

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ І ПРОТИФЛАТЕРНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЛІТАКІВ

Приведены результаты исследований динамических и противоплаттерных свойств следящих рулевых приводов, которые применяются в системах управления современных самолетов. Разработана универсальная математическая модель работы рулевого привода в системе штурвального управления самолетом, в которой учитывается сжимаемость рабочей жидкости в полостях цилиндра привода, его кинематическая схема, а также упругость силовой проводки управления и опоры крепления привода к конструкции планера. На основании линеаризации исходной нелинейной математической модели работы одноканального гидромеханического следящего рулевого привода получены передаточные функции самого привода и его разомкнутого контура. Получена аналитическая формула для оценки критической добротности рулевого привода, превышение которой приводит к возникновению автоколебаний в силовом контуре системы управления.

It is brought results over of researches of dynamic and antifrutter properties of rudder drives which are used in the control systems of modern airplanes. The universal model of the servodrives action in the airplane control system with taking into account of the working liquid compressibility into the hydrodrive cylinder chambers, of its kinematic scheme, of the control system guide elasticity and of the hydrodrive fixing to the airplane structure are shown. Based on the linearization of the original nonlinear mathematical model of the single-channel hydro-mechanical steering servo drive, transfer functions of the drive itself and its open loop. The analytical formula for estimating the critical quality factor was obtained; excess of the latter leads to self-excited oscillations in the power line of control system.

Актуальність досліджень

Гідромеханічні слідкуючі приводи широко застосовуються у бустерних системах керування сучасних літальних апаратів (ЛА) як рульові приводи (РП) аеродинамічних поверхонь керування [1–6]. Їх основною функцією є забезпечення відхилення на необхідний кут рульових поверхонь літака з необхідною швидкістю, долаючи значні аеродинамічні навантаження.

Особливістю їх роботи є обмежена жорсткість опори кріплення і відносно невеликі сили демпфування, що у поєднанні з масовими (інерційними) навантаженнями часто призводить до втрати стійкості привода або виникнення слабо затухаючих коливальних процесів у силовому контурі системи керування ЛА [1, 7–10]. Тому забезпечення необхідних динамічних властивостей, у тому числі потрібних запасів стійкості гідромеханічних слідкуючих рульових приводів (бустерів) є актуальною задачею при проектуванні системи керування літака. Для її вирішення у низці випадків до силового контуру системи керування літака встановлюється спеціальний демпфер [2]. Істотним недоліком такого рішення цієї задачі є ускладнення системи, збільшення її маси і складності

забезпечення стійкості рульових приводів у разі відмови демпфера. У зв'язку з цим останнім часом забезпечення необхідних запасів стійкості рульових приводів здійснюється шляхом вибору раціональної кінематичної схеми привода і оптимізації його основних параметрів.

У системах керування сучасних літаків на гідромеханічні рульові приводи накладаються також додаткові функції гасіння флатерних коливань рульових поверхонь [1, 8]. Визначення протифлатерних властивостей рульових приводів різних кінематичних схем потребує додаткових досліджень і є актуальним.

Задачі досліджень

При проведенні даних досліджень вирішувалися наступні задачі.

1. На основі аналізу математичної моделі роботи рулевого привода у системі штурвального керування літака провести оцінку впливу його кінематичної схеми і параметрів силового контуру бустерної системи керування на стійкість і динамічні властивості привода.

2. Розробити математичну модель динамічної жорсткості гідромеханічного слідкуючого рульово-

го привода і на її основі дослідити протифлатерні властивості рульових приводів різних кінематичних схем.

3. Розробити рекомендації по забезпеченню необхідних запасів стійкості її протифлатерних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів, встановлених у системах керування сучасних літаків.

Математична модель роботи гідромеханічного слідкуючого привода у системі штурвального керування літака

У першому наближенні, достатньому для інженерних досліджень характеристик гідромеханічного слідкуючого рульового привода системи керування літака, математичний опис його роботи може бути виконано з використанням диференціальних рівнянь із зосередженими параметрами.

При розробці математичної моделі роботи привода звичайно приймають такі припущення:

- є симетрія напірних і зливних кромek золотникового розподільника рульових приводів;
- поршень привода знаходиться у середньому щодо циліндра положенні;
- відсутні знофти в кріпленні РП до опори, у силовій проводці керування між ним і рульовою поверхнею, а також в проводці керування золотниковим розподільником;
- тиск на підтантя і зливу в системі гідроживлення привода підтримується постійним;
- коефіцієнт пружності робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП у межах зміни робочого тиску зберігає своє середнє значення;
- навантаження на вихідний шток РП не перевищують гранично допустимих, тобто перепад тиску на поршні не перевищує при будь-яких режимах роботи привода тиску гідроживлення, підведеного до рульового привода;
- хвильові процеси у порожнинах силового циліндра РП не враховуються;

- сили, які діють у золотниковому розподільнику РП, малі у порівнянні з зусиллям керування і жорсткістю вхідної проводки керування і не впливають на динаміку рульових приводів.

Як об'єкт досліджень розглянемо дві типові кінематичні схеми одноканальних гідромеханічних слідкуючих рульових приводів, що знайшли широке застосування у системах штурвального керування (СШК) сучасних літаків [1, 3, 5] (рисунк 1).

З урахуванням прийнятих припущень робота одноканальних рульових приводів, що розглядаються, в СШК літака може бути описана наступною системою нелінійних диференціальних рівнянь [1, 8—10]:

а) рівняння руху приведеної маси рульової поверхні

$$m\ddot{z} + h\dot{z} + T_{TP} \text{sign} \dot{z} + C_{ш} z - R_{зопн} = C_{пр} (y - z); \quad (1)$$

б) рівняння руху вихідної ланки рульових приводів (вихідного штока для схеми б і корпусу привода для схеми а)

$$m_1 \ddot{y} + k_b (\dot{y} - \dot{u}) + T'_{TP} \text{sign} (\dot{y} - \dot{u}) + C_{пр} (y - z) = F_{р_дв}; \quad (2)$$

в) рівняння деформації опор кріплення рульового привода

$$m_2 \ddot{u} + k_b (\dot{u} - \dot{y}) + T'_{TP} \text{sign} (\dot{u} - \dot{y}) + C_o u = -F_{р_дв}; \quad (3)$$

г) узагальнене рівняння нерозривності потоку рідини

$$F(\dot{y} - \dot{u}) + k_c \dot{p}_{дв} + k_{виг} p_{дв} = k_Q(\varepsilon) \varepsilon \sqrt{1 - \frac{p_{пл}}{p_H - p_{зл}} \text{sign} \varepsilon}; \quad (4)$$

д) рівняння неузгодженості на золотнику

$$\varepsilon = k_{з.з} (k_{пер} x_{вх} - y) + k_{д.о} u, \quad (5)$$

де m — маса рульової поверхні літака і частини віднесеної до неї силової проводки керування, при-

