

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аванесьянц Георгій Азатович

УДК 621.852.13+621.01(075)

**СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТА ШВИДКОДІЯ АВТОМАТИЧНИХ  
КЛИНОПАСОВИХ ВАРІАТОРІВ**

05.02.02 – машинознавство

Автореферат

Дисертації на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

Одеса – 2003

**Дисертацією є рукопис.**

**Робота виконана на кафедрі “Прикладна механіка” Одеської національної академії харчових технологій Міністерства освіти і науки України.**

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор,  
Архангельський Георгій Володимирович,  
Одеська національна академія  
харчових технологій,  
професор кафедри прикладної механіки

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор,  
Олійник Микола Васильович;  
Одеський національний морський  
університет,  
завідувач кафедри теорії механізмів і  
машин та деталей машин;  
кандидат технічних наук, доцент,  
Іванов Віктор Володимирович.  
Одеський національний політехнічний  
університет,  
доцент кафедри теоретичної механіки і  
машинознавства

**Провідна установа:** Технологічний університет Поділля,  
кафедра Машинознавства, м. Хмельницький

Захист відбудеться 20.02.2004 р. о 14<sup>00</sup>  
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.052.02 в Одеському  
національному політехнічному університеті за адресою : 65044, м.  
Одеса, пр.Шевченка,1

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Одеського  
Національного політехнічного університету за адресою : 65044, м.  
Одеса, пр.Шевченка,1

Автореферат розісланий 19.01.2004 р.

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради, професор

Оборський Г.О.

## **Загальна характеристика роботи**

У приводах сучасних машин і механізмів усе більшого застосування набувають автоматичні варіатори швидкості різних типів. Клинопасові варіатори серед інших варіаторів набули найбільшого поширення й застосування в сучасному машинобудуванні.

Застосування автоматичних клинопасових варіаторів (АКВ) у силових трансмісіях як трансформаторів обертаючого моменту дозволяють забезпечити оптимізацію проведення технологічного процесу (приводи металорізальних верстатів, тістомісильні й текстильні машини, машини паперової промисловості і т.п.), або оптимально використовувати потужність головного двигуна, підвищити його ККД (мототранспортна техніка: мопеди, мотоцикли, снігоходи, автомобілі).

**Актуальність роботи.** Використання безступінчастих передач у приводах машин дозволяє одержати ряд позитивних ефектів. За даними закордонних фірм, використання варіаторів у трансмісіях транспортних засобів дає економію пального понад 20 %. Незважаючи на багаторічний досвід використання даного типу варіаторів, багато задач, пов'язаних із розрахунком параметрів АКВ, вирішені не досить повно, що не дозволяє виявити їхні властивості і робити розрахунки з найкращими якісними характеристиками, до числа яких відноситься швидкодія. При використанні автоматичних клинопасових варіаторів у трансмісії транспортних засобів підвищення швидкодії варіатора призводить до збільшення середньої швидкості руху, що особливо важливо для транспортних засобів, які використовуються у міських умовах.

Тому дослідження, зв'язані з удосконалюванням методів розрахунку АКВ і спрямовані на поліпшення якісних характеристик варіаторів, є актуальними.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Дисертаційна робота виконана в рамках держбюджетної тематики кафедри прикладної механіки Одеської національної академії харчових технологій „Кінематичне, динамічне дослідження і проектування механізмів передач”, яка відповідає пріоритетному напрямку „Ресурсозберігаючі та енергоефективні технології машинобудування” вказаним в Постанові Кабінету Міністрів України № 1716 від 24.12.2001 р. „Про затвердження переліку державних наукових і науково-технічних програм з пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки на 2002-2006 роки”.

**Мета і задачі досліджень.** Метою роботи є удосконалення методів силового розрахунку і розробка методу підвищення швидкодії, а також пропозицій за методикою розрахунку і конструювання автоматичних клинопасових варіаторів.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішені наступні задачі:

- дослідження геометричних і кінематичних параметрів зв'язку, як основних характеристик, необхідних для динамічного дослідження варіатора;
- дослідження реакцій зв'язків: зусиль натягу гілок паса і на їхній базі уточнення розпiрного пружного зусилля паса на ведучому шківi;
- удосконалення математичного опису автоматичного клинопасового варіатора;
- удосконалення методики розрахунку параметрів відцентрового регулятора і пружин ведучого і веденого шківів;
- дослідження динаміки машинного агрегату з АКВ із метою підвищення швидкодії при розгоні;
- аналіз схем відцентрових регуляторів і вибір найбільш раціональних систем.

**Об'єкт дослідження** – автоматичні клинопасові варіатори з відцентровим регулятором на ведучому шківi і регулятором по моменту на веденому шківi.

**Предмет дослідження** – процеси роботи автоматичних клинопасових варіаторів у період зміни передатного відношення.

**Методи дослідження** – поставлені задачі розв'язувалися на основі методів теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, загальної механіки і динаміки машин, а також використовувалися математичні методи і методи чисельного аналізу на ЕОМ.

