

〈논 문〉 SAE NO. 953794

동력분기/순환구조 동력전달계의 정성적 성능 해석

Analysis on the Qualitative Performance of a Power Split/Circulation Transmission

임 원 식,* 이 동 준,** 이 장 무,*** 박 영 일****
W. S. Lim, D. J. Lee, J. M. Lee, Y. I. Park

ABSTRACT

To improve the efficiency of a power transmission system with slip elements, power split/circulation system is applied. The performance of a power split/circulation system varies widely by the change of the followings; the layout of system, the type and gear ratio of planetary gear, the performance of slip element, etc. Therefore, when one designs such a power transmission system or when one determines the economic/power mode of system, a certain performance prediction method is needed. In this study, the internal power flow pattern of a power split/circulation system is theoretically analyzed on several transmission systems. And an effective performance prediction method(so called performance locus diagram) is presented. By this method, the effects of design factors can be easily understood and the qualitative performances of system can be clearly evaluated.

주요기출용어 : Power Split/Circulation(동력분기/순환), Equivalent Slip Element(등가 슬립요소), Planetary Gear(유성기어), Equivalent Planetary Gear Ratio(등가 유성기어비), Performance Locus Diagram(성능 궤적도)

1. 서 론

현재 대부분의 승용차용 자동 변속장치는 엔

진, 토크 컨버터 그리고 기어박스를 직렬로 조합한 형태로서, 차량의 주행속도 및 기동 토크의 크기는 기어 박스 내의 변속비에 의해 결정된다. 이때 토크 컨버터는 엔진으로부터 기어 박스에 전달되는 동력을 변조시켜 전달 속도는 감소시키거나 전달 토크는 증대시키는 기능을 담당한다. 토크 컨버터와 같은 슬립 요소가 직렬로 연결된 동

* 기아자동차(주) 중앙기술연구소

** 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소

*** 정회원, 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소

**** 정회원, 서울산업대학교 기계설계학과

력전달계의 속도비, 토크비 그리고 전달 효율 등의 정성적인 성능은 슬립 요소의 성능에 비례하므로, 일정한 구조의 시스템의 성능 향상은 슬립 요소의 성능 향상을 통해서만 가능하다. 이러한 시스템 성능을 시스템 구조 변화를 통해 향상시키기 위해, 단일 슬립 요소를 갖는 동력 전달계 내의 동력흐름을 분기시키거나 순환시키는 구조가 제시된 바 있다. 1960년 Peter Bloch와 Raymond C. Schneider¹⁾는 simple planetary gear (SPG)와 3-element 토크 컨버터로 구성되는 다양한 동력분기/순환구조 시스템에 대해 해석을 수행하여, 시스템 속도, 토크 그리고 효율 등에 대한 장단점을 고찰하였으며, 유성 기어를 슬립 요소의 전방 또는 후방에 배치한 경우들에 대한 성능 특성과 유성기어의 유성기어비 변화에 의한 성능 민감도에 대해 고찰하였다. 또한 1973년 Waclawek²⁾은 이러한 연구를 발전시켜 유성기어의 연결 구조에 의한 성능 변화 외에도 토크 컨버터 내부 구조변화에 의한 시스템 성능 민감도를 고찰하였다. 슬립 요소 직결식의 성능은 간단한 슬립 요소 성능곡선으로 쉽게 판단할 수 있다. 그러나 동력분기/순환구조에서는 시스템 구조의 형상, 유성기어의 종류 및 유성기어비 등의 변화에 의해 내부 동력의 흐름 방향 및 크기가 다양하게 변화하므로, 시스템 성능과 슬립 요소 성능과의 관계를 명확히 밝히기가 어렵다. 따라서 동력순환/분기구조의 초기 설계 및 운전자의 요구에 따른 동력 전달 모드의 변경에 대한 설계시에는 다양한 구조의 시스템 성능들을 쉽게 파악할 수 있는 성능 평가 방법을 필요로 한다.

본 연구에서는 단일 슬립 요소를 갖는 다양한 동력분기/순환구조 동력전달계의 시스템 속도비, 토크비 그리고 전달 효율 등의 정성적 출력 성능에 대해 이론적인 해석을 수행하고, 시스템 성능과 슬립 요소 성능과의 관계를 명확히 파악할 수 있는 해석 방법을 제시한다. 동력분기 또는 순환 현상에 대한 설계 요인들의 영향도를 몇가지 구조를 예로 들어 체계적으로 고찰하고, 동력 전달 형태 변화에 의한 성능 변화를 이론적으로 해석한다.

2. 유성기어의 동적 모델링

2.1 단순 유성기어

단순 유성기어(Simple Planetary Gear, 이하 SPG로 표시)의 모델링은 유성기어의 세 회전요소(링기어, 선기어, 캐리어) 각각의 회전 속도 관계식과 토크 관계식으로 표현된다. 모델링을 위해 먼저 회전 요소들의 회전 속도 및 토크의 부호를 Fig.1과 같이 정한다. 링기어, 선기어, 캐리어의 잇수를 각각 z_r, z_s, z_c 라 할 때 SPG의 유성기어비는 보통 다음과 같이 정의된다.

$$R_{spg} \equiv \frac{z_s}{z_r} = \frac{r_s}{r_r} \quad (1)$$

Fig.1(b)에서 각 요소의 회전 속도들은 같은 기준 좌표계에 대한 각속도들로, Ω_p, Ω_c 는 각각 캐리어의 자전 속도와 공전 속도를 나타낸다. SPG의 기본적인 속도 관계는 Fig.1(b)의 각 회전 속도들을 캐리어에 대한 상대 회전 속도로 생각하여 정리한 다음의 식으로 표현되며

$$-r_s(\Omega_s - \Omega_c) = r_r(\Omega_r - \Omega_c) = \frac{r_r - r_s}{2}(\Omega_p - \Omega_c) \quad (2)$$

최종식은 다음과 같다.

$$(1 + R_{spg})\Omega_c = \Omega_r + R_{spg}\Omega_s \quad (3)$$

$$(1 - R_{spg})\Omega_p = \Omega_r - R_{spg}\Omega_s \quad (4)$$

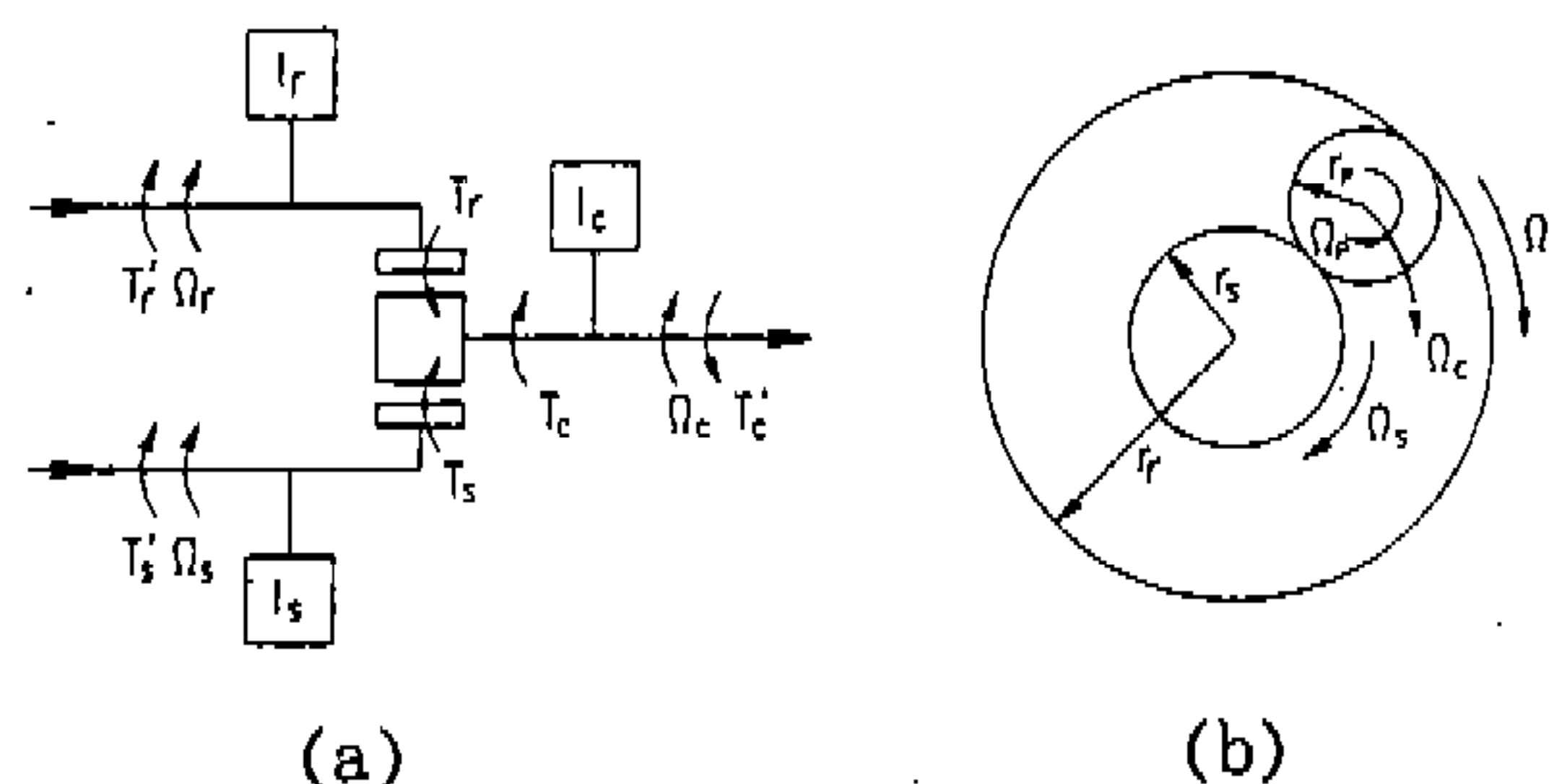


Fig.1 Schematic diagram of a simple planetary gear set

SPG의 토크 관계식은 Fig.1에 대한 다음의 운동 방정식으로부터 유도된다(여기서 I_p 는 캐리어의 자전 관성을 나타낸다).

$$T_s \equiv T'_s - I_p \dot{\Omega}_s \tag{5}$$

$$T_r \equiv T'_r - I_p \dot{\Omega}_r \tag{6}$$

$$T_c \equiv T'_c + I_c \dot{\Omega}_c = T_s + T_r \tag{7}$$

$$I_p \dot{\Omega}_p = \frac{1 - R_{spg}}{2R_{spg}} (R_{spg} T'_r - T'_s) \tag{8}$$

이때 식 (4)의 양변을 시간 미분한 후, 식 (5), (6)을 이용하여 식 (8)의 캐리어 자전 관성에 대한 식을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{I_r}{1 - R_{spg}} \left(\frac{I_p}{I_r} + \frac{(1 - R_{spg})^2}{2} \right) \dot{\Omega}_r \\ & - \frac{R_{spg} I_s}{1 - R_{spg}} \left(\frac{I_p}{I_s} + \frac{(1 - R_{spg})^2}{2R_{spg}^2} \right) \dot{\Omega}_s \\ & = \frac{1 - R_{spg}}{2R_{spg}} (R_{spg} T'_r - T'_s) \end{aligned} \tag{9}$$

윗식 좌변의 관성항에서 캐리어의 자전 관성을 무시할 수 있는 조건은 식 (10)과 같으며, 캐리어 자전 관성을 무시한 토크 관계식은 식 (8)로부터 식 (11)과 같이 정리된다.

$$\frac{(1 - R_{spg})^2}{2} \gg \frac{I_p}{I_r}, \frac{(1 - R_{spg})^2}{2R_{spg}^2} \gg \frac{I_p}{I_s} \tag{10}$$

$$T_s = R_{spg} T_r \tag{11}$$

식 (10)에 의해 캐리어 자전 관성을 무시할 수 있는 조건은 외력과 시스템 동적 변수의 거동과 관계없고, 시스템 파라미터인 링기어, 선기어의 관성 및 유성기어비에만 관계함을 알 수 있다. 자전관성을 무시하면 링기어와 선기어의 토크 방향은 언제나 일정하며, 두 토크의 크기는 일정비를 갖는다. 토크의 방향이 동력 흐름의 방향을 뜻하는 것은 아니나, Fig.1과 같이 세 회전

요소의 회전 방향이 주어진 경우에는 링기어, 선기어의 토크 방향이 동력 흐름의 방향과 동일하며, 캐리어에서 두 동력이 합쳐짐을 알 수 있다.