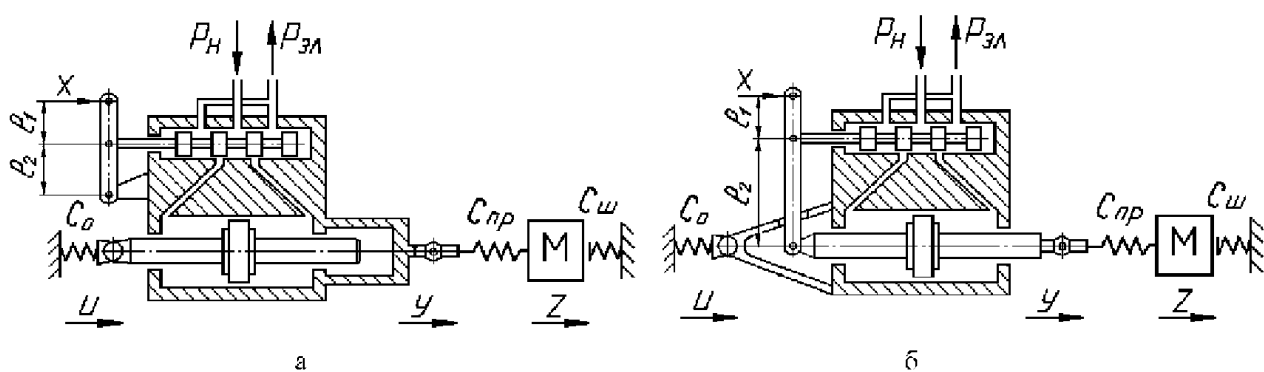


Рисунок 1 — Кінематичні схеми гiдралічних слідкуючих рульових приводів:

а — привод із золотниковим розподільником у рухомому корпусі; б — привод з оберненою кінематикою; x — переміщення вхідної ланки привода; y — переміщення вихідної ланки привода; u — переміщення (деформація) опори кріплення привода; C_0 — жорсткість опори кріплення привода до конструкції літака; l_1, l_2 — плечі качалок вхідної кінематики; p_H — тиск нагнітання; $p_{зл}$ — тиск зливу

веденої до напрямку руху вихідної ланки РП; m_1 — приведена маса вихідної ланки РП; m_2 — приведена маса конструкції РП, що пов'язана з опорою його кріплення; $C_{дп}$ — приведена жорсткість силової проводки системи керування між вихідною ланкою рульового привода і рулем; C_0 — жорсткість опори кріплення рульового привода; $C_{ш}$ — коефіцієнт шарнірного (аеродинамічного) навантаження; z — координата, що визначає положення маси m ; y — вихідна координата рульового привода; u — координата, що визначає деформацію опори кріплення РП; $x_{вх}$ — переміщення вхідної качалки РП; F — ефективна площа поршня РП; h — коефіцієнт демпфірування сил в'язкого тертя; $T_{тр}$ — сила сухого тертя у вузлах підвіски РП і у силовій проводці керування; $R_{зовн}$ — зовнішні (аеродинамічні) сили, що діють на рульову поверхню, приведені до координати z ; k_0 — коефіцієнт демпфірування сил в'язкого тертя у РП; $T'_{тр}$ — сили сухого тертя в РП; $p_{зв}$ — перепад тиску на поршні РП; p_n — тиск нагнітання, підведений до РП; $p_{вл}$ — тиск зливу на виході з РП; ε — неузгодженість на золотнику РП; k_c — приведений коефіцієнт пружності робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП; $k_{вит}$ — коефіцієнт витоків; $k_{зв}$ — коефіцієнт зворотного зв'язку; $k_{пер}$ — коефіцієнт передачі; $k_{3,0}$ — коефіцієнт, що враховує вплив деформації опори кріплення РП на величину неузгодженості на золотнику.

Значення кінематичних коефіцієнтів рульового привода, що розглядаються, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Параметр	Схема РП	
	Схема "а"	Схема "б"
Коефіцієнт зворотного зв'язку $k_{з,1}$	$l_2 / (l_1 + l_2)$	$l_1 / (l_1 + l_2)$
Коефіцієнт передачі $k_{пер}$	1	$-l_2 / l_1$
Коефіцієнт $k_{д,0}$	0	1

Зробимо оцінку впливу параметрів рульового привода і силової частини бустерної системи керування, в якій він встановлений, на його стійкість і динамічні властивості. Для цього розглянемо лінійну динамічну модель дросельного слідкуючого гідромеханічного привода, яка може бути отримана шляхом лінеаризації і спрощення вихідної нелінійної динамічної моделі рульового привода, яка описується системою нелінійних диференціальних рівнянь (1)–(5).

У результаті застосування методу гармонічної лінеаризації [7] нелінійна залежність сил тертя, прикладених до рульової поверхні літака, від швидкості зміни координати z може бути записана у вигляді

$$P_{тр} = h \dot{z} + T_{тр} \text{sign} \dot{z} \approx h^e \dot{z}, \quad (6)$$

де $h^e = f(A_z, \omega)$ — еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя, що залежить від амплітуди A_z і частоти коливань ω координати z .

Аналогічно виконується лінеаризація сил тертя у гідродвигуні рульового привода

$$P_{трРП} = k_B (\dot{y} - \dot{u}) + T_{тр} \text{sign}(\dot{y} - \dot{u}) \approx k_B^e \dot{y}_1, \quad (7)$$

де $k_B^e = \varphi(A_{y_1}, \omega)$ — еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у гідродвигуні РП; y_1 — $y - u$ — відносне переміщення штока і циліндра РП.

Для лінеаризації складної нелінійної функції витрати рідини через золотниковий розподільник $Q(u, p_{дв})$, яка надходить до гідродвигуна рульового привода, розкладемо її у точці $(\varepsilon^*, p_{дв}^*)$ у ряд Тейлора і обмежимо членами ряду першого порядку малості. Результати лінеаризації можна записати у приростах:

$$\Delta Q_{дв} \approx \left(\frac{\partial Q_{дв}}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon = \varepsilon^*} \cdot \Delta \varepsilon + \left(\frac{\partial Q_{дв}}{\partial p_{дв}} \right)_{\varepsilon = \varepsilon^*} \cdot \Delta p_{дв} \quad (8)$$

Таким чином,

$$Q_{дв} \approx k_{Q_\varepsilon} \varepsilon - k_{Q_p}, \quad (9)$$

$$\text{де } k_{Q_\varepsilon} = \frac{\partial Q_{дв}}{\partial \varepsilon}, \quad k_{Q_p} = \frac{\partial Q_{дв}}{\partial p_{дв}}$$

при $\varepsilon = \varepsilon^*$ і $p_{дв} = p_{дв}^*$.

З урахуванням проведеної лінеаризації вихідна нелінійна система диференціальних рівнянь (1)–(5) набуває вигляду

$$\begin{cases} m\ddot{z} + h^e \dot{z} + C_{ш} z - R_{зовн} = C_{пр} (y - z); \\ m_1 \ddot{y} + k_B^e \dot{y}_1 + C_{пр} (y - z) = F p_{дв}; \\ m_2 \ddot{u} - k_B^e \dot{y}_1 + C_0 u = -F p_{дв}; \\ F \dot{y}_1 + k_c \dot{p}_{дв} + k_{вит} p_{дв} = k_{Q_\varepsilon} \varepsilon - k_{Q_p} p_{дв}; \\ \varepsilon = k_{з,3} (k_{пер} x_{вх} - y) + k_{д,0} u. \end{cases} \quad (10)$$

Система рівнянь (10) є базовою для подальшого аналітичного дослідження динамічних властивостей рульового привода.

