(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) **N° de publication :** **2 801 250**
(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

(21) **N° d'enregistrement national :** **00 13837**

(51) Int Cl[7] : **B 60 H 1/00**

(12) DEMANDE DE BREVET D'INVENTION A1

(22) **Date de dépôt :** 27.10.00.

(30) **Priorité :** 29.10.99 JP 99309962.

(43) **Date de mise à la disposition du public de la demande :** 25.05.01 Bulletin 01/21.

(56) **Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire :** *Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

(60) **Références à d'autres documents nationaux apparentés :**

(71) **Demandeur(s) :** *SANDEN CORPORATION* — JP.

(72) **Inventeur(s) :** KAMEI SATOSHI, INOUE ATSUO, TSUBOI MASATO et SUGAWARA KEI.

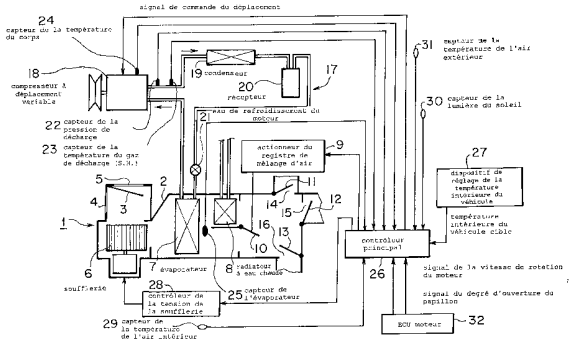
(73) **Titulaire(s) :**

(74) **Mandataire(s) :** CABINET JOLLY.

(54) SYSTEME DE CLIMATISATION POUR VEHICULES.

(57) L'invention concerne un système de climatisation pour véhicules.

Ce système de climatisation comprend un circuit de réfrigérant (17) ayant un compresseur à déplacement variable (18) et un échangeur thermique intérieur, des moyens de réglage de la température de l'échangeur thermique intérieur cible, des moyens de détection de la température de l'air du côté de sortie de l'échangeur thermique intérieur, des moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant, et des moyens de commande pour calculer et contrôler un déplacement du compresseur. Une première valeur et une deuxième valeur plus élevée que la première valeur sont fixées dans les moyens de commande pour l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant afin de restreindre une commande excessive du déplacement du compresseur. Lorsque l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant dépasse la première valeur prescrite, les moyens de commande contrôlent le déplacement du compresseur à deux positions des première et deuxième valeurs de commande.



FR 2 801 250 - A1

SYSTEME DE CLIMATISATION POUR VEHICULES

La présente invention concerne un système de climatisation pour véhicules utilisant un compresseur à déplacement variable à la place d'un compresseur à déplacement constant classique contrôlé par un fonctionnement marche/arrêt et, plus précisément, un système de climatisation pour véhicules qui peut supprimer une variation de la température de l'air soufflé et la survenance d'un choc du couple en contrôlant le déplacement du compresseur conformément aux informations d'une température présentant une capacité d'échange thermique d'un échangeur thermique et un état opérationnel d'un circuit de réfrigérant.

Un système de climatisation pour véhicules classique est construit, par exemple, comme représenté sur les figures 8 à 12. La figure 8 représente un exemple d'un cycle de refroidissement. Le système de climatisation 101 comprend un conduit d'air 102. Un orifice d'introduction d'air intérieur 104 et un orifice d'introduction d'air extérieur 105 sont ouverts à une position d'entrée du conduit d'air 102. Un registre de commutation 103 contrôle le rapport de la quantité d'air aspiré depuis l'orifice 104 vers cet orifice 105. L'air aspiré est envoyé dans le conduit d'air 102 par la soufflerie 106. Un évaporateur 107 est prévu à une position en aval de la soufflerie 106 en tant qu'un échangeur thermique intérieur pour refroidir l'air envoyé à travers le conduit d'air 102. Un radiateur à eau chaude 108 est prévu à une position en aval de l'évaporateur 107. L'eau de refroidissement du moteur circule dans le radiateur à eau chaude 108. Un registre de mélange d'air 110 est prévu à une position immédiatement en aval du radiateur à eau chaude 108. Le rapport de la quantité d'air traversant le radiateur à eau chaude 108 à celle contournant le radiateur 108 est contrôlé en ajustant un degré d'ouverture du registre de mélange d'air 110 actionné par un actionneur du registre de mélange d'air 109. L'air climatisé est envoyé à l'intérieur d'un véhicule via des orifices de décharge d'air respectifs 114, 115 et 116 (par exemple, orifice de décharge d'air de mode DEG 114, orifice de décharge d'air de mode VENT 115 et orifice de décharge d'air de mode PIED 116). Les registres respectifs 111, 112 et 113 sont prévus pour la commande de l'opération d'ouverture/de fermeture des orifices de décharge d'air respectifs 114, 115 et 116.

Le réfrigérant circule dans un circuit de réfrigérant 117 ayant un compresseur à déplacement constant 118. Le réfrigérant comprimé par le compresseur 118 est envoyé à l'évaporateur 107 via un condenseur 119, un récepteur 120 et une soupape de détente 121, et le réfrigérant provenant de l'évaporateur 107 est aspiré dans le compresseur 118. Dans ce mode de réalisation, le compresseur 118 est entraîné via un embrayage 122, et le fonctionnement de l'embrayage 122 est contrôlé par un relais de commande d'embrayage 123. Un signal de commande de l'embrayage est envoyé par le contrôleur principal 124 au relais de commande d'embrayage 123. Un signal de réglage d'une température intérieure du véhicule cible est entré par le dispositif de réglage de la température intérieure de véhicule 125 dans le contrôleur principal 124. A partir du contrôleur principal 124, un signal est envoyé à un contrôleur de tension de soufflerie 126 pour contrôler la tension de la soufflerie 106 (une vitesse de rotation de la soufflerie 106). Les signaux de détection provenant d'un capteur de température d'air intérieur 127, d'un capteur de lumière du soleil 128 et d'un capteur de température d'air extérieur 129 sont entrés dans le contrôleur principal 124, respectivement. Ensuite, les signaux d'un degré d'ouverture du papillon et d'une vitesse de rotation du moteur sont entrés dans le contrôleur principal 124 à partir d'un ECU moteur 130.

Dans le contrôleur principal 124, la commande suivante est réalisée, par exemple, comme représenté sur la figure 9. La température de l'air soufflé cible TOs est calculée par l'équation suivante, à partir d'un signal de la température intérieure du véhicule cible Trs fixée par le dispositif de réglage de la température intérieure du véhicule 125, d'un signal de la quantité de lumière du soleil RAD détectée par le capteur de la lumière du soleil 128, d'un signal de la température de l'air intérieur TR détectée par le capteur de la température de l'air intérieur 127, et d'un signal de la température de l'air extérieur AMB détectée par le capteur de la température de l'air extérieur 129.

$$TOs = Kp1\ (TR - Trs) + f\ (AMB, RAD, Trs)$$

dans laquelle, Kp1 est un coefficient.

La tension de la soufflerie BLV correspondant à une quantité d'air soufflé par la soufflerie 106 est calculée par l'équation suivante en utilisant la température de l'air soufflé cible TOs.

$$BLV = f\ (TOs)$$

Le signal de la BLV calculée est envoyé au contrôleur de la tension de la soufflerie 126.

Le degré d'ouverture du registre de mélange d'air AMD est calculé par l'équation suivante.

$$AMD = f(TOs, TW, TV)$$

dans laquelle, TW est la température de l'eau de refroidissement du moteur à l'entrée du radiateur à eau chaude 108 et TV est la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible. Le signal de l'AMD calculé est envoyé à l'actionneur du registre de mélange d'air 109.

La température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible TV est calculée à partir de la température de l'air extérieur AMB par l'équation suivante.

$$TV = a \cdot AMB + b$$

dans laquelle, a et b sont des constantes.

Le signal de commande de l'embrayage pour contrôler le fonctionnement du compresseur est déterminé, par exemple, comme suit. La température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible TV est comparée avec la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur Te et, comme représenté sur la figure 10, (Te > TV + 1) est déterminé comme une condition d'embrayage activé et (Te < TV – 1) est déterminé comme une condition d'embrayage désactivé. Ce signal de commande de l'embrayage est envoyé au relais de commande de l'embrayage 123 prévu comme un contrôleur de l'embrayage.

La figure 11 représente un exemple de cycle de chauffage. Dans un système de climatisation pour véhicules 141 représenté sur la figure 11, un condenseur 142 est prévu dans un conduit d'air 102 comme un échangeur thermique intérieur pour chauffer l'air soufflé par la soufflerie 106, et un évaporateur 143 est prévu comme un échangeur thermique extérieur. Les autres éléments sont sensiblement les mêmes que ceux représentés sur la figure 8.

La figure 12 représente la commande pour le système de climatisation 141. Cette commande est sensiblement la même que celle représentée sur la figure 9, excepté que le fonctionnement de l'embrayage du compresseur est contrôlé conformément à la température de l'air du côté de sortie du condensateur cible TV et à la température de l'air du côté de sortie du condensateur Tc détectée.

Dans un tel système de climatisation pour véhicules classique, étant donné que la combinaison d'un compresseur à déplacement constant, d'un cycle d'embrayage et d'un manocontact mécanique est employée, lorsqu'une pression dans un côté à pression élevée d'un circuit de réfrigérant devient anormalement élevée en raison d'une condition anormale ou d'un défaut dans le circuit de réfrigérant et que la pression élevée dépasse une valeur restreinte préréglée, si le fonctionnement continue dans une telle condition, des parties du circuit peuvent être endommagées ou cassées. En conséquence, dans une telle condition, l'alimentation de l'embrayage est coupée par le fonctionnement d'un manocontact, et le fonctionnement du compresseur est arrêté pour protéger les parties du circuit. Par exemple, comme représenté sur la figure 13, un signal opérationnel de l'embrayage du compresseur a été contrôlé en réponse à une variation d'une pression dans un côté à pression élevée d'un circuit de réfrigérant et à un fonctionnement d'un manocontact dû à la variation de pression.

De plus, comme pour les autres articles excepté une pression dans un côté à pression élevée, les commandes suivantes ont été employées. Par exemple, dans un cycle de refroidissement, le fonctionnement du compresseur est arrêté lorsqu'une température du gaz de décharge ou une température du corps du compresseur devient élevée ou lorsqu'un gaz de décharge est surchauffé.

Dans un cycle de chauffage, le fonctionnement du compresseur est arrêté lorsqu'une pression d'aspiration devient faible ou lorsqu'une température du gaz de décharge ou une température du corps du compresseur devient élevée. Ainsi, dans tous les cas, le fonctionnement du compresseur est arrêté afin d'empêcher que le compresseur ne soit endommagé.