2.2 복합 유성기어

복합 유성기어(Double Pinion Planetary Gear, 이하 DPG로 표시)의 모델링을 위하여 먼저 회전 요소들의 회전 속도 및 토크의 부호를 Fig.2와 같이 정한다. 링기어, 선기어 및 두 캐리어의 잇수를 각각 $z_r, z_s, z_{p,1}, z_{p,2}$ 라 할 때 DPG의 유성기어비를 다음과 같이 정의한다.

$$R_{dpg} \equiv \frac{z_s}{z_r} = \frac{\tau_s}{\tau_r}, R_{p,1} \equiv \frac{z_{p,1}}{z_r}, R_{p,2} \equiv \frac{z_{p,2}}{z_r} \tag{12}$$

Fig.2(b)에서 각 요소의 회전 속도들은 같은 기준 좌표계에 대한 각속도들로, $\Omega_{p,1}, \Omega_{p,2}$ 는 각각 두 캐리어의 자전속도를 나타낸다. DPG의 기본적인 속도 관계는 Fig.2(b)의 각 회전 속도들을 캐리어에 대한 상대 회전 속도로 생각하여 정리한 다음의 식으로 표현되며

$$\begin{aligned} \tau_r(\Omega_r - \Omega_c) &= \tau_{p,2}(\Omega_{p,2} - \Omega_c) = -\tau_{p,1}(\Omega_{p,1} - \Omega_c) \\ &= \tau_s(\Omega_s - \Omega_c) \end{aligned} \tag{13}$$

최종식은 다음과 같이 정리된다.

$$(1 - R_{dpg})\Omega_c = \Omega_r - R_{dpg}\Omega_s \tag{14}$$

$$\begin{aligned} & R_{p,2}(1 - R_{dpg})\Omega_{p,2} \\ & = (R_{p,2} - R_{dpg})\Omega_r + R_{dpg}(1 - R_{p,2})\Omega_s \end{aligned} \tag{15}$$

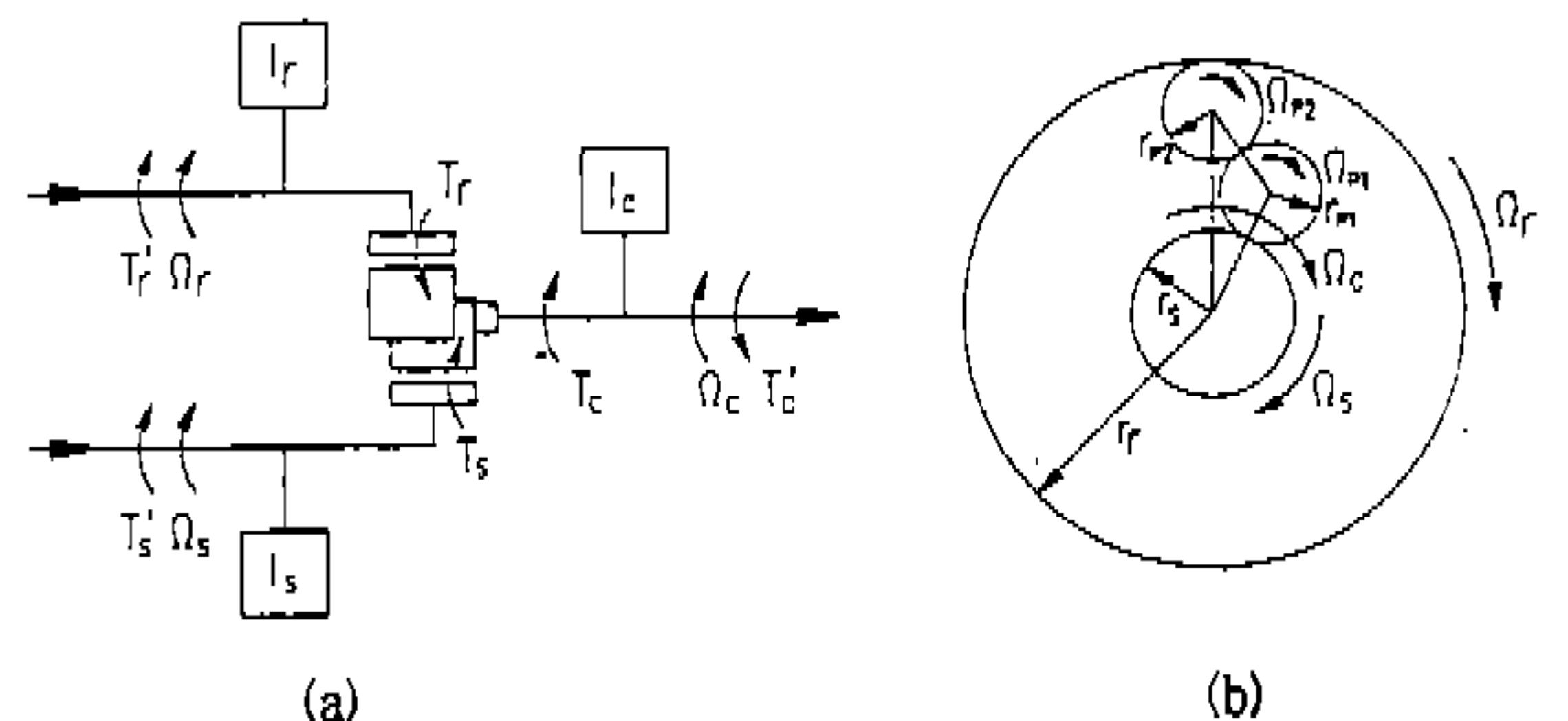


Fig.2 Schematic diagram of a double pinion planetary gear set

$$R_{A1}(1-R_{dpg})\Omega_{A1} = (R_{A1}+R_{dpg})\Omega_r - R_{dpg}(1+R_{A1})\Omega_s \quad (16)$$

다음으로 DPG의 토크 관계식은 식 (5)~(7)의 정의와 함께 Fig.2에 대한 운동 방정식으로부터 다음과 같이 유도된다(여기서 I_{A1} , I_{A2} 는 두 캐리어의 자전 관성을 나타낸다).

$$\frac{I_{A2}}{R_{A2}} \dot{\Omega}_{A2} - \frac{I_{A1}}{R_{A1}} \dot{\Omega}_{A1} = T_r + \frac{T_s}{R_{dpg}} \quad (17)$$

이때 식 (15), (16)의 양변을 시간 미분한 후, 식 (5), (6)을 이용하여 식 (17)의 캐리어 자전 관성에 대한 식을 정리하면 다음과 같다.

$$\left\{ \frac{I_{A2}}{R_{A2}^2}(R_{A2}-R_{dpg}) - \frac{I_{A1}}{R_{A1}^2}(R_{A1}+R_{dpg}) + (1-R_{dpg})I_r \right\} \dot{\Omega}_r + \left\{ \frac{I_{A2}}{R_{A2}^2}R_{dpg}(1-R_{A2}) + \frac{I_{A1}}{R_{A1}^2}R_{dpg}(1+R_{A1}) + \frac{1-R_{dpg}}{R_{dpg}}I_s \right\} \dot{\Omega}_s = (1-R_{dpg})\left(T'_r + \frac{T'_s}{R_{dpg}}\right) \quad (18)$$

윗식 좌변의 관성항에서 캐리어의 자전 관성을 무시할 수 있는 조건은 식 (10)과 유사하게 정리될 수 있으며 이에 대한 식은 생략한다. 캐리어 자전 관성을 무시한 토크 관계식은 식 (17)로부터 다음과 같이 정리된다.

$$T_s = -R_{dpg} T_r \quad (19)$$

윗식으로부터 자전관성을 무시하는 경우의 DPG는 두 토크의 방향이 언제나 다름을 알 수 있다. Fig.2와 같이 세 회전 요소의 회전 방향이 주어진 경우에는 링기어 선기어의 토크 방향이 동력 흐름의 방향과 동일하며 캐리어에서 두 동력의 차가 출력 동력으로 나타난다.

3. 동력분기/순환구조의 모델링

동력분기/순환구조 동력전달계의 성능해석을 위해 Fig.3과 같이 동력원인 엔진으로부터 전달

되는 동력이 슬립요소를 갖는 임의의 폐회로의 동력 전달 구조를 거쳐 SPG, DPG와 같은 유성기어를 통해 출력되는 시스템을 고려한다.

Fig.3에서 $t_{r,j}$, $\omega_{r,j}$, η_j 등은 j 번째 슬립 요소의 토크 전달비, 회전 속도비 및 전달 효율 등을 나타내며, R 은 R_{spg} , R_{dpg} 와 같은 유성기어비를 나타낸다. 또한 β_j 는 j 번째 회전축의 증속비를 나타낸다.

본 절에는 Fig.3의 일반적인 폐회로 구조에서 유성기어와의 연결 형태를 다음과 같이 분류하여 각각의 정상 상태 동력전달특성을 해석하기 위한 시스템 모델링을 수행한다.