Результати досліджень динамічних властивостей рульового привода

При проведенні досліджень динамічних властивостей систем бустерного керування пасажирських і транспортних літаків можливе суттєве зниження по-

рядку системи диференціальних рівнянь (10) за рахунок виключення з розгляду впливу приведеної маси вхідної ланки привода m_1 і приведеної маси конструкції рульового привода m_2 , що пов'язана з опорою його кріплення, зважаючи на те, що для таких літаків мають місце співвідношення $m_1 \ll m$ і $m_2 \ll m$.

Проведені дослідження також показують, що наявність позиційного аеродинамічного навантаження $R_{ш}$, $M_{ш}$, r , $C_{шz}$, де $M_{ш}$ — аеродинамічний (шарнірний) момент на рульовій поверхні літака, r — радіус приспівання вихідної ланки привода до рульової поверхні, впливає тільки на статичні характеристики привода і не впливає на його динамічні характеристики [10, 11]. З огляду на це при дослідженні динамічних властивостей можна розглядати випадок, коли $C_{ш} = 0$.

Оцінка динамічних властивостей рульового привода системи штурвального керування літака може бути зроблена двома способами [9, 10]:

1) за результатами аналізу реакції привода на керуючий сигнал $x_{вх}$ за відсутності або наявності аеродинамічного навантаження;

2) за результатами аналізу реакції привода на збурення з виходу у випадку затиснутого керування ($x_{вх} = 0$).

У першому випадку динамічні властивості привода оцінюють за характером перехідних процесів у силовому контурі системи штурвального керування літака за ступінчастого зміною вхідного сигналу керування $x_{вх}$, а також за частотними характеристиками замкнутого і розімкнутого контурів привода при гармонійній зміні сигналу керування (при $x_{вх} = A_x \sin(\omega t)$, де A_x — амплітуда $x_{вх}$; ω — коловова частота).

У другому випадку досліджують характеристики динамічної жорсткості привода при синусоїдальній зміні характеру навантаження (при $R_{зонн} = A_R \sin(\omega t)$, де A_R — амплітуда коливань зовнішнього навантаження $R_{зонн}$) і власні коливання привода при різкому скиданні зовнішнього навантаження.

Проаналізуємо динамічні властивості рульового привода при відпрацюванні ним сигналу керування $x_{вх}$. Спочатку розглянемо спрощену лінеаризовану модель привода, припускаючи

$$R_{зонн} = 0, C_0 = \infty, C_{пр} = \infty$$

і зневажаючи масою птока і масою циліндра гідродвигуна рульового привода ($m_1 \approx 0$ і $m_2 \approx 0$).

У цьому випадку

$$u = \dot{u} = 0, y_1 = y = z, h^c + k_B^c = h^\Sigma.$$

З урахуванням прийнятих припущень система рівнянь (10) може бути зведена до диференційного рівняння третього степеня

$$a_3 \ddot{z}(t) + a_2 \dot{z}(t) + a_1 z(t) + a_0 z(t) = b_0 x_{вх}(t), \quad (11)$$

$$\text{де } a_3 = \frac{m}{C_T}; \quad a_2 = \frac{m}{B} + \frac{h^\Sigma}{C_T}; \quad a_1 = \frac{C_{ш}}{C_T} + 1;$$

$$a_0 = \frac{C_{ш}}{B} - D; \quad b_0 = Dk_{цпр}; \quad B = \frac{F^2}{k_H^e} \text{ — ко-}$$

ефіцієнт жорсткості механічної характеристики привода в околі розрахункової точки; $k_H^c = k_{QP} + k_{виг}$;

$$D = k_v k_{ч.з} = \frac{k_{Q\epsilon}}{F} k_{ч.з} \text{ — добротність привода;}$$

$$k_v = \frac{k_{Q\epsilon}}{F} \text{ — коефіцієнт підсилення привода за швидкістю.}$$

При відсутності міжпорожнинних перебігів у гідродвигуні привода

$$k_H^e = k_{QP} \text{ і } B = \frac{F^2}{k_{QP}}.$$

Застосувавши до рівняння (11) перетворення Лапласа, маємо

$$(a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0) z(S) = b_0 x_{вх}(S), \quad (12)$$

де S — оператор Лапласа.

Розглянемо передаточні функції самого привода $W_{РП}(S)$, його розімкнутого контуру $W_{Р.К}(S)$ та прямого ланцюга привода $W_{П.Л}$.

За відсутності аеродинамічного навантаження передаточна функція прямого ланцюга привода дорівнюватиме

$$W_{П.Л}(S) = \frac{y(S)}{x(S)} = \frac{k'_v}{S(T_K^2 S^2 - 2\xi_K T_K S + 1)}, \quad (13)$$

де $T_K = \sqrt{\frac{m}{C_T(1+b)}} \approx \sqrt{\frac{m}{C_T}} = \frac{1}{\omega_{вЛ}}$ — стала часу коливальної ланки привода;

$$\xi_K = \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{mC_T}}{B\sqrt{1+b}} - \frac{h^\Sigma}{\sqrt{mC_T(1+b)}} \right) \approx$$

$$\approx \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{mC_T}}{B} + \frac{h^\Sigma}{\sqrt{mC_T}} \right) \text{ — коефіцієнт відносного}$$

демпфірування;

$$\omega_{вЛ} = \sqrt{\frac{C_T}{m}} \text{ — недемпфірована власна частота привода;}$$

$b = \frac{h^\Sigma}{B}$ — відносний коефіцієнт в'язкого тертя в силовому контурі системи керування ЛА;

$$k'_v = \frac{k_{Q\varepsilon}}{F(1+b)} = \frac{k_v}{1-b}$$

В реальних системах керування літака $b \ll B$, а $b \ll 1$, тому наявність тертя у силовому контурі системи керування ЛА, яке спричиняє розсіювання енергії, призводить до збільшення коефіцієнта відносного демпфірування привода ξ_k і практично не впливає на статичний часу коливальної ланки T_k і на коефіцієнт підсилення привода за піввідкриттю k_v .

Передаточна функція розімкнутого контуру привода, не навантаженого аеродинамічним навантаженням, у розглянутому випадку визначиться як

$$W_{p,k}(S) = W_{п.л}(S)k_{з.з} = \frac{k_{з.з}}{T_1 S (T_k^2 S^2 + 2\xi_k T_k S + 1)} \quad (14)$$

де $T_1 = \frac{1}{k_v} = \frac{F}{k_{Q\varepsilon}}$ — стала часу інтегруючої ланки привода.

При замиканні привода жорстким зворотним зв'язком за положенням вихідної ланки його передаточна функція дорівнюватиме

$$W_{p11}(S) = \frac{y(S)}{x_{вх}(S)} = \frac{W_{п.л}(S)k_{вх}}{1 - W_{п.л}(S)k_{з.з}} = \frac{Dk_{пер}}{T_k^2 S^3 + 2\xi_k T_k S^2 - S + D} \quad (15)$$

Таким чином, у розглянутому випадку гідромеханічний дросельний слідкуючий рульовий привод може розглядатися у вигляді добутку підсилюваль-

ної, інтегруючої і коливальної ланок, охочених жорстким зворотним зв'язком за положенням вихідної ланки (рисунк 2).