**Наукова новизна отриманих результатів.** У дисертації одержали подальший розвиток методи динамічного аналізу, синтезу і розрахунку автоматичних клинопасових варіаторів. На основі виконаних у роботі досліджень сформульовані наступні результати:

- отримані дуже прості залежності, які встановлюють зв'язок між осьовими переміщеннями рухливих дисків шківів при однакових кутах клинових канавок, необхідні для динамічного аналізу автоматичних клинопасових варіаторів;
- уперше виявлений узагальнений геометричний параметр клинопасового варіатора, від якого залежать як його голономний, так і неголономний зв'язок;
- уперше отримана аналітична залежність, яка дозволяє визначати максимальний і мінімальний діаметр веденого шківa в залежності від геометричних і кінематичних параметрів клинопасового варіатора;
- виведена вперше така залежність, що встановлює закон зміни зусилля натягу паса по дузі обхвату і задовольняє ряду умов роботи клинопасової передачі: граничним умовам, умові передачі корисного окружного зусилля, яка визначає закон зміни зусилля на холостому ході, котра описує закон зміни зусилля натягу при нульовому значенні зусилля веденої гілки;

- уперше знайдена така форма диференціальних рівнянь, які описують поведінку машинного агрегату з автоматичним клинопасовим варіатором, при якій у явному вигляді показаний вплив осьового зусилля відцентрового регулятора на динаміку розгону;
- розроблено методику синтезу параметрів відцентрового регулятора з урахуванням отриманої залежності для пружної складової розпірного зусилля веденого шківів;
- уперше виконаний аналіз динаміки агрегату з автоматичним клинопасовим варіатором із метою підвищення швидкодії при розгоні;
- уперше розроблена методика синтезу параметрів відцентрового регулятора, що забезпечує підвищення швидкодії при розгоні агрегату з автоматичним клинопасовим варіатором;
- уперше показана можливість збільшення діапазону регулювання варіатора за рахунок динамічних процесів, які забезпечують підвищення швидкодії при розгоні агрегату з варіатором;
- встановлено вперше, що з метою підвищення швидкодії кулачковий профіль повинен мати ділянки, на яких має місце перевантаження, а потім істотне зниження навантаження двигуна.

**Практичне значення отриманих результатів.** Важливе практичне значення отриманих у роботі результатів полягає в удосконаленні методів силового розрахунку АКВ і підвищення їхньої швидкодії.

Використання отриманих у роботі результатів дає можливість:

- робити силовий розрахунок АКВ на вищому рівні, що поліпшить їхні якісні характеристики;
- підвищити швидкодію машинного агрегату з АКВ. При використанні цих варіаторів у трансмісії мототранспортних засобів підвищення швидкодії при розгоні призводить до збільшення середньої швидкості руху. Особливо важливе підвищення швидкодії при використанні транспортного засобу в міських умовах із частими розгонами.

**Особистий внесок здобувача.** У дисертації використані наукові розробки, викладені в опублікованих статтях, в яких авторові належать основні дослідження, наукові розробки й аналітичні викладення.

Особисто дисертантом виконані наступні роботи:

- аналітично зроблене дослідження зв'язків і виявлений узагальнений параметр зв'язків;
- виконано дослідження, коли осьові переміщення рухливих дисків однакові;
- вирішено задачі з визначення зусилля натягу паса по дузі обхвату з урахуванням умов роботи передачі і пружної складової розпірного зусилля на веденому шківі;

- виконано дослідження з визначення параметрів пружин шківів;
- отримано нову форму рівнянь, які описують поведінку агрегату з варіатором і показують у явному вигляді вплив осьового зусилля відцентрового регулятора на динаміку розгону;
- розроблено методикку підвищення швидкодії агрегату з автоматичним клинопасовим варіатором, виявлені всі її особливості і зроблені розрахунки на ЕОМ.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати виконаної дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на наукових конференціях Одеської національної академії харчових технологій (Одеса, 2000 – 2003 р.р.), на міжнародній науково – технічній конференції Балттехмаш – 2000 (Росія, Калінінград, 2000 р).

У повному обсязі дисертація доповідалася на об'єднаному засіданні кафедр в Одеській національній академії харчових технологій (червень, 2003 р) і теоретичної механіки і машинознавства Одеського національного політехнічного університету (вересень, 2003 р).

**Публікації.** Основні положення і результати роботи опубліковані в 4 статтях і одних тезах наукової конференції. Три статті опубліковані у фахових наукових журналах і збірниках наукових праць.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертація складається з вступу, 4-х розділів із висновками до кожного з них, загальних висновків, списку літератури з 76 найменувань. Робота викладена на 146 сторінках машинописного тексту, містить 47 рисунків.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У ВСТУПІ** і першому розділі обґрунтована актуальність теми дисертації і задач, розв'язанню яких присвячена робота. Поставлено мету роботи і сформульовані положення, що виносяться на захист. Показано їх наукове і практичне значення.

**У ПЕРШОМУ РОЗДІЛІ** виконаний огляд існуючих систем і конструкцій АКВ, виявлені недоліки існуючих методів розрахунку, після чого сформульовані задачі досліджень.

Виконаний огляд і аналіз існуючих конструкцій АКВ показав широкий спектр конструктивного виконання АКВ, які знайшли широке застосування в приводах сучасних машин, в основному снігоходів, мотоциклів, моторолерів і малолітражних автомобілів. Такі АКВ містять відцентровий регулятор, що впливає на рухливий диск ведучого шківа і регулятор по моменту, який взаємодіє з рухливим диском веденого шківа.

Проведений аналіз науково технічної літератури показав, що для удосконалення методів розрахунку, підвищення працездатності і

поліпшення якісних характеристик АКВ необхідно виконати дослідження з вивчення їх геометричних і кінематичних параметрів, з удосконалення методів розрахунку зусиль, що виникають у процесі роботи варіатора і визначають його працездатність, а також з розробки методики розрахунку параметрів, які дозволяють підвищувати швидкодію агрегату з АКВ при розгоні.

**У ДРУГОМУ РОЗДІЛІ** досліджуються геометричні і кінематичні характеристики зв'язків АКВ і реакції зв'язків, що виникають при роботі варіаторів.

В АКВ крім неголономного зв'язку, описаного рівнянням

$$\dot{\phi}_g = \dot{\phi} \cdot u, \quad (1)$$

де  $\dot{\phi}, \dot{\phi}_g$  - кутові швидкості відповідно ведучого і веденого шківів;

$u$  - передатне відношення варіатора, між осьовими переміщеннями рухливих дисків ведучого  $Y$  і веденого  $X$  існує голономний зв'язок.

