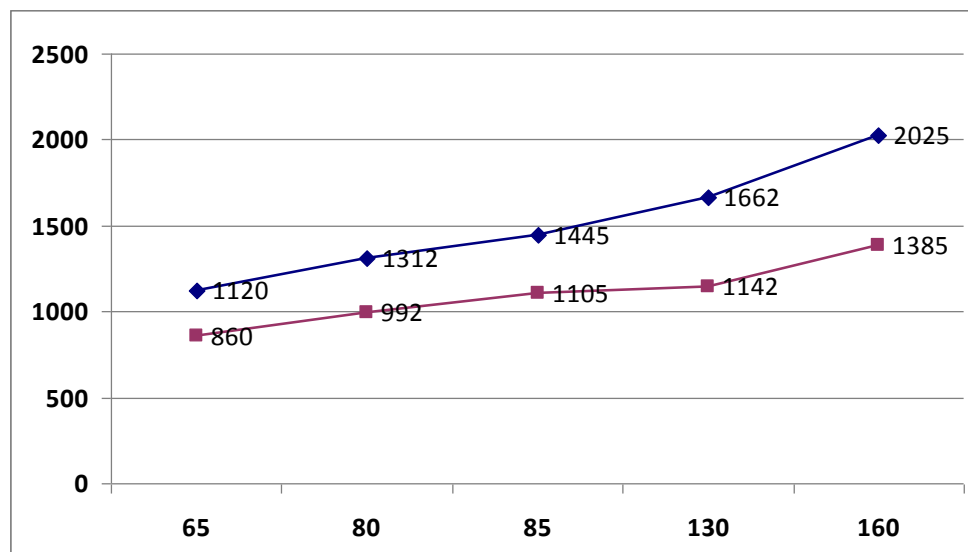


Рисунок 3.11.- Аналіз висотних характеристик для
однокривошипних одностосєчних пресів:
1 -с традиційною конструкцією ГВМа;
2 - з планетарною конструкцією ГВМа.

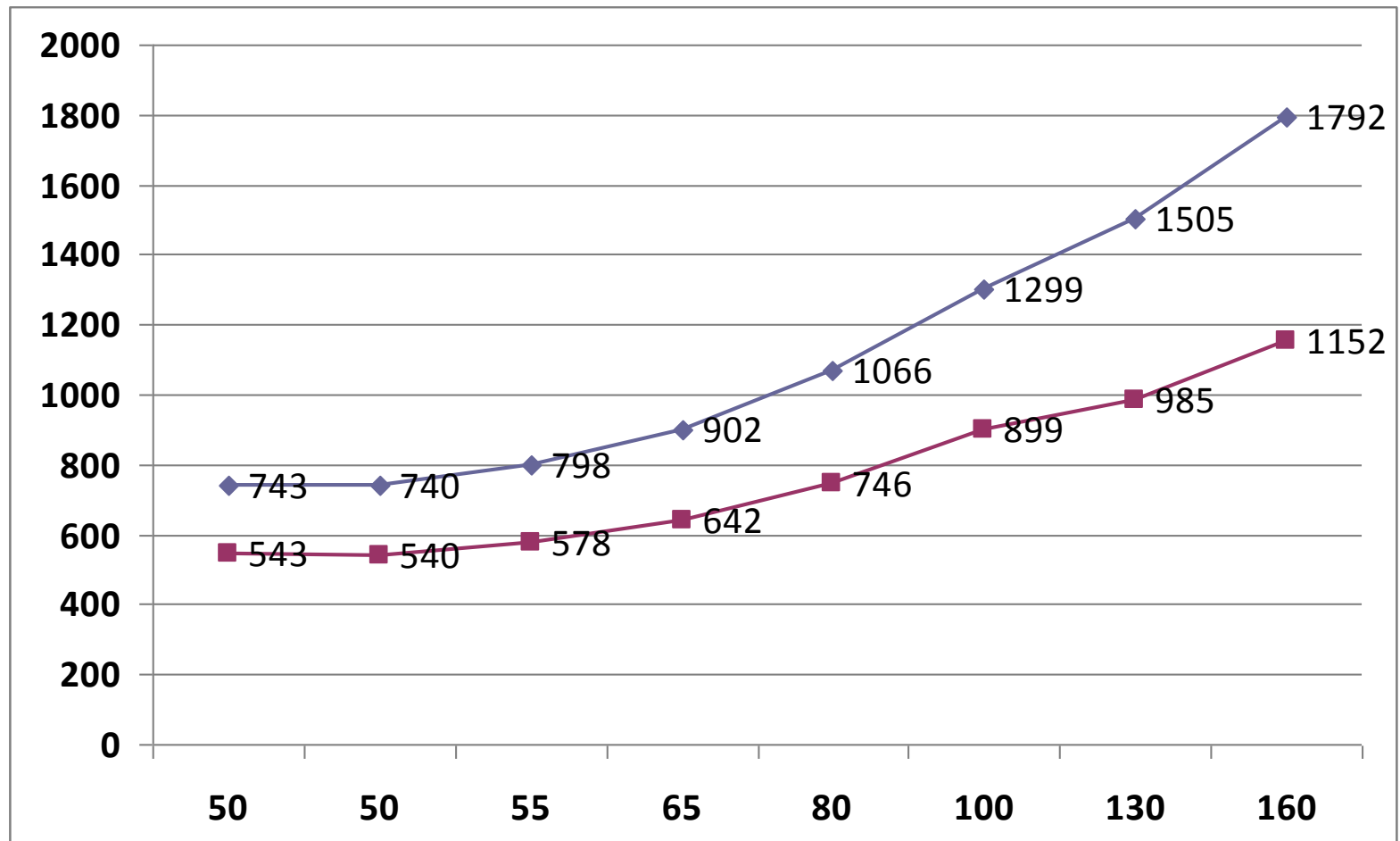


Рисунок 3.12.- Аналіз висотних характеристик для одинкривошипних, відкритих, двостійкових, таких, що не нахилиють пресів простої дії :

1 -с традиційною конструкцією ГВМа;

2 - з планетарною конструкцією ГВМа.