Передаточна функція рульового привода (15) може бути також записана у вигляді

$$W_{p11}(S) = \frac{k_{пер}}{T_3 S^3 + T_2 S^2 + T_1 S + T_0} \quad (16)$$

де $T_3 = \frac{1}{D\omega_{кит}^2}$; $T_2 = \frac{1}{D} \left(\frac{m}{B} + \frac{h^\Sigma}{C_T} \right)$;

$$T_1 = \frac{1}{D} \left(1 + \frac{h^\Sigma}{B} \right); \quad T_0 = 1$$

Відповідно до критерія Гурвіца, умова стійкості такого рульового привода визначиться як

$$T_2 T_1 \geq T_3 T_0 \quad \text{або} \quad D \leq D_{кр} \quad (17)$$

де $D_{кр}$ — добротність рульового привода на межі його стійкості.

Для нашого випадку

$$D_{кр} = \left(\frac{C_T}{B} + \frac{h^\Sigma}{m} \right) (1+b) \approx \frac{k_{Qp} + k_{вит}}{k_c} + \frac{h^\Sigma}{m} \quad (18)$$

З виразу (18) випливає, що при абсолютній жорсткості опор кріплення привода до конструкції літака і силової проводки керування величина критичної добротності привода $D_{кр}$ визначатиметься величиною інерційного навантаження (m), сумарними силами демпфірування у силовій частині буферної системи керування (h^Σ), жорсткістю гідравлічної пружини у порожнинах гідродвигуна рульового привода (C_T) і коефіцієнтом жорсткості навантажувальної характеристики привода (B) в околі розрахункової точки.

До того ж слід зазначити, що сили демпфірування у силовій частині буферної системи керування, обумовлені коефіцієнтом h^Σ , при відсутності спе-

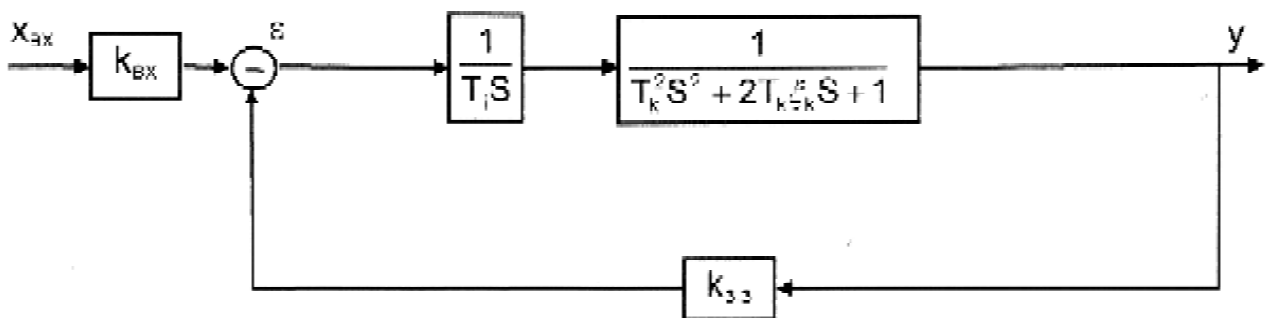


Рисунок 2 — Структурна схема дросельного слідкуючого рульового привода з урахуванням пружності робочої рідини при абсолютній жорсткості опори його кріплення і силової проводки керування та при відсутності аеродинамічного навантаження

ціального демпфера відносно невеличкі і відрізняються нестійкістю, тому що істотно залежать від режиму польоту літака, стану ущільнень у гідродвигуні рульового привода і низки інших експлуатаційних чинників, які не варто розглядати як основні чинники, що забезпечують стійкість привода. У зв'язку з цим для забезпечення стійкості рульового привода прагнуть максимально збільшити величину C_T , зменшити інерційне навантаження m (наприклад, за рахунок секціонування рульових поверхонь літака), а також обмежити добротність привода D за рахунок відповідного добору коефіцієнтів k_{Q_0} і $k_{3,3}$. Якщо цього виявляється недостатньо, то в системі керування додатково встановлюють спеціальний демпфер із сталим коефіцієнтом демпфірування k_D або штучно вводять міжкорозинні перетікання у гідродвигуні привода, знижуючи цим коефіцієнт жорсткості B навантажувальної характеристики рульового привода.

Величина коефіцієнта B , яка обумовлена нахилом дотичної до навантажувальної характеристики привода у розрахунковій точці, істотно залежить від навантаження, що діє на вихідну ланку рульового привода. Збільшення навантаження призводить до зсуву розрахункової точки на навантажувальній характеристиці рульового привода праворуч і до зменшення коефіцієнта B , тобто до збільшення D_{cr} і збільшення запасів стійкості рульового привода. Тому найменші запаси стійкості рульовий привід матиме при відсутності навантаження на його вихідній ланці і перебуванні штока привода у середньому відносно його циліндра положенні. Це може призвести при певному поєднанні параметрів привода і силової частини бустерної системи керування, до виникнення автоколивань вихідної ланки рульового привода відносно середнього положення з малими амплітудами (так звана нестійкість "у малому"). Для її попередження звичайно вводиться позитивне перекриття у золотниковому розподільнику рульового привода, зменшуючи тим значення коефіцієнта k_{Q_0} у зоні малих неузгодженостей ε .

Перейдемо до розгляду впливу на динамічні властивості і стійкість рульового привода пружності опори його кріплення до конструкції планера літака і пружності силової проводки керування між вихідною ланкою привода і рульовою поверхнею.

Розглянемо передаточні функції привода, припускаючи спочатку, що його вихідна ланка безпосередньо з'єднана з рульовою поверхнею, і пружністю силової проводки керування, у порівнянні з пружністю опори кріплення рульового привода, можна знехтувати. Для цього випадку

$$C_{np} \gg C_0; y = z; h^e + k_B^e = h^z.$$

З урахуванням цих припущень лінеаризовану динамічну модель ненавантаженого аеродинамічним навантаженням рульового привода можна описати диференціальним рівнянням третього степеня відносно z з коефіцієнтами

диференціальним рівнянням третього степеня відносно z з коефіцієнтами

$$a_3 = \left(\frac{m}{C_0} + \frac{m}{C_T} \right);$$

$$a_2 = \left(\frac{h^z}{C_0} + \frac{h^z}{C_T} + \frac{m}{B} + \frac{Dm}{C_0} \frac{k_{D,0}}{k_{3,3}} \right);$$

$$a_1 = \left(1 + \frac{h^z}{B} + \frac{h^z D}{C_0} \frac{k_{D,0}}{k_{3,3}} \right);$$

$$a_0 = D; b_0 = Dk_{пер}.$$

Вигляд передаточних функцій рульового привода, що описуються виразами (13), (14) і (15), не змінюється, а параметри коливальної ланки привода T_K і ξ_K визначаються як

$$T_K \approx \sqrt{\frac{m(C_0 + C_T)}{C_0 C_T}} = \frac{1}{\omega_{B,1}};$$

$$\xi_K \approx \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{\frac{m}{C_0 + C_T}} \left(1 + \frac{B}{C_0} \right)}{\sqrt{\frac{m}{C_0} \frac{C_0 C_T}{C_1}}} + \frac{h^z}{\sqrt{\frac{m}{C_0} \frac{C_0 C_T}{C_1}}} \right).$$

Критична добротність рульового привода з урахуванням пружності опори його кріплення визначиться як

$$D_{кр} = \frac{\frac{h^z}{C_0} + \frac{h^z}{C_T} + \frac{m}{B}}{m \left[\frac{1}{C_T} + \frac{1}{C_0} \left(1 - \frac{k_{D,0}}{k_{3,3}} \right) \right]}. \quad (19)$$

Аналіз отриманих передаточних функцій рульового привода, що враховують пружність опори його кріплення, і виразу (18) для критичної добротності привода D_{cr} показує, що наявність у реальних системах керування літака пружності опори кріплення рульового привода безпосередньо впливає на його стійкість і динамічні властивості. Ступінь цього впливу залежатиме від співвідношення жорсткостей C_T і C_0 , а також від кінематичної схеми привода (від співвідношення $k_{D,0} / k_{3,3}$).