На рис. 1 представлена схема клинопасової передачі із зазначенням геометричних і кінематичних параметрів. Відомі залежності  $y = C(x)$  складні і не дозволяють у явній формі виявити вплив геометричних параметрів варіатора на співвідношення цих переміщень.

В АКВ кути клинових канавок ведучого і веденого шківів дорівнюють  $2\nu_1 = 2\nu_2 = 2\nu = const$ . У результаті проведених досліджень отримане просте і доступне для огляду рівняння, що зв'язує  $X$  і  $Y$  і вказує вплив основних геометричних параметрів на співвідношення між ними

$$x = \left( \alpha_{2H} - \sqrt{\alpha_{2H}^2 - \frac{4\pi y}{a_w} \operatorname{ctg} \nu} \right) a_w \operatorname{tg} \nu - y, \quad (2)$$

де  $\alpha_2$  - кут обхвату пасом веденого шківа;  $\alpha_{2H} = \alpha_2(y = 0)$ ;

$a_w$  - відстань між осями шківів варіатора – рис.1.

Положення нейтральної лінії паса на шківах визначаються діаметрами – рис. 1.

$$D_1 = D_{1\min} + y \cdot \operatorname{ctg} \nu; \quad D_2 = D_{2\max} - x \cdot \operatorname{ctg} \nu, \quad (3)$$

а передатне відношення  $u = \frac{D_2}{D_1}$  можна представити залежністю

$u = u(y)$  або  $u = u(x)$ . Таким чином, рівняння (1) неголономного зв'язку буде залежати від  $X$  або від  $Y$ .

Була поставлена задача знайти такий узагальнений геометричний параметр, від якого залежить передатне відношення. Показано, що таким параметром є кут  $\gamma$  - рис.1, який визначає кути обхвату  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$

$$\alpha_1 = \pi - 2\gamma; \quad \alpha_2 = \pi + 2\gamma.$$

Була знайдена проста аналітична залежність для  $\alpha_2$ , а потім і для  $\gamma$

$$\gamma = -0,5\pi + 0,5\sqrt{\alpha_{2н}^2 - \frac{4\pi y}{a_w} \operatorname{ctg} v}, \quad (4)$$

звідки можна визначити  $y = y(\gamma)$ . Таким чином, рівняння як голономного, так і неголономного зв'язків залежить від цього узагальненого параметра  $\gamma$ .

Рис.1 Схема клинопасової передачі з зазначенням геометричних і кінематичних параметрів.

Рис.2 Схема АКВ з відцентровим регулятором і регулятором по моменту.

З виразу (2) видно, що переміщення  $X$  і  $Y$  різні, що призводить до перекосу паса між шківками, а це викликає знос бічної поверхні паса, що є найбільш слабкою ланкою варіатора. Для запобігання перекосу осьові переміщення паса на шківках повинні бути однакові. Показано, що цю умову можна забезпечити за рахунок змінності кута  $2v_1$  клинної канавки ведучого шківки. Були виконані дослідження й отриманий аналітичний вираз, що визначає діаметр розташування паса на ведучому шківці з перемінним кутом  $2v_1$ .

$$D_1 = D_{1\min} + \sqrt{(\alpha_{1н} a_w)^2 + 4\pi \cdot a_w y \cdot \operatorname{ctg} v_0} - (\alpha_{1н} a_w - y \cdot \operatorname{ctg} v_0), \quad (5)$$

де  $v_0 = v_2$ ;  $\alpha_{1н} = \alpha_1(y = 0)$ .

оскільки  $x = y$ , то похідна  $\frac{dx}{dy} = 1$ .

Важливу роль при математичному описі систем з АКВ відіграє похідна  $u' = \frac{du}{dy}$ . При  $v_1 = \text{const}$

$$u' = -\frac{a + u}{D_1} \operatorname{ctg} v, \quad (6)$$

а при  $v_1 = \text{var}$

$$u' = -\frac{a + u}{aD_1} \operatorname{ctg} v_0, \quad (7)$$

де  $a = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$ .

З виразів (6) і (7) видно, що  $u' < 0$ .

При геометричному синтезі параметрів варіатора задаються величинами  $u_{\max}$ ;  $u_{\min}$ ;  $D_{1\min}$ ;  $a_w$  і при цьому необхідно знайти  $D_{1\max}$ .

Уперше отримана аналітична залежність, що визначає  $D_{1\max}$



$$D_{I_{\max}} = \frac{D_{I_{\min}}}{u_{\min} + I} \left[ u_{\max} + I + \frac{D_{I_{\min}}}{2\pi a_w} \left( (u_{\max} - I)^2 - \frac{(u_{\max} + I)^2 (u_{\min} - I)^2}{(u_{\min} + I)^2} \right) \right], \quad (8)$$

а потім запропонована методика визначення інших геометричних параметрів АКВ.

Зв'язок між шківками здійснюється за допомогою клинового паса. Тому зусилля натягу гілок  $S_1$  і  $S_2$  паса і розпірні зусилля  $Q_1$  і  $Q_2$ , що діють з боку паса на диски відповідно ведучого і веденого шківів, являють собою реакції зв'язків. Закон зміни зусилля натягу  $S$  паса по дузі обхвату визначається відомою залежністю

$$S = S_2 \exp f' \cdot \alpha, \quad (9)$$

де  $f' = \frac{f}{\sin \nu}$  - приведений коефіцієнт тертя;  $f$  - коефіцієнт тертя пари: пас-шків;  $\alpha$  - кут обхвату шківка пасом.