Dans la commande classique décrite ci-dessus, toutefois, comme le fonctionnement marche-arrêt d'un embrayage (c'est-à-dire, la commutation entre un déplacement maximal et un déplacement zéro du compresseur) est répété en fonction d'une valeur de la pression etc., un choc de couple généré par le fonctionnement marche-arrêt de l'embrayage est donné à un entraînement.

De plus, une telle commande de l'embrayage ne peut pas être réalisée si fréquemment du point de vue de la durabilité de l'embrayage et de son relais de commande et du bruit généré par le fonctionnement

de l'embrayage. En conséquence, dans la commande classique, la fréquence du fonctionnement marche-arrêt est fixée, par exemple, à une période de dix secondes ou plus, et comme la période du fonctionnement marche-arrêt est longue, le problème est qu'une température de l'air soufflé varie. Etant donné que la réponse de la température de l'air soufflé est en retard pour la variation du déplacement du compresseur, si la fréquence du fonctionnement marche-arrêt est courte, la variation de la température de l'air soufflé peut devenir petite.

En conséquence, un objet de la présente invention est de proposer un système de climatisation d'air pour véhicules qui utilise un compresseur à déplacement variable à la place d'un compresseur à déplacement constant qui a été utilisé dans le système classique et contrôlé par un fonctionnement marche-arrêt de l'embrayage, et qui peut atteindre une climatisation plus confortable sans variation de la température de l'air soufflé ni production d'un choc de couple en contrôlant de manière appropriée le déplacement du compresseur à déplacement variable conformément aux informations de deux facteurs de commande d'une température présentant une capacité d'échange thermique et d'un état de fonctionnement d'un circuit de réfrigérant.

Cet objet est résolu par le système de climatisation pour véhicules décrit ci-après. Le système de climatisation pour véhicules selon la présente invention comprend un circuit de réfrigérant ayant un compresseur à déplacement variable pouvant changer une quantité de décharge en réponse à un signal de commande du déplacement et un échangeur thermique intérieur prévu dans un conduit d'air, des moyens de réglage de la valeur cible pour régler une valeur cible d'une température présentant une capacité d'échange thermique de l'échangeur thermique intérieur, des moyens de détection de la température pour détecter la température présentant la capacité d'échange thermique de l'échangeur thermique intérieur, des moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant pour détecter un état de fonctionnement du circuit de réfrigérant et des moyens de commande pour calculer un déplacement du compresseur en fonction des informations concernant les moyens de détection de la température et les moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant et pour contrôler le déplacement du compresseur

de telle sorte que la température présentant la capacité d'échange thermique approche de la valeur cible. Dans le système, une première valeur et une deuxième valeur plus élevée que la première valeur sont fixées dans les moyens de commande pour l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant afin de restreindre une commande excessive du déplacement du compresseur. Lorsque l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant entre dans une plage comprise entre la première et la deuxième valeurs prescrites, les moyens de commande contrôlent le déplacement du compresseur à deux positions. L'une des deux positions est une position correspondant à une première valeur de commande du déplacement calculée par les moyens de commande afin que la température présentant la capacité d'échange thermique approche de la valeur cible. L'autre position est une position correspondant à une deuxième valeur de commande du déplacement qui est prédéterminée et qui est plus petite que la première valeur de commande du déplacement.

Le système de climatisation selon la présente invention peut être appliqué dans n'importe quel cas, lorsque l'échangeur thermique intérieur est un évaporateur de réfrigérant (cas du cycle de refroidissement) et lorsque l'échangeur thermique intérieur est un condensateur de réfrigérant (cas du cycle de chauffage).

Dans le système de climatisation, une différence entre la première et la deuxième valeurs prescrites peut être une valeur constante prédéterminée. De plus, la deuxième valeur de commande du déplacement peut être une valeur de déplacement minimale du compresseur à déplacement variable.

La différence entre la première et la deuxième valeurs prescrites peut être fixée, par exemple, par rapport à au moins une parmi une pression de décharge du compresseur, une température de décharge du compresseur et une température du corps du compresseur. Dans ce cas, la différence entre la première et la deuxième valeurs prescrites est de préférence fixée à une valeur de 0,2 MPa ou moins dans une pression de décharge du compresseur, à une valeur de 5°C ou moins dans une température de décharge du compresseur et à une valeur de 5°C ou moins dans une température du corps du compresseur, respectivement. Un état de commande avec moins de variation de la

température de l'air soufflé et un moindre choc du couple peut être réalisé en fixant ces différences.

De plus, la différence entre la première et la deuxième valeurs prescrites peut être fixée, par exemple par rapport à au moins une parmi une pression d'aspiration du compresseur, une pression de décharge du compresseur, une température de décharge du compresseur et une température du corps du compresseur. Dans ce cas, la différence entre la première et la deuxième valeurs prescrites est de préférence fixée à une valeur de 0,04 MPa ou moins dans une pression d'aspiration du compresseur, à une valeur de 0,2 MPa ou moins dans une pression de décharge du compresseur, à une valeur de 5°C ou moins dans une température de décharge du compresseur et à une valeur de 5°C ou moins dans une température du corps du compresseur, respectivement. Un état de commande avec moins de variation de la température de l'air soufflé et un moindre choc du couple peut être réalisé en fixant ces différences.

Comme moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant, des moyens comprenant un capteur de la pression ou un capteur de la température pouvant détecter en continu une pression ou une température ou des moyens comprenant un manocontact ou un thermostat peuvent être employés.

Dans le système de climatisation pour véhicules selon la présente invention, le déplacement du compresseur à déplacement variable est contrôlé conformément aux informations de deux facteurs de la température de l'air du côté de sortie d'un évaporateur (ou d'un condenseur) prévu comme l'échangeur thermique intérieur et de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant. Pendant une commande usuelle, le déplacement du compresseur est contrôlé afin que la température de l'air du côté de sortie d'un évaporateur (ou d'un condenseur) approche de la valeur cible. Lorsque l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant devient plus élevé qu'une valeur prescrite prédéterminée, par exemple supérieur à la première valeur prescrite, afin de contrôler l'état de fonctionnement moins d'une valeur restreinte, par exemple, moins de la deuxième valeur prescrite, la valeur de commande du déplacement (par exemple un courant de commande pour une valve de commande du déplacement) est contrôlée à deux positions, à savoir, contrôlée afin que la valeur de commande du

déplacement change de manière répétée entre les deux positions de commande.

Par cette commande à deux positions, la variation de l'état de fonctionnement peut être supprimée petite, et le déplacement du compresseur peut être empêché de devenir excessif. En conséquence, une variation rapide et indésirable de la température de l'air soufflé peut être empêchée, et la survenance d'un choc du couple donné à un entraînement en raison du fonctionnement marche-arrêt de l'embrayage classique peut être empêché par la commande à deux positions. Plus particulièrement, si une différence entre la première et la deuxième valeurs prescrites est fixée plus petite, la variation de la température de l'air soufflé et le choc du couple peuvent disparaître pratiquement complètement. En conséquence, une climatisation confortable et une excellente condition de conduite peuvent être réalisées de manière efficace.

D'autres caractéristiques et avantages de la présente invention ressortiront plus clairement à la lecture de la description ci-après faite des modes de réalisation préférés de la présente invention en référence aux dessins annexés, parmi lesquels :

la figure 1 est un schéma d'un système de climatisation selon un mode de réalisation de la présente invention.

La figure 2 est un schéma d'un système de climatisation selon un autre mode de réalisation de la présente invention.

La figure 3 est un schéma fonctionnel montrant la commande dans le système de climatisation représenté sur la figure 1.

La figure 4 est un schéma fonctionnel montrant la commande dans le système de climatisation représenté sur la figure 2.

La figure 5 représente un exemple de la commande à deux positions d'un courant de commande du déplacement du compresseur dans la commande montrée sur la figure 3.

La figure 6 représente un exemple de la commande à deux positions d'un courant de commande du déplacement du compresseur dans la commande montrée sur la figure 4.

La figure 7 représente des graphiques montrant un exemple de l'effet dû à la commande représentée sur la figure 3.

La figure 8 est un schéma d'un système de climatisation classique.

La figure 9 est un schéma fonctionnel montrant la commande dans le système de climatisation représenté sur la figure 8.

La figure 10 est un graphique montrant un exemple d'une commande marche-arrêt de l'embrayage dans le système de climatisation représenté sur la figure 8.

La figure 11 est un schéma d'un autre système de climatisation classique.

La figure 12 est un schéma fonctionnel montrant la commande dans le système de climatisation représenté sur la figure 11.

La figure 13 est un graphique représentant un exemple d'un état de commande pour un compresseur classique.

La figure 1 représente un système de climatisation pour véhicules, ayant plus particulièrement un cycle de réfrigération à compression de vapeur (cycle de refroidissement) selon un mode de réalisation de la présente invention. A la figure 1, le système de climatisation 1 comprend un conduit d'air 2, un orifice d'introduction d'air intérieur 4 et un orifice d'introduction d'air extérieur 5 étant ouverts à une position d'entrée du conduit d'air 2. Un registre de commutation 3 contrôle le rapport de la quantité d'air aspiré depuis l'orifice 4 vers cet orifice 5. L'air aspiré est envoyé dans le conduit d'air 2 par la soufflerie 6. Un évaporateur 7 est prévu à une position en aval de la soufflerie 6 en tant qu'échangeur thermique intérieur pour refroidir l'air envoyé à travers le conduit d'air 2. Un radiateur à eau chaude 8 est prévu à une position en aval de l'évaporateur 7. L'eau de refroidissement du moteur circule dans le radiateur à eau chaude 8. Un registre de mélange d'air 10 est prévu à une position immédiatement en aval du radiateur à eau chaude 8. Le rapport de la quantité d'air traversant le radiateur à eau chaude 8 à celle qui le contourne est contrôlé en ajustant un degré d'ouverture du registre de mélange d'air 10 actionné par un actionneur du registre de mélange d'air 9. L'air climatisé est envoyé à l'intérieur d'un véhicule via des orifices de décharge d'air respectifs 14, 15 et 16 (par exemple, orifice de décharge d'air de mode DEG 14, orifice de décharge d'air de mode VENT 15 et orifice de décharge d'air de mode PIED 16). Les registres respectifs 11, 12 et 13 sont prévus pour la commande de l'opération d'ouverture/de fermeture des orifices de décharge d'air respectifs 14, 15 et 16.