Зменшення жорсткості опори кріплення рульового привода знижує частоту власних коливань $\omega_{вд}$ гідромеханічної системи "рульова поверхня—привід—опора кріплення привода" і погіршує стійкість рульового привода (знижує величину D_{cr}) для всіх його

кінематичних схем, за винятком привода, виконаного за схемою з оберненою кінематикою (рисунк 1, б), для якого співвідношення коефіцієнтів більше 1.

Проведені дослідження показують, що для рульового привода, побудованого за схемою (рисунк 1, а), зниження величини C_{Σ} вкрай негативно позначається на стійкості привода і його динамічних характеристиках. Тому низка зарубіжних фірм для забезпечення стійкості таких приводів використовують кінематичну компенсацію просідання опори кріплення рульового привода під дією аеродинамічного навантаження [4].

Гнучкий характер впливу на стійкість привода має просідання опори його кріплення при використанні рульового привода з оберненою кінематикою (рисунк 1, б), для якого $\frac{k_{\Sigma,0}}{k_{3,3}} > 1$. У такому приводі де-

формація опори кріплення еквівалентна введенню додаткового від'ємного зворотного зв'язку за навантаженням, що підвищує стійкість привода і поглинає його динамічні властивості [1]. Тому така кінематична схема найбільше поширена у СБК вітчизняних літаків. Подоліком такого привода є збільшене просідання його вихідної ланки під дією статичного аеродинамічного навантаження.

Досвід проектування СПК сучасних літаків свідчить, що використання рульового привода, побудованого за схемою з оберненою кінематикою, дозволяє при оптимальному виборі параметрів привода і жорсткості опори його кріплення C_{Σ} забезпечити необхідну стійкість системи керування без застосування спеціальних демпферів в її силовій частині.

Перейдемо до оцінки впливу обмеженої жорсткості силової проводки керування на динамічні властивості привода. Практичний інтерес виникає у випадку одночасного врахування пружності опори кріплення привода, жорсткості гідравлічної пружини робочої рідини у камерах гідродвигуна рульового привода і обмеженої жорсткості силової проводки керування, при визначенні якої звичайно враховується і пружність рульової поверхні літака. Всі ці складові визначають сумарну жорсткість C_{Σ} пружної гідромеханічної системи "рульова поверхня—привод—опора кріплення привода"

$$\frac{1}{C_{\Sigma}} = \frac{1}{C_{\Gamma}} + \frac{1}{C_{\text{В}}} + \frac{1}{C_{\text{ПР}}} \quad (20)$$

Робота гідравлічного дросельного слідкуючого привода у цьому випадку, без урахування мас m_1 і m_2 та сил тертя в ущільненнях гідродвигуна і за відсутності позитивного аеродинамічного навантаження, у лінійному наближенні також може бути описана диференціальними рівняннями третього степеня (11), коефіцієнти якого визначаються за формулами:

$$a_3 = \frac{m}{C_{\Sigma}}; \quad a_2 = \left(\frac{k_{\Sigma}^2}{C_{\Sigma}} + \frac{m}{B} - \frac{Dm}{C_{\text{ПР}}} + \frac{Dm k_{\Sigma,0}}{C_{\text{В}} k_{3,3}} \right);$$

$$a_1 = \left(1 + \frac{h^e}{B} + \frac{h^e D}{C_{\text{ПР}}} + \frac{h^e D k_{\Sigma,0}}{C_{\text{В}} k_{3,3}} \right);$$

$$a_0 = D; \quad b_0 = Dk_{\text{пер}}$$

У цьому випадку для визначення передаточних функцій рульового привода теж можна користуватися загальними формулами (13), (14) і (15), в яких значення параметрів коливної ланки привода визначатимуться як

$$T_k \approx \sqrt{\frac{m}{C_{\Sigma}}} - \frac{1}{\omega_{\text{вн}}};$$

$$\xi_k = \frac{1}{2} \left[\frac{\sqrt{m C_{\Sigma}}}{B} \left(1 - \frac{DB}{C_{\text{ПР}}} + \frac{DB k_{\Sigma,0}}{C_{\text{В}} k_{3,3}} \right) + \frac{h^2}{\sqrt{m C_{\Sigma}}} \right].$$

Величина критичної добротності привода з урахуванням пружності опори кріплення й обмеженої жорсткості силової проводки керування визначиться за формулою

$$D_{\text{кр}} = \frac{\frac{h^e}{C_{\Sigma}} + \frac{m}{B}}{m \left[\frac{1}{C_{\Gamma}} - \frac{1}{C_{\text{В}}} \left(1 - \frac{k_{\Sigma,0}}{k_{3,3}} \right) \right]} \quad (21)$$

Передаточна функція розімкнутого контуру рульового привода узагальному випадку має вигляд:

$$W_{\text{Р-К}}(S) = \frac{y(S)}{z(S)} = \frac{D \left(\frac{m}{C_{\Sigma}} S^2 - \frac{h_{\Sigma}}{C_{\Sigma}} S + 1 \right)}{S (T_k^2 S^2 + 2T_k \xi_k S + 1)} \quad (22)$$

Передаточна функція гідромеханічного слідкуючого рульового привода, замкнутого зворотним зв'язком за положенням вихідної ланки, дорівнюватиме

$$W_{\text{РП}}(S) = \frac{y(S)}{x_{\text{РК}}(S)} = \frac{Dk_{\text{пер}}}{\frac{m}{C_{\Sigma}} S^3 + \left(\frac{h^e}{C_{\Sigma}} - \frac{m}{B} - \frac{Dm}{C_{\text{ПР}}} + \frac{Dm k_{\Sigma,0}}{C_{\text{В}} k_{3,3}} \right) S^2 + S + D} \quad (23)$$

Динамічні властивості гідромеханічного слідкуючого рульового привода прийнято оцінювати за його частотними характеристиками [1, 7, 9, 10, 13, 14], побудованими з використанням передаточних функцій замкнутого рульового привода $W_{\text{РП}}(S)$ (22) та його

розімкнутого контуру $W_{p,k}(S)$ (22). При цьому зачаси стійкості рульового привода за амплітудою ΔL і за фазою γ , а також частота зрізу $\omega_{\text{зр}}$ визначаються за логарифмічними частотними характеристиками його розімкнутого контуру (рисунк 3), а параметри резонансу і смугу частот, що пропускає привод, зазвичай визначають за логарифмічними частотними характеристиками замкнутого рульового привода (рисунк 4).