Розв'язок (9) дає не зовсім коректні результати. У період холостого ходу, коли пас має попередній натяг  $S_0$ , повинне виконуватися рівняння  $S_1 = S_2 = S_0$  і по дузі обхвату повинне бути  $S = S_0$ , чого не дає залежність (9). Ще більш парадоксальні результати дає залежність (9) при  $S_2 = 0$ . Виходить, що  $S = 0$ . У дійсності  $S$  змінюється від  $S_1$  до  $S_2 = 0$ . При  $\alpha = \alpha_k$   $S(\alpha_k) = S_1$  і з (9) при  $S_2 = 0$  одержуємо  $S_1 = 0$ . Але, оскільки  $S_1 = S_2 = F_t$  - корисне окружне зусилля, то при  $S_2 = 0$  буде  $S_1 = F_t$ . Такі ж парадоксальні результати дає залежність (9) і при визначенні розпірних зусиль.

Якщо виділити нескінченно малий елемент паса, то з умови його рівноваги одержуємо відому систему диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} S' - 2fN' = \\ -S + 2N' \sin \nu = 0 \end{cases}, \quad (10)$$

де  $N$  - нормальне зусилля, що виникає на бічній поверхні контакту шківка з пасом,

$$(\quad)' \equiv \frac{d}{d\alpha}.$$

Характеристичне рівняння системи (10) має два корені

$$p_1 = 0; \quad p_2 = f'$$

і рішення  $S = S(\alpha)$  або  $N = N(\alpha)$  будуть містити дві довільні постійні. Тому

$$S = C_1 + C_2 e^{f'\alpha}. \quad (11)$$

Довільні постійні  $C_1$  і  $C_2$  визначаються з початкової умови  $S(\alpha = 0) = S_2$  й умови роботи клинопасової передачі як фрикційної,

тобто з умови передачі корисного окружного зусилля  $F_t$  за рахунок сил тертя  $F_T$ , де  $dF_T = 2f \cdot dN = dS$ .

Після визначення постійних  $C_1$  і  $C_2$  вперше було отримане рішення, що задовольняє різним режимам роботи передачі

$$S = S_2 + F_t \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha_k} - 1}, \quad (12)$$

де  $\alpha_k = \alpha_{\max}$ .

На холостому ходу  $S = S_2 = S_0$ , що відповідає дійсності. При  $S_2 = 0$  одержимо, що  $S$  змінюється від нуля до  $S_1 = F_t$ , що також відповідає фізичному змісту.

Після перетворення дійсного закону зміни  $S$  по дузі обхвату було зроблене визначення додаткової пружної розпірної сили на ведучому шківі. Унаслідок зменшення зусилля натягу паса по дузі обхвату і розташування паса в клиновій канавці виникає пружна розпірна сила  $Q_y$ , яка була визначена з використанням отриманого рішення (12)

$$Q_y = \frac{F_t D_l}{2a_p} \sqrt{\frac{\alpha_k \cdot \sin \nu}{2\delta \cdot f}}, \quad (13)$$

де  $a_p$  - ширина паса по нейтральній лінії;  $\delta = \frac{E_p}{E_c}$ ;  $E_p, E_c$  - модулі пружності паса на розтягнення і стиск.

Для найбільш розповсюджених у СНД пасів величина  $\delta$  складає  $\delta = 16...18$ .

Розпірне зусилля  $Q_0$  від зусиль натягу  $S_1$  і  $S_2$  на ведучому і веденому шківів визначається відомою формулою

$$Q_2 = Q_0 = \frac{S_1 + S_2}{4tg \nu}. \quad (14)$$

Тоді на ведучому шківі розпірне зусилля визначиться

$$Q_1 = Q_0 + Q_y. \quad (15)$$

Було показано також, що для ведучого шківів з перемінним кутом клинової канавки будуть справедливі отримані раніше залежності.

**У ТРЕТЬОМУ РОЗДІЛІ** досліджуються динамічні властивості АКВ. Дослідження починаються з математичного опису агрегату з АКВ. Хоча в літературі існує математичний опис агрегату з АКВ, однак вид, простота і можливість аналізу диференціальних рівнянь, що описують поведінку системи, залежить від набору узагальнених координат. На рис. 2 представлена схема АКВ із відцентровим регулятором і регулятором по моменту. Для математичного опису агрегат з АКВ був представлений у вигляді двомасової системи, махові маси якої з

приведеними моментами інерції  $J_\delta$  і  $J_c$  зв'язані відповідно з ведучим і веденим валами варіатора і до них прикладені рушійний момент  $M_\delta$  і момент опору  $M_c$ .

Як узагальнені координати були обрані: осьові переміщення у рухливого диска ведучого шківів і кут повороту  $\varphi_\delta$  веденого вала варіатора. На основі відомих теорем динаміки були отримані два диференціальних рівняння. Рівняння, що описують переміщення в системі рухливих дисків АКВ, зводяться до відомого рівняння

$$K_u - P_1 - Q_1 = (K_n + P_2 - Q_2)a, \quad (16)$$

яке встановлює зв'язок між прикладеними до рухливих дисків силах:  $K_u$  - осьовим зусиллям, яке розвивається відцентровим регулятором;  $K_n$  - осьовим зусиллям регулятора по моменту;  $P_1$  і  $P_2$  - силами пружин ведучого і веденого шківів і розпірних зусиль  $Q_1$  і  $Q_2$  - рис. 2.

Сили  $K_u$  і  $K_n$  визначаються

$$K_u = m\dot{\varphi}^2 z \cdot z'; \quad (17)$$

$$K_n = \frac{M_n}{r_k} \operatorname{ctg}\beta, \quad (18)$$

де  $m$  - загальна маса вантажних ланок регулятора – рис. 2;  $z = z(y)$  - відстань від осі шківів до центра ваги  $C$  вантажних ланок;  $r_k$  - радіус, на якому взаємодіють ролики 12 із гвинтовою поверхнею 11 регулятора по моменту;  $M_n = M_c + J_c\ddot{\varphi}_\delta$  - момент навантаження;  $\beta$  - кут нахилу гвинтової поверхні 11 стосовно площини обертання шківів;  $z' = \frac{dz}{dy}$ .