Fig.3에서 시스템 속도비, 시스템 토크비, 시스템 전달효율 등을 다음과 같이 정의한다.

$$\omega_{r,sys} \equiv \frac{\Omega_o}{\Omega_{eng}}, \quad t_{r,sys} \equiv \frac{T_o}{T_{eng}}, \quad \eta_{sys} \equiv t_{r,sys} \omega_{r,sys} \equiv \frac{T_o \Omega_o}{T_{eng} \Omega_{eng}} \quad (20)$$

3.1 등가 유성기어비의 고찰

Fig.3과 같이 유성기어 부위의 1, 2축들의 토크를 각각 $T_{sh,1}$, $T_{sh,2}$ 라 할 때, Table 1이 여섯 종류의 연결 구조를 갖는 유성기어의 동적 거동은 다음과 같이 정의되는 등가 유성기어비로 간단히 표현될 수 있다.

$$R_{eq} \equiv \frac{T_{sh,2}}{T_{sh,1}} \quad (21)$$

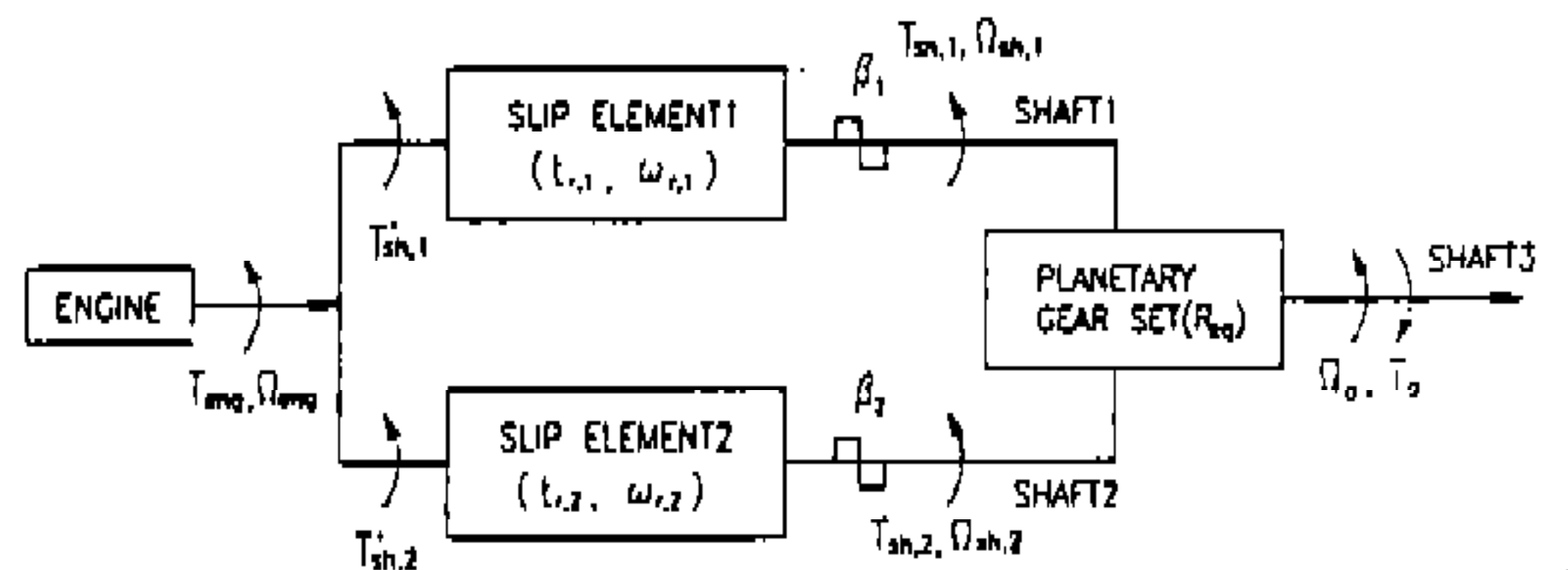


Fig.3 Schematic diagram of the power transmission which has arbitrary two slip elements

이러한 등가 유성기어비는 SPG, DPG 등의 유성기어 종류와 Table 1과 같은 유성기어 입출력 축과의 연결 형상에 따라 변하는 값으로서, 슬립 요소와 증속비의 영향을 무시한 경우 등가 유성기어비는 Table 2와 같이 요약된다.

슬립 요소와 감속비의 영향을 무시한 경우에는 유성기어의 세 회전 요소들의 회전 속도가 모두 같으므로 시스템의 속도비 및 토크비는 1을 유지하며 임의의 요소들의 동력 전달비는 토크비와 동일하다.

$$\omega_{r,sys} = t_{r,sys} = \eta_{sys} = 1 \quad (22)$$

이런 경우 Table 2의 결과로부터 SPG, DPG 두 종류의 유성기어는 모두 동력분기 및 순환구조를 가질 수 있으며, SPG에서는 동력 흐름의 모든 경우가 가능하나 DPG에서는 반시계 방향

Table 1 Several power transmission systems under consideration

Transmission label	Planetary gear type	Connection shaft		
		shaft 1	shaft 2	shaft 3
SPG1	simple planetary	ring	sun	carrier
SPG2	simple planetary	carrier	sun	ring
SPG3	simple planetary	ring	carrier	sun
DPG1	double pinion	ring	sun	carrier
DPG2	double pinion	carrier	sun	ring
DPG3	double pinion	ring	carrier	sun

Table 2 Performance of the transmission in Fig.3 without considering the effects of slip elements and gear ratios

Transmission label	Torque relation	Power flow type
SPG1	$T_{sh,2} = RT_{sh,1} > 0$	split
SPG2	$T_{sh,2} = -R/(1+R)T_{sh,1} < 0$	cw
SPG3	$T_{sh,2} = -(1+R)T_{sh,1} > 0$	ccw
DPG1	$T_{sh,2} = -RT_{sh,1} < 0$	cw
DPG2	$T_{sh,2} = R/(1-R)T_{sh,1} > 0$	split
DPG3	$T_{sh,2} = -(1-R)T_{sh,1} < 0$	cw

의 동력 순환이 일어나지 않음을 알 수 있다. 또한 Fig.3의 시스템 내부의 두 축에 전달되는 동력의 순환 방향은 R_{eq} 가 양의 값을 가지면 동력분기 시스템이 되며, 음의 값을 가질 경우 그 절대값이 1보다 크면 반시계 방향으로 동력이 순환하며, 1보다 작을 경우 시계 방향으로 동력이 순환됨을 알 수 있다. 즉 1,2축의 동력 전달비 및 전달 방향은 다음의 식에 의해 결정된다.

$$\frac{P_{sh,1}}{P_{eng}} = \frac{1}{1+R_{eq}}, \frac{P_{sh,2}}{P_{eng}} = \frac{R_{eq}}{1+R_{eq}} \quad (23)$$

즉 슬립요소와 증속비의 영향을 무시한 경우 시스템 각 부위의 토크비, 동력전달비, 동력 순환 방향 등의 동적 거동은 식 (21)로 정의되는 등가 유성기어비로 간단히 표현될 수 있다.

3.2 두 슬립 요소와 증속비의 영향을 고려한 시스템의 정상상태 성능 모델링

Fig.3의 슬립 요소와 증속 기어비가 존재하는 동력순환구조를 고려한다. 이때 증속 기어비의 영향은 슬립요소의 성능에 포함시켜 표현할 수 있으므로, 증속 기어비를 포함하는 각 등가 슬립 요소의 속도비와 토크비를 각각 $\omega'_{r,j}$, $t'_{r,j}$ 라 표시하고 두 등가 슬립요소의 속도비 및 토크비의 관계를 다음 변수로 정의한다.

$$\begin{aligned} t_{r,eq} &\equiv \frac{t'_{r,2}}{t'_{r,1}}, \omega_{r,eq} \equiv \frac{\omega'_{r,2}}{\omega'_{r,1}}, \omega'_{r,j} \equiv \beta_j \omega_{r,s} \\ t'_{r,j} &\equiv \frac{t_{r,j}}{\beta_j} \end{aligned} \quad (24)$$

이때 Fig.3의 시스템 속도비, 시스템 토크비 및 시스템 전달 효율은 다음과 같다.

$$\omega_{r,sys} = \frac{\Omega_o}{\Omega_{eng}} = \frac{\omega'_{r,1} + R_{eq} \omega'_{r,2}}{1 + R_{eq}} \quad (25)$$

$$t_{r,sys} = \frac{T_o}{T_{eng}} = \frac{1 + R_{eq}}{(1/t'_{r,1}) + R_{eq}(1/t'_{r,2})} \quad (26)$$

$$\eta_{sys} = t_{r,sys} \omega_{r,sys} = \frac{t_{r,eq} \eta_1 + R_{eq} \eta_2}{t_{r,eq} + R_{eq}} \quad (27)$$

다음으로 시스템의 동력 순환에 대해 고찰한다. Fig.3의 유성기어 부분의 동력 분배점에서는 등가 유성기어비에 의해 전달되는 토크의 비가 일정하나 동력원으로부터 전달되는 동력이 분배되는 점에서는 두 축의 회전 속도의 비가 일정하게 유지된다. 이러한 두 분배점에서 동력 분배비는 서로 다른데, 이는 동력원으로 전달된 동력이 각 축을 통해 전달되는 과정에서 슬립요소에 의해 손실되는 양이 존재하기 때문이다. 먼저 유성기어 부위에서의 동력 분배비는 다음의 식으로부터 결정된다.

$$P_{ratio} \equiv \frac{P_{sh,2}}{P_{sh,1}} = \left(\frac{T_{sh,2}}{T_{sh,1}} \right) \left(\frac{\Omega_{sh,2}}{\Omega_{sh,1}} \right) = R_{eq} \omega_{r,eq} \quad (28)$$

윗식에 의해 유성기어 부위에서의 동력 분배비는 상수의 등가 유성기어비와 등가 슬립 요소들의 속도비에 관계함을 알 수 있다. 그러나 각 축에서의 동력 흐름 방향은 식 (28)에 의해 결정되지 않으며, 동력원으로부터 전달되는 동력이 분배되는 부위에서의 역학 관계에 의해 결정된다. 즉 Fig.3에서 엔진으로부터 두 슬립 요소에 가해지는 토크들을 각각 $T'_{sh,1}$, $T'_{sh,2}$ 라 할 때 이들의 값은 다음과 같이 정리될 수 있고

$$\frac{T'_{sh,1}}{T_{eng}} = \frac{t'_{r,2}}{R_{eq}t'_{r,1} + t'_{r,2}}, \quad \frac{T'_{sh,2}}{T_{eng}} = \frac{R_{eq}t'_{r,1}}{R_{eq}t'_{r,1} + t'_{r,2}} \quad (29)$$

동력 분배점에서의 세 회전축의 회전속도는 동일하므로 각 축으로 전달되는 동력량의 비는 윗식으로부터 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\frac{P'_{sh,1}}{P_{eng}} = \frac{T'_{sh,1}}{T_{eng}} = \frac{t_{r,eq}}{R_{eq} + t_{r,eq}},$$

$$\frac{P'_{sh,2}}{P_{eng}} = \frac{T'_{sh,2}}{T_{eng}} = \frac{R_{eq}}{R_{eq} + t_{r,eq}} \quad (30)$$

식 (23)은 윗식에 $t_{r,eq}=1$ 을 대입하여 표현되는 특수한 경우라고 할 수 있다. 윗식에 의해 시스템의 각 축에 전달되는 동력의 비 및 그 흐름 방향은 등가 유성기어비와 등가 슬립 요소의 토크비들에 의해 결정됨을 알 수 있다. 윗식을 이용하여 입력 동력의 동력 분배점에서의 동력 전달비를 나타내면 다음과 같다.

$$P_{ratio} \equiv \frac{P'_{sh,2}}{P'_{sh,1}} = \frac{R_{eq}}{t_{r,eq}} \quad (31)$$

식 (25)~(31)의 결과들은 Fig.4와 같이 하나의 성능 곡선으로 간단히 표현될 수 있는데, Fig.4는 Fig.3의 일반적인 구조에서 두 슬립 요소를 같은 성능을 갖는 토크 컨버터로 생각하여 Table 2의 여섯 종류가 구조 중에서 SPGI을 예로 들어 개략적으로 도시한 것이다. 여기서 등가 유성기어비 및 증속비는 다음과 같이 가정하였다.

$$R_{eq}=0.3, \beta_1=1.25, \beta_2=-0.8 \quad (32)$$

Fig.4에서와 같이 Fig.3의 일반적인 형태의 시스템 속도비 및 토크비 등의 시스템 작동점은 식 (25), (26)등에 의해 두 슬립 요소 작동점들의