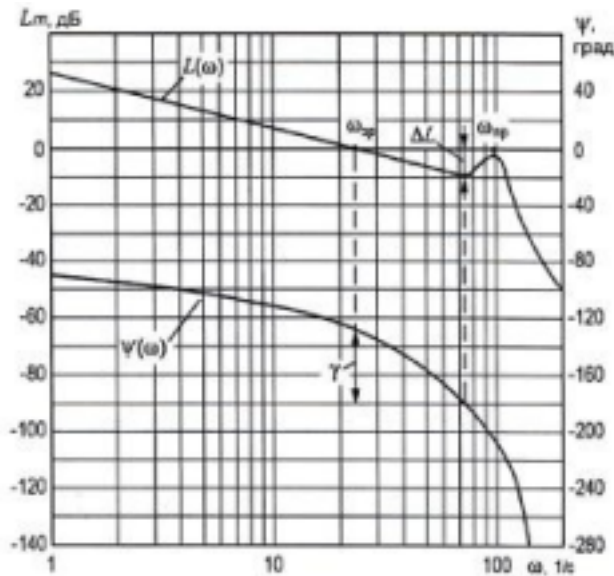


Рисунок 3 — Логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру рульового привода

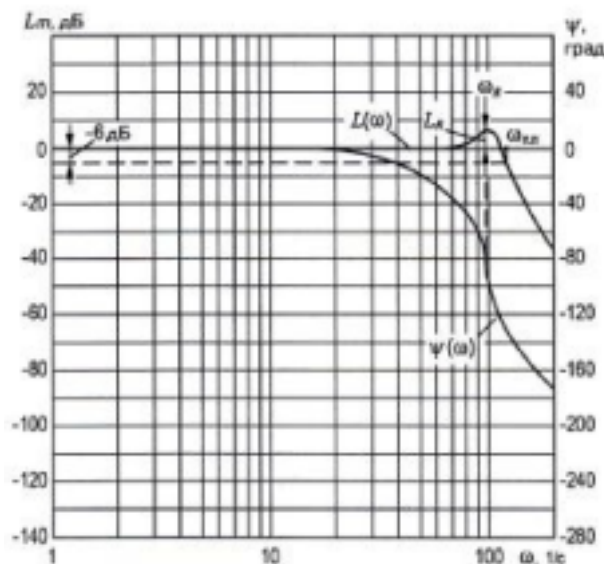


Рисунок 4 — Логарифмічні частотні характеристики гідромеханічного слідкуючого рульового привода

Для рульового привода сучасних літаків величина ΔL лежить у межах 20–50 с^2 і визначає швидкість привода. Збільшення добротності привода розширює

смугу частот, що пропускаються приводом, але зменшує запаси його стійкості.

Аналіз отриманих виразів для передаточних функцій рульового привода і критичної добротності $D_{\text{кр}}$ (20) свідчить, що обмежена жорсткість силової проводки керування знижує власну частоту гідромеханічної системи $\omega_{\text{вл}}$ і дещо збільшує критичну добротність — за рахунок підвищення ефективності демпфіруючих сил на руді. Зниження $C_{\text{кр}}$ негативно позначається на точності керування положенням рульової поверхні (особливо при великих шарнірних моментах на руді) внаслідок того, що система “привод—рульова поверхня” охоплена зворотним зв’язком за положенням вихідної ланки привода, а не за положенням рульової поверхні. Тому при проектуванні бустерної системи керування рекомендується максимально збільшувати жорсткість силової проводки або встановлювати привод безпосередньо біля рульової поверхні.

На рисунку 5 побудовано логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру рульового привода різних кінематичних схем, які мають однакову добротність D і відносно велике однакове інерційне навантаження на вихідній ланці при жорсткості опори кріплення $C_b = 10^6 \text{ Н/мм}$.

Аналіз даних логарифмічних характеристик показує, що рульові приводи, побудовані за схемою з оберненою кінематикою (рисунк 1, б), мають суттєво більші запаси стійкості за амплітудою ΔL по відношенню до рульових приводів із золотниковими розподільниками у рухомому корпусі, а запаси стійкості за фазою γ практично однакові для різних рульових приводів.

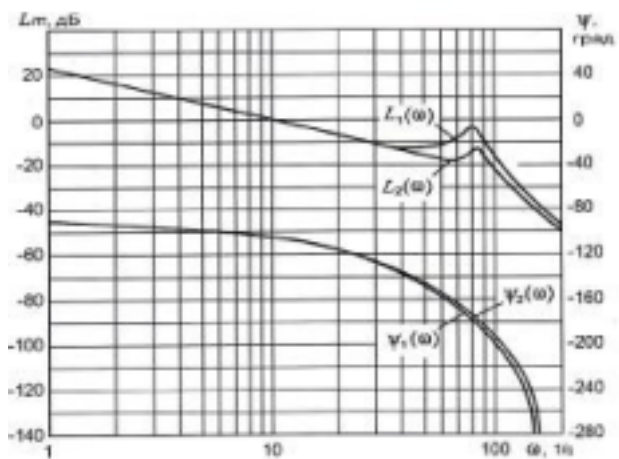


Рисунок 5 — Логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру рульових приводів, побудованих за різними кінематичними схемами

Результати досліджень динамічної жорсткості рульових приводів, побудованих за різними кінематичними схемами

Характеристики динамічної жорсткості привода і його протифлатерії властивості у загальному вигляді розглянуто в роботах [4,10].

Розглянемо зв'язок між характеристиками динамічної жорсткості рульового привода і його протифлатерними властивостями.

Динамічна жорсткість рульового привода $G(S)$ визначається відношенням зображення за Лапласом силового збурення $R(S)$, що діє на вихідну ланку привода, до зображення переміщення точки прикладення сили $Y(S)$, яке викликане цим силовим збуренням

$$G(S) = \frac{R(S)}{Y(S)}, \quad \text{де } S \text{ — оператор Лапласа.}$$

Рульовий привод, який встановлено на опорах кріплення обмеженої жорсткості, є елементом пружної системи "рульова поверхня—рульовий привод—опора кріплення привода", що має внутрішнє джерело енергії — живлення від гідравлічної системи літака.

Протифлатерні властивості рульового привода залежать від його здатності до дисипації енергії крутильних коливань рульової поверхні навколо осі її обертання.

Робота, що поглинається пружною системою, яка коливається під впливом зовнішнього синусоїдального навантаження, визначається добутком амплітуди сили і переміщення на $\sin \varphi$, де φ — фазовий зсув між збурюючою силою і переміщенням точки її прикладення. Зазначена робота позитивна, якщо $\varphi > 0$ (сила випереджає за фазою переміщення), що відповідає дисипації енергії у системі. Пружна система у цьому випадку називається пасивною. Якщо ж $\varphi < 0$, то пружна система виконуватиме роботу проти збурюючої сили і називається активною. Останнє можливо лише за наявності у системі внутрішнього джерела енергії. Якщо $\varphi = 0$, то пружна система матиме властивість ідеальної пружини, акумулюючи без втрат енергію прикладеної силової дії.