Le réfrigérant circule dans un circuit de réfrigérant 17 ayant un compresseur à déplacement constant 18. Le réfrigérant comprimé par le compresseur 18 est envoyé à l'évaporateur 7 via un condenseur 19, un récepteur 20 et une soupape de détente 21, et le réfrigérant provenant de l'évaporateur 7 est aspiré dans le compresseur 18. Dans ce mode de réalisation, la pression de décharge du compresseur 18 ou une pression correspondant à la pression de décharge est détectée par un capteur de la pression 22. La température du gaz déchargé du compresseur 18 (un degré de surchauffe du gaz déchargé [S.H.]) est détectée par un capteur de la température du gaz de décharge 23. De plus, la température du corps du compresseur 18 est détectée par un capteur de la température du corps 24. La température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur, comme une température présentant une capacité d'échange thermique de l'évaporateur 7 est détectée par un capteur de l'évaporateur 25. Ces signaux de détection sont envoyés à un contrôleur principal 26.

Le mécanisme de commande du déplacement dans le compresseur à déplacement variable 18 est formé, par exemple, comme indiqué dans JP-A-63-16177. A savoir, une pression dans une chambre de démarrage du compresseur 18 est contrôlée en contrôlant un débit de gaz traversant une valve de commande prévue entre la chambre de démarrage et une chambre de décharge, et un angle d'une plaque inclinée prévue dans la chambre de démarrage est ajusté par la pression contrôlée dans la chambre de démarrage. Grâce à l'ajustement de la plaque inclinée via la commande du débit du gaz par la valve de commande, on commande le déplacement du compresseur 18.

Vers le contrôleur principal 26, un signal d'une température intérieure du véhicule cible est entré par un dispositif de réglage de la température intérieure de véhicule 27. La tension de la soufflerie 6 (vitesse de rotation) est contrôlée par un signal envoyé par le contrôleur principal 26 à un contrôleur de la tension de soufflerie 28. Dans ce mode de réalisation, les signaux d'une température détectée par un capteur de la température de l'air intérieur 29, d'une quantité de lumière du soleil détectée par un capteur de la lumière du soleil 30, et d'une température détectée par un capteur de la température de l'air extérieur 31 sont entrés dans le contrôleur principal 26, respectivement. De plus, les signaux d'un degré d'ouverture du papillon

et d'une vitesse de rotation du moteur sont entrés dans le contrôleur principal 26 depuis l'ECU moteur 32.

Bien qu'un exemple d'un système de refroidissement dû à un cycle de réfrigération à compression de la vapeur soit représenté sur la figure 1, la figure 2 montre un exemple d'un système de chauffage dû à un cycle à pompe thermique à compression de la vapeur du système de climatisation 41 selon un autre mode de réalisation de la présente invention.

A la figure 2, un condenseur 42 est prévu comme un échangeur thermique intérieur, et un évaporateur 44 est prévu comme un échangeur thermique extérieur. Un capteur du condenseur 43 est prévu pour détecter une température de l'air du côté de sortie du condenseur. Un capteur de la pression d'aspiration 45 est prévu pour détecter une pression d'aspiration du compresseur 18. Les autres éléments sont sensiblement les mêmes que ceux représentés sur la figure 1.

La commande dans le contrôleur principal 26 est réalisée comme suit. La figure 3 montre un exemple de la commande pour le système 1 représenté sur la figure 1 et la figure 4 montre un exemple de la commande pour le système 41 représenté sur la figure 2, respectivement.

Dans la commande représentée sur la figure 3, la température de l'air soufflé cible TOs est calculée par l'équation suivante, à partir d'un signal de la température intérieure de véhicule cible Trs fixée par le dispositif de réglage de la température intérieure du véhicule 27, d'un signal de la quantité de lumière du soleil RAD détectée par le capteur de la lumière du soleil 30, d'un signal de la température de l'air intérieur TR détectée par le capteur de la température de l'air intérieur 29, et d'un signal de la température de l'air extérieur AMB détectée par le capteur de la température de l'air extérieur 31.

$$TOs = Kp1\ (TR - Trs) + f\ (AMB, RAD, Trs)$$

Dans laquelle, Kp1 est un coefficient.

La tension de la soufflerie BLV est calculée par l'équation suivante en utilisant la température de l'air soufflé cible TOs calculée.

$$BLV = f\ (TOs)$$

Un signal de la BLV calculée est envoyé au contrôleur de la tension de la soufflerie 28.

Le degré d'ouverture du registre de mélange d'air AMD est calculé par l'équation suivante.

$$AMD = f(TOs, TW, TV)$$

Dans laquelle, TW est une température de l'eau de refroidissement du moteur à l'entrée du radiateur à eau chaude 8, et TV est une température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible. Un signal du degré d'ouverture du registre de mélange d'air AMD calculé est envoyé à l'actionneur du registre de mélange d'air 9.

La température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible TV comme une valeur cible d'une température présentant une capacité d'échange thermique de l'évaporateur 7 est calculée à partir de la température de l'air extérieur AMB par l'équation suivante.

$$TV = a \cdot AMB + b$$

Dans laquelle, a et b sont des constantes.

La commande du déplacement du compresseur 18 est réalisée séparément pour la commande de la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur et pour la commande de la pression de décharge du compresseur 18. Pendant une commande usuelle, la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur Te est détectée, et le déplacement du compresseur 18 est contrôlé afin que la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur Te détectée devienne une valeur cible TV. A savoir, le courant de commande Icont d'une valve de commande du déplacement est déterminé par l'équation suivante.

$$Icont = f(TV, Te)$$

Lorsque la pression de décharge du compresseur 18 dépasse une valeur restreinte prédéterminée, afin de contrôler la valeur de pression à une pression inférieure à celle de la valeur restreinte, le courant de commande de la valve de commande du déplacement est contrôlé par une commande à deux positions entre une valeur de Icont et une valeur de zéro, par exemple, comme représenté sur la figure 5. Icont est une valeur d'un courant de commande immédiatement avant de dépasser la valeur restreinte, et "zéro" est une valeur minimale du déplacement du compresseur à déplacement variable 18.

A la figure 5, A est une première valeur prescrite pour l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant selon la présente invention, et B est une deuxième valeur prescrite selon la présente invention. Ces valeurs prescrites A et B sont fixées pour la pression de décharge du

compresseur Pd, la température du gaz de décharge du compresseur Td ou le degré de surchauffe du gaz de décharge du compresseur S.H., et la température du corps du compresseur Tb, respectivement. Le courant de commande de la valve de commande du déplacement du compresseur est contrôlé conformément à la première valeur prescrite A et à la deuxième valeur prescrite B, et lorsque l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant dépasse la première valeur prescrite A (entre dans une plage comprise entre la première et la deuxième valeurs prescrites), le courant de commande de la valve de commande du déplacement pour contrôler le déplacement du compresseur est contrôlé par une commande à deux positions entre Icont et zéro. Par cette commande à deux positions, l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant ne peut pas en principe dépasser la deuxième valeur prescrite B, qui est fixée comme une valeur de restriction indésirable en cas de dépassement.

Dans cette commande à deux positions, si une différence entre la première valeur prescrite A et la deuxième valeur prescrite B est fixée petite, une variation pendant la commande à deux positions est supprimée très petite et en même temps, le déplacement du compresseur est contrôlé afin que l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant ne dépasse pas la valeur de restriction fixée comme deuxième valeur prescrite B et que le déplacement du compresseur ne devienne pas trop important. De plus, comme la commande à deux positions pour la commande du déplacement du compresseur est une commande pendant le fonctionnement continu du compresseur, différent du fonctionnement marche-arrêt dans un compresseur à déplacement constant classique, un grand choc du couple dû à la commande ne peut pas survenir.

Ainsi, lorsque la différence entre la première valeur prescrite A et la deuxième valeur prescrite B est fixée petite, une variation pendant la commande à deux positions peut être supprimée petite. Comme différence souhaitable, par exemple, il est possible d'employer une valeur de 0,2 MPa ou moins dans une pression de décharge du compresseur, de préférence 0,1 MPa ou moins, une valeur de 5°C ou moins dans une température de décharge du compresseur, de préférence 1,5°C, et une valeur de 5°C ou moins dans une température du corps du compresseur, de préférence 1,5°C, respectivement.

Par une telle commande, plus précisément, une fréquence d'un choc du couple, qui est survenu à un moment de fonctionnement de l'embrayage dans un compresseur classique, peut être grandement diminuée. De plus, par la commande du déplacement du compresseur selon la présente invention, une rapide variation de la température de l'air soufflé, qui est survenue dans le système classique, peut être empêchée. Plus particulièrement, lorsque la différence entre la première valeur prescrite A et la deuxième valeur prescrite B est fixée petite, un choc du couple et une variation de la température de l'air soufflé peuvent disparaître pratiquement complètement.

La commande selon la présente invention a été expérimentée. Comme représenté sur la figure 7, lorsque la commande montrée sur les figures 3 et 5 a été réalisée, en comparaison avec le système classique montré aux figures 8 et 9, toutes les propriétés de la variation de la pression élevée, de la variation du couple du compresseur et de la variation de la température de l'air soufflé ont été grandement améliorées.

La figure 4 représente un exemple de la commande pour le système de climatisation 41 représenté sur la figure 2. Dans la commande représentée sur la figure 4, la température de l'air soufflé cible TOs et la tension de la soufflerie BLV sont calculées similairement dans le mode de réalisation susmentionné. La commande du déplacement du compresseur 18 est réalisée comme suit. Pendant une commande usuelle, la température de l'air du côté de sortie du condensateur Tc est détectée et le déplacement du compresseur 18 est contrôlé afin que la température de l'air du côté de sortie du condensateur Tc détectée devienne une valeur cible TV. A savoir, le courant de commande Icont d'une valve de commande du déplacement est déterminé par l'équation suivante.

$$Icont = f(TV, Tc)$$

Lorsque la pression de décharge du compresseur 18 dépasse une valeur restreinte prédéterminée, afin de contrôler la valeur de pression à une pression inférieure à la valeur restreinte, le courant de commande de la valve de commande du déplacement est contrôlé par une commande à deux positions entre une valeur de Icont et une valeur de zéro, par exemple, comme représenté sur la figure 6. Icont est une valeur d'un courant de commande immédiatement avant de dépasser la

valeur restreinte et "zéro" est une valeur minimale du déplacement du compresseur variable 18.

A la figure 6, C est une première valeur prescrite pour l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant selon la présente invention et D est une deuxième valeur prescrite selon la présente invention. Ces valeurs prescrites C et D sont fixées pour la pression d'aspiration du compresseur Ps, la pression de décharge du compresseur Pd, la température du gaz de décharge du compresseur Td ou le degré de surchauffe du gaz de décharge du compresseur S.H. et la température du corps du compresseur, respectivement. Le courant de commande de la valve de commande du déplacement du compresseur est contrôlé conformément à la première valeur prescrite C et à la deuxième valeur prescrite D, et lorsque l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant dépasse la première valeur prescrite C (entre dans une plage comprise entre la première et la deuxième valeurs prescrites), le courant de commande de la valve de commande du déplacement pour contrôler le déplacement du compresseur est contrôlé par une commande à deux positions entre Icont et zéro. Par cette commande à deux positions, l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant ne peut pas en principe dépasser la deuxième valeur prescrite D qui est fixée comme une valeur de restriction indésirable en cas de dépassement.