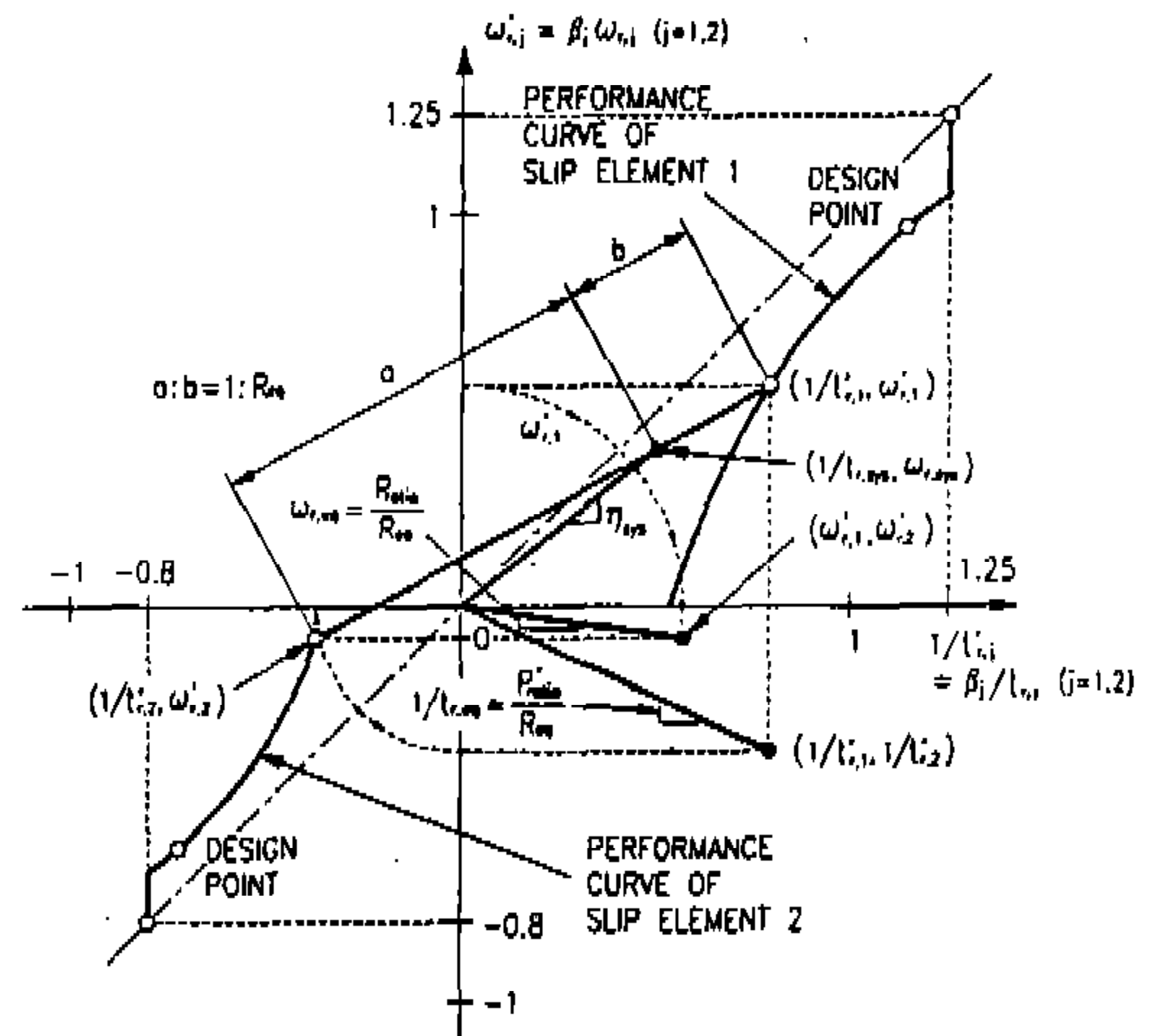


Fig.4 Performance locus diagram of a general power split/circulation transmission

등가 유성기어비 R_{eq} 에 대한 내분점($R_{eq} > 0$ 인 경우) 및 외분점($R_{eq} < 0$ 인 경우)으로 결정된다고 생각할 수 있는데, 결정되는 시스템 작동점은 시스템 속도비 및 시스템 토크비를 나타낸다. 좌표계의 원점 O 에서 슬립 요소의 작동점을 이은 직선의 기울기는 슬립 요소의 단품 효율을 나타내며, 원점 O 에서 시스템 작동점을 이은 직선의 기울기는 시스템 효율을 나타낸다. 시스템 효율은 식 (27)에서와 같이 두 슬립 요소 단품효율들의 등가 유성기어비 R_{eq} 와 두 슬립 요소들의 등가 토크비 $t_{r,eq}$ 들에 대한 내/외분점으로 결정된다. Fig.4는 SPGI을 예로 든 것으로서 $R_{eq} > 0$ 이고 $t_{r,eq} < 0$ 이므로 시스템 효율은 두 슬립 요소들의 단품 효율들의 내분점으로 결정되어, Fig.4에서와 같이 두 슬립 요소들의 단품 효율보다 큼을 알 수 있다. 대개의 경우, 동력 전달 시스템 대부분의 동적 거동 영역에서 단품 효율 및 시스템 효율은 1이하의 값을 가지므로 각각의 효율을 나타내는 원점 O 에서의 직선들의 기울기 또한 1이하의 값을 가져야 한다. 그러나 두 슬립 요소 가운데 어느 하나의 효율이 1인 점에서 작동하는 경우에는 다른 하나의 슬립 요소의 작동점도 언제나 효율 1인 점에 놓이게 되어 시스템 효율도 1이 되는데, 이러한 상태는 동력전달 시스템에 부가되는 부하량이 없는 특수한 경우에만 가능하다. 이밖에 토크 컨버터와 같은 슬립 요소의 최대 효율점을 뜻하는 설계점(design point)은 원점 O 를 지나며 슬립 요소의 성능 곡선에 접하는 접선의 접점으로 결정될 수 있다.

두 슬립 요소의 등가 속도비인 $\omega_{r,eq}$ 는 등가 유성기어비와 함께 유성기어 부위에서의 동력 분배비 P_{ratio} 를 나타내며 두 슬립 요소의 등가 토크의 역수인 $1/t_{r,eq}$ 는 등가 유성기어비와 함께 입력 동력 분배점에서의 동력 분배비 P'_{ratio} 를 나타낸다. 그러나 각 축에서의 동력 흐름방향은 식 (31)에 의해 결정된다. Fig.4에서 $R_{eq} > 0$ 이고, $\omega_{r,eq}$, $1/t_{r,eq}$ 등이 음의 값을 가지므로 동력 분배비 P_{ratio} , P'_{ratio} 등은 음의 값을 갖게 되어 시스템 내부의 동력은 순환한다고 판단할 수 있다. 즉, SPGI은 Table 2와 같이 슬립 요소 및 증속비의 영향을 무시하는 경우에는 동력 분배 현상이 나

타나, 증속비의 부호를 변화시키면 동력 순환 현상이 나타나는 구조로 바뀔 수 있음을 알 수 있다.

증속비 β 의 변화에 의한 시스템 성능 변화는 Fig.4에서와 같이 증속비의 영향을 포함하는 등가 슬립 요소 성능 곡선의 확대/축소의 영향으로 고려될 수 있다. Fig.4에서 β_2 를 일정하게 유지한 상태에서 β_1 를 더욱 크게 한다면, 시스템의 작동점은 오른쪽 위로 움직일 것이며 따라서 시스템의 토크비는 감소하게 되며 속도비는 증가하게 될 것이다.

Fig.4의 성능곡선에서는 두 슬립 요소의 작동점이 결정될 수 없는데, 이러한 작동점은 동력원인 엔진 및 슬립 요소의 용량계수의 매칭으로 결정된다. 먼저 엔진, 슬립요소 및 시스템의 등가 용량 계수를 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} C_{eng} &\equiv \frac{T_{eng}}{\Omega_{eng}^2} & C_{lc,1} &\equiv \frac{T_{sh,1}}{\Omega_{eng}^2}, & C_{lc,2} &\equiv \frac{T_{sh,2}}{\Omega_{eng}^2}, \\ C_{sys} &\equiv C_{lc,1} + C_{lc,2} \end{aligned} \quad (33)$$

이때 엔진과 시스템의 용량 매칭에 의한 시스템의 작동점은 다음의 두 식으로 결정된다.

$$C_{eng} = C_{sys} = C_{lc,1} + C_{lc,2}, \quad \frac{C_{lc,2}}{C_{lc,1}} = R_{eq} \left(\frac{t'_{r,1}}{t'_{r,2}} \right) = \frac{R_{eq}}{t_{r,eq}} \quad (34)$$

이때 두 슬립 요소 각각의 작동점은 위의 식에 의해 다음과 같이 정리된다.

$$C_{lc,1} = \frac{t_{r,eq}}{t_{r,eq} + R_{eq}} C_{eng}, \quad C_{lc,2} = \frac{R_{eq}}{t_{r,eq} + R_{eq}} C_{eng} \quad (35)$$

이밖에 주행 부하량과 시스템의 성능 매칭은 다음의 식에 의해 결정된다.

$$\begin{aligned} C_{eng} &= \left(\frac{\omega_{r,sys}^2}{t_{r,sys}} \right) \left(\frac{T_o}{\Omega_o^2} \right) = \left(\frac{\omega_{r,sys}^2}{t_{r,sys}} \right) C_{drag} \\ &= \left(\frac{\eta_{sys}^2}{t_{r,sys}^3} \right) C_{drag} = \left(\frac{\omega_{r,sys}^3}{\eta_{sys}} \right) C_{drag} \end{aligned} \quad (36)$$