Вираз (14) на основі відомих співвідношень зводиться до вигляду  $Q_2 = \frac{F_t \cos \nu}{2f}$ , де  $F_t = \frac{2M_n}{D_2}$  і тоді, використовуючи залежність (13), на основі виразу (16) було вперше отримано

$$K_u = P_1 + aP_2 + F_n, \quad (19)$$

$$\text{де } F_n = \frac{M_n}{h} = \frac{M_c + J_c\ddot{\varphi}_\delta}{h}; \quad \frac{1}{h} = \frac{1}{a_p u} \sqrt{\frac{\alpha_1 \sin \nu}{2\delta \cdot f}} + b + \frac{(1-a)\cos \nu}{f \cdot D_2};$$

$$b = \frac{a}{r_k} \operatorname{ctg}\beta.$$

У рівнянні (19)  $F_n$  можна розглядати як узагальнену силу навантаження. Величина  $h$  має розмірність довжини, і її можна розглядати як плече узагальненої сили навантаження  $F_n$ .

Зі співвідношення сил (19) одержуємо диференційне рівняння, що описує закон зміни  $\ddot{\varphi}_\delta$

$$\ddot{\varphi}_\delta = \frac{(K_u - P_1 - aP_2) \cdot h - M_c}{J_c} \quad (20)$$

і наочно показує вплив осевого зусилля  $K_u$  відцентрового регулятора на динаміку розгону веденої частини агрегату з АКВ, що отримано вперше. У рівнянні (20) член  $(K_u - P_1 - aP_2) \cdot h$  виконує роль деякого “рушійного моменту”, прикладеного з боку ведучого шків до веденого.

Для узагальненої координати  $\varphi_\delta$  було отримано наступне диференційне рівняння

$$(J_c + J_\delta u^2) \ddot{\varphi}_\delta - J_\delta u^2 b \ddot{y} + J_\delta u \dot{u} \dot{\varphi}_\delta = M_\delta u - M_c, \quad (21)$$

$$\text{де } \dot{u} = \frac{du}{dt} = \dot{y} u'; \quad u' = \frac{\partial u(y)}{\partial y}.$$

Рівняння (20) дозволяє обчислити  $\ddot{\varphi}_\delta$ , а потім за рівнянням (21) знайти  $\ddot{y}$

$$\ddot{y} = \frac{J_c + J_\delta u^2}{J_\delta u^2 b} \ddot{\varphi}_\delta + \frac{\dot{u} \dot{\varphi}_\delta}{ub} - \frac{M_\delta u - M_c}{J_\delta u^2 b}. \quad (22)$$

Рівняння (20) і (22) зручно використовувати для розрахунку на ЕОМ.

Якщо переміщення рухливих дисків однакові  $x = y$  і  $v_1 = v_1(y)$ , то рівні і віртуальні переміщення  $\delta x = \delta y$ . Тоді рівняння рівноваги набуде вигляду

$$K_u - P_1 - Q_1 = K_n + P_2 - Q_2, \quad (23)$$

а плече узагальненої сили навантаження буде дорівнювати

$$\frac{l}{h} = \frac{l}{h_v} = \frac{l}{a_p u} \sqrt{\frac{\alpha_1 \sin v_1(y)}{2f \cdot \delta}} + \frac{ctg \beta}{r_k}. \quad (24)$$

Був розглянутий випадок, коли узагальнені координати були обрані – кут  $\varphi_\delta$  і узагальнений геометричний параметр  $\gamma$ . Було показано, що рівняння (16) збережеться в тому ж вигляді, а рівняння для координати  $\varphi_\delta$  значно ускладниться, що говорить про недоцільність вибору кута  $\gamma$  як узагальненої координати.

На основі рівняння (19) була розроблена методика синтезу параметра  $z = z(y)$ , що визначає профіль кулачка відцентрового регулятора. Приймаючи  $M_n = M_\delta u$ , отримаємо:

$$\frac{l}{2} m \omega_0^2 z^2 = \int \left( P_1(y) + \frac{M_\delta}{a_p} \sqrt{\frac{\alpha_1(y) \sin v}{2f \cdot \delta}} + \frac{M_\delta \cos v}{f \cdot D_1(y)} \right) \delta y +$$

$$+ \int \left( P_2(x) + \frac{M_\delta u(x) \operatorname{ctg} \beta}{r_k} - \frac{M_\delta \cos \nu}{f \cdot D_1(x)} \right) dx + C, \quad (25)$$

де  $C$  – постійна інтегрування, обумовлена початковими умовами.

$\omega_0$  - кутова швидкість за зовнішньою характеристикою двигуна, отриманою на основі відомої методики.

Вираз (25) може бути проінтегровано при використанні апроксимуючих наближених залежностей для  $\alpha_1$ ,  $u(x)$ ,  $D_1(x)$  з наступною заміною  $x$  на  $y$  за допомогою рівняння зв'язку і, таким чином, стає можливим одержання в кінцевому вигляді аналітичної залежності  $z = z(y)$ .

До виразу (25) входять параметри пружин: твердість і попередня деформація. У результаті проведених досліджень на основі наявних рекомендацій з вибору величин зусиль  $P_1$  і  $P_2$  були отримані формули, які визначають ці параметри, що зроблено вперше.

**РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ** присвячений вибору найбільш раціональних схем відцентрового регулятора і підвищенню швидкодії АКВ за рахунок вибору визначених законів зміни осьових сил, які розвиваються відцентровим регулятором.