Згідно з аналізом динамічної моделі рульового привода, яка докладно розглянута в [1], можливо отримати спрощений аналітичний вираз для динамічної жорсткості привода

$$G(S) = G_0 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} \approx G_0 \frac{TS + 1}{\frac{G_0}{G_\infty} TS + 1}, \quad (24)$$

де G_0 — статична жорсткість привода; T_1 і T_2 — константи, що мають розмірність часу; $T = 1/D$ — стала часу привода (D — добротність привода); G_∞ — амплітудна складова динамічної жорсткості привода при збурюючій частоті сили $\omega \rightarrow \infty$.

Для рульових приводів розглянутих кінематичних схем значення G_∞ визначається жорсткістю опори кріплення C_0 , приведенною жорсткістю силової проводки керування $C_{пр}$ і гідравлічною жорсткістю виконавчого гідродвигуна привода C_1 , яка враховує пружність робочої рідини у порожнинах гідроциліндра, і не залежить від кінематики рульового привода

$$G_\infty = \frac{1}{\frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}} - \frac{1}{C_1}} = C_\Sigma. \quad (25)$$

З іншого боку, статична жорсткість рульового привода істотно залежить від його кінематичної схеми і може бути приблизно визначена як

$$G_0 \approx \frac{1}{\frac{k_{Op} k_{внт}}{k_{Oc} k_{3,3} F} - \frac{k_{1,0}}{k_{3,3}} \frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}}} - \frac{1}{\frac{T}{B} + \frac{k_{1,0}}{k_{4,3}} \frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}}}. \quad (26)$$

Аналіз виразу (26) показує, що $\lim_{\omega \rightarrow \infty} G(j\omega) = G_\Sigma$,

тобто рульовий привод є ідеальною пружиною в області великих частот.

Властивості привода як пружної системи залежать від співвідношення сталей часу T_1 і T_2 . Якщо $T > T_2$, привод має демпфіруючі властивості, при $T = T_2$ — властивості ідеальної пружини, а при $T_1 < T_2$ — властивості активної системи, тобто такої, яка вносить у пружну систему "рульова поверхня—рульовий привод—опора кріплення привода додаткову енергію.

З точки зору демпфірування флатерних коливань, необхідно забезпечити перше співвідношення ($T_1 > T_2$), що завжди виконується для абсолютно жорсткого привода (рідища є нестисливою, місце кріплення — непружним), коли $C_\Sigma \rightarrow \infty$; у цьому випадку $T_2 \rightarrow 0$.

Практично досить виконувати умову $C_\Sigma > G_0$ за допомогою зменшення коефіцієнта B (використання проточного золотника або введення міжпорожнинних перетікань у гідродвигуні привода), оскільки істотно підвищити C_Σ звичайно не вдається.

Для аналітичного визначення величини фазового зсуву між зовнішнім навантаженням $R(S)$ і переміщенням вихідної ланки привода $y(S)$ можуть бути використані вирази [11]:

$$\varphi(\omega) = -\arctg \frac{G_0}{G_\infty} T\omega + \arctg T\omega \quad \text{при } G_0 > 0$$

або

$$\varphi(\omega) = -180^\circ - \arctg \frac{G_0}{G_\infty} T\omega + \arctg T\omega \quad \text{при } G_0 < 0.$$

Дослідження свідчать, що на характеристики динамічної жорсткості гідромеханічного рульового привода істотно впливає його кінематична схема [2]. Це пов'язано з тим, що при статичному і динамічному навантаженні вихідної ланки деформація опори кріплення через важільну систему зворотного зв'язку або іншим шляхом, передається на золотник, створюючи відповідну додаткову непогодженість Δz яка

відпрацьовується приводом. У залежності від кінематичної схеми привода цей вплив є еквівалентним додатковому позитивному або від'ємному зворотному зв'язку за навантаженням і істотно впливає на характеристики динамічної жорсткості привода.

На рисунку 6 представлено типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості рульових приводів. Кінематичні схеми яких наведено на рисунку 1.

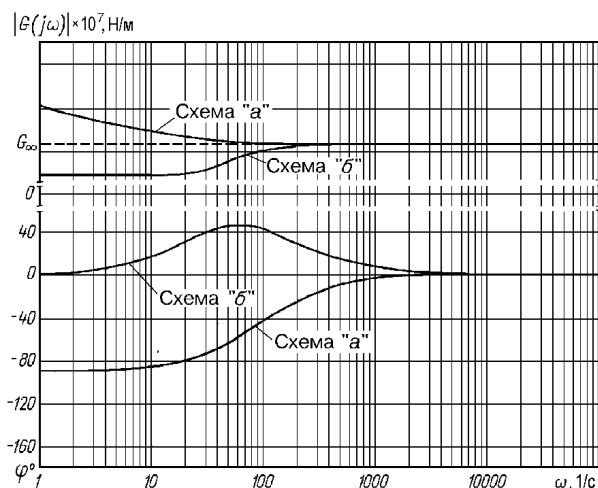


Рисунок 6 — Типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості рульових приводів різних кінематичних схем

З аналізу цих характеристик випливає, що найбільшу стійкість і найкращі протифлатерні властивості мають рульові приводи, виконані за схемою з оберненою кінематикою, що обумовлено тим, що такі приводи мають фазочастотну характеристику динамічної жорсткості в області позитивних значень фазового зсуву між зовнішнім навантаженням $R(S)$ і переміщенням вихідної ланки привода $y(S)$. Вони можуть бути використані для демпфірування флатерних коливань рульової поверхні без застосування спеціальних коригуючих зв'язків. За такою схемою виконано рульовий привод РП-56 системи керування літака Ту-154, а також інші приводи, які використовують у системах керування рулями сучасних літаків.

Результати досліджень дозволяють зробити висновок, що існує однозначний зв'язок між характеристиками динамічної жорсткості рульового привода і його стійкістю. Рульовий привод буде стійким, якщо його статична жорсткість $G_0 > 0$ і виконується умова

$$\frac{G_{\infty}}{G_0} > 1 - \frac{h^c}{mD}, \quad (27)$$

де h^c — еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у силовій частині бустерної системи керування; m — приведена маса рульової поверхні, D — добротність привода.

Аналіз умови стійкості (25) підтверджує зроблений раніше висновок про підвищену стійкість рульового привода з оберненою кінематикою. Їх застосування істотно спрощує вирішення проблеми стійкості бустерної системи керування літака за наявності великих інерційних навантажень і малого власного демпфірування рульової поверхні.

Таким чином, можна зробити висновок, що для забезпечення протифлатерних властивостей бустерної системи керування необхідно мати максимально можливу жорсткість силового контуру рульової поверхні—рульовий привод—опора кріплення привода. Реалізації цієї умови відповідає конструкція силового контуру з відносно великою статичною жорсткістю G_0 , але це створює проблеми з забезпеченням стійкості рульового привода при великих інерційних навантаженнях на його вихідній ланці. Тому в цьому випадку рекомендується [5] використовувати у силовому контурі бустерної системи керування рульової поверхні з оберненою кінематикою (рисунком 1, б), а також максимально підвищити жорсткість гідравлічної пружини привода (за рахунок максимального зменшення “мертвих” об'ємів рідини у його порожнинах та інших конструктивних доробок).

Висновки

1. На основі аналізу лінеаризованої моделі рульового слідкуючого привода системи керування літака отримані вирази для критичної добротності привода, які дозволяють оцінити стійкість рульового привода з урахуванням інерційного навантаження на вихідній ланці привода, сил демпфірування у силовому контурі системи бустерного керування та реальних жорсткостей опори кріплення привода, силової проводки керування і гідравлічної пружини робочої рідини у камерах гідродвигуна привода.