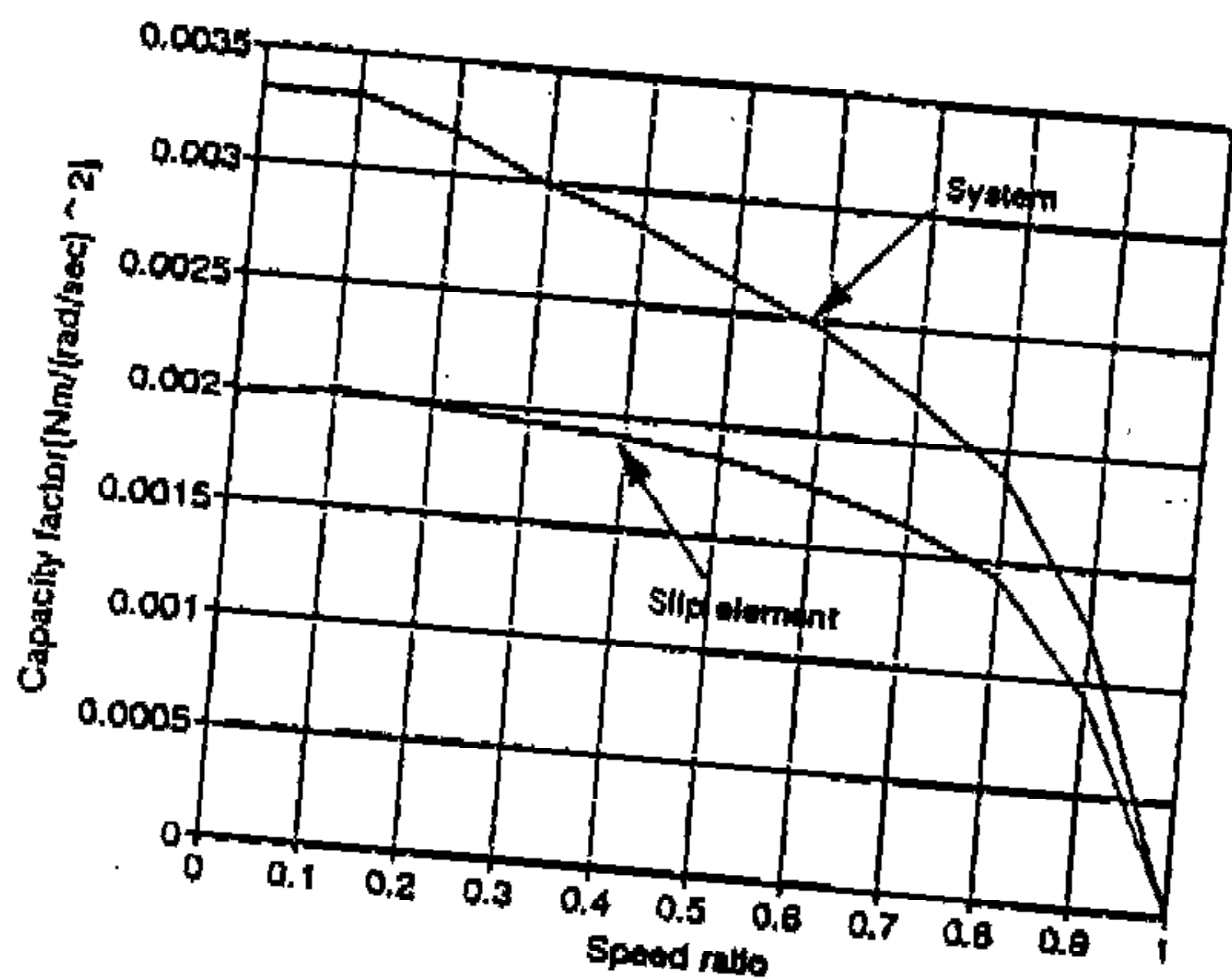


Fig.5 Capacity curves of a slip element and a system

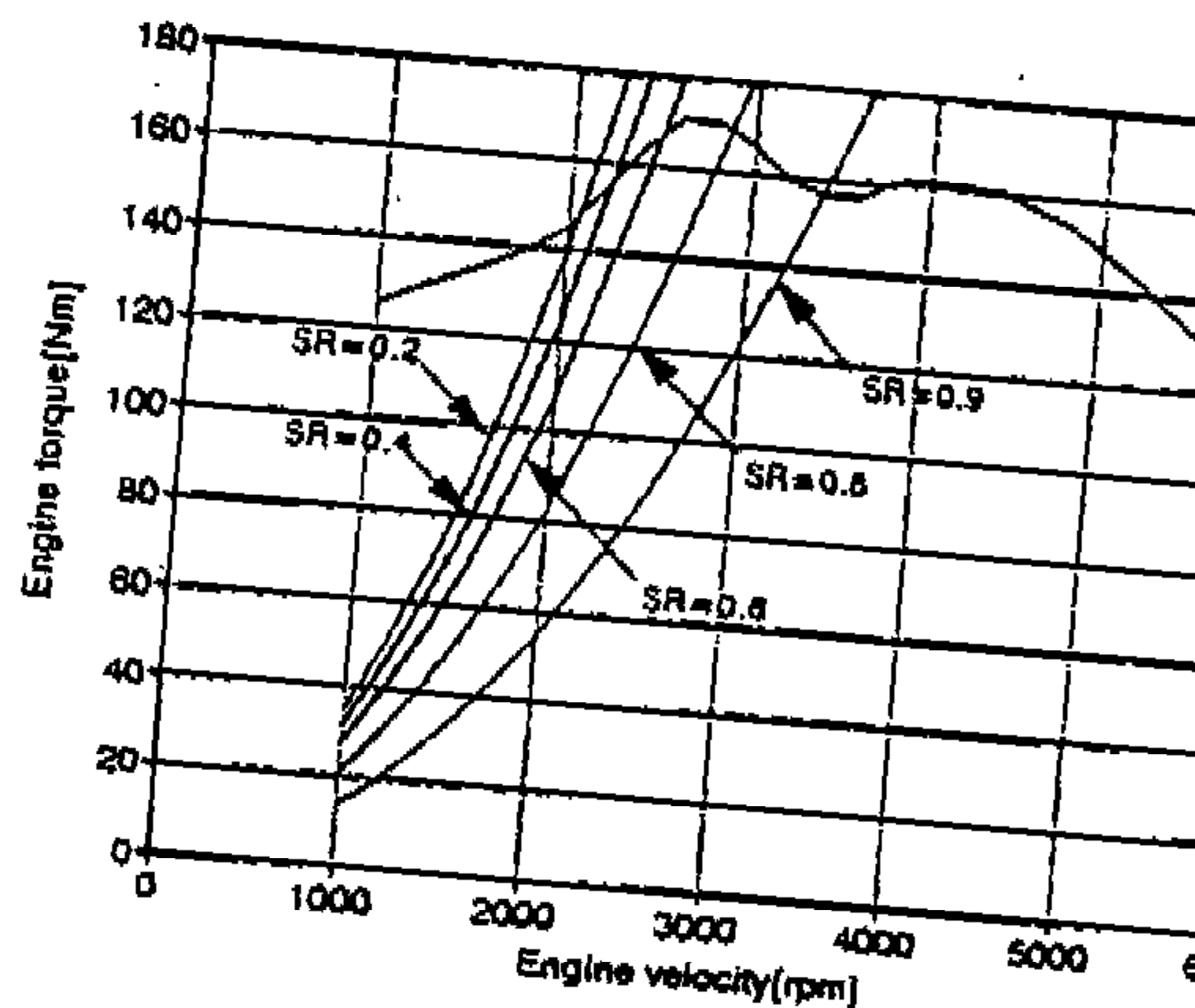


Fig.6 Engine operating points determined from capacity matching

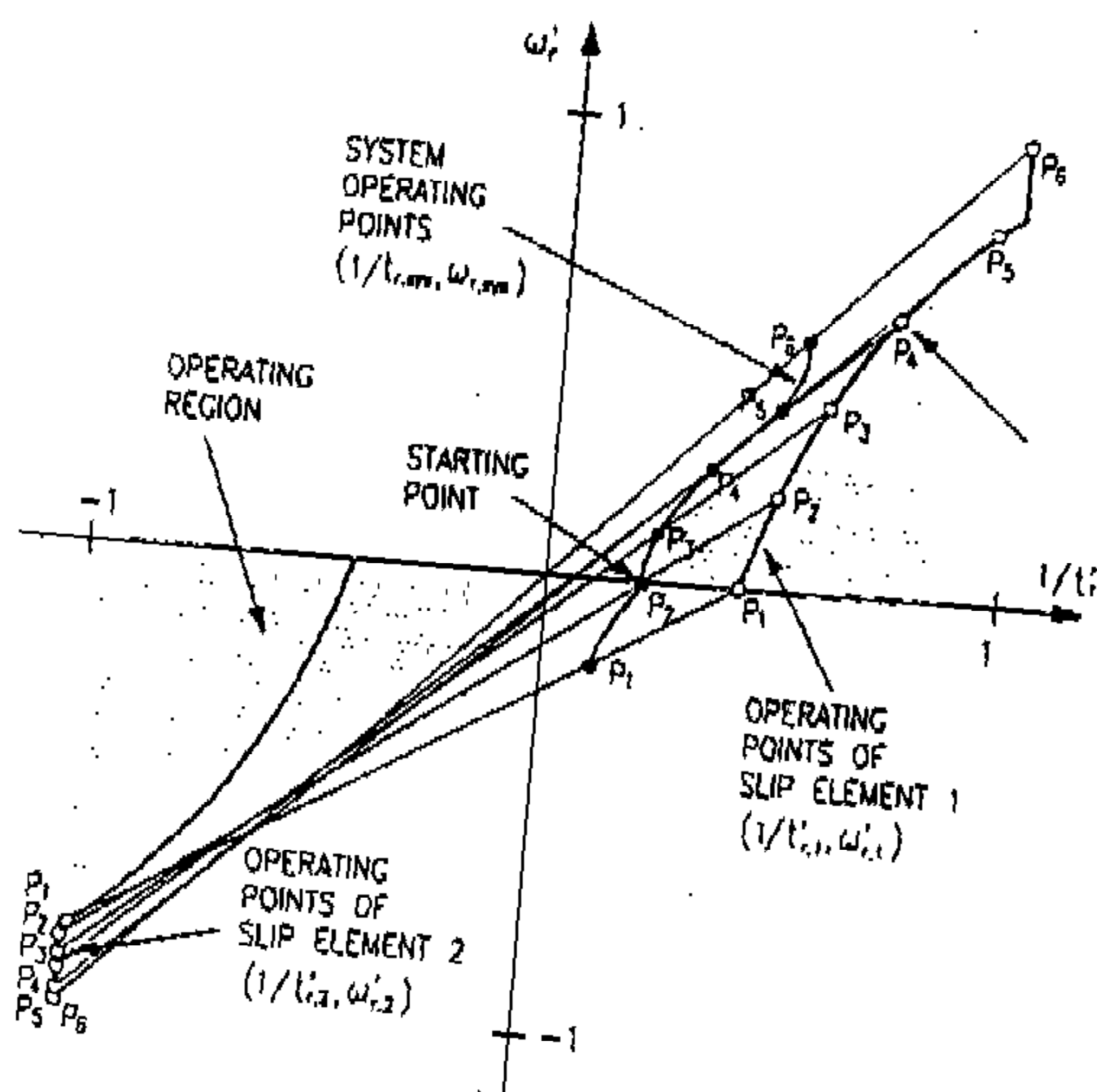


Fig.7 System operating points on performance locus diagram

Fig.5는 두 슬립 요소의 토크비와 용량 계수, 그리고 식 (34)에 의해 결정된 시스템 등가 용량 계수를 나타낸다. 또한 Fig.6은 시스템과 엔진의 용량 계수 매칭 결과를 엔진의 작동점을 중심으로 나타낸 것으로서 등가 유성기어비 및 증속비는 다음과 같이 가정하였다.

$$R_{eq} = 0.3, \beta_1 = 1, \beta_2 = -1 \quad (37)$$

Fig.7은 식 (34)의 성능 매칭식에 의해 결정

된 두 슬립 요소의 작동점들을 중심으로 시스템의 작동점의 변화 양상을 나타낸 것이다.

Fig.7에서 해칭이 된 영역은 시스템의 전달 효율이 양의 값을 갖는 경우를 나타내며 주행시의 부하 토크가 차량의 운동을 방해하는 방향으로 작동하는 경우이다. 이런 경우에는 차량계 내부에서 차량계 외부로 동력이 출력되는 경우라 할 수 있다. 이와 비교하여 시스템 전달효율이 음의 값을 갖는 영역은 주행시의 부하 토크가 차량의 운동을 돕는 방향으로 작동하는 경우로서 차량계 외부로부터 차량계 내부로 동력이 입력되는 경우라 할 수 있다. 슬립 요소가 없는 동력 전달계에서는 시스템 내부의 효율이 음의 값을 갖는 정상 상태가 불가능하나, 슬립 요소를 포함하는 시스템에서는 슬립에 의한 동력 손실량이 존재하기 때문에 음의 값을 갖는 시스템 효율이 존재한다.