Dans cette commande à deux positions, si une différence entre la première valeur prescrite C et la deuxième valeur prescrite D est fixée petite, une variation pendant la commande à deux positions est supprimée très petite et en même temps, le déplacement du compresseur est contrôlé afin que l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant ne dépasse pas la valeur de restriction fixée comme deuxième valeur prescrite D et que le déplacement du compresseur ne devienne pas trop important. De plus, comme la commande à deux positions pour la commande du déplacement du compresseur est une commande pendant le fonctionnement continu du compresseur, différent du fonctionnement marche-arrêt dans un compresseur à déplacement constant classique, un grand choc du couple dû à la commande ne peut pas survenir.

Ainsi, lorsque la différence entre la première valeur prescrite C et la deuxième valeur prescrite D est fixée petite, une variation pendant la commande à deux positions peut être supprimée petite. Comme

différence souhaitable, par exemple, il est possible d'employer une valeur de 0,04 MPa ou moins dans une pression d'aspiration du compresseur, de préférence 0,02 MPa ou moins, une valeur de 0,2 MPa ou moins dans une pression de décharge du compresseur, de préférence 0,1 MPa ou moins, une valeur de 5°C ou moins dans une température de décharge du compresseur, de préférence 1,5°C, et une valeur de 5°C ou moins dans une température du corps du compresseur, de préférence 1,5°C, respectivement.

Par une telle commande, plus précisément, une fréquence d'un choc du couple, qui est survenu à un moment de fonctionnement de l'embrayage activé dans un compresseur classique, peut être grandement diminuée. De plus, par la commande du déplacement du compresseur selon la présente invention, une rapide variation de la température de l'air soufflé, qui est survenue dans le système classique, peut être empêchée. Plus particulièrement, lorsque la différence entre la première valeur prescrite C et la deuxième valeur prescrite D est fixée petite, un choc du couple et une variation de la température de l'air soufflé peuvent disparaître pratiquement complètement.

REVENDICATIONS

1. Système de climatisation pour véhicules comprenant un circuit de réfrigérant (17) ayant un compresseur à déplacement variable (18) pouvant changer une quantité de décharge en réponse à un signal de commande du déplacement et un échangeur thermique intérieur prévu dans un conduit d'air (2), des moyens de réglage de la valeur cible pour régler une valeur cible d'une température présentant une capacité d'échange thermique dudit échangeur thermique intérieur, des moyens de détection de la température pour détecter ladite température présentant ladite capacité d'échange thermique dudit échangeur thermique intérieur, des moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant pour détecter un état de fonctionnement dudit circuit de réfrigérant, et des moyens de commande pour calculer un déplacement dudit compresseur en fonction des informations desdits moyens de détection de la température et desdits moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant et pour contrôler ledit déplacement dudit compresseur de telle sorte que ladite température présentant ladite capacité d'échange thermique approche de ladite valeur cible, caractérisé en ce qu'une première valeur (A) et une deuxième valeur (B) plus élevée que ladite première valeur sont fixées dans lesdits moyens de commande pour ledit état de fonctionnement dudit circuit de réfrigérant afin de restreindre une commande excessive dudit déplacement dudit compresseur, et lorsque ledit état de fonctionnement dudit circuit de réfrigérant entre dans une plage comprise entre ladite première et ladite deuxième valeurs prescrites, lesdits moyens de commande contrôlent ledit déplacement dudit compresseur à deux positions, dont l'une est une position correspondant à une première valeur de commande du déplacement calculée par lesdits moyens de commande, et dont l'autre est une position correspondant à une deuxième valeur de commande du déplacement qui est prédéterminée et qui est plus petite que la première valeur de commande du déplacement.

2. Système de climatisation selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'échangeur thermique intérieur est un évaporateur (7) de réfrigérant.

3. Système de climatisation selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'échangeur thermique intérieur est un condenseur (42) de réfrigérant.

4. Système de climatisation selon l'une quelconque des précédentes revendications, caractérisé en ce qu'une différence entre lesdites première et deuxième valeurs prescrites (A et B) est une valeur constante prédéterminée.

5. Système de climatisation selon l'une quelconque des précédentes revendications, caractérisé en ce que ladite deuxième valeur de commande du déplacement est une valeur de déplacement minimale dudit compresseur à déplacement variable.

6. Système de climatisation selon la revendication 2, 4 ou 5, caractérisé en ce qu'une différence entre lesdites première et deuxième valeurs prescrites est fixée par rapport à au moins l'une parmi une pression de décharge du compresseur, une température de décharge du compresseur et une température du corps du compresseur.

7. Système de climatisation selon la revendication 6, caractérisé en ce que la différence entre lesdites première et deuxième valeurs prescrites (A et B) est fixée à une valeur de 0,2 MPa ou moins dans une pression de décharge du compresseur, à une valeur de 5°C ou moins dans une température de décharge du compresseur et à une valeur de 5°C ou moins dans une température du corps du compresseur, respectivement.

8. Système de climatisation selon l'une quelconque des revendications 3 à 5, caractérisé en ce qu'une différence entre lesdites première et deuxième valeurs prescrites est fixée par rapport à au moins l'une parmi une pression d'aspiration du compresseur, une pression de décharge du compresseur, une température de décharge du compresseur et une température du corps du compresseur.

9. Système de climatisation selon la revendication 8, caractérisé en ce que la différence entre lesdites première et deuxième valeurs prescrites est fixée à une valeur de 0,04 MPa ou moins dans une pression d'aspiration du compresseur, à une valeur de 0,2 MPa ou moins dans une pression de décharge du compresseur, à une valeur de 5°C ou moins dans une température de décharge du compresseur et à une valeur de 5°C ou moins dans une température du corps du compresseur, respectivement.

10. Système de climatisation selon l'une quelconque des précédentes revendications, caractérisé en ce que lesdits moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant comprennent un capteur de la pression ou un capteur de la température pouvant détecter en continu une pression ou une température.

11. Système de climatisation selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que lesdits moyens de détection de l'état de fonctionnement du circuit de réfrigérant comprennent un manocontact ou un thermostat.

FIG. 1

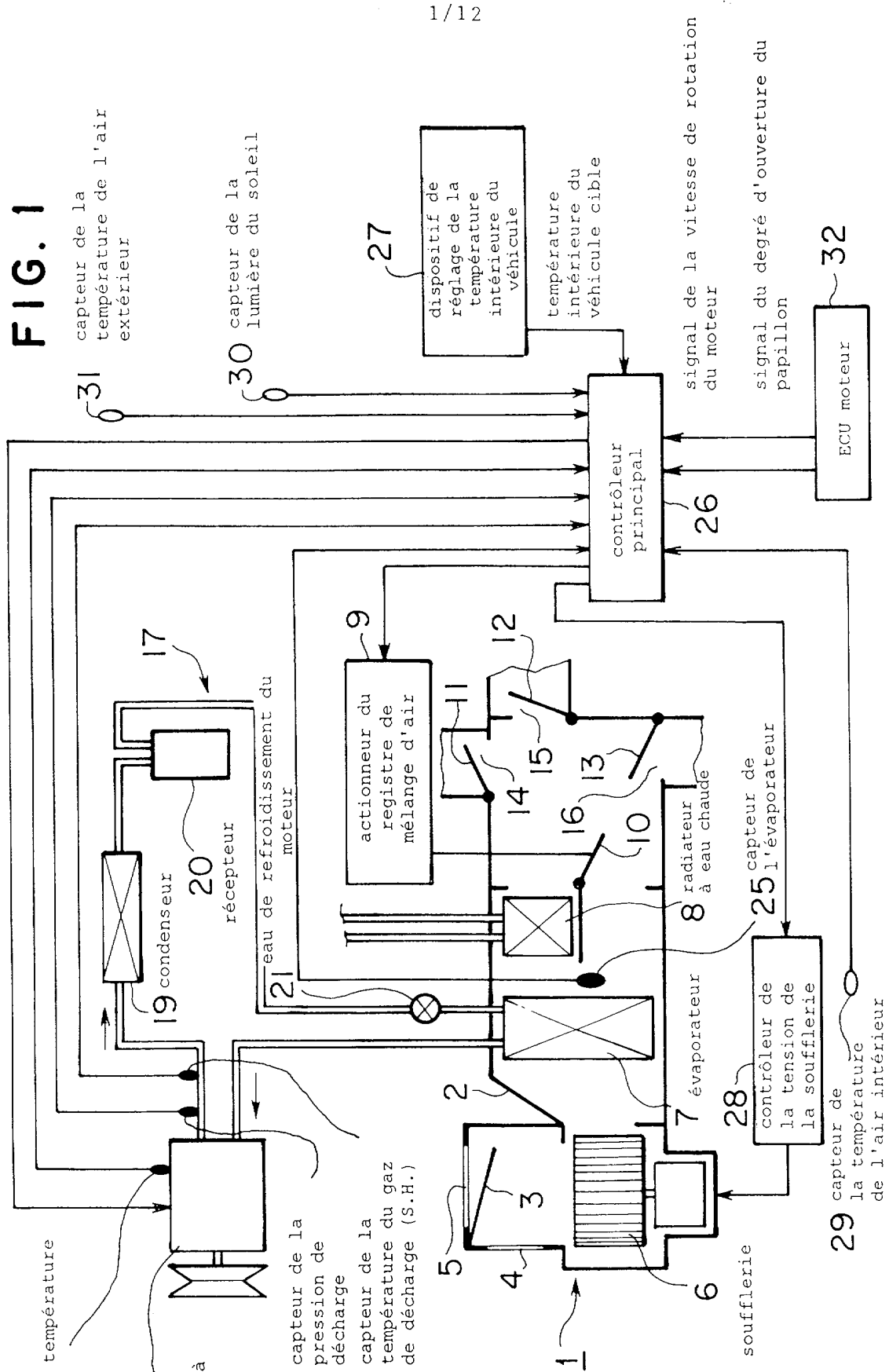

signal de commande du déplacement
capteur de la température du corps
24
compresseur à déplacement variable
18
capteur de la pression de décharge
22
capteur de la température du gaz de décharge (S.H.)
23
condenseur
19
récepteur
20
17
eau de refroidissement du moteur
21
actionneur du registre de mélange d'air
9
11
12
14
15
13
16
10
radiateur à eau chaude
8
capteur de l'évaporateur
25
évaporateur
7
2
3
5
4
6
1
soufflerie
contrôleur de la tension de la soufflerie
28
capteur de la température de l'air intérieur
29
capteur de la température de l'air extérieur
31
capteur de la lumière du soleil
30
dispositif de réglage de la température intérieure du véhicule
27
température intérieure du véhicule cible
contrôleur principal
26
signal de la vitesse de rotation du moteur
signal du degré d'ouverture du papillon
ECU moteur
32