2. Для комплексного вирішення проблеми стійкості рульового привода і забезпечення його протифлатерних властивостей рекомендується використати у силовому контурі бустерної системи керування літака рульового привода із оберненою кінематикою (рисунком 1, б) та максимально підвищити жорсткість гідравлічної пружини привода (за рахунок максимального зменшення “мертвих” об'ємів рідини у його порожнинах та інших конструктивних доробок).

3. Для експериментальної оцінки стійкості рульового привода та його протифлатерних властивостей рекомендується використовувати логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості привода.

Література

1. Абрамов, Є.І. Гідравлічні слідуючі приводи систем керування літальних апаратів. Навчальний посібник / Є.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський. — К.: КМУЦА, 2000. — 224 с.
2. Абрамов, С.І. Проектування систем керування літальних апаратів. Системи керування літака з гідромеханічним приводом: Навчальний посібник // Є.І.

Абрамов, Г.І. Зайончковський. — К.: НАУ, 2005. — 188 с.

3. Бочаров, В.Я. Системы управления самолетов / В.Я. Бочаров, И.С. Шумилов. *Машиностроение: Энциклопедия*. — М.: Машиностроение, 2004. Том IV-21. Книга 2. Самолеты и вертолеты. Проектирование, конструкция и системы самолетов и вертолетов. — 754 с.

4. Гамынин, П.С. Гидравлические приводы летательных аппаратов: учебник для авиационных специальностей вузов / П.С. Гамынин, В.И. Карев, А.М. Попов, А.М. Селиванов; Под общ. ред. В.И. Карева. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 368 с.

5. Шумилов, И.С. Системы управления рулями самолетов / И.С. Шумилов. — М.: МГТУ, 2009. — 469 с.

6. Нейман, В.Г. Гидроприводы авиационных систем управления. — М.: Машиностроение, 1973. — 200 с.

7. Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов / Под ред. Д.Н. Попова. — М.: Машиностроение, 1978. — 142 с.

8. Зайончковський, Г.І. Оцінка динамічних властивостей гідромеханічних слідячих приводів по характеристикам їх динамічної жорсткості // Автоматизація виробничих професій. — 2004. — №2. — С. 148—153.

9. Зайончковський, Г.І. Оцінка стійкості і пружності властивостей гідромеханічних рульових слідячих приводів // Промислова гідроліка і пневматика. — 2006. — №1(11). — С. 53—58.

10. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А.И. Баженов, П.С. Гамынин, В.И. Карев и др.; Под ред. П.С. Гамынина. — М.: Машиностроение, 1981. — 312 с.

11. Оболенский, Ю.И. Введение в проектирование систем авиационных рулевых приводов / Ю.И. Оболенский, С.А. Ермаков, Г.В. Сухоруков. — М.: Изд-во ГУП г. Москвы "Окружная газета ЮЗАО", 2011. — 344 с.

12. Wang Zhanlin. *Airplane Fluid Drive and Servocontrol* / Wang Zhanlin, Li Peizi. — China National Defense Industry Press, 1980. — 530 p.

13. Ермаков, С.А. Проектирование гидроприводов летательных аппаратов / В кн. С.А. Ермаков. Проектирование гидравлических систем машин. — М.: Машиностроение, 1992. — С. 12—19.

14. Полковников, В.А. Электрические, гидравлические и пневматические аппараты и их предельные динамические возможности: учебник / В.А. Полковников. — М.: МАИ, 2002. — 452 с.

References

1. Abramov, Ye.I. *Hydraulicni sledkuyuchi privody system keruvannya litalnych aparativ. Navchalnyi posibnyk* / Ye.I. Abramov, G.I. Zaiionchkovskiy. — K.: KMUTSA, 2000. — 224 s.

2. Abramov, Ye.I. *Proektuvannya system keruvannya litalnych aparativ. Systemy keruvannya litaka z hidromekhanichnym pryvodom: Navchalnyi posibnyk* / Ye.I. Abramov, G.I. Zaiionchkovskiy. — K.: NAC, 2005. — 188 s.

3. Bocharov, V.Ya. *Sistemy upravleniya samoletov* / V.Ya. Bocharov, I.S. Shumilov. *Encyklopediya "Mashinostroenie"*. — M.: Tom IV-21. *Kniha 2. "Samolety i vertolety. Proektirovanie, konstruktzii i sistemy samoletov i vertoletov"*, 2004. — 754 s.

4. Hamynin, N.S. *Hydraulichekije privody letatelnykh apparatov: uchebnyk dlya avuatsionnykh buzov* / N.S. Hamynin, V.I. Karev, A.M. Popov, A.M. Selivanov; Pod red. V.I. Kareva. — 2-e izd., peperab. i dop. — M.: Mashinostroenie, 1992. — 368 s.

5. Shumilov, I.S. *Sistemy upravleniya rulyami samoletov* / I.S. Shumilov. M.: MITU im. N.F. Baubana, 2009. — 469 s.

6. Neyman, V.H. *Hidroprivody aviatsionnykh system upravleniia*. — M.: Mashinostroenie, 1973. — 200 s.

7. Inzhenernye issledovaniy zhidroprivodov letatelnykh apparatov. Pod red. D.N. Popova. — M.: Mashinostroenie, 1978. — 142 s.

8. Zaiionchkovskiy, G.I. *Otsenka dinamichekikh svoystv hidromekhanicheskikh sledyashchikh privodov po kharakteristikam ikh dinamicheskoy zhoskosti* // avtomatizatsiya vutobnichikh profesiy, 2004, №2, — S. 148-153.

9. Zaiionchkovskiy, G.I. *Otsenka stiykosti i pruzhnosti vlastivostey hidromekhanicheskikh rulevukh sledkuyuchukh privodiv* // Promislova hidravlika i pneumatika, №1 (11), 2006. — S. 53-58.

10. *Proektirovanie sledyaschikh privodov letatelnykh apparatov* / A.I. Bazhenov, N.S. Hamynin, V.I. Karev i dr.; Pod red. N.S. Hamynina. — M.: Mashinostroenie, 1981. — 312 s.

11. Obolenskiy, Yu. I. *Vvedenie v proektirovanie system aviatsionnykh rulevukh privodov* / Yu. I. Obolenskiy, S.F. Ermakov, G.V. Sukhorukov. — M.: Izd-vo IICP h. Moskvy "Okryzhuaya hazeta YUZAO", 2011. — 344 s.

12. Wang Zhanlin. *Airplane Fluid Drive and Servocontrol* / Wang Zhanlin, Li Peizi. — China National Defense Industry Press, 1980. — 530 p.

13. Ermakov, S.A. *Proektirovanie hidro-privodov letatelnykh apparatov* / V kn. S.A. Ermakov. *Proektirovanie hidravlicheskikh system mashin*. — M.: Mashinostroenie, 1992. — S. 12—19.

14. Polkovnikov, V.A. *Elektricheskie, hidravlicheskije i pnevmaticheskie apparaty i ikh predelnye dinamichekije voznozhnosti: uchebnyk* / V.A. Polkovnikov. — M.: MAI, 2002. — 452 s.

Надійшло 20.05.2013 року