차량이 정지한 상태에서의 작동점은 Fig.7의 P₂점으로서 두 슬립 요소에 해당하는 각각의 작동점은 스톨상태가 아님을 알 수 있으며, 시스템의 토크비는 두 슬립 요소들의 토크보다 언제나 크나 시스템 속도비는 두 슬립 요소들의 속도비보다 언제나 작음을 알 수 있다. 이러한 시스템 토크비의 증가는 기동성을 높이는 효과를 가지나, Fig.7과 같이 시스템 속도비의 영역이 축소되는 단점을 가짐을 알 수 있다. 또한 작동점들의 연결선이 1, 3, 4사분면을 통과하므로 시스템 효율은 두 슬립 요소들의 효율들보다 작음을 알

수 있다.

4. 단일 슬립 요소를 포함하는 시스템의 정상상태 성능해석 및 결과 고찰

본 절에서는 Fig.3의 시스템에서, 하나의 슬립 요소를 가지는 동력분기/순환 시스템의 정상상태 성능해석을 수행한다. Table 3은 Table 1의 기본적인 6가지 구조를 바탕으로 하여 수정된 시스템 구성 및 동력 순환 방향을 나타낸다.

Table 3 Power split/circulation of systems which have single slip element

	System	Slip element	β_1	β_2	Power flow type
Case1	SPG1	Shaft1	1	1	split
Case2	SPG2	Shaft1	1	1	cw
Case3	SPG3	Shaft2	1	1	ccw
Case4	DPG1	Shaft1	1	-1	split
Case5	DPG2	Shaft1	1	-1	cw
Case6	DPG3	Shaft1	1	1	cw

슬립 요소와 직결된 증속비 β 는 식 (24)에서와 같이 슬립 요소의 성능과 조합되어 등가의 슬립 요소의 성능으로 나타나며, 슬립 요소가 없는 축의 증속비 β 의 영향은 속도비 β , 토크비 $1/\beta$, 단품 효율 1인 가상의 등가 슬립 요소의 성능으로 고려될 수 있다. 이때 이러한 가상의 등가 슬립 요소의 성능 곡선은 Fig.4 및 Fig.7의 정성적 성능 좌표계에서 (β_1, β_2) 의 한 점으로 표시된다. 따라서 시스템의 정성적인 성능 해석에 있어 식 (34)와 같은 용량계수 매칭의 과정은 불필요하다. Table 3의 동력 전달 형태를 Table 2의 동력 전달 형태와 비교할 때 증속비 β_2 를 -1로 변화시킨 DPG1, DPG2의 성능들만이 서로 바뀐 것을 알 수 있는데, 이는 동력 전달 형태에 대한 슬립 요소의 성능의 영향도보다 증속비의 부호가 주요한 인자라는 것을 의미한다. Table 3의 각 경우에 대하여 정상 상태 성능 해석을 한 결과가 다음 Fig.8~Fig.13에 나타나 있다. 각각의 결과는 시스템의 성능들을 슬립 요소의 성능을 기준으로 표시한 것으로서 슬립 요소의 속도비 및 토크비가 양의 값을 갖는 영역에서의 성능들만을 도시하였다.

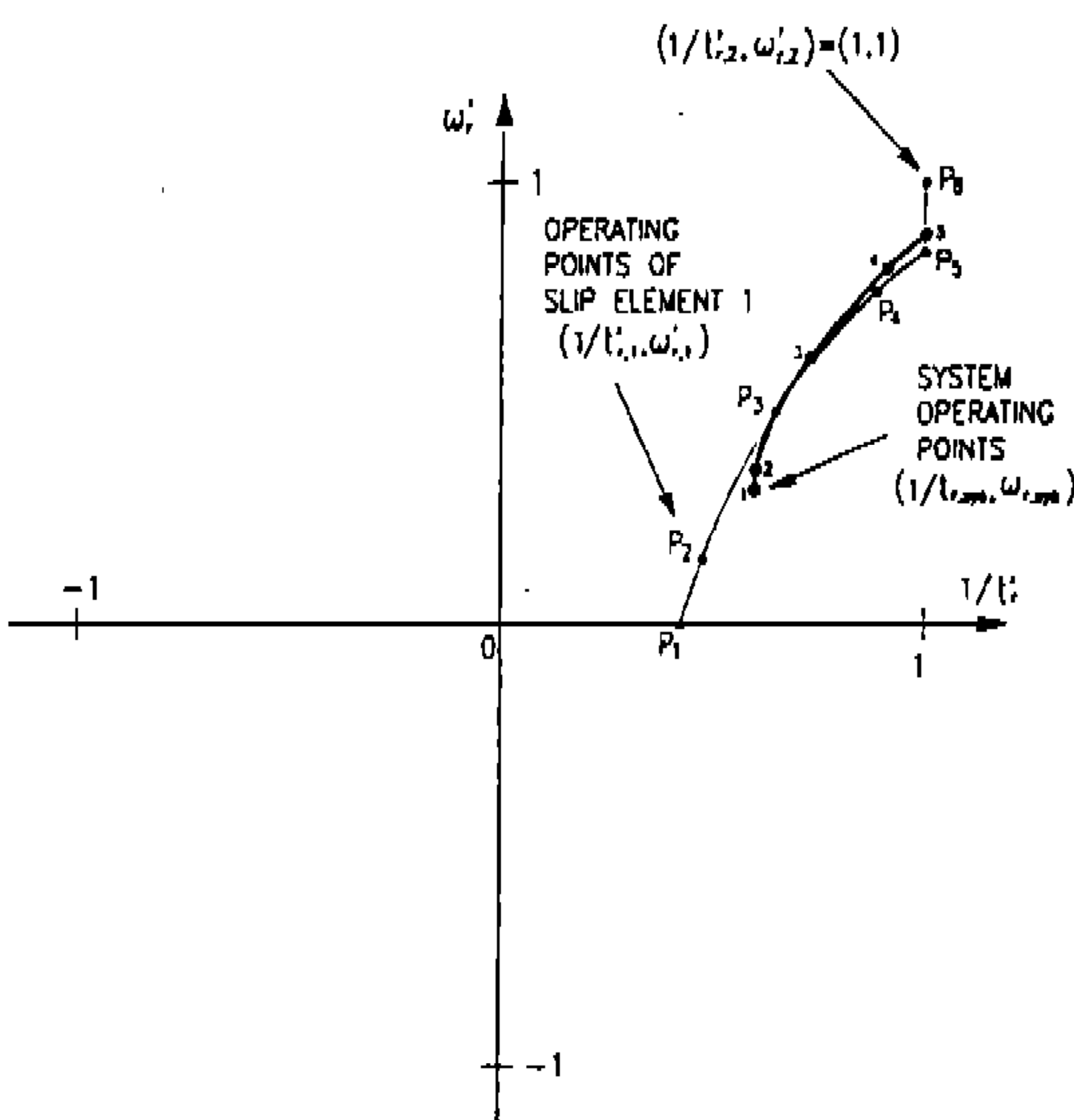


Fig.8 Performance locus diagram of a system(case 1)

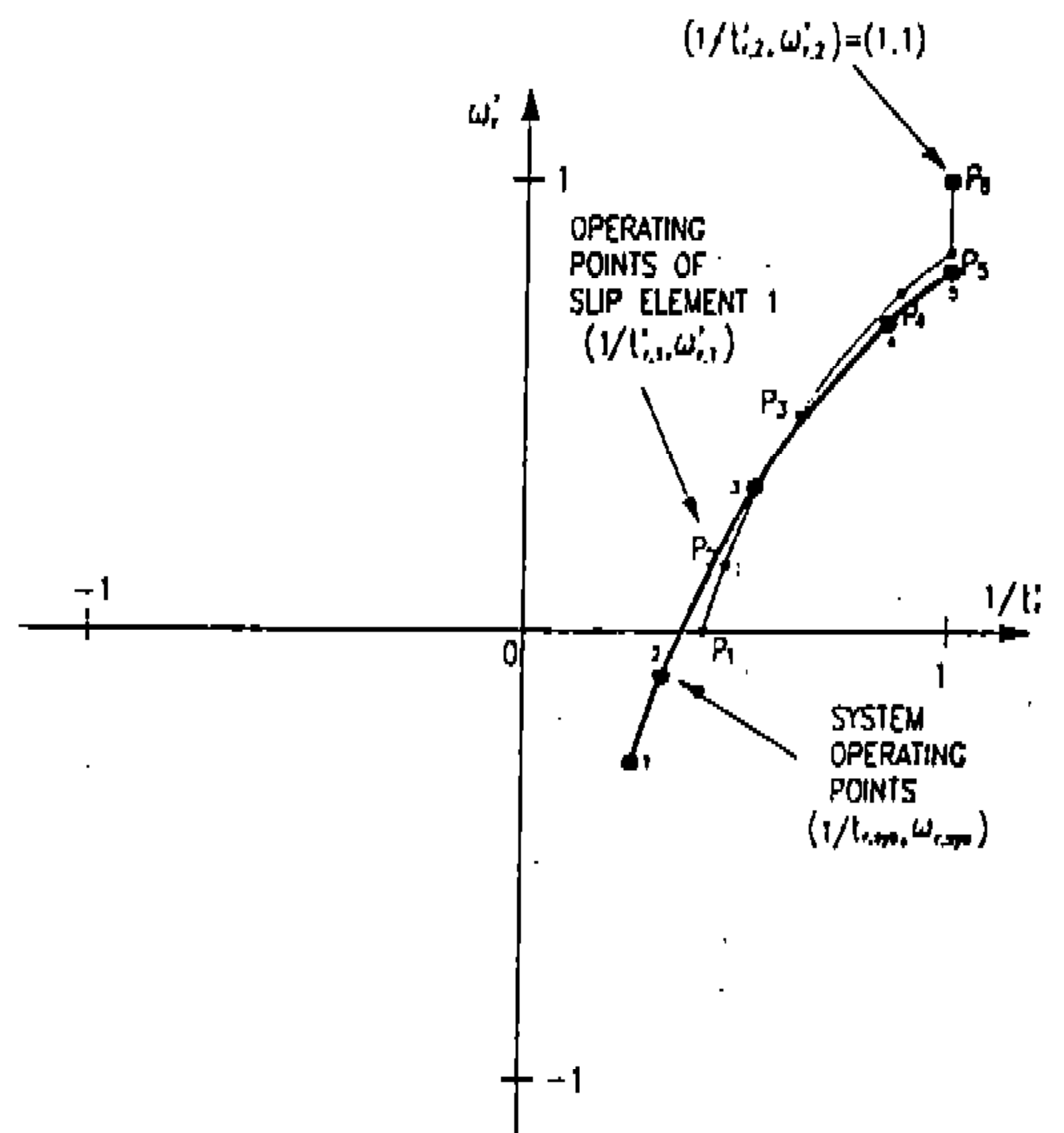


Fig.9 Performance locus diagram of a system(case 2)

Fig.8에서 차량의 속도가 증가한다는 것은 슬립 요소의 속도비가 커진다고 생각할 수 있고, 이는 시스템 속도비의 증가를 의미한다. 또한, 슬립 요소의 속도비가 0인 스톱상태에서 차량의 속도비는 양의 값을 가짐을 알 수 있고, 이는 차량이 정지했을 때 슬립 요소의 속도비는 음의 값을 가짐을 의미한다. Fig.8에서 슬립 요소의 속도비가 음의 값을 갖는 영역에서의 성능은 나타나 있지 않는데, 대개의 경우 음수의 속도비 영역 초반부에서의 슬립 요소 토크비는 스톱상태에서의 토크비보다 크다고 생각할 수 있으나, 음수의 속도비 영역 후반부에서는 토크비가 감소하는 경향을 띤다. 시스템의 전체 작동 영역에서 슬립 요소의 속도비는 시스템의 속도비보다 작으며, 토크비는 그와 반대의 양상을 가진다. 따라서 차량 출발시 가속 성능은 그다지 좋지 않음을 알 수 있다. 또한, 원점에서 시스템 작동점에 연결한 직선의 기울기로 표시되는 시스템 효율은 슬립 요소 단품의 효율보다 높음을 알 수 있는데, 이는 위의 시스템이 동력분기 시스템이기 때문이다.