FIG. 2

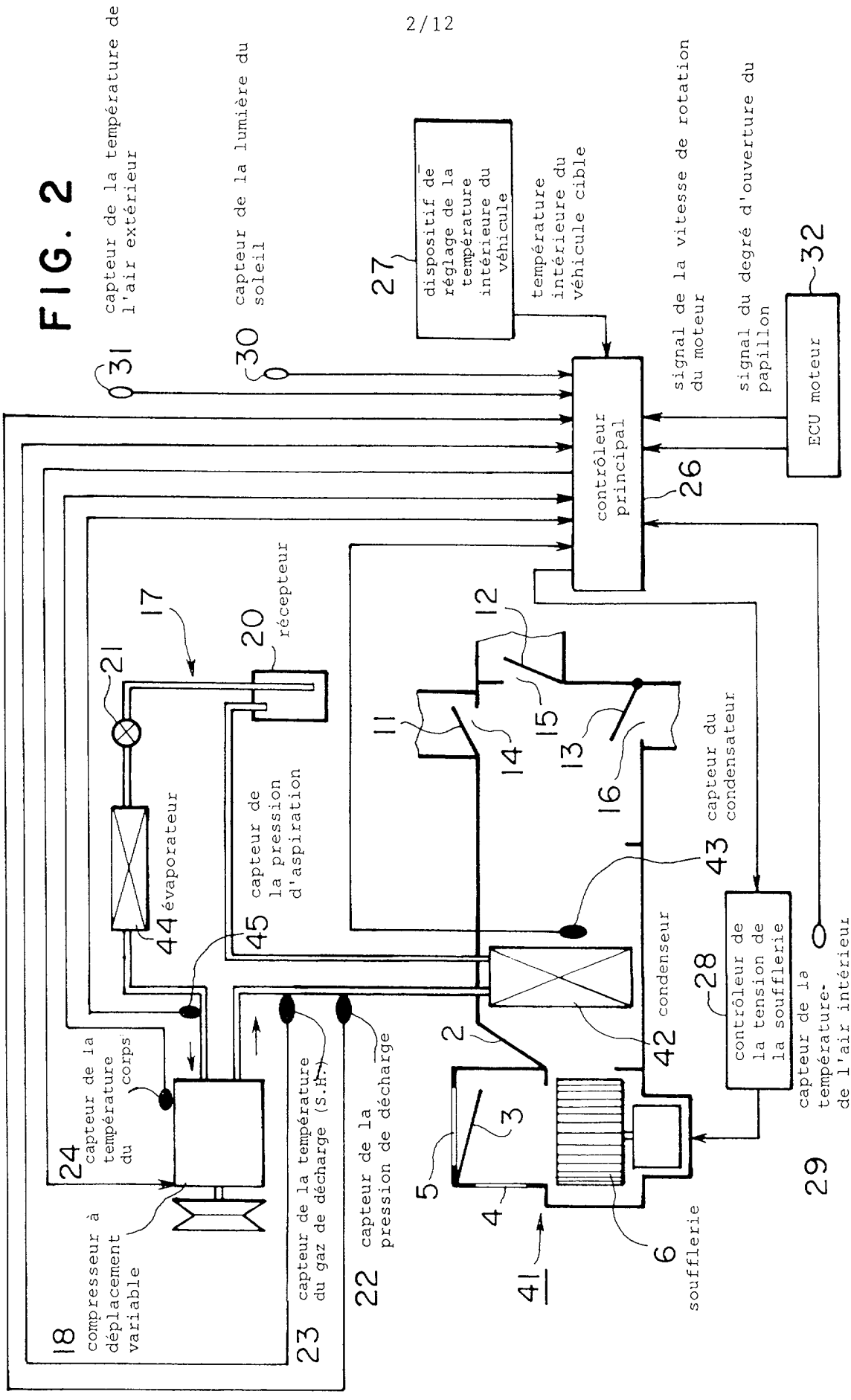

capteur de la température de l'air extérieur
31
capteur de la lumière du soleil
30
27
dispositif de réglage de la température intérieure du véhicule
température intérieure du véhicule cible
signal de la vitesse de rotation du moteur
signal du degré d'ouverture du papillon
ECU moteur
32
contrôleur principal
26
17
21
20
récepteur
12
11
15
14
13
16
évaporateur
44
capteur de la pression d'aspiration
45
capteur du condensateur
43
condenseur
42
contrôleur de la tension de la soufflerie
28
capteur de la température de l'air intérieur
29
2
3
5
4
41
6
soufflerie
24
capteur de la température du corps
compresseur à déplacement variable
18
capteur de la température du gaz de décharge (S.H.)
23
capteur de la pression de décharge
22
signal de commande du déplacement

FIG. 3

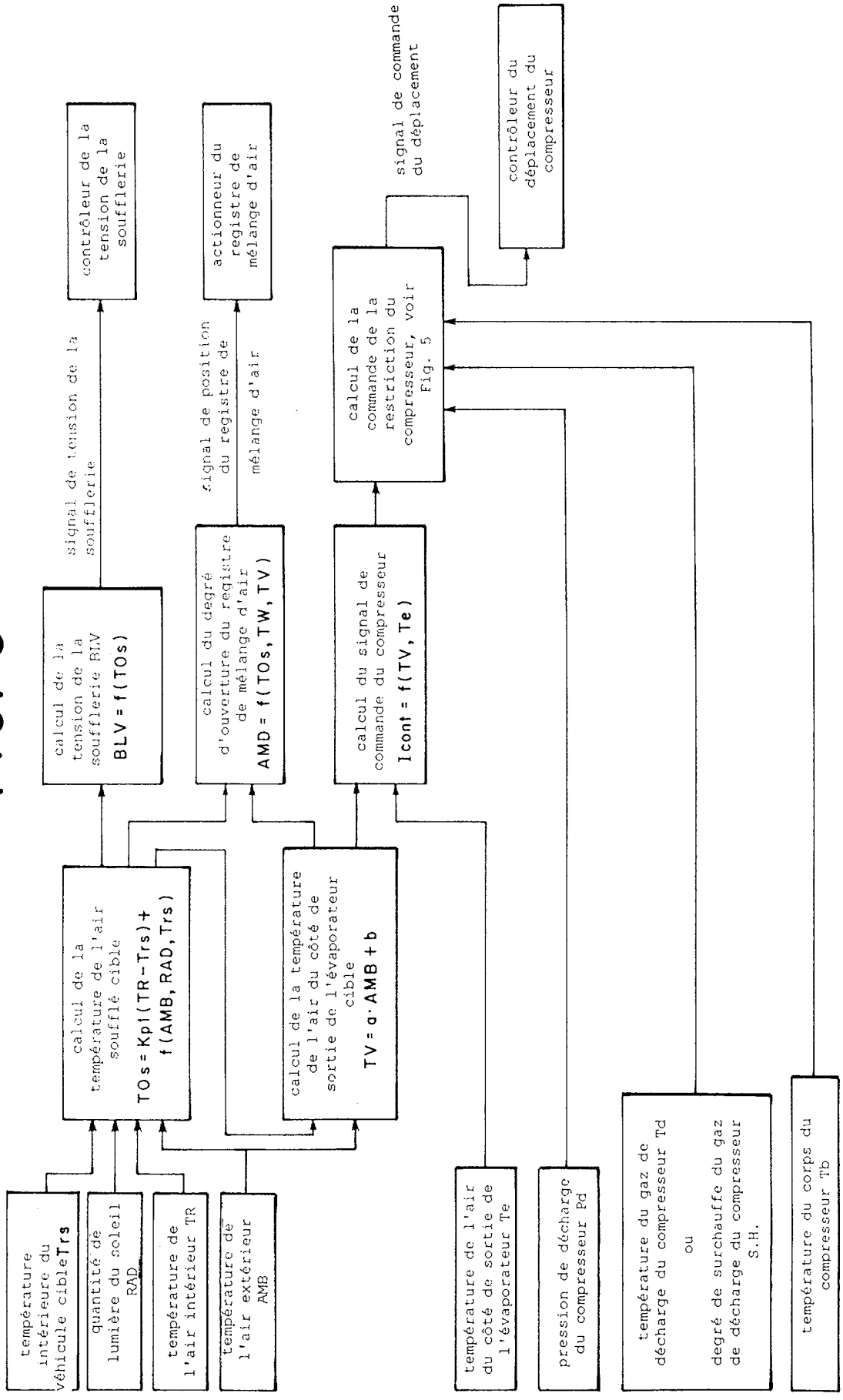
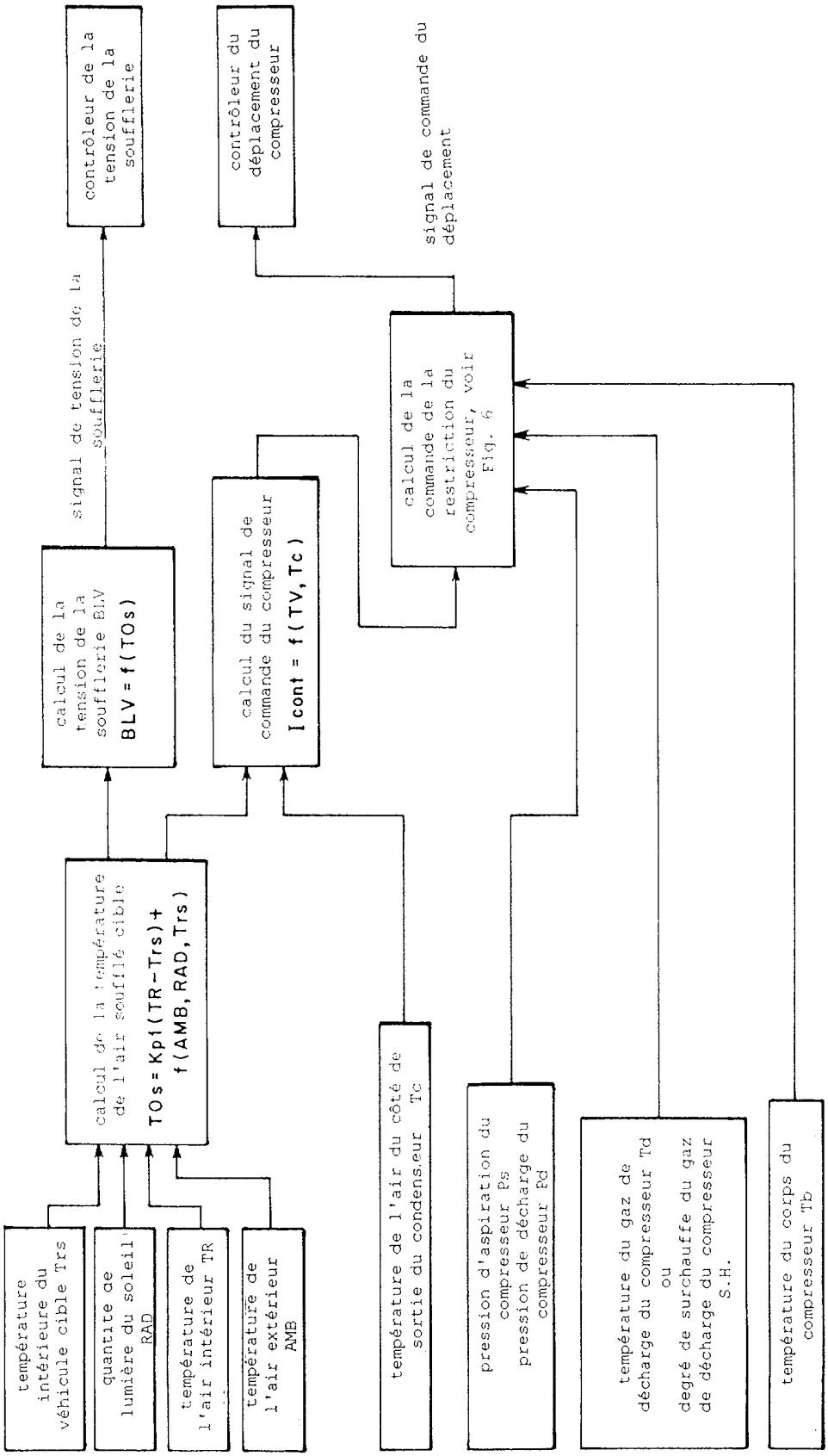