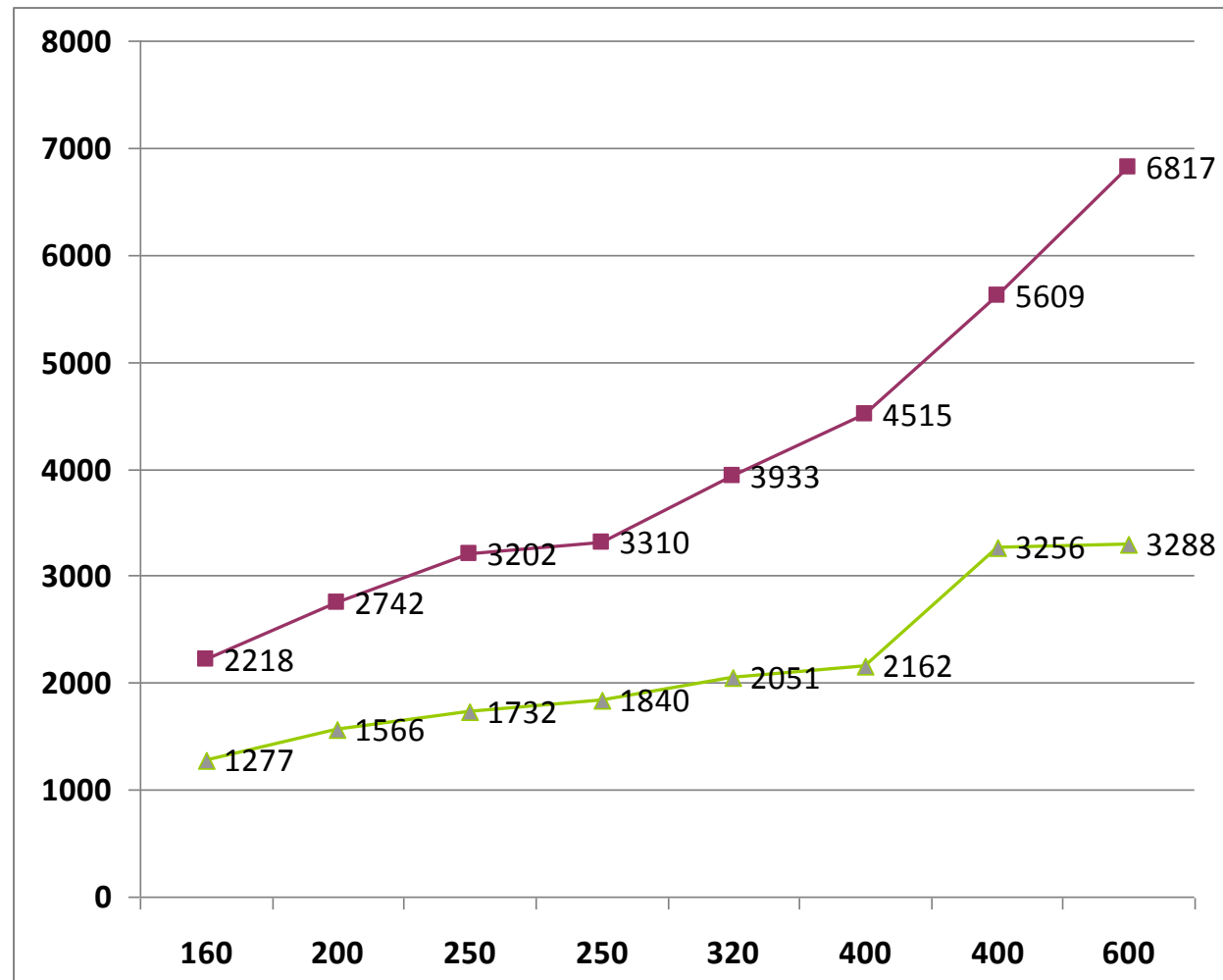


Рисунок 3.13.- Аналіз висотних характеристик для пресів одинкривошипних, закритих, простої дії:
1 -с традиційною конструкцією ГВМа;
2 - з бесштанной конструкцією ГВМа.

Враховуючи, що маса станини від загальної маси пресу складає 25-30% [5, 29], зниження металоємності станини для пресів однокривошипних відкритих двостійкових, таких, що не нахиляють, простої дії показано на рис. 3.14.