Fig.9에서 시스템 속도비가 0이 되는 점에서

슬립 요소의 토크비는 스톱 토크비보다 작은 값을 가지며, 차량이 정지 출발할 때의 시스템 토크비는 슬립 요소의 토크비보다 크다. 또한 차량이 뒤로 밀리는 경우 시스템 속도비와 시스템 효율은 음의 값을 갖는데, 이 때 시스템 토크비의 증가는 슬립 요소의 토크비 증가보다 크므로 차량이 뒤로 밀리는 속도가 감소된다고 할 수 있다. 시스템 속도비 및 효율이 음의 값을 갖는 경우의 토크비는 차량이 뒤로 밀리는 운동을 억제하는 역할을 한다. 차량이 앞으로 진행하는 작동 영역은 시스템 속도비 및 효율이 양의 값을 갖는 경우라 할수 있는데, 슬립 요소의 작동점은 일정 속도비 이상에서 존재한다. 또한 이 시스템의 동력 전달 형태는 Table 3에서와 같이 순환 현상을 가지며 슬립 요소가 부착된 축에서의 동력 전달 방향이 양의 값을 가지므로 슬립 요소를 통과하는 동력은 엔진 출력 동력보다 크게 되고 시스템의 효율은 슬립 요소 단품 효율보다 낮게 된다.

Fig.10에서 시스템의 작동점은 슬립 요소의 대부분의 속도비 영역에서 음의 값을 가지므로 시스템의 속도 영역은 슬립 요소의 속도 영역보

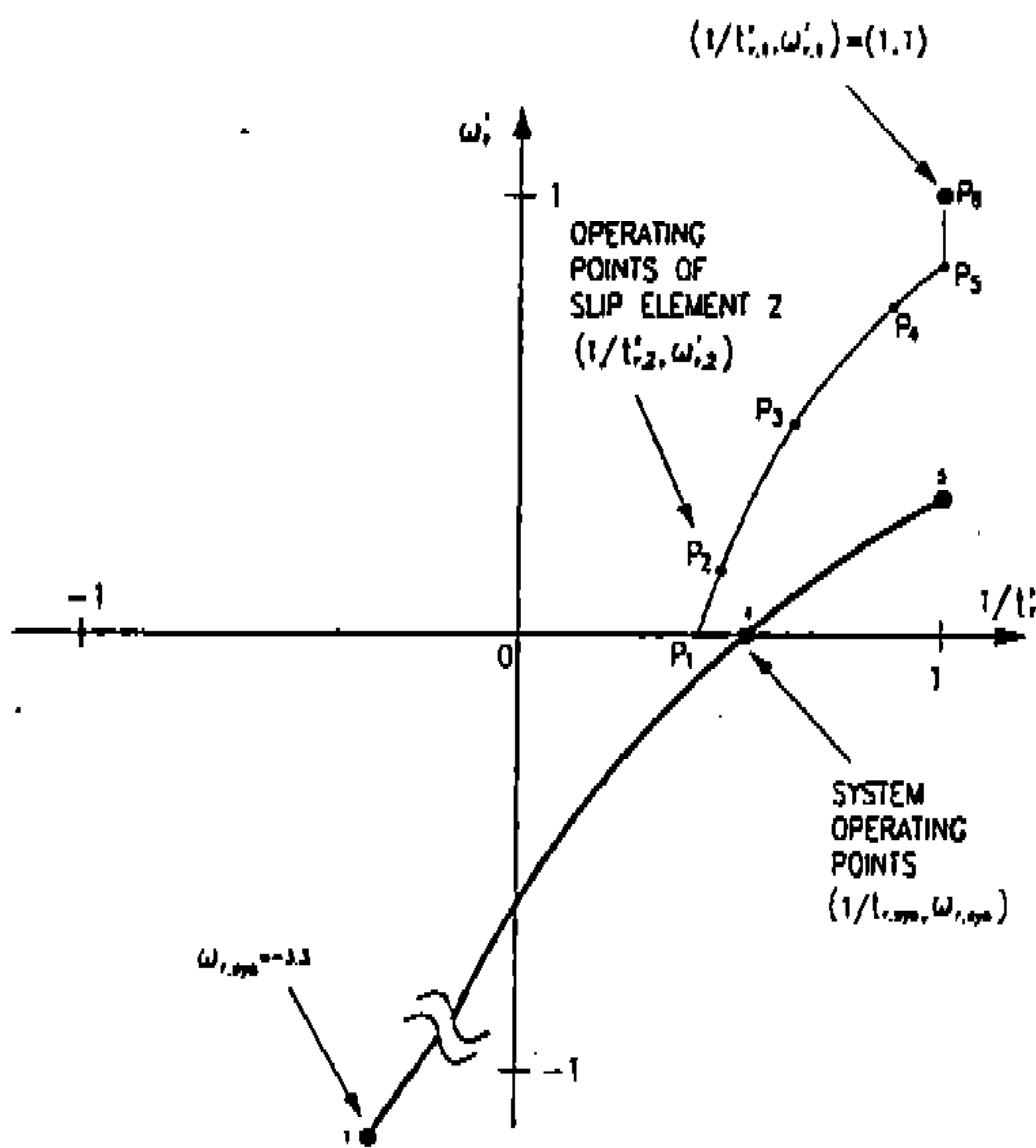


Fig.10 Performance locus diagram of a system(case 3)

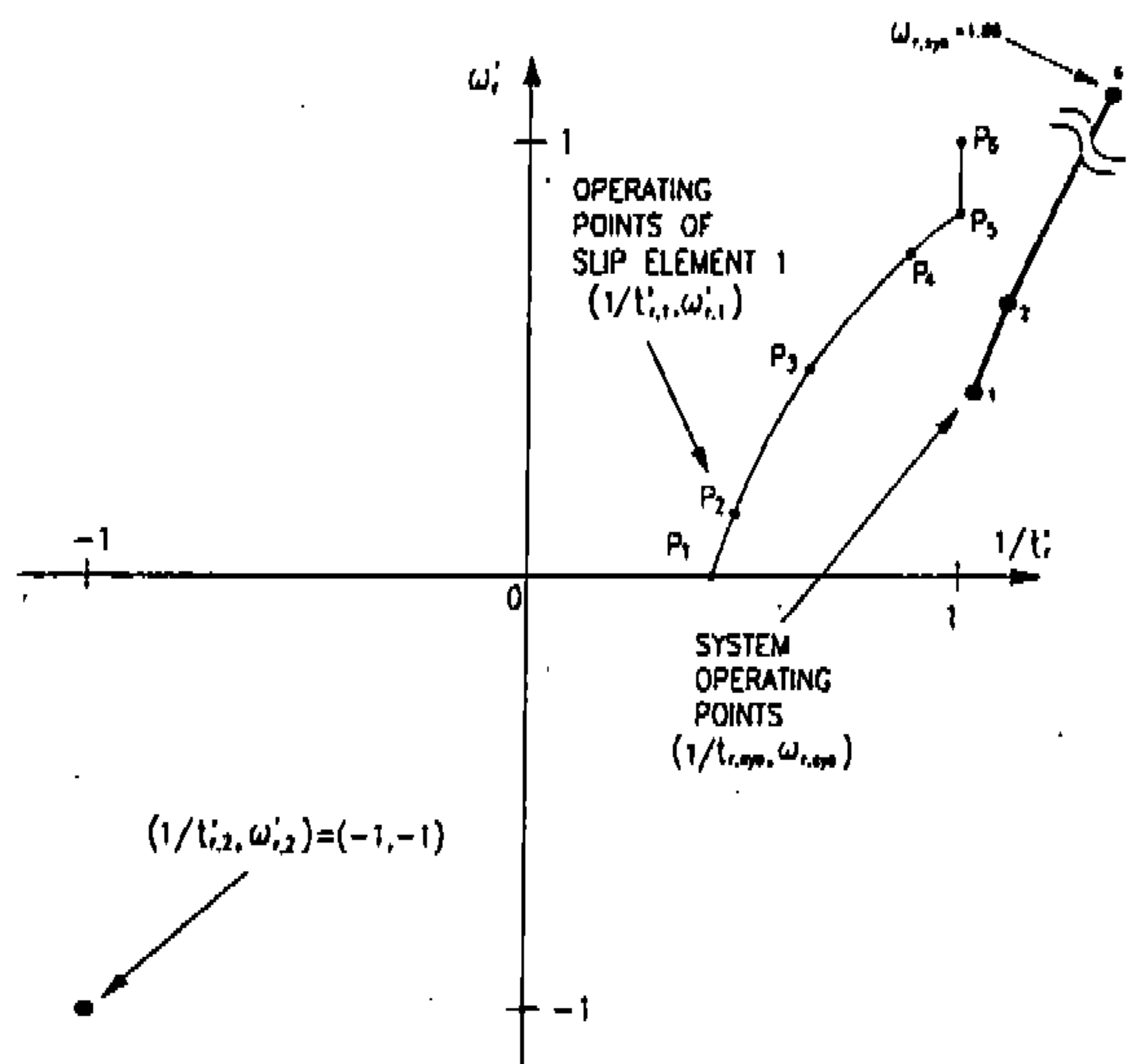


Fig.11 Performance locus diagram of a system(case 4)