température intérieure du véhicule cible Trs
quantité de lumière du soleil RAD
température de l'air intérieur TR
température de l'air extérieur AMB
température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur Te
pression de décharge du compresseur Pd
température du gaz de décharge du compresseur Td
ou
degré de surchauffe du gaz de décharge du compresseur S.H.
température du corps du compresseur Tb
calcul de la température de l'air soufflé cible
TOs = Kp1(TR-Trs)+ f(AMB,RAD,Trs)
calcul de la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible
TV = α·AMB + b
calcul de la tension de la soufflerie BLV
BLV = f(TOs)
calcul du degré d'ouverture du registre de mélange d'air
AMD = f(TOs,TW,TV)
calcul du signal de commande du compresseur
Icont = f(TV,Te)
calcul de la commande de la restriction du compresseur, voir Fig. 5
signal de tension de la soufflerie
signal de position du registre de mélange d'air
signal de commande du déplacement
contrôleur de la tension de la soufflerie
actionneur du registre de mélange d'air
contrôleur du déplacement du compresseur

FIG. 4


température intérieure du véhicule cible Trs
quantité de lumière du soleil RAD
température de l'air intérieur TR
température de l'air extérieur AMB
température de l'air du côté de sortie du condens.eur Tc
pression d'aspiration du compresseur Ps
pression de décharge du compresseur Pd
température du gaz de décharge du compresseur Td
ou
degré de surchauffe du gaz de décharge du compresseur S.H.
température du corps du compresseur Tb
calcul de la température de l'air soufflé cible
TOs = Kp1(TR-Trs) + f(AMB, RAD, Trs)
calcul de la tension de la soufflerie BLV
BLV = f(TOs)
calcul du signal de commande du compresseur
Icont = f(TV, Tc)
calcul de la commande de la restriction du compresseur, voir Fig. 6
signal de tension de la soufflerie
contrôleur de la tension de la soufflerie
contrôleur du déplacement du compresseur
signal de commande du déplacement

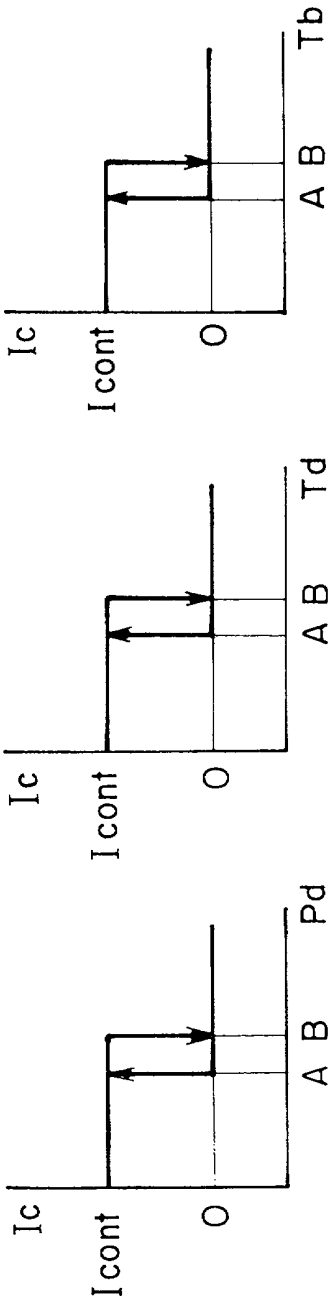


FIG. 5

FIG. 6

FIG. 7

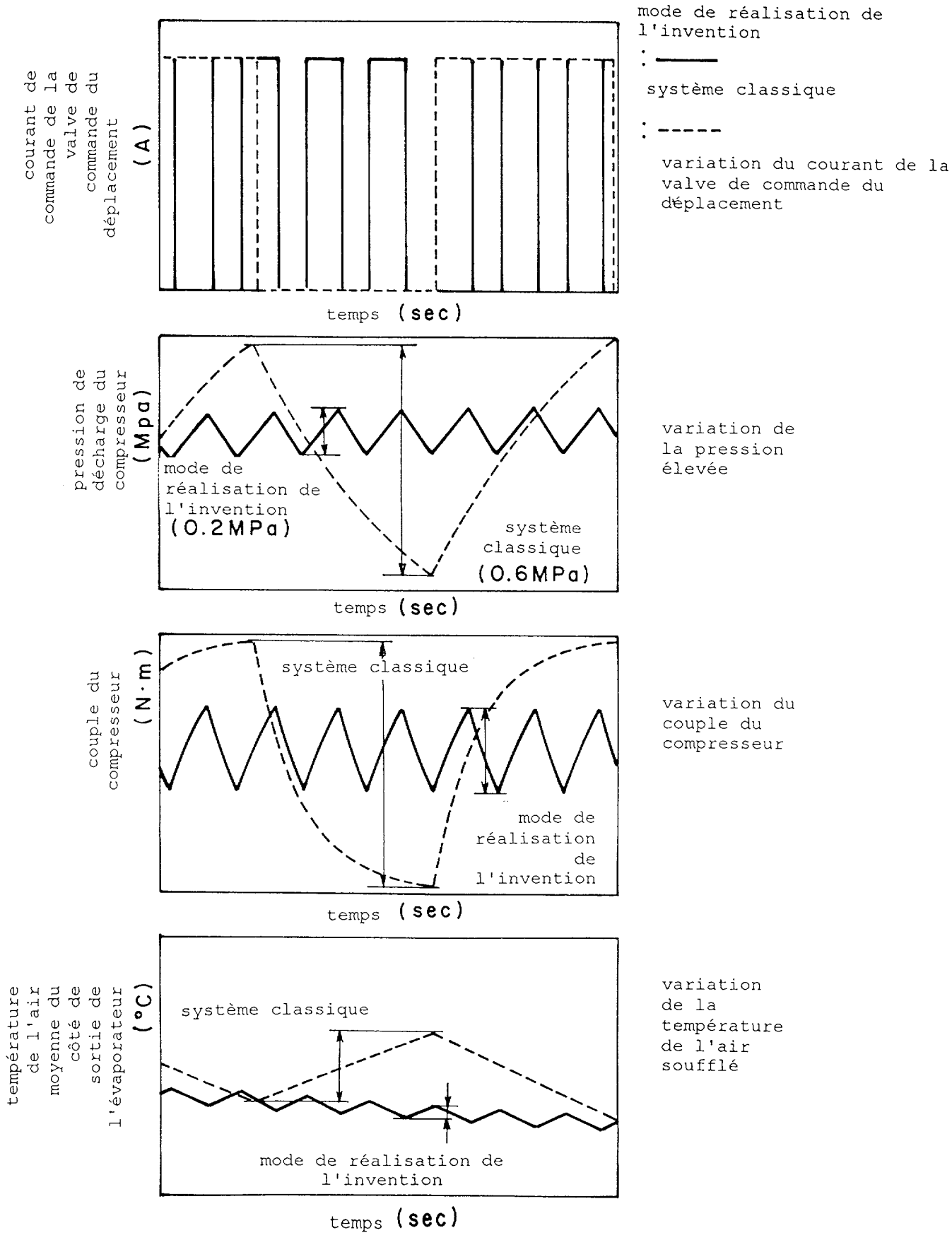

courant de commande de la valve de commande du déplacement (A)
temps (sec)
mode de réalisation de l'invention
: ——
système classique
: - - - -
variation du courant de la valve de commande du déplacement
pression de décharge du compresseur (Mpa)
mode de réalisation de l'invention (0.2MPa)
système classique (0.6MPa)
temps (sec)
variation de la pression élevée
couple du compresseur (N·m)
système classique
mode de réalisation de l'invention
temps (sec)
variation du couple du compresseur
température de l'air moyenne du côté de sortie de l'évaporateur (°C)
système classique
mode de réalisation de l'invention
temps (sec)
variation de la température de l'air soufflé