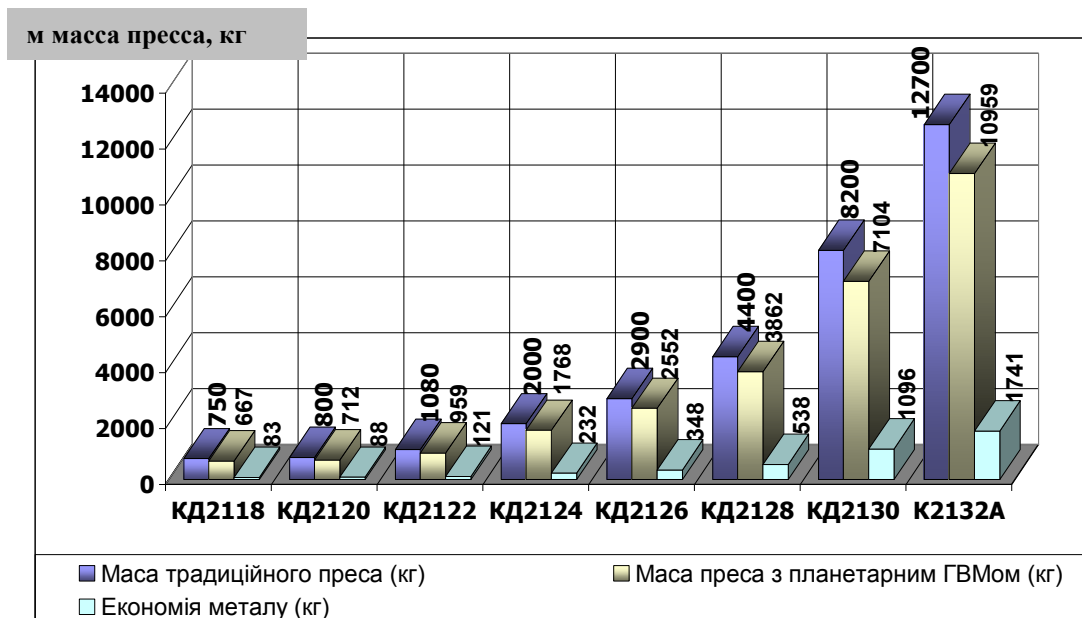


Рисунок 3.14.- Аналіз масових характеристик пресів.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В розділі надані основні заходи з охорони праці при дослідженні впливу використання зовнішнього зачеплення на хід повзуна методом моделювання.

4.1. Аналіз потенційних небезпек

а) Зниження працездатності при проведенні комп'ютерного моделювання, внаслідок невиконання вимог ергономіки стосовно робочих місць дослідників в адміністративному приміщенні.

б) Можливість ураження електричним струмом при знаходженні в приміщенні лабораторії, або при виконанні певних досліджень. Що може бути пов'язано з порушенням правил з електробезпеки в частині відсутності навчання та несправності електроспоживаючих обладнання зокрема обриву захисного заземлення, відсутності надійного огороження струмоведучих ланцюгів, що може призвести до тяжких електричних травм або летального наслідку.

в) Небезпеки які пов'язані з проведенням авторського надзору за втіленням розробки на дослідницькому обладнанні.

г) Незадовільні параметри повітряного середовища в приміщенні дослідницької лабораторії в наслідок неефективної роботи систем опалення та повітрообміну, що може призвести до зниження працездатності та загальних захворювань.

г) Недостатній рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії в наслідок виходу з ладу або надмірної забрудненості освітлюваних приладів.

д) Можливість загорянь внаслідок порушень правил пожежної

безпеки, порушень регламенту виконання досліджень, відсутності первинних засобів пожежогасіння.

е) Небезпеки які пов'язані з умовами праці при надзвичайних ситуаціях.

4.2 Заходи забезпечення техніки безпеки

а) Для забезпечення безпечних і комфортних умов праці, робочі місця і робочі зони де відбувається процес досліджень, повинен відповідати вимогам ергономіки. Основний параметр, що впливає на зручність роботи, — висота столу. Оптимальне її значення — 72,5 см. Найкращим варіантом є стіл з функцією можливого регулювання. Стіл також повинен мати достатній внутрішній об'єм. Для цього ширина його має бути не менш ніж 70 см, а висота простору під столом — не менш ніж 60 см. Щоб забезпечувалася стійкість столу, він має бути важким. Площа столу безпосередньо пов'язана з поняттям робочого простору. Середня зона охоплення рук людини становить 35—45 см. Близькій зоні відповідає область, яку може охопити рука з притуленим до тулуба ліктем, далекій зоні — область випрямленої руки. Стілець чи крісло повинні забезпечувати фізіологічно раціональну позу. Такій вимозі відповідають стільці чи крісла, що мають підлокітники, здатні обертатися та мають регулятор висоти, кута нахилу спинки й відстані спинки від краю сидіння.

Конкретні параметри визначаються так: розмір сидіння — не менш як 40 × 40 см; кут нахилу — від 15 до 5° (назад); висота сидіння — 40—55 см; довжина підлокітників — не менш як 25 см; ширина підлокітників — 5—7 см; висота підлокітників до сидіння — 22—28 см, відстань між підлокітниками — 50 см.

Важливим є добір крісла чи стільця відповідно до маси користувача. Монітор має розташовуватися на столі так, щоб

зображення було чітким, без світлових плям. Щоб запобігти перевтомі шийного відділу дослідника монітор завжди розміщують нижче від рівня очей, причому рекомендований кут огляду монітора становить від 0 до 60°. Відстань до монітора залежить від його діагоналі. Так, для моніторів з діагоналлю екрана 14—15 дюймів ця відстань має бути не менш як 80 см; 17 дюймів — від 1 до 1,5 м. Щоб досягти найбільшої безпеки роботи, потрібно стосовно висоти монітора користуватися стандартами безпеки ТСО 92, ТСО 95, ТСО 99.

Клавіатура має бути зручною, а тому, по змозі, не прямою за формою каркаса. Найбільш ергономічною сьогодні є багаторівнева модель з клавішами, розверненими від дослідника. Клавіатура має розташовуватися на відстані 10—15 см від краю поверхні столу. Глибина постановки клавіатури має забезпечувати паралельне столу розміщення ліктів, а отже, прямий кут передпліччя зі столом. «Миша» добирається під розмір долоні.