Найбільш раціональними типами відцентрових регуляторів є системи з обертовими вантажними ланками, які можуть мати верхнє і нижнє шарнірне закріплення. Критеріями раціональності є габарити, маса вантажних ланок і можливість передачі руху як від вантажної ланки до рухливого диска, так і навпаки. У результаті проведеного силового аналізу різних регуляторів даного типу встановлено, що найбільш раціональними є регулятори з нижнім шарнірним закріпленням вантажних ланок – рис. 3, 4.

Через те, що АКВ найширше використовуються в трансмісіях машин транспортних засобів, то для підвищення середньої швидкості руху доцільно підвищувати швидкодію АКВ.

У період розгону похідна  $u' < 0$  і вона впливає на швидкодію при розгоні. Однак зробити синтез параметрів відцентрового регулятора з урахуванням похідної  $u'$  не представляється можливим. Був запропонований метод синтезу за середнім значенням

$$|\dot{u}|_n = \frac{u_{\max} - u_{\min}}{T},$$

де  $T$  - розрахунковий час розгону.

Однак, як показали розрахунки на ЕОМ динаміки розгону, інтенсивність розгону підвищується тільки на початковій ділянці, а загальний час до кінцевої швидкості збільшується. Тому підвищення

швидкодії слід робити на основі іншого принципу.

Відомо, що підвищення маси вантажних ланок у порівнянні з розрахунковою  $m_p$  підвищує швидкодію на початковій ділянці – крива 3 рис. 5, де крива 2 відповідає випадку  $m = m_p$ . Але при цьому збільшується загальний час розвантажування до кінцевої швидкості  $\dot{\phi}_{ек}$ . Якщо ж виконати  $m < m_p$ , то на початковій ділянці інтенсивність знижується – крива 1 рис. 5, але загальний час до кінцевої швидкості зменшується. Зазначені властивості лягли в основу методу підвищення швидкодії при розгоні, який пропонується, за рахунок відповідного вибору закону зміни зусилля  $K_u$ . Позначимо  $K_u^* = K_u(m_p)$ , при цьому крива  $K_u^*$

Рис. 3, 4 Схеми ведучого шківa АКВ з нижнім шарнірним закріпленням вантажних ланок.

Рис.5 Закони зміни кутової швидкості веденого вала АКВ в залежності від маси вантажних ланок.

Рис.6 Криві зміни кутової швидкості веденого вала АКВ при розгоні в залежності від закону зміни осьового зусилля відцентрового регулятора.

є гладкою спадною функцією і  $\frac{\partial K_u^*}{\partial u} < 0$ . Для підвищення швидкодії на

деякій ділянці зміни  $u$  від нуля до  $u_n$  зусилля  $K_u$  повинне бути більше  $K_u^*$  - рис.7, а далі різко зменшуватися і бути  $K_u < K_u^*$  - ділянка зміни  $u$  від  $u_c$  до  $u_{max}$ . Зазначений закон зміни  $K_u$  легко здійснити за рахунок форми кулачкового профілю – рис. 8. Ділянці  $HP$  (рис. 7) буде відповідати опукла частина  $AB$  (рис.8) кулачка, а ділянці  $CB$  (рис.7) увігнута частина  $BK$  кулачка. Були проведені розрахунки на ЕОМ динаміки розгону агрегату з АКВ і зазначеним законом зміни  $K_u$ . На рис. 6 крива 1 відповідає випадку  $K_u^*$ , а крива 2 – закону зміни  $K_u$  по кривій  $HPCB$  – рис. 7. Як видно з рис. 6, на початковій ділянці підвищується інтенсивність розгону, далі знижується, а потім знову зростає. Загальний час розгону до кінцевої швидкості знижується. При цьому, за рахунок динамічних процесів, що відбуваються у системі, розгін буде до швидкості  $\dot{\phi}_{ек}^*$  більше кінцевої  $\dot{\phi}_{ек}$ , тобто збільшується діапазон регулювання по швидкості.

На початковій ділянці розгін відбувається з максимальними прискореннями, тому підвищувати швидкодію можливо трохи пізніше, коли інтенсивність починає падати. У цьому випадку точку початку зростання  $K_u$  слід змістити на величину  $y_z$  - рис. 9. У цьому випадку кулачковий профіль (рис. 10) буде мати увігнута ділянка  $AB$ , що відповідає закону зміни  $K_u$  по  $HZ$ , далі опуклий  $BE$  – відповідний кривій  $ZП$  на рис.9 і далі увігнутий  $EК$  – відповідний  $СВ$  на рис. 9. У цьому випадку розгін буде відбуватися по кривій 3 (рис.6) і будуть такі ж ділянки зміни  $\dot{\phi}_e$  і розгін буде відбуватися до кінцевої швидкості  $\dot{\phi}_{ек}^* > \dot{\phi}_{ек}$ .

Як видно з виразу (20), збільшення  $K_u$  призводить до підвищення прискорення  $\ddot{\phi}_e$ , але при цьому відбувається перевантаження двигуна і його кутова швидкість падає, що приводить потім до зниження інтенсивності розгону. Був зроблений докладний аналіз динамічних процесів, які відбуваються у системі, після чого була розроблена методика синтезу відцентрового регулятора, що підвищує швидкодію при розгоні.

Були зроблені розрахунки на ЕОМ динаміки розгону моторолера з АКВ і новим законом зміни  $K_u$ . Результати розрахунків наведені на рис. 11, 12.

Рис.7 Закони зміни осьового зусилля відцентрового регулятора

Рис.8 Схема ведучого шківів АКВ з опуклою частиною кулачкового профілю відцентрового регулятора.

Рис.9 Закон зміни осьового зусилля відцентрового регулятора при  $y_z \neq 0$ .