FIG. 8

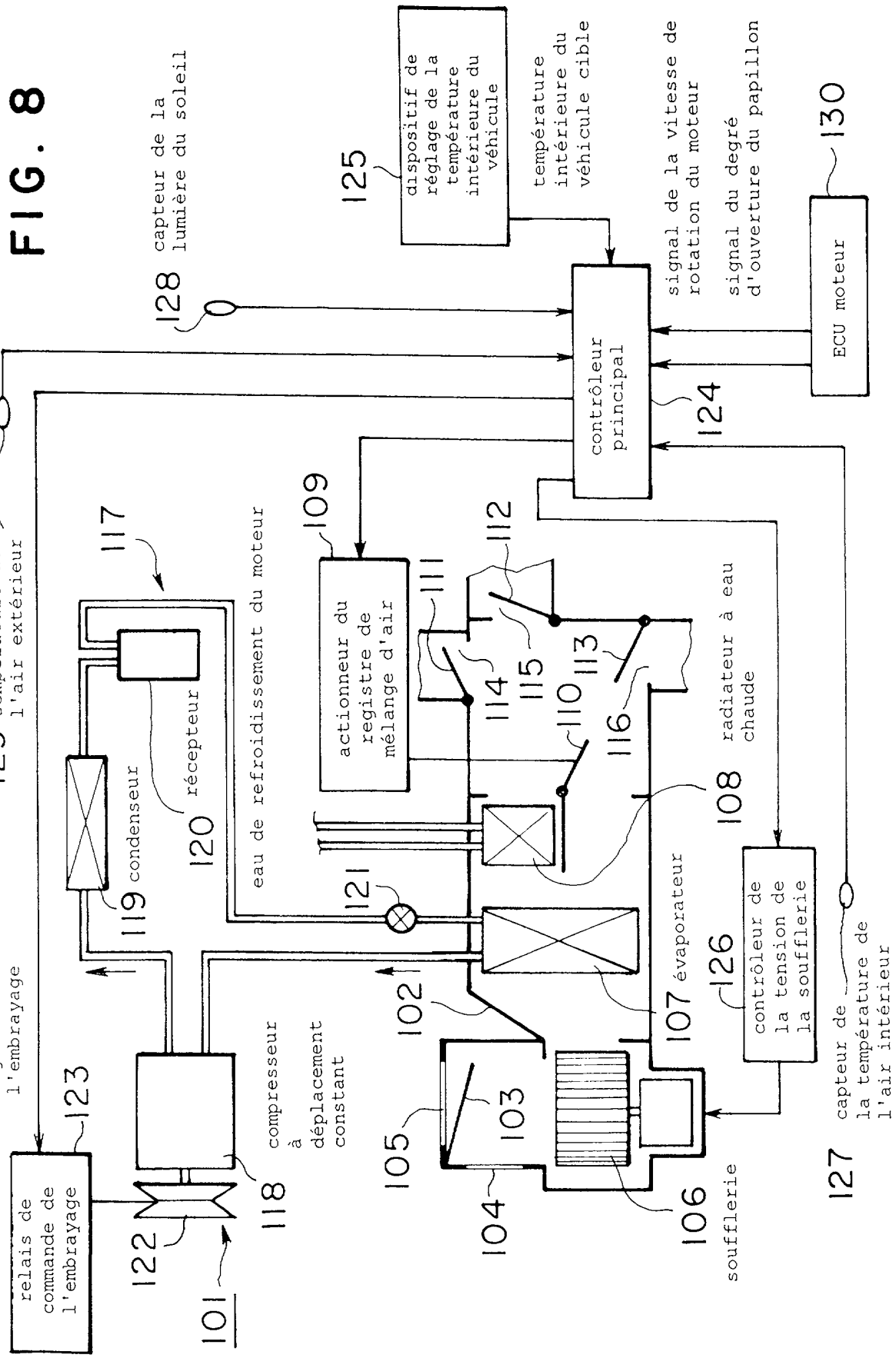

dispositif de réglage de la température intérieure du véhicule
125
température intérieure du véhicule cible
capteur de la lumière du soleil
128
signal de la vitesse de rotation du moteur
signal du degré d'ouverture du papillon
ECU moteur
130
contrôleur principal
124
capteur de la température de l'air extérieur
129
117
109
112
actionneur du registre de mélange d'air
111
eau de refroidissement du moteur
condenseur
119
récepteur
120
114
115
113
110
116
radiateur à eau chaude
108
121
évaporateur
107
102
126
contrôleur de la tension de la soufflerie
signal de commande de l'embrayage
123
compresseur à déplacement constant
118
105
103
104
106
soufflerie
122
101
relais de commande de l'embrayage
127
capteur de la température de l'air intérieur

FIG. 9

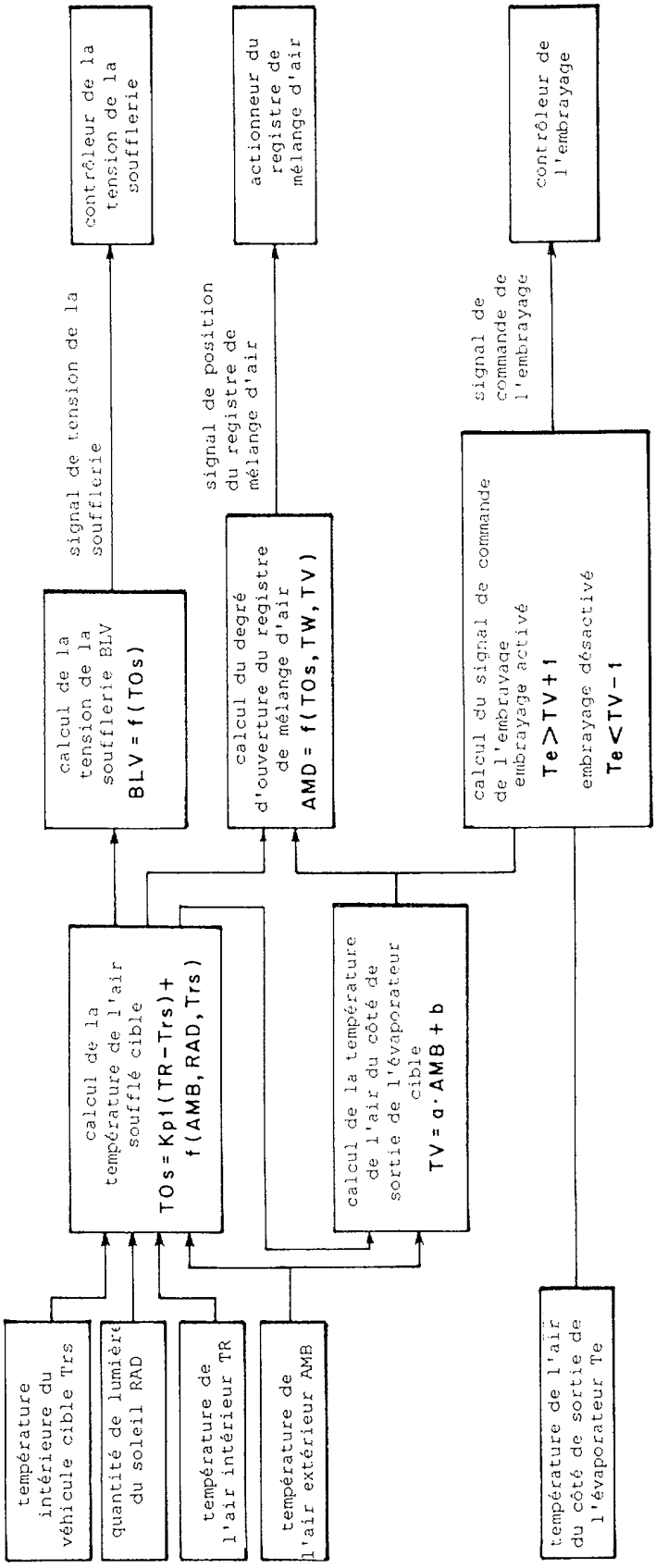

température intérieure du véhicule cible Trs
quantité de lumière du soleil RAD
température de l'air intérieur TR
température de l'air extérieur AMB
température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur Te
calcul de la température de l'air soufflé cible
TOs = Kp1(TR-Trs) + f(AMB, RAD, Trs)
calcul de la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible
TV = α·AMB + b
calcul du signal de commande de l'embrayage
embrayage activé
Te>TV+1
embrayage désactivé
Te<TV-1
calcul de la tension de la soufflerie BLV
BLV = f(TOs)
calcul du degré d'ouverture du registre de mélange d'air
AMD = f(TOs, TW, TV)
signal de tension de la soufflerie
signal de position du registre de mélange d'air
signal de commande de l'embrayage
contrôleur de la tension de la soufflerie
actionneur du registre de mélange d'air
contrôleur de l'embrayage

FIG. 10

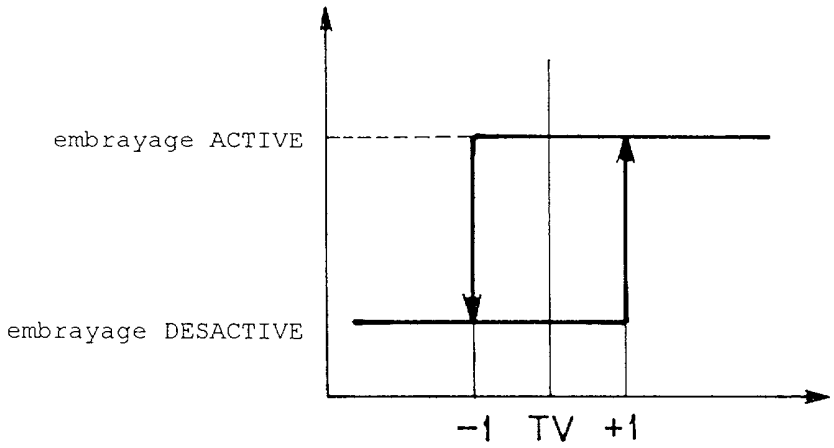

embrayage ACTIVE
embrayage DESACTIVE
-1
TV
+1
température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur

FIG. 11

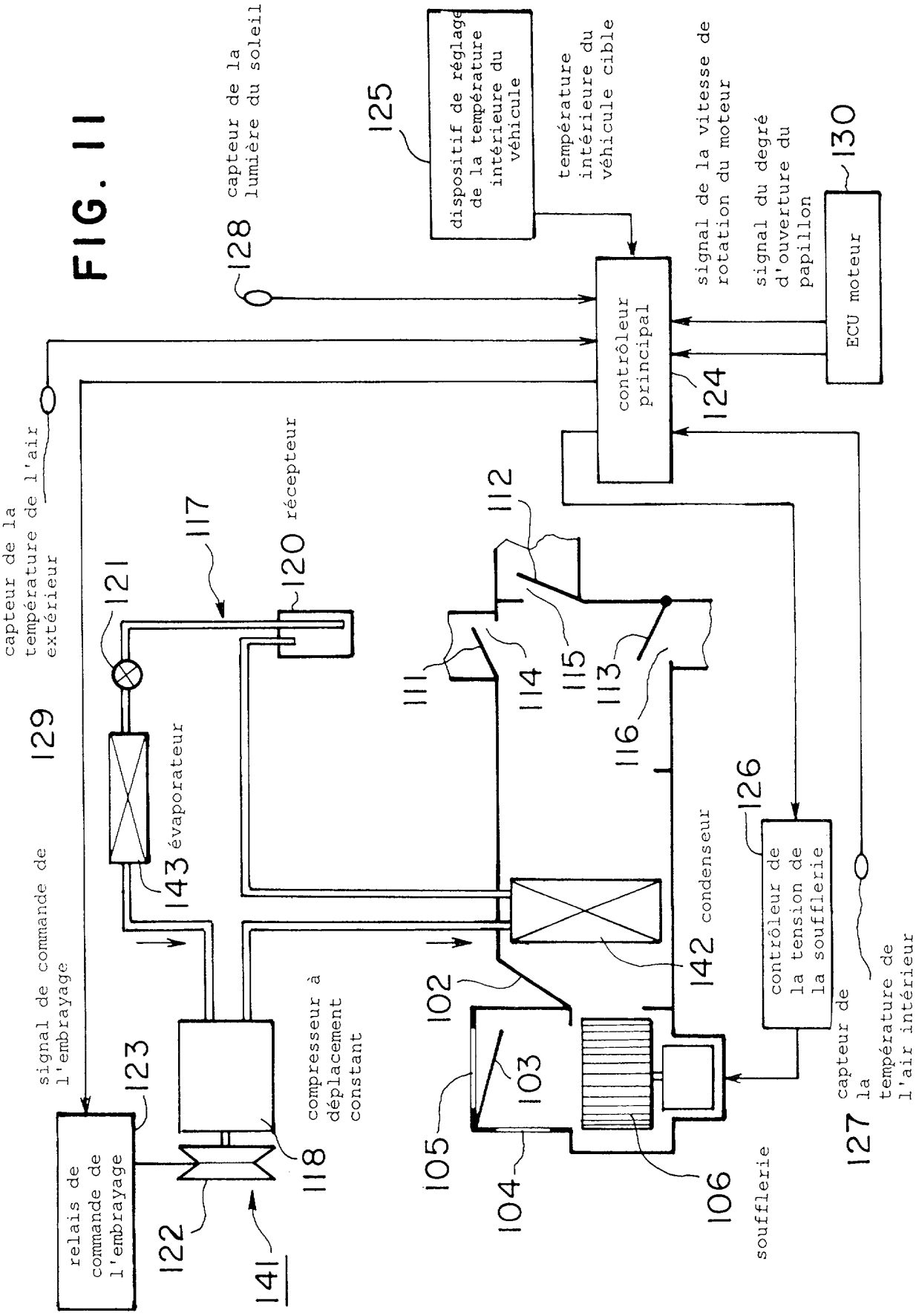

capteur de la lumière du soleil
128
dispositif de réglage de la température intérieure du véhicule
125
température intérieure du véhicule cible
signal de la vitesse de rotation du moteur
signal du degré d'ouverture du papillon
ECU moteur
130
contrôleur principal
124
capteur de la température de l'air extérieur
129
117
120 récepteur
121
112
111
114
115
113
116
évaporateur
143
condenseur
142
126
contrôleur de la tension de la soufflerie
signal de commande de l'embrayage
123
compresseur à déplacement constant
118
102
103
105
104
106
soufflerie
capteur de la température de l'air intérieur
127
relais de commande de l'embrayage
122
141

FIG. 12

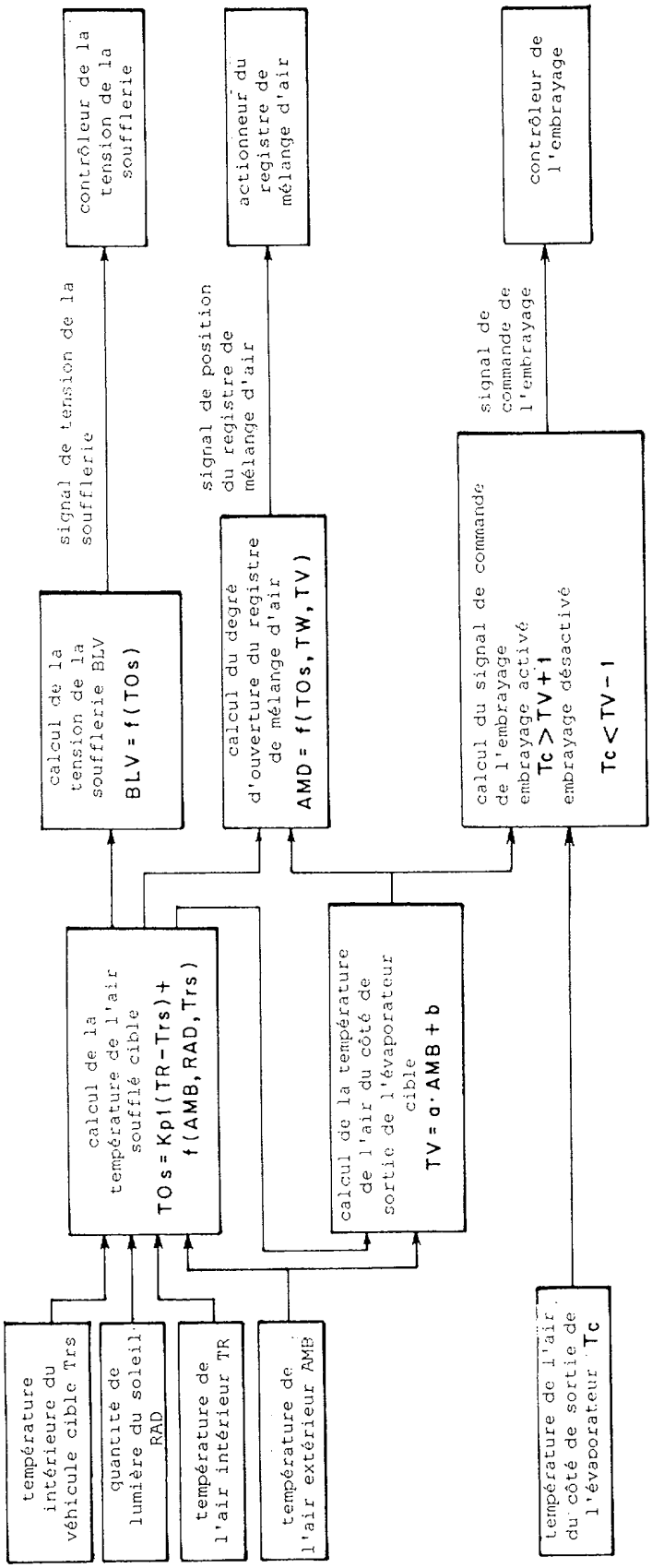
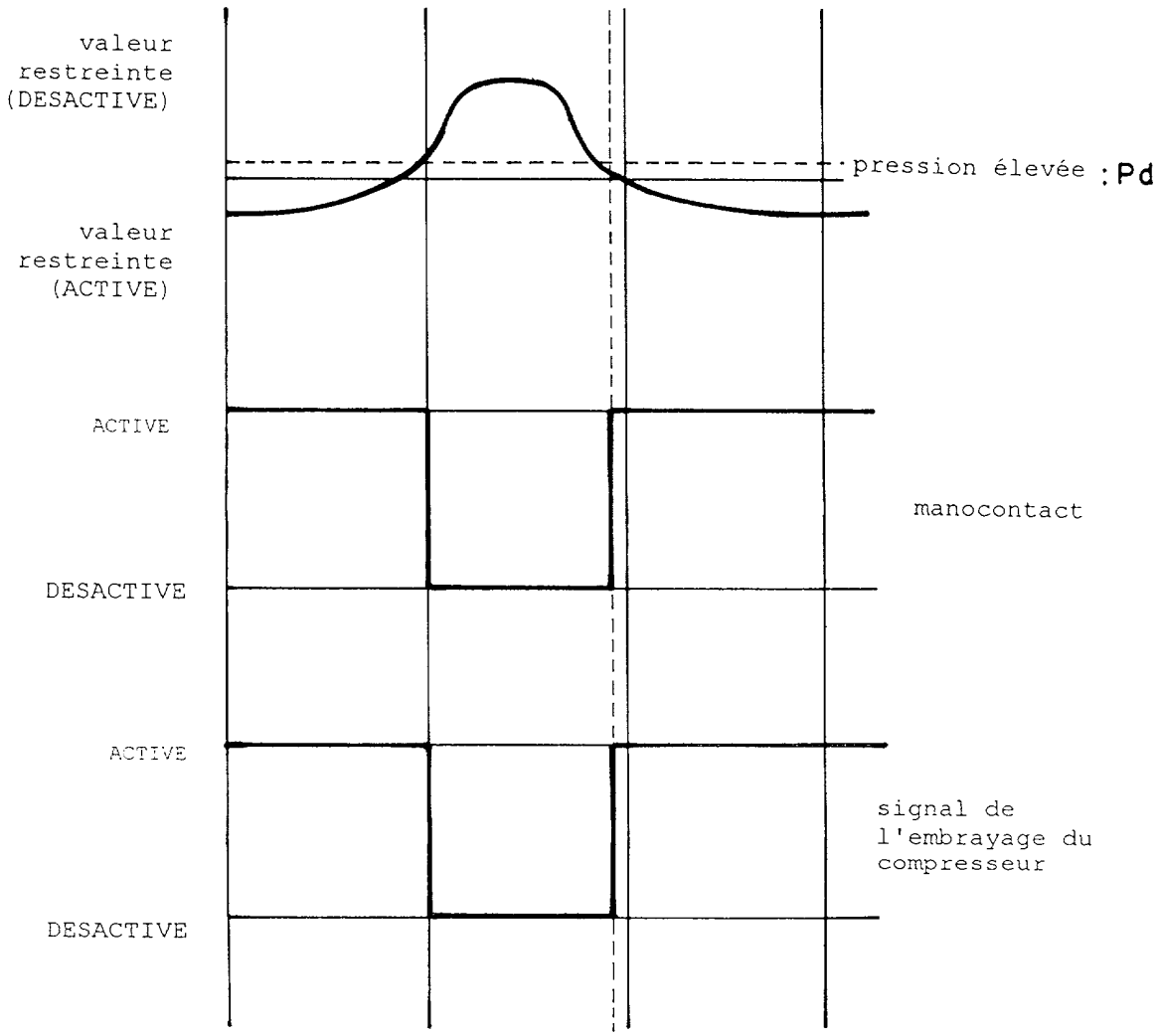

température intérieure du véhicule cible Trs
quantité de lumière du soleil RAD
température de l'air intérieur TR
température de l'air extérieur AMB
température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur Tc
calcul de la température de sortie de l'air souflé cible
TOs = Kp1(TR-Trs) + f(AMB, RAD, Trs)
calcul de la température de l'air du côté de sortie de l'évaporateur cible
TV = α·AMB + b
calcul de la tension de la soufflerie BLV
BLV = f(TOs)
calcul du degré d'ouverture du registre de mélange d'air
AMD = f(TOs, TW, TV)
calcul du signal de commande de l'embrayage
embrayage activé
Tc > TV + 1
embrayage désactivé
Tc < TV - 1
signal de tension de la soufflerie
signal de position du registre de mélange d'air
signal de commande de l'embrayage
contrôleur de la tension de la soufflerie
actionneur du registre de mélange d'air
contrôleur de l'embrayage

FIG. 13


valeur restreinte (DESACTIVE)
pression élevée : Pd
valeur restreinte (ACTIVE)
ACTIVE
manocontact
DESACTIVE
ACTIVE
signal de l'embrayage du compresseur
DESACTIVE