Щоб запобігти перевантаженню робочої зони дослідника, іншу організаційну техніку розташовують, як правило, на окремих столах.

б) Для виключення можливого ураження електричним струмом передбачені наступні заходи:

- Організаційні заходи – до виконання робіт допускаються особи віком не моложе 18 років, які пройшли навчання, перевірку знань з електробезпеки та згідно правила пристроїв електроустановок 2015 ПУЕ отримали відповідну групу з електробезпеки. (При напрузі до 1000 Вт 2 група, при напрузі вище 1000 Вт 3 група).

Для кожного вида обладнання повинна бути складена схема безпечного управління процесами та наведен алгоритм дій в аварійних ситуаціях. Ремонт електроустановок повинен здійснювати тільки спеціально підготовлений персонал.

- Технічні заходи – струмом ведучі кабелі повинні бути

екранованими. Обов'язковим є встановлення швидкодіючих автоматичних вимикачів які спрацювують при коротких замиканнях або при перевантаженні ланцюга. Обов'язковим є устрій захисного заземлення з опором менш 4 кОм, принцип дії якого заснован на відведенні електричного струму який з'явився на неструмопровідних елементах обладнання в наслідок аварійної ситуації.

в) На невеликих штампах, застосовуваних на пресах з малим ходом повзуна, необхідно передбачати зазори безпеки між рухомими і нерухомими їх частинами:

- не більше 8 мм - між верхнім рухомим знімачем і матрицею, між нерухомим нижнім знімачем і пуансоном при перебуванні повзуна у верхньому положенні;
- не менше 20 мм - між нижнім знімачем і притиском та пуансонотримачем, між втулками (у штампах з напрямними колонками) і знімачем під час перебування повзуна в нижньому положенні.

На пресах з великим ходом повзуна зазначений зазор безпеки 20 мм повинен бути збільшений з таким розрахунком, щоб кисть руки працівника не була притиснута в нижньому положенні повзуна.

Якщо за умовами роботи (установка штампа на пресі з нерегульованим великим ходом повзуна) неможливо дотримати зазори безпеки між рухомими і нерухомими частинами, небезпечні зони повинні бути обгороджені.

Модель преса виконена без муфти включення і гальма, в такому режимі працюють холодновісаджувальні автомати, тому при включенні головного привода необхідно прослідкувати за столом преса – на ньому не повинно бути сторонніх предметів

Перед роботою перевірити кріплення інструмента або пружинного навантажувача

В зв'язку з відкритою зубчатою передачею необхідно в процесі роботи слідкувати щоб в передачу не попадали сторонні предмети

Пуск преса здійснювати на мінімальних обертах вала

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Заходи щодо забезпечення санітарних норм мікроклімату розробляються відповідно до вимог ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».

Для забезпечення оптимального рівня параметрів повітряного середовища виробничого приміщення.

— холодний період року $T = 18 - 22 \text{ C}^0$, $B = 40 - 60 \%$, $V = \text{до } 0,1 \text{ м/с}$;

— теплий період року $T = 21 - 23 \text{ C}^0$, $B = 40 - 60 \%$, $V = \text{до } 0,2 - 0,4 \text{ м/с}$.

В приміщеннях, де немає викидів шкідливих речовин у великій кількості, для забезпечення зазначених параметрів, в теплий період року, передбачено устрій штучної механічної загально обмінної вентиляції або кондиціонування, а в холодний період року устрій систем водяного або електричного опалення, відповідно до вимог ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

Для досягнення нормованого рівня освітленості робочих місць та робочих зон і дослідницької лабораторії який у ДБН В.2.5-28-2016 «Інженерне обладнання будинків і споруд (природне і штучне освітлення)» визначається як не менш 200 люкс. Для забезпечення такого рівня доцільно використовувати природне та штучне освітлення. В якості джерел штучного освітлення доцільно використовувати світлодіодні та люмінесцентні лампи.

Розрахунок загального рівномірного штучного освітлення

приміщення дослідницької лабораторії методом світлового потоку.

Метод базується на розрахунку світлового потоку від джерела освітлення

$$\Phi_{\Sigma} = (E_{н} S k_z z) / \eta$$

де $E_{н}$ - нормативне значення освітлення – 200 лк;

S – площа 960 м² ;

k_z – коефіцієнт запасу, який характеризується зношенням ламп 1.6;

z – коефіцієнт мінімальної освітленості , який залежить від обраного типу джерела освітлення, для люмінесцентних ламп – 1,15;

η – коефіцієнт який характеризує ступінь відбиття світла від поверхонь приміщень , за умови використання люмінесцентних ламп потужністю 40 Вт; обираємо світильник типу ДРЛ, при цьому індекс приміщення є 0,8 , тому коефіцієнт $\eta = 0,61$.

$$\Phi_{\Sigma} = (200 \cdot 960 \cdot 1.6 \cdot 1.15) / 0.61 = 579147 \text{ лм}$$

За умови світловіддачі від однієї лампи ЛД – 6000 Вт = 24000 лм, тому потрібна кількість ламп буде 24.