Рис.10 Схема ведучого шківів АКВ з кулачковим профілем відповідним закону зміни осьового зусилля відцентрового регулятора на рис.9.

Рис.11 Криві зміни кутової швидкості веденої системи при роботі двигуна на зовнішній характеристиці.

Рис.12 Криві зміни кутової швидкості веденої системи при роботі двигуна на частковій характеристиці.

Криві 1 відповідають  $K_u^*$ , а криві 2 –  $K_u$  зі зсувом початку інтенсифікації розгону на величину  $y_z$  - рис.9. Рис. 11 відповідає зовнішній характеристиці двигуна, а рис. 12 – частковій. Швидкодія на

початковій ділянці складала 14 %, до кінцевої швидкості 5,3 %, а діапазон регулювання по швидкості збільшувався на 3,8 %.

У літературі пропонується для вивчення динаміки розгону транспортного засобу з АКВ використовувати диференційне рівняння

$$\delta_1 m \ddot{s} = P_\delta - P_c, \quad (26)$$

де  $P_\delta$  - рушійна сила на колесах;  $P_c$  - сила опору руху транспортного засобу;  $m$  - маса транспортного засобу;  $\ddot{s}$  - прискорення транспортного засобу;  $\delta_1$  - коефіцієнт, що враховує інерцію обертових частин.

У результаті аналітичних викладень показано, що рівняння (26) не враховує неголономність зв'язку і рівняння руху при наявності АКВ буде містити член, пропорційний  $\dot{u}$ , як і диференційне рівняння (21).

## ВИСНОВКИ

Проведені дослідження дають можливість зробити наступні висновки з питань силового аналізу і швидкодії автоматичних клинопасових варіаторів.

1. Як голономний, так і неголономний зв'язок залежать від геометричного параметра, який можна назвати узагальненим і вибрати як узагальнену координату при математичному описі агрегату з АКВ.
2. Запропоновано простий інженерний метод геометричного синтезу параметрів варіатора, необхідних для подальшого розрахунку АКВ.
3. Існуюча залежність для визначення зусилля натягу паса по дузі обхвату не задовольняє різним умовам роботи клинопасового варіатора. Отримана залежність для зусилля натягу паса задовольняє різним умовам роботи і тому вона була використана для визначення пружної складової розпирного зусилля на ведучому шківі.
4. Для підвищення швидкодії агрегату з АКВ осьове зусилля, що розвивається відцентровим регулятором, на початковій ділянці розгону повинне переважувати двигун, а потім осьове зусилля повинне бути таким, щоб двигун був значно розвантажений, і його кутова швидкість повинна зростати. Такий закон зміни осьового зусилля відцентрового регулятора забезпечується за рахунок відповідного кулачкового профілю, для якого розроблена методика його синтезу.
5. За рахунок зазначеного закону зміни осьового зусилля відцентрового регулятора можна підвищити інтенсивність розгону не тільки починаючи з  $u_{\max}$ , але і починаючи зі значення передатного відношення варіатора  $u < u_{\max}$ .
6. При зазначеному законі зміни осьового зусилля відцентрового регулятора має місце збільшення діапазону регулювання по



швидкості за рахунок динамічних процесів і відбувається розгін веденого системи до більшої швидкості.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Аванесьянц Г.А. Аналіз зв'язків у клинопасових варіаторах та їх геометричні і кінематичні характеристики /Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. Вип. 22. Одеса 2001. – С.217–221.
2. Архангельський Г.В. Підвищення швидкодії автоматичних клиноремених варіаторів на основі зміни існуючої характеристики відцентрового регулятора / Г.В. Архангельський, Г.А. Аванесьянц // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. Міжнародний наук. – техн. журнал. №1, 2001. – С.175-180.
3. Архангельський Г.В. Зусилля та їх співвідношення в клинопасових варіаторах / Г.В. Архангельський, Г.А. Аванесьянц // Вісник технологічного університету Поділля. Технічні науки. №5, 2001. – С.70-76.
4. Архангельский Г.В. Усилия в клиноремених передачах и вариаторах. / Г.В. Архангельский, Г.А. Аванесьянц // Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении. – Тезисы докладов международной научно - технической конференции Балттехмаш. – Калининград, 2000. – С.23.
5. Аванесьянц Г.А. Анализ связей в клиноремених вариаторах и их геометрические и кинематические характеристики./ Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении. – Тезисы докладов международной научно -технической конференции Балттехмаш. – Калининград, 2000. – С.24.
6. Архангельский Г.В. Усилия в клиноремених передачах и вариаторах. / Г.В. Архангельский, Г.А. Аванесьянц // Бесступенчатые передачи и механизмы свободного хода. Межвузовский сб. науч. трудов. – Калининград, 2001. – С.45 –55.

**Аванесьянц Г.А.** Силовий розрахунок та швидкодія автоматичних клинопасових варіаторів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Одеський Національний політехнічний університет. Одеса, 2003.

Дисертація присвячена удосконалення силових методів розрахунку автоматичних клинопасових варіаторів (АКВ) і розробці методу підвищення швидкодії АКВ. У роботі розглядаються АКВ, які містять на ведучому шківі відцентровий регулятор, а на веденому – регулятор по моменту.

Вперше отримане рівняння, яке зв'язує осьове переміщення рухливих дисків циклів і показує, що вони залежать тільки від двох геометричних параметрів варіатора. Розглянуто задачу забезпечення однакових осьових переміщень дисків за рахунок змінності кута клинової канавки ведучого шківа. Розроблено методику синтезу геометричних параметрів варіатора.

Вперше отримана залежність для посилення натягу паса по дузі обхвату, задовольняюча різним умовам роботи передачі. На базі цієї залежності отриманий вираз для пружної складової розпірного зусилля ведучого шківа, як при постійному, так і при перемінному куті клинової канавки.