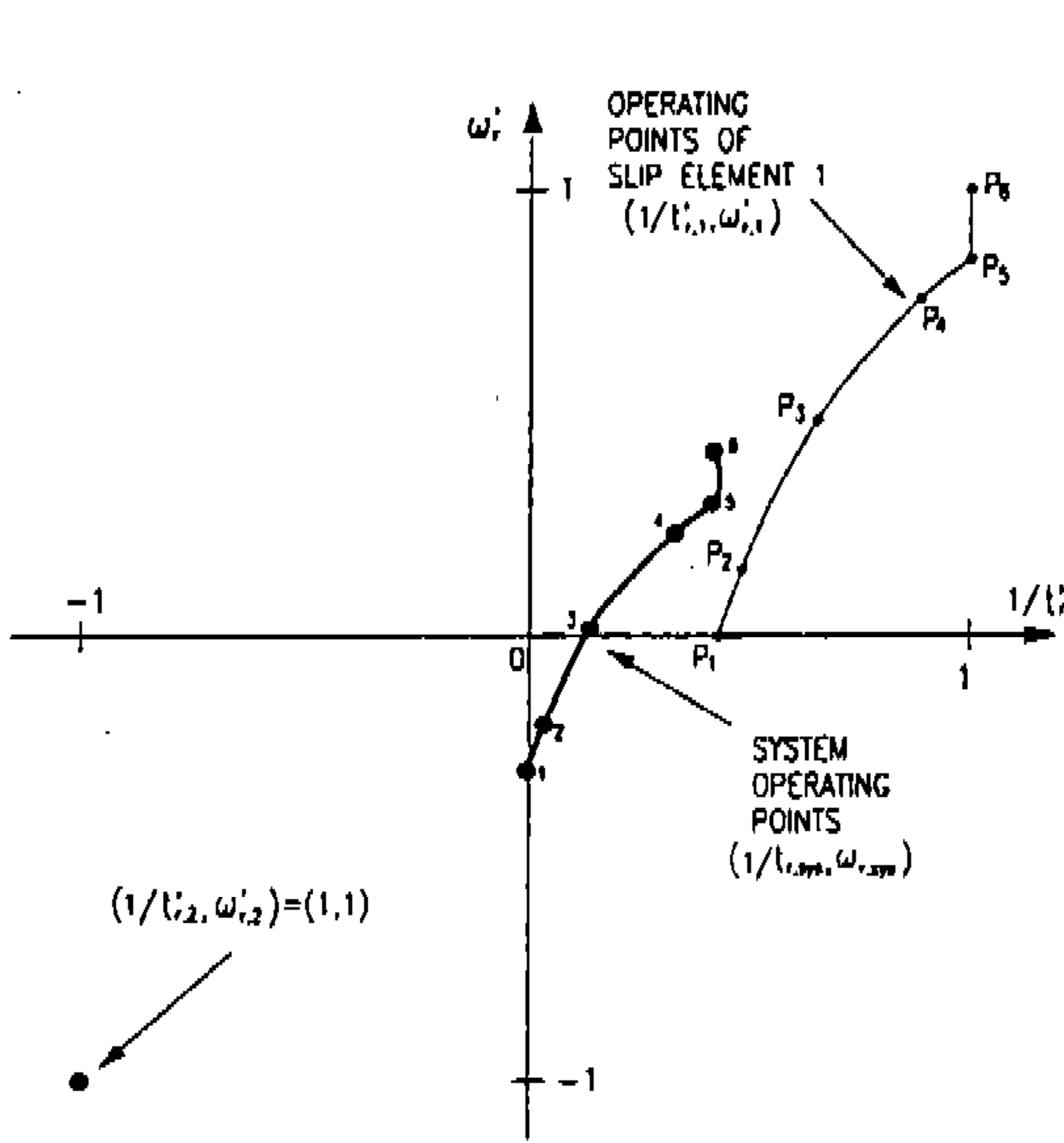


Fig.12 Performance locus diagram of a system(case 5)

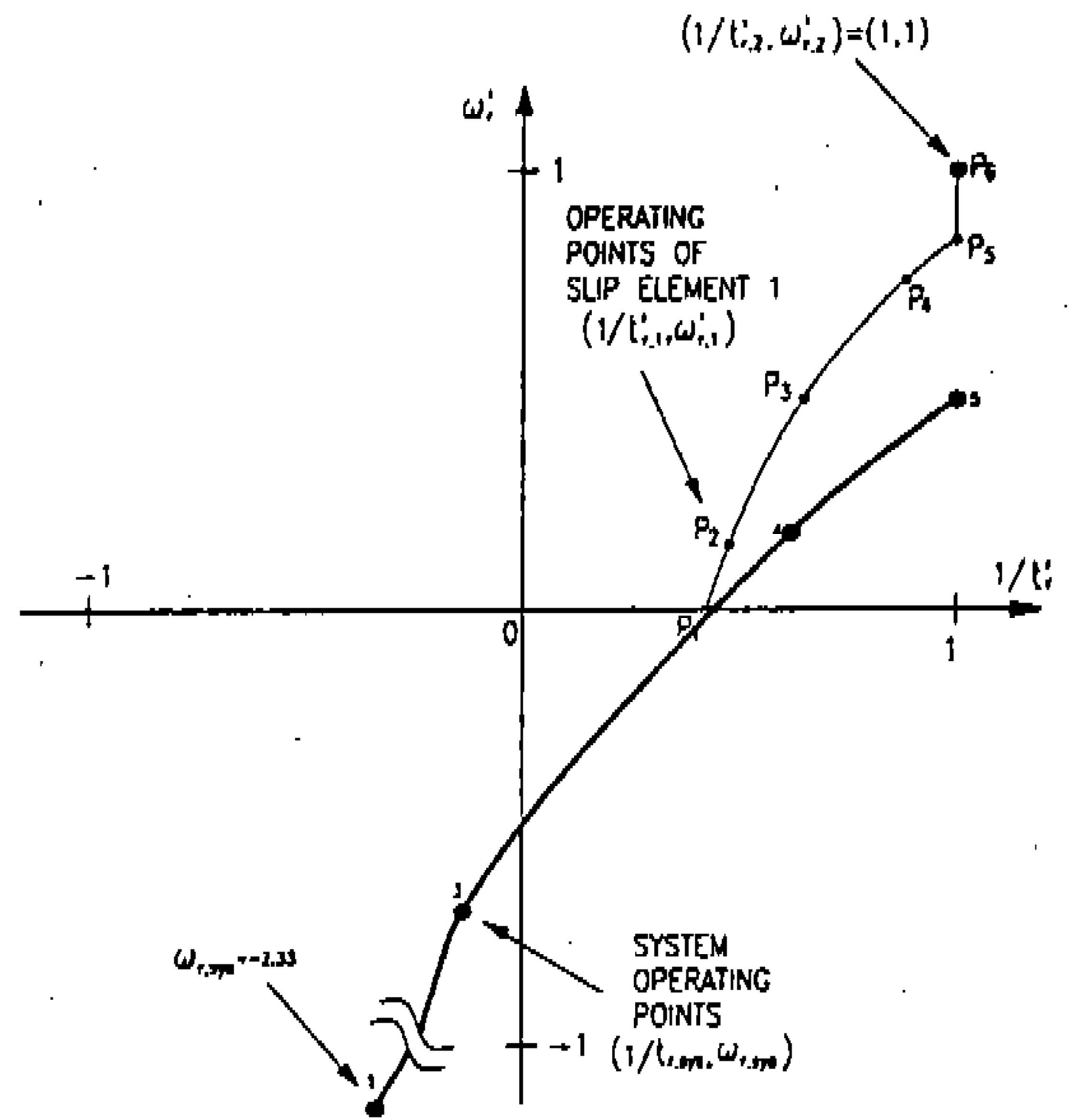


Fig.13 Performance locus diagram of a system(case 6)

다 매우 작아진다. 또한 Table 3에 의해 슬립 요소에 100% 이상의 동력이 전달되므로 시스템 효율은 슬립 요소 효율보다 낮아진다.

Fig.11에서 시스템 작동점은 양의 속도비에서 출발하여 속도비가 1보다 커지는 Over-drive 영역으로 확대 진행하며 시스템의 토크비는 슬립 요소 토크비보다 현저히 떨어지는 특징이 있다. Case 1의 경우와 마찬가지로 슬립 요소의 스톱 상태에서 시스템의 속도비는 양의 값을 가지며 차량 출발시 슬립 요소의 속도비는 음의 값을 가지나, 출발시의 슬립 요소 작동 영역은 불안정한 토크비 영역으로 변이할 가능성이 있어 정지 출발성이 불안하다고 할 수 있다. 이 시스템은 동력분기 시스템이므로 시스템 효율은 슬립 요소 단품 효율보다 커지게 된다.

Fig.12에서 차량 기동시 출발 토크비는 슬립 요소의 토크비보다 매우 크고 슬립 요소의 높은 효율 영역을 이용하므로 초반 기동성은 좋아진다. 그러나 시스템의 속도비 영역이 좁아지는 단점이 있다. 이 시스템은 Table 3에 의해 슬립 요소에 100% 이상의 동력이 전달되는 동력 순환의 경우이므로 시스템 효율은 슬립 요소 효율보

다 낮아진다.

Fig.13은 Case 3의 경우와 유사한 결과를 가지며, Case 3보다 출발시의 기동 토크비가 크며 양의 속도비 영역이 넓다. 또한 차량이 뒤로 밀리는 경우 저항력이 더욱 크다.

5. 결 론

본 연구를 통해 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서 제시한 동력분기/순환구조에서 동력 흐름의 방향을 결정짓는 1차적 요소는, 동가 유성기어비로 간단히 표현되는, 유성기어의 종류와 유성기어의 동력 연결 형상이며, 슬립 요소의 성능은 동력 흐름 방향에 큰 영향을 미치지 않는다. 또한 일정한 유성기어에 대해 증속비의 부호가 변하면 동력분기/순환 상태는 서로 바뀔 수 있다.
- 2) 일정구조의 시스템에서 증속비 β 의 영향은 본 연구에서 제시한 평가 방법으로 쉽게 파악할 수 있는데, 일반적으로 증속비 β 와

등가 유성기어비 R_w 는 각각 다른 영향을 주는 요인이며, 두 전달축의 증속비가 같은 비율로 변하는 경우 증속비의 영향은 등가 유성기어비 변화에 의한 영향과 동일하다.

- 3) 임의의 슬립 요소를 갖는 동력분기/순환구조 내의 작동점들은 슬립 요소들의 성능매칭에 의해 결정된다. 이러한 구조의 동력전달계는 하나의 등가 슬립 요소로 생각할 수 있는데, 단일 슬립 요소의 성능으로는 구현하기 어려운 성능 특성은 유성기어와 슬립 요소를 적절히 조합한 조합 구조의 성능 전달 특성 획득할 수 있다. 이러한 조합 구조의 등가 슬립 요소는 클러치 등에 의한 증속비, 유성기어 연결 형상의 변화가 가능하므로 유용한 성능 변화폭이 단일 슬립 요소보다 넓은 장점이 있다.
- 4) 본 연구에서 고찰한 몇 가지 구조에 대한 해석 결과, 저속도 영역에서는 Case 5, 중속도 영역에서는 Case 1, 고속도 영역에서는 Case 4의 구조가 적절하다고 생각된다.
- 5) 시스템의 정성적 성능은 슬립 요소의 성능과 등가 유성기어비에 의해 결정되는데, 본 연구에서 제시한 기하학적 성능 평가 방법을 이용하면 시스템 전체의 거동을 명확히 파악할 수 있는 장점이 있으며, 동력분기/순환구조의 초기 설계 단계 및 운전자의 요구에 따른 동력 전달 모드의 변경에 대한 설계시 유용하다고 할 수 있다.

후 기

이 연구를 지원하여 준 터보·동력기계 연구센터에 감사한다.

참 고 문 헌

1. Peter Bloch and Raymond C. Schneider, "Hydrodynamic Split Torque Transmissions", SAE Transaction Volume 68, 1960.
2. M. J. Waclawek, "Altering Hydrodynamic Torque Converter Performance", SAE 730001.
3. 임원식, 박영일, 이장무, "토크 컨버터의 모델링을 중심으로 한 변속과도특성 해석", 대한기계학회 논문집 제19권, 제1호, pp.132~141, 1995.
4. 조한상, "차량의 조향/제동에 의한 동력 전달계의 동적특성에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위논문, 1992. 2
5. 정순배, 강서익, "정유압 기계식 변속기 탑재 구동계의 성능해석", 제1회 전투차량 개발기술 학술대회 논문집, pp.484~492, 국방과학연구소, 1990. 10. 18~19