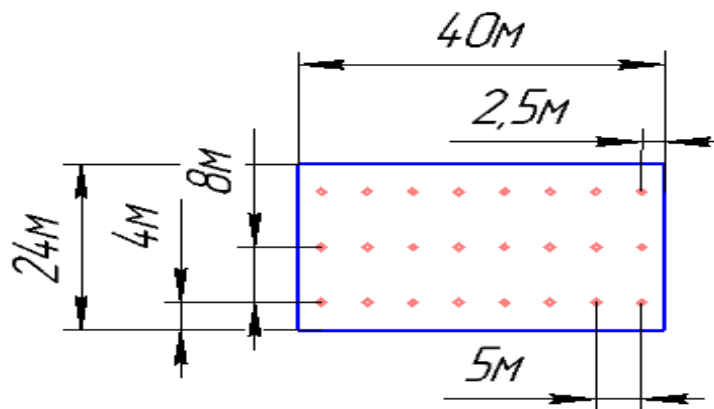


Рисунок 4.3 Схема розміщення ламп в дослідницькій лабораторії

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Згідно нормативно правових актів з пожежної безпеки до роботи допускаються посадові особи, які пройшли навчання в спеціальних навчально-методичних центрах та отримали відповідне посвідчення. Обов'язковим є наявність системи автоматичного сповіщення та первинних засобів пожежогасіння. Слід дотримуватись наступних вимог:

- меблі та обладнання необхідно розміщувати таким чином, щоб забезпечувався вільний евакуаційний прохід до дверей виходу з приміщення (завширшки не менше 1 м). Евакуаційні шляхи та виходи необхідно постійно утримувати вільними, нічим не зашарашувати;
- електромережі, електроприлади і апаратуру експлуатувати тільки у справному стані з урахуванням вказівок та рекомендацій підприємств-виробників. У разі виявлення пошкоджень електромереж, вимикачів, розеток та інших електровиробів слід негайно вимкнути їх та вжити необхідних заходів щодо приведення в пожежобезпечний стан;
- документи, папір та інші горючі матеріали слід зберігати на відстані не менше 1 м від електрощитів; 0,5 м від електросвітильників; 0,6 м від сповіщувачів автоматичної пожежної сигналізації та 0,15 м від приладів центрального водяного опалення.
- засоби протипожежного захисту слід утримувати у справному стані.
- Усі працівники повинні вміти користуватись наявними вогнегасниками, іншими первинними засобами пожежогасіння, знати місце їх знаходження. Відстань від

найбільш віддаленого місця приміщення до місця розташування вогнегасника не повинна перевищувати 20 м.

У службових приміщеннях не допускати:

- влаштування тимчасових електромереж;
- прокладання електричних проводів безпосередньо по горючій основі;
- експлуатація електроприладів, які мають механічні пошкодження;
- захаращування підступів до засобів пожежогасіння;
- куріння, використання легкозаймистих рідин;
- проведення вогневих, зварювальних та інших робіт без спеціального дозволу;
- вмикання електронагрівальних приладів (чайників, кип'ятильників тощо) без негорючих підставок та в тих місцях, де їх використання не передбачено (або заборонено);
- захаращування шляхів евакуації та евакуаційних виходів.

Адміністрація повинна зобов'язати відповідального за протипожежний стан службових приміщень після закінчення роботи:

- оглядати приміщення, переконуватись у відсутності порушень, що можуть призвести до пожежі;
- перевіряти, щоб скрізь було вимкнене освітлення, електроживлення приладів та обладнання (за винятком електрообладнання, яке за вимогами технології повинно працювати цілодобово).

4.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Правове регулювання цивільного захисту України.

Загальні положення кодексу «Цивільного захисту України Прийнятий 1 липня 2013 року. Кодекс регулює відносини учасників

цивільного захисту населення, навколишнього середовища і майна в умовах надзвичайного стану(НС).

ЦЗ – це єдина державна система яка складається з:

- КМУ, ВРУ – формована державними політиками в створенні законодавчої бази.
- РНБО України, Державна служба України з надзвичайних ситуацій – організація діючої системи захисту населення і територій в умовах надзвичайного стану, контроль за ефективністю цієї системи; особливістю ДСНС – як учасника в організації системи, так і в проведенні реальних заходів в НС, або ліквідування його наслідків.
- органи місцевого самоврядування – підготовка територій і населення до умов життєдіяльності в умовах виникнення НС.
- господарчі об'єкти – підготовка цих об'єктів до продовження своєї діяльності в умовах НС різного виду (техногенний, природний, військовий, соціальний, епідеміологічний).

Система має класифікацію по територіально – виробничому принципу. Де діє система ЦЗ в залежності від масштабів і особливості прогнозованих НС, система функціонує в наступних режимах:

- повсякденного функціонування; встановлюється при нормальних радіаційних, хімічних, сейсмічних, гідрометричних, техногенних умовах при відсутності епідемій і великих пожеж.
- режим підвищеної готовності; встановлюється тимчасово в повному або частковому об'ємі при небезпеці виникнення НС.
- режим НС встановлюється тимчасово в повному або частковому об'ємі, як правило для окремих територій при виникненні реального НС; режим НС характерний введенням особливого правового режиму на окремих територіях або для країни в цілому, встановлений тимчасово або постійно.

Повноваження суб'єктів забезпечення громадянської оборони ЦЗ.

На господарчих об'єктах єдиною відповідальною особою є керівник при чисельності більше 3000 осіб. При чисельності від 200 до 300 питанням НС займаються штатні особи штабу ГО. До 200 осіб залучаються не штатні спеціалісти. В навчальних закладах при чисельності 500 і більше осіб, які навчаються утворюють також штаби ГО. Іноземці і особи без громадянства в систему не включаються.