На базі отриманих залежностей для сил розроблена методика синтезу параметрів відцентрових регуляторів. Отримано залежності для визначення твердості і попередньої деформації пружин шківів.

Отримано диференційне рівняння, що описує зміну кутової швидкості веденого вала АКВ, у яке в явному вигляді входить зусилля відцентрового регулятора, що дозволяє виявляти його вплив на швидкодію.

На основі аналізу схем відцентрових регуляторів з обертовими вантажними ланками виявлені найбільш раціональні.

Розроблено метод підвищення швидкодії АКВ за рахунок особливого профілю кулачка відцентрового регулятора. Розрахунки на ЕОМ підтвердили справедливість цього методу і дозволили виявити при цьому явище підвищення діапазону регулювання швидкості.

Ключові слова: автоматичний клинопасовий варіатор, регулятор по моменту, клиновий пас, розпірні зусилля.

**Аванесьянц Г.А.** Силовой расчет и быстродействие автоматических клиноременных вариаторов. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Одесский национальный политехнический университет. Одесса, 2003.

Диссертация посвящена совершенствованию силовых методов расчета автоматических клиноременных вариаторов (АКВ) и разработке метода повышения быстродействия АКВ. В работе рассматриваются АКВ, содержащие на ведущем шкиве центробежный регулятор, а на ведомом регулятор по моменту.

АКВ содержат голономную и неголономную связи. Полученное ранее исследователями уравнение голономной связи в весьма сложной форме связывают геометрические параметры вариатора. В работе для АКВ получено уравнение, в которое входят только два геометрических параметра, влияющих на соотношение между осевыми перемещениями подвижных дисков шкивов. Рассмотрена задача обеспечения одинаковых осевых перемещений шкивов за счет переменности угла клиновой канавки ведущего шкива. Разработана методика синтеза геометрических параметров вариатора. Найден обобщенный геометрический параметр, входящий в оба уравнения связи вариатора.

Возникающие при работе вариатора реакции связей: усилия натяжения ветвей ремня и распорные усилия на шкивах от ремня не удовлетворяют различным условиям работы передачи и данным экспериментов.

В работе впервые получена зависимость для усилия натяжения ремня по дуге обхвата, которая удовлетворяет различным условиям работы передачи и на базе этой зависимости получено выражение для упругой составляющей распорного усилия ведущего шкива, что является весьма полезным для практики. Получена зависимость для распорного усилия ведущего шкива, когда угол клиновой канавки переменный.

На базе полученных зависимостей для распорных усилий разработана методика синтеза параметров центробежного регулятора. На основе известных рекомендаций получены зависимости для определения жесткости и предварительной деформации пружин шкивов.

Впервые получено дифференциальное уравнение, описывающее закон изменения угловой скорости ведомого вала АКВ, в которое в явном виде входит осевое усилие центробежного регулятора, что позволяет выявлять его влияние на быстродействие системы.

Показано, что выбор в качестве одной из обобщенных координат обобщенного геометрического параметра усложняет вид одного дифференциального уравнения, описывающего поведение агрегата с

АКВ.

На основе анализа схем центробежных регуляторов с вращающимися грузовыми звеньями выявлены наиболее рациональные.

Разработан метод повышения быстродействия АКВ, который заключается в создании особого кулачкового профиля центробежного регулятора, который в начале разгона будет перегружать двигатель, а затем позволит значительно снизить нагрузки на двигатель. Разработана методика синтеза указанного профиля.

Проведенные расчеты на ЭВМ подтвердили справедливость предложенного метода и выявили явление повышения диапазона регулирования по скорости за счет возникающих при этом динамических процессов.

Предложенные методы расчета параметров АКВ направлены на повышение его качественных характеристик.

Ключевые слова: автоматический клиноременной вариатор, регулятор по моменту, клиновой ремень, распорные усилия.

Avanesiantz G.A. Power estimation and quick acting of automatic wedge – shaped belt variators. – Manuscript.

Dissertation for a degree of candidate of technical sciences on speciality 05.02.02 – Theoretical engineering. – Odessa National Polytechnical University. Odessa, 2003.

The dissertation is devoted to perfection of power methods of estimation of automatic wedge – shaped belt variators and development of the method of raising quick acting of automatic wedge – shaped belt variators, containing gravity regulator and regulator by moment.

The equation, connecting axial movements of portable disks of cycles and showing that they depend only on two geometric parameters of the variator, has been obtained for the first time.

The problem of providing of the same axial movements of the disks at the expense of angle variability of wedge – shaped groove of driving pulley, has been considered. The technique of synthesis geometric parameters of variators has been developed.

The dependence for tension amplification of the belt by clasping bow, satisfying different conditions of transmission operation, has been obtained for the first time. On the basis of this dependence the expression for elastic component of thrust force of driving pulley both by constant and by variable angle of wedge – shaped groove, has been obtained.

On the basis of obtained dependence for forces, the technique of synthesis of centrifugal governors parameters, has been developed.

Dependence for determining of stiffness and preliminary deformation of pulleys springs, have been obtained.

The differential equation, describing change of angle speed of driven shaft of automatic wedge – shaped belt variators, in which force of centrifugal governor is included in obvious aspect, which allows to reveal its quick acting, has been obtained.

On the basis of the schemes analysis of centrifugal governors with rotating cargo units, the most rational ones have been revealed.

The technique of quick acting increase of automatic wedge – shaped belt variators at the expense of peculiar profile of centrifugal governor cam, has been developed.

The calculations, made on electronic computers, confirmed correctness of this technique and allowed to reveal the phenomenon of control range increase by velocity.

Key words: automatic wedge – shaped belt variators, regulator by moment, wedge – shaped belt, thrust force.