Для оперативного реагування на виникаючі вражаючі фактори НС в системі ДСНС створенні наступні підрозділи:

оперативно – рятувальні служби спеціалізовані і неспеціалізовані, головною задачею яких є ліквідація НС;

аварійно – рятувальна служба, яка також ділиться на державні, регіональні, об'єктні і комунальні;

добровільні формування, які формуються із числа добровольців.

Положення міжнародного гуманітарного права Женевської конвенції.

Відносно захисту населення особливе значення має 4 конвенція, по захисту цивільного населення під час війни. Конвенція класифікує цивільних осіб по двом категоріям: цивільні, які знаходяться в країні супротивника та населення на окупованих територіях. Відповідно до вимог конвенції, влада у якої знаходяться ці дві категорії повинна забезпечити дотримання прав, продовольчі товари, медицину, підтримку і можливість вільного пересування. З метою підтримки життєдіяльності, не підлягають нападу склади продуктів харчування, сільські господарчі райони, споруди для постачання питної води. Крім цього не підлягають нападу небезпечні об'єкти. Виникнення другорядних факторів уражень, які можуть призвести до ще більших негативних наслідків, до цих об'єктів відносяться греблі, дамби, атомні електростанції, небезпечні хімічні підприємства і підприємства де виготовляються, зберігаються і утилізуються вибухонебезпечні суміші.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

З аналізу літературних джерел встановлено, що подовжня жорсткість шатуна у балансі деформацій може досягати 6-8% від сумарної деформації пресу. Відсутність шатуна в пресі позитивно позначається на зниженні металоємності і габаритах машини при одночасному збільшенні жорсткості пресу і зниженні центру тяжіння усього пресу. Одним з методів підвищення ефективності пресів є використання кривих сателітів в кінематиці головних виконавчих механізмів.

На основі теоретичних досліджень обґрунтована можливість використання планетарного механізму в якості головного виконавчого механізму пресу, який призводить до зниження висоти і зменшення металоємності усього кривошипного пресу.

Розроблений експериментальний прес з планетарним головним виконавчим механізмом з зовнішнім зачепленням зусиллям 6,3 кН величиною ходу 240 мм, що дало можливість збільшити величину ходу пресу удвічі (порівняно з традиційним), зменшити втрати за цикл за рахунок відсутності шатуна, зменшити вагу і висоту.

Також було порівняно з планетарним головним виконавчим механізмом з внутрішнім зачепленням, перевага зовнішнього зачеплення він більш економічний в обслуговуванні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Банкетов А. Н. Ковальсько-штампувальне устаткування / А. Н. Банкетов, Ю. А. Бондарів, Н. С. Добринский, Е. Н. Ланской, В.Ф. Прейс, И.Д. Трофімов - 2-е видавництво, перероб. і доп.- М.: Машинобудування, 1982.- 576 с.
2. Ланской Е. Н. Елементи розрахунку вузлів і деталей кривошипних пресів / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетів. - М.: Машинобудування, 1966.- 380 с.
3. Живов Л.И. Ковальсько-штампувальне устаткування. Преси. / Л.И. Живов, А. Г. Овчинніков. - 2-і вид, перероб. і доп.- К.: Вища школа, 1981.- 376 с.
4. Власов В. И. Технологічні особливості і основні напрями розвитку важких ковальсько-пресових машин для гарячого об'ємного штампування / В. И. Власов, И.Н. Лебедев, И.Н. Фільчин і ін.- М.: НИИмаш., 1973.- 108 с.
5. Власов В. И. Кривошипні ковальсько-пресові машини / В. И. Власов, А. Я. Борзикін, И. К. Букин-батирів, Ю.Т. Меркин, В.Г. Місяць та ін.; під ред. В. И. Власова.- М. : Машинобудування, 1982.- 424 с.
6. Ланской Е.Н. Перспективи розвитку конструкцій кривошипних пресів і проблематика досліджень / Е.Н. Ланской // Ковальсько-штампувальне виробництво. - 1981.- №8.- С.38-40.
7. Технічна пропозиція на створення нової перспективної гамми високошвидкісних кривошипних горячештамповочных пресів типу ДКШП., - М.: МАМИ-ВЭТМП, 1972.
8. Живов Л.И. Ковальсько-штампувальне устаткування: підручник для внз / Л.И. Живов, А. Г. Овчинніков, Е.Н.

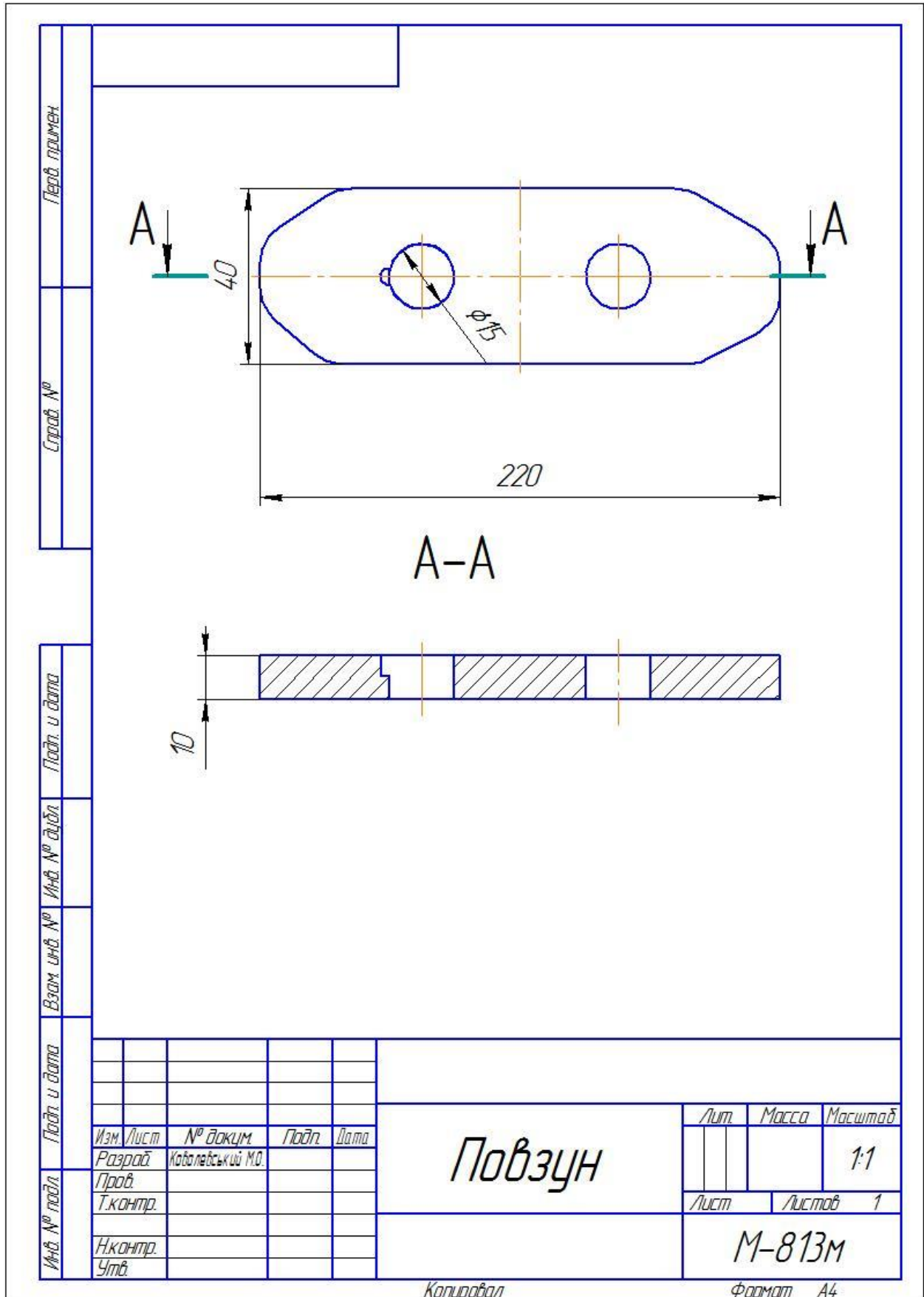
- Складальників - М.: Вид-во МГТУ ім. Н.Э. Баумана, 2006.- 560 с.
9. Свистунів В.Е. Результати математичного моделювання кривошипних пресів з компактними виконавчими механізмами. / В.Е. Свистунів // Ковальсько-штампувальне виробництво. - 1986. - № 10. - С.24-27.
 10. Свистунів В. Е. Кривошипні преси для розділових операцій / В.Е. Свистунів, В.В. Каржан, В.С. Лизунов. - М.: НИИМАШ, 1978. - 64 с.
 11. Обдул В.Д. Використання диференціально- зубчастого механізму в приводі кривошипних пресів / В.Д. Обдул, Д.В. Обдул, В.В. Широкобоков // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Науковий журнал. - ЗНТУ, Запоріжжя, 2006. - С. 104-106.
 12. Пат. 24823 Україна, МПК В30В 1/26, В30В 15/00. Прес механічний / В.Д. Обдул, Д.В. Обдул, В.В. Широкобоков - №u200703429; заявлене 29.03.2007; опубл. 10.07.2007, Бюл. №10.
 13. Сторожев М.В. Основи розрахунку кривошипних пресів / М.В. Сторожев, В.Н. Копилов // Вісник металопромисловості. - 1935. - № 10-11. - с. 6-12.
 14. ГОСТ 21354-75. Передачі зубчасті циліндричні евольвентные. Розрахунок на міцність. - М.: Вид-во стандартів, 1978.- с. 61.
 15. Андрющенко В.М. Математичні таблиці для розрахунку зубчастих передач / В.М. Андрющенко. - М.: Машинобудування, 1974. - 438с.
 16. Планетарні передачі. Довідник: [під ред. Кудрявцева В.Н., Кирдяшева Ю.Н.] - Л.: Машинобудування, 1977. - 536 с.

17. Боренштейн Ю.П. Механізми для відтворення складного профілю. Довідкове посібник./ Ю.П. Боренштейн. - Л. Машинобудування 1978г. 232с.іл
18. Свистунів В.Е. Багатоланкові виконавчі механізми штампувальних машин / В.Е. Свистунів, В.С. Лизунов, Ю.А. Малахин, В.М. Шиновський. - М.: НИИмаш, 1980. - 60 с.
19. Рей Р.И. Ковальсько-штампувальне устаткування. Преси кривошипні / Р.И. Рей, С.С. Монятовський. -Луганськ: Вид-во ВНУ, 2000.- 216 с.
20. Явтушенко А.В. Удосконалення систем включення КПО / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Вдосконалення процесів і устаткування обробки металів тиском в металургії і машинобудуванні : Тим. збірка. науч. тр. - Краматорськ: ДГМА, 2004. - С.49-52.
21. Явтушенко А.В. Планетарні механізми в приводі кривошипних пресів / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Вдосконалення процесів і устаткування обробки металів тиском в металургії і машинобудуванні : Тим. збірка. науч. тр. - Краматорськ: ДГМА, 2004. - С. 19-24.
22. Явтушенко А.В. Удосконалення систем включення КПО / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Світ техніки і технологій. - 2005. - № 1 (38) - С. 32-34..
23. Явтушенко А.В. Планетарні механізми в приводі кривошипних пресів / А.В. Явтушенко, В.В. Широкобоков, А.В. Глебенко // Світ техніки і технологій. - 2005. - № 1 (38). - С. 57-59.
24. Тарг С.М. Короткий курс теоретичної механіки. М.: Наука, 1968. - 478с.

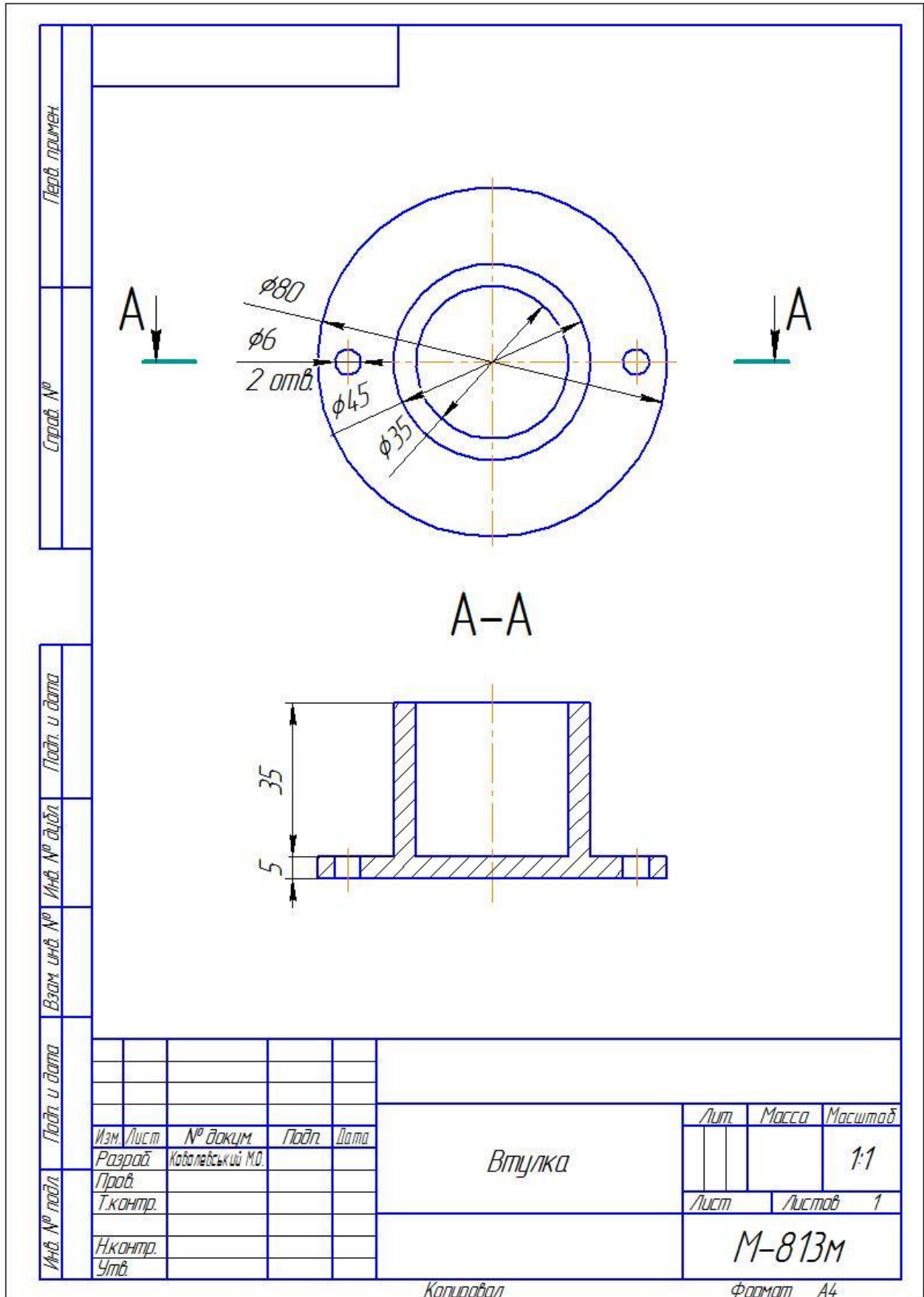
25. Раевский Н.П. Методи експериментальних досліджень механічних параметрів машин/ Н.П. Раевский. -М.: АН СРСР, 1952. - 162с.
26. ГОСТ 7600-66 "Основних параметрів і розміри" на преси однокривошипні відкриті простої дії зусиллям 0,1÷6,3 МН. Паспорт пресу КД2122
27. Паспорт пресу КД2122. Однокривошипний не нахилляємий, вус. 0,16МН. Сальський завод КПО. 1975г.
28. Преси однокривошипні відкриті простої дії зусиллям 100÷630кН. Керівництво по експлуатації КД.00.000 РЭ. Станкоимпорт СРСР. Москва.
29. Рудман Л.И. Довідник по устаткуванню для листового штампування / Л.И. Рудман, А.И. Зайчук, В.Л. Марченко И.С. Калениченко.; Під общ. ред. Л. И. Рудмана. - К.: Техніка, 1989. - 231 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А Креслення повзуна



ДОДАТОК В Креслення втулки



ДОДАТОК Г Креслення валу

